

Pro/MECHANICA® verstehen lernen

Paul Kloninger

Pro/MECHANICA® verstehen lernen

für Pro/ENGINEER Wildfire® 4.0
und Creo Elements/Pro 5.0 (Wildfire® 5.0)

Zweite Auflage



Springer

Herrn Dipl.-Ing. Paul Kloninger
Pestalozzistraße 21
36137 Großenlüder
Deutschland
PKloninger@web.de

ISBN 978-3-642-24840-5 e-ISBN 978-3-642-24841-2
DOI 10.1007/978-3-642-24841-2
Springer Heidelberg Dordrecht London New York

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnetet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über <http://dnb.d-nb.de> abrufbar.

© Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2009, 2012

Dieses Werk ist urheberrechtlich geschützt. Die dadurch begründeten Rechte, insbesondere die der Übersetzung, des Nachdrucks, des Vortrags, der Entnahme von Abbildungen und Tabellen, der Funksendung, der Mikroverfilmung oder der Vervielfältigung auf anderen Wegen und der Speicherung in Datenverarbeitungsanlagen, bleiben, auch bei nur auszugsweiser Verwertung, vorbehalten. Eine Vervielfältigung dieses Werkes oder von Teilen dieses Werkes ist auch im Einzelfall nur in den Grenzen der gesetzlichen Bestimmungen des Urheberrechtsgesetzes der Bundesrepublik Deutschland vom 9. September 1965 in der jeweils geltenden Fassung zulässig. Sie ist grundsätzlich vergütungspflichtig. Zu widerhandlungen unterliegen den Strafbestimmungen des Urheberrechtsgesetzes.

Die Wiedergabe von Gebrauchsnamen, Handelsnamen, Warenbezeichnungen usw. in diesem Werk berechtigt auch ohne besondere Kennzeichnung nicht zu der Annahme, dass solche Namen im Sinne der Warenzeichen- und Markenschutz-Gesetzgebung als frei zu betrachten wären und daher von jedermann benutzt werden dürften.

Einbandentwurf: WMXDesign GmbH, Heidelberg

Gedruckt auf säurefreiem Papier

Springer ist Teil der Fachverlagsgruppe Springer Science+Business Media (www.springer.com)

Vorwort zur 2. Auflage

Dem Leser liegt hier die 2. Auflage des Anwenderbuchs für die Software Pro/Mechanica ab Wildfire 4.0 vor. Der methodische Aufbau wurde im Vergleich zur 1. Auflage weitestgehend beibehalten: Die Vorgehensweise wird Schritt für Schritt erklärt und sehr detailliert mit Screenshots versehen, sodass der Anwender jederzeit das Buch als Nachschlagewerk verwenden kann. Zwecks der Übersichtlichkeit werden alle zitierten Menübefehle durch **Fettdruck** hervorgehoben, die Optionen und Schaltflächen in den entsprechend erscheinenden Definitionsfestern zusätzlich in <**dreieckige Klammern**> genommen.

Als eine wesentliche Erweiterung ist die neu aufgenommene dritte Aufgabe im Kapitel 11 zu nennen. Die neue Übung beinhaltet eine Optimierung auf der Basis einer Vorspannungsanalyse. Weiterhin wird hierbei die Version Wildfire 5.0 verwendet, die bzgl. der Performance bei Optimierungsanalysen deutlich verbessert wurde. Ansonsten sind die relevanten Neuerungen der Wildfire 5.0 an entsprechenden Textstellen der Aufgaben angeführt.

An dieser Stelle möchte ich mich bei meiner Frau bedanken, die mir stets unterstützend zur Seite stand und einige besonders anspruchsvolle Abbildungen aufbereitete.

Großenlüder, September 2011

Paul Kloninger

Inhaltsverzeichnis

Einleitung	1
1 Methodik in MECHANICA	3
1.1 P-Methode	3
1.2 Vorgehensweise in MECHANICA.....	4
1.3 Integration in Pro/ENGINEER	5
1.4 Leistungsmerkmale.....	6
1.5 Plattformen für MECHANICA.....	7
1.6 Geometriebeschreibung	8
1.7 Plausibilitätsprüfung	9
1.8 Konvergenzmethoden in MECHANICA	9
1.9 Werkzeuge in MECHANICA	10
1.10 Zusammenfassung Kapitel 1.....	12
Literaturverzeichnis	12
2 Methodik in Pro/ENGINEER	13
2.1 CAD-System Pro/ENGINEER	13
2.2 Arbeitsmodus in Pro/ENGINEER	14
2.3 Bedienoberfläche von Pro/ENGINEER	15
2.4 Zusammenfassung Kapitel 2.....	18
Literaturverzeichnis	18
3 Aufgabe: Darstellung des Ein-Massen-Schwingers.....	19
3.1 Einstieg in MECHANICA	19
3.2 Ersatzmodell	22
3.3 CAD-Modell	23
3.4 Statische Analyse.....	25
3.5 Modalanalyse	36
3.6 Dynamische Zeitanalyse	40

3.7 Dynamische Frequenzanalyse	49
3.8 Zusammenfassung Kapitel 3	54
Literaturverzeichnis	55
4 Aufgabe: Einfacher Träger als Balkenmodell.....	57
4.1 Aufgabenstellung Balkenmodell.....	57
4.2 Ersatzmodell	57
4.3 CAD-Modell	58
4.4 Statische Analyse.....	61
4.5 Zusammenfassung	84
Literaturverzeichnis	84
5 Aufgabe: Lochscheibe als ebener Spannungszustand	85
5.1 Aufgabenstellung Lochscheibe	85
5.2 Ersatzmodell	85
5.3 CAD-Modell	86
5.4 Statische Analyse.....	87
5.5 Zusammenfassung Kapitel 5.....	109
Literaturverzeichnis	109
6 Aufgabe: Dünnes Rohr als ebener Dehnungszustand	111
6.1 Aufgabenstellung dünnes Rohr.....	111
6.2 Ersatzmodell	111
6.3 CAD-Modell	112
6.4 Statische Analyse.....	113
6.5 Zusammenfassung Kapitel 6.....	124
Literaturverzeichnis	125
7 Aufgabe: Pressverband als 2D-Achsenymmetrie	127
7.1 Aufgabenstellung Pressverband.....	127
7.2 Ersatzmodell	127
7.3 CAD-Modell	129
7.4 Statische Analyse der Hohlwelle	130
7.5 Kontaktanalyse.....	137
7.6 Zusammenfassung Kapitel 7.....	155
Literaturverzeichnis	155
8 Aufgabe: Dünne Platte als Schalen- und Volumenmodell	157
8.1 Aufgabenstellung Kreisplatte.....	157
8.2 Ersatzmodell	157
8.3 CAD-Modell	158
8.4 Schalenmodell.....	159
8.5 Volumenmodell geometrisch nichtlinear	171
8.6 Zusammenfassung Kapitel 8.....	181
Literaturverzeichnis	181

9 Aufgabe: Knickstab als Instabilitätsproblem	183
9.1 Aufgabenstellung Knickstab.....	183
9.2 Ersatzmodell	183
9.3 CAD-Modell	184
9.4 Statische Analyse.....	186
9.5 Beulanalyse.....	190
9.6 Zusammenfassung Kapitel 9.....	196
Literaturverzeichnis	197
10 Aufgabe: Wärmeleitstab in THERMAL	199
10.1 Aufgabenstellung Wärmeleitstab.....	199
10.2 Ersatzmodell	199
10.3 CAD-Modell	200
10.4 Stationäre Analyse.....	202
10.5 Transiente Wärmeanalyse.....	207
10.6 Zusammenfassung Kapitel 10.....	212
Literaturverzeichnis	213
11 Drei Aufgaben zur autodidaktischen Weiterbildung	215
11.1 Zwei-Massen-Schwinger	215
11.1.1 Ersatzmodell.....	215
11.1.2 CAD-Modell	216
11.1.3 FE-Modell in MECHANICA	217
11.1.4 Modalanalyse	220
11.1.5 Dynamische Zeitanalyse	222
11.1.6 Ergebniskontrolle	224
11.2 Flanschverschraubung	225
11.2.1 Ersatzmodell.....	225
11.2.2 CAD-Modell	226
11.2.3 FE-Modell in MECHANICA	227
11.2.4 Erste Kontaktanalyse	243
11.2.5 Zweite Kontaktanalyse.....	244
11.2.6 Endanalyse	245
11.3 E-Gitarrensaite	247
11.3.1 CAD-Grundeinstellungen.....	248
11.3.2 CAD-Modell	249
11.3.3 FE-Modell in MECHANICA	251
11.3.4 Optimierung	253
11.4 Allgemeine Tipps.....	261
Literaturverzeichnis	263
12 Stichwortverzeichnis	265

Auflistung verwendeter Formelzeichen und Abkürzungen

A	1. Koeffizient der homogenen Lösung, Stabquerschnitt
B	2. Koeffizient der homogenen Lösung, Balkenbreite
D	Nenndurchmesser
D _{na}	Außendurchmesser der Nabe
D _{ni}	Innendurchmesser der Nabe
D _{wa}	Außendurchmesser der Hohlwelle
D _{wi}	Innendurchmesser der Hohlwelle
E	Elastizitätsmodul
E _{FEDER}	gespeicherte Federenergie
F	Kraft
F _k	Knicklast
\vec{F}	Kraftvektor
G	Gravitation
\vec{G}	Gravitationsvektor
H	Balkentiefe
I	Flächenträgheitsmoment
K	Hilfsgröße bei dem Pressverband
L	Balkenlänge, Stablänge
L ₀	Federlänge ungespannt
M _B	Biegemoment
P _{Fuge}	Flächenpressung im Pressverband
P _i	Innendruck
Q	Wärmemenge
\dot{Q}	Wärmeleistung
R	mittlerer Rohrradius, Plattenradius
T	Temperatur
ΔT	Temperaturdifferenz
W _{GRAVITATION}	Arbeit der Schwerkraft
X, Y, Z	kartesische Koordinatenachsen
a	Beschleunigung
c	spezifische Wärmekapazität
d	Dämpfungskoeffizient

f_{\max}	maximale Durchbiegung
g	Erdbeschleunigung
k	Federsteifigkeit
m	Masse
p	Druck
t	Zeit, Scheibendicke, Rohrdicke, Plattendicke
Δt	Aufheizdauer
x, y	Verschiebung
\dot{x}, \dot{y}, y'	Geschwindigkeit
\ddot{x}, \ddot{y}	Beschleunigung
α_k	Formzahl
γ	Auslenkung
λ	Wärmeleitzahl
σ_0	Nennspannung
σ_t	Tangentialspannung
σ_x	Kerbspannung in X-Richtung
$\sigma_{x\max}$	maximale Kerbspannung in X-Richtung
ω	Eigenkreisfrequenz
ω_0	Eigenfrequenz
2D	zweidimensional
3D	dreidimensional
Abb.	Abbildung
Abschn.	Abschnitt
Aufl.	Auflage
bzgl.	bezüglich
bzw.	beziehungsweise
ca.	circa (etwa)
d. h.	das heißt
etc.	et cetera (und so weiter)
evtl.	eventuell
GB	Gigabyte
gem.	gemäß
ggf.	gegebenenfalls
HTML	textbasierte Internet-Programmiersprache
inkl.	inklusive
IPE	Stahlträger als I-Profil mit parallelen Flanschflächen
JPEG	Grafikformat
Kap.	Kapitel
MS EXCEL	Tabellenkalkulationsprogramm von Microsoft
MS WORD	Textbearbeitungsprogramm von Microsoft
Nr.	Nummer
PC	Personal Computer
STRG	Steuerungstaste

TIFF

usw.

u. A.

u. U.

vs.

z. B.

Grafikformat
und so weiter
unter Anderem
unter Umständen
versus (gegen)
zum Beispiel

Einleitung

Das Tool MECHANICA ist eine bekannte und verbreitete Software von Parametric Technology Corporation (PTC). Heutzutage benutzt man die Funktionalität überwiegend in Verbindung mit Pro/ENGINEER, einem der weltweit führenden CAD-Programme (CAD = Computer Aided Design). Das war nicht immer so, da MECHANICA ursprünglich unabhängig von Pro/ENGINEER entwickelt und später in die CAD-Umgebung integriert wurde. Dennoch gibt es noch immer einige Spezialisten, die MECHANICA losgelöst von CAD einsetzen. Diese Arbeitsweise gehört keineswegs zum Schwerpunkt der Abhandlung, denn die Zielgruppe entspricht nicht dem Buchkonzept.

Die vorliegende Arbeit richtet sich in erster Linie an die Studenten aber auch Ingenieure der Fachbereiche Maschinenbau, Mechatronik, Bauingenieurwesen etc. Das sind hauptsächlich (angehende) Konstrukteure, die neben der schöpferischen Tätigkeit der Produktentwicklung bestimmte Eigenschaften ihrer Konstruktionen virtuell untersuchen möchten. Darin liegt der Kern der Motivation für dieses Buch: Der Autor möchte damit erreichen, dass möglichst vielen Anwendern der Zugang zu MECHANICA geöffnet und erleichtert wird.

Im Rahmen der Hochschulausbildung hat man sehr wahrscheinlich einen CAD-Lehrgang belegt, vielleicht war das sogar Pro/ENGINEER, NX oder CATIA, um hier einige wichtige Vertreter der CAD-Welt zu erwähnen. Diese Kurse haben erfahrungsgemäß leider keinen hohen Anspruch an die Qualität und Inhalte. Erst im Beruf sind dann teure Schulungen von entsprechenden Anbietern richtig effektiv. In selteneren Fällen gibt es einen Lehrgang in einem FEM-Tool (FEM = Finite-Elemente-Methode), wie z. B. MECHANICA. Danach erhält man in den meisten Fällen eine Schulungsunterlage, die ein späteres Auffrischen von dem gelernten aber vergessenen Wissen ermöglicht. Für viele sind das somit die einzigen Nachschlagewerke, da die heute vorhandene Literatur zu MECHANICA recht dürfzig ist.

Insgesamt haben wir in der Bundesrepublik Deutschland eine große Anzahl an Anwendern und Interessenten von Pro/ENGINEER und MECHANICA. Davon gibt es nur ganz wenige Ingenieure, die als Berechnungsspezialisten zu 50-100 % mit MECHANICA arbeiten. Die breite Masse nutzt das Programm eher gelegentlich.

2 Einleitung

lich. Das hat folglich zur Konsequenz, dass unqualifizierte und teilweise einfach falsche Berechnungsergebnisse präsentiert und verwertet werden. Natürlich wird von dem Anwender nicht verlangt, dass er alle mathematischen Zusammenhänge und Hintergründe kennt, Differentialgleichungen löst oder Ähnliches. Dazu sind die meisten Ingenieure auch nicht unbedingt in der Lage. Dennoch ist das Kennen einiger grundlegenden Sachverhalte und Gesetzmäßigkeiten unabdingbar, ohne das gewisse Verständnis von der Problematik ist kein Arbeiten mit FEM zulässig und möglich.

Im ersten Kapitel des Buches werden die wichtigsten Merkmale und Regeln beim Arbeiten mit MECHANICA erklärt. Vor allem sollen die besonderen herausragenden Eigenschaften des Programms erläutert und die entsprechenden Konsequenzen dargelegt werden. Im zweiten Abschnitt der Abhandlung erfolgt eine Kurzvorstellung des CAD-Systems Pro/ENGINEER. Ab dem dritten Kapitel wird anhand von einfachen Beispielen das Basiswissen in MECHANICA gebildet und damit die Voraussetzung für das spätere Arbeiten mit dem Programm geschaffen. Einige der Beispiele setzen die Funktionalitäten (ab) der Version Wildfire 4.0 voraus.

Im Laufe der stetigen Entwicklung des CAD-Systems Pro/ENGINEER wurden unterschiedliche Arten der Implementierung von MECHANICA vorgenommen. Von den ursprünglichen vier optionalen Modulen STRUCTURE, THERMAL, VIBRATION und MOTION sind heute nur zwei Basisarten der Lizenzierung möglich. Die einfache Option *MECHANICA* hat einige wesentliche Einschränkungen im Funktionsumfang, sodass die vollständige Abarbeitung der Buchbeispiele erst mit der erweiterten Lizenz *Advanced MECHANICA* möglich ist.

1 Methodik in MECHANICA

1.1 P-Methode

MECHANICA zählt im Allgemeinen zu einem von vielen FEM-Programmen, ähnlich wie ANSYS, MARC, NASTRAN, ABAQUS etc. Die Anwendung der FEM setzt Kompetenz und Erfahrung voraus, denn die Programme rechnen alles, was formal richtig erscheint. Dabei sind die Problemstellungen aus der Praxis meist durch keine exakte Lösung abgesichert. Vor allem ist die Größe des Fehlers unbekannt. Das Vertrauen in die Ergebnisse der FEM ist somit schwer zu gewinnen.

In der FEM erfolgt die diskrete Beschreibung eines Kontinuums, indem die Geometrie mittels vieler kleiner Elemente idealisiert wird. Setzt man voraus, dass der Anwender alle sonstigen Annahmen und Randbedingungen (größte Fehlerquelle) korrekt getroffen hat, dann ist die Genauigkeit der Ergebnisse nur von der Elementzahl abhängig. Je feiner das Netz, umso genauer kann die Geometrie beschrieben werden. Aus dem Grund werden diese Programme als h-Versionen (h-relativer Elementdurchmesser) bezeichnet. Das Beherrschung solcher Systeme bedarf unbedingt eines Spezialisten, da allein eine unpassende oder zu grobe Vernetzung eine verlässliche Ergebnisbewertung ausschließt.

MECHANICA basiert im Gegensatz zu h-Versionen auf der sogenannten p-Methode. Das Elementverhalten wird mit Polynomfunktionen höherer Ordnung approximiert. Dabei nimmt die Genauigkeit eines Elementes zu, zum einen durch mehr Freiheitsgrade in den Knoten und zum anderen durch die exaktere geometrische Randanpassung (Abb. 1-01).

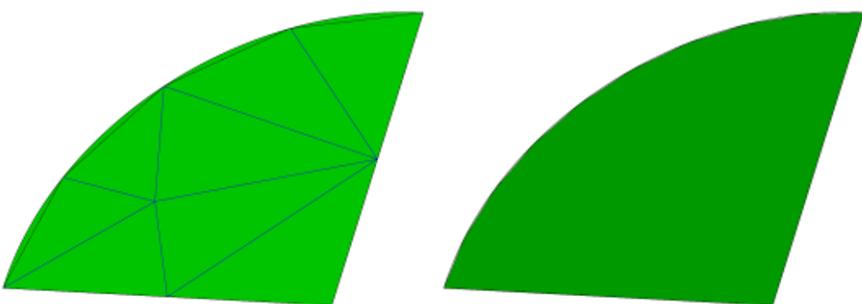


Abb. 1-01: Geometrieberandung der h- vs. p-Dreiecksvernetzung. Die Abbildung links zeigt eine h-Vernetzung mit 8 Dreieckselementen, die Randanpassung erfolgt polygonartig. Das rechte Bild stellt ein einziges p-Dreieckselement dar, die Krümmung wird exakt abgebildet.

Der mathematische Hintergrund der p-Elemente ist bei dem einfachen Lösungsansatz hilfreich, wenn man voraussetzt, dass die Funktion Genauigkeit über

die Anzahl der Freiheitsgrade gegen die exakte Lösung des FE-Modells monoton konvergiert. Somit kann die Ergebnisgenauigkeit theoretisch allein durch die Erhöhung der Polynomgrade erreicht werden, das vernetzte Modell wird dabei nicht verändert.

Die analoge Vorgehensweise bei der h-Methode erfordert hingegen eine schrittweise höhere Diskretisierung, mit anderen Worten eine feinere Vernetzung. Die Netzverfeinerung sollte dann so lange erfolgen, bis das zuletzt berechnete Ergebnis keinen Unterschied mehr zur vorherigen Auswertung aufweist und damit gegen einen bestimmten Wert konvergiert. In der Praxis werden meistens aus Zeit- und Kostengründen lediglich eins bis maximal zwei solche Iterationsschritte durchgeführt.

Die schematische Darstellung in der Abb. 1-01 verdeutlicht die Vernetzungsstrategie in MECHANICA. Der Vorteil liegt in der einfacheren und robusten Modellierung, außerdem hilft die eingebaute Konvergenz der p-Elemente, die Unsicherheiten bei der Netzgenerierung wegzunehmen. Dies ist in einer h-Version besonders kritisch, dort muss der Anwender selbst die Konvergenzbetrachtung aufstellen und bewerten.

Um die quantitativen Unterschiede zwischen der h- und der p-Vernetzung aufzuzeigen, ist in der Abb. 1-02 beispielhaft die vernetzte Struktur einer Viertelplatte dargestellt, standardmäßig mit h- sowie p-Tetraedern vernetzt.

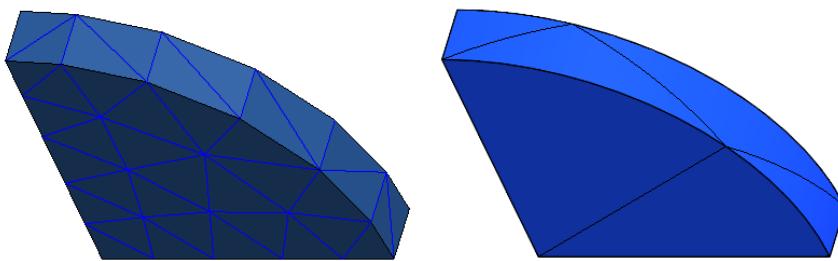


Abb. 1-02: Viertelplatte als feines h-Netz vs. grobes p-Netz. Die Netzstruktur links ist engmaschiger und typisch für die h-Methode. Auf der rechten Seite, ebenfalls typisch, die relativ grobe p-Vernetzung.

Die Anzahl der erforderlichen Volumenelemente kann bei der p-Methode oft hundertfach kleiner sein als bei einer h-Version.

1.2 Vorgehensweise in MECHANICA

FEM-Programme nutzen im Prinzip den gleichen Formalismus. Typischerweise laufen die Bearbeitungsschritte folgendermaßen ab:

- Geometrieaufbereitung in CAD: Vorarbeiten für die FE-Analyse
- Wechsel zum FEM-Programm: Direkt oder mittels einer Schnittstelle
- Bildung des FE-Modells: Preprozessor – intern oder extern
- Rechenlauf: Solver – intern oder extern
- Auswertung der Ergebnisse: Postprozessor – intern oder extern
- Plausibilitätskontrolle

Die wesentliche Aufgabe des Preprocessors ist die Bildung eines berechenbaren FE-Modells inkl. Materialeigenschaften, Randbedingungen, Lasten, Vernetzung etc. Damit entsteht ein System von Differentialgleichungen, das von einem numerischen Gleichungslöser, auch Solver genannt, näherungsweise aufgelöst wird. Anschließend werden sekundäre Ergebnisse wie z. B. die Spannungen ausgerechnet. Für die Ausgabe der berechneten Größen wird ein sogenannter Postprozessor verwendet, der die Darstellung von selbsterklärenden Farbfüllbildern, kurz Farbplots, oder auch Graphen ermöglicht.

Grundsätzlich anders wird die Vorgehensweise in MECHANICA definiert:

1. Geometrie aufbauen
2. Eigenschaften zuweisen
3. Randbedingungen definieren
4. Lasten aufbringen
5. Elemente auswählen und vernetzen
6. Analyse definieren
7. Rechenlauf durchführen
8. Ergebnisse überprüfen
9. Designparameter definieren
10. Sensitivitätsstudien durchführen
11. Optimierung
12. Geometrie aktualisieren

Hierbei wird ausdrücklich nicht mehr auf die Begriffe Preprocessor, Solver, Postprozessor usw. hingewiesen. Die Integration von MECHANICA in CAD hat hier den wesentlichen Vorteil, dass keine Schnittstellen notwendig sind.

Die Geometriebeschreibung wird zwar im Hintergrund zwischen CAD und FEM ständig übersetzt, das geschieht jedoch unter der gleichen Bedienoberfläche und nahezu unbemerkt für den Anwender.

1.3 Integration in Pro/ENGINEER

Die Integration von MECHANICA in Pro/ENGINEER bietet eine Vielzahl an Vorteilen. In erster Linie entfällt die Datenkonvertierung, die ansonsten bei der Nutzung eines eigenständigen FEM-Programms erforderlich wäre. Das spart meist enorm viel Zeit, insbesondere bei Iterationsschleifen, wenn aufgrund von Kon-

struktionsänderungen eine erneute Simulation verlangt wird. Weiterhin wird das gleiche Datenmodell von Pro/ENGINEER verwendet, d. h. alle Simulationsdaten inkl. Modelleinheiten und Materialeigenschaften werden in der Konstruktionsdatei gespeichert. Die Ausnahme bildet die Netzdatei, die ggf. vor der Analyse extra abgespeichert wird. Die Netzdaten können sehr groß werden und würden die Performance erheblich ausbremsen.

Innerhalb der Architektur von Pro/ENGINEER kommuniziert MECHANICA erfolgreich mit anderen optionalen Tools wie BMX (Behavioral Modeling Extension) bei Konstruktionsstudien oder MDO (Mechanism Dynamics Option) bei dem Import von dynamischen Lasten usw. Weiterhin ist MECHANICA mit erweiterten Modellierung-Tools wie vereinfachten Darstellungen, Vererbungs-Features und Verschmelzungen von Baugruppen kompatibel. Besonders hervorzuheben ist die parametrische Variation der Geometrie und der Eigenschaften im Simulationsmodell. Damit sind Optimierungs- und Sensitivitätsstudien (Parameterempfindlichkeitsanalysen) möglich, die Aufschluss über die unterschiedlichen Konstruktionstypen geben.

1.4 Leistungsmerkmale

Standardmäßig bieten alle FEM-Programme die Durchführung einer linearen Verformungs- und Spannungsanalyse. Der Aufbau erfolgt dann meist modular, indem weitere Optionen zur Berechnung beispielsweise dynamisch belasteter Strukturen, thermischer Aufgaben oder Strömungsprobleme etc. dazu kommen.

MECHANICA beinhaltet insgesamt zwei Module: STRUCTURE und THERMAL. In STRUCTURE können strukturmechanische Probleme idealisiert und gelöst werden, THERMAL ist hingegen für Wärmeanalysen zuständig. Die beiden Optionen sind miteinander verknüpft, sodass beispielsweise eine zum bestimmten Zeitpunkt in THERMAL berechnete Temperaturverteilung als thermische Last in STRUCTURE übernommen werden kann. Weiterhin ist (bei *Advanced MECHANICA*) die Option VIBRATION verfügbar (in STRUCTURE enthalten), die eine dynamische Untersuchung von schwingungsbelasteten Strukturen sowie die Durchführung von Erdbebenanalysen erlaubt.

In MECHANICA sind traditionsgemäß parametrische Sensitivitäts- und Optimierungsstudien implementiert. Diese Analysetypen erlauben, wie schon oben angedeutet, eine automatische Strukturuntersuchung auf der Basis einer Parametervariation. Eine derartige Assoziativität zwischen MECHANICA und der Repräsentation aus Pro/ENGINEER ermöglicht beispielsweise eine automatische Gewichtsoptimierung der Struktur innerhalb gewisser Parametergrenzen, wobei bestimmte Bedingungen (z. B. Einhalten der zulässigen Spannung) erfüllt werden müssen. Diese Funktionalität ist zwecks der Verkaufsargumentation äußerst wirkungsvoll, das praktische Nutzen ist jedoch eingeschränkt, da hierbei extreme An-

forderungen an Ressourcen und Rechenzeiten gestellt werden. In der Version Wildfire 4.0 bietet MECHANICA weiterhin folgende Analysearten (Tabelle 1-01):

Tabelle 1-01: Analysearten in MECHANICA

Modul	Analysetyp
STRUCTURE	lineare statische Analyse
	geometrisch nichtlineare statische Analyse mit großen Verformungen
	nichtlineare statische Analyse mit hyperelastischen Materialeigenschaften
	nichtlineare statische Analyse mit dem elasto-plastischen Materialverhalten (ab Wildfire 5.0)
	statische Kontaktanalyse (nichtlinear)
	statische Vorspannungsanalyse
	lineare Beulanalyse (Beullastfaktoren)
	Modalanalyse
	Modalanalyse mit Vorspannung
	Berechnung von Laminaten
THERMAL	Ermüdungsanalyse (optional, eigene Lizenz erforderlich)
	stationäre Wärmeanalyse
VIBRATION (Teil von STRUCTURE)	transiente Wärmeanalyse
	dynamische Zeitanalyse
(Teil von STRUCTURE)	dynamische Frequenzanalyse
	stochastische Antwortanalyse
	Erdbebenanalyse

Die Lizenz Pro/ENGINEER *Advanced MECHANICA* schließt alle oben beschriebenen Analysearten ein, bis auf die Ermüdungsanalysen. Diese Funktionalität ist separat unter der Bezeichnung *Fatigue Advisor* erhältlich. Weiterhin beinhaltet MECHANICA einen FEM-Modus für die Integration einer h-Version wie ANSYS oder NASTRAN.

1.5 Plattformen für MECHANICA

Aktuell werden ab Wildfire 4.0 die Betriebssysteme Microsoft Windows 7, Windows XP oder Vista, UNIX Solaris oder HP-UX unterstützt. Die älteren Windows-Versionen wie Windows 2000 sind nur bis Wildfire 3.0 kompatibel. Zwischenzeitlich gab es Versuche, die PTC Produkte auch unter LINUX zu betreiben, für MECHANICA bisher leider ohne Erfolg.

Bei dem Vergleich von Windows 7 oder Windows XP bieten die 64-bit Varianten eindeutige Vorteile, da man einen praktisch unbegrenzten Arbeitsspeicher adressieren kann, bei 32-bit Windows XP ist bei maximal 3 GB Schluss. Diese Grenze kann bei einem großen Volumenmodell durchaus erreicht werden.

1.6 Geometriebeschreibung

Für eine FE-Analyse wird die zu untersuchende Geometrie in CAD erstellt, sofern die Komplexität des echten Bauteils berücksichtigt werden soll. In manchen Fällen kann die Struktur direkt in FEM aufgebaut werden, z. B. wird ein Fachwerk oft mit Balken- und Stabelementen modelliert. Für diese Idealisierung sind keine 3D-Daten erforderlich, auch die Massen können als einzelne Massenpunkte abgebildet sein usw. Grundsätzlich geht man aber davon aus, dass die Teile und die Baugruppen aus einem 3D CAD-Programm stammen und somit in digitaler Form vorliegen.

Die Geometrie wird dann von dem FEM-Programm eingelesen. In MECHANICA erfolgt der Geometrietransfer schnittstellenfrei und unbemerkt für den Anwender. Fehlerhafte 3D-Daten sind allerdings immer noch ein Thema. Im Entwicklungsprozess sind manchmal „Schnellschüsse“ gefordert, die später nicht unbedingt bereinigt werden. Eine gute Kontrolle der Geometrie ist eine Oberflächenkopie von dem gesamten Teil, die assoziativ in ein leeres FE-Bauteil übertragen wird. Wenn sich aus dieser geschlossenen Fläche ein Volumen bilden lässt, dann ist das schon eine beinahe Erfolgsgarantie für das Volumenmodell in MECHANICA. Dabei spielt auch die Genauigkeit der Modellierung eine große Rolle. Im Maschinenbau hat sich die absolute Genauigkeit von mindestens 0,01 mm bewährt.

Die Erstellung eines Volumenmodells ist die häufigste Art der Geometrieüberführung in MECHANICA. Zum einen erreicht man damit weitestgehend realistische Ergebnisse, zum anderen sind nur so einige Optionen im Hinblick auf die Plastizität, geometrische Nichtlinearität, Hyperelastizität etc. verfügbar. Alternativ zu 3D-Modellen gibt es folgende 2D-Idealisierungen:

- ebener Dehnungszustand
- ebener Spannungszustand
- 2D-Achsensymmetrie

Unabhängig von dem Problemtyp muss die Physik der Aufgabe richtig verstanden worden sein, um die Erfassung und Abbildung eines Problems zu ermöglichen.

1.7 Plausibilitätsprüfung

MECHANICA verfügt über einen leistungsfähigen Postprozessor, der eine Ergebnisausgabe als Farbplot oder Graph ermöglicht. Diese Ergebnisdarstellungen lassen sich ausgezeichnet aufbereiten, z. B. können die Farbübergänge verwischt, die Bildauflösung extrem hoch eingestellt werden usw. Dies trübt den kritischen Blick für mögliche Fehler. Außerdem sind hier fehlende theoretische Kenntnisse häufig die Ursache von Fehlentwicklungen. Streng genommen sollte der Anwender sein Modell permanent iterativ überprüfen, um mögliche Fehler auszuschließen. Die ingenieurmäßige Sorgfalt, die sogar „penibel“ sein darf, entscheidet über die Genauigkeit der Berechnung.

Die Simulation rentiert sich erst, wenn der Anwender nicht nur die Erfassung und Abbildung eines Problems sicher gelernt hat, sondern auch die Ergebnisinterpretation beherrscht.

1.8 Konvergenzmethoden in MECHANICA

MECHANICA besitzt zwei unterschiedliche Konvergenzarten: Adaptive Einschritt-Konvergenz und die adaptive Mehrfachkonvergenz. Weiterhin hat man die Möglichkeit für eine Schnellanalyse ohne Konvergenz, dabei werden alle Elementkanten mit der Polynomordnung 3 gerechnet. Zum Vergleich: Das würde einem h-Element mit zwei Zwischenknoten pro Elementkante entsprechen. Diese grobe Analyseart ist nur vorab zur Kontrolle des FE-Modells geeignet, um beispielsweise Fehler im Modell auszuschließen.

Adaptive Einschritt-Konvergenz nutzt standardmäßig den direkten Block-Gleichungslöser (löst alle Gleichungen gleichzeitig im Block auf), der das Modell in zwei Schritten rechnet. Im ersten Durchlauf erhalten alle Elementkanten die Polynomordnung 3, daraufhin erfolgt im zweiten Schritt die adaptive Konvergenz. Adaptiv deshalb, weil die Elementkanten unterschiedliche, nach entsprechenden Konvergenzkriterien festgelegte Polynomgrade erhalten. Dabei wird die lokale Schätzung des Spannungsfehlers ermittelt, der zur Bewertung der Ergebnisqualität genutzt wird. Diese Methode ist schnell und für die meisten Problemstellungen gut geeignet. Nachteilig ist die insgesamt mangelnde Qualitätskontrolle für die Be-rechnungsergebnisse.

Die adaptive Mehrfachkonvergenz ist im Vergleich zur Einschritt-Konvergenz deutlich aufwändiger. Der Solver startet standardmäßig mit der Polynomordnung 1 für alle Kanten, im zweiten Schritt werden alle Elementkanten mit der Polynomordnung 2 gerechnet. Daraufhin beginnt die adaptive Konvergenz, d. h. der Solver erhöht die Polynomgrade der Kanten so lange, bis die Konvergenzkriterien erfüllt werden oder der maximal gesetzte Polynomgrad (bis 9 möglich) erreicht wird. Der Anwender hat eine Vielzahl an Möglichkeiten, die Mehrfachkonvergenz

zu steuern. Man kann beispielsweise die Polynomgrade einschränken, dass der Solver gleich bei der Ordnung 2 beginnt, aber nur bis zum Polynomgrad 7 rechnen darf. Weiterhin können eigene Konvergenzkriterien definiert sowie die Konvergenztoleranz (in %) verschärft werden usw.

Nach jedem Rechenschritt der Mehrfachkonvergenz werden die Ergebnisse berechnet und gespeichert, damit hat man nicht nur das Endergebnis, sondern auch alle Zwischenresultate. Das ermöglicht vor allem die Auswertung entsprechender Konvergenzkurven, anhand deren man die Ergebnisgüte bewerten kann.

Für den Anwender ist es wichtig zu wissen, dass ein grobes p-Netz u. U. erst bei hohen Polynomgraden konvergiert. Im Falle von Singularitäten (Steifigkeitsbrüche, scharfe Innenkanten, Punktlasten etc.), wenn die Spannung theoretisch unendlich groß wird, ist überhaupt keine Konvergenz an den fraglichen Stellen möglich. Somit kann eine Netzverfeinerung sehr hilfreich sein, um eine schnelle Konvergenz zu erreichen, auf Kosten der Elementzahl natürlich, dabei sollten die evtl. vorhandenen Singularitäten isoliert bzw. aus der Konvergenz ausgeschlossen werden.

1.9 Werkzeuge in MECHANICA

In MECHANICA sind die meisten Funktionen mit Schaltflächen versehen, um eine schnellere Arbeitsweise zu ermöglichen. In absehbarer Zeit wird sich dieses Konzept wohl durchsetzen, ähnlich wie im MS WORD 2010, wobei hauptsächlich graphische Befehle zum Einsatz kommen.

In den nachfolgenden Übungen werden jedoch überwiegend Menübefehle verwendet, denn das Arbeiten mit Icons ist ohnehin intuitiv gut erlernbar. In der Abb. 1-03 sind die aktuellen (Wildfire 5.0) Schaltflächen aufgelistet.

-  Kraft- / Momentlast
-  Drucklast
-  Lagerlast
-  Gravitationslast
-  Zentrifugallast
-  Globale Temperaturlast
-  Wärmelast (THERMAL)
-  Randbedingung allgemein
-  Planar-, Zylinder- oder Kugelgelenk (ab Wildfire 5)
-  Spiegelsymmetrie, Zyklische Symmetrie
-  Temperatur-Randbedingung (THERMAL)
-  Konvektive Randbedingung (THERMAL)
-  Zyklische Symmetrie (THERMAL)
-  Schale (auch erweitert) aus Flächen
-  Schalenpaare aus Volumen
-  Balken
-  Feder (auch „Feder-zu-Basis“)
-  Massenpunkt
-  Schnittstelle (auch Kontaktdefinition)
-  Schweißnaht (Stoß-, Umlauf-, Punktnaht, Schweißnaht-KE)
-  Starre Verbindung
-  Gewichtete Verbindung
-  Schrauben-KE (nur Baugruppenmodus)
-  Materialien
-  Materialzuweisung
-  Messgrößen
-  AutoGEM-Steuerung (Netzsteuerung)
-  Flächenbereich
-  Volumenbereich (Profil, Drehen, Ziehen, Verbund, Zug-Tool, Zug-Verbund...)
-  P-Netz erzeugen oder ggf. anzeigen
-  MECHANICA-Analysen / -Studien
-  Ergebnisse aufrufen
-  Simulationsdarstellung

Abb. 1-03: Werkzeuge in MECHANICA

1.10 Zusammenfassung Kapitel 1

Advanced MECHANICA stellt ein preiswertes, leistungsfähiges und äußerst zuverlässiges Werkzeug dar, um das Verhalten von Teilen und Baugruppen unter thermischen sowie strukturmechanischen Lasten virtuell zu simulieren. Als herausragendes Merkmal wird die eingebaute Konvergenzkontrolle der p-Methode unterstrichen, die den Anwender von den Unsicherheiten bei der Netzgenerierung entlastet, denn die Ergebnisqualität wird bei den meisten Problemstellungen nicht über die Netzverfeinerung erreicht. Die Problematik von unpassenden Elementtypen stellt sich prinzipiell nicht. Weiterhin entfällt die kostspielige Schnittstellenproblematik, denn die vollständige Integration in Pro/ENGINEER erlaubt eine schnelle Berechnung von neuen Konstruktionsvarianten.

Literaturverzeichnis

- Klein B (1999) FEM Grundlagen und Anwendungen der Finite-Elemente-Methode, 3 Aufl, VIEWEG, ISBN 3-528-25125-5
- Parametric Technology Corporation (2008) Pro/ENGINEER Wildfire 4.0 MECHANICA, Help Topic Collection
- Schmidt A (1995) Finite-Elemente-Analyse - aus der Sicht des Anwenders, Mitteilung Nr. 20, Institut für Maschinenwesen, TU Clausthal, ISSN 0947-2274

2 Methodik in Pro/ENGINEER

2.1 CAD-System Pro/ENGINEER

Pro/ENGINEER ist seit vielen Jahren eines der weltweit führenden CAD-Systeme, insbesondere im Bereich des Maschinenbaus. Dieser Tatsache liegt die Leistungsfähigkeit der Software zugrunde. Wo manche CAD-Programme an ihre Grenzen stoßen, kann sich Pro/ENGINEER noch richtig entfalten. Die Datenrepräsentation bietet die Möglichkeit, mathematisch exakte komplexeste Geometrien zu beschreiben, die vor allem dann auch dynamisch beeinflussbar bleiben. Dabei erhält ein Modell aus Pro/ENGINEER eine hierarchische Entstehungsgeschichte. Diese wiederum kann zu jedem Zeitpunkt verändert werden, ohne dass ein grundlegend neuer Geometrieaufbau erfolgen muss. Die Modelle sind durchgängig assoziativ. Dies bildet die Grundlage für ein Datenmodell, das sich über alle Produktlebensphasen erstreckt. Die Datenrepräsentation beinhaltet somit nicht nur die Geometriedaten, bildliche und zeichnerische Darstellungen, Berechnungsmodelle, digitale Fertigungsdaten, Kinematikdefinitionen etc. Diese Auflistung kann noch lange fortgesetzt werden, und es kommen immer neue Modellmerkmale hinzu.

Die Bedeutung des Produktdatenmodells von Pro/ENGINEER wird erst im Zusammenspiel mit einem PDM-System (PDM = Produktdatenmanagement) wie z. B. Windchill von PTC deutlich. Im Rahmen der Globalisierung sind viele Unternehmen weltweit vertreten. Die allgemeine Kommunikation, aber auch der Datenaustausch oder Katalogrecherchen erfolgen über das Internet. Entscheidend ist dabei die zentrale Datenverwaltung mittels Datenbankmanagement. Das PDM-System gewährleistet hier die Datensicherheit und sorgt für die Qualitätssicherung, eine Datenredundanz wird vermieden. Die Effizienz steigt dabei enorm und die Kosten werden gesenkt. Dennoch ist der Nachteil der Komplexität von solchen Systemen nicht zu vernachlässigen. Die meist individuell kundenspezifisch konfigurierten Systeme werden träge und manchmal wird ein Upgrade zu einer echten Herausforderung. Die Kosten für die entsprechende Unterstützung durch Fachkräfte können ebenfalls erheblich ansteigen.

Weiterhin bezeichnen wir Pro/ENGINEER als einen universellen Hybrid-Modellierer, um damit zum Ausdruck zu bringen, dass Pro/ENGINEER sowohl im Bereich der Volumenerzeugung stark ist als auch die Flächenmethodik und Berandungstopologien beherrscht. Wir möchten hier nicht behaupten, dass Pro/ENGINEER das „beste“ CAD-Programm darstellt, es gibt einige gleichwertige Systeme auf dem Markt. Dennoch wurde seitens PTC ein Grundstein für die dauerhafte Konkurrenzfähigkeit gesetzt, indem die Wildfire Generationen eingeführt wurden. Die ursprünglich umständliche, auf mathematisch-deduktive Herangehensweise ausgerichtete Handhabung wurde nun modern, intuitiv und interak-

tiv. Damit ist die Software leichter zu erlernen geworden, ohne den bewährten Programmkernel von Pro/ENGINEER strukturell zu verändern.

Die Computertechnologie wird ebenfalls immer leistungsfähiger. Das beeinflusst die CAD-Systeme allgemein äußerst positiv. Bis vor kurzem waren nur spezielle Rechner mit besonders guter Performance für Pro/ENGINEER geeignet. Mittlerweile bedeutet die Anschaffung von CAD-Rechnern keine größere Investition mehr. Weiterhin bietet die zukunftsträchtige 64-bit Technologie bisweilen ungeahnte Möglichkeiten, z. B. können damit auf einem PC größere Baugruppen mit mehreren Tausend Einzelteilen stabil gehandhabt und verarbeitet werden.

2.2 Arbeitsmodus in Pro/ENGINEER

Im Rahmen dieser Abhandlung kann die umfangreiche Funktionalität von Pro/ENGINEER nicht erfasst werden. Gezeigt wird lediglich das Prinzip der Konstruktionsmethodik, um dem Anwender den Zusammenhang zwischen Pro/ENGINEER und MECHANICA darzulegen.

Typischerweise erfolgt die Konstruktion in Pro/ENGINEER in folgenden Arbeitsmodi ab:

- Modellierung der Einzelteile einer Konstruktion (Teilemodus)
- Zusammensetzen der Bauteile zu einer Baugruppe (Baugruppenmodus)
- Erstellen von technischen Zeichnungen (Zeichnungsmodus), die von den Einzelteilen und Baugruppen abgeleitet werden

Dem entsprechend unterscheiden sich die Dateierweiterungen:

- Teilemodus: xxxxx.prt (PART)
- Baugruppenmodus: xxxxx.asm (ASSEMBLY)
- Zeichnungsmodus: xxxxx.drw (DRAWING)

Prinzipiell gibt es eine andere alternative Konstruktionsmethode – das sogenannte Top-Down-Design. Hierbei entstehen die Einzelteile aus einem Skelettpart der übergeordneten Baugruppe. Die Veränderungen im Skelettmodell beeinflussen alle damit verbundenen Teile und Unterbaugruppen.

Zwischen Pro/ENGINEER-Objekten besteht ansonsten in der Regel die bidirektionale Assoziativität. Das bedeutet, dass sich zwei Objekte gegenseitig beeinflussen, z. B. das Modell und die daraus abgeleitete Zeichnung. Modellmodifikationen bewirken entsprechend Zeichnungsänderungen und umgekehrt. Für MECHANICA sind natürlich nur Teile und Baugruppen von Bedeutung, der Zeichnungsmodus von Pro/ENGINEER hat keine Relevanz.

2.3 Bedienoberfläche von Pro/ENGINEER

Die Bedienoberfläche von Pro/ENGINEER ist beispielhaft in der Abb. 2-01 dargestellt. Je nach Installation unterscheidet sich das Aussehen der Fenster. Hierbei ist Pro/ENGINEER sehr flexibel aufgebaut, sodass jeder Kunde die CAD-Umgebung individuell konfigurieren kann. Die nachfolgenden Erläuterungen beziehen sich auf eine neutrale CAD-Umgebung ohne firmenspezifische Konfigurationsmerkmale oder PDM-Anbindung.

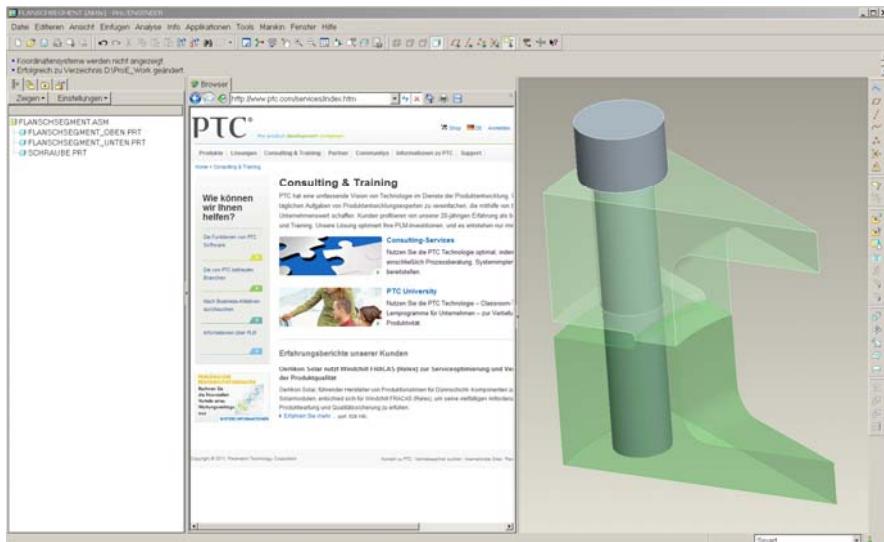


Abb. 2-01: Pro/ENGINEER-Bedienoberfläche. Das Hauptmenü entspricht den heute üblichen Microsoft-Programmen, darunter befinden sich von links nach rechts der Modellbaum (Modellhierarchie), der Browser von PTC und das Arbeitsfenster. Unten rechts, neben der „Ampel“, ist der Auswahlfilter (Smartfilter) platziert, der ein gezieltes Anklicken der Geometrieobjekte erlaubt.

Pro/ENGINEER sucht (öffnet) und speichert die Dateien standardmäßig im Arbeitsverzeichnis, das stets als Erstes nach dem Programmstart eingestellt werden sollte. Mittels der Menübefehle **Datei→Arbeitsverzeichnis festlegen...** kann der Anwender den gewünschten Speicherort als Arbeitsverzeichnis bestimmen. Bei Verwendung von PDM-Systemen wie z. B. Intralink entfällt diese Option in der Regel, da der Programmstart direkt aus dem PDM-System im gewünschten Arbeitsverzeichnis („Workspace“) erfolgt.

Viele Funktionen sind natürlich als Icon verfügbar (Abb. 2-01), außerdem kann der Anwender die Palette der Schaltflächen selbst erweitern oder benutzerdefinierte Makros erstellen, um eine Menüfolge z. B. mit einem eigenen Icon oder mit einem Tastatatkürzel auszuführen. In der Tabelle 2-01 sind die standardmäßig vorhandenen Tastatatkürzel aufgelistet.

Tabelle 2-01: Funktionen der Tastaturkürzel

Funktion in Pro/ENGINEER	Tastaturkürzel
Neue Datei erstellen	STRG + N
Vorhandene Datei öffnen	STRG + O
Aktuelle Datei speichern	STRG + S
Regenerieren (Aktualisieren)	STRG + G
Modell in Standardorientierung setzen	STRG + D
Suchen	STRG + F
Bildaufbau	STRG + R
Kopieren	STRG + C
Einfügen	STRG + V
Löschen	Entf
Letzte Aktion widerrufen	STRG + Z
Noch einmal ausführen	STRG + Y

Weiterhin ist unbedingt eine 3-Tasten-Maus erforderlich, um effizient mit Pro/ENGINEER arbeiten zu können. Dabei wird an der Stelle der mittleren Maustaste ein Scrollrad bevorzugt, um ein Objekt im Arbeitsfenster zu zoomen. Nachfolgend werden die wesentlichen Mausfunktionen im 3D-Modus von Pro/ENGINEER aufgelistet, damit auch ein Neuling die Übungen in diesem Buch effektiv bearbeiten kann:

- Objekt im Arbeitfenster drehen:  → Mittlere Maustaste gedrückt halten und die Maus bewegen
- Objekt im Arbeitfenster zoomen: STRG +  → STRG-Taste und die mittlere Maustaste gedrückt halten und die Maus nach oben bzw. nach unten bewegen, noch einfacher - das Mausrad scrollen
- Objekt im Arbeitfenster verschieben: UMSCHALT +  → UMSCHALT-Taste und die mittlere Maustaste gedrückt halten und die Maus bewegen
- Objekt im Arbeitsfenster um die Normalrichtung drehen: STRG +  → STRG-Taste und die mittlere Maustaste gedrückt halten und die Maus nach links bzw. nach rechts bewegen

Die ersten beiden Funktionen erlauben eine schnelle Ein-Tasten-Bedienung mit der mittleren Maustaste (Scrollrad). Für das Feinzoomen wird zusätzlich zum Scrollen die UMSCHALT-Taste gedrückt, für das Grobzoomen – die STRG-Taste.

Bei größeren Baugruppen ist der Einbau von neuen Einzelteilen oft umständlich und unübersichtlich, z. B. wenn eine kleine Schraube in einer Motorbaugruppe

pe platziert werden soll. In diesem Fall hat der Anwender folgende Mausfunktionen, um die Komponente während des Einbaus zu orientieren:

- Komponente auf eine Referenz ziehen: STRG + ALT + → STRG-Taste, ALT-Taste sowie die linke Maustaste gedrückt halten und die Maus bewegen
- Komponente drehen: STRG + ALT + → STRG-Taste, ALT-Taste sowie die mittlere Maustaste gedrückt halten und die Maus bewegen
- Komponente verschieben: STRG + ALT + → STRG-Taste, ALT-Taste sowie die rechte Maustaste gedrückt halten und die Maus bewegen

Abschließend werden die Steuerungsmöglichkeiten der Maus aufgelistet:

- Hervorgehobene Geometrie wählen: → linke Maustaste klicken
- Verborgene Geometrie mit Abfrage hervorheben: → rechte Maustaste so lange klicken, bis das gewünschte Objekt hervorgehoben wird
- Objekte zur Auswahl hinzufügen: STRG + → STRG-Taste gedrückt halten und mit der linken Maustaste anklicken
- Sätze von Flächen oder Kanten erstellen: UMSCHALT + → UMSCHALT-Taste gedrückt halten und mit der linken Maustaste anklicken, z. B. eine Kante der Kette mit der linken Maustaste anklicken, dann die UMSCHALT-Taste gedrückt halten und die nächste Kante der Kette anklicken
- Auswahl revidieren: → linke Maustaste neben dem Objekt (im Hintergrund) klicken

Die Philosophie der modernen interaktiven Steuerung ab Pro/ENGINEER Wildfire basiert auf der bekannten Tatsache, dass die Geschwindigkeit beim Geometrieaufbau steigt, wenn die Aktionen an bereits ausgewählten Objekten vorgenommen werden. Die älteren Pro/ENGINEER Versionen nutzten das umgekehrte Modellierungsprinzip. Nach einer Reihe von Befehlen, mit denen der Anwender seine Konstruktionsabsicht festlegen musste, erfolgte die Auswahl des Objekts. Daraufhin war die geplante Operation u. U. aufgrund geometrischer Widersprüche nicht möglich, was einen erheblichen Zeitverlust bedeutete. Wesentlich schneller ist oft die Objektauswahl mit der Maus, wonach ausschließlich die geometrisch möglichen Aktionen aktiv werden.

Diese Merkmale steigern die Effizienz des Konstruktionsprozesses und erleichtern vor allem das Erlernen des CAD-Programms.

2.4 Zusammenfassung Kapitel 2

Pro/ENGINEER ist ein zukunftssicheres CAD-System. Die höchstmögliche geometrische Komplexität, verbunden mit relativ einfacher Handhabung, gewährleistet eine zuverlässige Kundentreue. Die flexiblen modularen Optionen bieten jedem Unternehmen eine für seine Bedürfnisse maßgeschneiderte Lösung.

Weiterhin gilt Pro/ENGINEER als ein universeller Hybrid-Modellierer, der sowohl im Bereich der Volumenerzeugung als auch im Flächenaufbau stark ist. Die Vielseitigkeit des CAD-Programms bedeutet für MECHANICA immense Vorteile. Der Geometrietransfer erfolgt nicht nur schnittstellenfrei, die Assoziativität und die Parametrik der Pro/ENGINEER-Objekte bleiben auch in MECHANICA voll erhalten.

Literaturverzeichnis

Parametric Technology Corporation (2008) Pro/ENGINEER Wildfire 4.0, Help Topic Collection

3 Aufgabe: Darstellung des Ein-Massen-Schwingers

3.1 Einstieg in MECHANICA

Die nachfolgenden Aufgaben sind derart zusammengestellt, dass der Anwender anhand von einfachsten Beispielen die Methodik sowie die Grundlagen von MECHANICA versteht. Zu den Aufgaben sind teilweise Handrechnungen beigelegt, wobei keine komplizierten Formeln verwendet werden, sondern nur die im allgemeinen Maschinenbau üblichen und bekannten Zusammenhänge.

Die CAD-Genauigkeit in Pro/ENGINEER wird hier mit 0,001 mm absolut (Abb. 3-01) gesetzt. Das gewährleistet eine in den meisten Fällen ausreichend feine Auflösung des FE-Modells. Um diese Genauigkeit in Pro/ENGINEER festlegen zu können, sollte jedoch eine entsprechende Konfigurationsoption mittels **Tools→Optionen** aus dem Hauptmenü definiert werden:

enable_absolute_accuracy yes

Im Teilemodus von Wildfire 4 erreicht man die Modelleinstellungen über das Menü **Editieren→Setup...**, daraufhin erscheint der Menü-Manager (Abb. 3-01):



Abb. 3-01: Menü-Manager im Teilemodus von Pro/ENGINEER. In dem Menü-Manager „TEIL EINRICHTEN“ werden die für MECHANICA wesentlichen Einstellungen bzgl. Material, Genauigkeit und Einheiten vorgenommen.

In Wildfire 5 wurden die Modelleinstellungen in das Hauptmenü **Datei→Eigenschaften** verschoben, wobei kein Menü-Manager mehr verwendet wird. Neben der Genauigkeit ist das System der Einheiten besonders wichtig: In Deutschland hat sich für MECHANICA das System **[mmNs]** durchgesetzt (Abb. 3-02). Das bietet den Vorteil, dass die Kräfte in N eingegeben und die Spannungen in N/mm² oder MPa abgelesen werden. Gleichzeitig muss das 2. Newtonsche Gesetz erfüllt sein:

$$F = m \cdot a = m \cdot \ddot{x} \quad (3.1)$$

$$\Rightarrow 1N = 1kg \cdot 1\frac{m}{s^2} = 1t \cdot 1\frac{mm}{s^2} \quad (3.2)$$

Daraus folgt, dass die Masse in Tonnen (somit die Dichte in t/mm³) berücksichtigt werden muss, um die Konsistenz der Einheiten einzuhalten, denn die Längeneinheit wurde bereits in mm vorgegeben.

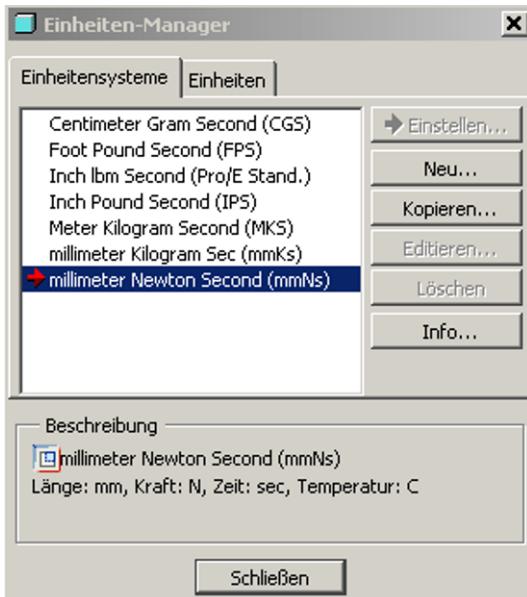


Abb. 3-02: System der Einheiten im Teilemodus von Pro/ENGINEER. In Wildfire 5 wurde zwar das Arbeiten mit heterogenen Einheiten in MECHANICA ermöglicht, jedoch ist das konsequente Einhalten des Systems **[mmNs]** zunächst unbedingt zu empfehlen.

Der Anwender sollte auf jeden Fall in der Lage sein, verschiedene Einheiten umzurechnen zu können. Beispielsweise entspricht der Druck von 1 bar einer Flächenpressung von 0,1 N/mm². Wie rechnet man so etwas um?

Der Umgebungsdruck => 1 bar = 10⁵ Pa = 10⁵ N/m² = 0,1 N/mm²

Analog dazu wird z. B. der Wärmestrom umgerechnet: $1 \text{ W} = 1 \text{ J/s} = 1 \text{ Nm/s} = 10^3 \text{ Nmm/s}$. Daraus folgt, dass die Wärmelast in MECHANICA in mW eingegeben wird usw.

Als Material für die meisten Übungen dient ein allgemeiner Stahl (Abb. 3-03). Man sollte in der Praxis die Werkstoffkennwerte für die FE-Analysen stets sorgfältig recherchieren, vor allem dann, wenn es sich um nichtlineare Materialmodelle handelt.

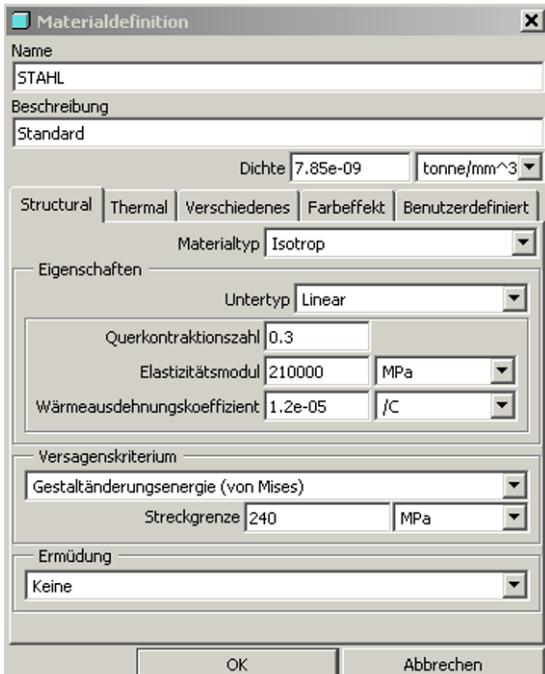


Abb. 3-03: Materialeigenschaften von dem allgemeinen Stahl. In den Eingabefeldern können im Kontextmenü auch variable Eigenschaften, z. B. temperatur- oder parameterabhängige Funktionen definiert werden.

Für die Berechnungsprojekte werden in der Regel lokale Festplatten bevorzugt, weil ein Netzwerk durch MECHANICA sehr schnell überlastet werden kann. Bei großen Modellen können temporär 20 GB und mehr beansprucht werden. Weiterhin sollte man zu lange Pfade zum Arbeitsverzeichnis vermeiden, da MECHANICA automatisch noch Unterverzeichnisse erstellt, sodass die Analyse irgendwann sogar abgebrochen wird. Außerdem sollten die Pfade keine Leerzeichen sowie keine Sonderzeichen enthalten.

Die Sammlung der Übungsaufgaben hat natürlich keinen Anspruch auf vollständige Beschreibung von MECHANICA – die Software ist dafür zu umfangreich. Allerdings beinhaltet eine Hilfe-Installation von Pro/ENGINEER eine wirklich gut zusammengestellte Online-Hilfe. Diese erreicht man über die Menüpunkte

Hilfe→Hilfe-Center. Mit entsprechender Auswahl gelangt man zur Hilfe von MECHANICA (Abb. 3-04).



Abb. 3-04: Integrierte Online-Hilfe für MECHANICA

In der ersten Aufgabe geht es um ein einfaches Feder-Masse-System. Dieses Problem lässt sich bequem analytisch lösen, was uns damit die Grundlage für die Bewertung der Strukturanalysen in MECHANICA liefert.

Zunächst soll das statische Gleichgewicht überprüft werden. Daraufhin erfolgen die dynamischen Zeit- und Frequenzanalysen. Ein Vergleich der berechneten Ergebnisse mit den analytischen Werten soll Aufschluss über die grundsätzliche Tauglichkeit der Software geben.

3.2 Ersatzmodell

Der Ein-Massen-Schwinger ist das einfachste schwingungsfähige System, bestehend gem. der Abb. 3-05 aus einer Punktmasse und einer masselosen Feder.

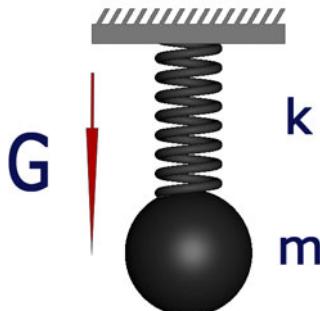


Abb. 3-05: Ersatzmodell eines Ein-Massen-Schwingers

Die allgemeine Bewegungsgleichung

$$m \cdot \ddot{y} + d \cdot \dot{y} + k \cdot y = \vec{F}(t) \quad (3.3)$$

reduziert sich ohne Dämpfung und wegen konstanter Gravitation auf

$$m \cdot \ddot{y} + k \cdot y = \vec{G} \quad (3.4)$$

Wir erhalten somit eine Differentialgleichung (DGL) 2. Ordnung, die das Ersatzmodell mathematisch beschreibt. Für den praktischen Vergleich definieren wir folgende Aufgabenstellung:

- Federsteifigkeit $k = 1 \text{ N/mm}$, d. h. eine Kraft von 1 N bewirkt einen Federweg von 1 mm
- Masse $m = 1 \text{ kg} = 0,001 \text{ t}$
- Gravitation $g = 9,81 \text{ m/s}^2 = 9810 \text{ mm/s}^2$, gem. der Abb. 3-05 nach unten gerichtet (negative Y-Richtung)
- Feder ungespannt, Länge $L_0 = 100 \text{ mm}$ (Federlänge in diesem Fall streng genommen irrelevant)

3.3 CAD-Modell

Die CAD-Modelle für die Übungen in diesem Buch sind recht einfach aufzubauen und setzen lediglich Basiskenntnisse in Pro/ENGINEER voraus. Ein Grundkurs reicht hierbei sicherlich aus. Für die erste Aufgabe benötigen wir im Teilemodus zwei Bezugspunkte (Modellieren von Bezugselementen ist auch im MECHANICA-Modus möglich), z. B. im Versatz zum Koordinatensystem: **Einfügen→Modellbezug→Punkt→Versatz-Koordinatensystem...** (Abb. 3-06). In diesem Beispiel wird der Befestigungspunkt der Feder im Nullpunkt des Koordinatensystems definiert, der zweite Punkt im Abstand von 100 mm in negativer Y-Richtung erzeugt.

Vor der Eingabe der einzelnen Punkte wird das Koordinatensystem als Referenz gewählt (Abb. 3-06). Daraufhin können beliebig viele Punkte erzeugt werden, indem ein leeres Tabellenfeld der Menümaske angeklickt wird, um die Koordinaten wie gewünscht editieren zu können. Dieses Konstruktionselement ist wunderbar flexibel und absolut stabil, da nur von einem einzigen, in der Hierarchie ganz oben stehenden Koordinatensystem, abhängig. Die Punktdefinition beenden wir mit **<OK>**.

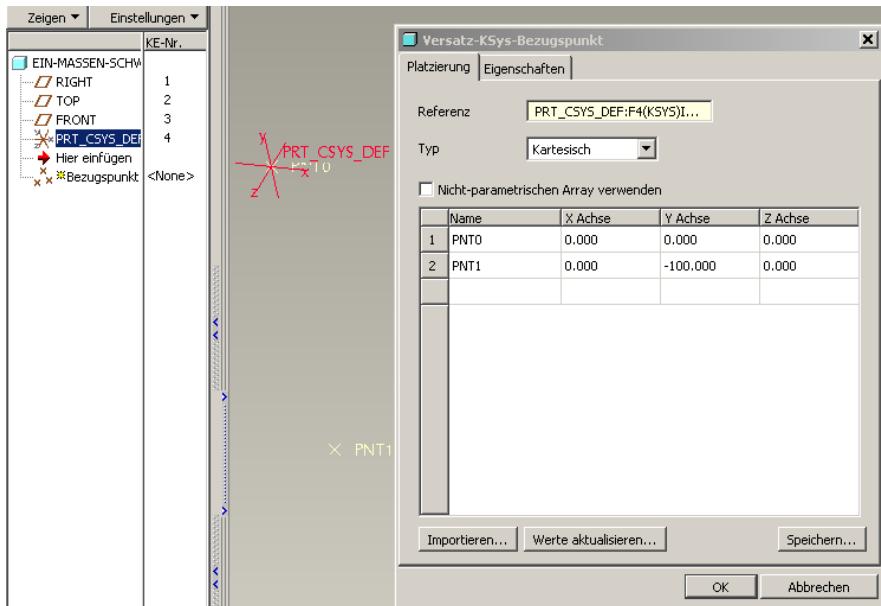


Abb. 3-06: Bezugspunkte in Pro/ENGINEER

Nun erfolgt der Wechsel in den MECHANICA-Modus mittels der Menüfolge **Applikationen→Mechanica**. Vor dem Übergang nach MECHANICA erscheint ein Informationsfenster (Abb. 3-07). Hier sollte kontrolliert werden, dass das richtige System der Einheiten [**mmNs**] eingestellt wurde.

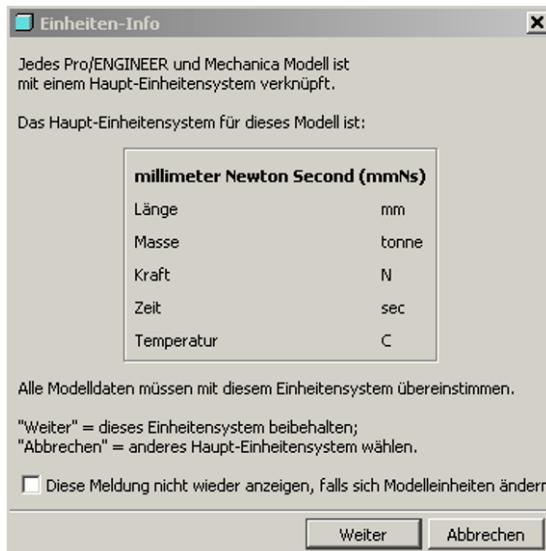


Abb. 3-07: Informationsfenster zu den Einheiten

Wir klicken gem. der Abb. 3-07 auf die Schaltfläche <Weiter>. Das nächste Fenster erhält man nur bei der ersten Übertragung des Modells in den MECHANICA-Modus (Abb. 3-08).



Abb. 3-08: Modelltyp einrichten. Die Standard-Schnittstelle „Haftend“ geht davon aus, dass die Einzelteile einer Baugruppe verschmolzen werden, falls sich die Teile berühren und keine Kontaktbedingung dazwischen definiert wurde.

Hier wird bestimmt, mit welchem Modul man arbeiten möchte – <STRUCTURE> oder <Thermal>. Außerdem kann die Option <FEM-Modus> gewählt werden. Dort wird das komplette FE-Modell inkl. Vernetzung für einen externen h-Solver aufbereitet, z. B. NASTRAN oder ANSYS. Wenn diese Option schon beim Erscheinen des Fensters aktiv ist, dann sollte die Installation und die Lizenzierung überprüft werden. Die Schaltfläche <Erweitert> betrifft die Auswahl zwischen 2D und 3D Modelltypen und wird in nachfolgenden Übungen mehrfach verwendet. Die Schnittstelle <Haftend> sollte ein Einsteiger in MECHANICA zunächst beibehalten, die alternativen Optionen sind <Frei> oder <Kontakt>. Um dieses Fenster zu einem späteren Zeitpunkt aufzurufen, wird unter MECHANICA die Menüfolge **Editieren→Mechanica Modell Einrichten...** gewählt. Nach dem Bestätigen mit <OK> (Abb. 3-08) gelangt man zur Bedienoberfläche von MECHANICA STRUCTURE.

3.4 Statische Analyse

Im ersten Schritt möchten wir das statische Gleichgewicht des Systems simulieren. Die Bewegungsgleichung (3.4) aus dem Abschn. 3.2 wird nochmals reduziert:

$$k \cdot y = -G = -m \cdot g \quad (3.5)$$

Daraus errechnen wir die statische Auslenkung y , nach dem Einsetzen der Werte aus Kap. 3.2 erhält man

$$y = -\frac{m}{k} g = -\frac{0,001t}{1 \frac{N}{mm}} 9810 \frac{mm}{s^2} = -9,81mm \quad (3.6)$$

Damit können wir auch die Arbeit der äußeren Kräfte (= gespeicherte Federenergie) bestimmen:

$$W_{GRAVITATION} = E_{FEDER} = \frac{1}{2} m \cdot g \cdot y = \frac{k \cdot y^2}{2} = 48,11805 Nmm \quad (3.7)$$

Die Energiebilanz könnte evtl. verwirrend erscheinen, hier wird nur die Hälfte der Arbeit aus der Gravitation effektiv berechnet, da in Realität noch eine Bremsenergie für die statische Annahme erforderlich wäre. Genau genommen wird dieses System ohne Dämpfung zu einem Perpetuum Mobile, aufgrund einer verlustfreien Wechselwirkung zwischen potentieller und kinetischer Energie des Systems. Diese Überlegungen werden wir nun mittels MECHANICA verifizieren. Als Erstes wird mittels **Einfügen→Masse...** eine Punktmasse definiert (Abb. 3-09).

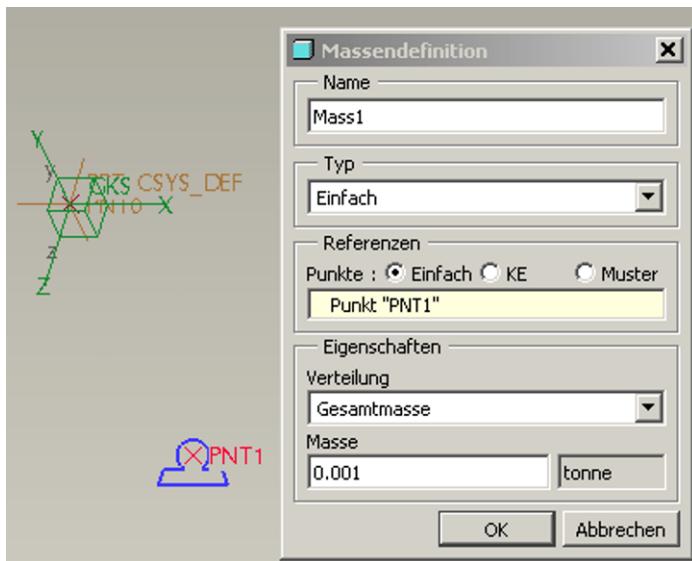


Abb. 3-09: Definition der Punktmasse

An dieser Stelle möchten wir den Anwender darauf aufmerksam machen, dass die meisten Funktionen auch als Icon zur Verfügung stehen. Wenn der Mauscursor über eine solche Schaltfläche geführt wird, dann erscheint eine entsprechende

Erklärung. Weiterhin wird die Bedienung dadurch unterstützt, dass die erzeugten Elemente und Eigenschaften sowohl direkt im Arbeitsfenster angeklickt, als auch aus dem Modellbaum heraus „angesprochen“ werden können. Eine weitere nützliche Option bietet die Menüfolge **Datei→Neues Simulationsmodell**, wenn man beispielsweise das Modell von allen in MECHANICA erstellten Definitionen be-reinigen möchte, mit anderen Worten eine Reset-Funktion.

Im nächsten Schritt erzeugen wir die Feder mittels **Einfügen→Feder...** (Abb. 3-10).

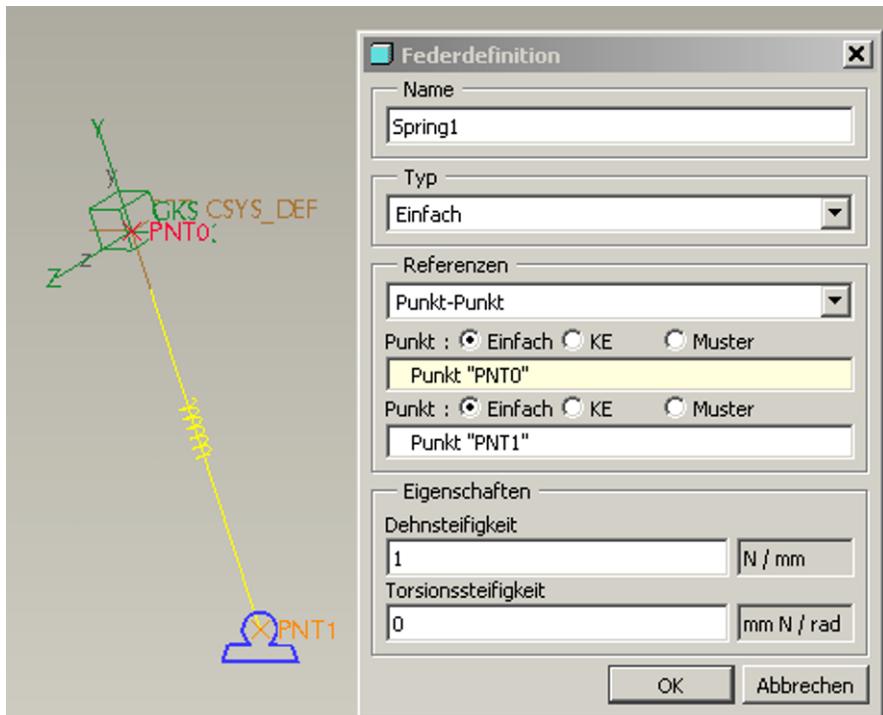


Abb. 3-10: Definition der Feder

Damit wurden die beiden erforderlichen Elemente erstellt. Für dieses Modell sind keine weiteren „finiten“ Elemente nötig, da wir zwar ein 3D-Modell aufbauen, aber keine Volumen- oder Flächengeometrien brauchen.

Das FE-Modell für eine statische Analyse sollte mindestens statisch bestimmt gelagert sein. MECHANICA bietet allerdings auch die Möglichkeit, ohne Randbedingungen zu rechnen. Dabei legt die Software selbständig fest, welche inneren Massenkräfte für das zu erfüllende statische Gleichgewicht erforderlich sind. Diese Option ist mit Vorsicht anzuwenden, insbesondere von einem Einsteiger in MECHANICA.

In dem Befestigungspunkt der Feder erzeugen wir mittels der Menüfolge **Einfügen→Verschiebungsrandbedingung...** eine feste Einspannung (Abb. 3-11).

An dieser Stelle geben wir eine kurze Erläuterung zu den Randbedingungen. In der Abbildung 3-11 sind alle 6 Freiheitsgrade gesperrt. Die entsprechenden Schaltflächen in der Mitte sind „gedrückt“. Links von den festen Randbedingungssymbolen sind freie Bedingungen, wenn die Verschiebung oder Verdrehung frei sein soll. Rechts davon kann eine erzwungene Verschiebung bzw. Verdrehung vorgegeben werden.

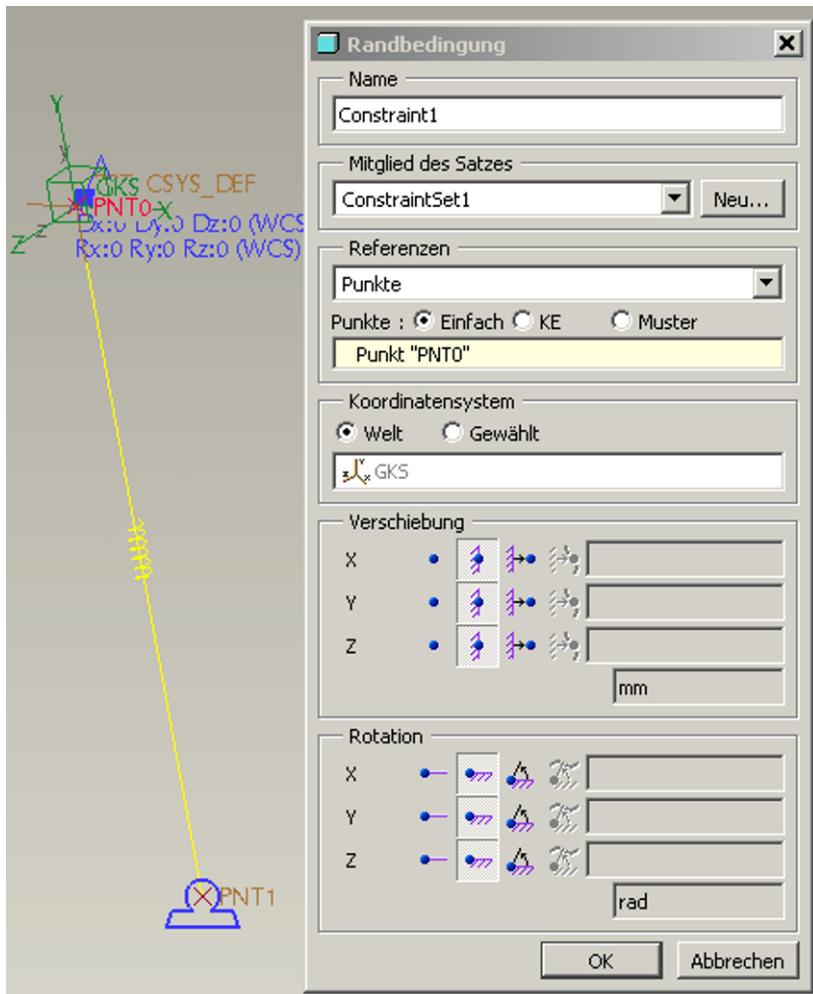


Abb. 3-11: Feste Einspannung der Feder

Freiheitsgrade beziehen sich auf die finiten Elemente. Dabei sollte der Anwender merken, dass Volumenelemente wie Tetraeder, Keile und Quader definitions-

gemäß keine Rotationen besitzen. Die Eingabe der rotatorischen Freiheitsgrade wird dabei stets ignoriert.

Die in der Praxis mehrfach bestätigte Tatsache ist, dass die Definition von Randbedingungen die wesentliche Fehlerquelle beinhaltet. Ein etwa vergleichbares Fehlerpotential verbirgt sich hinter dem Aufbringen von Lasten.

Das Modell ist damit noch nicht statisch bestimmt gelagert, weil der Massenpunkt nur in einer Verschiebungsrichtung durch die Feder abgefangen wird. Die restlichen Freiheitsgrade müssen gesperrt werden, da der Massenpunkt ansonsten rotieren oder seitlich ausweichen könnte. Wir wählen nochmals die Menüfolge **Einfügen→Verschiebungsrandbedingung...** (Abb. 3-12).

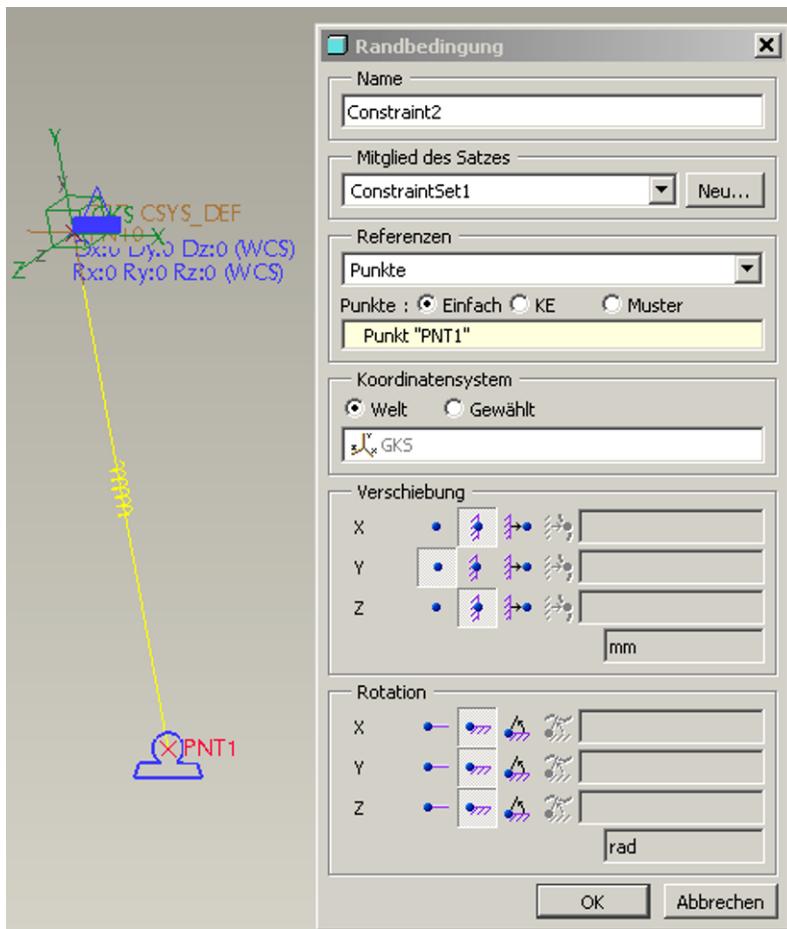


Abb. 3-12: Randbedingungen der Punktmasse

An dieser Stelle ist dem Anwender sicherlich aufgefallen, dass ein Massenpunkt offensichtlich Rotationsfreiheitsgrade besitzt. Wir haben bereits angedeutet, dass für Volumenelemente ausschließlich die Verschiebungen zu bestimmen sind. Die restlichen „finiten“ Elemente wie beispielsweise Massenpunkte, Balkenelemente, Federanbindungen und auch Schalenelemente beinhalten rotatorische Freiheitsgrade.

Wie aus der Abb. 3-12 ersichtlich, wird die Verschiebung in Y-Richtung (Richtung der Erdbeschleunigung) freigegeben. Anhand des Symbols für die Randbedingung im Arbeitsfenster können die Freiheitsgrade abgelesen werden, wie in der Abb. 3-13 gezeigt:



Abb. 3-13: Bedeutung des Symbols einer Randbedingung

Nun fehlt im Modell noch die Angabe zur Gravitationslast. Diese erzeugen wir mittels **Einfügen→Gravitationslast...** (Abb. 3-14).

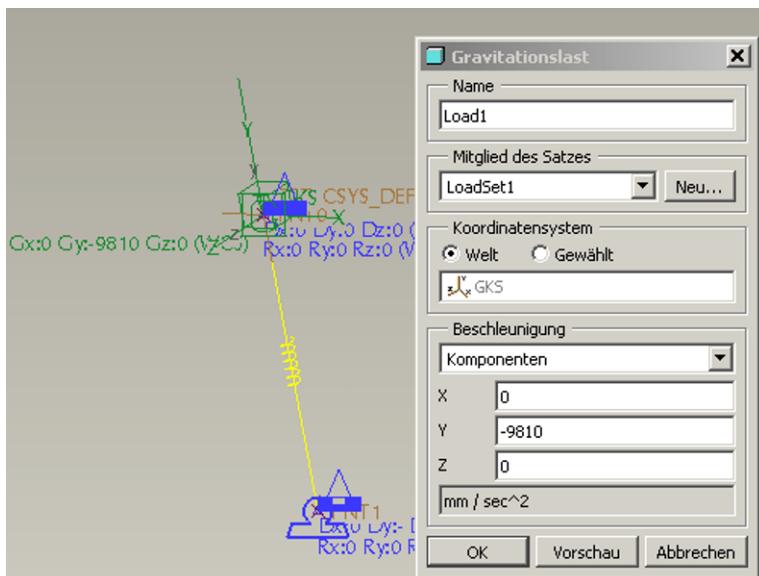


Abb. 3-14: Definitionsfenster der Gravitationslast

Als Basisbezug haben wir bisher bei allen Eigenschaften das globale Koordinatensystem von MECHANICA angenommen. Dieses fällt mit unserem vierten Konstruktionselement (Abb. 3-06) aus Pro/ENGINEER zusammen. Weiterhin ist es auch möglich, zusätzlich benutzerdefinierte Koordinatensysteme zu erzeugen, z. B. Zylinderkoordinaten oder Kugelkoordinaten, um darauf Objekte zu beziehen.

Das Modell verfügt damit über alle erforderlichen Merkmale für eine statische Analyse. Hierbei sind nicht immer Lastangaben erforderlich. Ein elasto-statischer Vorgang wird auch dann ausgelöst, wenn wenigstens eine erzwungene Verschiebung vorliegt. Mittels der Menüfolge **Analyse→Mechanica Analysen/Studien...** gelangt man zur multifunktionalen Menümaske für MECHANICA-Analysen (Abb. 3-15).

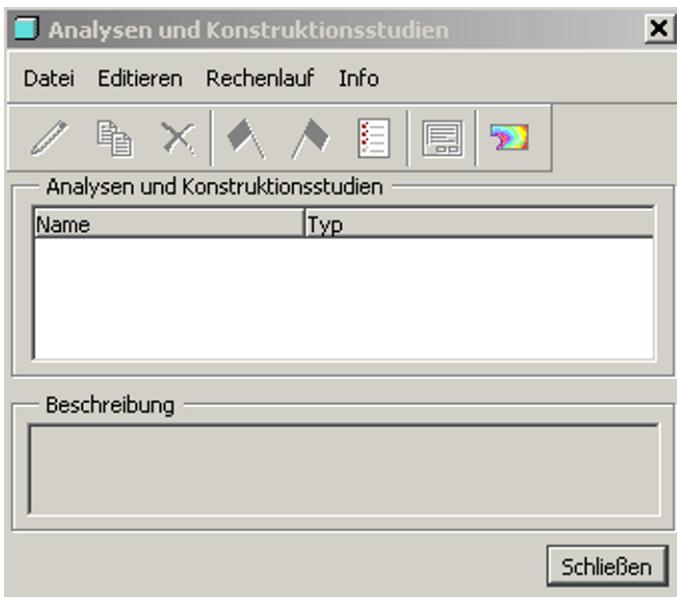


Abb. 3-15: Menümaske der MECHANICA-Analysen

In diesem Fenster werden die Analysen definiert, gestartet und ggf. gestoppt. Man kann hier außerdem bereits erzeigte Analysen bearbeiten, kopieren und löschen. Aus dieser Maske heraus kann der direkte Zugriff auf die Ergebnisse erfolgen. Im Hauptmenü ist das Aufrufen der Ergebnisse mittels **Analyse→Ergebnisse...** ebenfalls möglich.

Das Fenster für MECHANICA-Analysen und Konstruktionsstudien beinhaltet noch keine Definitionen, sodass die meisten Icons entsprechend ausgeblendet sind. In der Analysemaske (Abb. 3-15) wählen wir die Menüfolge **Datei→Neue statische Analyse...**, dann erscheint ein Definitionsfenster für statische Analysen (Abb. 3-16).

Wir empfehlen hier, unbedingt einen geeigneten Analysenamen anstatt der Standardbezeichnung „Analysis1“ einzugeben. MECHANICA wird mit diesem Namen automatisch Dateien und Verzeichnisse anlegen. Selbstsprechende Bezeichnungen und evtl. eine Beschreibung im entsprechenden Textfeld werden Ihnen später helfen, Analysen zu archivieren und ggf. nachzuvollziehen. In diesem Fall vergeben wir beispielhaft den Analysenamen „Statisch“, alle anderen Optionen und Registerkarten bleiben wie von MECHANICA vorgegeben (Abb. 3-16).

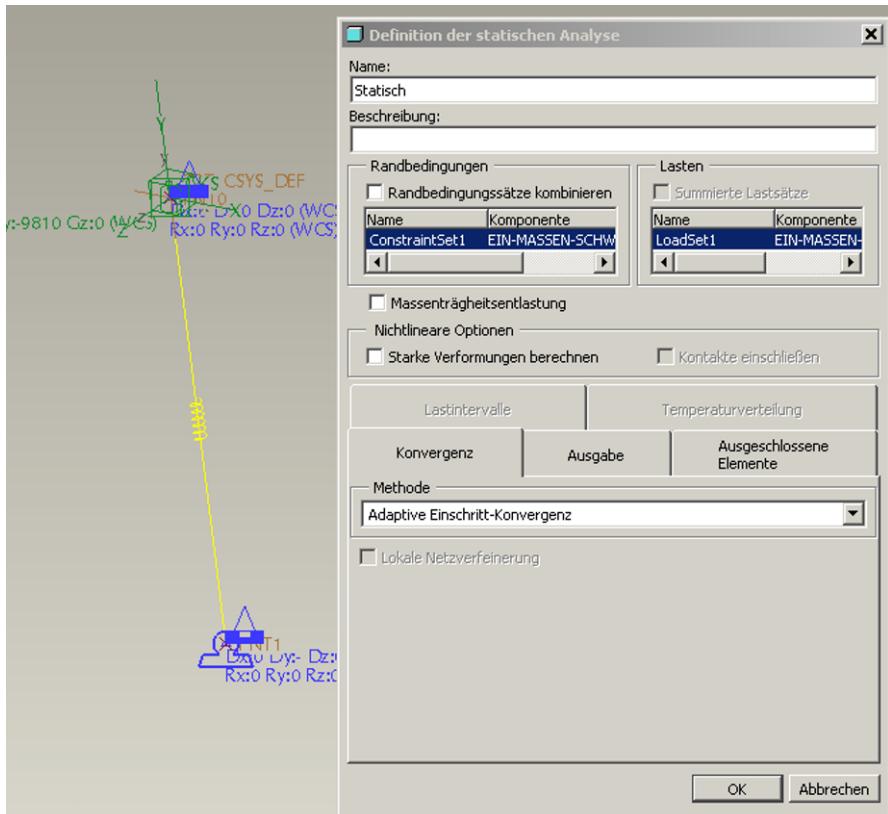


Abb. 3-16: Definitionsfenster für statische Analysen

Nach dem Bestätigen mit <OK> erscheint wieder die Menümaske für MECHANICA-Analysen (Abb. 3-17).

Die statische Analyse kann nun gestartet werden, die entsprechenden Icons in der Menümaske (Abb. 3-17) wurden aktiviert. Davor sollten grundsätzlich die Pfade, die MECHANICA für das Erstellen von Dateien und Verzeichnissen sowie für temporäre Dateien verwendet, über **Rechenlauf→Einstellungen...** kontrolliert werden.

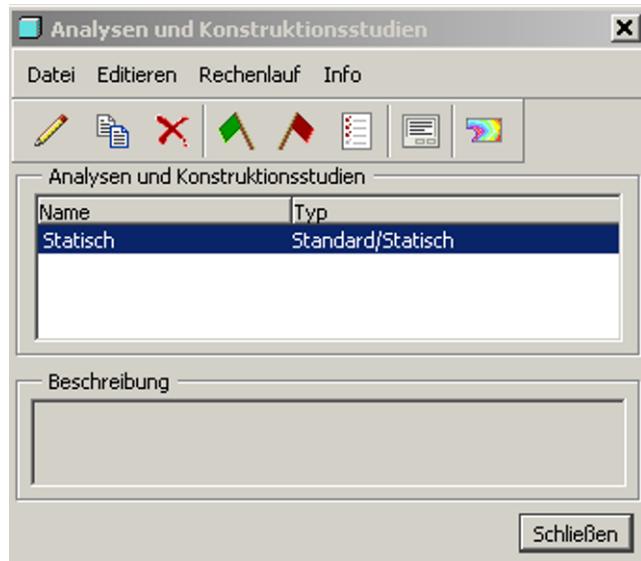


Abb. 3-17: Analyse „Statisch“. In Wildfire 5 wird zusätzlich der Analysestatus (läuft, beendet, abgebrochen) angezeigt, diese Option ist jedoch noch unzuverlässig. So kann der Analysestatus einen Abbruch anzeigen, obwohl die Analyse ohne Fehler weiter läuft.

Wir starten die Analyse mittels **Rechenlauf→Start** (grüne Fahne), daraufhin erscheint die Abfrage zur Modellprüfung (Abb. 3-18):

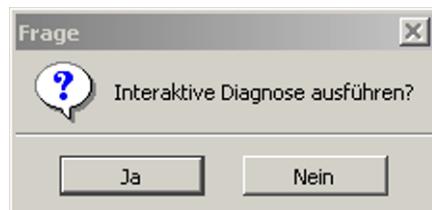


Abb. 3-18: Abfrage zur interaktiven Modellprüfung

Wir bestätigen die Abfrage mit **<Ja>**, dann erhalten wir ein neues Fenster mit dem Bericht des Diagnose-Assistenten (Abb. 3-19). Diese nützliche Funktionalität ist erst in Wildfire 4 hinzugekommen.

In den früheren Versionen von MECHANICA gab es oftmals die Problematik, dass, sobald bestimmte Fehler aufgetreten sind, die Berechnung abgebrochen wurde. Daraufhin stand der Anwender vor der Aufgabe, die Fehler zu beseitigen oder zu vermeiden. In der integrierten Oberfläche von MECHANICA waren fast keine Werkzeuge vorhanden, um die Fehler lokalisieren zu können.

Die Fehlersuche lief intuitiv und iterativ ab, es sei denn der Anwender verfügte über ausreichend praktische Erfahrung, um die Fehler sofort nachzuvollziehen. Ansonsten blieb nur der Übergang in den unabhängigen Modus (ohne Verknüp-

fung zu Pro/ENGINEER) mittels **Datei→Unabhängiges Mechanica...** im Hauptmenü, wobei dort deutlich mehr Optionen zur Fehlersuche und Fehlerbehebung vorhanden waren. Das Modell hat man gewöhnlich nicht gespeichert, um die wertvolle Assoziativität aus Pro/ENGINEER nicht zu verlieren.

Ab Wildfire 4 benötigen wir den unabhängigen Modus von MECHANICA lediglich für eine „Handvernetzung“. Sobald PTC gleichwertige Optionen für eine manuelle Vernetzung im integrierten Modus entwickelt, wird das unabhängige MECHANICA definitiv abgeschaltet. Bis dahin würde dieser Schritt gewiss einige Kundenverluste nach sich ziehen.



Abb. 3-19: Diagnose-Assistent, statische Analyse abgeschlossen

Die Fehlerdiagnose ist interaktiv, d. h. wenn die Fehler oder die Warnungen angeklickt werden, dann werden die entsprechenden Objekte im Arbeitsfenster hervorgehoben (Abb. 3-20).

Die Warnungen betreffen hier die Punktrandbedingungen. An solchen Stellen kann eine Singularität entstehen, weil die Spannung definitionsgemäß als Kraft durch Fläche gegen unendlich gehen würde. In diesem Fall sind die Warnungen ohne Bedeutung, das Modell ist „spannungsfrei“. Wir beenden den Diagnose-Assistenten mit **<Schließen>**.

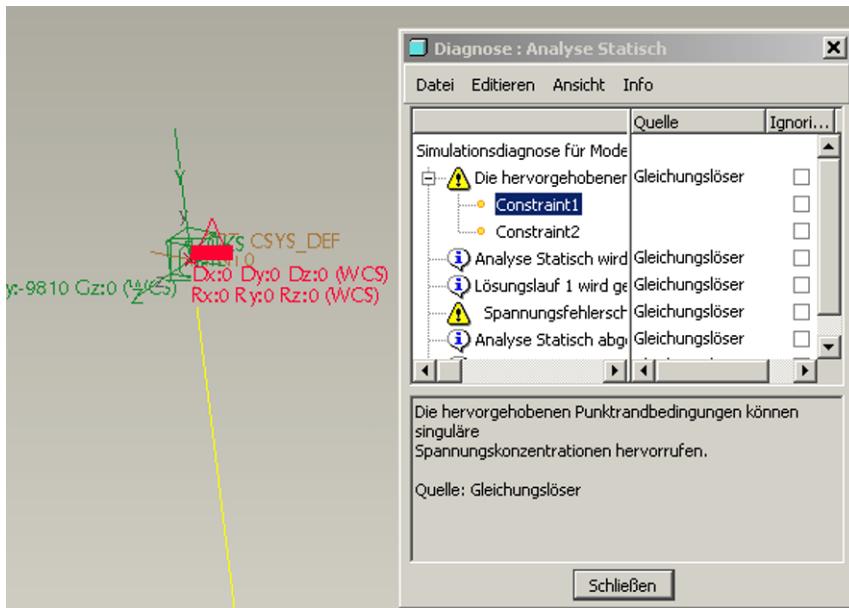


Abb. 3-20: Warnung im Modell hervorgehoben

Die Analyse ist mittlerweile abgeschlossen. Bei größeren Modellen sollte der Rechenlauf überwacht werden. Dafür wird in der Menümaske für MECHANICA-Analysen (Abb. 3-17) die Folge **Info→Status...** gewählt, daraufhin erscheint der Statusbericht der Analyse (Abb. 3-21).

An dieser Stelle möchten wir einen wichtigen Aspekt der FE-Analysen ansprechen – die Datensicherung. MECHANICA speichert nach jedem Rechenlauf automatisch das Modell, den Statusbericht, die Berechnungsergebnisse usw. in dem angelegten Ordner mit dem Analysenamen. Dieser Ordner beinhaltet weitere Unterverzeichnisse mit den Berechnungsdaten. Somit wird die Voraussetzung für die Datensicherung geschaffen. Indem man das von MECHANICA erzeugte Hauptverzeichnis sichert, archiviert man alle Berechnungsergebnisse inkl. Modell.

Der Statusbericht ist in dem Fall auch das eigentliche Ergebnis, noch brauchen wir keine „bunten Bilder“. Allgemein sollte es zur Routine gehören, die Auswertung zunächst nach diesem Rechenlaufreport vorzunehmen. Weiterhin liefert der ausführliche Status (entsprechendes Häkchen gem. Abb. 3-21 setzen) einige interessante Informationen zur Performance. Ab Wildfire 5 werden diese Berichte anhand von Registerkarten zusammengefasst und erweitert.

In der Abbildung 3-21 ist der Ausschnitt des Statusberichts mit den von MECHANICA standardmäßig für die Analyseart definierten Messgrößen dargestellt. Fast alle Werte sind 0, die maximale Verschiebung in Y-Richtung erreicht -9,81 mm (negative Y-Richtung) und die Dehnungsenergie beträgt 48,11805 Nmm.

Diese Werte sind mit den am Anfang des Abschnitts „händisch“ berechneten identisch. Damit ist das Ergebnis plausibel.

```

Rechenlaufstatus (Statisch.rpt) Läuft nicht
Messgrößen:

max_beam_bending: 0.000000e+00
max_beam_tensile: 0.000000e+00
max_beam_torsion: 0.000000e+00
max_beam_total: 0.000000e+00
max_disp_mag: 9.810000e+00
max_disp_x: 0.000000e+00
max_disp_y: -9.810000e+00
max_disp_z: 0.000000e+00
max_prin_mag: 0.000000e+00
max_rot_mag: 0.000000e+00
max_rot_x: 0.000000e+00
max_rot_y: 0.000000e+00
max_rot_z: 0.000000e+00
max_stress_prin: 0.000000e+00
max_stress_vm: 0.000000e+00
max_stress_xx: 0.000000e+00
max_stress_xy: 0.000000e+00
max_stress_xz: 0.000000e+00
max_stress_yy: 0.000000e+00
max_stress_yz: 0.000000e+00
max_stress_zz: 0.000000e+00
min_stress_prin: 0.000000e+00
strain_energy: 4.811805e+01

Analyse "Statisch" abgeschlossen (19:31:56)

Ausführlicher Status
Schließen

```

Abb. 3-21: Statusbericht der statischen Analyse

3.5 Modalanalyse

Eine Modalanalyse ist die Vorstufe für dynamische Untersuchungen. Sie berechnet die homogene Lösung der Bewegungsgleichung – die Eigenschwingung. Das Ergebnis dieser Eigenwertanalyse sind die Eigenfrequenzen sowie die entsprechenden Eigenformen. Der analytische Zusammenhang lautet

$$m \cdot \ddot{y} + k \cdot y = 0 \quad (3.8)$$

Die einzige Eigenfrequenz des Ein-Massen-Schwingers berechnet sich zu

$$\omega_0 = \frac{1}{2 \cdot \pi} \sqrt{\frac{k}{m}} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \sqrt{\frac{1 \frac{N}{mm}}{0,001t}} = 5,0329... \frac{1}{s} \approx 5 \text{ Hz} \quad (3.9)$$

Dieser Wert bedeutet, dass das System im Fall freier Schwingungen ohne Fremderregung 5-mal pro Sekunde schwingen würde.

Bevor wir Schwingungen in MECHANICA untersuchen, sollte die Systemantwort definiert werden.

Dynamische Analysen berechnen standardmäßig keine Messgrößen. Wir legen die vertikale zeit- bzw. frequenzabhängige Y-Verschiebung des Massenpunktes als die Systemantwort fest. Mittels **Einfügen→Messgröße...** im Hauptmenü öffnet sich das Fenster für die Messgrößen (Abb. 3-22).



Abb. 3-22: Definitionsfenster für Messgrößen

Wir klicken auf <Neu>, daraufhin definieren wir die Systemantwort gem. der Abb. 3-23, dabei sollten die Einstellungen unbedingt dem gezeigten Fenster (Abb. 3-23) entsprechen.

Diese Messgröße ist für die Modalanalyse selbst noch ohne Bedeutung, in der Abb. 3-23 sind die gültigen Analysearten aufgelistet. Wir bestätigen die Eingaben mit <OK>, daraufhin erscheint wiederum das Fenster für Messgrößen mit der „Y_Verschiebung“ als Systemantwort (Abb. 3-24).

Die Definition der Systemantwort beenden wir mit <Schließen>.

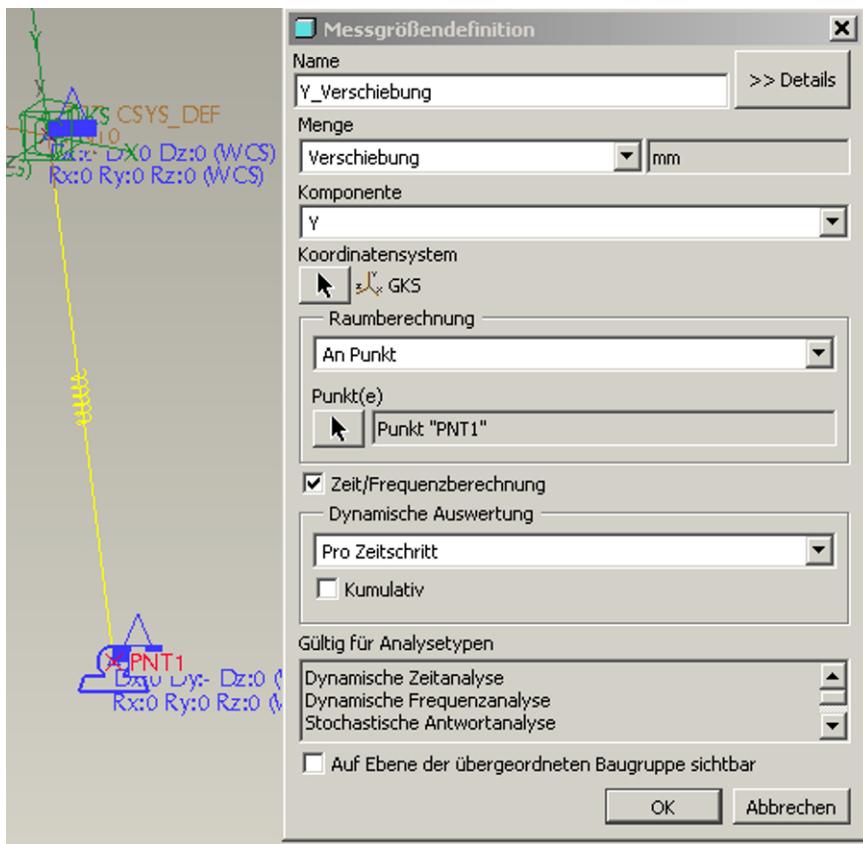


Abb. 3-23: Messgröße „Y_Verschiebung“ als Systemantwort

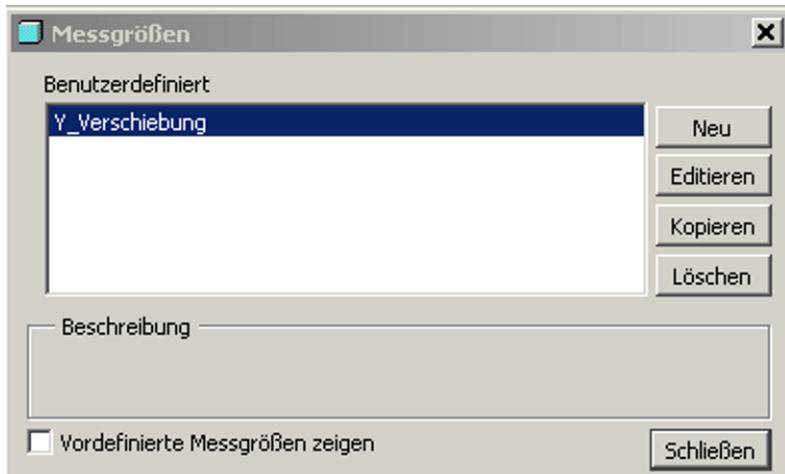


Abb. 3-24: Definitionsfenster für Messgrößen mit „Y_Verschiebung“

Um eine Modalanalyse zu erzeugen, wählen wir im Hauptmenü die Menüfolge **Analyse→Mechanica Analyse/Studien...**, dann in der bekannten Menümaske für MECHANICA-Analysen (Abb. 3-15, Abb. 3-17) **Datei→Neue Modalanalyse...**, daraufhin erscheint das Definitionsfenster für Modalanalysen (Abb. 3-25). Dort vergeben wir ebenfalls einen Analysenamen, außerdem soll nur die erste und einzige Eigenfrequenz ermittelt werden. Alle anderen Einstellungen bleiben unverändert, denn wir rechnen hier ein statisch bestimmtes Modell. Falls die Modalanalyse ohne Einspannungen (Option <frei> gem. Abb. 3-25) durchgeführt wird, ergeben sich die ersten 6 Eigenfrequenzen mit dem Ergebnis 0 Hz als Starrkörperbewegungen. Ansonsten kann auch ein statisch unbestimmtes Modell mit der Option <Mit Starrkörperbewegungs-Suche> (Abb. 3-25) gerechnet werden.

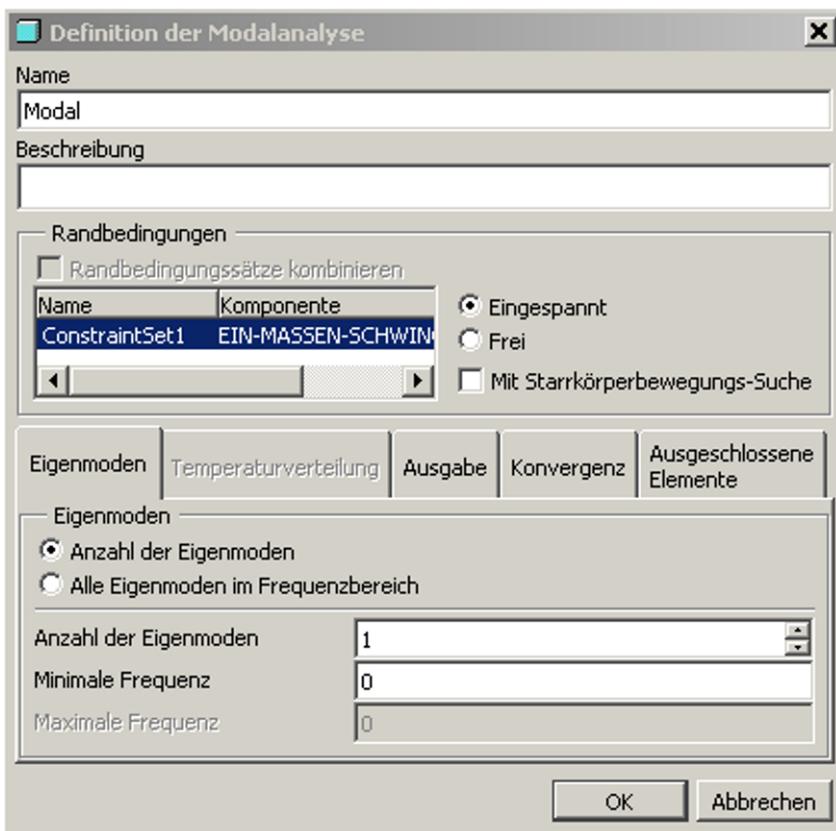


Abb. 3-25: Definitionsfenster für Modalanalysen.

Wir bestätigen die Maske mit <OK>, dann führen wir die Analyse durch (grüne Fahne in der Menümaske für MECHANICA-Analysen). Analog zur statischen Analyse (Hinweis zur Abb. 3-21) wird der Statusbericht der Modalanalyse aufgerufen (Abb. 3-26).

Die von MECHANICA berechnete Eigenfrequenz von 5,0329... Hz (Abb. 3-26) stimmt mit der analytischen überein. Somit ist auch dieses Ergebnis eindeutig verifiziert.

```

Rechenlaufstatus (Modal.rpt) Läuft nicht
Haupt-MTM und Hauptachsen relativ zu MSP:
Max. Haupt Mittl. Haupt Min. Hau
0.00000e+00 0.00000e+00 0.00000e+00
GKS X: 0.00000e+00 1.00000e+00 0.00000e+00
GKS Y: 0.00000e+00 0.00000e+00 1.00000e+00
GKS Z: 1.00000e+00 0.00000e+00 0.00000e+00
Randbedingungssatz: ConstraintSet1: EIN-MASSEN-SCHWINGER
Anzahl Eigenmoden: 1
Eigenmode Frequenz (Hz)
-----
1 5.032921e+00
Analyse "Modal" abgeschlossen (20:49:44)
-----
Arbeits- und Plattspeicher-Belegung:
Rechntyp: Windows NT/x86
RAM-Zuteilung für Gleichungslöser (MB): 128.0
Gesamtrechendauer (Sekunden): 0.53
Gesamt-CPU-Zeit (Sekunden): 0.31
 Ausführlicher Status


```

Abb. 3-26: Statusbericht der Modalanalyse

3.6 Dynamische Zeitanalyse

Aufbauend auf der Modalanalyse können wir nun eine Zeitanalyse durchführen. Zunächst wird das Problem wie in den vorigen beiden Abschnitten analytisch gelöst:

$$m \cdot \ddot{y} + k \cdot y = \vec{G} \quad (3.10)$$

$$y(t) = A \cdot \cos(\omega \cdot t) + B \cdot \sin(\omega \cdot t) - \frac{m \cdot g}{k} \quad (3.11)$$

Die Lösung besteht aus dem homogenen Ansatz und dem partikulären Anteil – mg/k (statische Auslenkung). Die Bestimmung der Koeffizienten A und B erfolgt durch das Verwenden der Anfangsbedingungen. Die Auslenkung zum Zeitpunkt 0 beträgt $y = 0$:

$$0 = A \cdot 1 + B \cdot 0 - \frac{m \cdot g}{k} \quad (3.12)$$

$$A = \frac{m \cdot g}{k} \quad (3.13)$$

Die erste Ableitung der Auslenkung ist die Geschwindigkeit:

$$y'(t) = -A \cdot \omega \cdot \sin(\omega \cdot t) + B \cdot \omega \cdot \cos(\omega \cdot t) \quad (3.14)$$

Die Geschwindigkeit zum Zeitpunkt 0 beträgt ebenfalls 0:

$$0 = -A \cdot \omega \cdot 0 + B \cdot \omega \cdot 1 \quad (3.15)$$

$$B = 0 \quad (3.16)$$

Die analytische Lösung lautet also

$$y(t) = \frac{m \cdot g}{k} \cos(\omega \cdot t) - \frac{m \cdot g}{k} = \frac{m \cdot g}{k} (\cos(\omega \cdot t) - 1) \quad (3.17)$$

Mit der Beziehung für die Eigenkreisfrequenz

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot \omega_0 \quad (3.18)$$

folgt

$$y(t) = \frac{m \cdot g}{k} (\cos(2 \cdot \pi \cdot \omega_0 \cdot t) - 1) \quad (3.19)$$

Das bedeutet, dass zum Zeitpunkt um etwa 0,1 s (die Eigenfrequenz beträgt ca. 5 Hz) der Wert in den äußereren Klammern -2 beträgt, das System führt dabei die

doppelte statische Auslenkung in negativer Y-Richtung aus. Nun werden wir diese Überlegungen mittels MECHANICA überprüfen.

Bei der Definition von dynamischen Analysen gibt es viel Potential für falsche Einstellungen. Um eine dynamische Analyse zu erzeugen, wird im Hauptmenü die Befehlsfolge **Analyse→Mechanica Analyse/Studien...** gewählt, in der Menümaske für MECHANICA-Analysen dann **Datei→Neue dynamische Analyse→Zeit...**, daraufhin erscheint das Definitionsfenster für Zeitanalysen (Abb. 3-27).

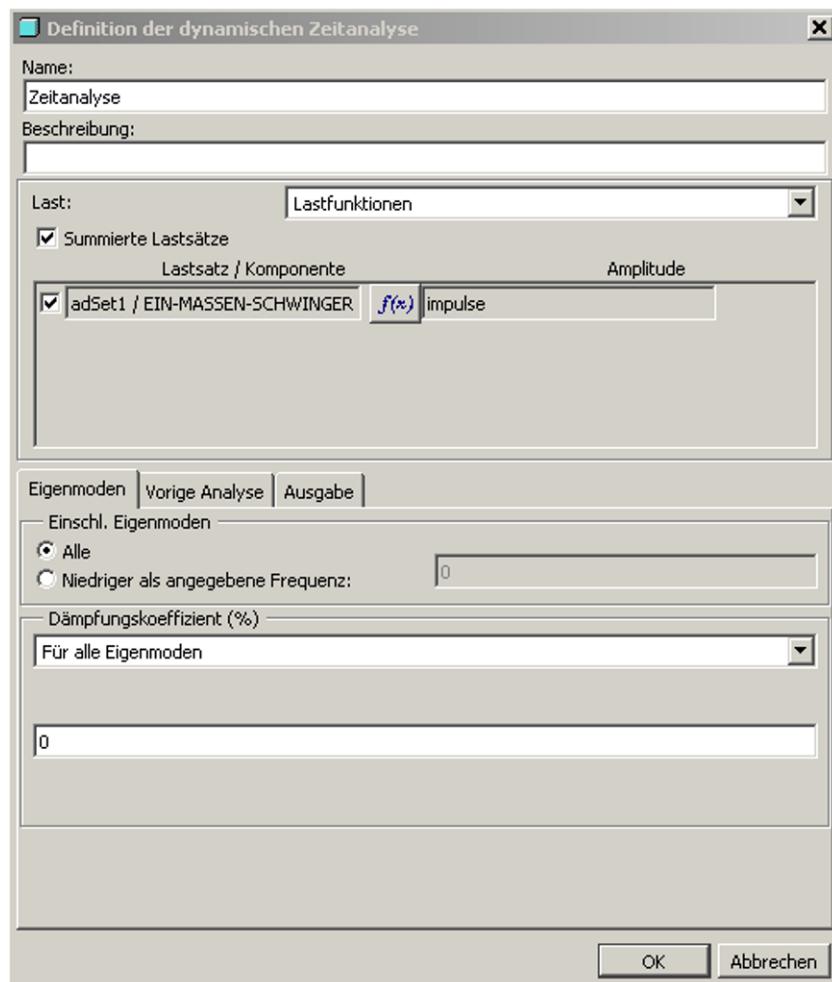


Abb. 3-27: Definitionsfenster für dynamische Analysen

Wir vergeben der Zeitanalyse einen Namen, außerdem wird die standardmäßig voreingestellte (interne) Impulsfunktion ersetzt. Wir klicken auf den Button **<f(x)>** und erzeugen daraufhin eine neue konstante Funktion 1 (vgl. Abb. 3-28).

Die Funktion `<impulse>` ist programmintern und kann nicht beeinflusst oder kopiert werden. In diesem Fall haben wir eine konstante Gravitation, d. h. die Amplitude der Erregung bleibt unverändert. Aus diesem Grund wird die Zeitfunktion einfach gleich 1 gesetzt.

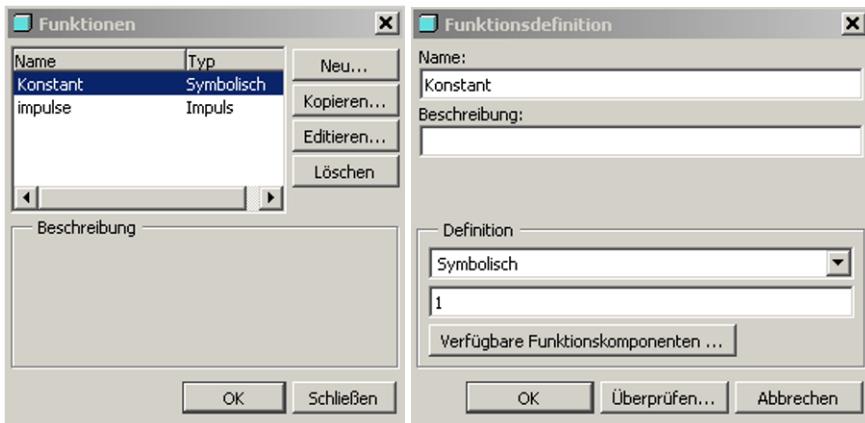


Abb. 3-28: Erzeugen der konstanten Lastfunktion für die Gravitation

Wir bestätigen die Definitionsfenster (Abb. 3-28) jeweils mit `<OK>`.

An dieser Stelle wird erwähnt, dass neben externen Lastfunktionen auch eine Fußpünktterregung simuliert werden kann. Dabei muss die Richtung der Fußpünktterregung festgelegt werden. Hier werden keine sonstigen Lasten berücksichtigt. Diesem Problem steht der Vorteil gegenüber, dass die Analyse mit einer Fußpünktterregung zusätzlich die Massenbeteiligungsfaktoren (modale Masse) berechnet, die eine Bewertung der Genauigkeit der Analyse ermöglichen. Ausführliche Informationen zu der Thematik können bei Bedarf der Online-Hilfe entnommen werden.

Damit ist die Definition der Analyse noch nicht abgeschlossen, denn es werden alle drei Register (Abb. 3-27) verändert. Wir klicken auf die Registerkarte `<Vorige Analyse>` (Abb. 3-29). Hier wird angegeben, welche Modalanalyse für die dynamische Zeitanalyse verwendet wird.

Nun klicken wir auf die dritte Registerkarte `<Ausgabe>` (Abb. 3-30). Standardmäßig sind automatische Ausgabeintervalle voreingestellt. Bei dieser Option werden nur benutzerdefinierte Messgrößen berechnet, ansonsten gibt es keine Ergebnisse. Wir nutzen hier benutzerdefinierte Ausgabeintervalle. Nur so gibt das Programm volle Ausgabesätze in den Intervallen aus.

Geben Sie als Anzahl der Master-Intervalle z. B. 500 ein (maximal sind 999 Intervalle möglich), für dieses einfache Modell ist das kein Problem. Dennoch dauert der Bildaufbau des Fensters länger an. Bei größeren FE-Modellen sollten evtl. entsprechend weniger Ausgabeintervalle definiert werden.

44 3 Aufgabe: Darstellung des Ein-Massen-Schwingers

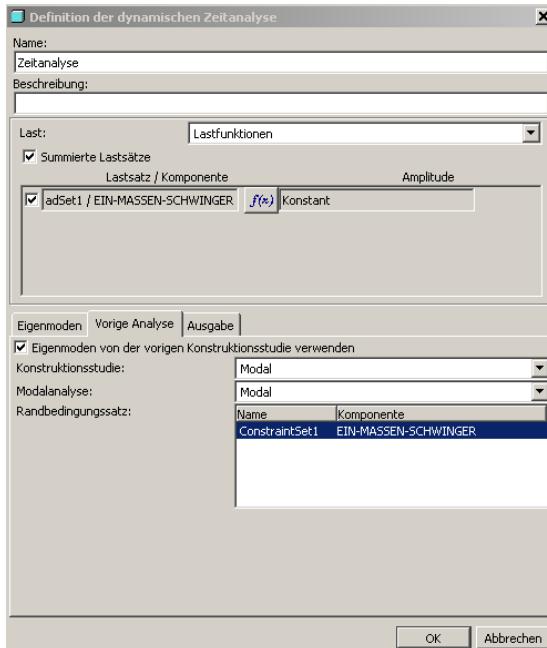


Abb. 3-29: Zeitanalyse, Registerkarte Vorige Analyse

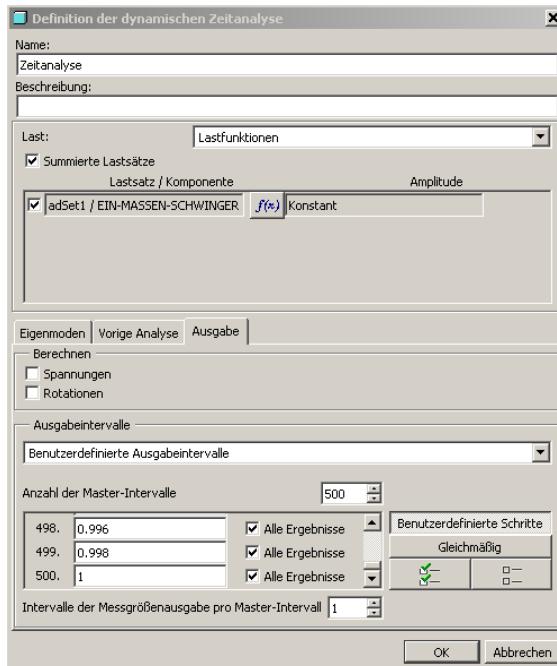


Abb. 3-30: Zeitanalyse, Registerkarte Ausgabe

Der Zeitschritt 500 in der Abbildung 3-30 erfolgt zum Zeitpunkt 1 Sekunde. Wir wissen, dass der Schwinger ca. 5 volle Schwingungen in einer Sekunde ausführen müsste, damit ist diese Zeitbegrenzung ausreichend. Mittels der Schaltfläche <Gleichmäßig> wird die gleichmäßige Einteilung der Intervalle zwischen 0 und 1 Sekunde erreicht. Wir bestätigen die Eingabe mit <OK>, dann führen wir die Analyse durch. Wie in den vorigen Kapiteln wird der Statusbericht aufgerufen (**Info→Status...** in der Menümaske der MECHANICA-Analysen, Abb. 3-31).

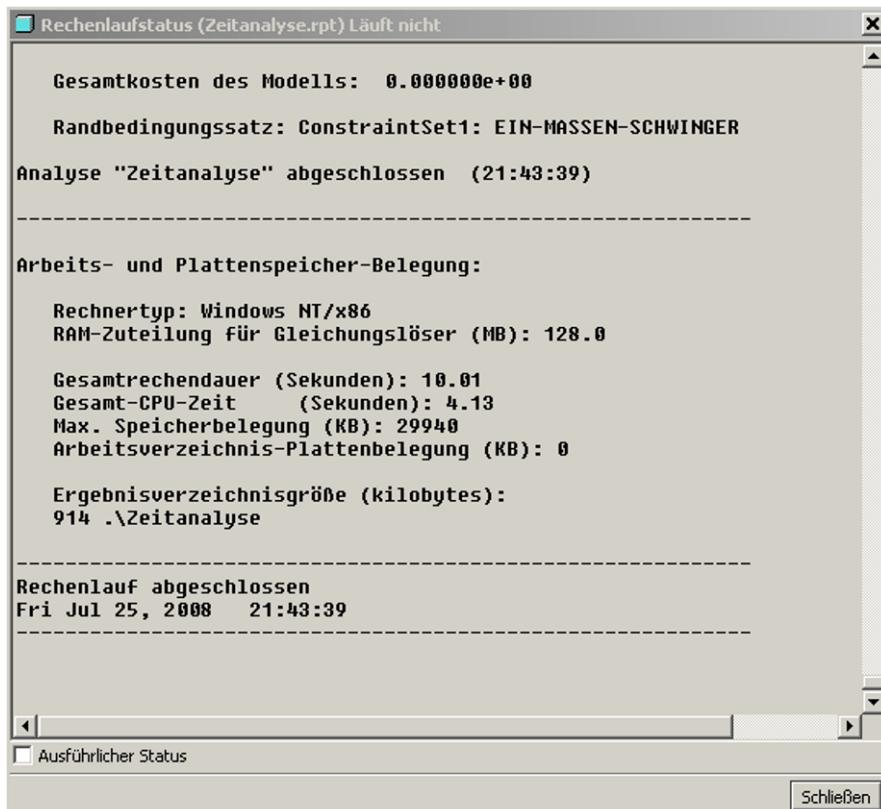


Abb. 3-31: Status der Zeitanalyse, Rechenlaufende

Nach dem Ende des Rechenlaufs können wir auf die Ergebnisse zugreifen, der Statusbericht (Abb. 3-31) liefert nun keine ausreichenden Informationen. In der Menümaske für MECHANICA-Analysen bleibt die Zeitanalyse markiert und wir klicken auf , um einen Farbplot zu erstellen (Abb. 3-32).

Ab der Version Wildfire 4 können die Ergebnisse jederzeit, auch im Pro/ENGINEER Modus und auch, ohne irgendein Modell zu öffnen, über **Applikationen→Mechanica Ergebnisse...** aufgerufen werden. Allerdings muss dann die entsprechende Analyse nach dem Klicken auf extra ausgewählt werden,

hier z. B. die Zeitanalyse. In diesem Fall möchten wir eine graphische Darstellung der Y-Verschiebung im Massenpunkt haben. Dafür wurde die entsprechende Messgröße als Systemantwort erzeugt (Kap. 3.5).

Wir vergeben einen Titel für die Darstellung (Abb. 3-32). Als <Darstellungsotyp> wählen wir anstatt der <Farbfläche> den <Graph> und unter <Menge> die <Messgröße> aus (Abb. 3-33).

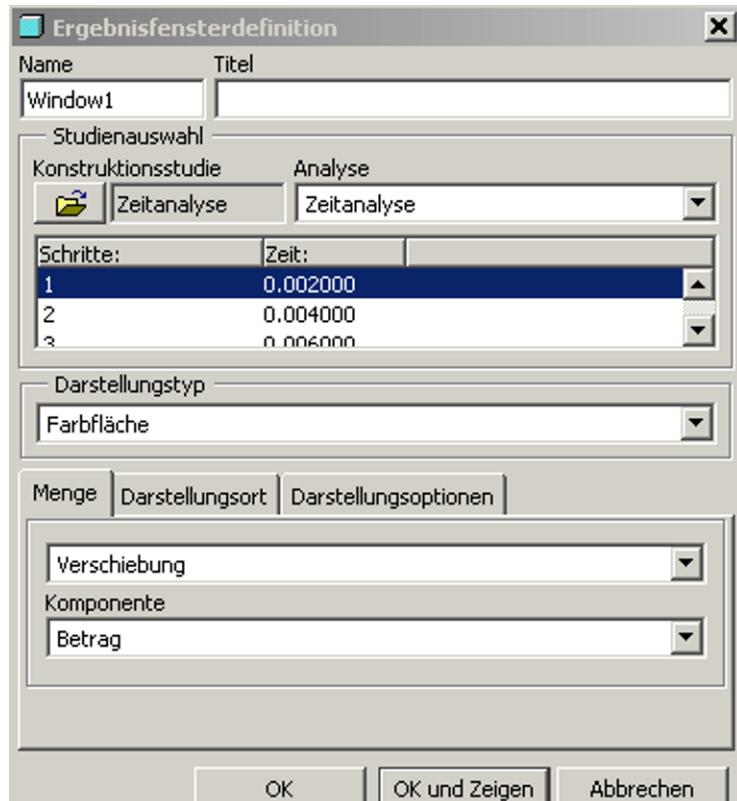


Abb. 3-32: Ergebnisfensterdefinition

Die Liste der Messgrößen wird nach dem Anklicken des entsprechenden Buttons darunter (Abb. 3-33) angezeigt, dabei gibt es hier nur die einzige benutzerdefinierte Messgröße „Y_Verschiebung“ (Abb. 3-34).

Dynamische Analysen berechnen standardmäßig keine Messgrößen. Bei den meisten anderen Analysearten wird in der Regel eine lange Auflistung der vordefinierten, also von MECHANICA automatisch erzeugten, Messgrößen gezeigt.

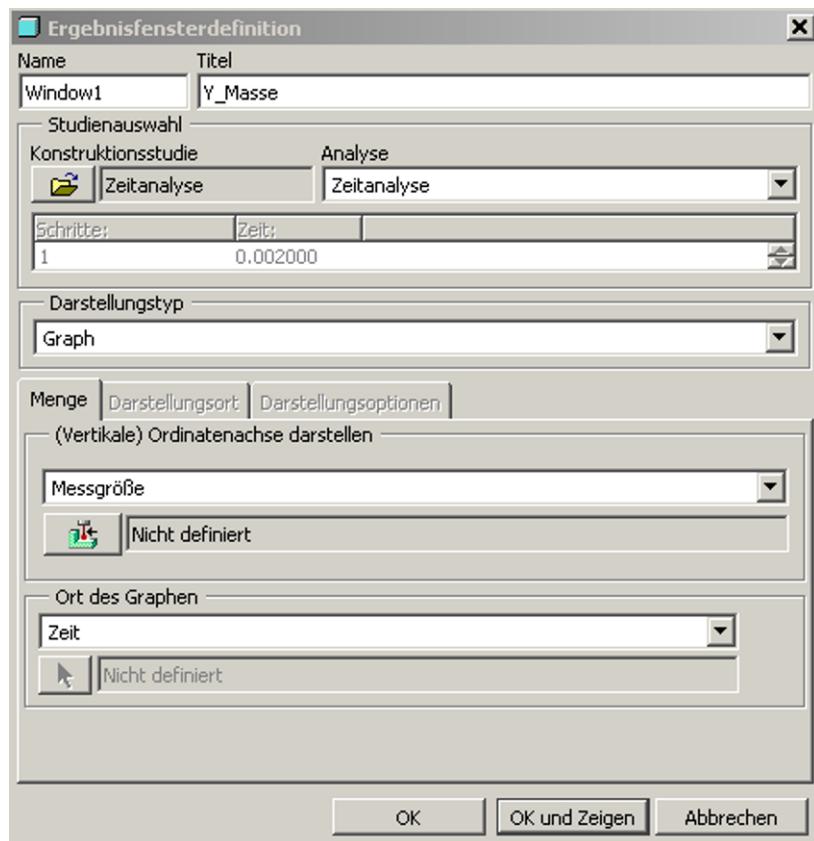


Abb. 3-33: Ergebnisfensterdefinition

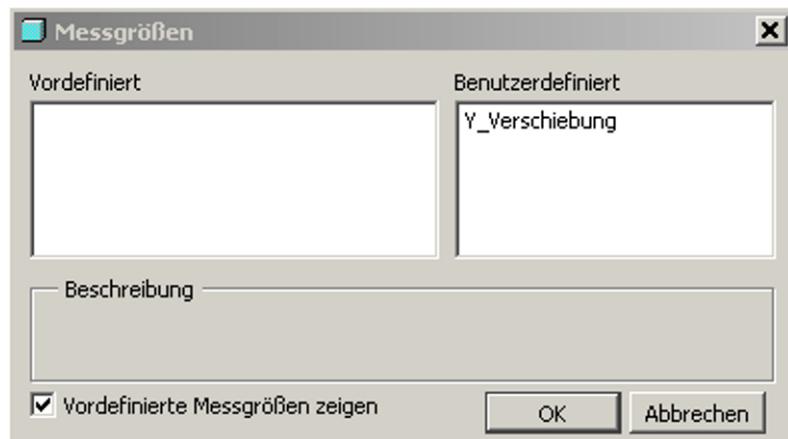


Abb. 3-34: Benutzerdefinierte Messgröße Y_Verschiebung

Wir markieren die Messgröße „Y_Verschiebung“ (Abb. 3-34) und klicken auf <OK>. Damit erhalten wir nun das Fenster gem. der Abb. 3-35 mit der kompletten Definition.

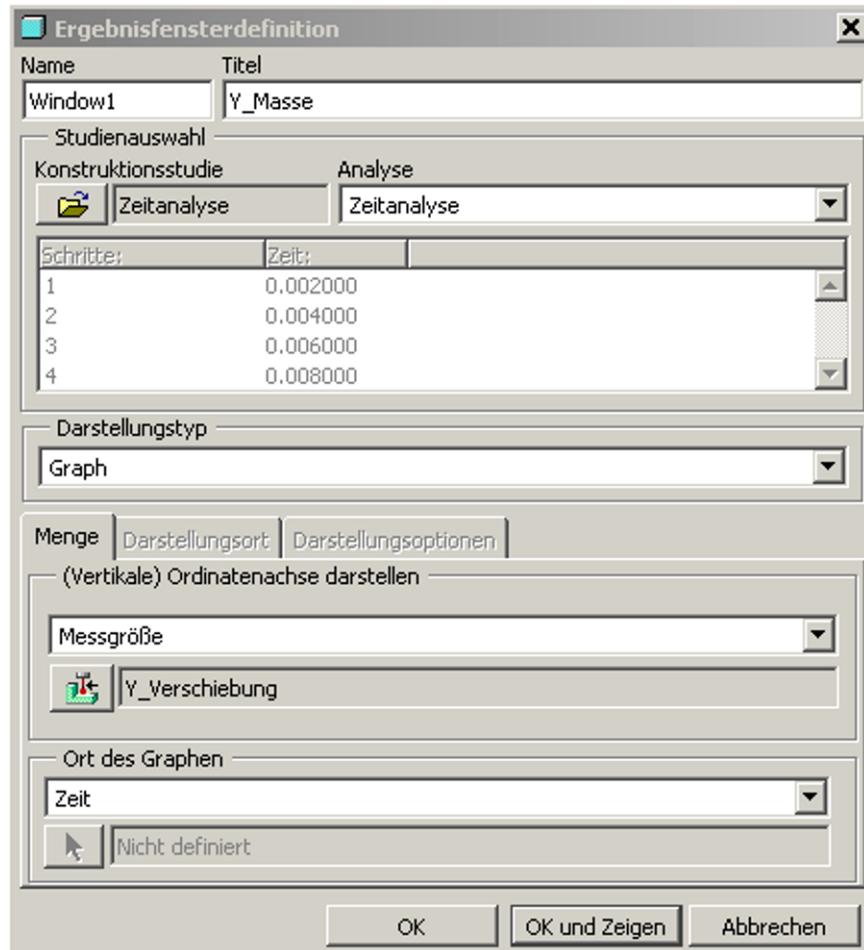


Abb. 3-35: Ergebnisfensterdefinition fertig

Wir klicken auf die Schaltfläche <OK und Zeigen>, um die graphische Darstellung der Systemantwort zu erhalten (Abb. 3-36).

Das Ergebnis in der Abb. 3-36 entspricht unseren Erwartungen bzw. analytischen Überlegungen. Innerhalb einer Sekunde führt das System ca. 5 volle Schwingungen aus, die Schwingung erfolgt um die statische Ruhelage mit der entsprechenden Amplitude. Aufgrund fehlender Dämpfung klingt die Schwingung nicht ab.

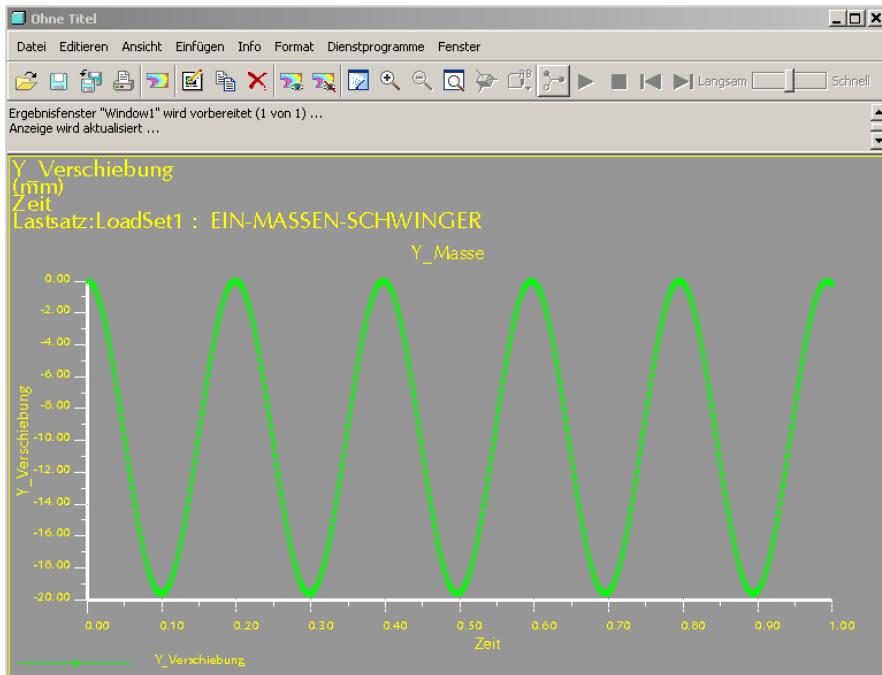


Abb. 3-36: Farbplot als Graph der Systemantwort

Die Darstellung lässt sich über **Format→Graph** bequem formatieren, außerdem ist eine automatische Ausgabe in MS EXCEL möglich: **Datei→Exportieren→Excel...** Dabei wird eine EXCEL-Datei angelegt, vorausgesetzt, dass MS EXCEL installiert wurde. Die Farbplots werden gern in Dokumentationen eingefügt. Dafür kann eine Bildausgabe z. B. als JPEG oder TIFF erfolgen: **Datei→Exportieren→Bild...**, auch ein HTML-Report ist möglich. Man kann die Werte im Graph direkt durch Doppelklicken mit der linken Maustaste abfragen.

Die Definitionen und ggf. die Konfiguration des Ergebnisfensters lassen sich speichern: **Datei→Speichern..., Datei→Speichern als..., Datei→Als Schablone speichern... etc.** Wir schließen das Ergebnisfenster mittels **Datei→Ergebnisse verlassen** ohne zu speichern.

3.7 Dynamische Frequenzanalyse

Die Schwingung des Systems kann alternativ zum Zeitbereich auch im Frequenzbereich durch Amplituden der einzelnen, in der Gesamtbewegung enthaltenen harmonischen Komponenten beschrieben werden. In der Mathematik geschieht das mittels der Fourier-Transformation. Wir erwarten von der Frequenzanalyse in

MECHANICA, dass bei einer über dem gesamten Frequenzbereich konstanten Anregung (Gravitation) eine Resonanz auftritt, die mit der ersten (einzigen) Eigenfrequenz (etwa 5 Hz) zusammenfällt. Die Amplitude im Resonanzpunkt geht theoretisch gegen unendlich, weil keine Dämpfung vorliegt. Damit sind unsere Überlegungen für die Plausibilitätsprüfung abgeschlossen.

Um eine dynamische Frequenzanalyse zu erzeugen, wählen wir im Hauptmenü die Menüfolge **Analyse→Mechanica Analyse/Studien...**, in der Menümaske für MECHANICA-Analysen dann **Datei→Neue dynamische Analyse→Frequenz...**, daraufhin erscheint das Definitionsfenster für Frequenzanalysen (Abb. 3-37).

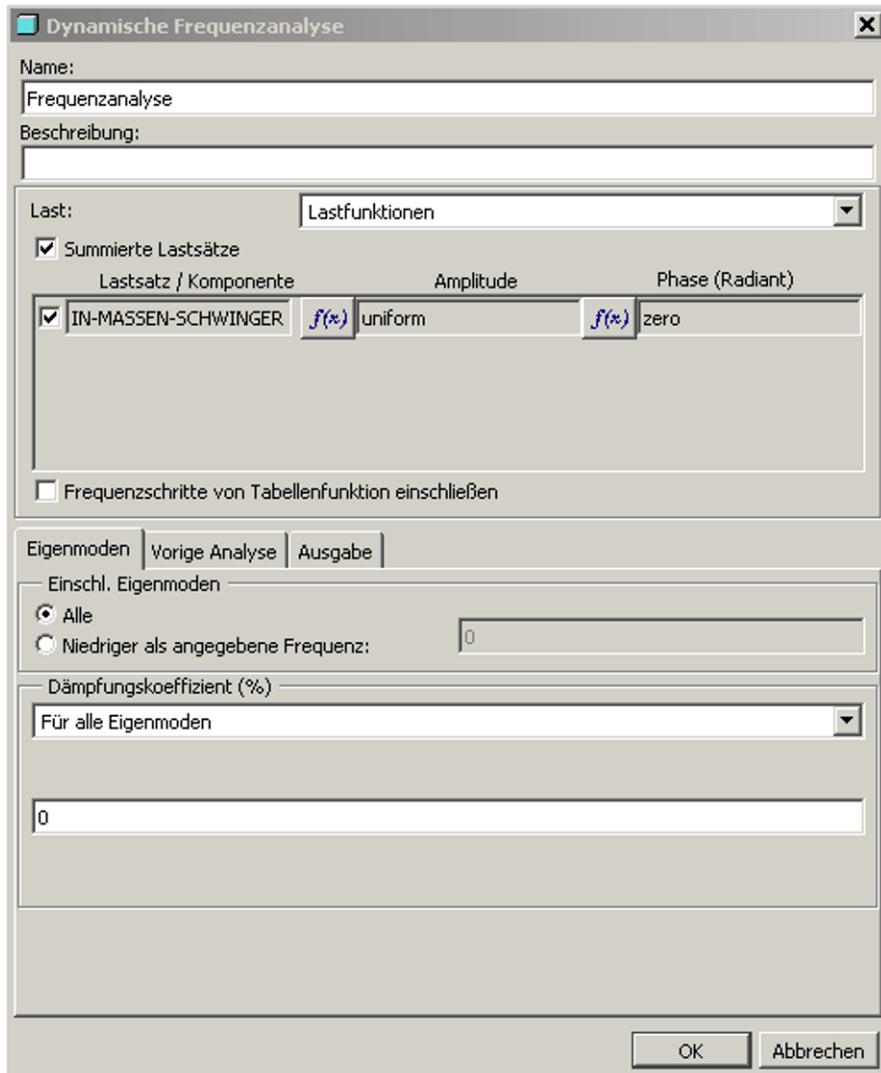


Abb. 3-37: Definitionsfenster für dynamische Frequenzanalysen

Die voreingestellten internen Funktionen <uniform> (= 1 für alle Frequenzen) und <zero> (= 0 für alle Frequenzen) bleiben unverändert. Wir vergeben einen Analysenamen und wechseln zur Registerkarte <Vorige Analyse>. Hier nutzen wir analog zur Zeitanalyse die bereits durchgeführte Modalanalyse (Abb. 3-38).

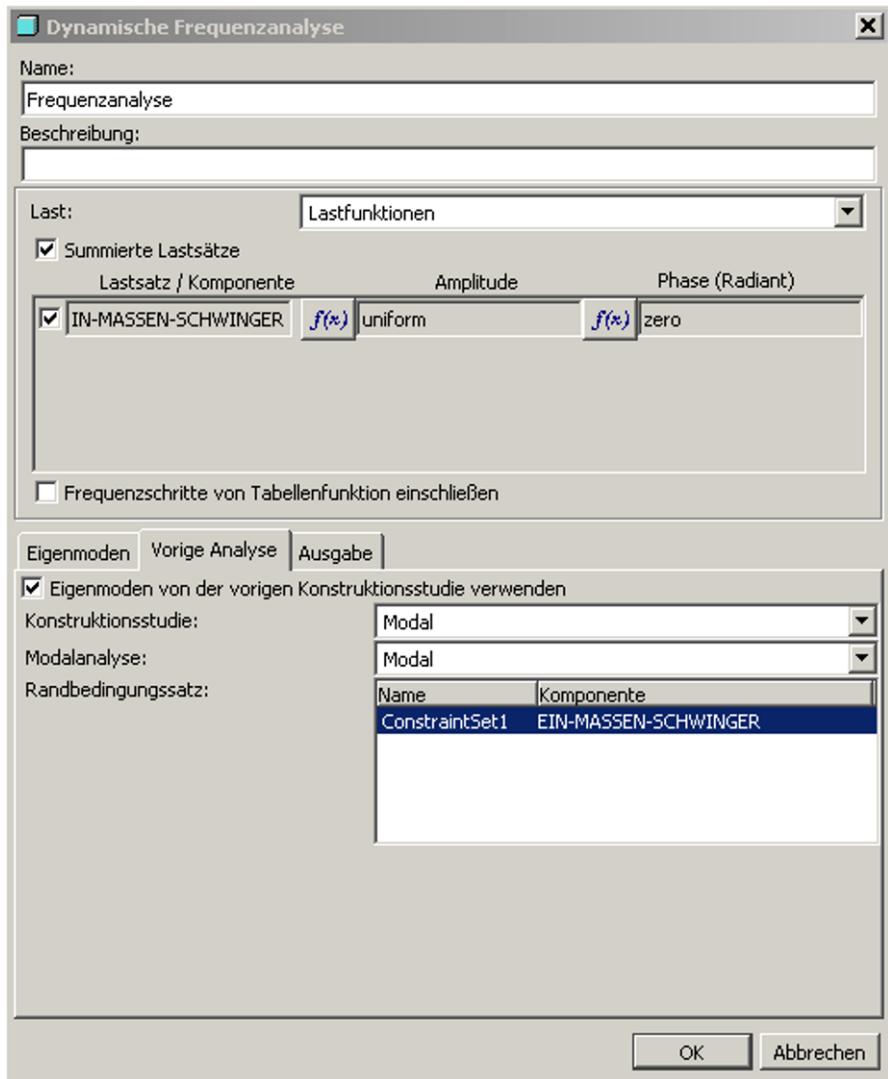


Abb. 3-38: Frequenzanalyse, Registerkarte Vorige Analyse

Die dritte Registerkarte <Ausgabe> sieht ebenfalls ähnlich der dynamischen Zeitanalyse aus (Abb. 3-39). Auch hier werden benutzerdefinierte Ausgabeintervalle benötigt, um volle Ergebnissätze zu erhalten.

Der Unterschied liegt natürlich darin, dass hier die frequenzabhängigen Amplituden berechnet werden. Wir definieren 10 Hz (Frequenzschritt 500) als die Obergrenze der Analyse.

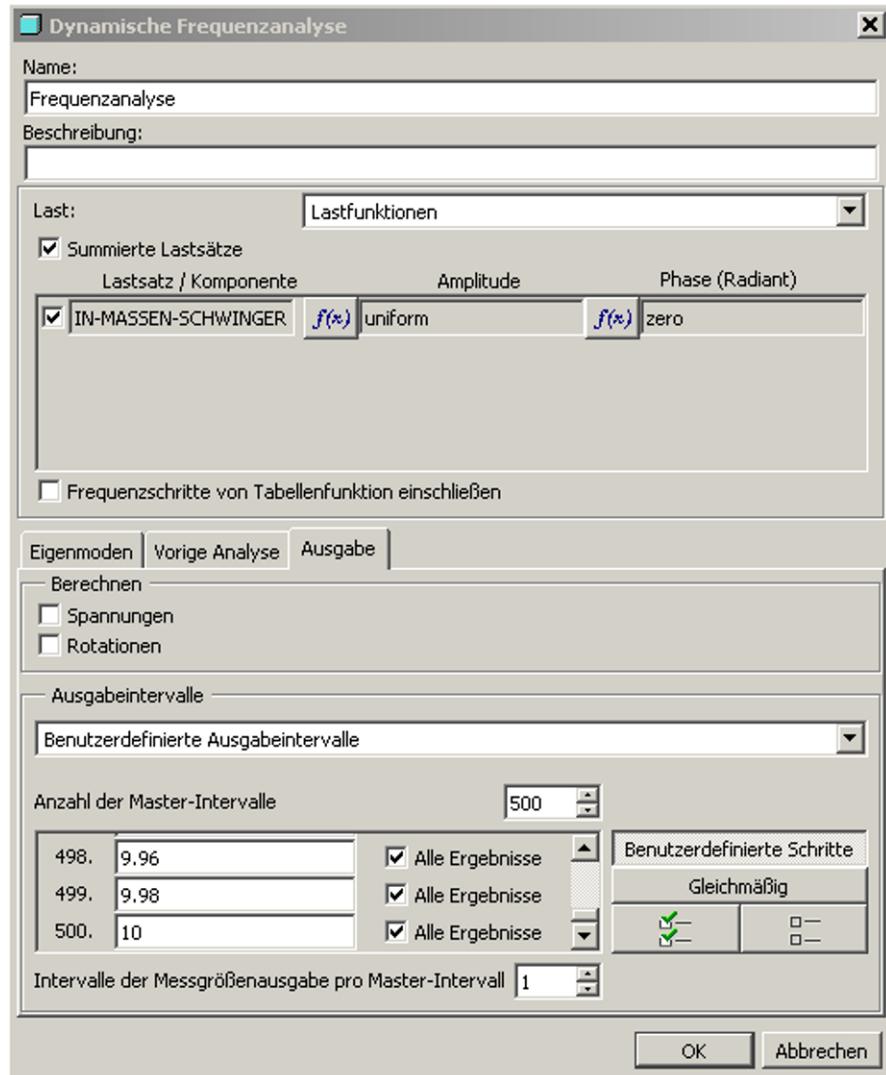


Abb. 3-39: Frequenzanalyse, Registerkarte Ausgabe

Wir beenden die Analysedefinition mit <OK> und führen die dynamische Frequenzanalyse durch. Nach dem Rechenlaufende klicken wir in der Menümaske für MECHANICA-Analysen (Frequenzanalyse bleibt markiert) auf . Die Definition des Graphen erfolgt hier analog zur Zeitanalyse (Abb. 3-40).

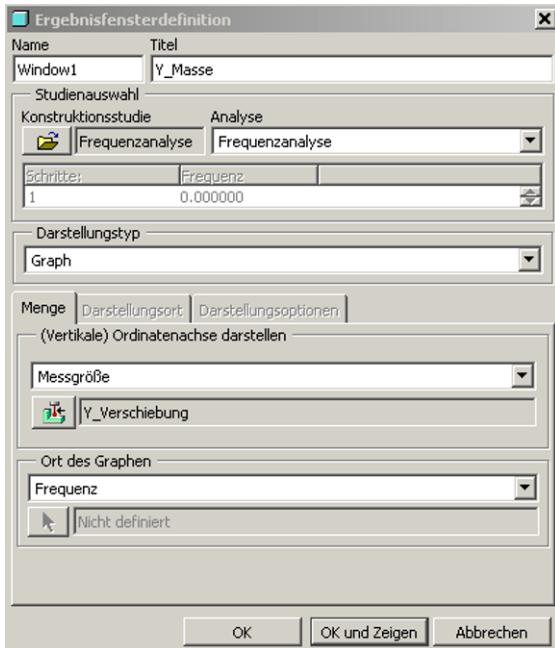


Abb. 3-40: Ergebnisfensterdefinition fertig

Wir klicken auf <OK und Zeigen>, daraufhin erscheint der Amplitudengraph der Verschiebung (Abb. 3-41).

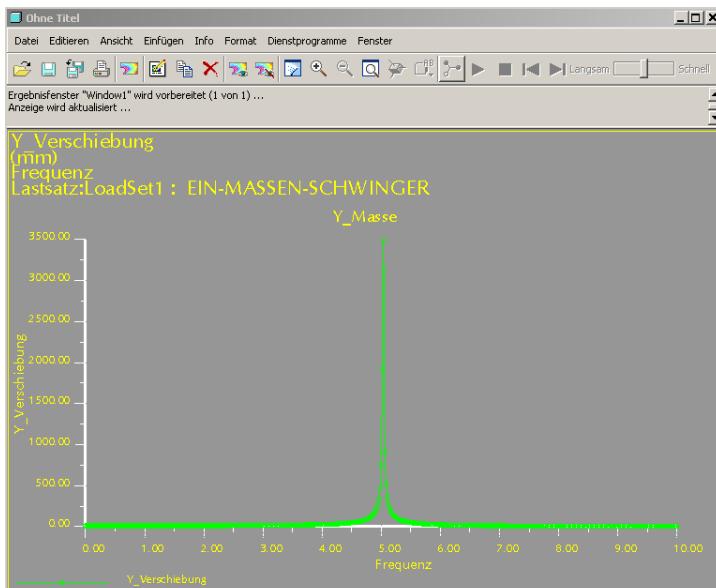


Abb. 3-41: Amplitudengraph

Das Ergebnis entspricht unseren Erwartungen, wobei wir noch bei der Frequenz 0 eine Amplitude in der Höhe der statischen Ruhelage (Mittelwert der periodischen Schwingung) überprüfen sollten. Dafür formatieren wir den Graph mittels der Menüfolge im Ergebnisfenster: **Format→Graph**, dort setzen wir den obersten Wert für die Y-Achse auf z. B. 60 mm und bestätigen mit <OK> (Abb. 3-42).

Die Amplitude der Verschiebung beträgt im Nullpunkt der Frequenz 9,81 mm (Abb. 3-42). Die Resonanz entsteht bei der Eigenfrequenz. Die graphische Darstellung verdeutlicht die Gefahr des Aufschwingens, sobald die Erregerfrequenz in der Nähe der Eigenfrequenz liegt.

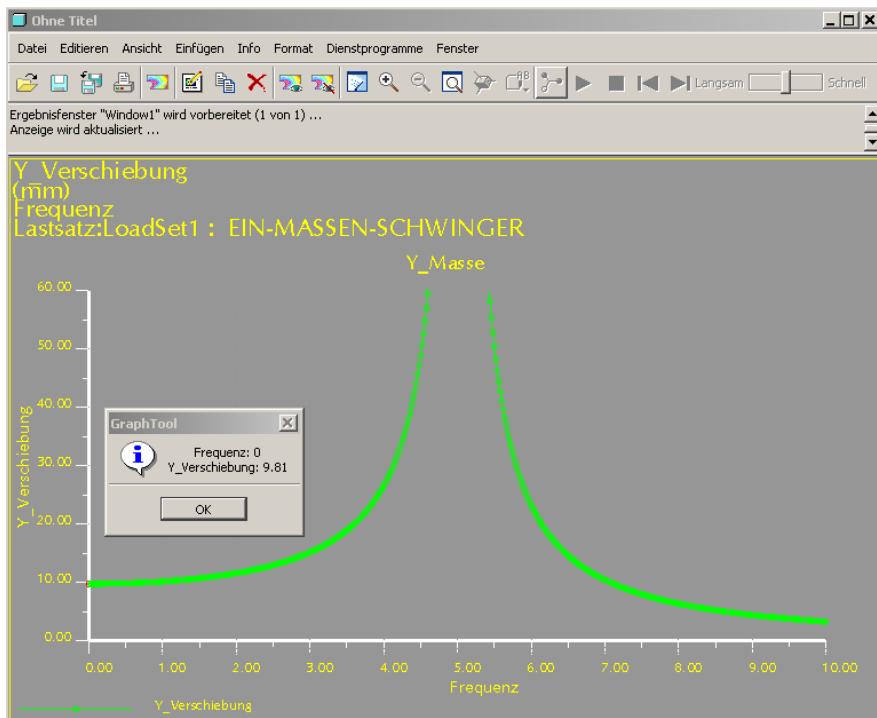


Abb. 3-42: Amplitudengraph im Detail

3.8 Zusammenfassung Kapitel 3

In der ersten Aufgabe handelte es sich um einen einfachen ungedämpften Ein-Massen-Schwinger. Anhand dieses analytisch problemlos berechenbaren Modells wurde die Vorgehensweise der Strukturanalysen in MECHANICA dargelegt.

Nach der Ermittlung der statischen Auslenkung wurde die Eigenfrequenz des Schwingers berechnet. Daraufhin erfolgten die dynamischen Zeit- und Frequenzanalysen mit gewählten Randbedingungen. Die Ergebnisse aus MECHANICA stimmten mit den analytischen exakt überein.

An diesem Beispiel wurde primär die Methodik und die Herangehensweise in MECHANICA aufgezeigt, wobei eine permanente Plausibilitätskontrolle der berechneten Ergebnisse erfolgte.

Literaturverzeichnis

Beitz W, Küttner K-H (1990) Dubbel Taschenbuch für den Maschinenbau, 17 Aufl, B 37, Springer, ISBN 3-540-52381-2

Parametric Technology Corporation (2008) Pro/ENGINEER Wildfire 4.0 MECHANICA, Help Topic Collection

4 Aufgabe: Einfacher Träger als Balkenmodell

4.1 Aufgabenstellung Balkenmodell

Die Aufgabe beinhaltet einen einfachen Träger, der als Balken gerechnet wird. Für eine Handrechnung gelten üblicherweise die Annahmen aus der vereinfachten Balkentheorie. Dabei wird vorausgesetzt, dass der Balken dünn ist, d. h. die Balkenhöhe bzw. -breite sind deutlich kleiner (mindestens zehnfach) als die Länge. Weiterhin bleiben die ebenen und zur neutralen Faser senkrechten Querschnitte auch nach der Verformung eben und senkrecht zur Nulllinie. Damit vernachlässigt man die Schubverformung. Dieser Sachverhalt ist für den Anwender besonders wichtig, denn wir erwarten von einem FEM-Programm, dass ein Balken möglichst genau gerechnet wird, und nicht, wie in einer Handrechnung, vereinfacht. Wir möchten hier das statische Gleichgewicht untersuchen, um die Größe der Abweichungen zwischen analytischer Rechnung und MECHANICA-Ergebnissen festzustellen.

4.2 Ersatzmodell

Der Träger ist in der Abb. 4-01 dargestellt, der Querschnitt des Balkens entspricht einem IPE 100. Die analytische Betrachtung erfordert keine Herleitung der Biegeliniengleichung, da diese aus der einschlägigen Literatur bekannt ist.

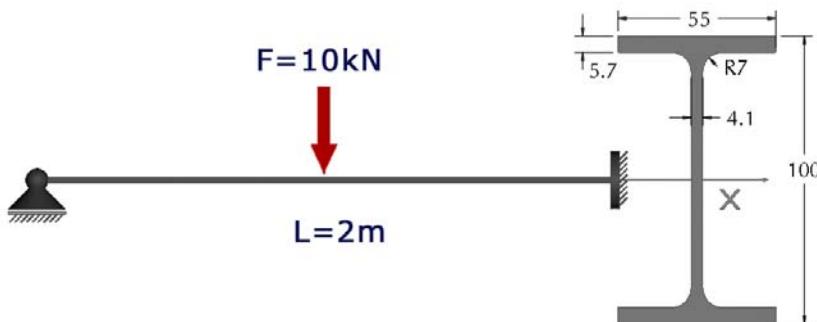


Abb. 4-01: Ersatzmodell des gelagerten Trägers

Das Flächenträgheitsmoment beträgt laut Theorie 171 cm^4 , in Pro/ENGINEER werden $1710121,3 \text{ mm}^4$ gemessen. Damit können die wesentlichen Größen berechnet werden.

Maximale Durchbiegung:

$$f_{\max} = \frac{F \cdot L^3}{48 \cdot \sqrt{5} \cdot E \cdot I_x} \quad (4.1)$$

$$f_{\max} = \frac{10000N \cdot 2000^3 mm^3}{48 \cdot \sqrt{5} \cdot 210000 \frac{N}{mm^2} \cdot 1710121,3 mm^4} = 2,0755 mm \quad (4.2)$$

Das Biegemoment an der festen Einspannung:

$$M_B = \frac{3}{16} F \cdot L \quad (4.3)$$

$$M_B = \frac{3}{16} 10000N \cdot 2000mm = 3750000 Nmm \quad (4.4)$$

Die Auslenkung (maximale Rotation) an dem Gelenk:

$$\gamma = \frac{F \cdot L^2}{32 \cdot E \cdot I_x} \quad (4.5)$$

$$\gamma = \frac{10000N \cdot 2000^2 mm^2}{32 \cdot 210000 \frac{N}{mm^2} \cdot 1710121,3 mm^4} = 0,00348 rad (\approx 0,2^\circ) \quad (4.6)$$

Die analytisch berechneten Werte werden im Folgenden mit MECHANICA überprüft, wobei natürlich eine etwas abweichende (höhere) Durchbiegung zu erwarten ist. Einerseits wird das Eigengewicht des Trägers berücksichtigt, außerdem spielt die Schubverformung eine Rolle.

4.3 CAD-Modell

In Pro/ENGINEER erzeugen wir im Teilemodus eine Bezugskurve, um einen Balken in MECHANICA definieren zu können. An dieser Stelle soll vorab eine allgemeine Erklärung zu den Balken-Bezugselementen erfolgen. Man kann beispielsweise eine Kurve, auch räumlich gekrümmte, als Bezug für den Balken nut-

zen. Dabei wird jeder Zwischenpunkt auf der Kurve erkannt, MECHANICA wird daraufhin den Balken an solchen Knoten aufteilen. Alternativ kann ein Balken zwischen zwei Punkten erzeugt werden. Diese Balken sind natürlich nicht gekrümmmt, sondern gerade, außerdem werden keine dazwischen liegenden Punkte erkannt. Ein solcher Balken wird nicht aufgeteilt, kann dafür jedoch als Stab definiert werden. Sofern ein Balken ausschließlich Zug-Druck-Kräfte überträgt, also keine Momente in Gelenkanbindungen, dann ist das faktisch ein Stab. MECHANICA besitzt keine eigenständigen Stab-Elemente. Diese entstehen aus dem Balken, sobald die beiden Endpunkte zusätzlich eine entsprechende Gelenkdefinition (freie Rotationen als Drehgelenk bzw. Kugelgelenk) erhalten. In Wildfire 5 können Gelenke auch Balken zugewiesen werden, die Kurven referenzieren.

Mittels der Menüfolge **Einfügen→Modellbezug→Skizze...** wird eine Bezugskurve skizziert (Abb. 4-02). Als Skizzierebene definieren wir die Ebene, die von den Koordinatenachsen X und Y gebildet wird. Wir zeichnen eine Linie auf der X-Achse in negativer X-Richtung und vermaßen die Länge mit 2000 mm. Hier ist es natürlich nicht entscheidend, wie man die Bezugskurve erzeugt. Wichtig ist die auf das Koordinatensystem bezogene korrekte Zuweisung von Objektrichtungen in MECHANICA.

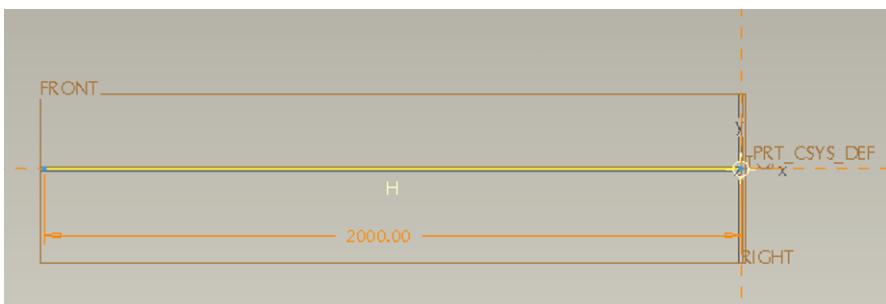


Abb. 4-02: Skizierte Bezugskurve in Pro/ENGINEER

Wir beenden die Skizze (**Skizze→Fertig**) und erzeugen daraufhin einen Punkt in der Mitte der Kurve mittels **Einfügen→Modellbezug→Punkt→Punkt...** (Abb. 4-03).

Das Modellieren in Pro/ENGINEER ist damit abgeschlossen, es erfolgt der Wechsel nach MECHANICA: **Applikationen→Mechanica**. Wir bestätigen die Einheiten [**mmNs**] mit **<Weiter>** und daraufhin den Modelltyp (Abb. 4-04) mit **<OK>**.

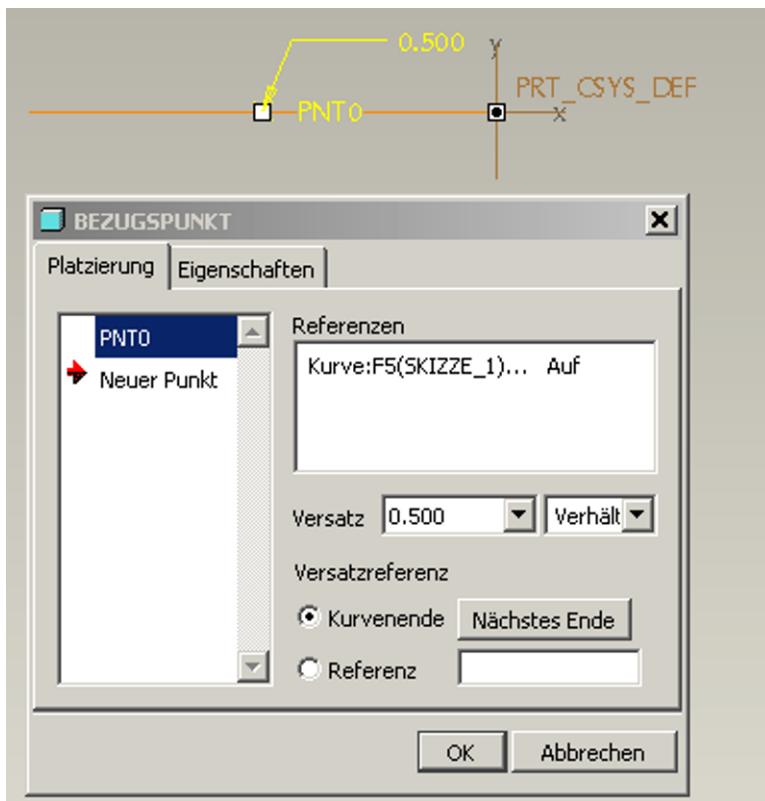


Abb. 4-03: Punkt in der Kurvenmitte



Abb. 4-04: Modelltyp in MECHANICA

4.4 Statische Analyse

In MECHANICA wird zunächst der Balken definiert. Wie in Pro/ENGINEER kann auch hier zuerst das Objekt und dann die Funktion gewählt werden, was für CAD-Anwender sehr komfortabel ist. Wir klicken die Kurve an, dann auf die Menüs **Einfügen→Balken...** (Abb. 4-05).

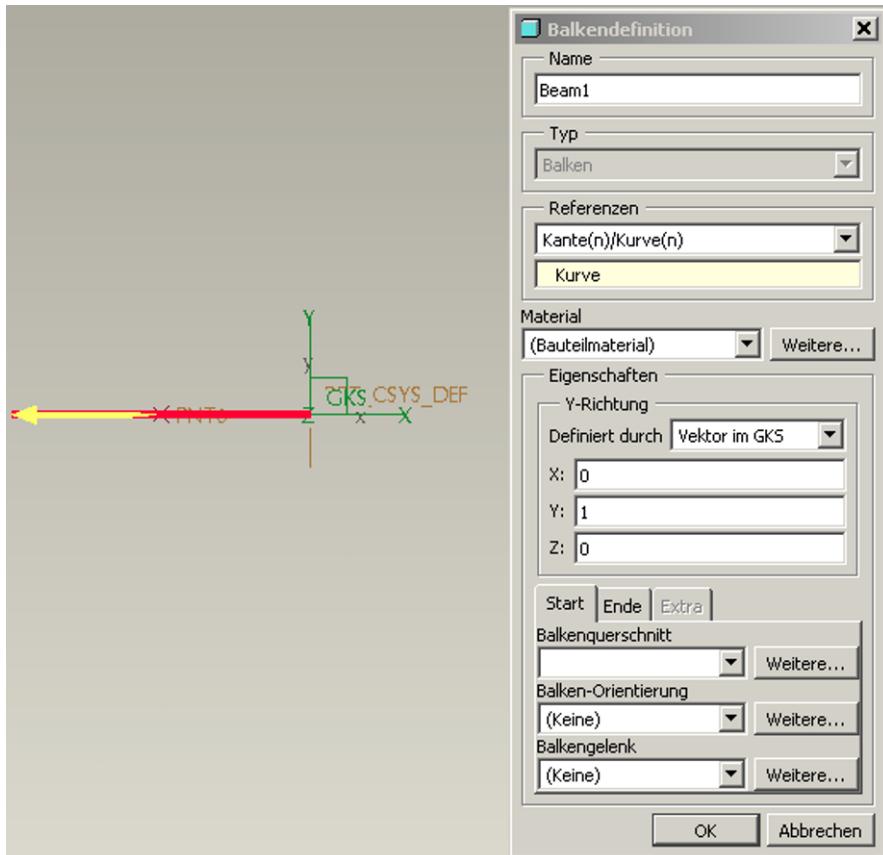


Abb. 4-05: Balkendefinition in MECHANICA

Für das Material wählen wir den allgemeinen Stahl, entweder im Part zugewiesen oder neu mittels <Weitere...> (Option <Material> gem. der Abb. 4-05) erzeugt, die Standardwerte sollten hier den allgemeinen Stahleigenschaften entsprechen (Abb. 4-06).

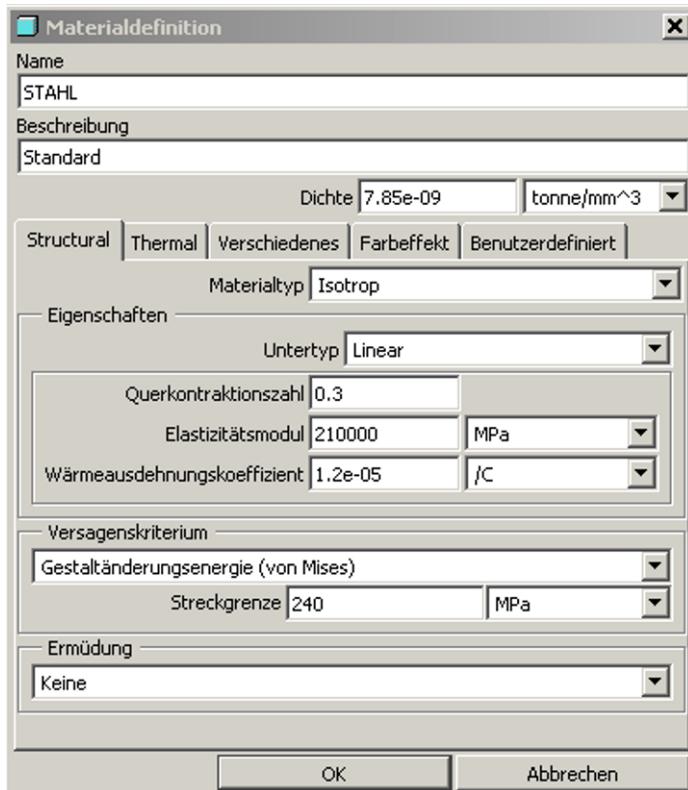


Abb. 4-06: Materialdefinition

Als Nächstes sollte der Balkenquerschnitt definiert werden, die Vorauswahl unter <Balkenquerschnitt> ist gem. der Abb. 4-05 noch leer. In dieser Option klicken wir auf <Weitere...> (Abb. 4-07), dann auf <Neu...> im nächsten Fenster mit den ausgewählten Balkenquerschnitten (Abb. 4-08).

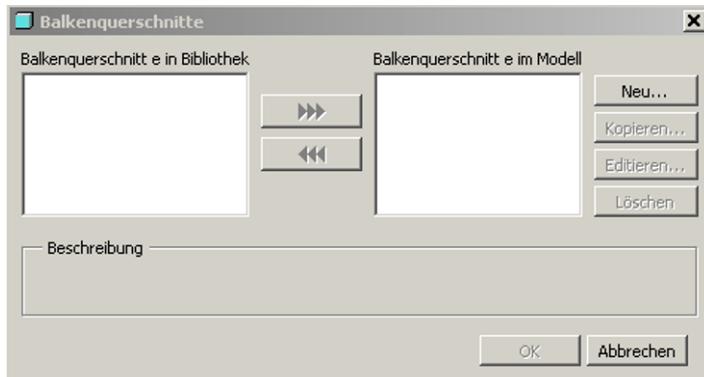


Abb. 4-07: Balkenquerschnitte



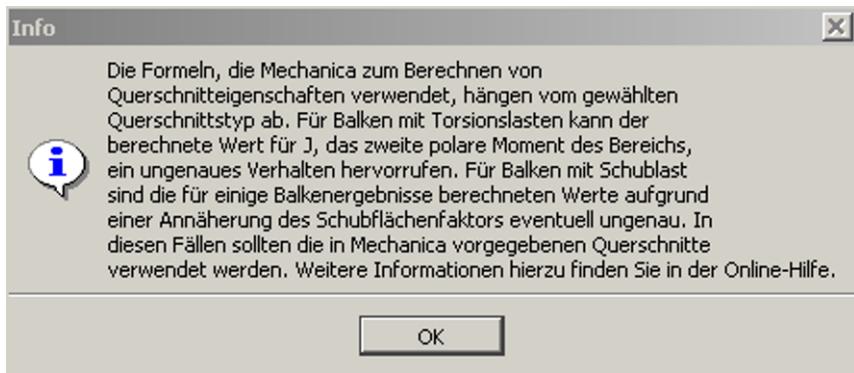
Abb. 4-08: Definition des Balkenquerschnitts

Unter dem <Typ> wählen wir <Skizzierter Volumenkörper> (Abb. 4-09). MECHANICA verfügt zwar über eine eigene Balkenbibliothek mit verifizierten Standardquerschnitten, dort gibt es auch einen I-Träger, jedoch leider ohne Rundungen.

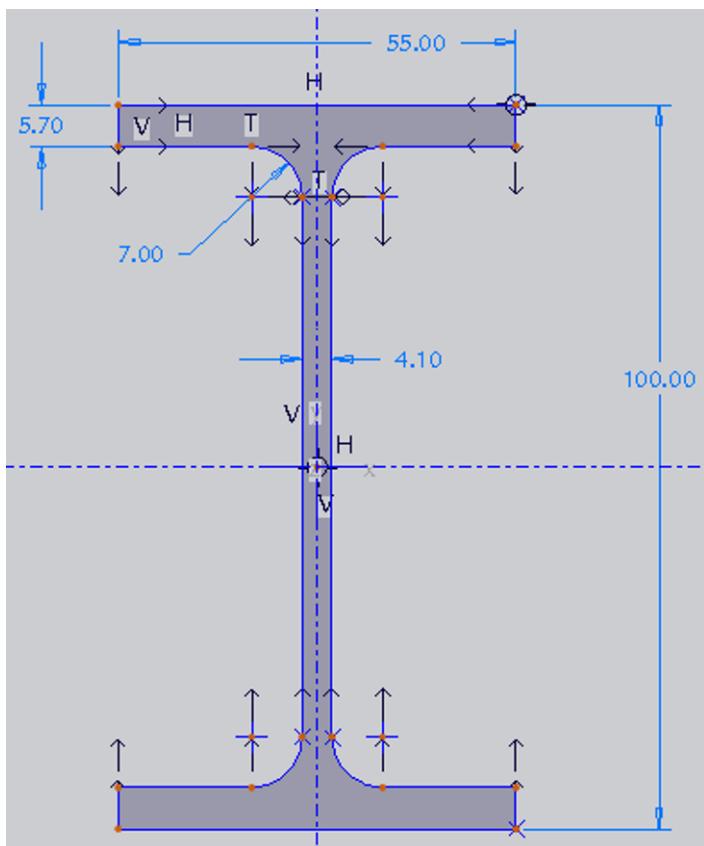


Abb. 4-09: Typ Skizzierter Volumenkörper

Wir klicken auf die Schaltfläche <Skizze>. Bevor der Skizziermodus aktiv wird, erscheint ein Informationsfenster (Abb. 4-10).

**Abb. 4-10: Informationsfenster**

Wir bestätigen die Information mit <OK> und skizzieren den Querschnitt gem. der Abb. 4-11, entsprechend der Aufgabenstellung (Kap. 4.2).

**Abb. 4-11: Skizze des Querschnitts**

Das in dem Skizzierer verwendete Koordinatensystem X-Y sorgt erfahrungsgemäß für Verwirrung, denn die X-Achse des Balkens ist in MECHANICA eigentlich seine Längsrichtung. Damit ist die gezeigte X-Richtung in Wirklichkeit die Z-Achse. Für den Anwender ist es wichtig zu wissen, dass jede Balkendefinition ein solches Koordinatensystem erzeugt. Diese internen Koordinatensysteme sind die Basis für Gelenkdefinitionen.

Wir erzeugen außerdem einige Skizzenpunkte als Auswertungspunkte, um Spannungen an bestimmten Stellen des Balkenquerschnitts auswerten zu können, beenden danach die Skizze, es erscheint wieder das Fenster für die Balkenquerschnitte (Abb. 4-12).



Abb. 4-12: Balkenquerschnitt definiert

Wir bestätigen mit <OK>, auch im nächsten Fenster (Abb. 4-13).

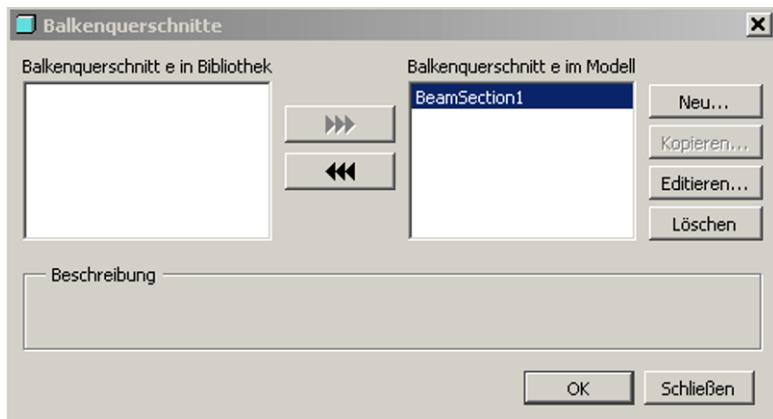


Abb. 4-13: Balkenquerschnitt

Damit ist die Balkendefinition für diese Aufgabe gem. der Abb. 4-14 komplett. Bevor der Balkenaufbau abgeschlossen werden kann, muss die vektorielle Zuordnung der internen Y-Achse erfolgen. In diesem Beispiel fallen die Y-Richtungen des Balkenquerschnitts und des globalen Koordinatensystems zusammen. Bei den praktischen Aufgaben, z. B. Berechnungen von Fachwerken, kann an dieser Stelle ein erheblicher Modellierungsaufwand entstehen, denn die Balken lassen sich aufgrund unterschiedlicher Raumausrichtung meistens nicht auf einmal definieren.

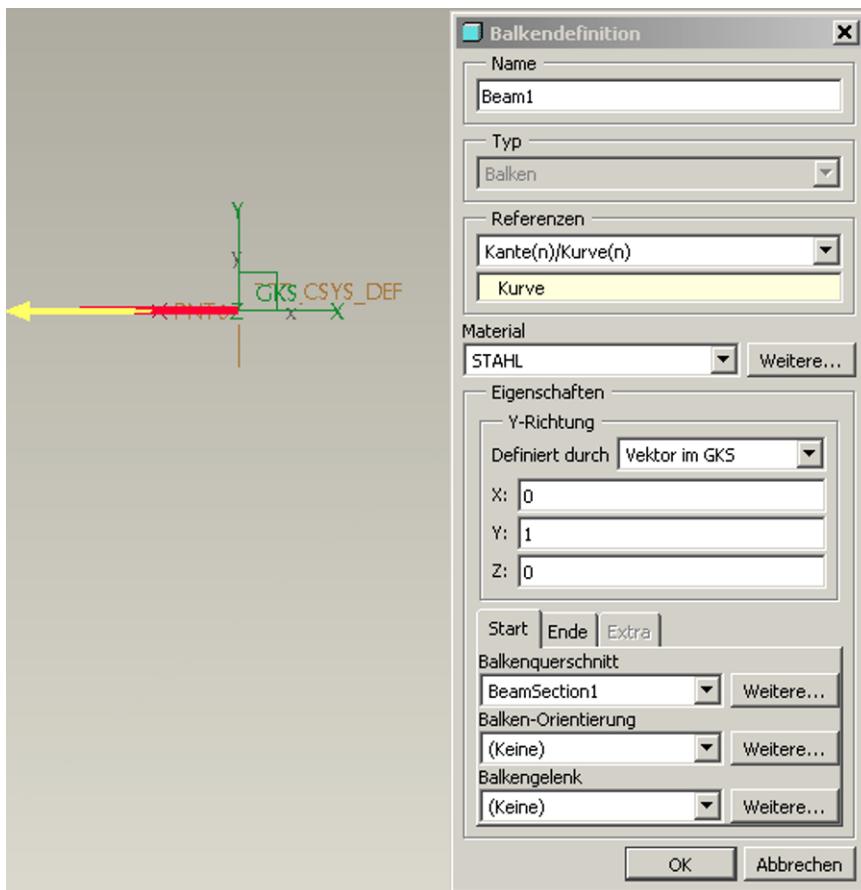


Abb. 4-14: Balkendefinition fertig

Weiterhin kann der Querschnitt des Balkens noch zusätzlich versetzt oder gedreht werden (**<Balken-Orientierung>**). Beispielsweise würde der I-Träger bei einer 90°-Drehung des Balkenquerschnitts um die Längsachse (X) „liegen“. Für eine Stabformulierung können außerdem Drehgelenke definiert werden (**<Balkengelenk>**), indem die Rotationen an den beiden Endpunkten freigegeben werden. Der Balken (Stab) soll dann in Wildfire 4 nicht mittels einer Bezugskurve, sondern durch zwei Punkte erstellt werden (Kap. 4.3).

Wir bestätigen die Balkendefinition mit <OK>, daraufhin wird der Querschnitt samt Balkenachsen im Arbeitsfenster gezeigt (Abb. 4-15).

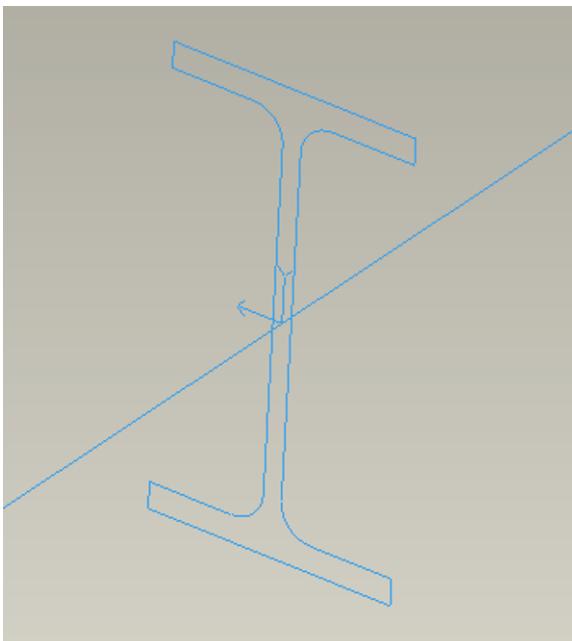


Abb. 4-15: Interne Achsen des Balkenquerschnitts. Die interne Y-Achse ist bei einem Balken durch die verkehrte Pfeilspitze gekennzeichnet. Die Längsrichtung des Balkens ist grundsätzlich seine X-Achse.

An dieser Stelle erfolgt noch ein allgemeiner Hinweis: Man kann jederzeit ein MECHANICA-Objekt im Arbeitsfenster editieren, indem dieses zuerst angeklickt, dann die rechte Maustaste etwa 1 Sekunde gehalten wird, daraufhin erscheint ein Kontextmenü. Dieses Kontextmenü öffnet sich analog auch im Modellbaum. Alternativ funktioniert das Doppelklicken auf das Objekt mit der linken Maustaste. Das globale Koordinatensystem lässt sich im Gegensatz dazu nicht anklicken. Mittels der Menüfolge **Editieren→Aktuelles Koordinatensystem...** kann bei Bedarf ein anderes Koordinatensystem aktiviert werden. Das aktuell aktive Koordinatensystem wird in MECHANICA standardmäßig grün dargestellt.

Als Nächstes definieren wir mittels der Menüfolge **Einfügen→Verschiebungsrandbedingung...** die feste Einspannung am Anfangspunkt der Bezugskurve im Koordinatenursprung (Abb. 4-16).

Analog dazu wird die zweite Randbedingung erstellt. Am Endpunkt des Balkens wird ein Loslager abgebildet, hier soll die Verschiebung in X-Richtung sowie die Rotation um die Z-Achse frei sein (Abb. 4-17).

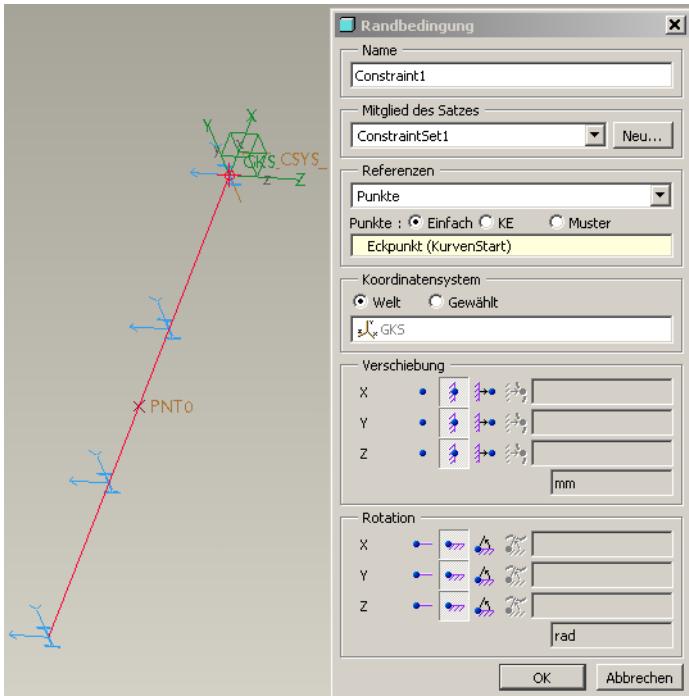


Abb. 4-16: Feste Einspannung am Anfangspunkt

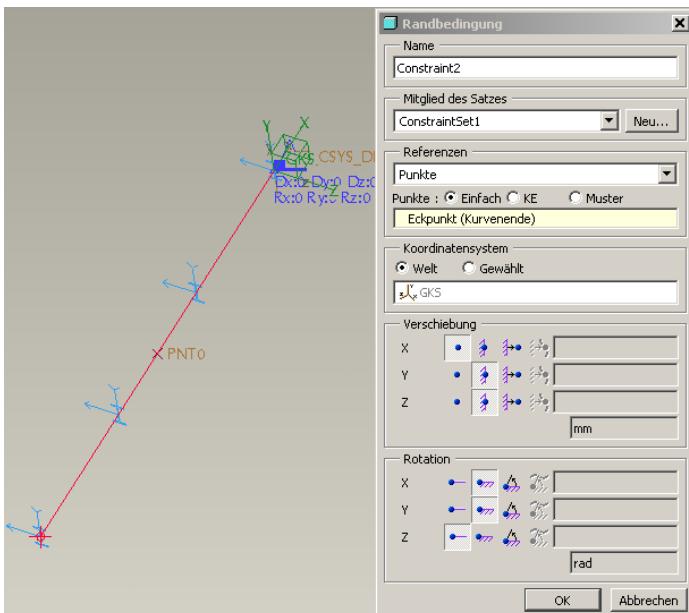


Abb. 4-17: Loslager im Endpunkt

Alternativ kann die Verschiebung des Gelenks in X-Richtung auch gesperrt werden. Aufgrund der linearen Balkentheorie gilt die Projektionskonstanz, sodass sich das Loslager des Trägers nicht verschieben wird, was in Realität streng genommen sein müsste.

Bei der Definition der Lasten möchten wir zusätzlich den Einfluss des Eigen gewichts des Trägers untersuchen: **Einfügen→Gravitationslast...** (Abb. 4-18).



Abb. 4-18: Gravitationslast

Nun fehlt noch die Last in der Mitte des Trägers. Wir klicken auf **Einfügen→Kraft-/Momentlast...** (Abb. 4-19).

Wir möchten die beiden Lasten – die Gravitation und die Kraft in der Mitte des Trägers – unabhängig voneinander berechnen, dafür muss ein neuer Lastsatz erzeugt werden. Damit kann jede Last separat ausgewertet werden, jedoch auch eine Überlagerung (Superposition) der Ergebnisse bleibt möglich, denn die Analyse ist in diesem Fall linear. Wir klicken im Definitionsfenster (Abb. 4-19) auf <Neu>, es entsteht ein zweiter Lastsatz (Abb. 4-20).



Abb. 4-19: Definitionsfenster für eine Kraft-/Momentlast



Abb. 4-20: Neuer Lastsatz

Wir bestätigen den neuen Lastsatz mit <OK> und erzeugen eine Kraft im Mittelpunkt der Bezugskurve (Abb. 4-21), in diesem Fall werden keine Flächen sondern Punkte als Filter bei <Referenzen> gewählt (Abb. 4-21).

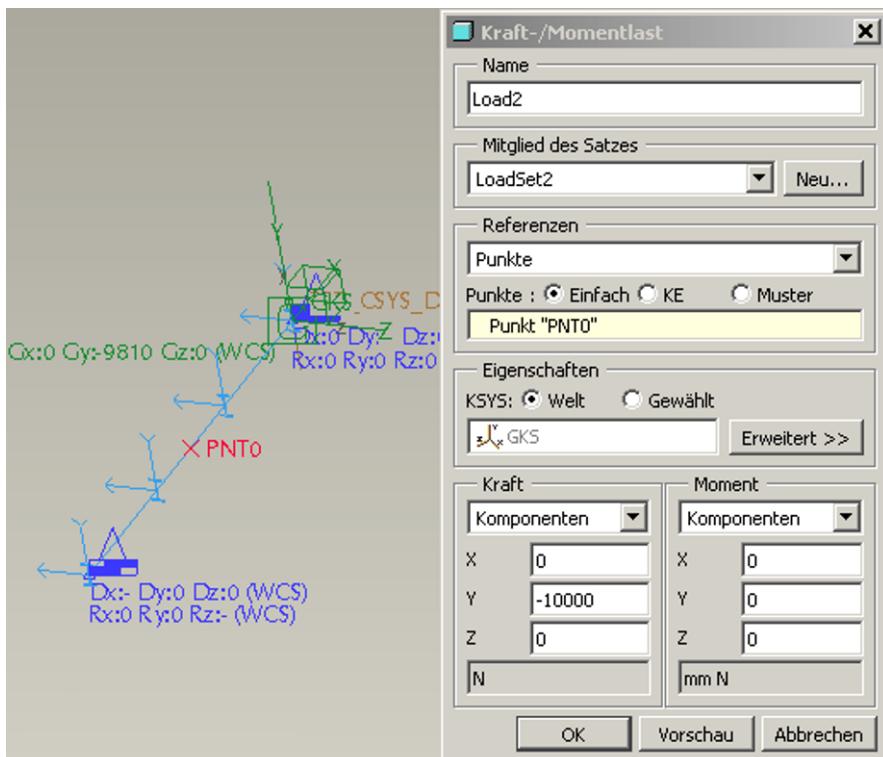


Abb. 4-21: Lastdefinition fertig. In den Eingabefeldern können statt numerischer Werte auch Parameter per Tastatur eingetippt werden, um eine Lastvariation, z. B. bei einer Optimierung, definieren zu können.

Das FE-Modell ist damit gem. der Abb. 4-22 komplett. MECHANICA wird nun während des Rechenlaufs automatisch 2 Balkenelemente erzeugen (siehe Anmerkungen zu Kap. 4.3). Bei der h-Methode wären mehr Elemente notwendig, um die Biegelinie ausreichend genau beschreiben zu können. In MECHANICA genügen die beiden p-Elemente, die allerdings mit einer höheren Formfunktion beschrieben werden müssen. Im Allgemeinen würde MECHANICA einen räumlich gekrümmten Balken je nach Bedarf aufteilen, um mehr p-Elemente zu erzeugen. Damit könnten z. B. lineare Schraubenfedern simuliert werden.

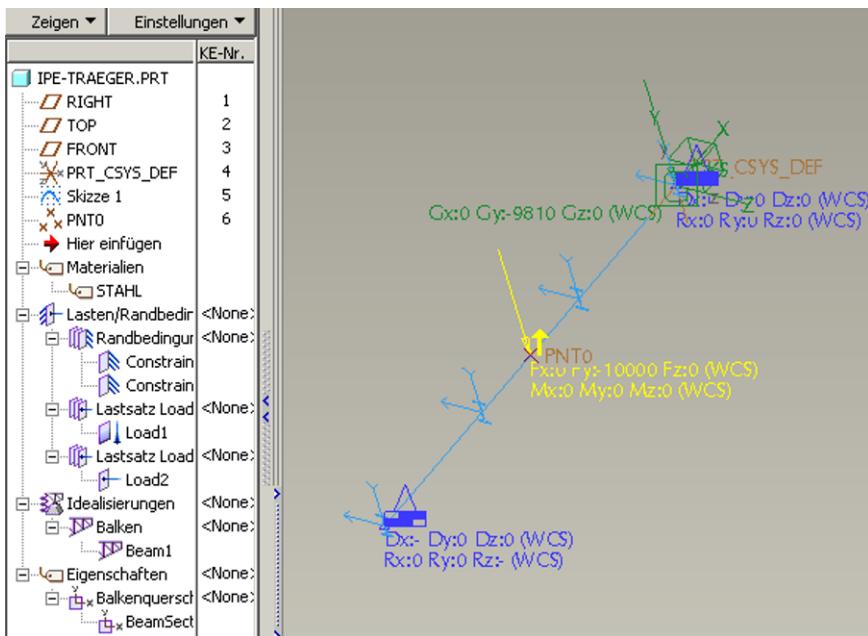


Abb. 4-22: FE-Modell fertig

In der Abbildung 4-22 ist auch der Modellbaum zwecks Kontrolle dargestellt. Das Modell sollte jetzt sicherheitshalber gespeichert werden (**Datei→Speichern**), um die bisherige Arbeit im Fall des Programmabsturzes zu sichern. Nun kann die statische Analyse definiert werden: **Analyse→Mechanica Analysen/Studien...**, daraufhin erscheint das bekannte Fenster für Analysen und Designstudien (Abb. 4-23).

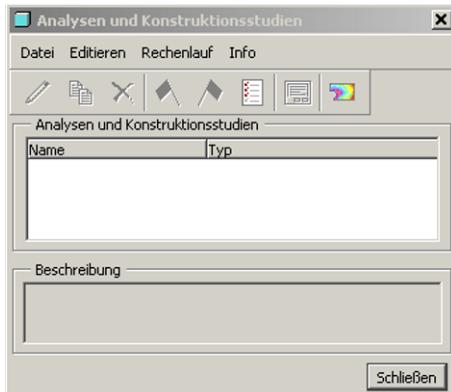


Abb. 4-23: Definitionsfenster für MECHANICA-Analysen

Wir klicken auf **Datei→Neue statische Analyse...**, vergeben einen Namen für die Analyse und stellen die Konvergenz ein (Abb. 4-24).

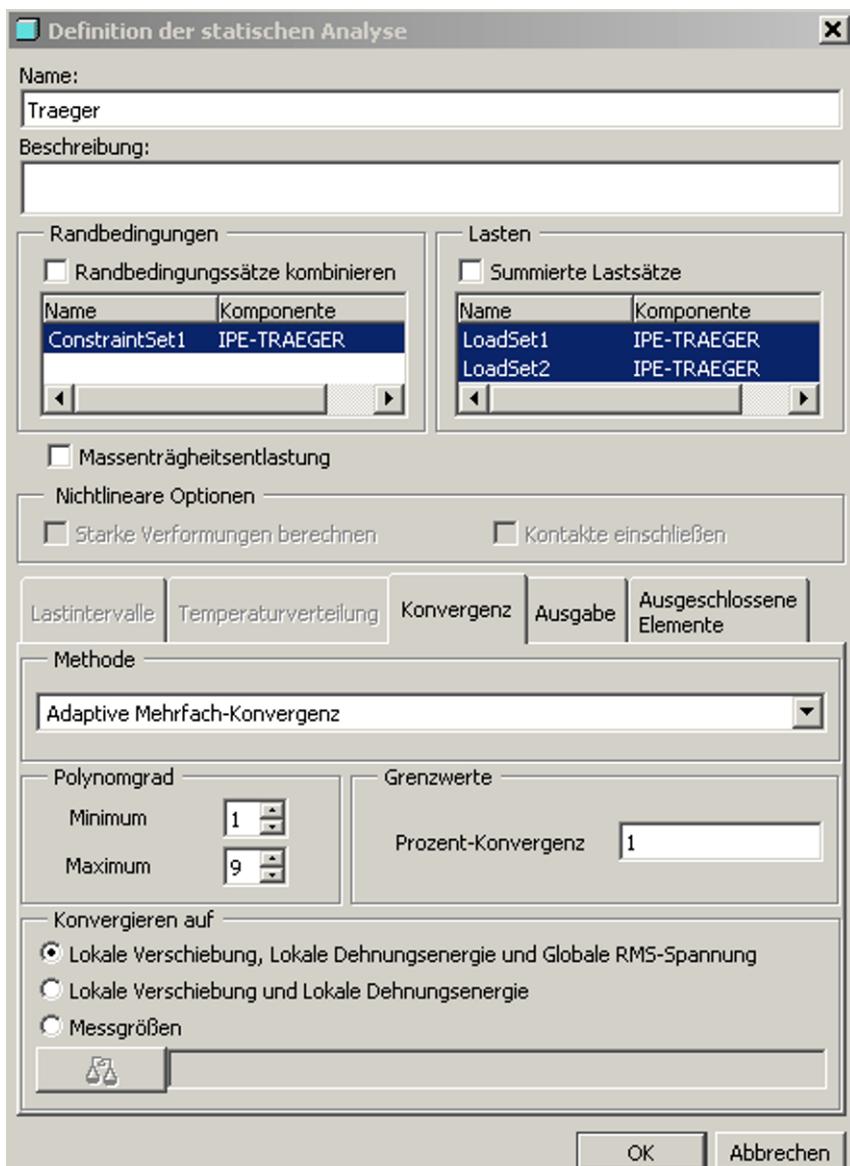


Abb. 4-24: Statische Analyse mit Mehrfachkonvergenz

Die Konvergenzmethoden wurden bereits im ersten Kapitel erklärt, hier wird die maximal mögliche Polynomordnung von 9 eingestellt, diese wird jedoch nicht erreicht. Die Analyse wird schon vorher konvergieren. Bei einem reinen Balken-

modell gibt es zwar keine Adaptive Einschritt-Konvergenz, dennoch rechnen Balkenmodelle sehr schnell, sodass man sogar das Minimum der Polynomordnung bei der Mehrfachkonvergenz ebenfalls auf 9 setzen könnte. Damit würde das Programm nur einen Berechnungsschritt mit maximaler Genauigkeit durchführen.

Die Option <**Summierte Lastsätze**> (Abb. 4-24) dürfen wir hier nicht nutzen, damit die beiden Lastsätze unabhängig voneinander gerechnet werden. Eine Superposition der Ergebnisse ist nachträglich erlaubt, weil diese Analyse linear abläuft und damit linear skalierbare Ergebnisse liefert.

Wir klicken auf die Registerkarte <**Ausgabe**>, um das Plotraster von 4 auf 10 zu erhöhen (Abb. 4-25). Bei dieser Einstellung wird MECHANICA pro Elementkante 10 Ergebnistufen (9 zusätzliche Stützstellen) erzeugen. Damit werden die Werte über kleinere Bereiche interpoliert, die Ergebnisse werden genauer. Bei größeren Volumenmodellen wird das Plotraster nicht so hoch eingestellt, um den Festplattenspeicher und die Rechenzeit zu sparen.

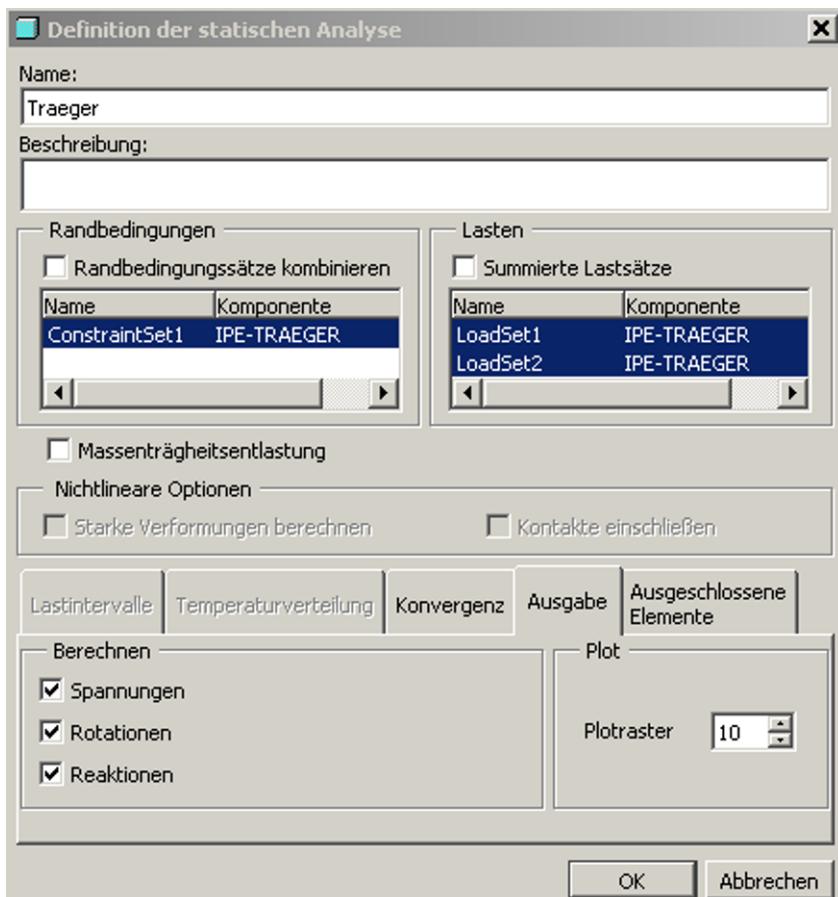


Abb. 4-25: Registerkarte Ausgabe

Wir beenden die Definition mit <OK> und führen die Analyse durch (grüne Fahne im Fenster für MECHANICA-Analysen). Nach dem Ende des Rechenlaufs wird der Statusbericht (**Info→Status...**) aufgerufen, um die Ergebnisse des zweiten Lastsatzes zu notieren (Abb. 4-26). Das Eigengewicht des Trägers aus dem ersten Lastsatz wird noch nicht berücksichtigt.

The screenshot shows a window titled 'Rechenlaufstatus (Traeger.rpt) Läuft nicht'. The content is as follows:

```

Lastsatz: LoadSet2: IPE-TRAEGER

Resultierende Last auf Modell:
  in globale X-Richtung: 2.950651e-30
  in globale Y-Richtung: -1.000000e+04
  in globale Z-Richtung: -2.271919e-28

Messgrößen:

| Name              | Wert          | Konvergenz |
|-------------------|---------------|------------|
| max_beam_bending: | 1.092180e+02  | 0.0%       |
| max_beam_tensile: | 1.579864e-31  | 0.0%       |
| max_beam_torsion: | 9.452613e-17  | 0.0%       |
| max_beam_total:   | 1.092180e+02  | 0.0%       |
| max_disp_mag:     | 2.149765e+00  | 0.0%       |
| max_disp_x:       | 1.551032e-18  | 0.0%       |
| max_disp_y:       | -2.149765e+00 | 0.0%       |
| max_disp_z:       | -4.242439e-16 | 0.0%       |
| max_prin_mag:     | 1.092180e+02  | 0.0%       |
| max_rot_mag:      | 3.520999e-03  | 0.0%       |
| max_rot_x:        | -2.348647e-20 | 0.0%       |
| max_rot_y:        | -6.373936e-19 | 0.0%       |
| max_rot_z:        | -3.520999e-03 | 0.0%       |
| max_stress_prin:  | 1.092180e+02  | 0.0%       |
| max_stress_vm:    | 1.092180e+02  | 0.0%       |
| max_stress_xx:    | 0.000000e+00  | 0.0%       |

 Ausführlicher Status
  Schließen

```

Abb. 4-26: Statusbericht mit den vordefinierten Messgrößen des 2. Lastsatzes

Die gesuchten Größen wie maximale Durchbiegung sowie die Winkelauslenkung am Gelenk sind aufgelistet (<max_disp_y> und <max_rot_z> in der Abb. 4-26). Laut der Aufgabenstellung fehlt noch das Biegemoment an der festen Einspannung. Dafür erzeugen wir einen Farbplot mittels , dabei bleibt die Analyse markiert (Abb. 4-27). Daraufhin öffnet sich das bekannte Fenster für die Ergebnisdefinition. Dort wird ein Name für das Ergebnisfenster vergeben und die Einstellungen gem. der Abb. 4-28 vorgenommen. Wir wechseln dann auf die Registerkarte <Darstellungsart> und klicken auf die Schaltfläche unter <Balken> (Abb. 4-29).

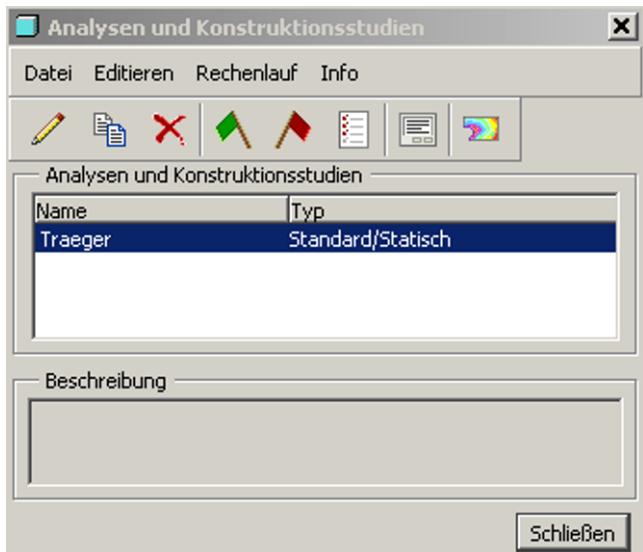


Abb. 4-27: Analyse „Traeger“ ist markiert

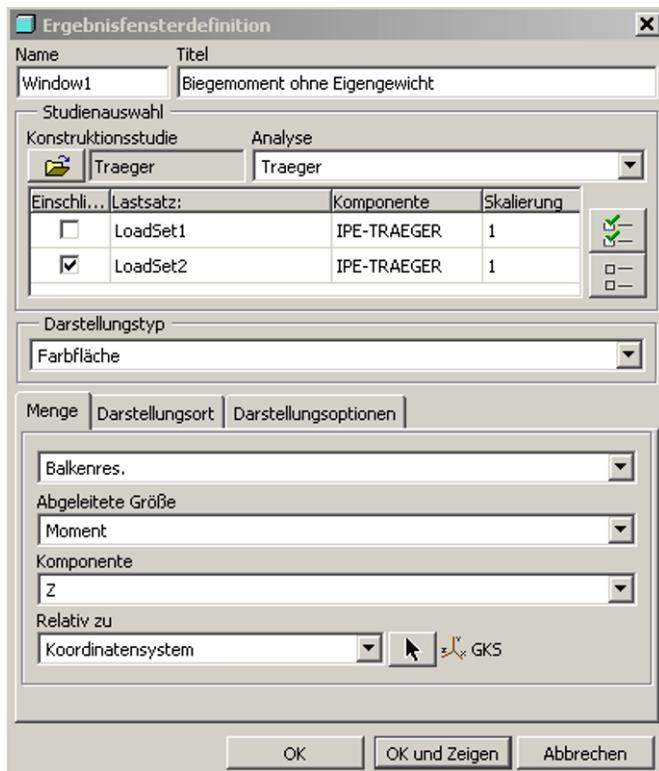


Abb. 4-28: Ergebnisfensterdefinition

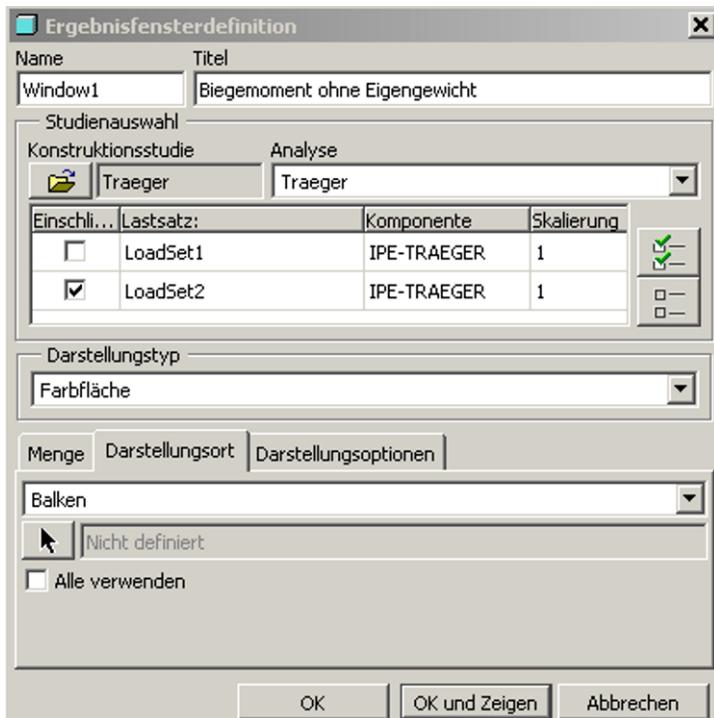


Abb. 4-29: Registerkarte Darstellungsart

An dieser Stelle kann alternativ auch die Option <Alle verwenden> (Abb. 4-29) aktiviert werden, sodass alle Balken im Modell dargestellt werden. Nun erscheint das nächste Fenster, in dem die für die Ergebnisanzeige gewünschten Objekte ausgewählt werden können (Abb. 4-30).

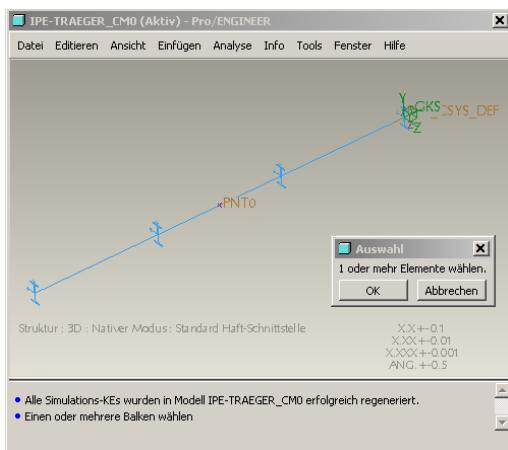


Abb. 4-30: Objektfenster

Wir klicken den Balken (Abb. 4-30) an und bestätigen mit <OK> oder der mittleren Maustaste, das Objektfenster schließt sich. Nun wechseln wir auf die Registerkarte <Darstellungsoptionen> (Abb. 4-31).

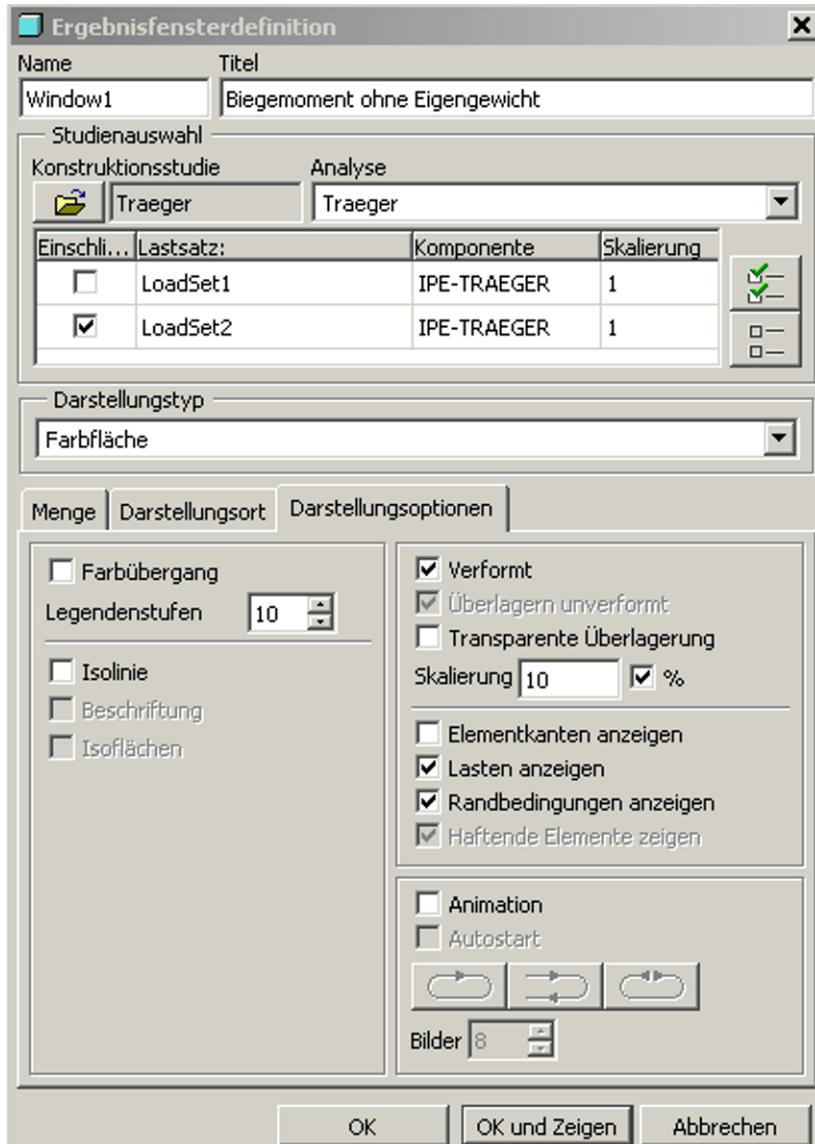


Abb. 4-31: Registerkarte Darstellungsoptionen

Wir deaktivieren grundsätzlich die Option <Farbübergang>, um das Verwischen der Farbenübergänge zu verhindern. Damit können die Farbgrenzen scharf dargestellt werden. Weiterhin möchten wir eine verformte Struktur sehen, um die

Biegelinie auf Plausibilität zu prüfen. Die Angabe der prozentualen Skalierung bezieht sich auf die Modellgröße. Man kann die Verformung auch absolut anzeigen lassen, falls das Häkchen bei <%> weggeklickt wird. Dann würde die Zahl 10 eine zehnfach übertriebene Darstellung der Verformung bedeuten.

Wir klicken auf **<OK und Zeigen>**, um einen Farbplot zu erzeugen (Abb. 4-32).

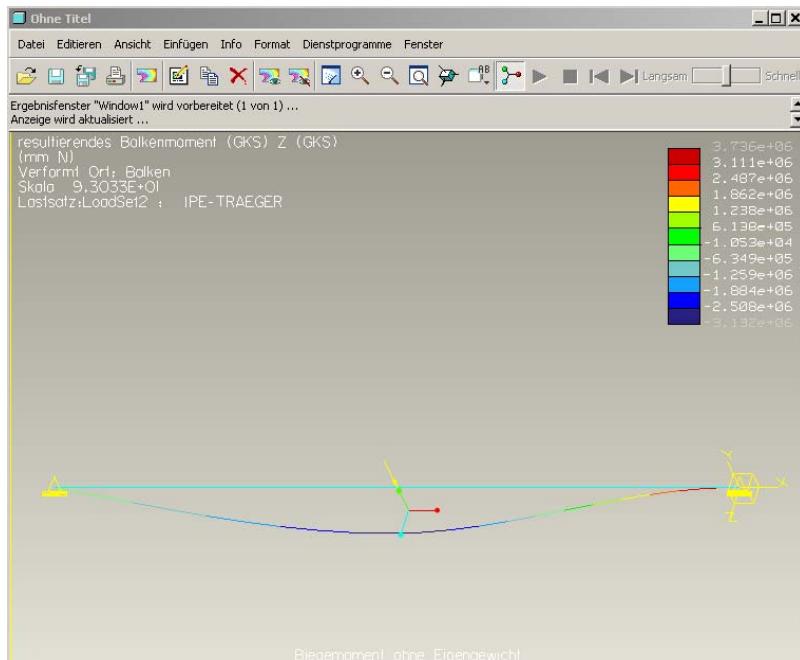


Abb. 4-32: Farbplot des verformten Balkens. In Wildfire 5 werden Balken im Ergebnisfenster besser visualisiert (dicker dargestellt).

Die Darstellung in der Abb. 4-32 eignet sich z. B. zum Drucken auf Papier kaum. Wir wählen **Format→Ergebnisfenster...** und aktivieren den weißen Hintergrund (Abb. 4-33).



Abb. 4-33: Hintergrundfarbe „Weiß“

Nach dem Bestätigen mit **<OK>** kann außerdem die Farblegende unter **Format→Legende** angepasst werden (Abb. 4-34). Unter **Info→Model-Max** bzw. **Info→Model-Min** werden die Extremwerte (ausgegraute Werte in der Farblegende) abgefragt und dargestellt (Abb. 4-35).

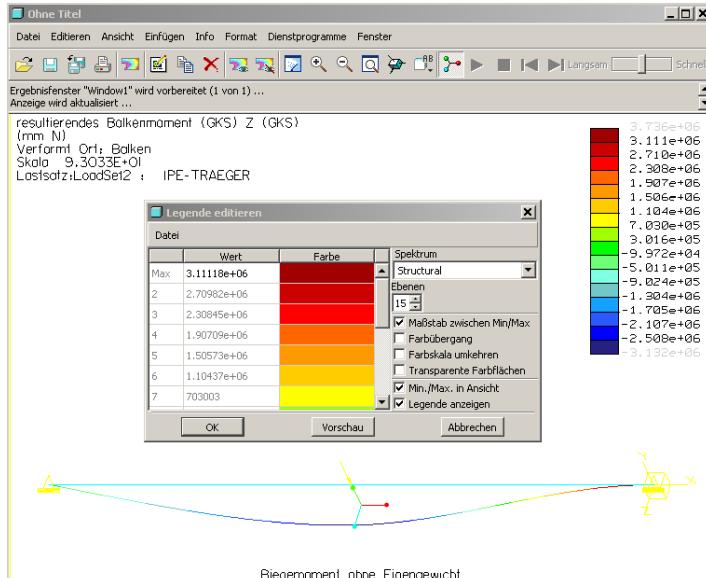


Abb. 4-34: Farblegende angepasst

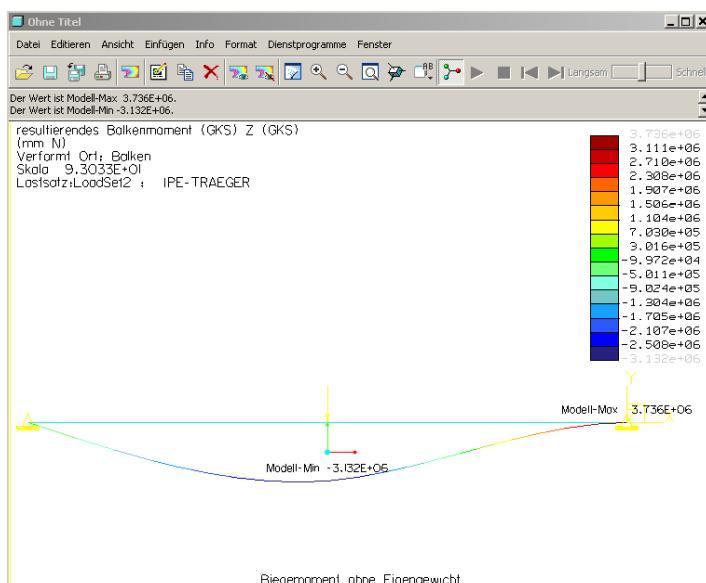


Abb. 4-35: Werte im Farbplot abfragen

Das abgelesene Biegemoment an der festen Einspannung beträgt 3736000 Nmm. Wir fassen die Ergebnisse aus der Abb. 4-26 sowie 4-35 gem. der Tabelle 4-01 zusammen:

Tabelle 4-01: Vergleich der analytischen Werte mit MECHANICA-Ergebnissen

Rechenmethode	Durchbiegung max. [mm]	Biegemoment max. [Nmm]	Auslenkung max. [rad]
Analytisch vereinfacht	2,0755	3750000	0,00348
MECHANICA linear	2,1498	3736000	0,00352
Differenz in %	3,6	0,4	1,15

In der Praxis werden Abweichungen bis 10 % durchaus toleriert. Wir haben bisher den Einfluss des Eigengewichts noch nicht berücksichtigt. In der Handrechnung wird das Eigengewicht von Trägern auf die Belastung aufgeschlagen, sofern das möglich ist und auch nicht vergessen wird.

Wir bearbeiten den Farbplot mittels **Editieren→Ergebnisfenster...** (Abb. 4-36) und vergeben einen neuen Namen für das Ergebnisfenster.

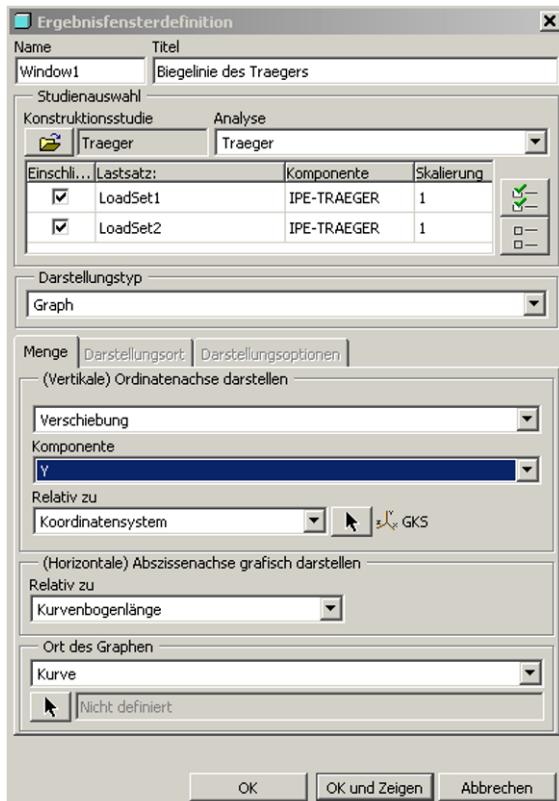


Abb. 4-36: Definition der Biegelinie des Trägers

Die Definition wird gem. der Abb. 4-36 eingerichtet, nun fehlt noch der Ort der Auswertung. Wir klicken auf die entsprechende Schaltfläche unter <Kurve> (Abb. 4-36). Daraufhin erscheint das bekannte Objektfenster, in dem die Kurve angeklickt werden kann (Abb. 4-37).

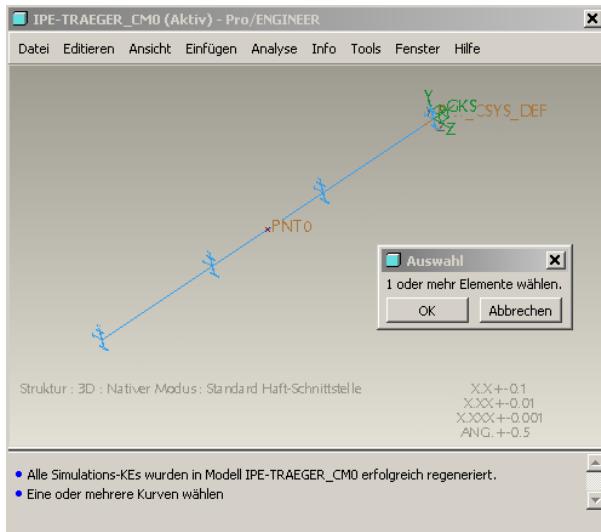


Abb. 4-37: Objektfenster

Nachdem die Kurve angeklickt und hervorgehoben wurde, wird die Auswahl mit <OK> oder der mittleren Maustaste bestätigt. Danach erfolgt eine Abfrage zum Anfangspunkt des Graphen (Abb. 4-38).

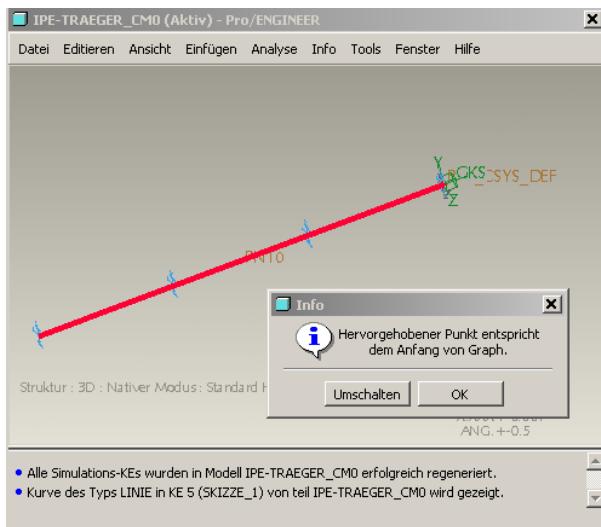


Abb. 4-38: Startpunkt des Graphen

Nach dem Bestätigen der Abfrage erscheint das nun vollständig definierte Fenster für das Ergebnis der Biegelinie (Abb. 4-39). Wir klicken auf <OK und Zeigen>, danach erhalten wir den Graph der Biegelinie (Abb. 4-40).

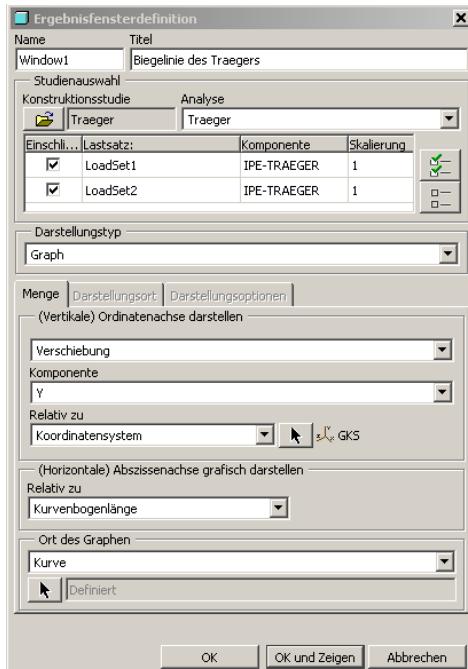


Abb. 4-39: Definition der Biegelinie fertig

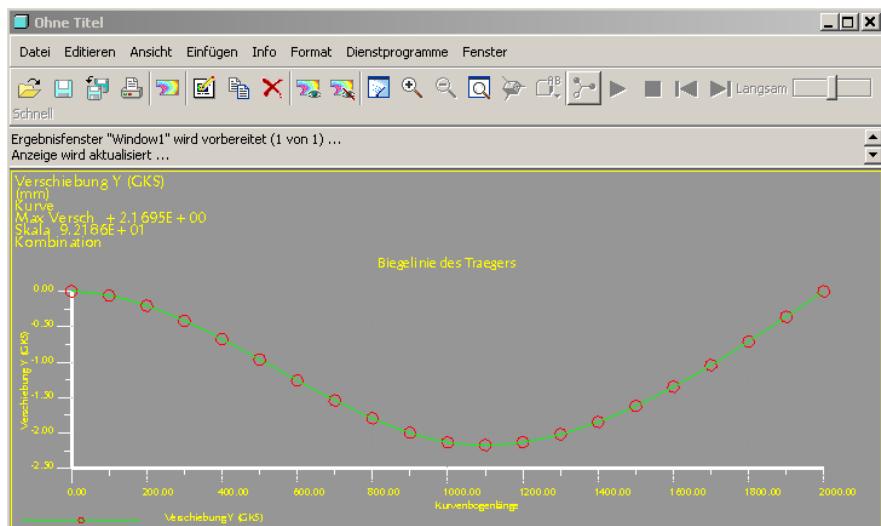


Abb. 4-40: Biegelinie des Trägers

Die maximale Durchbiegung beträgt 2,17 mm. Das sind ca. 4,5 % mehr im Vergleich zu der analytischen Rechnung ohne Schubverformung und ohne Eigengewicht.

4.5 Zusammenfassung

In diesem Kapitel erfolgte die statische Berechnung eines einfachen Trägers IPE 100. Bei der analytischen Betrachtung haben wir vereinfachte Annahmen getroffen, einerseits wurde die Schubverformung ignoriert, außerdem hat man das Eigengewicht des Trägers „vergessen“. Anschließend wurde die Vorgehensweise in MECHANICA Schritt für Schritt gezeigt.

Die Ergebnisse aus MECHANICA wurden mit analytischen Werten verglichen, um die Abweichungen bewerten zu können. Insbesondere bei der maximalen Durchbiegung ergaben sich Differenzen, die allerdings auch unter der Berücksichtigung des Eigengewichts des Stahlträgers noch unter 5 % lagen.

An diesem einfachen Beispiel wollte der Autor wiederum die Methodik und die Herangehensweise in MECHANICA darlegen, wobei auch hier eine Plausibilitätsprüfung der berechneten Ergebnisse erfolgte.

Literaturverzeichnis

- Beitz W, Küttner K-H (1990) Dubbel Taschenbuch für den Maschinenbau, 17 Aufl, C 22, C 56, Springer, ISBN 3-540-52381-2
- Klein B (1999) FEM Grundlagen und Anwendungen der Finite-Elemente-Methode, 3 Aufl, Vieweg, ISBN 3-528-25125-5
- Parametric Technology Corporation (2008) Pro/ENGINEER Wildfire 4.0 MECHANICA, Help Topic Collection

5 Aufgabe: Lochscheibe als ebener Spannungszustand

5.1 Aufgabenstellung Lochscheibe

Die dritte Aufgabe in MECHANICA stellt eine dünne Scheibe dar, die in der Mitte ein kreisrundes Loch als Kerbe beinhaltet. Dieses Problem hatte erstmals G. Kirsch analytisch gelöst. Dabei wurde allerdings eine unendlich ausgedehnte Scheibe betrachtet, um somit den Größeneinfluss des Lochkreisdurchmessers auf die Herleitung der Spannungen auszuschließen. In dieser Übung soll der typische Verlauf einer 2D-Idealisierung vorgestellt werden, wobei die berechnete statische Formzahl von MECHANICA mit dem theoretischen Wert von 3 verglichen wird.

5.2 Ersatzmodell

Die Lochscheibe ist in der Abb. 5-01 dargestellt, die Scheibendicke beträgt beispielhaft 1 mm.

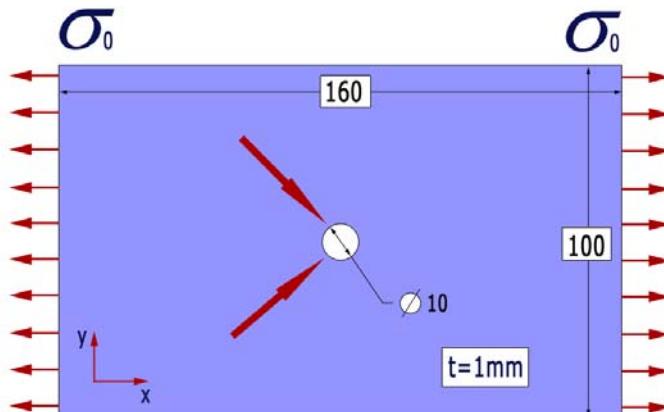


Abb. 5-01: Ersatzmodell der Lochscheibe. Als Folge der einachsigen Zugbelastung werden lokale Spannungsspitzen an der Lochkerbe erwartet, angedeutet durch die beiden großen Pfeile.

Die Scheibe wird einer einachsigen Zugbelastung unterworfen. Ohne die Bohrung würde in der gesamten Scheibe eine konstante Spannung herrschen:

$$\sigma_x = \sigma_0 \quad (5.1)$$

Aufgrund der Kerbwirkung entstehen nach Kirsch zwei lokale Spannungsüberhöhung am Bohrungsrand (große Pfeile in der Abb. 5-01).

$$\sigma_{x\max} = 3 \cdot \sigma_0 \quad (5.2)$$

Daraus wird die Formzahl berechnet:

$$\alpha_k = \frac{\sigma_{x\max}}{\sigma_0} = 3 \quad (5.3)$$

Dieser Zusammenhang wird nachfolgend anhand der statischen Analyse in MECHANICA überprüft.

5.3 CAD-Modell

In Pro/ENGINEER erzeugen wir im Teilemodus lediglich ein Viertel der Geometrie gem. der Aufgabenstellung (Abb. 5-01). Das bedeutet, dass hier die zweifache Symmetrie des Problems ausgenutzt wird.

Für den Anwender ist es besonders wichtig zu wissen, dass die Symmetrieeinsatzung nur dann zulässig ist, wenn die Geometrie, die Lasten und auch die Randbedingungen entsprechend symmetrisch sind.

An dieser Stelle wird zugleich betont, dass die Symmetrie bei statischen Analysen grundsätzlich ausgenutzt werden sollte. Damit erzielt man eine erhebliche Zeiterbsparnis. Allerdings ist eine solche Vereinfachung bei dynamischen Analysen nicht immer zulässig.

Wir wählen im Teilemodus die Menüfolge **Einfügen→Profil...**, um die Scheibengeometrie zu erzeugen. Als Skizzierebene wird die XY-Ebene des Koordinatensystems gewählt (Abb. 5-02).

Die Skizze sollte analog der Abb. 5-02 aussehen. Wir beenden den Skizzierer und weisen die (einseitige) Dicke zu. Mit diesem Körper ist auch der Geometrieaufbau in Pro/ENGINEER abgeschlossen (Abb. 5-03).

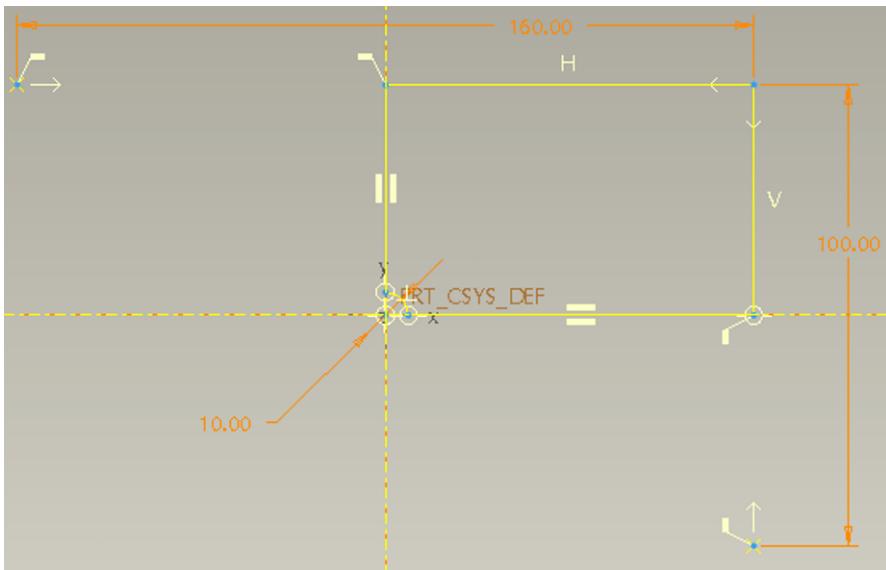


Abb. 5-02: Skizze der Lochscheibe als 1/4 Geometrie



Abb. 5-03: Lochscheibe als 1/4 Geometrie

5.4 Statische Analyse

Nun erfolgt der Wechsel nach MECHANICA: **Applikationen→Mechanica**, daraufhin werden die Einheiten **[mmNs]** bestätigt. In der nächsten Maske (Abb. 5-04) wird der Modelltyp definiert. Da die Geometrie eben und dünn ist, außerdem auch alle Lasten in der XY-Ebene wirken, darf das Problem auf den ebenen Spannungszustand reduziert werden. Damit wird die dritte Raumrichtung Z komplett vernachlässigt. Als Faustregel für die Geometrie sollte das Verhältnis der Modelldicke zur Länge (Breite) maximal 1/10 und minimal 1/1000 betragen.



Abb. 5-04: MECHANICA-Modelltyp

Wir klicken im Fenster für den Modelltyp auf <Erweitert>, dort wird der 2D ebener Spannungszustand aktiviert (Abb. 5-05). Definitionsgemäß muss die Geometrie in der XY-Ebene des Koordinatensystems liegen, aus diesem Grund wurde vorhin die entsprechende Skizzierebene gewählt.



Abb. 5-05: Modelltyp <2D Ebener Spannungszustand>

Wir klicken zunächst das Koordinatensystem an, daraufhin die Fläche in der XY-Ebene (Abb. 5-06).

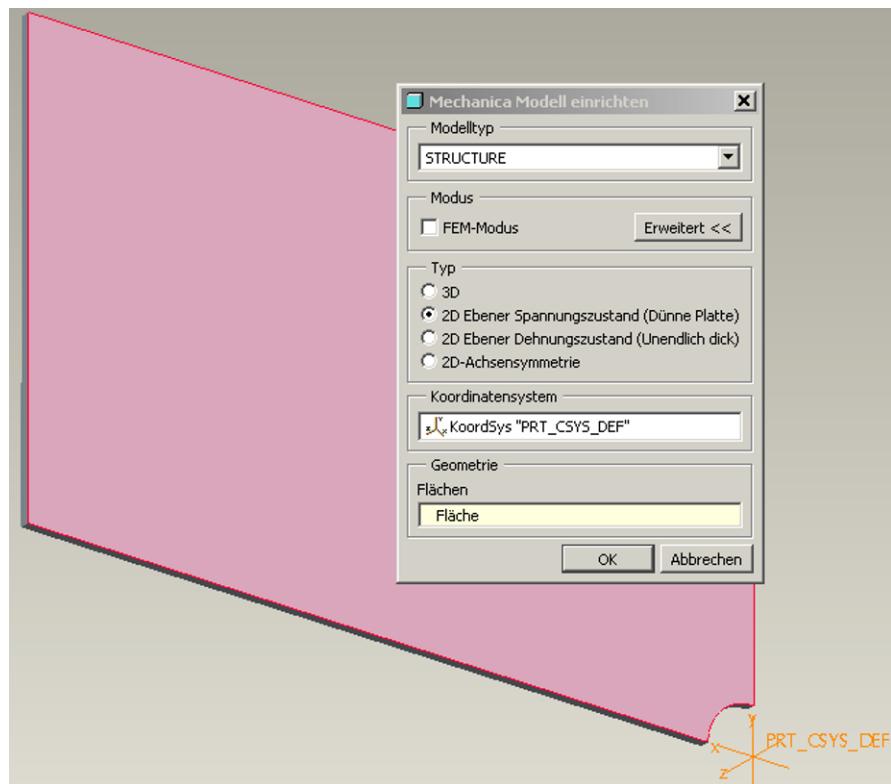


Abb. 5-06: Geometrie in der XY-Ebene

Die Definition wird mit <OK> abgeschlossen, danach erscheint eine Informationsmeldung gem. der Abb. 5-07.

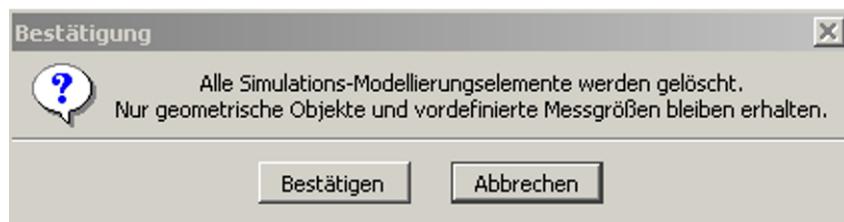


Abb. 5-07: Informationsfenster

Diese Warnung bedeutet, dass alle evtl. bisher für den 3D Modelltyp erzeugten Simulationsobjekte in MECHANICA aufgrund der Inkompatibilität gelöscht werden.

Nach dem Bestätigen der Informationsabfrage wird die gewählte ebene Geometrie hervorgehoben (Abb. 5-08).

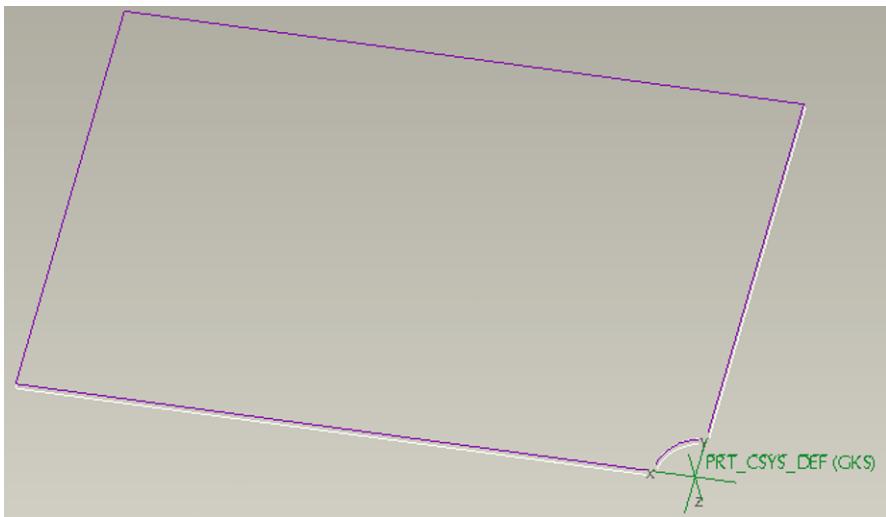


Abb. 5-08: 2D Geometrie hervorgehoben

Damit wurde MECHANICA mitgeteilt, welche Geometrie untersucht werden soll, die Dicke des Modells ist jedoch noch nicht definiert. MECHANICA übernimmt hier nicht automatisch die im Teilemodus aufgebaute Materialstärke.

Wir wählen die Menüfolge **Einfügen→Schale...**, daraufhin erscheint das Definitionsfenster gem. der Abb. 5-09.

An dieser Stelle soll erläutert werden, dass die Elementbezeichnungen in MECHANICA oftmals leider nicht einheitlich und teilweise irreführend sind. Eine passende Benennung wäre hier „Scheibe“, weil entsprechend mit Scheibenelementen vernetzt wird. In MECHANICA werden die Elemente vom Typ ebener Spannungszustand intern als „2D-Platte“ bezeichnet. Weiterhin wird in MECHANICA bevorzugt der Begriff „Schale“ verwendet, was allgemein eigentlich für 3D-Schalenmodelle üblich ist.

Der Anwender wird voraussichtlich nicht auf Anhieb die mehrdeutigen Unterschiede zwischen diesen Bezeichnungen erkennen. Eine Scheibe ist ein Begriff, der charakteristisch für den 2D ebenen Spannungszustand ist. Eine Platte wäre dann ein Element aus der Plattentheorie usw. In MECHANICA hat man sich diese Feinheiten bei den Elementbezeichnungen gespart. So sollte sich der Anwender nicht irritiert fühlen, wenn er eine Scheibe mittels des Befehls „Schale“, intern bezeichnet als „2D Platte“, definieren muss.



Abb. 5-09: Schalendefinition

Wir klicken die hervorgehobene Fläche an, weisen die Dicke der Scheibe und das Material (Standardstahl gem. der Abb. 5-10) zu.



Abb. 5-10: Schalendefinition fertig

Wir schließen die Schalendefinition mit <OK> ab, danach werden die beiden symmetrischen Randbedingungen (einzelne nacheinander) mittels **Einfügen→Verschiebungsrandbedingung...** definiert (Abb. 5-11).

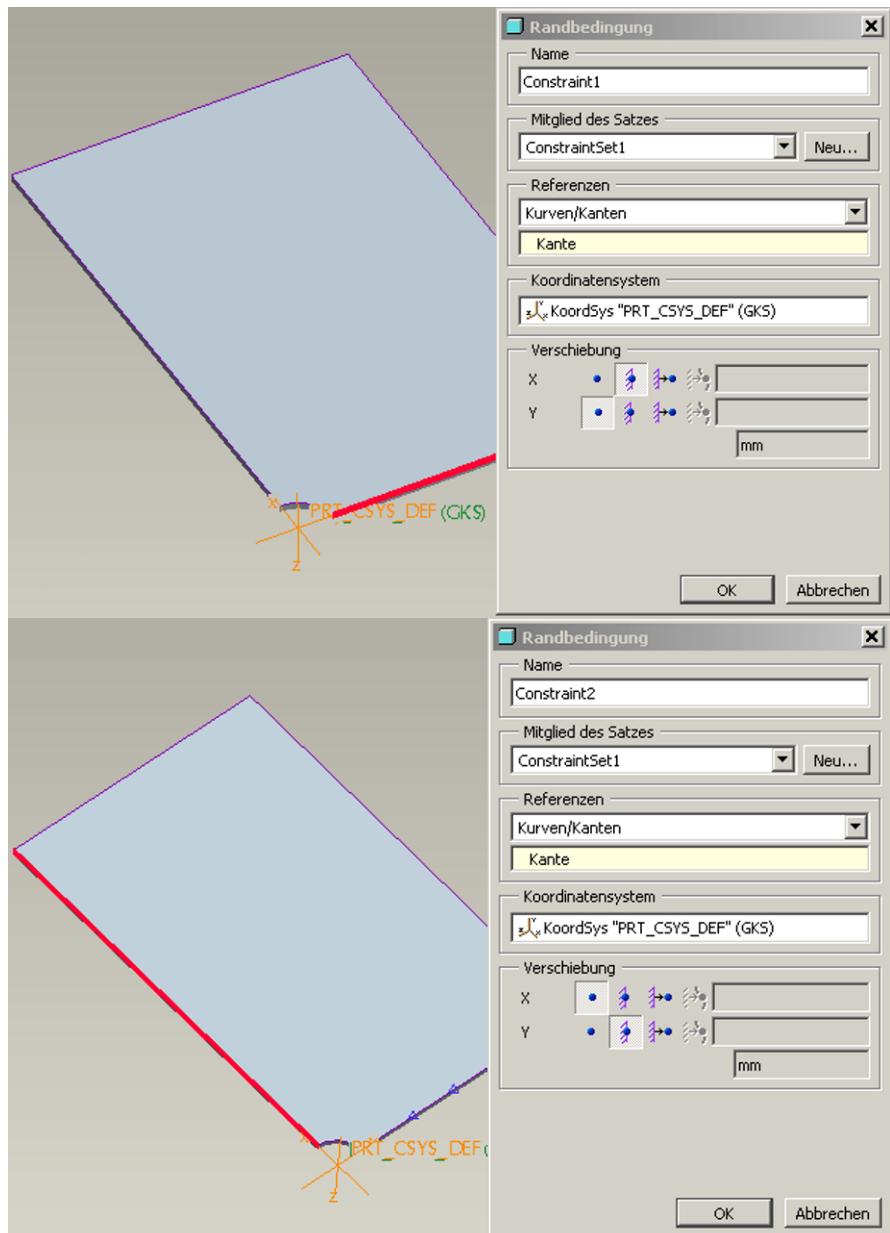


Abb. 5-11: Randbedingungen der Lochscheibe aufgrund der Symmetrie

Damit die Symmetriebedingung erfüllt bleibt, müssen die Verschiebungen der Schnittkanten in jeweils senkrechter Richtung gesperrt werden (Abb. 5-11).

Nun soll auch die Last mittels **Einfügen→Kraft-/Momentlast...** aufgebracht werden (Abb. 5-12). Wir wählen die Option <Erweitert>, definieren eine längenbezogene gleichmäßig verteilte Zugkraft von 10 N/mm und klicken auf <Vorschau> gem. der Abb. 5-13. Diese Last entspricht gem. der Aufgabenstellung einer Zugspannung von 10 N/mm², da die Scheibendicke 1 mm beträgt.

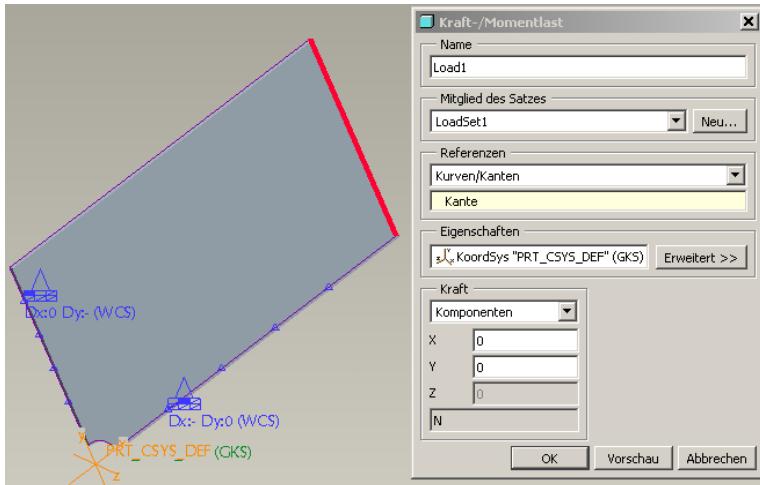


Abb. 5-12: Lastdefinition

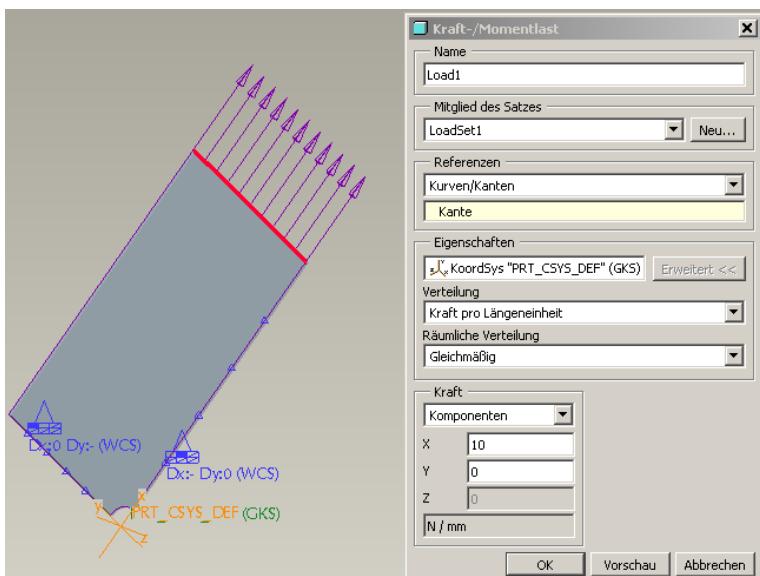


Abb. 5-13: Vorschau der Zugkraft

Hier könnte alternativ einfach eine negative Drucklast verwendet werden. Die Lasthöhe (hier 10 N/mm²) spielt prinzipiell keine Rolle, ausgewertet wird nur die lineare (elastische) Kerbwirkung. Wir erwarten eine maximale Spannungskomponente in X-Richtung von ca. 30 N/mm² (Kap. 5.2).

Die Lastdefinition ist neben den Randbedingungen sehr oft eine Fehlerquelle. Eine gute Kontrollmöglichkeit, die Lastsumme vorab zu überprüfen, bietet die Menüfolge **Info→Gesamtlast überprüfen...** (Abb. 5-14).

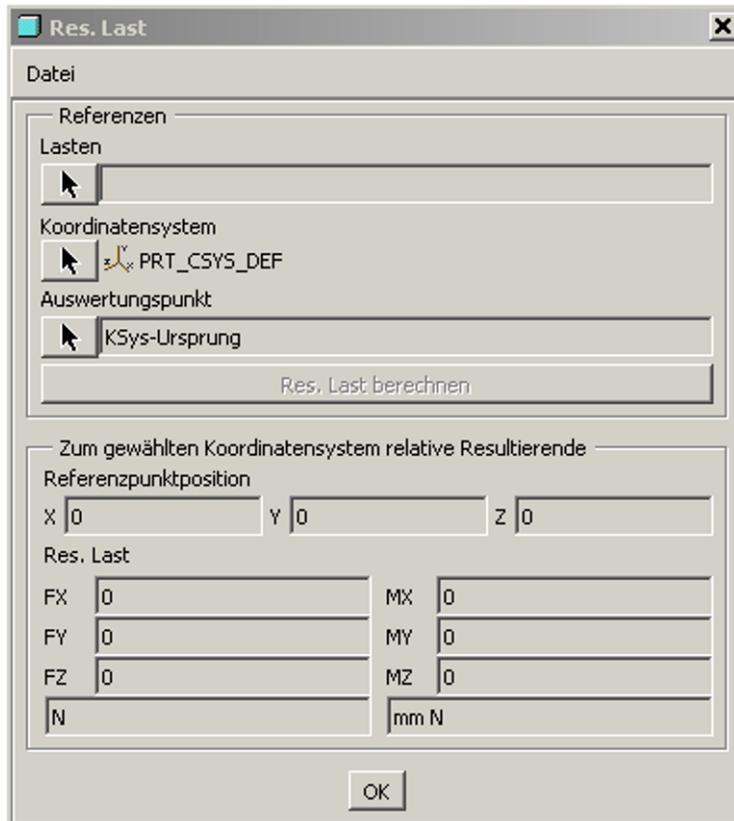


Abb. 5-14: Gesamtlast überprüfen

Wir klicken auf die Schaltfläche unter <Lasten>, dann auf die Last im Arbeitsfenster oder im Modellbaum (bei mehreren Lasten die STRG-Taste benutzen) und beenden die Auswahl mit der mittleren Maustaste (Abb. 5-15). Einige Lasttypen wie die Gravitation, eine Fliehkraft oder Temperaturlasten können bei der Lastsumme nicht berücksichtigt werden.

Nach dem Klicken auf die Schaltfläche <Res. Last berechnen> werden die gewählten Lastkomponenten bzgl. des gewählten Koordinatensystems aufsummiert (Abb. 5-16).

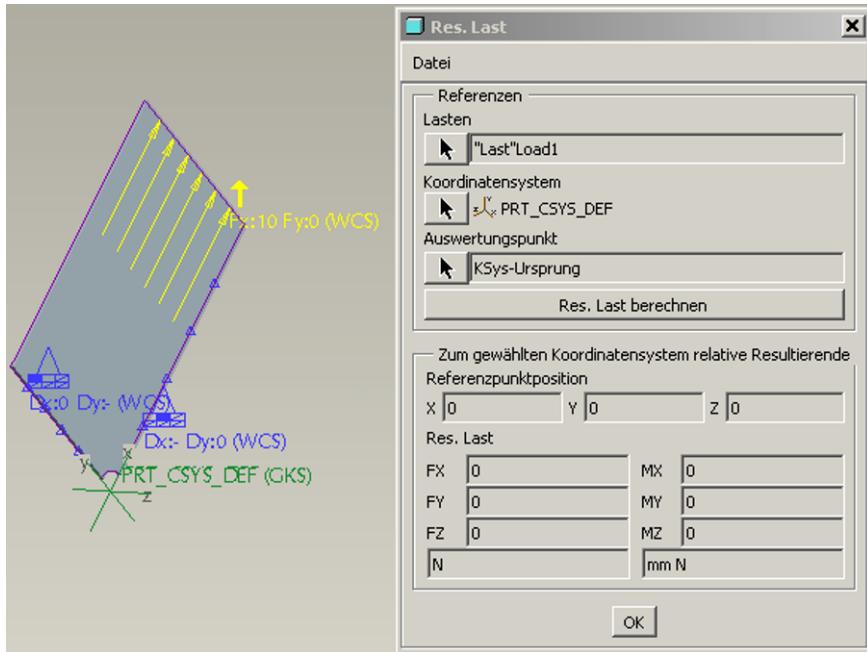


Abb. 5-15: Last gewählt

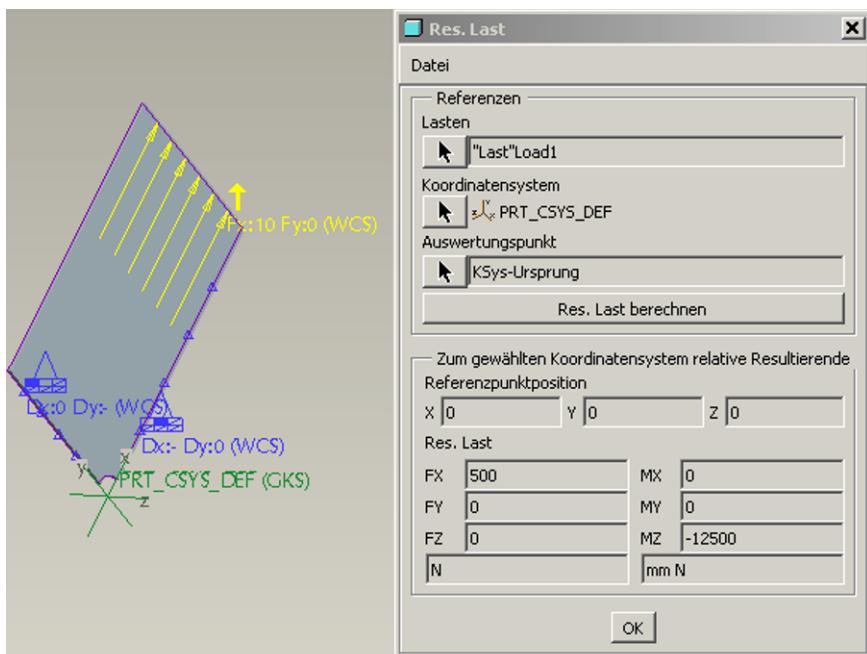


Abb. 5-16: Resultierende Last berechnet

Das Modell ist für die FE-Analyse komplett vorbereitet, wobei noch vorab das Netz erzeugt werden sollte. Dem Anwender sollen hier einige effektive Möglichkeiten gezeigt werden, die Vernetzung zu beeinflussen bzw. gezielt zu verfeinern. Im Allgemeinen ist es nicht notwendig, das Netz vor der Analyse zu definieren. Wenn MECHANICA keine Vernetzung vorfindet, dann wird während der Analyse automatisch eine erzeugt.

Wir wählen **AutoGEM→Steuerung...**, um Vorgaben für den automatischen Vernetzer von MECHANICA zu erstellen (Abb. 5-17).

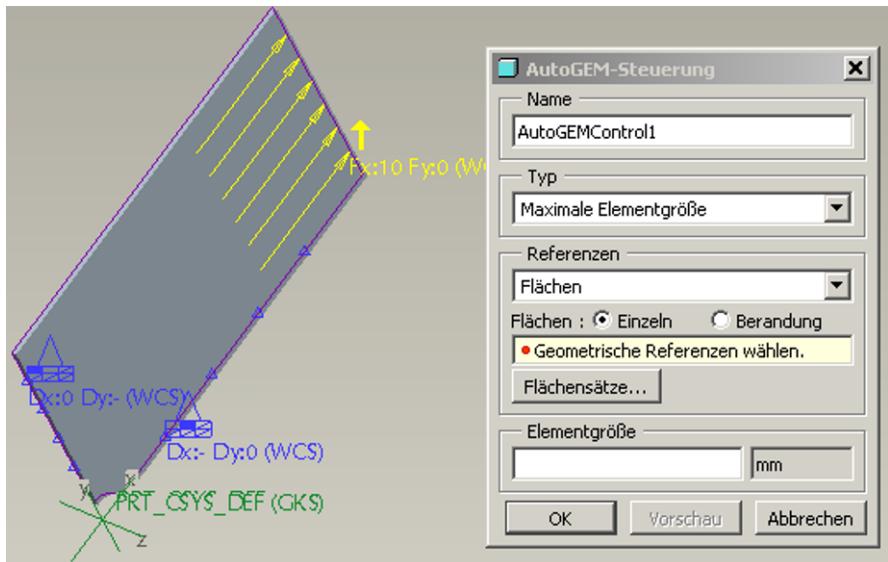


Abb. 5-17: Maximale Elementgröße

Nach dem Anklicken der Scheibenfläche werden in dem Definitionsfenster für die <Maximale Elementgröße> (Abb. 5-17) beispielhaft 5 mm eingegeben, um damit evtl. zu grobe Elemente auszuschließen (Abb. 5-18).

Der automatische Vernetzer von MECHANICA (AutoGEM) wird nun angewiesen, kein Element größer als 5 mm zu erstellen. Diese Option ist insbesondere bei Kontaktanalysen nützlich, wenn ausdrücklich feine Netze in Kontaktbereichen gefordert werden.

Wir beenden die Vernetzungssteuerung (Abb. 5-18) mit <OK>, dann wählen wir wieder **AutoGEM→Steuerung...**, diesmal den Typ <Kantenverteilung> gem. der Abb. 5-19.

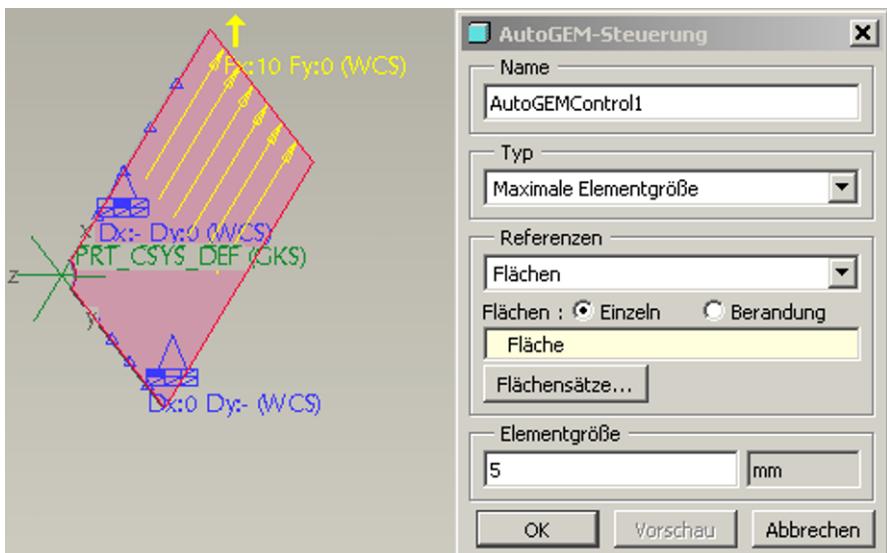


Abb. 5-18: Elementgröße auf maximal 5 mm begrenzt

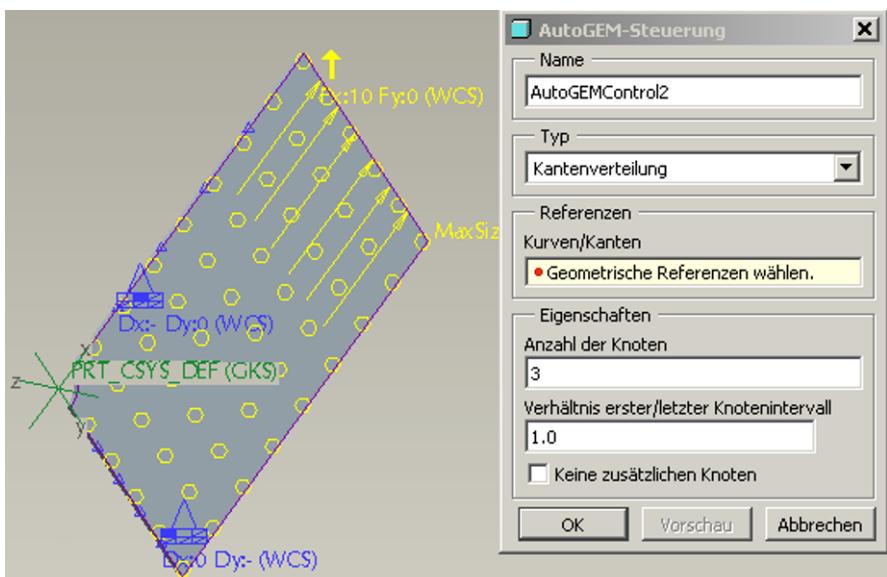


Abb. 5-19: Kantenverteilung

Mittels der Steuerung <Kantenverteilung> kann eine bestimmte Anzahl an Knoten entlang der wichtigen Kanten festgelegt werden, im vorliegenden Fall ist das die runde Kante des Viertelkreises (Abb. 5-20).

Die hier beispielhaft eingegebene Anzahl 30 (Abb. 5-20) bedeutet, dass mindestens 30 Knoten auf dem Viertelkreis entstehen. Die Einstellung wird mit <OK> bestätigt. Nun kann der automatische Vernetzer mittels **AutoGEM→Erzeugen...** gestartet werden (Abb. 5-21).

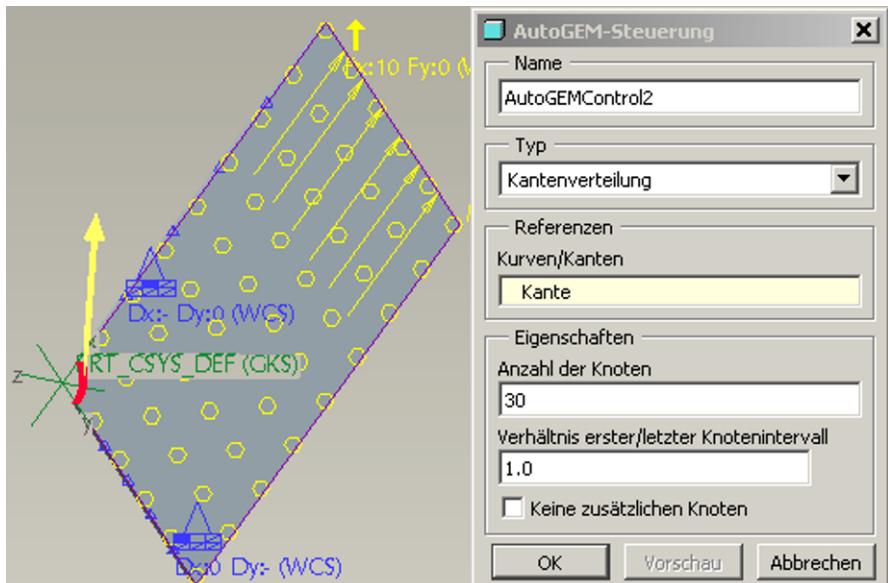


Abb. 5-20: Anzahl der Knoten an der Bohrungskante

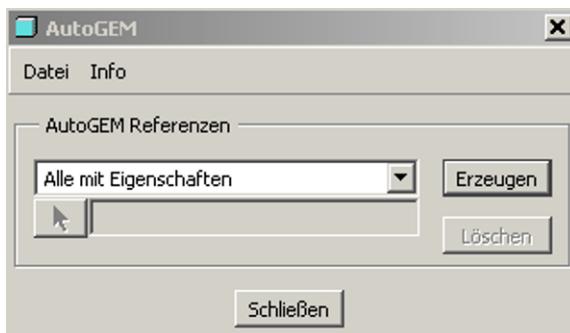


Abb. 5-21: AutoGEM. Die Option „Alle mit Eigenschaften“ bedeutet alle FE-Objekte mit Materialeigenschaften, Verbindungselemente, Punkte mit Masseneigenschaften, Federn mit Feder-eigenschaften etc.

Wir klicken auf die Schaltfläche <Erzeugen>, daraufhin wird die Vernetzung automatisch erstellt (Abb. 5-22).

MECHANICA hat insgesamt 98 Dreiecke und 245 Vierecke (Abb. 5-22) erstellt. Wir klicken auf die Schaltfläche <Schließen>, dann erscheint wieder das AutoGEM Fenster (Abb. 5-23).

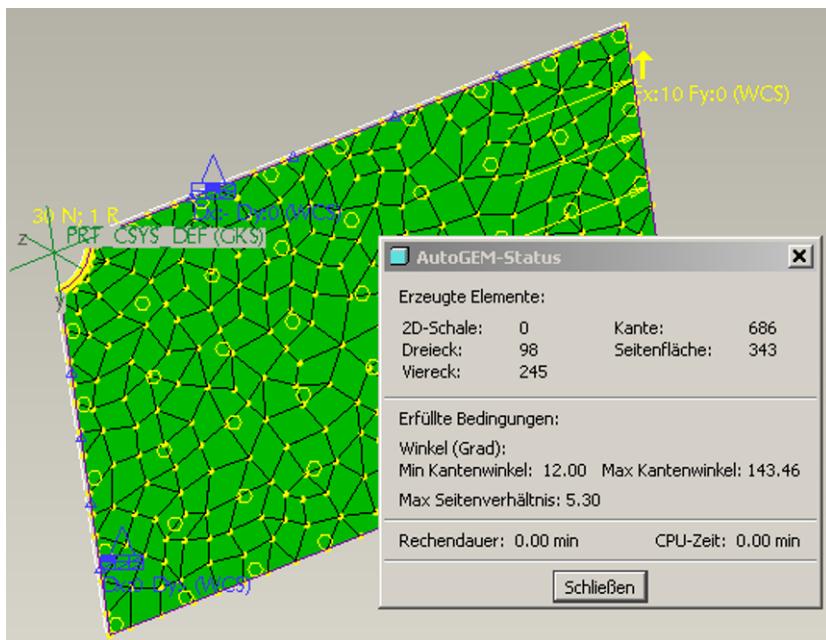


Abb. 5-22: AutoGEM-Netz

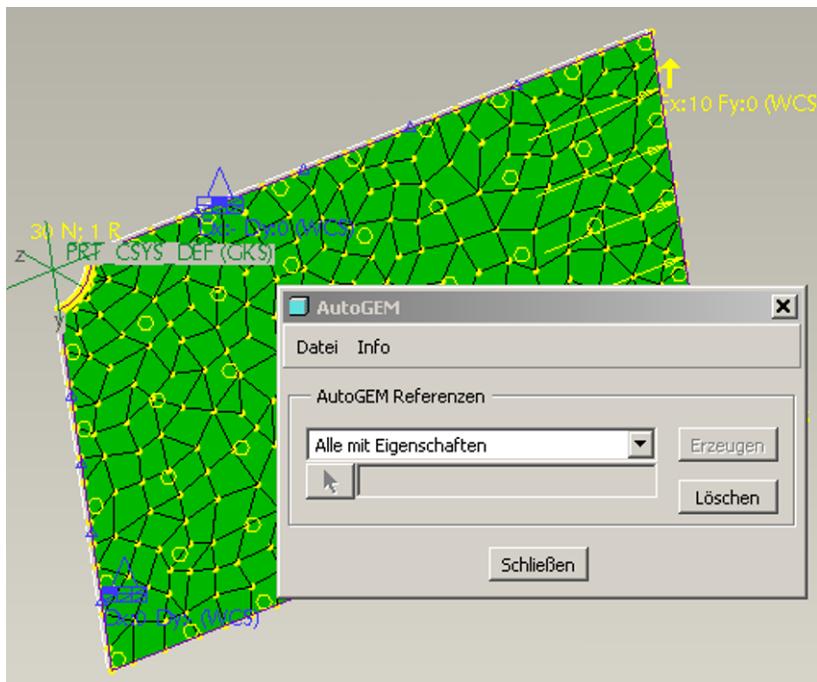


Abb. 5-23: AutoGEM-Netz fertig

Wir beenden die Vernetzung mit <Schließen>, daraufhin erscheint die Abfrage hinsichtlich der gewünschten Speicherung (Abb. 5-24).

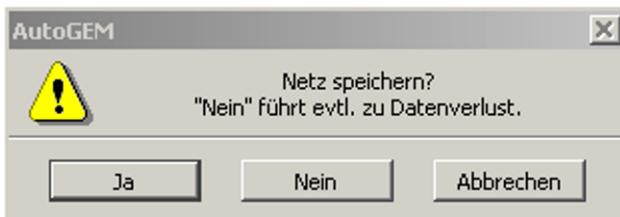


Abb. 5-24: AutoGEM-Abfrage

Nach dem Speichern des Netzes mit <Ja> erfolgt nun die Definition der statischen Analyse. Mittels der Menüfolge **Analyse→Mechanica Analysen/Studien...** und dann im bekannten Analysefenster **Datei→Neue statische Analyse...** wird eine statische Analyse gem. der Abb. 5-25 definiert.



Abb. 5-25: Konfiguration der statischen Analyse der Lochscheibe

Die Einstellungen für die adaptive Mehrfachkonvergenz dürfen hier sehr fein (z. B. Konvergenz 0,1 %) gewählt werden, da für dieses kleine Modell keine besondere Rechenleistung erforderlich ist. Im Allgemeinen ist die 5-10 % Konvergenzgrenze ausreichend.

Wir klicken auf <OK> und bestätigen die Abfrage bzgl. der Prozent-Konvergenz mit <Ja> (Abb. 5-26).

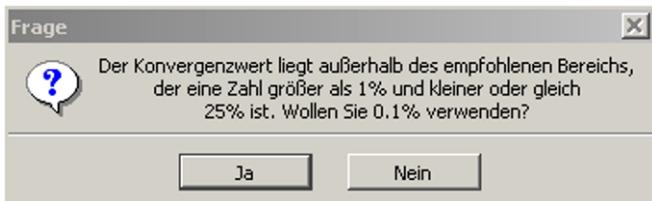


Abb. 5-26: Abfrage zur Konvergenz

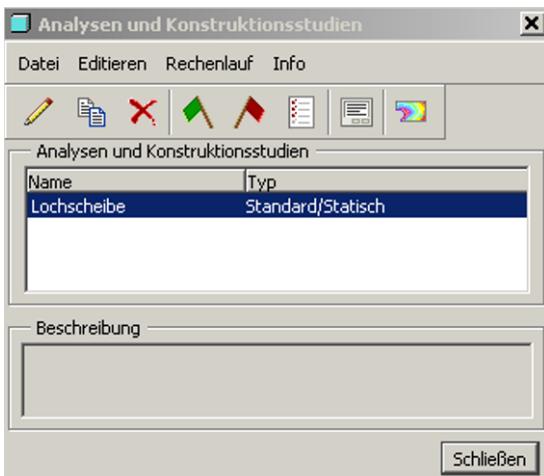


Abb. 5-27: Statische Analyse der Lochscheibe

Im Definitionsfenster für MECHANICA-Analysen (Abbildung 5-27) sollte mittels **Rechenlauf→Einstellungen...** die Übernahme der Vernetzung überprüft bzw. aktiviert werden (Abb. 5-28). Die Option der Speicherzuteilung für den Gleichungslöser von 128 MB (Abb. 5-28) sollte nicht verändert werden, da MECHANICA ohnehin automatisch den erforderlichen Arbeitsspeicher beansprucht. Allerdings lautet die Empfehlung des Herstellers (PTC), dass die Speicherzuteilung auf $\frac{1}{4}$ bis $\frac{1}{2}$ des vorhandenen physikalischen Arbeitsspeichers eingestellt werden sollte.

Daraufhin wird die Analyse ausgeführt (grüne Fahne in der Abb. 5-27). Im Statusbericht (**Info→Status...**) kann die Übernahme der Vernetzung kontrolliert werden. Dabei wird der ausführliche Status aktiviert (Abb. 5-29).

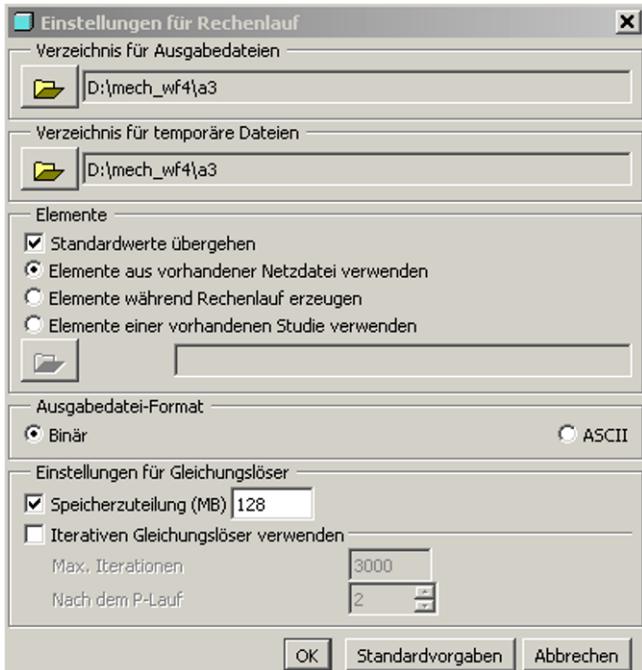


Abb. 5-28: Einstellungen für Rechenlauf

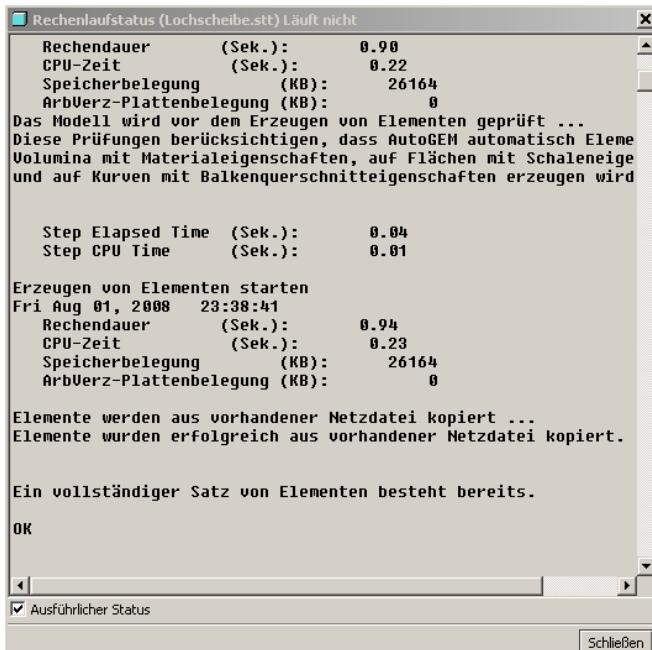


Abb. 5-29: Übernahme der Vernetzung im Statusbericht

Wir deaktivieren die Option <Ausführlicher Status> (Abb. 5-29) und lassen uns die Ergebnisse der Messgrößen gem. der Abb. 5-30 anzeigen.

Rechenlaufstatus (Lochscheibe.rpt) Läuft nicht		
Messgrößen:		
Name	Wert	Konvergenz
max_disp_mag:	3.903148e-03	0.0%
max_disp_x:	3.884724e-03	0.0%
max_disp_y:	-7.798425e-04	0.0%
max_disp_z:	0.000000e+00	0.0%
max_prin_mag:	3.048609e+01	0.0%
max_rot_mag:	0.000000e+00	0.0%
max_rot_x:	0.000000e+00	0.0%
max_rot_y:	0.000000e+00	0.0%
max_rot_z:	0.000000e+00	0.0%
max_stress_prin:	3.048609e+01	0.0%
max_stress_vm:	3.046259e+01	0.1%
max_stress_xx:	3.048605e+01	0.0%
max_stress_xy:	-8.905322e+00	0.2%
max_stress_xz:	0.000000e+00	0.0%
max_stress_yy:	-1.036796e+01	0.0%
max_stress_yz:	0.000000e+00	0.0%
max_stress_zz:	0.000000e+00	0.0%
min_stress_prin:	-1.036796e+01	0.0%
strain_energy:	9.666007e-01	0.0%

Analyse "Lochscheibe" abgeschlossen (23:38:49)

Ausführlicher Status

Abb. 5-30: Ergebnisse der Messgrößen im Statusbericht

Die maximale Spannungskomponente in X-Richtung (**max_stress_xx**) beträgt ca. 30,5 N/mm² und entspricht somit etwa dem erwarteten Wert von 30 N/mm².

Nun soll auch der Ort der Spannungsspitze kontrolliert werden. Dazu wird ein Farbplot mittels der Schaltfläche  im Fenster für MECHANICA-Analysen (Abb. 5-31) erstellt, daraufhin erfolgen die Einstellungen für das Ergebnisfenster analog der Abb. 5-32.

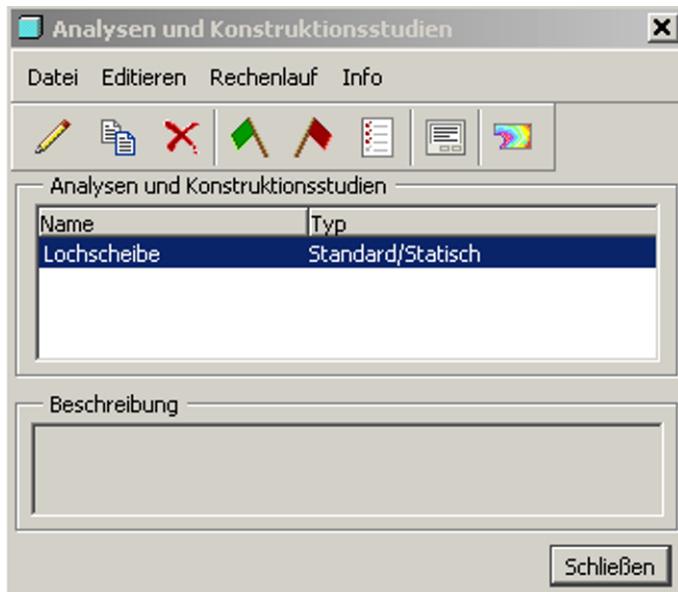


Abb. 5-31: Definitionsfenster für MECHANICA-Analysen

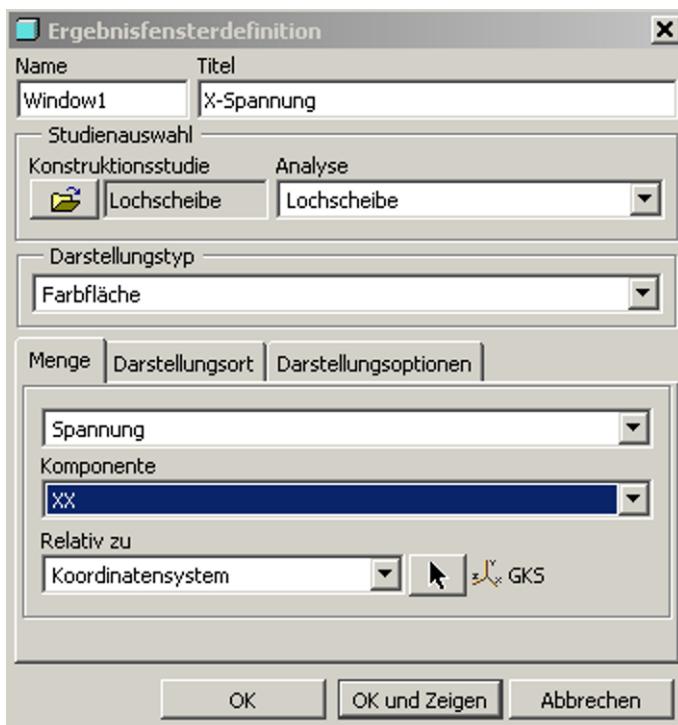


Abb. 5-32: Ergebnisfensterdefinition

Unter der Registerkarte <Darstellungsoptionen> deaktivieren wir üblicherweise den <Farbübergang> (Abb. 5-33), um die Farbgrenzen scharf darzustellen.



Abb. 5-33: Registerkarte Darstellungsoptionen

Wir klicken auf <OK und Zeigen>, dann im Ergebnisfenster auf **Info→Modell-Max**, um das Maximum der X-Spannungskomponente analog der Abb. 5-34 darzustellen.

Der Hintergrund der Ergebnisdarstellung sollte dabei mittels **Format→Ergebnisfenster...** auf weiß umgestellt werden.

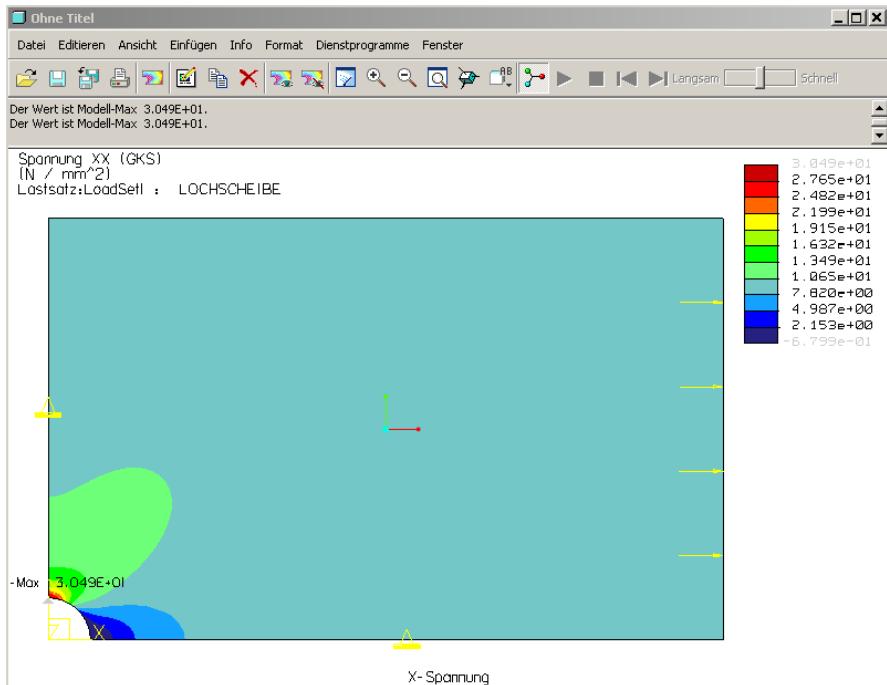


Abb. 5-34: Farbplot der Spannung in X-Richtung

Die Größe und der Ort der Spannungsspitze stimmen mit den theoretischen Angaben (Abb. 5-01) überein. Abschließend soll noch die Konvergenz der maximalen X-Spannung graphisch überprüft werden. Wir klicken auf **Editieren→Ergebnisfenster...**, um die Ergebnisdefinition gem. der Abb. 5-35 neu einzurichten.

An dieser Stelle soll erwähnt werden, dass man selbstverständlich beliebig viele unterschiedliche Farbplots gleichzeitig darstellen kann, dabei werden diese entsprechend kleiner angezeigt. Anstatt auf **Editieren→Ergebnisfenster...** im Ergebnisfenster gem. der Abb. 5-34 zu klicken, sollte dann die Menüfolge **Einfügen→Ergebnisfenster...** oder gewählt werden.

Nach dem Anklicken der entsprechenden Schaltfläche unter der Option **<Messgröße>** (Abb. 5-35) werden die standardmäßig definierten Messgrößen analog der Abb. 5-36 angezeigt.

Wir wählen die gesuchte Messgröße (**max_stress_xx**) und bestätigen mit **<OK>** (Abb. 5-36). Damit ist die Definition des neuen Ergebnisfensters abgeschlossen (Abb. 5-37). Wir klicken auf **<OK und Zeigen>**, daraufhin erhalten wir den Konvergenzgraphen der maximalen Spannung in X-Richtung (Abb. 5-38).

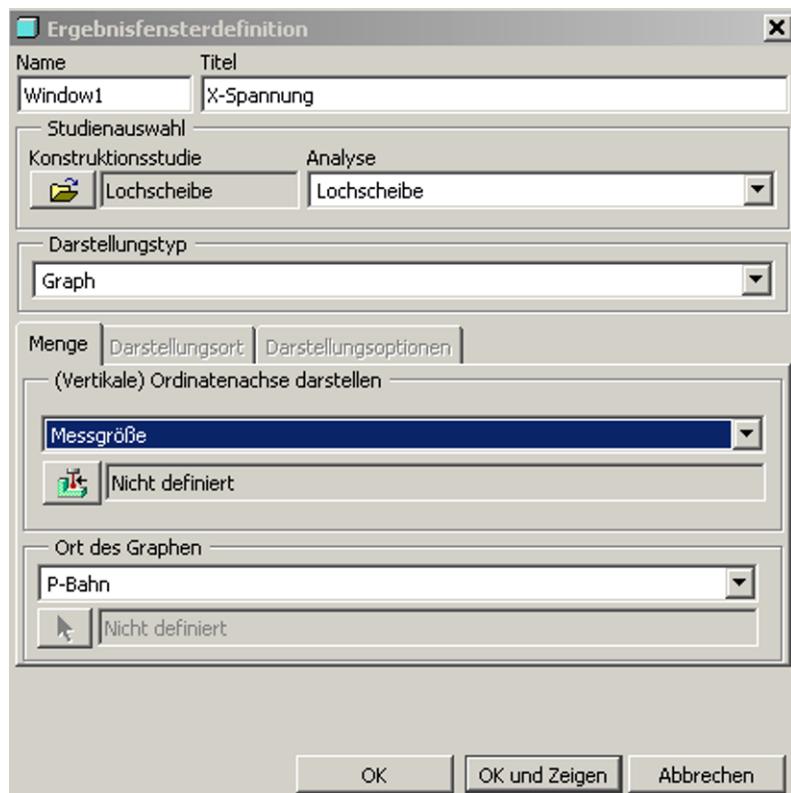


Abb. 5-35: Neue Ergebnisfensterdefinition

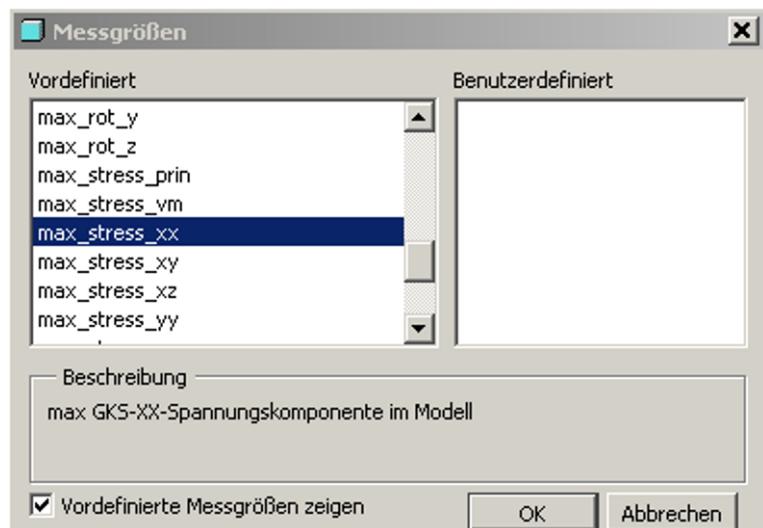


Abb. 5-36: Messgröße der maximalen Spannung in X-Richtung

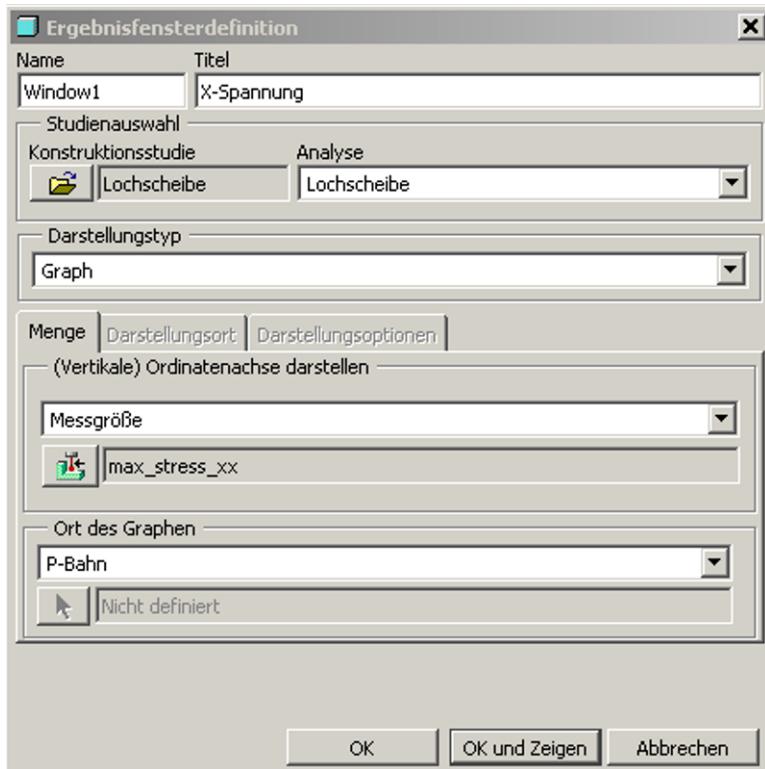


Abb. 5-37: Ergebnisfensterdefinition fertig

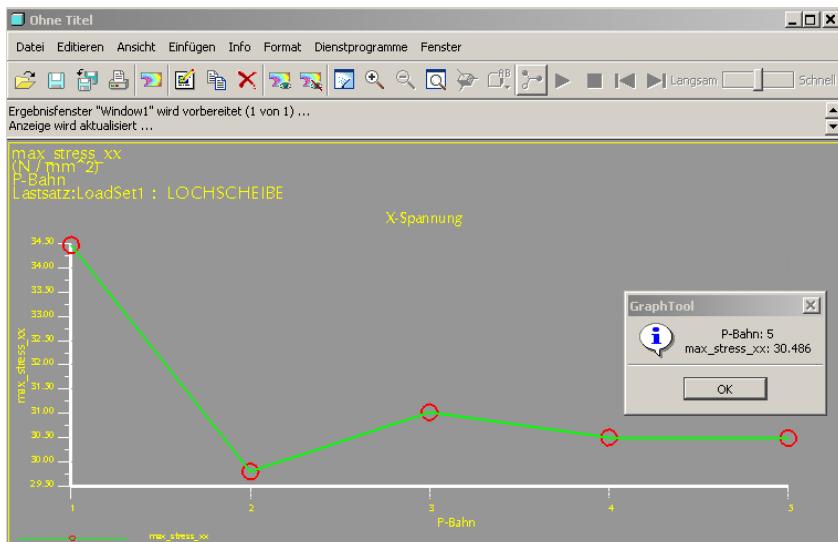


Abb. 5-38: Konvergenzgraph der X-Spannungskomponente

Der Kurvenverlauf in der Abb. 5-38 zeigt eine gute Konvergenz über die Rechenschritte der adaptiven Mehrfachkonvergenz. Hierbei möchten wir den Anwender darauf hinweisen, dass in diesem Graph keine Informationen über den Ort der gemessenen Spannung hinterlegt sind. Damit ist ein solcher Konvergenzgraph immer differenziert zu bewerten, und stellt für sich allein noch kein absolutes Qualitätskriterium dar. Die Abfrage der Werte erfolgt durch das Doppelklicken auf die Punkte des Graphen.

Die Berechnung der Formzahl nach MECHANICA liefert:

$$\alpha_k = \frac{\sigma_{x \max}}{\sigma_0} \approx \frac{30,5}{10} = 3,05 \quad (5.4)$$

Der Unterschied zu dem theoretischen Wert 3 beträgt ca. 1,7 %.

5.5 Zusammenfassung Kapitel 5

In dieser Übung wurde der typische Ablauf einer 2D-Idealisierung als ebener Spannungszustand vorgestellt. Am Beispiel des Kirsch-Problems erfolgte die Berechnung der Formzahl mit MECHANICA. Weiterhin wurden einige effektive Methoden der Netzverfeinerung aufgezeigt. Der Vergleich zeigte eine Abweichung im Endergebnis von lediglich knapp 2 %, wobei im Gegensatz zur gerechneten Aufgabe die analytische Herleitung von einer unendlich ausgedehnten Scheibe ausging.

Die Vorgehensweise in MECHANICA wurde Schritt für Schritt erklärt, auch hier erfolgte die Plausibilitätskontrolle der MECHANICA-Ergebnisse, speziell der Formzahl.

Literaturverzeichnis

Klein B (1999) FEM Grundlagen und Anwendungen der Finite-Elemente-Methode, 3 Aufl, Vieweg, ISBN 3-528-25125-5

Parametric Technology Corporation (2008) Pro/ENGINEER Wildfire 4.0 MECHANICA, Help Topic Collection

6 Aufgabe: Dünnes Rohr als ebener Dehnungszustand

6.1 Aufgabenstellung dünnes Rohr

Die nächste Aufgabe stellt ein theoretisch unendlich langes dünnwandiges Rohr unter Innendruck dar. Dieses Problem kann recht einfach analytisch gelöst werden, wobei in erster Linie die maximale Tangentialspannung gesucht wird. Diese Spannung ist die Hauptursache für das Bersten, da sie gleichzeitig die maximale Zugspannung im Rohr bedeutet. Die dabei auftretenden Risse verlaufen längs der Achsrichtung des Rohres, folglich senkrecht zur Tangentialspannung. Im Ablauf dieser Übung wird eine weitere 2D-Idealisierung, nun als ebener Dehnungszustand vorgenommen. Die damit berechnete maximale Tangentialspannung soll abschließend mit der analytischen Rechnung verglichen werden.

6.2 Ersatzmodell

Der Rohrquerschnitt ist in der Abb. 6-01 gezeichnet, die Tiefe des Rohres ist theoretisch unendlich.

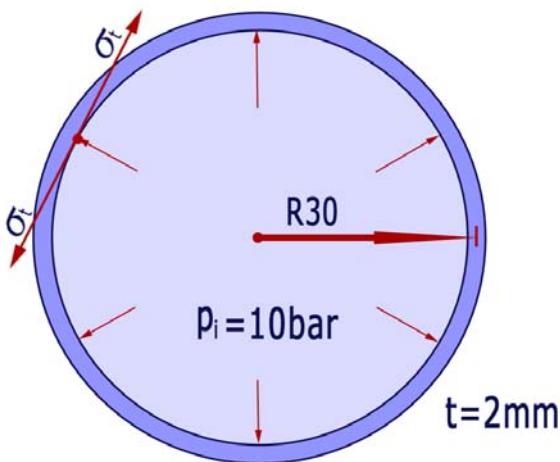


Abb. 6-01: Ersatzmodell des Rohres unter Innendruck

Das Rohr ist mit seinen Abmessungen in der Abb. 6-01 dargestellt. Die maximale Tangentialspannung wird nach der sogenannten „Kesselformel“ berechnet:

$$\sigma_t = P_i \cdot \frac{R}{t} \quad (6.1)$$

$$\sigma_t = 1 \frac{N}{mm^2} \cdot \frac{30mm}{2mm} = 15 MPa \quad (6.2)$$

Dieser Zusammenhang wird nachfolgend anhand der statischen Analyse in MECHANICA überprüft.

6.3 CAD-Modell

In Pro/ENGINEER erzeugen wir im Teilemodus lediglich ein Segment der Geometrie gem. der Aufgabenstellung (Abb. 6-01), da hier eine Rotationssymmetrie vorliegt. Wir wählen die Menüfolge **Einfügen→Profil...**, um die Rohrgeometrie aufzubauen. Als Skizzierebene wird die XY-Ebene des Koordinatensystems gewählt (Abb. 6-02).

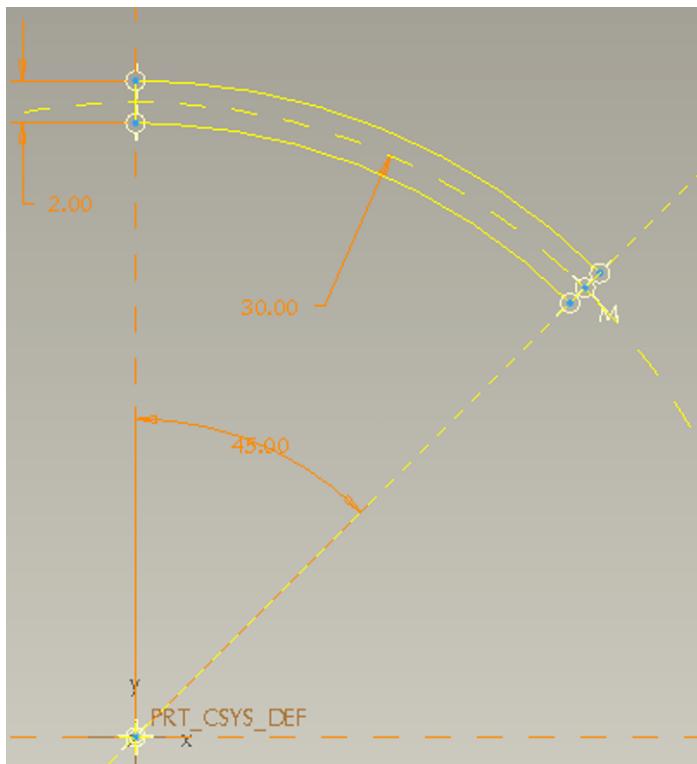


Abb. 6-02: Skizze des Rohres als 1/8 Geometrie

Die Skizze sollte analog der Abb. 6-02 aussehen, dabei wird ein 45° Segment ($1/8$ des Rohrquerschnitts) aufgebaut. Wir beenden den Skizzierer und weisen eine beliebige einseitige Tiefe zu. Mit diesem Körper ist auch der Geometrieaufbau in Pro/ENGINEER abgeschlossen (Abb. 6-03).

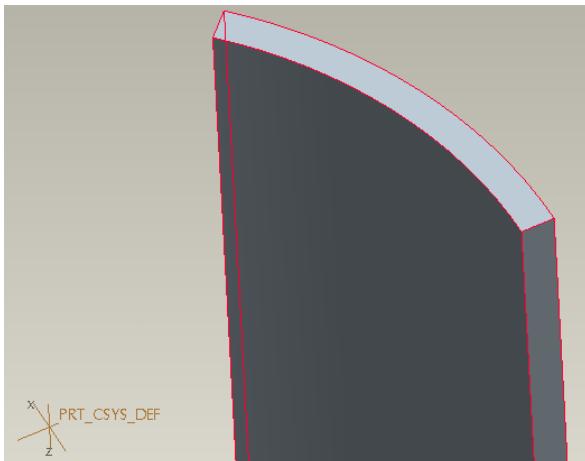


Abb. 6-03: Rohrsegment beliebiger Länge

6.4 Statische Analyse

Nun erfolgt der Wechsel nach MECHANICA: **Applikationen→Mechanica**, daraufhin werden die Einheiten [**mmNs**] bestätigt. In der nächsten Maske (Abb. 6-04) wird der Modelltyp definiert. Da die Geometrie sehr tief ist (Rohr ist unendlich lang), darf das Problem auf den ebenen Dehnungszustand reduziert werden. Das bedeutet, dass die Dehnung in der dritten Raumrichtung vernachlässigt wird.



Abb. 6-04: MECHANICA-Modelltyp

Wir klicken im Fenster für den Modelltyp (Abb. 6-04) auf <Erweitert>, dort wird analog zur letzten Aufgabe der 2D ebener Dehnungszustand gem. der Abb. 6-05 aktiviert. Definitionsgemäß muss die Geometrie in der XY-Ebene des Koordinatensystems liegen, aus diesem Grund wurde im Teilemodus die entsprechende Skizzierebene gewählt. Wir klicken zunächst das Koordinatensystem an, daraufhin die Fläche in der XY-Ebene (Abb. 6-05).

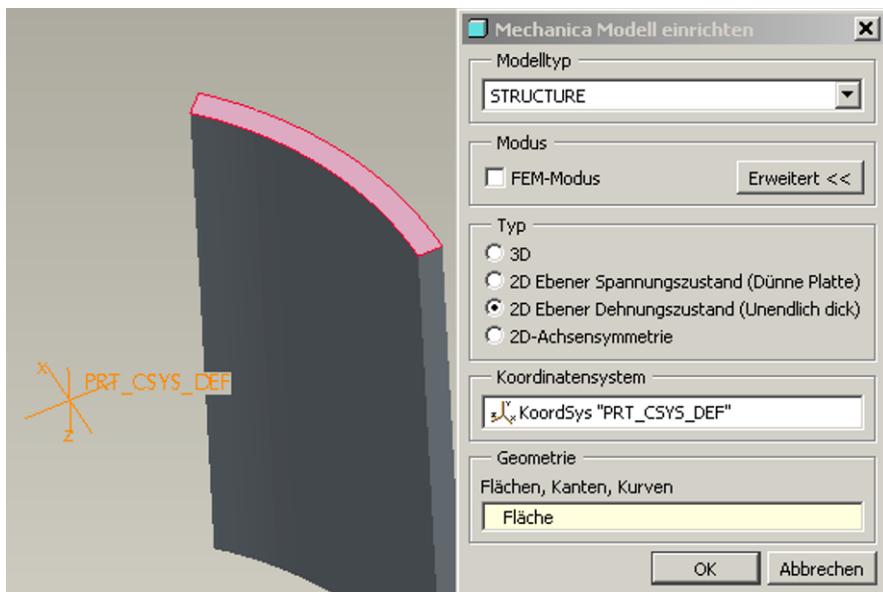


Abb. 6-05: Modelltyp <2D Ebener Dehnungszustand>

Die Definition wird mittels <OK> abgeschlossen, danach erscheint die bekannte Informationsmeldung gem. der Abb. 6-06.

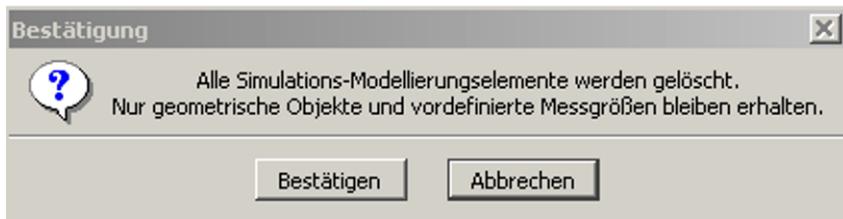


Abb. 6-06: Informationsfenster

Nach dem Bestätigen der Informationsabfrage wird die gewählte ebene Geometrie hervorgehoben.

Als Erstes definieren wir in MECHANICA ein zylindrisches Koordinatensystem, um die Randbedingungen darauf beziehen zu können. Dafür wird zunächst das vorhandene kartesische Koordinatensystem im Arbeitsfenster angeklickt, an-

schließend die Menüfolge **Einfügen→Modellbezug→Koordinatensystem...** gewählt. Unter der Option <Typ> soll <Zylindrisch> eingestellt werden (Abb. 6-07).

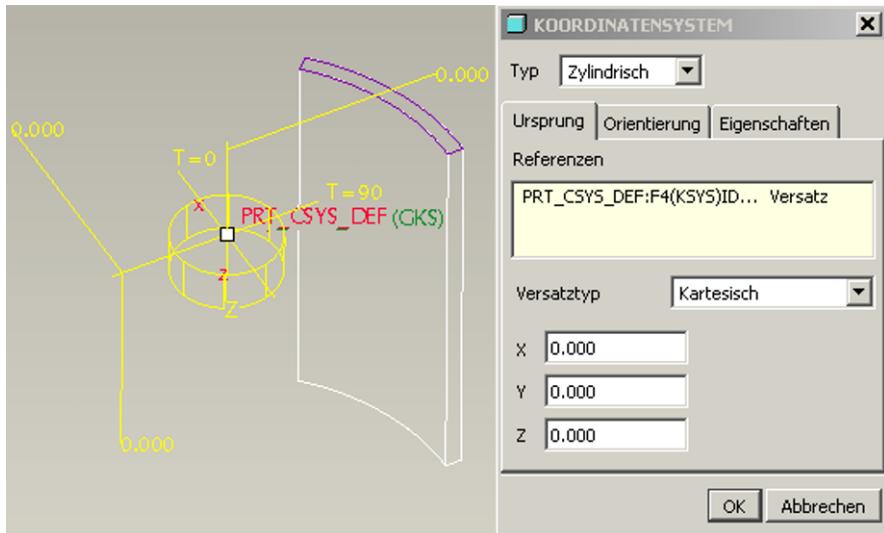


Abb. 6-07: Zylindrisches Koordinatensystem

Wir beenden die Definition mit <OK>. An dieser Stelle soll darauf hingewiesen werden, dass zylindrische Koordinatensysteme nur bei Volumenelementen Sinn haben. Der ebene Dehnungszustand wird hier mit dem Elementtyp 2D-Volumenkörper vernetzt, der eine Schicht darstellt.

Die Schichtdicke entspricht definitionsgemäß den Modelleinheiten und ist folglich 1 mm dick (tief). Diese Eigenschaft muss ggf. bei der Zuweisung von Lasten entsprechend berücksichtigt werden.

Der Modelltyp ebener Dehnungszustand darf weiterhin 2D-Schalen beinhalten, sodass auch gemischte Modelle aufgebaut werden können, die 2D-Volumenkörper und 2D-Schalen miteinander kombinieren.

Wir wählen nun die Menüfolge **Einfügen→Verschiebungsrandbedingung...**, daraufhin erscheint das Definitionsfenster für die Randbedingungen. Neben der Auswahl von den beiden Schnittkanten (STRG-Taste benutzen), muss das zuvor erzeugte zylindrische Koordinatensystem angeklickt werden (Abb. 6-08). Dabei wechseln die Achsenbezeichnungen der Randbedingungen X und Y automatisch zu R („Radius“) und T („Theta“). Aufgrund der Rotationssymmetrie wird der Drehwinkel T eingespannt. Der Freiheitsgrad der Radiuskoordinate bleibt frei, da das Rohr sich aufweiten kann (Abb. 6-08). Rotatorische Freiheitsgrade sind dabei natürlich irrelevant, zum einen nutzen wir (2D-) Volumenelemente, zum anderen ein zylindrisches Koordinatensystem. Wir schließen die Definition mit <OK> ab.

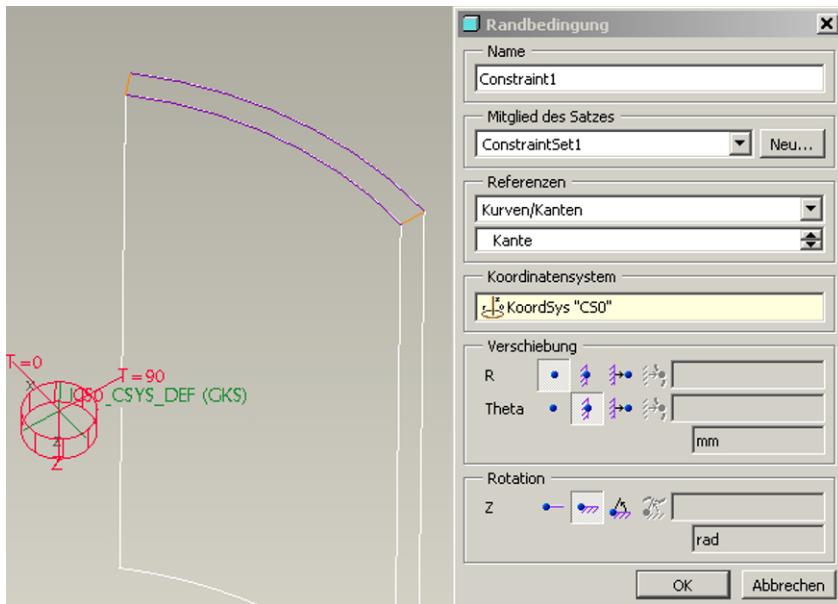


Abb. 6-08: Randbedingung in zylindrischen Koordinaten. Beide Schnittkanten sind angeklickt.

Anschließend weisen wir mittels der Menüfolge **Eigenschaften→Materialzuweisung...** das Material zu (Abb. 6-09). Die Tiefe der Geometrie muss hier nicht angegeben werden, wie schon erwähnt, beträgt die Modelldicke grundsätzlich 1 mm (Basiseinheit für die Länge im CAD).

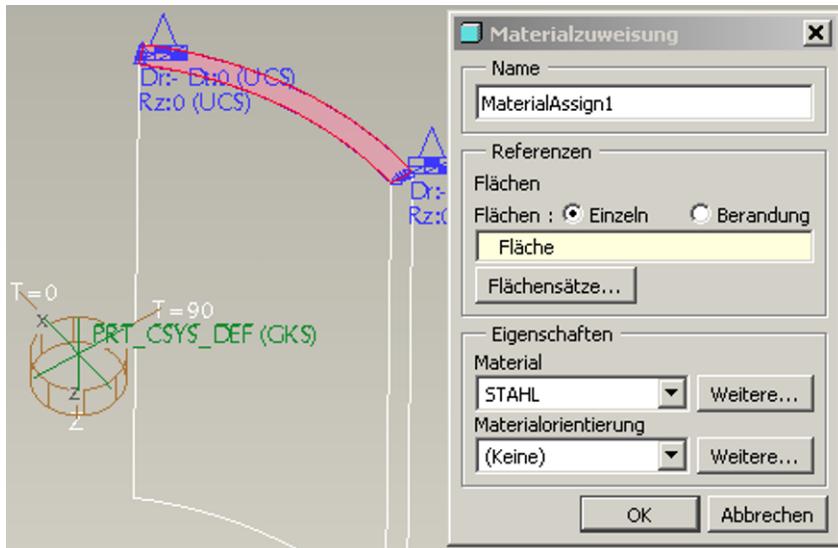


Abb. 6-09: Materialeigenschaften der gewählten Fläche

Wir schließen die Materialzuweisung mit <OK> ab, danach wird der Innendruck anhand der Menüfolge **Einfügen→Drucklast...** gem. der Abb. 6-10 definiert.

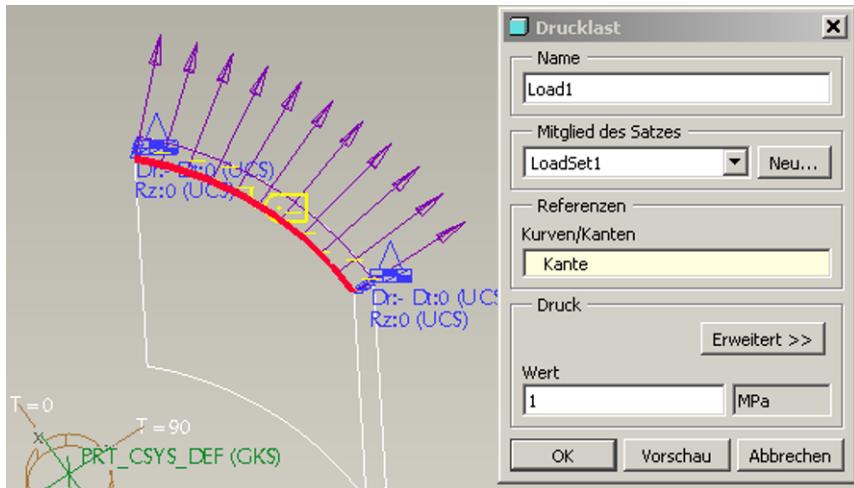


Abb. 6-10: Drucklast 10 bar

Die Druckverteilung lässt sich mittels <Vorschau> überprüfen (Abb. 6-10). Bei größeren Modellen und vielen druckbeaufschlagten Flächen kann diese Vorschaufunktion längere Zeit in Anspruch nehmen.

Für eine bequeme Ergebnisauswertung soll nun die maximale Tangentialspannung gemessen werden. Dafür wählen wir die Menüfolge **Einfügen→Messgröße...** (Abb. 6-11).



Abb. 6-11: Messgrößendefinition

Das Definitionsfenster für die Messgrößen ist noch leer, wir klicken auf <Neu> (Abb. 6-11), daraufhin wird die gewünschte Messgröße erzeugt, wobei ein Name

für die Tangentialspannung gem. der Abb. 6-12 vergeben werden sollte. Hier wird wiederum das zylindrische Koordinatensystem eingestellt, auch in diesem Fall erfolgt ein Wechsel der XX-Komponente zu RR und analog dazu YY zu TT automatisch (Abb. 6-13).



Abb. 6-12: Messgröße „Tangentialspannung“

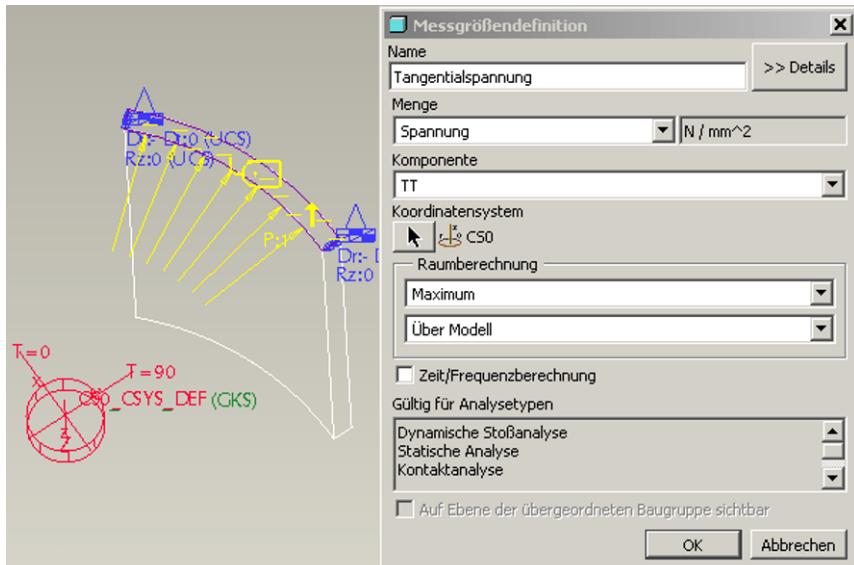


Abb. 6-13: Messgrößendefinition fertig

Wir beenden die Definition der Messgröße gem. der Abb. 6-13 mit <OK> und im nächsten Fenster (Abb. 6-14) mit <Schließen>.



Abb. 6-14: Messgröße „Tangentialspannung“ definiert

Mittels der Menüfolge **Analyse→Mechanica Analysen/Studien...** und dann im bekannten Analysefenster **Datei→Neue statische Analyse...** wird nun eine statische Analyse gem. der Abb. 6-15 definiert.

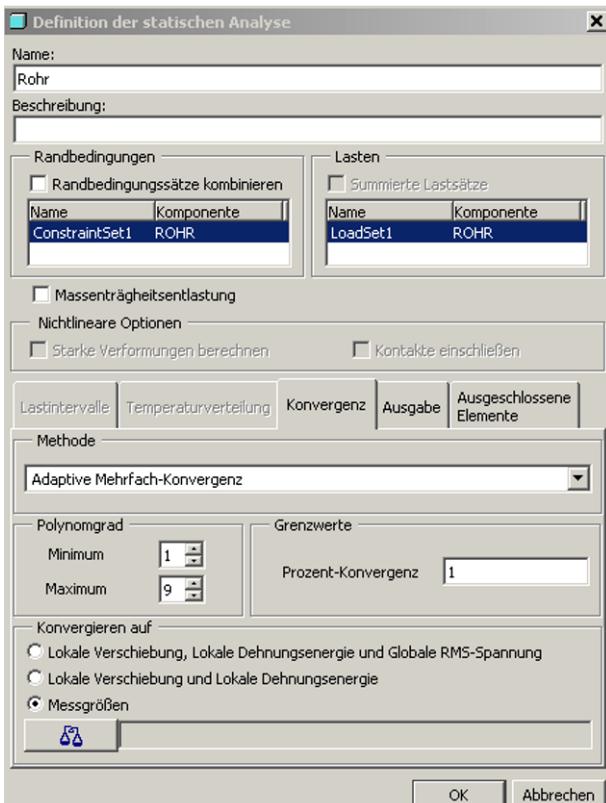


Abb. 6-15: Statische Analyse mit Mehrfachkonvergenz

Hier soll das Kriterium für die Mehrfachkonvergenz manuell eingestellt werden, da im Prinzip nur ein Wert von Interesse ist – die maximale Tangentialspannung im Modell. Wir aktivieren die Option <Messgrößen> (Abb. 6-15) und klicken dann auf die entsprechende Schaltfläche darunter.

Die benutzerdefinierte Messgröße „Tangentialspannung“ wird markiert (Abb. 6-16), und mittels <OK> bestätigt. Danach wechseln wir auf die Registerkarte <Ausgabe>, um das Plotraster auf 10 zu erhöhen (Abb. 6-17).



Abb. 6-16: Benutzerdefinierte Messgröße „Tangentialspannung“

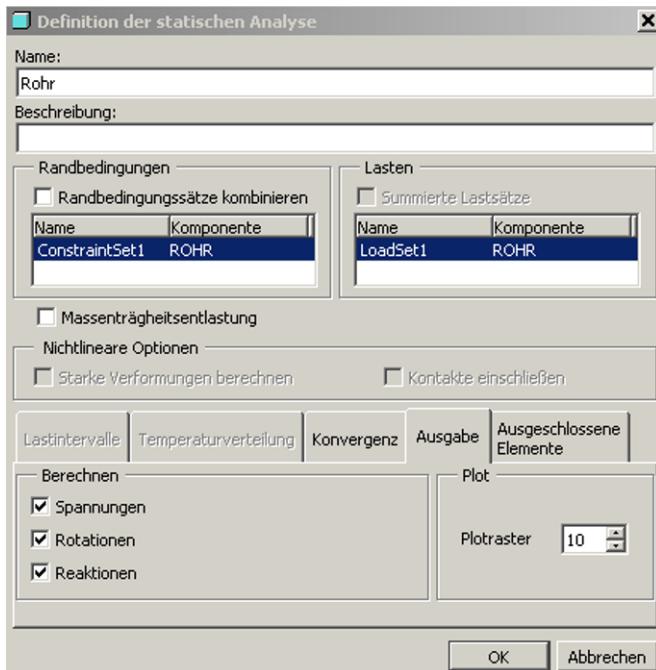


Abb. 6-17: Registerkarte Ausgabe

Wir beenden die Definition der statischen Analyse mit <OK>, daraufhin wird diese im bekannten Fenster für MECHANICA-Analysen angezeigt (Abb. 6-18). Nun wird die Analyse ausgeführt (grüne Fahne in der Abb. 6-18). Im Statusbericht (**Info→Status...** gem. der Abb. 6-19) kann die Anzahl der Elemente kontrolliert werden. Dabei hat MECHANICA nur ein einziges 2D-Volumenelement erzeugt (Abb. 6-19).

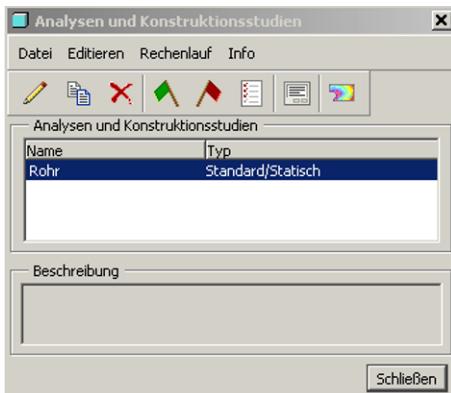


Abb. 6-18: Statische Analyse „Rohr“

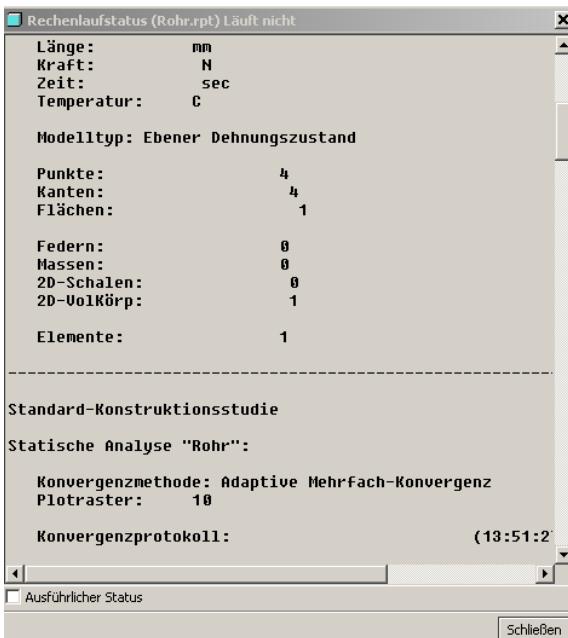


Abb. 6-19: Anzahl der Elemente im Statusbericht. Bei solchen einfachen Modellen, insbesondere Balkenmodellen, sollte das Plotraster immer auf 10 (Abb. 6-17) erhöht werden, damit die Ergebnisse in bester Auflösung gespeichert werden.

Weiter im Statusbericht können die berechneten Messgrößen gem. der Abb. 6-20 abgelesen werden. Die maximale Tangentialspannung beträgt $15,0176 \text{ N/mm}^2$. Die Abweichung zum theoretischen Wert von 15 N/mm^2 (Kap. 6.2) ist minimal.

Name	Wert	Konvergenz
max_disp_mag:	$1.940776\text{e-}03$	0.0%
max_disp_x:	$1.372209\text{e-}03$	0.0%
max_disp_y:	$1.940597\text{e-}03$	0.0%
max_disp_z:	$0.000000\text{e+}00$	0.0%
max_prin_mag:	$1.501760\text{e+}01$	0.1%
max_rot_mag:	$0.000000\text{e+}00$	0.0%
max_rot_x:	$0.000000\text{e+}00$	0.0%
max_rot_y:	$0.000000\text{e+}00$	0.0%
max_rot_z:	$0.000000\text{e+}00$	0.0%
max_stress_prin:	$1.501760\text{e+}01$	0.1%
max_stress_vm:	$1.415302\text{e+}01$	0.1%
max_stress_xx:	$1.501444\text{e+}01$	0.3%
max_stress_xy:	$-8.007791\text{e+}00$	0.1%
max_stress_xz:	$0.000000\text{e+}00$	0.0%
max_stress_yy:	$7.006393\text{e+}00$	0.9%
max_stress_yz:	$0.000000\text{e+}00$	0.0%
max_stress_zz:	$4.205051\text{e+}00$	0.6%
min_stress_prin:	$-1.001138\text{e+}00$	3.7%
strain_energy:	$2.209972\text{e-}02$	0.0%
Tangentialspannung:	$1.501760\text{e+}01$	0.1%

Analyse "Rohr" abgeschlossen (13:51:27)

Arbeits- und Plattenspeicher-Belegung:

Ausführlicher Status

Schließen

Abb. 6-20: Ergebnisse der Messgrößen im Statusbericht

Die maximale Hauptspannung (**max_stress_prin**) beträgt ebenfalls $15,0176 \text{ N/mm}^2$ und entspricht somit erwartungsgemäß der gemessenen maximalen Tangentialspannung (Kap. 6.1). Wir beenden den Statusbericht mit <Schließen>. Nun soll die Spannungsverteilung kontrolliert werden. Dazu wird ein Farbplot mittels der Schaltfläche  im Fenster für MECHANICA-Analysen (Abb. 6-18) erstellt, die Analyse bleibt dabei, wie schon aus vorherigen Übungen bekannt, markiert. Daraufhin erfolgen die Einstellungen für das Ergebnisfenster gem. der Abb. 6-21. Unter der Registerkarte <Darstellungsoptionen> deaktivieren wir üblicherweise den <Farbübergang>, um die Farbgrenzen scharf anzuzeigen (Abb. 6-22).

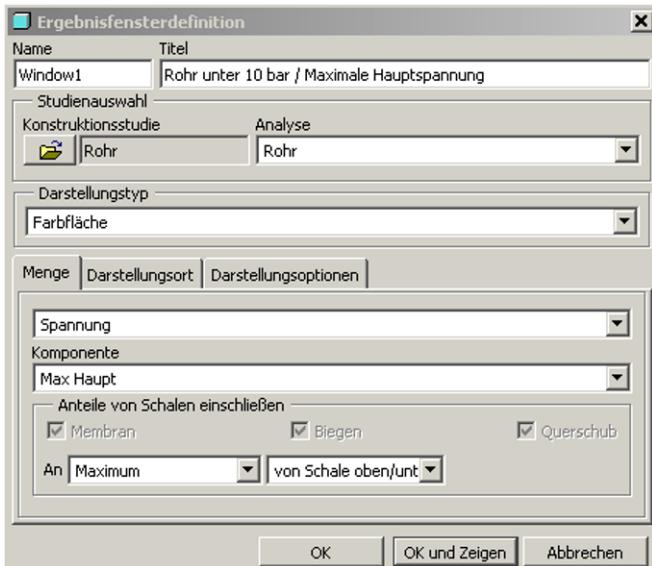


Abb. 6-21: Ergebnisfensterdefinition der maximalen Hauptspannung

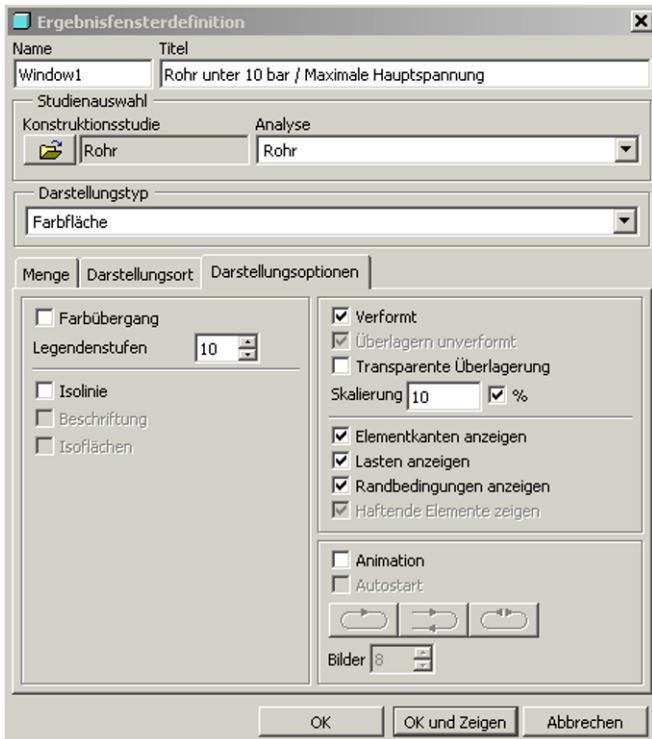


Abb. 6-22: Registerkarte Darstellungsoptionen

Weiterhin wird die Option **<Verformt>** aktiviert, um zusätzlich die Verformungstendenz zu kontrollieren. Wir klicken auf **<OK und Zeigen>** (Abb. 6-23).

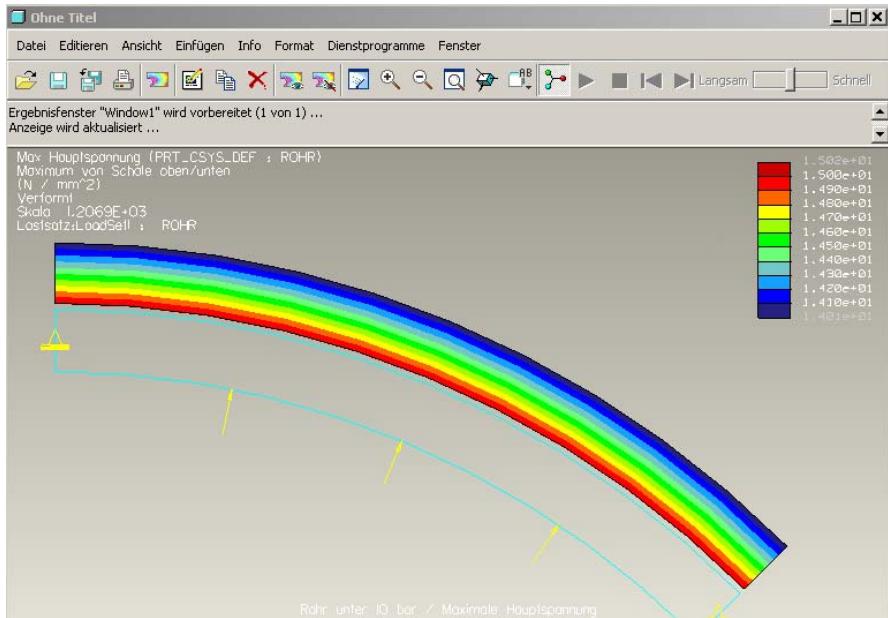


Abb. 6-23: Farbplot der maximalen Hauptspannung

Die verformte Struktur in der Abb. 6-23 entspricht den Erwartungen, da die Rotationssymmetrie auch im Ergebnisfarbplot ersichtlich wird. Das Rohr weitet sich auf und die berechnete maximale Tangentialspannung (Hauptspannung) stimmt mit der theoretischen beinahe exakt überein:

$$\sigma_t(\text{Theorie}) = 15 \text{ MPa} \quad (6.3)$$

$$\sigma_t(\text{MECHANICA}) = 15,0176 \text{ MPa} \quad (6.4)$$

6.5 Zusammenfassung Kapitel 6

Im Ablauf dieser Übung wurde die 2D-Idealisierung als ebener Dehnungszustand aufgezeigt. Die Berechnung in MECHANICA erfolgte mit einem einzigen 2D-Volumenelement, wobei mithilfe der zylindrischen Koordinaten lediglich ein 45°-Segment des Rohrquerschnitts untersucht wurde. Die damit berechnete maximale Tangentialspannung stimmte mit der theoretischen sehr gut überein.

An diesem analytisch einfach zu kontrollierenden Beispiel wurde die methodische Vorgehensweise bei den Analysen des ebenen Dehnungszustands in MECHANICA dargelegt.

Literaturverzeichnis

Klein B (1999) FEM Grundlagen und Anwendungen der Finite-Elemente-Methode, 3 Aufl,
VIEWEG, ISBN 3-528-25125-5

Muhs D, Wittel H, Jannasch D, Voßiek J, (2007) Roloff/Matek Maschinenelemente, 18 Aufl,
VIEWEG, ISBN 978-3-8348-0262-0

Parametric Technology Corporation (2008) Pro/ENGINEER Wildfire 4.0 MECHANICA, Help
Topic Collection

7 Aufgabe: Pressverband als 2D-Achsenymmetrie

7.1 Aufgabenstellung Pressverband

Die fünfte Aufgabe in MECHANICA beinhaltet eine Welle-Nabe-Verbindung mittels einer Presspassung. Die dabei entstehende, in der Regel elastisch auszulegende, Verformung der Verbindungsteile erzeugt einen Fugendruck. Die Höhe der Flächenpressung sowie die Reibung in der Fuge sind für die Tragfähigkeit der Verbindung verantwortlich. Damit hat der Konstrukteur zwar die Aufgabe, eine möglichst hohe Flächenpressung im Fall ungünstiger Toleranzen mit dem kleinsten Übermaß zu definieren. Andererseits sollte die größte theoretische Durchdringung kein Materialfließen verursachen. Bei dieser Aufgabe soll die Flächenpressung in der Fuge mittels einer Kontaktanalyse als 2D-Achsenymmetrie ermittelt werden. Die berechneten Werte werden anschließend mit analytischen verglichen.

7.2 Ersatzmodell

Der zu berechnende Pressverband ist in der Abb. 7-01 dargestellt, die Skizze zeigt die Hälfte der Geometrie in der Schnittdarstellung.

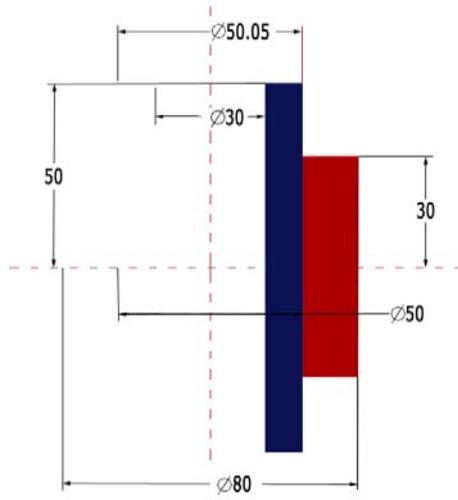


Abb. 7-01: Pressverband im Halbschnitt

Die geometrischen Abmessungen sind in der Abb. 7-01 dargestellt. Die Hohlwelle hat einen Außendurchmesser von 50,05 mm, damit beträgt die theoretische Durchdringung 0,025 mm im Radius.

Unter der Annahme des gleichen Materials der Welle (Index w) und der Nabe (Index n) ergibt sich vereinfacht folgender in der Literatur als Hilfsgröße bezeichneter Zusammenhang:

$$K = \left[\frac{1 + \left(\frac{D}{D_{na}} \right)^2}{1 - \left(\frac{D}{D_{na}} \right)^2} + \frac{1 + \left(\frac{D_{wi}}{D} \right)^2}{1 - \left(\frac{D_{wi}}{D} \right)^2} \right] \quad (7.1)$$

Streng genommen wird in der oben aufgestellten Gleichung als D der unbekannte Fugendurchmesser eingesetzt. Für die Plausibilitätsprüfung ist es jedoch ausreichend, mit dem Nenndurchmesser von 50 mm zu rechnen. Damit ergibt sich die Hilfsgröße K zu:

$$K = \left[\frac{1 + \left(\frac{50}{80} \right)^2}{1 - \left(\frac{50}{80} \right)^2} + \frac{1 + \left(\frac{30}{50} \right)^2}{1 - \left(\frac{30}{50} \right)^2} \right] \quad (7.2)$$

Daraus wird die Flächenpressung berechnet:

$$P_{Fuge} = E \cdot \frac{D_{wa} - D_{ni}}{K \cdot D} \quad (7.3)$$

$$P_{Fuge} = 210000 \frac{N}{mm^2} \cdot \frac{0,05mm}{K \cdot 50mm} \approx 47,65 \frac{N}{mm^2} \quad (7.4)$$

Dieser Zusammenhang wird mit MECHANICA überprüft und näher untersucht.

7.3 CAD-Modell

In Pro/ENGINEER erzeugen wir im Teilemodus jeweils eine Fläche als Querschnitt der Hohlwelle bzw. Nabe gem. der Aufgabenstellung (Abb. 7-01), um in MECHANICA mit der 2D-Achsenymmetrie rechnen zu können.

Wir wählen die Menüfolge **Editieren→Füllen...**, um eine ebene Fläche zu skizzieren. Als Skizzierebene wird die XY-Ebene des Koordinatensystems gem. der Abb. 7-02 gewählt. Definitionsgemäß muss die Geometrie in der positiven X-Richtung liegen, also vollständig im 1. und 4. Quadranten des kartesischen Koordinatensystems. Die Y-Achse wird die spätere rotationssymmetrische Drehachse des 2D-Modells bilden.

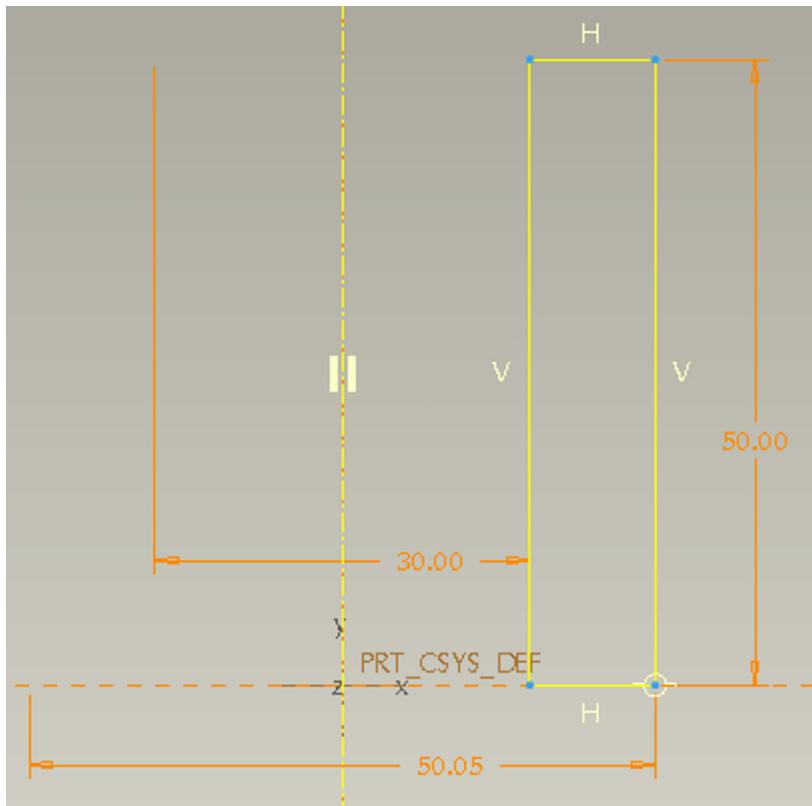


Abb. 7-02: Skizze des halben Wellenquerschnitts

Die Skizze sollte gem. der Abb. 7-02 aussehen, dabei wird zusätzlich die Spiegelsymmetrie ausgenutzt. Wir beenden den Skizzierer und definieren daraufhin analog die Fläche für die Nabe (Abb. 7-03). Dazu wird wiederum die Menüfolge **Editieren→Füllen...** gewählt.

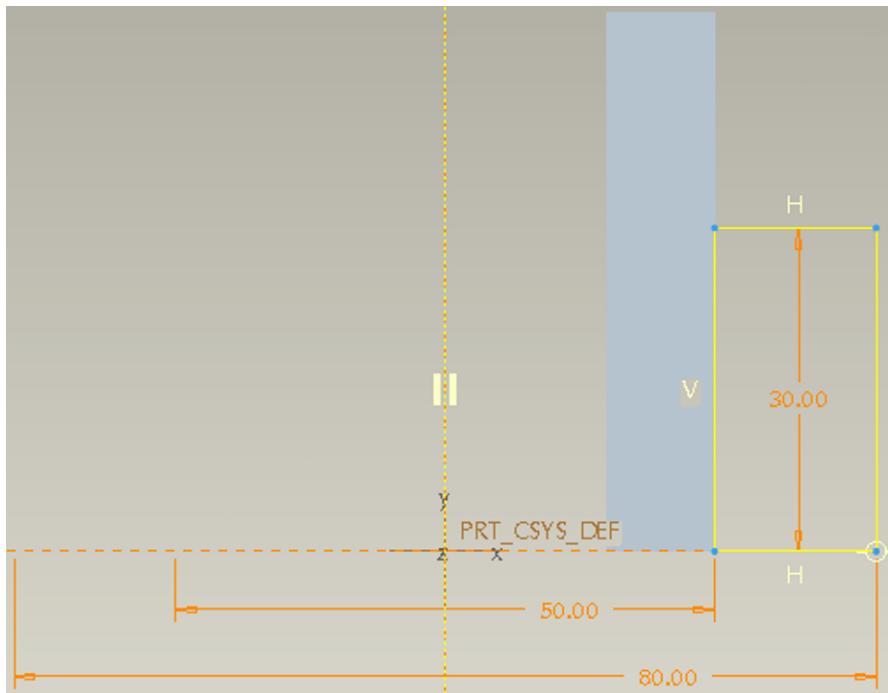


Abb. 7-03: Skizze des halben Nabenquerschnitts

Wir beenden die Skizze, der Geometrieaufbau in Pro/ENGINEER ist damit abgeschlossen.

7.4 Statische Analyse der Hohlwelle

Nun erfolgt der Wechsel nach MECHANICA: **Applikationen→Mechanica**, anschließend werden die Einheiten [**mmNs**] bestätigt. In der nächsten Maske (Abb. 7-04) wird der Modelltyp definiert.

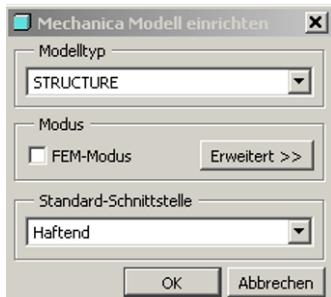


Abb. 7-04: Mechanica-Modelltyp

Wir klicken im Fenster für den Modelltyp auf <**Erweitert**>, dort wird die 2D-Achsenymmetrie gem. der Abb. 7-05 aktiviert. Zunächst wird das Koordinatensystem gewählt, daraufhin die Fläche der Welle (Abb. 7-05).

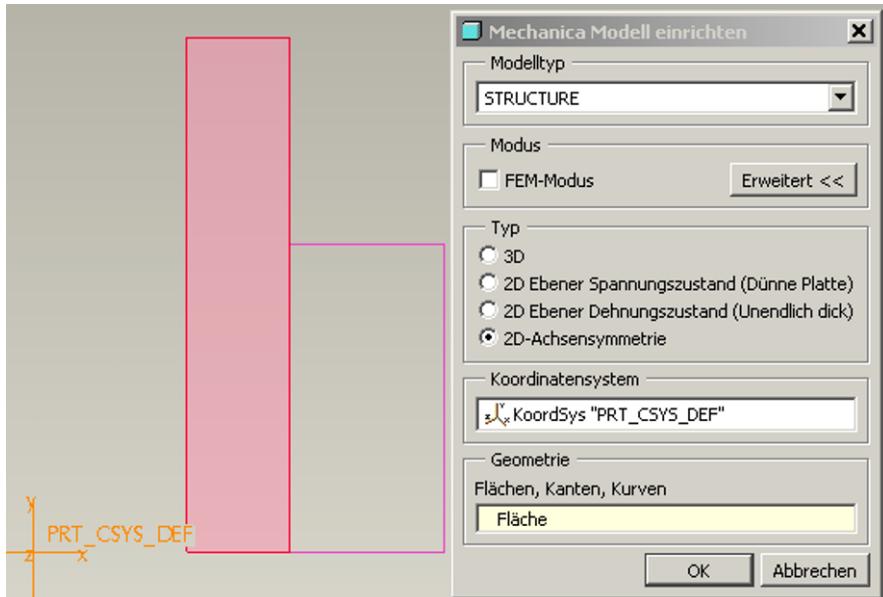


Abb. 7-05: Modelltyp <2D-Achsenymmetrie> für die Hohlwelle

Die Definition wird mittels <**OK**> abgeschlossen, danach erscheint die bekannte Informationsmeldung gem. der Abb. 7-06.

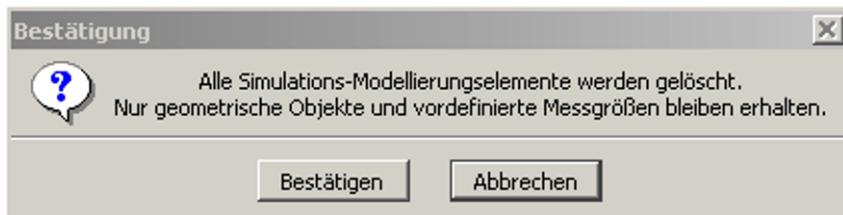


Abb. 7-06: Informationsfenster

Nach dem Bestätigen der Informationsabfrage wird die gewählte ebene Geometrie hervorgehoben. An dieser Stelle soll die geplante Vorgehensweise bei der Simulation näher erläutert werden. Allgemein hat man in MECHANICA mehrere Möglichkeiten, einen Pressverband zu rechnen. Sehr beliebt ist z. B. die Analyse im unabhängigen Modus (**Datei→Unabhängiges Mechanica...**), wobei dort die einzelnen Teile auseinander geschoben werden, dann vernetzt (Handvernetzung möglich!), anschließend samt Netz wieder zusammen geschoben und mit der tatsächlichen Durchdringung gerechnet werden.

Hier wird die konventionelle Methode gezeigt, dabei erfolgt die Simulation in zwei Schritten: Als Erstes wird die Hohlwelle mittels einer Abkühlung (Temperaturdifferenz) solange geschrumpft, bis sie mindestens passend ist.

Im zweiten Rechenlauf wird auch die Nabe berücksichtigt, dabei wird die Welle mit der gleichen Temperaturdifferenz erwärmt und somit aufgeweitet. Die einzige Voraussetzung dabei ist, dass während der zweiten Analyse die Materialeigenschaften der Nabe einen Wärmeausdehnungskoeffizienten gleich 0 erhalten. Mit dieser Vorgehensweise simuliert man einen in der Realität tatsächlich möglichen Montagevorgang.

Zunächst wird das Material der Welle mittels **Eigenschaften→Materialzuweisung...** festgelegt (Abb. 7-07).

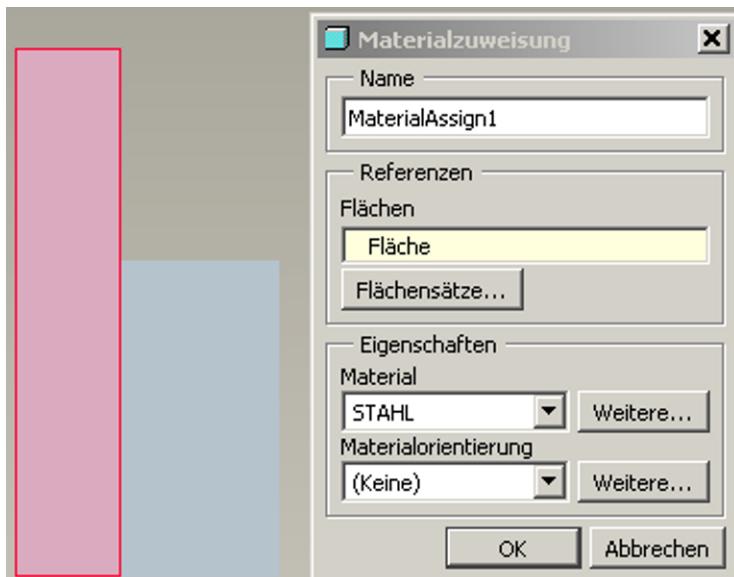


Abb. 7-07: Materialzuweisung für die Hohlwelle

Wir beenden die Definition mit <OK>. Analog zum ebenen Dehnungszustand wird hier mit dem Elementtyp 2D-Volumenkörper vernetzt, was, wie schon bekannt, bedeutet, dass keine rotatorischen Freiheitsgrade existieren.

Wir wählen dann die Menüfolge **Einfügen→Verschiebungsrandbedingung...**, daraufhin erscheint das Definitionsfenster für die Randbedingungen. Die einzige noch freie Verschiebung – die Y-Koordinate – wird an der Symmetriekante gem. der Abb. 7-08 gesperrt.

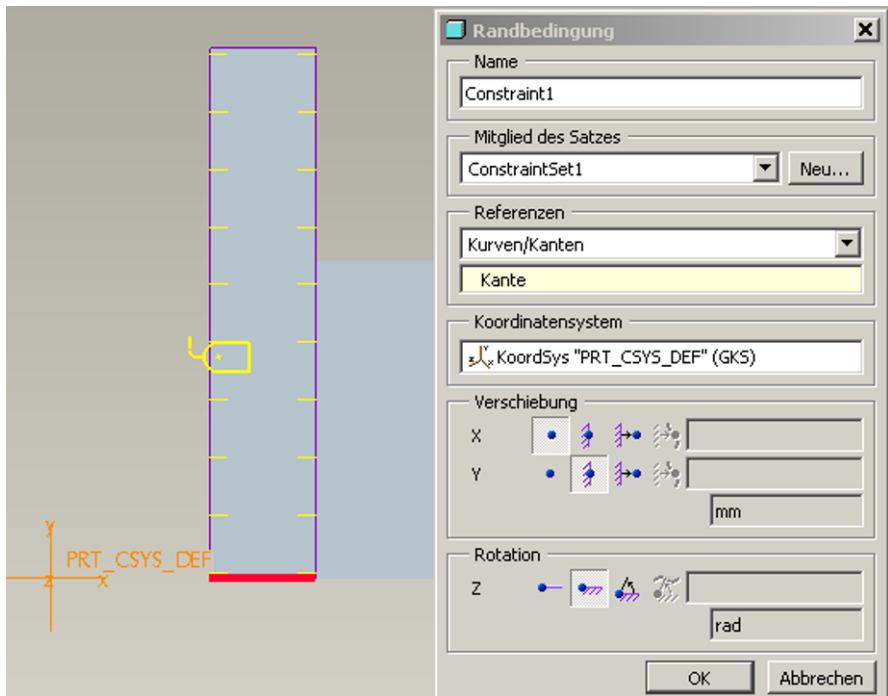


Abb. 7-08: Randbedingung der Symmetrie. Bei einer 2D-Achsenymmetrie fehlt lediglich die Randbedingung für die Verschiebung entlang der Y-Achse als Rotationsachse, um ein statisch bestimmt gelagertes Modell zu erhalten.

Wir beenden die Definition der Randbedingung mit <OK>. Anschließend wird eine Temperaturlast (Abkühlung) mittels der Menüfolge **Einfügen**→**Temperaturlast**→**Global...** erzeugt (Abb. 7-09).

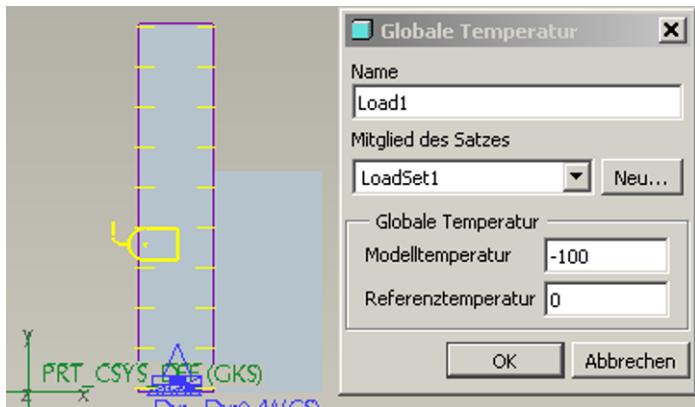


Abb. 7-09: Temperaturlast Abkühlen um 100 °C

Die Temperaturdifferenz von 100 °C (oder K) ist willkürlich. Diese Analyse ist linear, es besteht also ein linearer Zusammenhang zwischen der Temperaturdifferenz und der auszuwertenden Verschiebung in X-Richtung (Schrumpfung im Radius). Wir beenden die Lastdefinition mit <OK>.

Mittels der Menüfolge **Analyse→Mechanica Analysen/Studien...** und dann im bekannten Analysefenster **Datei→Neue statische Analyse...** wird nun eine statische Analyse gem. der Abb. 7-10 definiert.

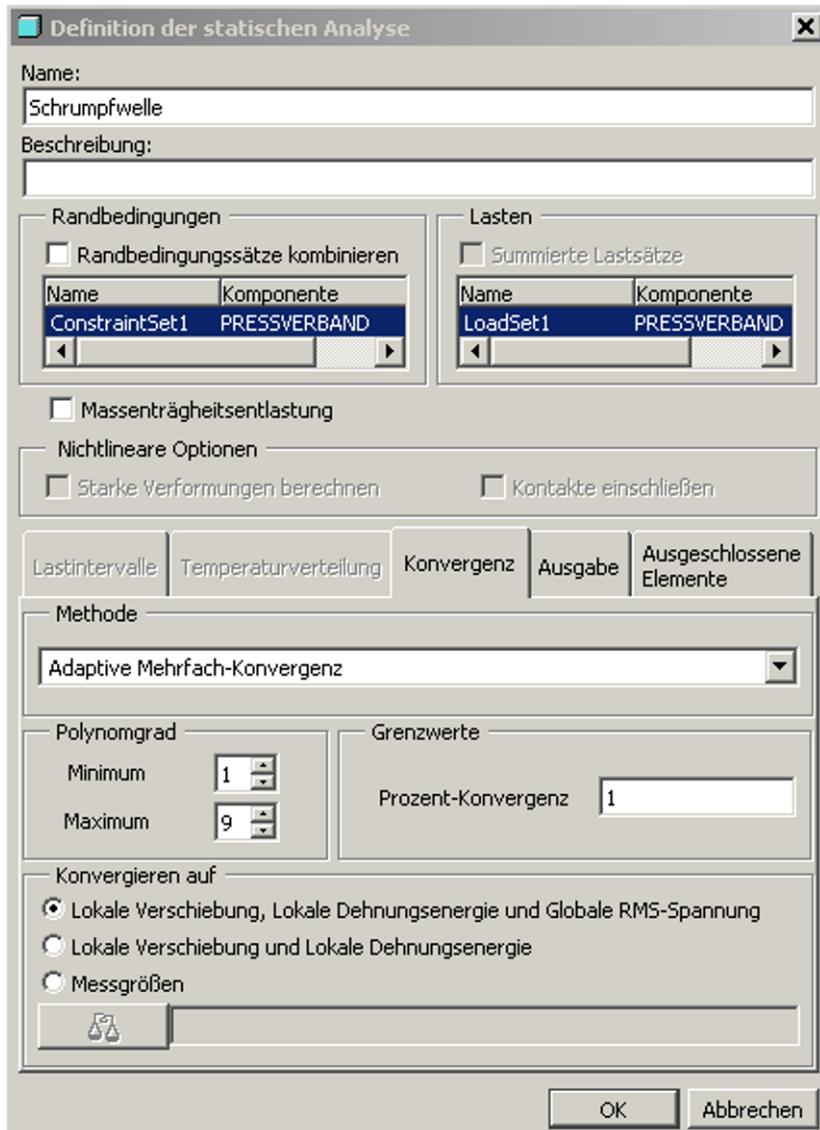


Abb. 7-10: Statische Analyse der Hohlwelle

Die Analysedefinition erhält wie üblich einen Namen und wird mit <OK> abgeschlossen. Daraufhin wird die Analyse ausgeführt (grüne Fahne in der Abb. 7-11). Im Statusbericht (**Info→Status...**, Abb. 7-12) kann die Anzahl der Elemente kontrolliert werden. Dabei hat MECHANICA nur ein einziges 2D-Volumenelement gem. der Abb. 7-12 erzeugt.

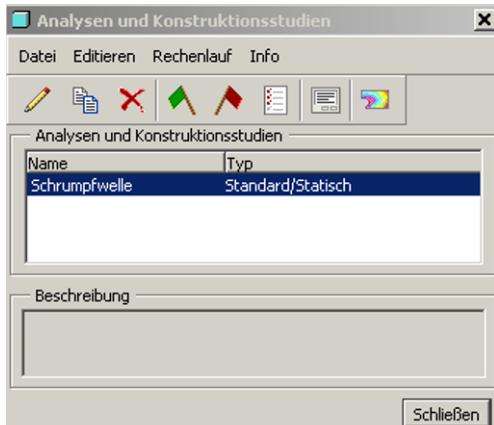


Abb. 7-11: Definition der statischen Analyse fertig

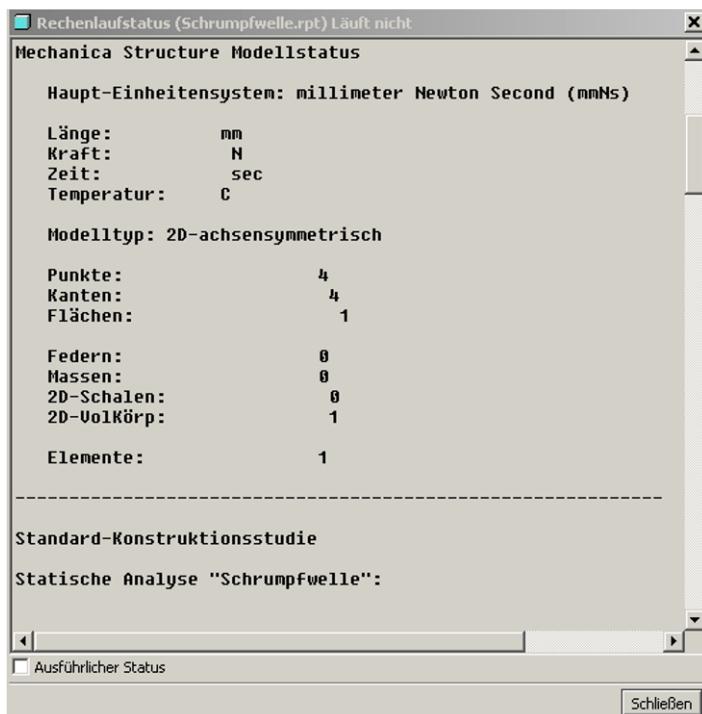


Abb. 7-12: Anzahl der Elemente im Statusbericht

Weiter im Statusbericht können die berechneten Messgrößen abgelesen werden (Abb. 7-13). Nach dem Statusbericht beträgt die maximale Verschiebung in X-Richtung (**max_disp_x**) -0,03 mm. Das ist die gesuchte Schrumpfung der Welle im Radius bei der Temperaturdifferenz von 100 °C. Folglich wird der Außen-durchmesser der Hohlwelle um 0,06 mm verkleinert und die Hohlwelle dann um 100°C erwärmt. Die Nabe darf dabei nicht auf die Temperaturdifferenz reagieren, sondern erfährt nur die Stützwirkung.

Streng genommen könnte analog dazu auch der Innendurchmesser der Hohl-welle korrigiert werden, wobei dies hier natürlich keinen größeren Einfluss auf die Flächenpressung haben würde.

Name	Wert	Konvergenz
max_disp_mag:	6.709546e-02	0.0%
max_disp_x:	-3.003000e-02	0.0%
max_disp_y:	-6.000000e-02	0.0%
max_disp_z:	0.000000e+00	0.0%
max_prin_mag:	-1.580976e-12	3.6%
max_rot_mag:	0.000000e+00	0.0%
max_rot_x:	0.000000e+00	0.0%
max_rot_y:	0.000000e+00	0.0%
max_rot_z:	0.000000e+00	0.0%
max_stress_prin:	8.530658e-13	2.7%
max_stress_vm:	1.415183e-12	3.9%
max_stress_xx:	-1.558749e-12	74.7%
max_stress_xy:	2.992196e-13	4.3%
max_stress_xz:	0.000000e+00	0.0%
max_stress_yy:	-1.173440e-12	42.5%
max_stress_yz:	0.000000e+00	0.0%
max_stress_zz:	-1.138412e-12	33.8%
min_stress_prin:	-1.580976e-12	3.6%
strain_energy:	1.455192e-11	100.0%

Analyse "Schrumpfwelle" abgeschlossen (13:03:27)

Arbeits- und Plattenspeicher-Belegung:

Ausführlicher Status

Schließen

Abb. 7-13: Ergebnisse der Messgrößen im Statusbericht

Wir beenden den Statusbericht mit <Schließen> und wechseln in den Teilemo-dus von Pro/ENGINEER mittels **Applikationen→Standard**. Die Geometrie der

Hohlwelle kann nun nach einem Doppelklick auf die Fläche modifiziert werden (Abb. 7-14).

An dieser Stelle soll der Anwender darauf aufmerksam gemacht werden, dass der Spalt zwischen der Hohlwelle und der Nabe nun 0,005 mm (im Radius) beträgt. Die Genauigkeit des Modells (**Editieren→Setup... →Genauigkeit** in Wildfire 4 bzw. **Datei→Eigenschaften** in Wildfire 5) sollte absolut mindestens 0,001 mm betragen. Dieser Wert ist für die meisten Problemstellungen im Maschinenbau ausreichend (Kap. 3.1).

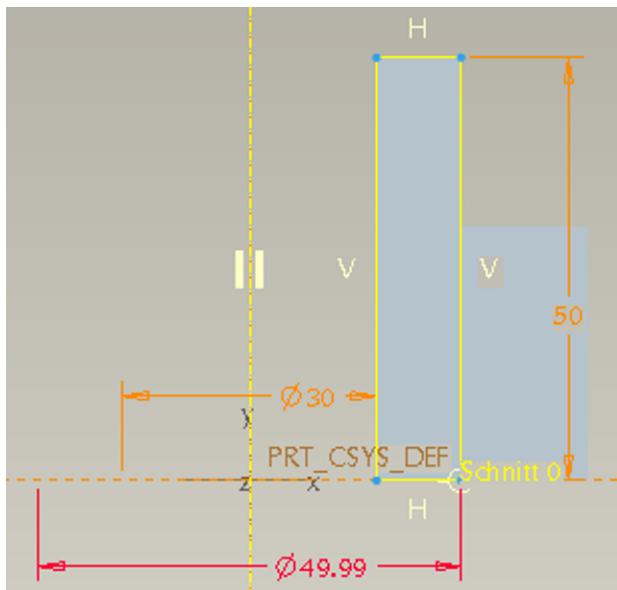


Abb. 7-14: Korrektur des Außendurchmessers der Welle um 0,06 mm

Nach dem Regenerieren wechseln wir wieder in den Modus von MECHANICA (**Applikationen→Mechanica**).

7.5 Kontaktanalyse

Nun müssen auch die Eigenschaften der Nabe berücksichtigt werden. Mittels **Editieren→Mechanica Modell einrichten...** erreicht man die Maske für den Modelltyp, dort wird die Fläche der Nabe mit angeklickt (STRG-Taste benutzen, Abb. 7-15). Nach dem Bestätigen mit **<OK>** wird auch die Fläche der Nabe hervorgehoben. Daraufhin soll die Randbedingung vervollständigt werden, dazu wird die Definition z. B. mit einem Doppelklick auf das Symbol der Randbedingung im Arbeitsfenster aufgerufen (Abb. 7-16). Hier sollte bei der Kantenauswahl ebenfalls die STRG-Taste benutzt werden.

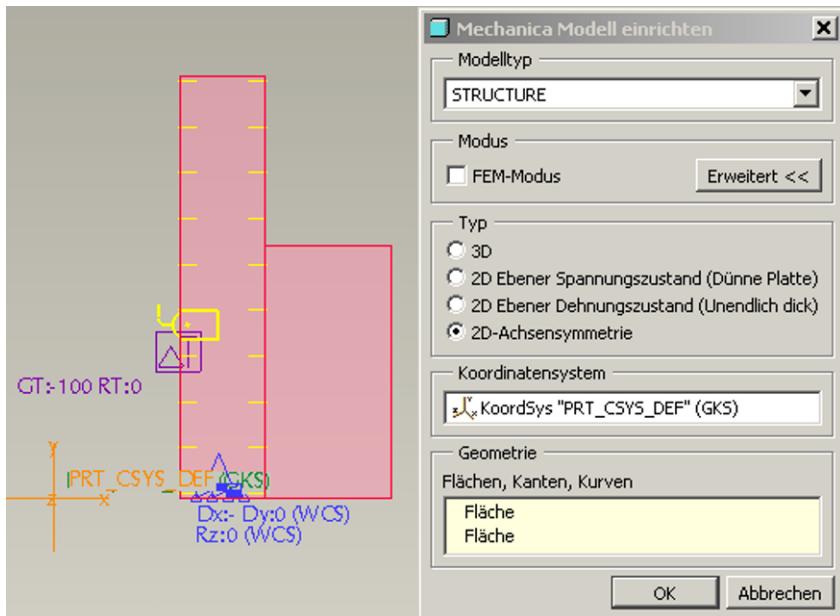


Abb. 7-15: Modelltyp 2D-Achsenymmetrie

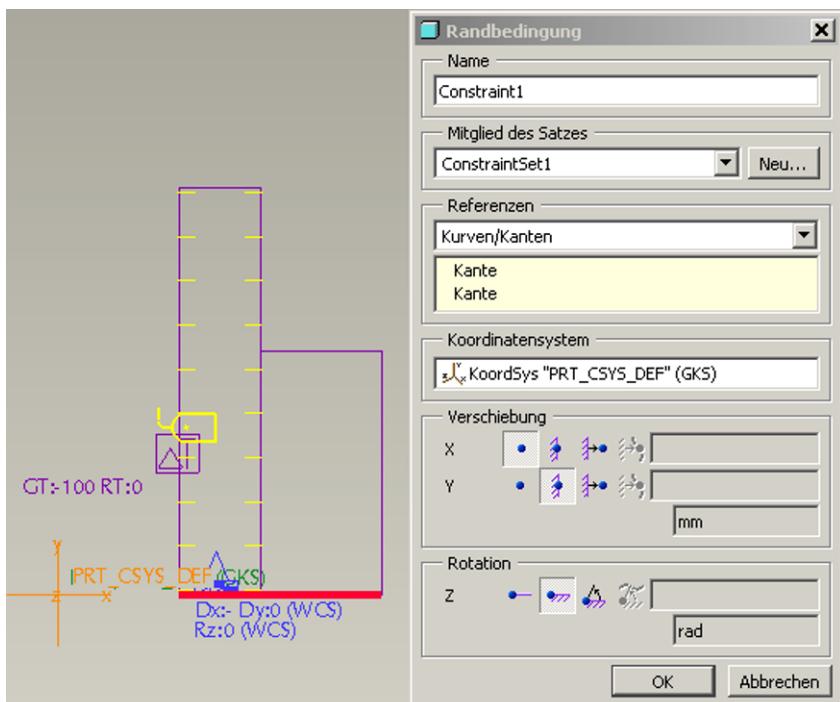


Abb. 7-16: Korrektur der Randbedingung

Nun sollen die Materialeigenschaften der Nabe erstellt werden, dazu könnte man z. B. das Material der Hohlwelle kopieren und den Wärmeausdehnungskoeffizienten gem. der Abb. 7-17 auf 0 setzen.

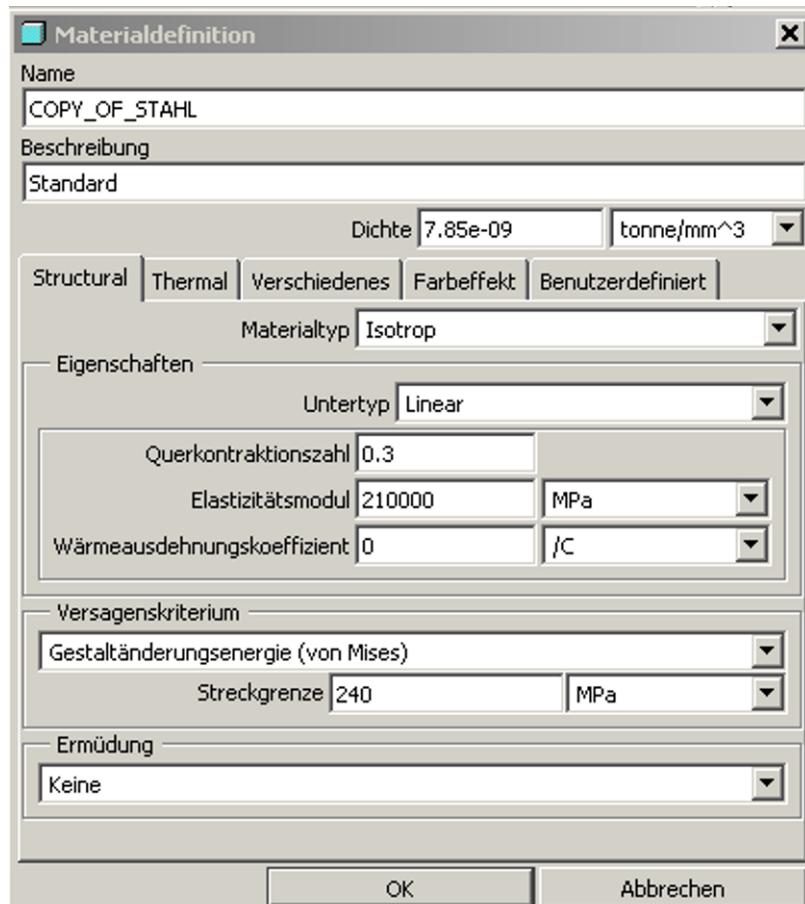


Abb. 7-17: Kopie der Materialeigenschaften. Wärmeausdehnungskoeffizient wurde auf 0 gesetzt.

Mittels der Menüfolge **Eigenschaften→Materialzuweisung...** wird das modifizierte Material zugewiesen (Abb. 7-18).

Die Materialdefinitionen lassen sich gut kontrollieren, da die Symbole ebenfalls mit einem Doppelklick im Arbeitsfenster oder aus dem Modellbaum heraus editiert werden können. Falsch eingegebene Materialeigenschaften sind eine nicht zu vernachlässigende Fehlerquelle, insbesondere bei Neueinsteigern in MECHANICA. Hier sollte doppelt und dreifach kontrolliert werden, das ingenieurmäßige Vorgehen duldet keine zu schnelle oder hektische Arbeitsweise.

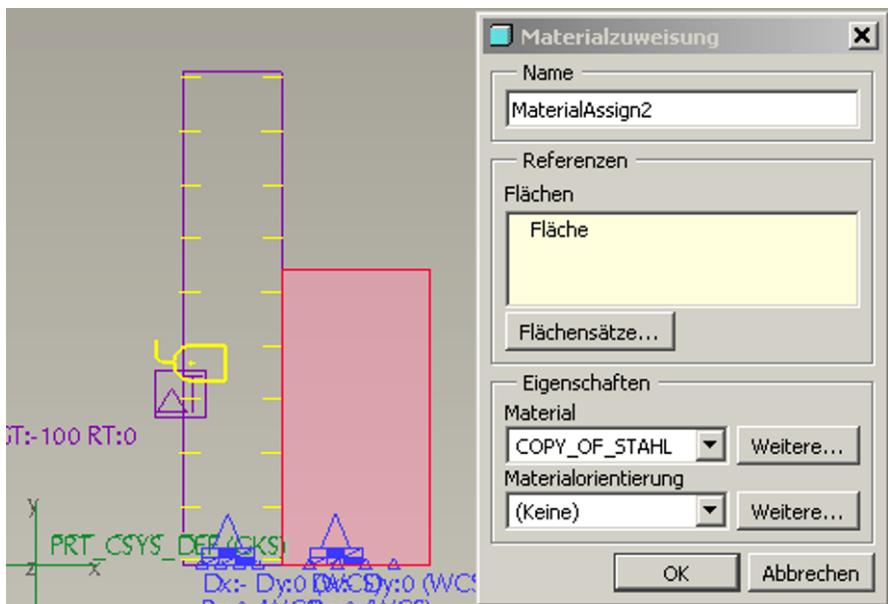


Abb. 7-18: Materialeigenschaften der Nabe

Als Nächstes soll die Temperaturlast (Symbol im Arbeitsfenster doppelklicken) umgekehrt werden (Abb. 7-19).

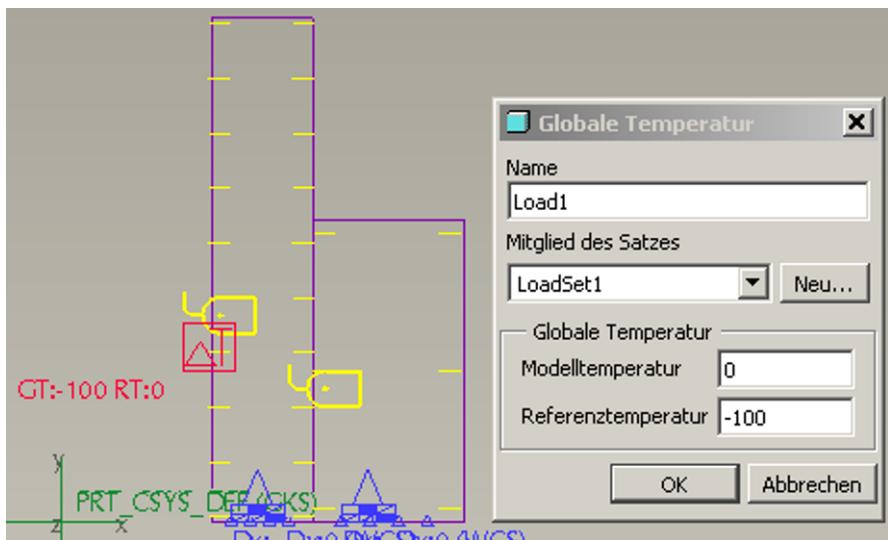


Abb. 7-19: Umkehrung der Temperaturlast

Das Modell wird nun von -100°C auf 0°C erwärmt. Wir beenden die Korrektur der Temperaturlast mit <OK>.

Jetzt soll der Anwender eine neue wichtige Funktion von MECHANICA kennen lernen – die Kontaktbedingung. Wir wählen die Menüfolge **Einfügen→Verbindung→Schnittstelle...**, daraufhin erscheint die Maske gem. der Abb. 7-20. Die beiden Fugenkanten werden nacheinander angeklickt, zwecks der Übersichtlichkeit zuerst die Innenkante der Nabe, dann die Außenkante der Welle (Abb. 7-21).

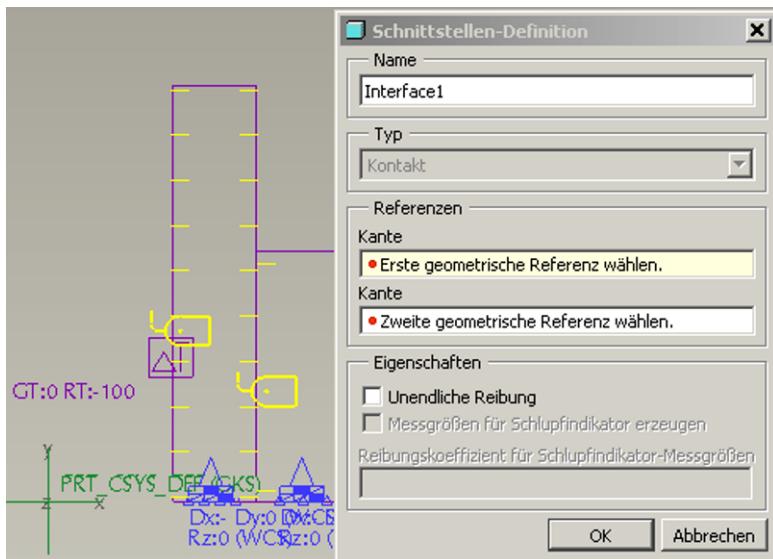


Abb. 7-20: Definition einer Schnittstelle

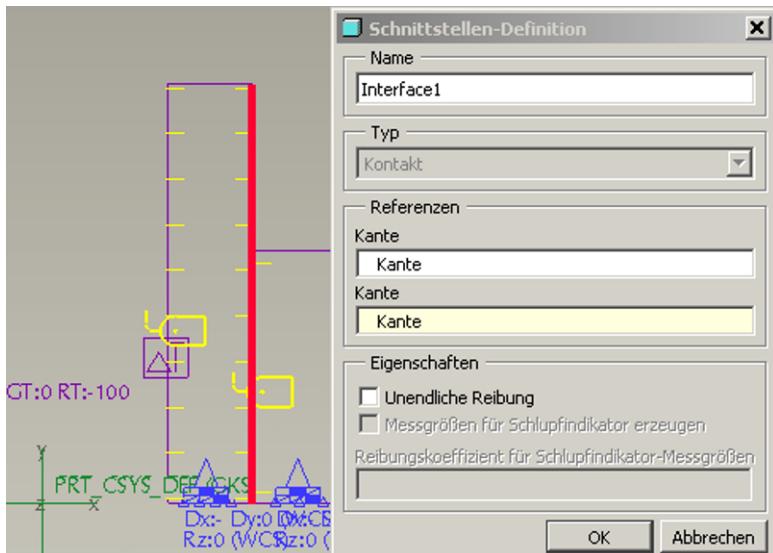


Abb. 7-21: Kontaktdefinition

Wir beenden die Kontaktdefinition mit <OK>. MECHANICA erzeugt dabei automatisch mehrere Messgrößen, vgl. Modellbaum gem. der Abb. 7-22.

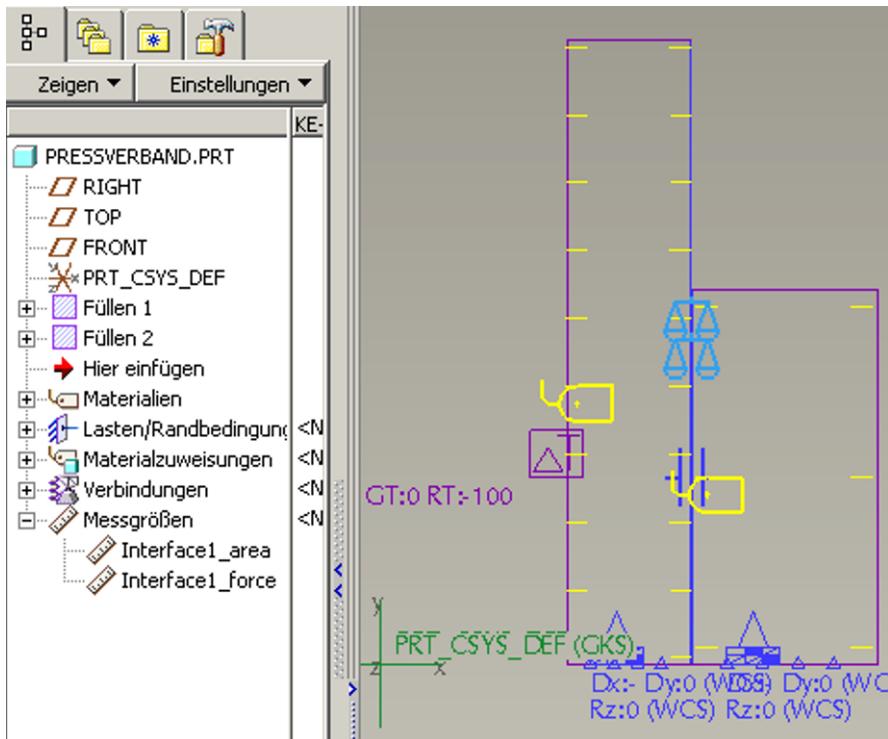


Abb. 7-22: Modellbaum nach der Kontaktdefinition. Einige Messgrößen werden bei fehlender Reibung unterdrückt und, je nach Einstellungen der Modellbaumfilter, nicht dargestellt.

Manche Messgrößen können bei einer Kontaktbedingung ganz nützlich sein: Beispielsweise entspricht die über den Kontaktbereich integrierte Kontaktkraft (hier **Interface1_force**) bei diesem 2D-Modell etwa dem Produkt von dem mittleren Fugendruck und der Kontaktfläche. Multipliziert man die berechnete Kontaktkraft mit dem Haftreibungskoeffizienten der Fugenverbindung und dem Fugenradius, dann erhält man damit direkt das maximal übertragbare Drehmoment (Rutschmoment) von dem (hier) halben Pressverband. Bei einem 3D-Modell wäre jedoch eine benutzerdefinierte Messgröße vom Typ „Last“ die passende hierfür, denn diese Art der Lastsumme hat kein Vorzeichen und entspricht tatsächlich dem Produkt der gemessenen Kontaktfläche und der mittleren Flächenpressung.

Wir möchten den Anwender darauf hinweisen, dass hier eine nichtlineare (iterative) Kontaktanalyse durchgeführt wird. Diese erfordert unbedingt ein feines Netz im Kontaktbereich, sofern die Flächenpressung, wie in diesem Fall, möglichst genau gerechnet werden kann. Methoden der Netzverfeinerung sind in MECHANICA zahlreich vorhanden. Bei der Aufgabe der Lochscheibe wurde eine

sehr effektive AutoGEM-Steuerung „**Kantenverteilung**“ genutzt. Besonders leistungsfähig sind außerdem die Optionen zu Volumenbereichen bzw. Flächenbereichen (**Einfügen→Flächenbereich...**). Weiterhin wird das Einfügen von Bezugspunkten auf der Oberfläche ebenfalls eine Netzverfeinerung bewirken. Dem Anwender bleibt letztendlich keine bessere Alternative als die Netzverfeinerungsmethoden selbst zu testen und zu bewerten.

Wir beeinflussen zunächst den automatischen Vernetzer AutoGEM mittels der Menüfolge **AutoGEM→Einstellungen...** (Abb. 7-23).

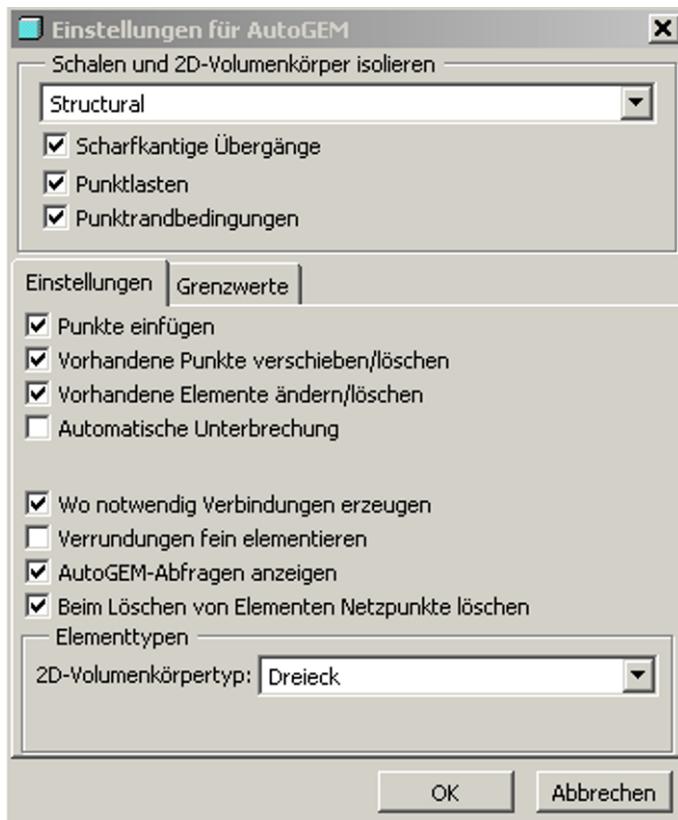


Abb. 7-23: Einstellungen für AutoGEM. Die gewählten Einstellungen gem. der Abbildung sind für einen Anfänger in MECHANICA erfahrungsgemäß empfehlenswert.

Analog der Abb. 7-23 wurde beispielhaft der Elementtyp **<Viereck>** ausgeschaltet. Weiterhin ist die Option **<AutoGEM-Abfragen anzeigen>** aktiviert. Dies erlaubt ggf. ein Eingreifen in die Vernetzungsroutine.

Man kann auch die geometrischen Grenzwerte für das Erzeugen von Elementen (hier nur Dreiecke) korrigieren. Wir wechseln zur Registerkarte **<Grenzwerte>** und entschärfen die Spitzwinkligkeit der Dreieckselemente auf 25° (Abb. 7-24).

Theoretisch kann der minimale Kantenwinkel bis zu 30° (praktisch jedoch fast nie umsetzbar) betragen. Diese Korrektur bewirkt, dass mehr p-Elemente im Modell entstehen.

Für den Anwender ist es wichtig zu wissen, dass sich die Einstellungen des AutoGEM gegenseitig beeinflussen. Das Eingreifen in die AutoGEM-Standardwerte für die Elementerzeugung kann dazu führen, dass MECHANICA kein Netz erstellen kann.

Man sollte folglich intensiv testen und ausprobieren, um den automatischen Vernetzer von MECHANICA sicher steuern zu können.



Abb. 7-24: Elementgrenzwerte für AutoGEM

Die AutoGEM-Einstellungen werden mit <OK> bestätigt.

Wir wählen außerdem die globale Netzverfeinerung **AutoGEM→Steuerung...** gem. der Abb. 7-25. Die Größe der Elemente wird beispielhaft auf 0,5 mm begrenzt. Diese Methode ist zwar sehr effizient, hier jedoch etwas plump, da damit

das gesamte Modell fein vernetzt wird, obwohl hauptsächlich der Kontaktbereich von Interesse ist.

Dem Anwender wird empfohlen, im Anschluss an die Übung auf jeden Fall eigene alternative Netzverfeinerungsmethoden zu testen. Möglich wären die Optionen <Kantenverteilung>, Flächenbereiche, oder z. B. die AutoGEM-Steuerung <Maximale Elementgröße> könnte auch lokal nur bestimmte Kanten, Flächen oder Flächenbereiche betreffen usw.

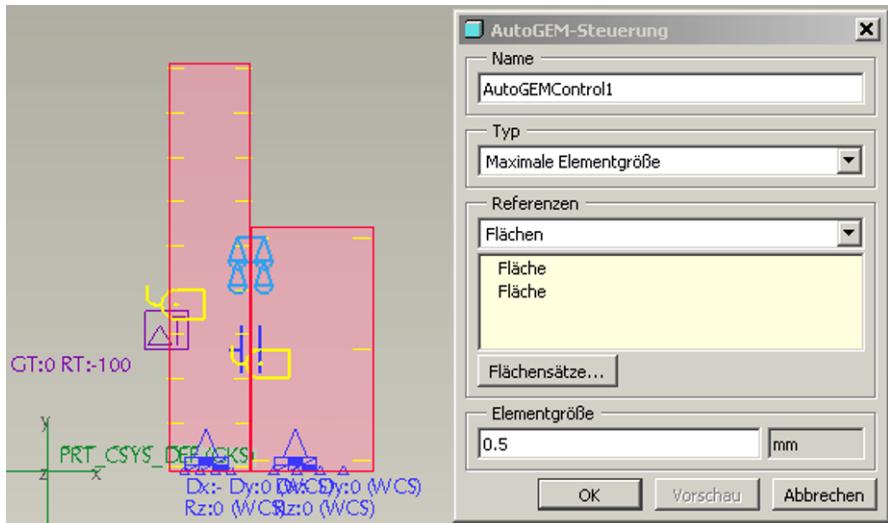


Abb. 7-25: Maximale Elementgröße für AutoGEM 0,5 mm

Wir beenden die AutoGEM-Steuerung mit <OK>. Diesmal wird das Netz vor der Analyse erstellt und bewertet. Wir wählen die Menüfolge **AutoGEM→Erzeugen...** gem. der Abb. 7-26.



Abb. 7-26: AutoGEM

Wir klicken auf <Erzeugen>, um die Vernetzung analog der Abb. 7-27 zu erstellen.

Die Netzdarstellung, genauer gesagt die Simulationsdarstellung, lässt sich mittels **Ansicht→Simulationsdarstellung...** verändern, danach kann der Anwender unter der Registerkarte <Netz> z. B. die Netzpunkte ausblenden usw.

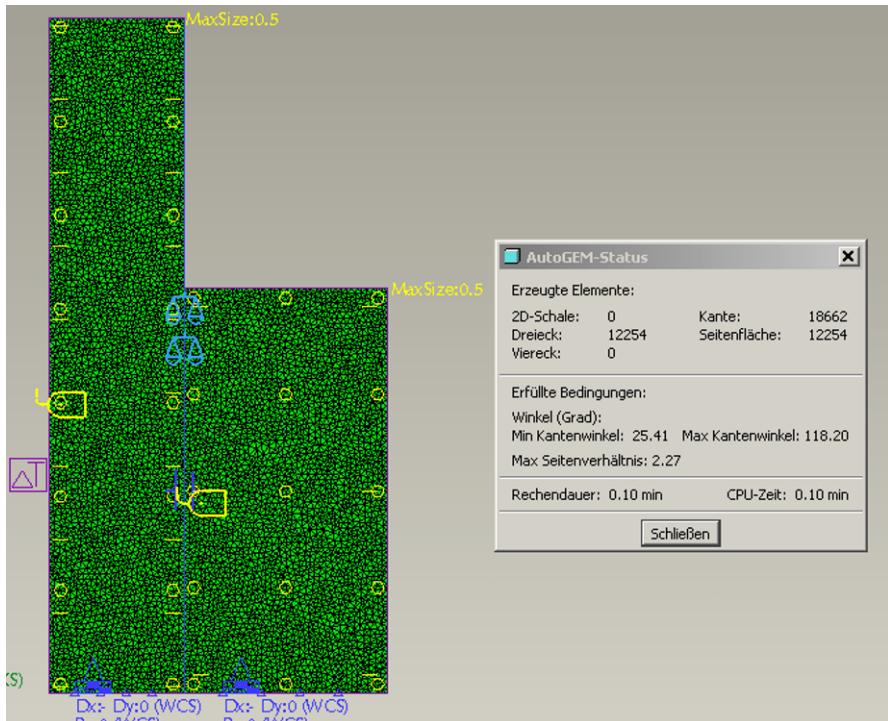


Abb. 7-27: Automatische Vernetzung des AutoGEM. Netzpunkte (in einem h-Programm würde man dazu „Knoten“ sagen) sind ausgeblendet.

Die Anzahl der Elemente (hier über 12000 Dreiecke) kann je nach erfüllten Bedingungen leicht variieren. Wir klicken auf <Schließen> (Abb. 7-27), dann im nächsten Fenster wieder auf <Schließen> gem. der Abb. 7-28.



Abb. 7-28: AutoGEM

Das Netz wird mit <Ja> (Abb. 7-29) gespeichert.

Die Vernetzungsroutine lässt sich theoretisch am erstellten Netz mehrmals wiederholen. Damit könnte das bereits vorhandene Netz etwas optimiert werden.

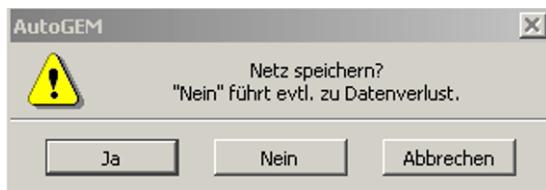


Abb. 7-29: AutoGEM-Abfrage

Mittels der Menüfolge **Analyse→Mechanica Analysen/Studien...** und dann im bekannten Analysefenster **Datei→Neue statische Analyse...** wird nun eine statische Analyse gem. der Abb. 7-30 definiert.

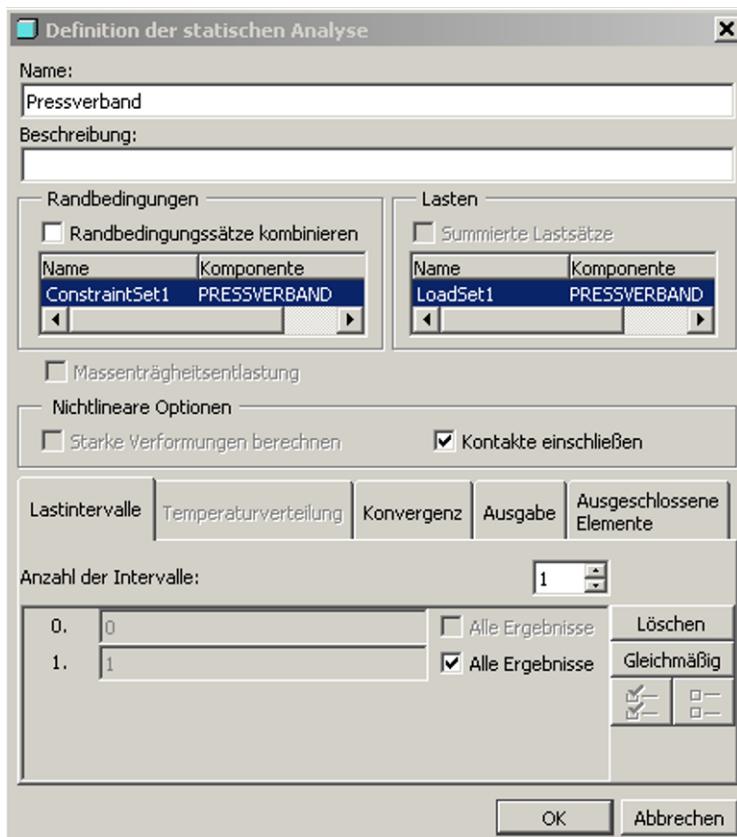


Abb. 7-30: Definition der Kontaktanalyse. Die Option „Kontakte einschließen“ muss aktiviert sein (auch in Wildfire 5 darauf achten!), um überhaupt eine nichtlineare Kontaktanalyse durchführen zu können.

Wir wechseln auf die Registerkarte <Konvergenz>, um die Konvergenzkriterien analog der Abb. 7-31 zu verschärfen.

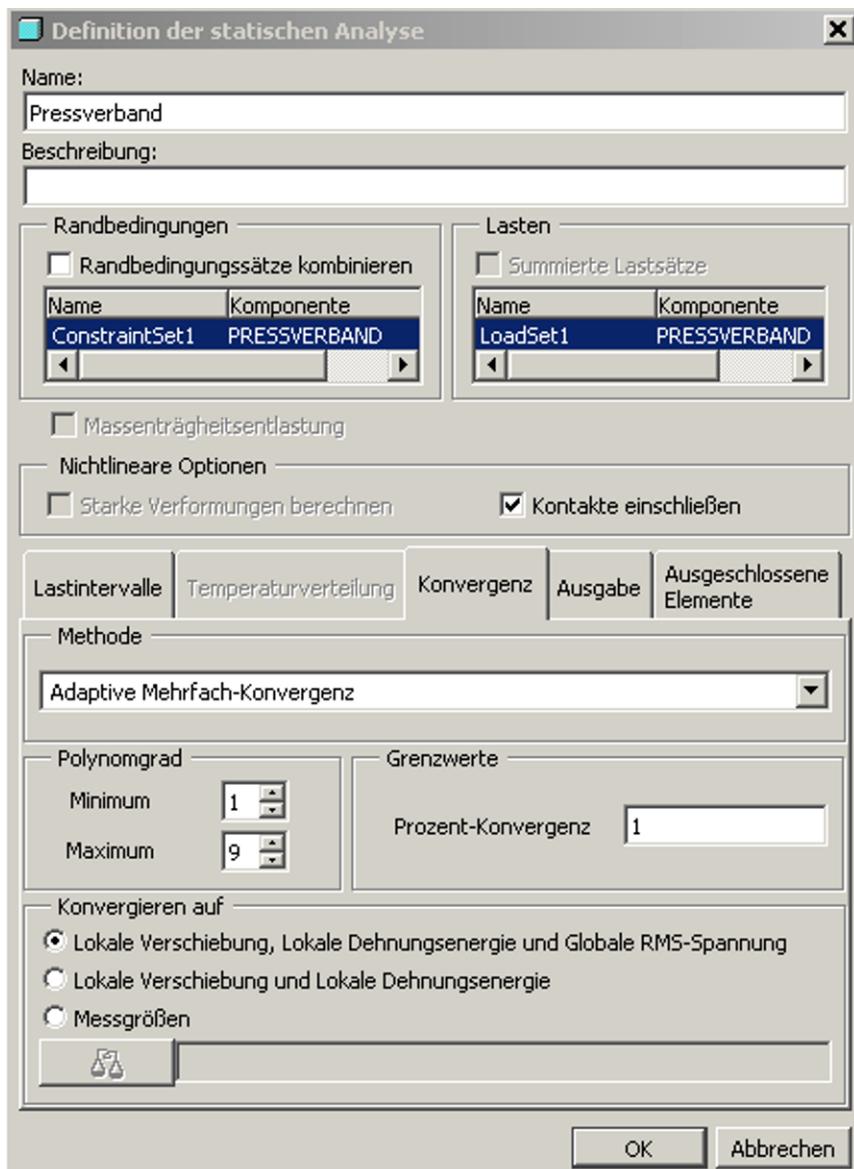


Abb. 7-31: Registerkarte Konvergenz. Bei einem 3D-Modell sollten die Standardeinstellungen allgemein beibehalten werden, um noch akzeptable Rechenzeiten zu erreichen.

Wir beenden die Definition der Kontaktanalyse mit <OK>, dann erscheint das bekannte Fenster für MECHANICA-Analysen (Abb. 7-32).

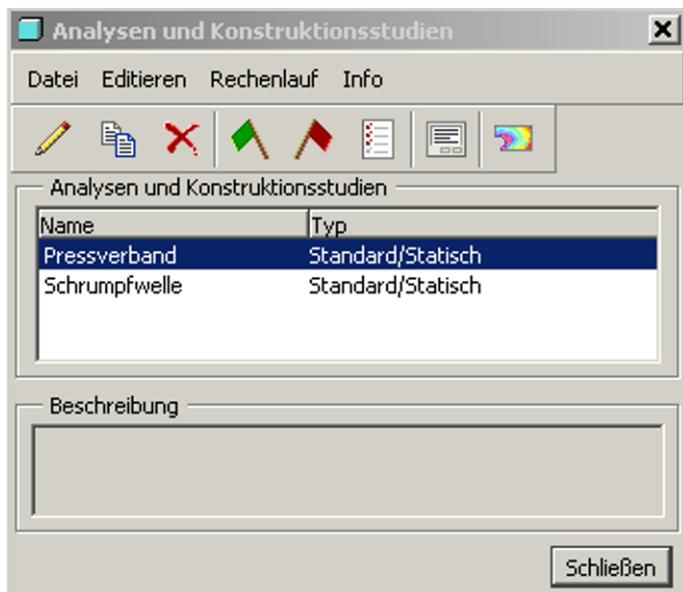


Abb. 7-32: Kontaktanalyse „Pressverband“ definiert

Daraufhin wird die Analyse ausgeführt (grüne Fahne in der Abb. 7-32). Im Statusbericht (**Info→Status...** gem. der Abb. 7-33) kann die Anzahl der Elemente sowie der von MECHANICA erstellten Kontaktbedingungen kontrolliert werden.

Mechanica Structure Modellstatus	
Haupt-Einheitenystem: millimeter Newton Second (mmNs)	
Länge:	mm
Kraft:	N
Zeit:	sec
Temperatur:	C
Modelltyp: 2D-achsensymmetrisch	
Punkte:	6410
Kanten:	18662
Flächen:	12254
Federn:	0
Massen:	0
2D-Schalen:	0
2D-Volkörper:	12254
Elemente:	12254
Kontakte:	1
Standard-Konstruktionsstudie	
<input type="checkbox"/> Ausführlicher Status	

Abb. 7-33: Anzahl der Elemente und Kontaktbedingungen im Statusbericht

Aufgrund zahlreicher, zum großen Teil unnötiger, Elemente dauert diese Analyse deutlich länger, sodass der Anwender den Statusbericht „live“ erleben darf. Die Feinheit des p-Netzes hat jedoch den positiven Effekt, dass die Konvergenz bei niedrigen Polynomgraden (hier maximal 5) erreicht wird (Abb. 7-34).

Rechenlaufstatus (Pressverband.rpt) Läuft nicht

```
>> Bahn 5 <<
      Elementgleichungen werden berechnet          (20:06:0
      Gesamtzahl der Gleichungen: 108984
      Max. Kanten-Polynomgrad: 5
      Gleichungen werden gelöst          (20:06
      Lastinkrement 0 von 1
      Lastfaktor: 0.00000e+00
      Kontaktfläche: 0.00000e+00
      Verschiebungs- und Spannungsergebnisse werden berechne
      Lastinkrement 1 von 1
      Lastfaktor: 1.00000e+00
      Kontaktfläche: 4.71192e+03
      Verschiebungs- und Spannungsergebnisse werden berechne

      Post-Processing-Lösung          (20:09:31)
      Konvergenz wird geprüft          (20:09:31)
      Nicht konvergierte Elemente: 0
      Nicht konvergierte Kanten: 0
      Lokaler Index für Verschiebung/Energie: 0.8%
      Index für Globale RMS-Spannung: 0.1%

      Schätzungen des RMS-Spannungsfehlers:

      Lastsatz          Spannungsfehler % max. Hauptspannung
      -----          -----
      LoadSet1          9.47e-03    0.0% of 1.51e+02

 Ausführlicher Status

```

Abb. 7-34: Konvergenz im Statusbericht

Sobald die Analyse zu Ende ist, beenden wir den Statusbericht mit **<Schließen>** und erstellen einen Farbplot mittels der Schaltfläche  im Fenster für MECHANICA-Analysen (Abb. 7-32), daraufhin erfolgen die Einstellungen für das Ergebnisfenster gem. der Abb. 7-35.

Unter der Registerkarte **<Darstellungsoptionen>** deaktivieren wir üblicherweise den **<Farbübergang>**, um die Farbgrenzen scharf anzuzeigen (Abb. 7-35).

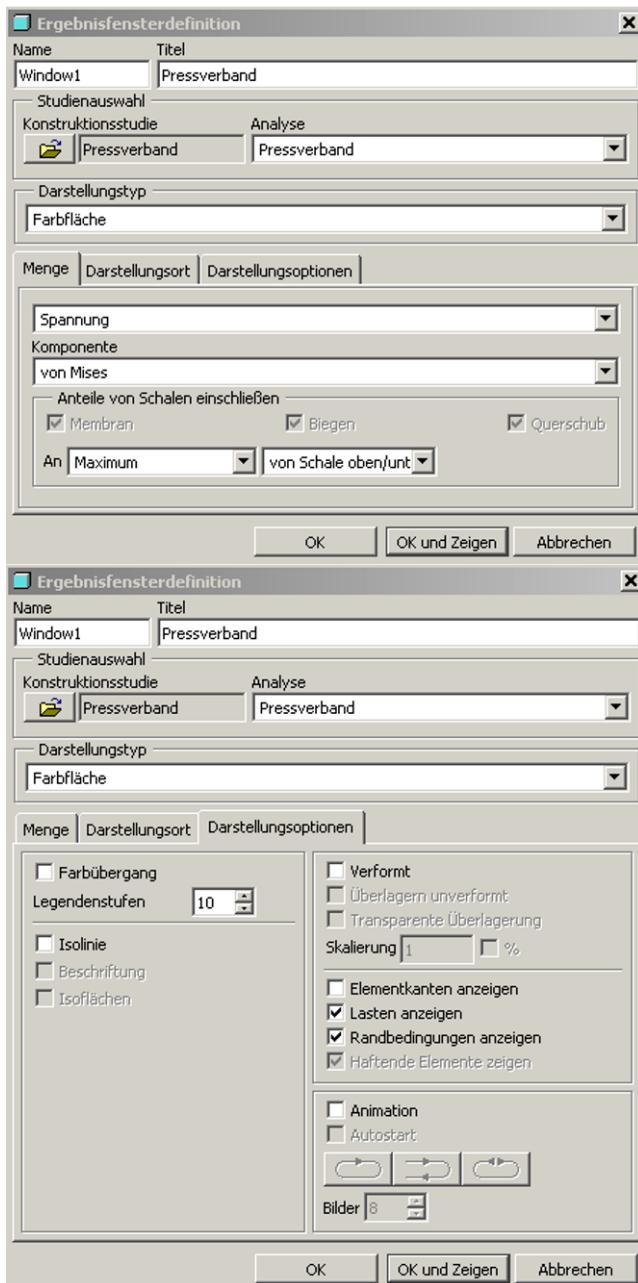


Abb. 7-35: Ergebnisfensterdefinition

Wir klicken auf <OK und Zeigen>. Mittels der Menüfolge **Format→Legende** kann die Farbskalierung nach Bedarf angepasst werden (Abb. 7-36).

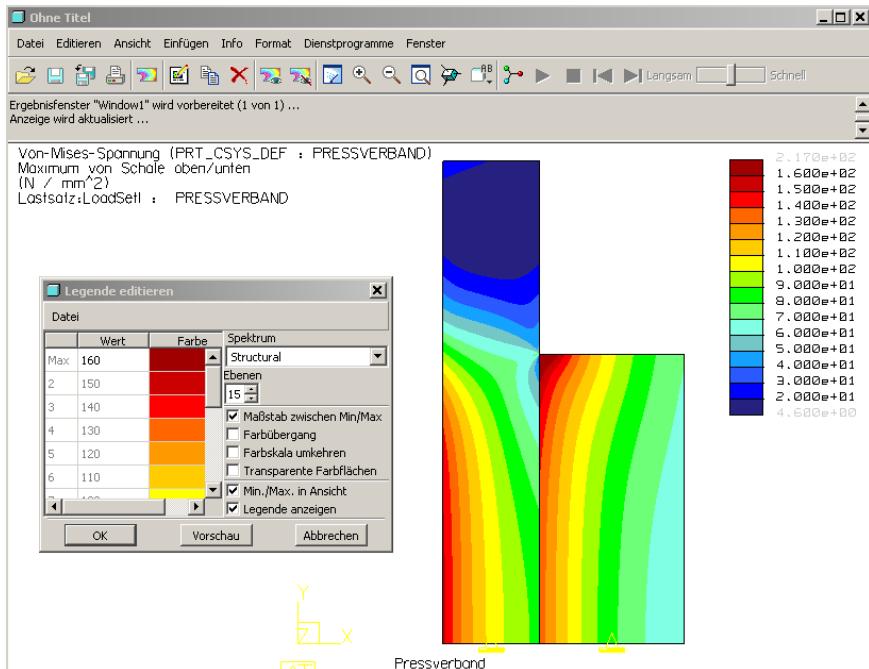


Abb. 7-36: Farbplot der Vergleichsspannung nach von Mises. Wie erwartet, erreicht die Vergleichsspannung der Hohlwelle das Maximum auf dem Innenradius.

Wir wählen dann **Editieren→Ergebnisfenster...**, um eine andere, graphische Definition gem. der Abb. 7-37 zu erstellen.

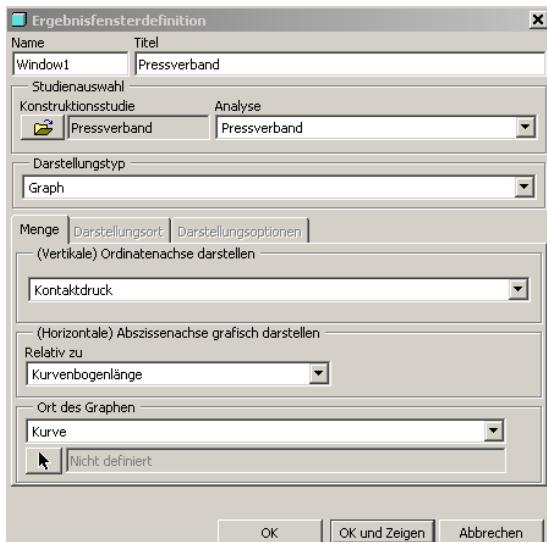


Abb. 7-37: Neue Ergebnisfensterdefinition

Wenn die Eingaben der Abb. 7-37 entsprechen, wird die Schaltfläche unter <Kurve> angeklickt, daraufhin erscheint die Modellgeometrie gem. der Abb. 7-38. Wir klicken auf die innere Kante der Nabe (Abb. 7-38) und bestätigen die Auswahl mit der mittleren Maustaste. Danach erscheint die Abfrage zum Graphanfang (Abb. 7-39, oben an der hervorgehobenen Kante).

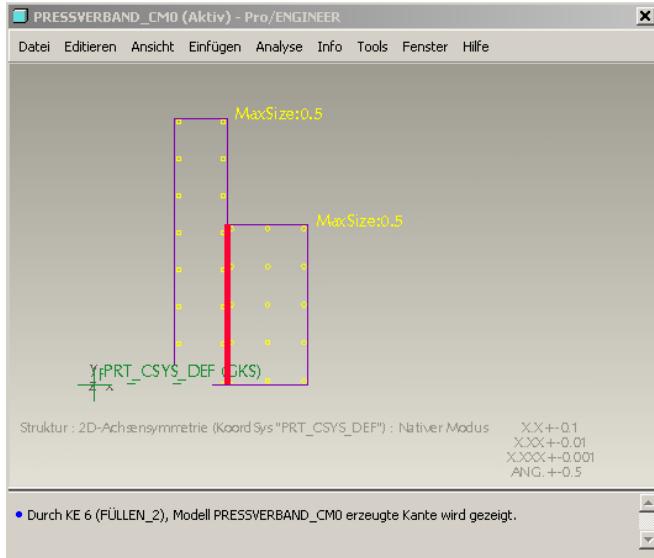


Abb. 7-38: Kantenauswahl für die graphische Darstellung

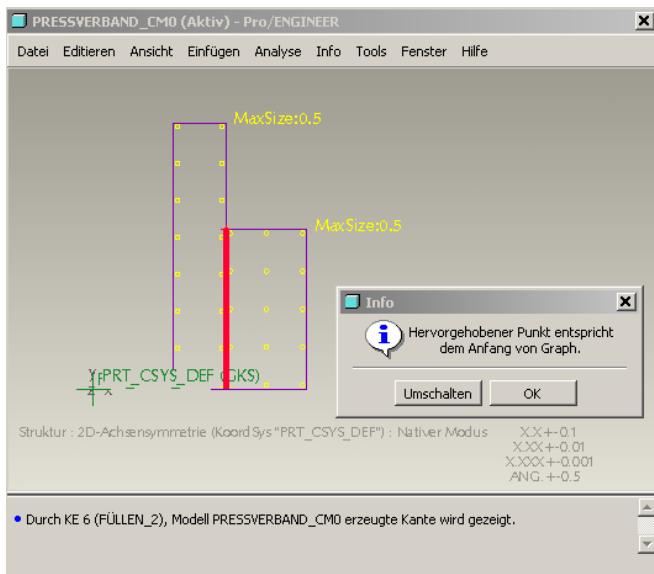


Abb. 7-39: Abfrage zum Anfangspunkt des Graphen

Wir klicken auf <Umschalten> und dann auf <OK>. Damit ist die Definition des neuen Ergebnisfensters abgeschlossen (Abb. 7-40).

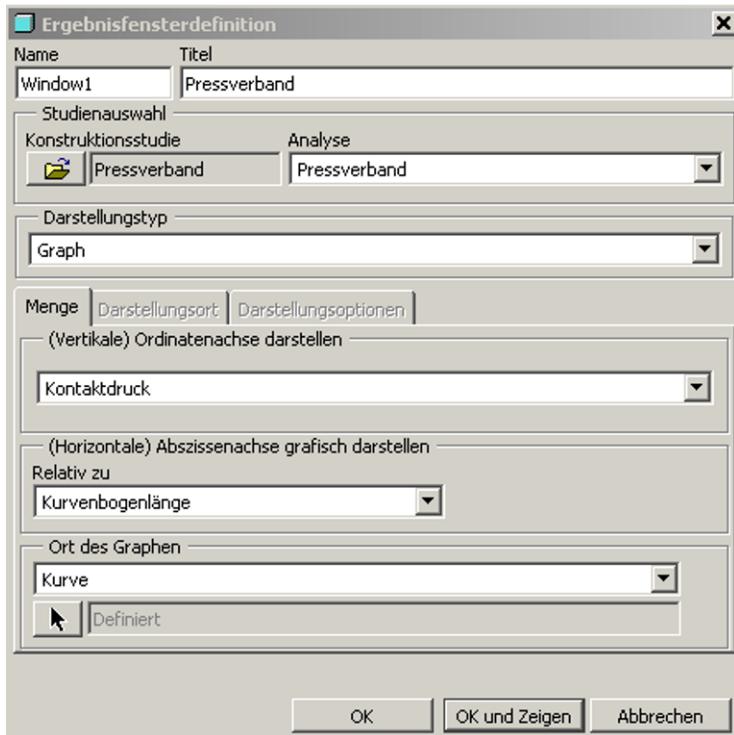


Abb. 7-40: Neue Ergebnisfensterdefinition fertig

Wir klicken auf <OK und Zeigen> (Abb. 7-41).

Die Kurvendarstellung wird über **Format→Graph** verändert, hierbei sollte der Anwender selbst unterschiedliche Optionen testen, um eine für ihn passende Anzeige zu erhalten.

Die Flächenpressung im mittleren Bereich des Pressverbandes erreicht Werte knapp unter 48 N/mm^2 und stimmt mit der analytischen Rechnung (Kap. 7.2) fast exakt überein. Die Abweichung beträgt weniger als 1 %.

Weiterhin lässt sich der erwartete Effekt der Absenkung der Flächenpressung vor dem freien Ende der Nabe feststellen (Abb. 7-41). Eine gute Kontrolle bietet grundsätzlich eine entsprechende Auswertung der Flächenpressung auf dem Gegenstück, die Ergebnisse dürfen sich nur kaum unterscheiden.

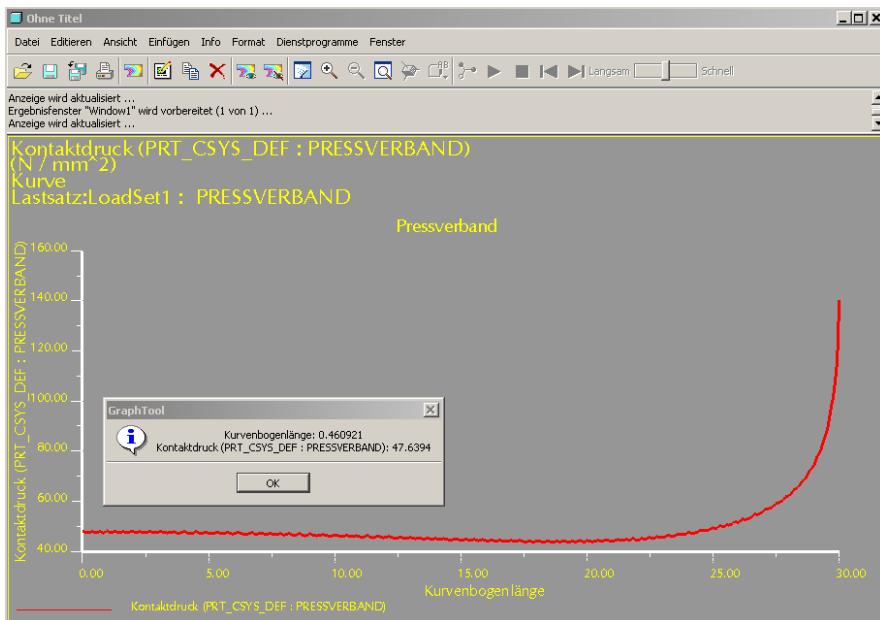


Abb. 7-41: Verlauf der Flächenpressung entlang der Nabe

7.6 Zusammenfassung Kapitel 7

In dieser Aufgabe wurde u. A. die Flächenpressung im Schrumpfverband mittels einer Kontaktanalyse als 2D-Achsen symmetrie ermittelt. Der in MECHANICA berechnete Wert stimmte mit dem analytischen Ergebnis fast exakt überein. Weiterhin konnte der Effekt der Absenkung des Fugendrucks in der Randnähe der Nabe erfasst werden, was eine vereinfachte theoretische Betrachtung an dieser Stelle nicht liefert.

Anhand dieses analytisch oft gerechneten praxisrelevanten Beispiels wurde die effektive Option 2D-Achsen symmetrie in MECHANICA dargestellt. Außerdem wurden wichtige Aspekte bzgl. der Kontaktproblematik und der Netzverfeinerung erläutert. Die Plausibilitätsprüfung bestätigte wiederum die Bedeutung der methodischen Vorgehensweise in MECHANICA.

Literaturverzeichnis

Klein B (1999) FEM Grundlagen und Anwendungen der Finite-Elemente-Methode, 3 Aufl, VIEWEG, ISBN 3-528-25125-5

156 7 Aufgabe: Pressverband als 2D-Achsen symmetrie

Muhs D, Wittel H, Jannasch D, Voßiek J, (2007) Roloff/Matek Maschinenelemente, 18 Aufl,
VIEWEG, ISBN 978-3-8348-0262-0

Parametric Technology Corporation (2008) Pro/ENGINEER Wildfire 4.0 MECHANICA, Help
Topic Collection

8 Aufgabe: Dünne Platte als Schalen- und Volumenmodell

8.1 Aufgabenstellung Kreisplatte

Die folgende Aufgabe in MECHANICA stellt eine kreisrunde dünne Platte dar, ringsum fest eingespannt. Die Belastung entsteht durch einen Druckunterschied und wirkt senkrecht zur Platte. Die Druckdifferenz ist statisch anzunehmen, gesucht wird in erster Linie die Biegelinie, da die Ausbeulung der Platte einen gewissen Bauraum beansprucht. Mittels dieser berechneten Biegelinie lässt sich z. B. das verdrängte Volumen bestimmen usw.

In dieser Aufgabe erfolgt zunächst eine Modellbildung der Platte mit Schalen-elementen, anschließend wird das Volumenmodell zum Vergleich aufgebaut. Hierbei wird geometrisch nichtlinear gerechnet, um den Anwender auf die Besonderheiten der nichtlinearen Probleme aufmerksam zu machen.

8.2 Ersatzmodell

Die Stahlplatte ist in der Abb. 8-01 gezeichnet, die Skizze zeigt die Geometrie in der Schnittdarstellung.

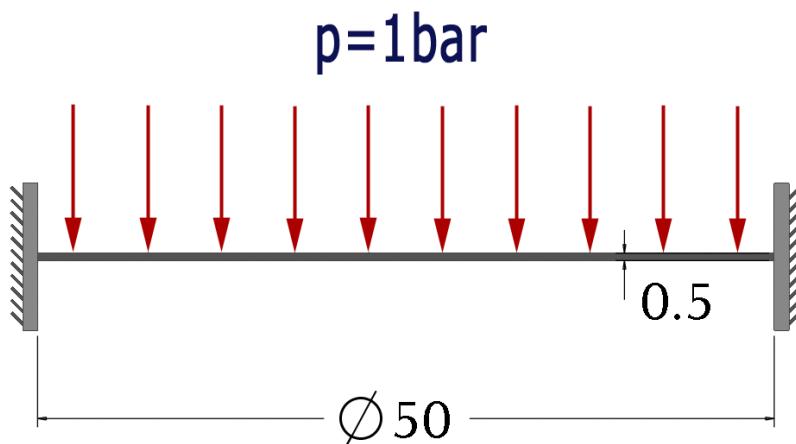


Abb. 8-01: Dünne Platte

Die geometrischen Abmessungen sind in der Abb. 8-01 dargestellt. Die dazugehörige Lösung des Problems ist allgemein bekannt. Die maximale Durchbiegung tritt in der Mitte auf:

$$f_{\max} = \frac{0,171 \cdot p \cdot R^4}{E \cdot t^3} \quad (8.1)$$

Daraus errechnet sich die maximale Plattendurchbiegung unter 1 bar zu

$$f_{\max} = \frac{0,171 \cdot 0,1 \frac{N}{mm^2} \cdot 25^4 mm^4}{210000 \frac{N}{mm^2} \cdot 0,5^3 mm^3} = 0,2545 mm \quad (8.2)$$

Dieser Zusammenhang wird mit MECHANICA überprüft und detailliert untersucht.

8.3 CAD-Modell

In Pro/ENGINEER erzeugen wir im Teilemodus ein Viertel der Geometrie, da auch bei dieser Aufgabe die Symmetrie ausgenutzt werden sollte. Wir wählen im Teilemodus die Menüfolge **Einfügen→Profil...**, um einen Volumenkörper zu skizzieren (Abb. 8-02).

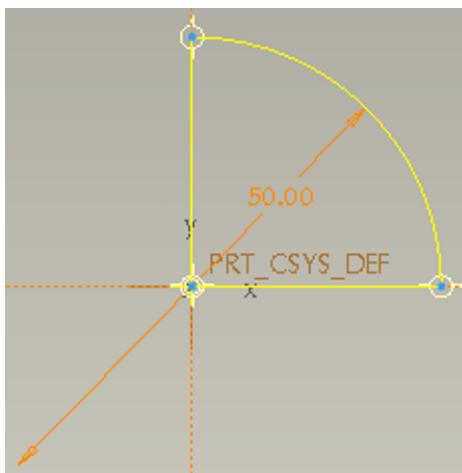


Abb. 8-02: Skizze der Kreisplatte als $\frac{1}{4}$ Geometrie

Die Skizze sollte analog der Abb. 8-02 aussehen. Hier spielt die Koordinatenausrichtung keine Rolle. Wir beenden den Skizzierer und weisen die Dicke der Platte von 0,5 mm zu. Die fertige Geometrie ist in der Abb. 8-03 dargestellt.

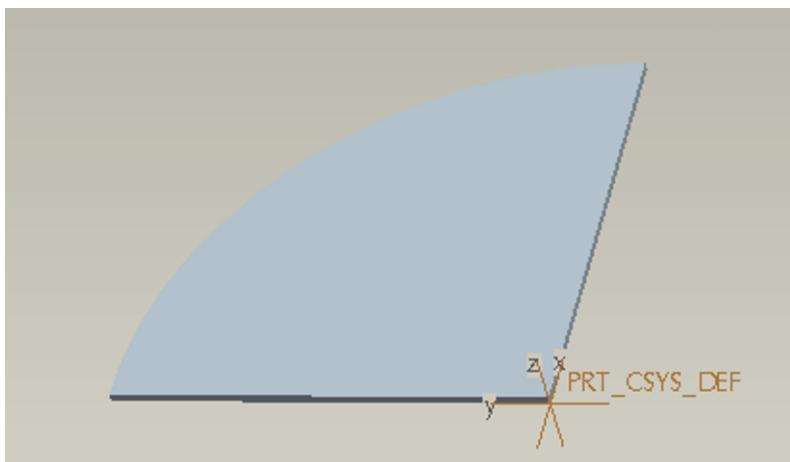


Abb. 8-03: Volumenmodell der Platte als $\frac{1}{4}$ Geometrie

Damit ist der Geometrieaufbau in Pro/ENGINEER abgeschlossen.

8.4 Schalenmodell

Nun erfolgt der Wechsel nach MECHANICA: **Applikationen→Mechanica**, daraufhin werden die Einheiten [mmNs] bestätigt. In der nächsten Maske (Abb. 8-04) wird der Modelltyp definiert.



Abb. 8-04: Mechanica-Modelltyp

Wir klicken auf <OK>, dabei wird standardmäßig der Modelltyp „3D“ aktiviert.

An dieser Stelle soll die geplante Vorgehensweise bei der Simulation erklärt werden. Die Plattengeometrie darf als „dünn“ bezeichnet werden, denn die Dicke der Geometrie ist deutlich kleiner (mindestens 10-fach) als die Flächenabmessungen. Damit ist die Voraussetzung erfüllt, dieses Modell mit 3D-Schalelementen zu idealisieren. In MECHANICA wird dann ein Mittenflächenmodell erstellt, wobei die Spannungsergebnisse jedoch auf beiden Seiten der Schalen („oben“ und „unten“) berechnet werden.

Zunächst werden die Schalenpaare mittels der Menüfolge **Einfügen→Mittenfläche...** manuell festgelegt (Abb. 8-05).



Abb. 8-05: Menü-Manager für Mittenflächen. In Wildfire 5 entfällt hierbei der Menü-Manager, mittels **Einfügen→Mittenfläche...→Schalenpaare autom erkennen...** werden alle Schalenpaare nach der Eingabe einer charakteristischen (maximalen) Dicke automatisch erkannt.

Gemäß der Abbildung 8-05 besteht die Möglichkeit, die Schalenpaare mit der Option <Auto entdecken> automatisch erstellen zu lassen. Dafür muss die Geometrie aus Pro/ENGINEER jedoch entsprechend aufgebaut sein. Die Grundlage dafür sind die Konstruktionselemente Schale, Rippe, dünner Körper, dünner Körper aus einer Sammelfläche, Teile aus dem Blechmodus usw. In Wildfire 5 ist die automatische Schalenpaar-Erkennung nicht mehr von diesen speziellen KE-Typen abhängig.

Wir klicken auf <Neu> (Abb. 8-05), um das Mittenflächenmodell manuell zu definieren, daraufhin wird die Auswahl aktiviert.

Beim Anklicken der beiden gegenüberliegenden Segmentflächen wird die STRG-Taste gedrückt gehalten, die mittlere Maustaste beendet die Auswahl (Abb. 8-06). Wir bestätigen die Definition zunächst mit <OK>, anschließend mit <Fertig/Zurück> im Menü-Manager. Bei einer erneuten Menüfolge **Einfü-**

gen→Mittenfläche... bietet der Menü-Manager schon mehr Optionen (Abb. 8-07).

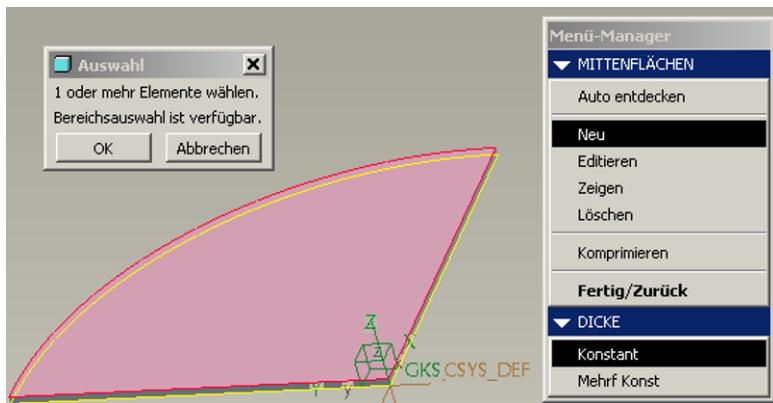


Abb. 8-06: Schalenpaar gewählt. Das Definieren von Schalenpaaren ist in Wildfire 5 auch im Baugruppenmodus möglich.



Abb. 8-07: Mittenfläche komprimieren

Wir klicken auf <Komprimieren> (Abb. 8-07), dann auf <Schalen und Volumenkörper> (Abb. 8-07), um die spätere Kompatibilität der Vernetzung mit 3D-Schalelementen vorab gem. der Abb. 8-08 zu kontrollieren.

Die Definition wird mit <Fertig> und <Fertig/Zurück> abgeschlossen.

Wir wählen nun die Menüfolge **Einfügen→Verschiebungsrandbedingung...**, daraufhin erscheint das Definitionsfenster für die Randbedingungen. Die Verschiebung der Y-Koordinate wird an der gewählten Schnitt- bzw. Symmetriekante gesperrt (Abb. 8-09).

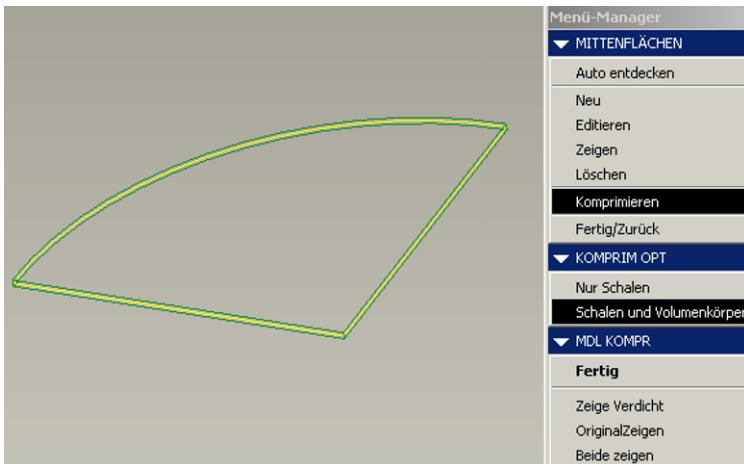


Abb. 8-08: Mittenflächenmodell gelb hervorgehoben

An dieser Stelle soll verdeutlicht werden, dass bei Schalenmodellen keine Flächen ausgewählt werden dürfen, die beim Komprimieren zur Mittenfläche degenerieren (Abb. 8-08). Bei der Kantenwahl hingegen spielt es keine Rolle, ob die oberen oder die unteren Kanten angeklickt werden, die Projektion erfolgt auf die Mittenkante (gelbe Kanten des Mittenflächenmodells in der Abb. 8-08).

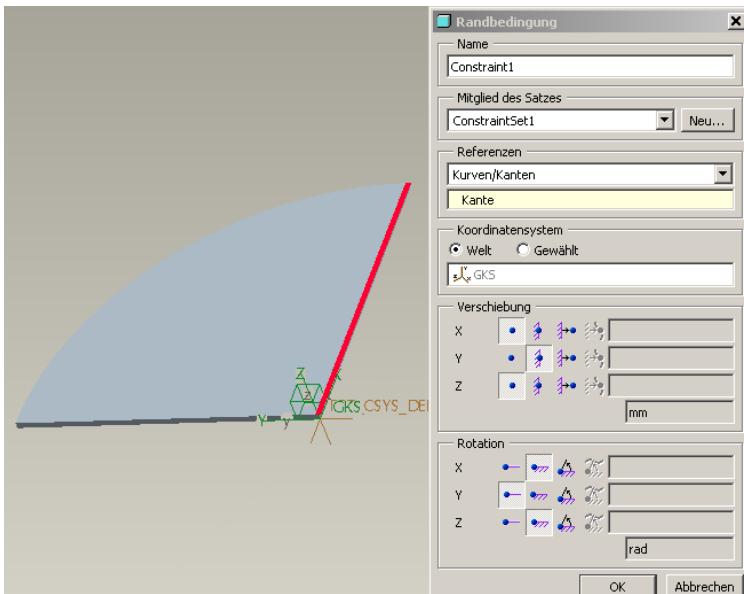


Abb. 8-09: Erste Symmetrierandbedingung. Die Angabe der Verschiebungsrandbedingung, hier ist „Y“ senkrecht zur Schnittebene, kann je nach Modellaufbau (Koordinatensystem) anders sein. Die rotatorischen Freiheitsgrade werden hierbei genau umgekehrt als die Verschiebungsrandbedingungen festgelegt.

Wir beenden die Definition mit <OK>. Daraufhin wird analog dazu die zweite Symmetrierandbedingung (**Einfügen→Verschiebungsrandbedingung...**) erzeugt (Abb. 8-10).

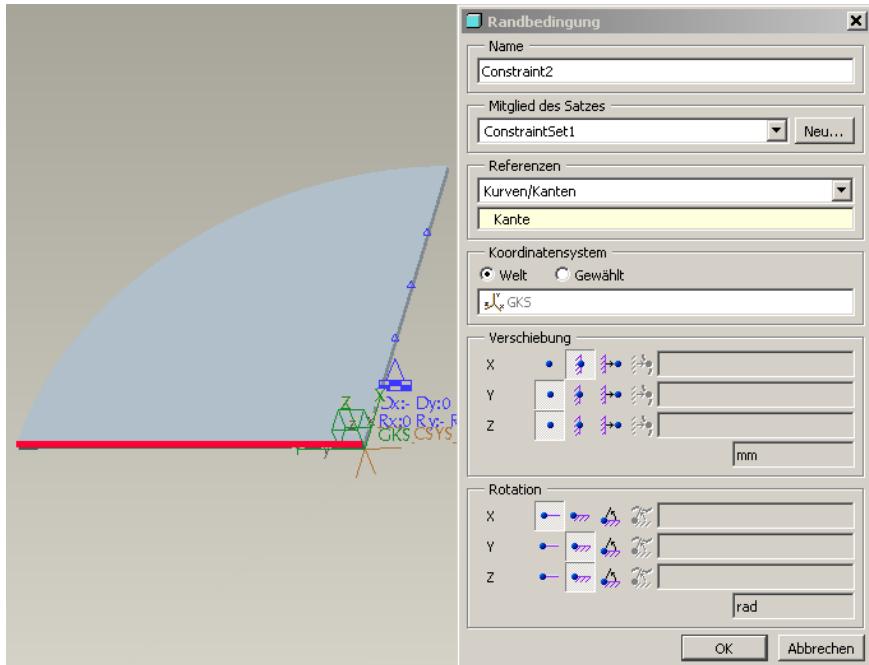


Abb. 8-10: Zweite Symmetrierandbedingung. Hier ist „X“ senkrecht zur Schnittebene.

Nach dem Beenden der Definition mit <OK> sollten die Symbole der Randbedingungen gem. der Abb. 8-11 aussehen.

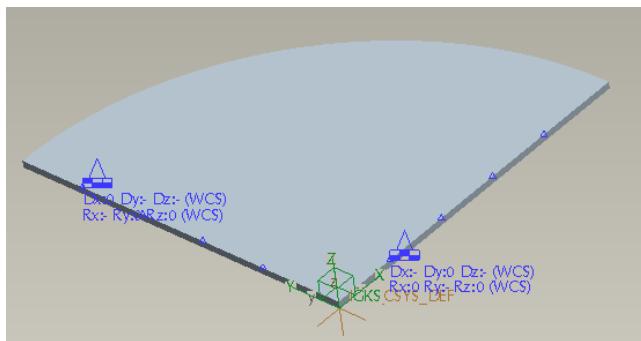


Abb. 8-11: Randbedingungen der Symmetrie

Die Symmetrierandbedingungen (Symbole in der Abb. 8-11) wurden beispielhaft für die Symmetrien in X- und Y-Richtung erstellt, gelten in der Form jedoch universell für alle spiegelsymmetrischen Schalenmodelle.

Nun fehlt noch die feste Einspannung am Rand. Dazu wählen wir wiederum die Menüfolge **Einfügen→Verschiebungsrandbedingung...** (Abb. 8-12).

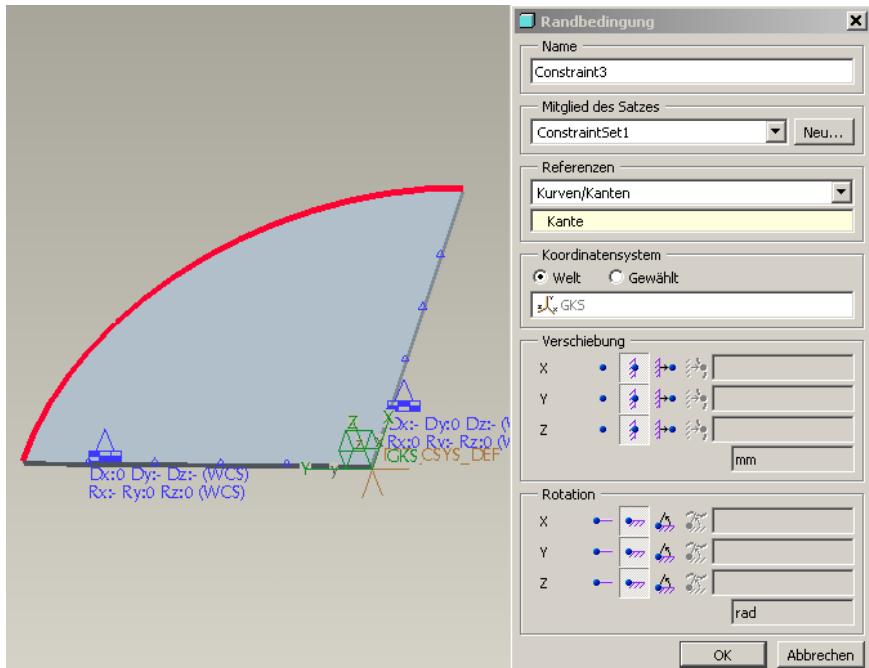


Abb. 8-12: Feste Einspannung am Plattenrand

Die Zuweisung der Materialeigenschaften erfolgt, wie schon bekannt, mittels der Menüfolge **Eigenschaften→Materialzuweisung...** (Abb. 8-13).

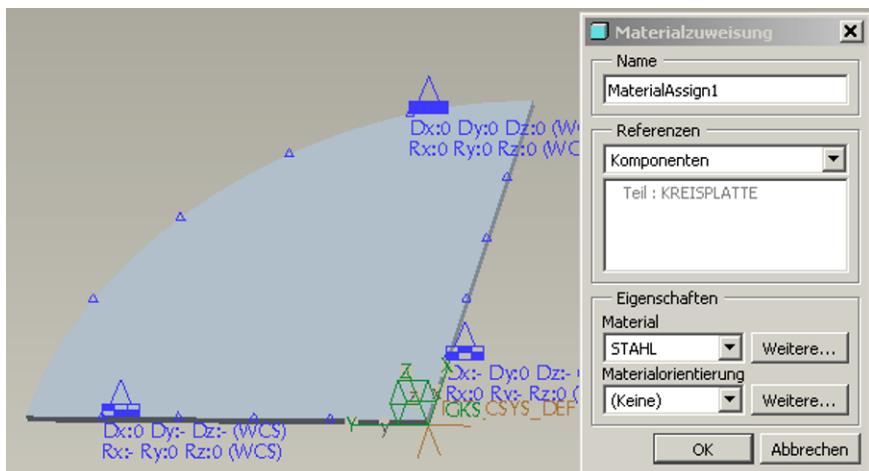


Abb. 8-13: Materialzuweisung. Falls das Material bereits im Partmodus von Pro/ENGINEER zugewiesen ist, kann dieser Schritt entfallen.

Wir beenden die Materialauswahl mit <OK>. Anschließend wird die Drucklast mittels der Menüfolge **Einfügen→Drucklast...** erzeugt (Abb. 8-14).

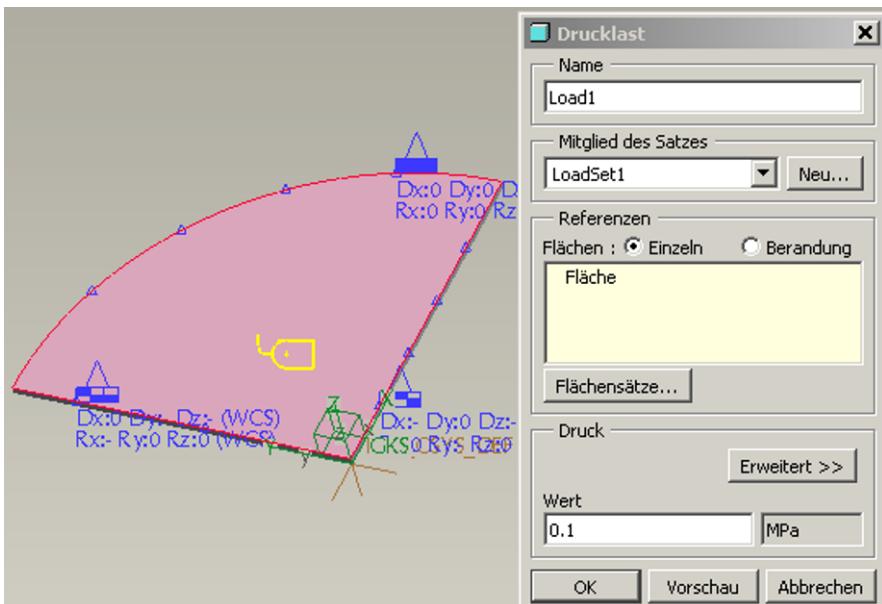


Abb. 8-14: Drucklast 1 bar

Nach dem Bestätigen der Lastdefinition mit <OK> ist die Vorbereitung zur statischen Analyse abgeschlossen, das Modell sollte analog der Abb. 8-15 aussehen.

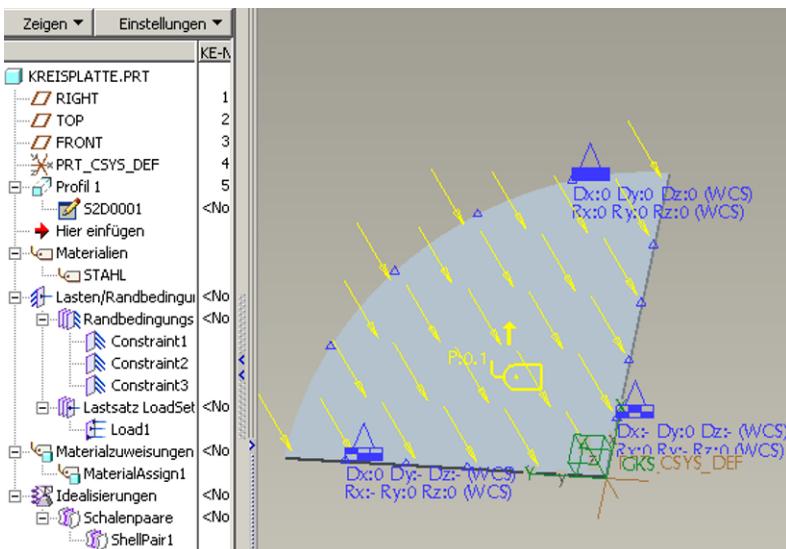


Abb. 8-15: Schalenmodell fertig

Mittels der Menüfolge **Analyse→Mechanica Analysen/Studien...** und dann im bekannten Analysefenster **Datei→Neue statische Analyse...** wird eine statische Analyse gem. der Abb. 8-16 definiert.

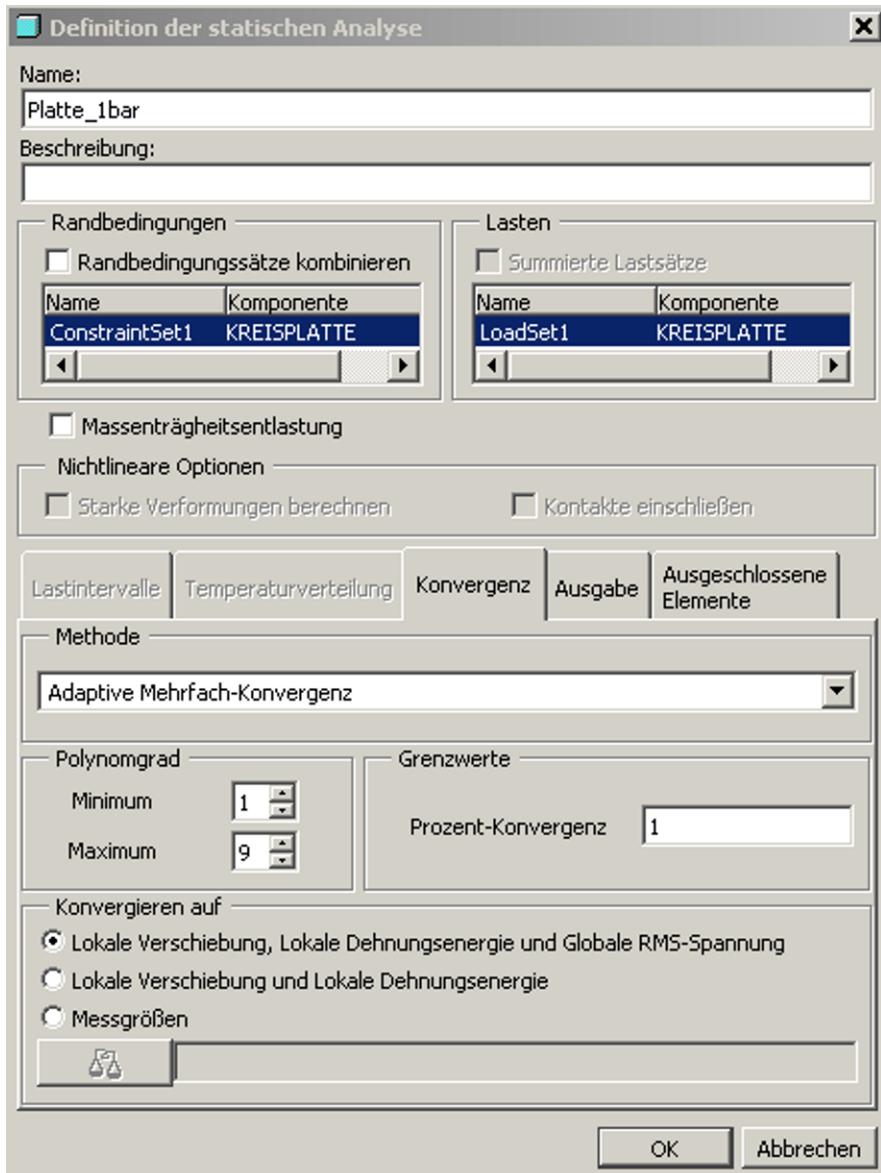


Abb. 8-16: Statische Analyse

Weiterhin sollte unter der Registerkarte <Ausgabe> das Plotraster auf 10 gesetzt werden (Abb. 8-17). Diese Einstellung ist, wie schon empfohlen, grundsätzlich

lich nur bei einfacheren Modellen bzw. reinen Balken- oder Schalenmodellen anwendbar, da der Speicherbedarf sowie die Rechenzeiten erheblich ansteigen.

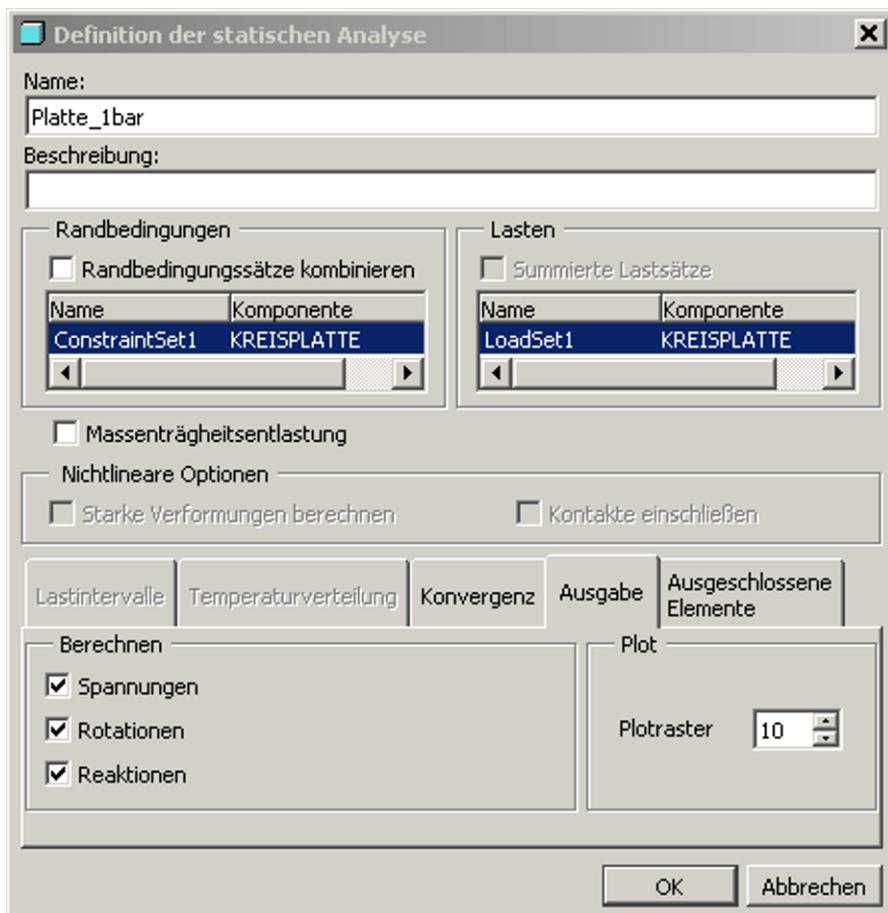


Abb. 8-17: Registerkarte Ausgabe

Die Analysedefinition erhält wie üblich einen Namen (Abb. 8-16, 8-17) und wird mit <OK> abgeschlossen.

Daraufhin wird die Analyse ausgeführt (grüne Fahne in der Abb. 8-18). Im Statusbericht (**Info→Status...**) kann die Anzahl der Elemente kontrolliert werden. Dabei hat MECHANICA gem. der Abb. 8-19 nur ein einziges Dreieckselement erzeugt.

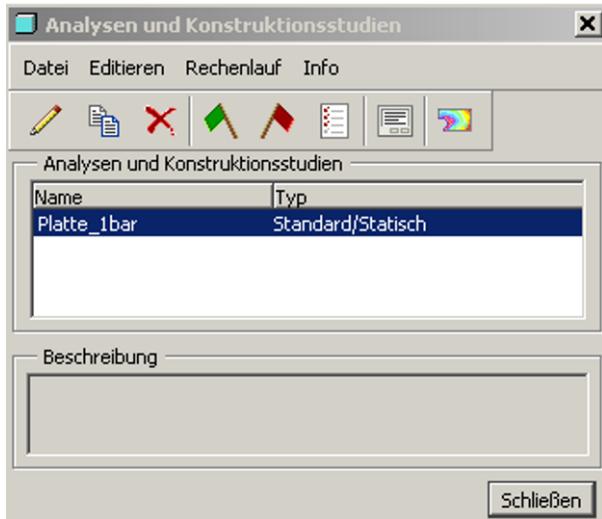


Abb. 8-18: Definition der statischen Analyse fertig

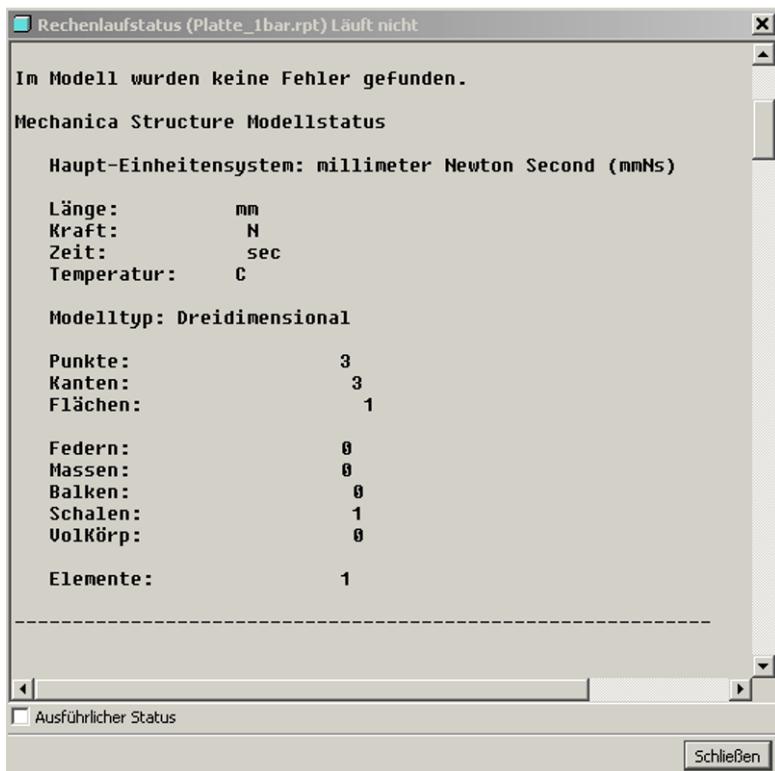


Abb. 8-19: Anzahl der Elemente im Statusbericht

Weiter im Statusbericht können die berechneten Messgrößen angezeigt werden (Abb. 8-20). Nach der Messgrößenliste beträgt die maximale Verschiebung in Z-Richtung (**max_disp_z**) -0,254388 mm. Das ist die maximale Durchbiegung der Platte in der Mitte bei 1 bar Druckdifferenz. Laut analytischer Rechnung im Abschn. 8.2 beträgt die maximale theoretische Durchbiegung 0,2545 mm. Damit ist das Ergebnis auf den ersten Blick absolut plausibel.

Name	Wert	Konvergenz
max_beam_bending:	0.000000e+00	0.0%
max_beam_tensile:	0.000000e+00	0.0%
max_beam_torsion:	0.000000e+00	0.0%
max_beam_total:	0.000000e+00	0.0%
max_disp_mag:	2.543880e-01	0.3%
max_disp_x:	0.000000e+00	0.0%
max_disp_y:	0.000000e+00	0.0%
max_disp_z:	-2.543880e-01	0.3%
max_prin_mag:	1.883601e+02	1.7%
max_rot_mag:	1.561373e-02	0.3%
max_rot_x:	1.558829e-02	0.3%
max_rot_y:	-1.558829e-02	0.3%
max_rot_z:	0.000000e+00	0.0%
max_stress_prin:	1.883601e+02	1.7%
max_stress_vm:	1.674691e+02	1.7%
max_stress_xx:	1.875741e+02	2.1%
max_stress_xy:	6.546545e+01	3.9%
max_stress_xz:	0.000000e+00	0.0%
max_stress_yy:	1.875741e+02	2.1%
max_stress_yz:	0.000000e+00	0.0%
max_stress_zz:	0.000000e+00	0.0%
min_stress_prin:	-1.883601e+02	1.7%
strain_energy:	2.082949e+00	0.1%

Analyse "Platte_1bar" abgeschlossen (20:35:52)

Ausführlicher Status

Abb. 8-20: Ergebnisse der Messgrößen im Statusbericht

Wir beenden den Statusbericht mit **<Schließen>** und erzeugen zur Kontrolle einen Farbplot der verformten Struktur. Dazu wird die Schaltfläche  im Fenster für MECHANICA-Analysen (Abb. 8-18) angeklickt, daraufhin erfolgen die Einstellungen für das Ergebnisfenster gem. der Abb. 8-21.

Unter der Registerkarte **<Darstellungsoptionen>** deaktivieren wir üblicherweise den **<Farbübergang>**, um die Farbgrenzen scharf anzuzeigen (Abb. 8-22). Außerdem wird hier die Option **<Verformt>** angehakt.

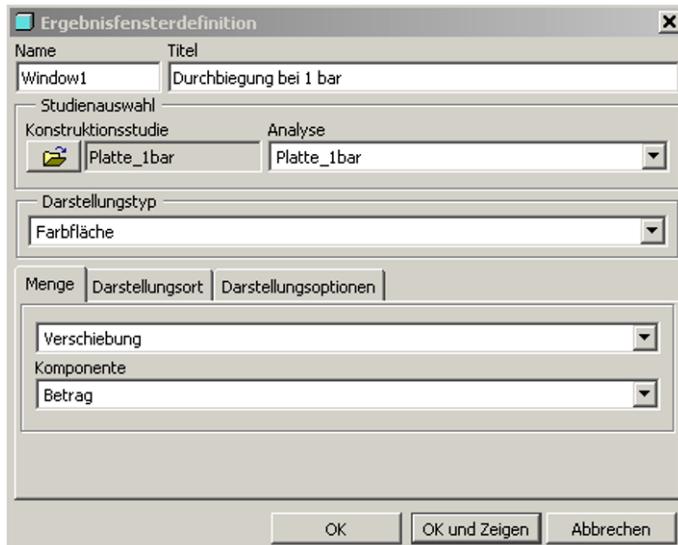


Abb. 8-21: Ergebnisfensterdefinition

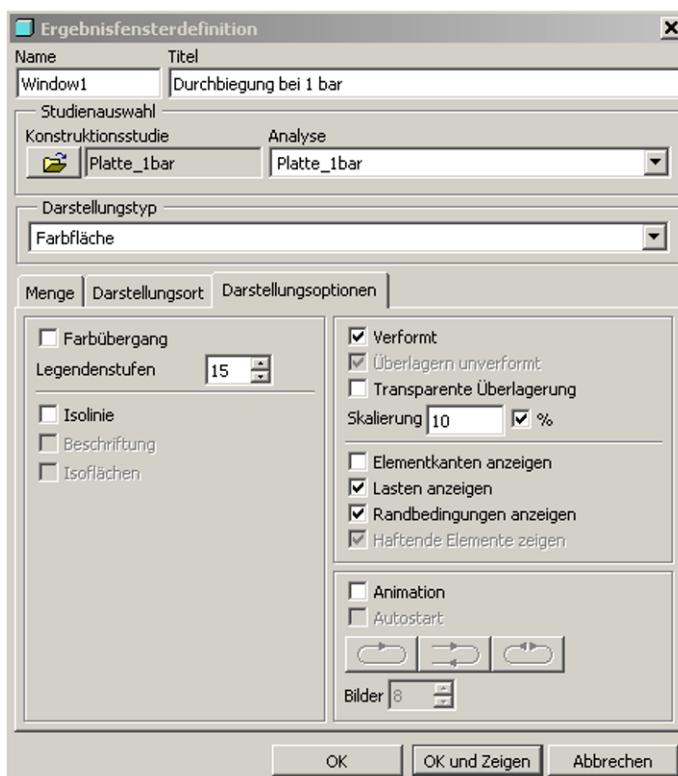


Abb. 8-22: Registerkarte Darstellungsoptionen

Wir klicken auf <OK und Zeigen>, daraufhin erscheint der Farbplot der Verformung (Abb. 8-23).

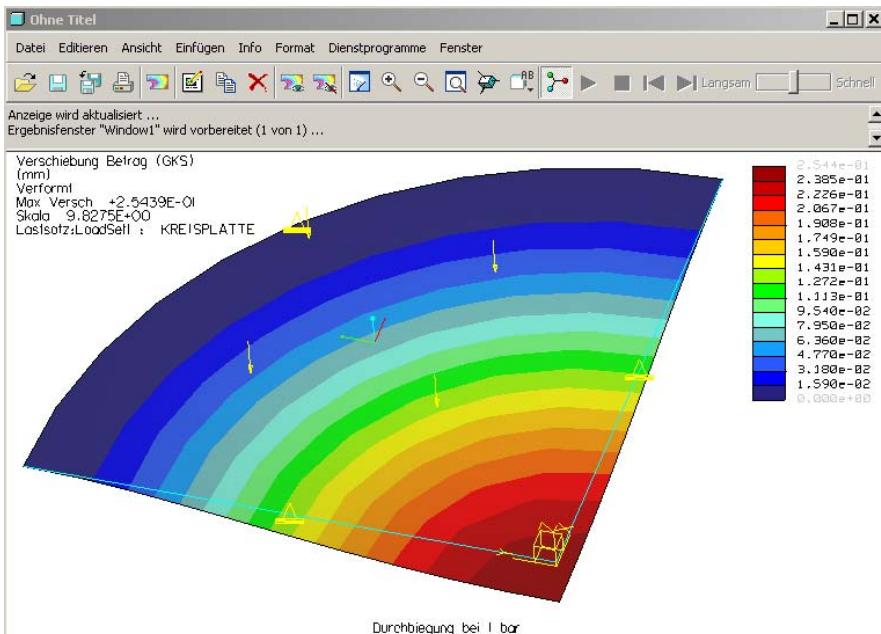


Abb. 8-23: Farbplot der verformten Struktur

Der Spitzenwert der Legendenskala beträgt 0,2544 mm. Nochmals zum Vergleich: Maximale analytisch gerechnete Durchbiegung (Gleichung 8.2) war 0,2545 mm. Die Übereinstimmung ist absolut einwandfrei, dennoch sind beide Ergebnisse nicht korrekt.

8.5 Volumenmodell geometrisch nichtlinear

Wir schließen das Ergebnisfenster und kehren zur Arbeitsoberfläche von MECHANICA zurück. Die Behauptung, dass die Analyse nicht die richtige Verformung liefert, basiert auf der falschen, vom Beginn an stillschweigend getroffenen Annahme eines linear statischen Vorgangs. Das ist hier aufgrund einer geometrischen Nichtlinearität nicht mehr der Fall.

Nichtlineare Problemstellungen erfordern stets eine gründliche Untersuchung. Jedoch ist das Fachgebiet so umfangreich und komplex, dass im Rahmen dieser Abhandlung keine weiteren Einzelheiten oder Erklärungen folgen. Im Hause der Firma *ibb Konstruktionsdienstleistungs GmbH* (www.ibb-konstruktion.de) wurde eine öffentliche Diplomarbeit bzgl. nichtlinearer Problemstellungen unter MECHANICA durchgeführt, wobei im Wesentlichen die Bereiche geometrischer

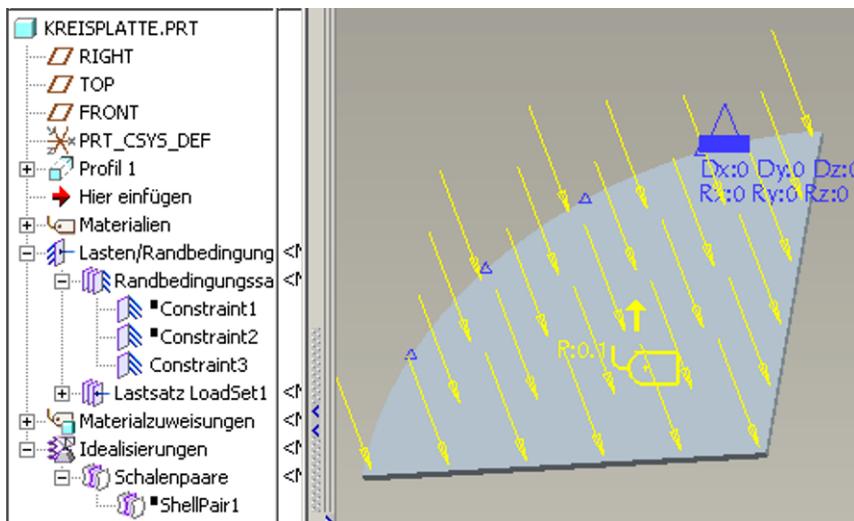
Nichtlinearitäten sowie der Hyperelastizität behandelt wurden. Ansonsten wird dem Anwender empfohlen, grundsätzlich eine gewisse Sensibilität bei der Bewertung von Ergebnissen mitzubringen, keineswegs einfach vertrauen, z. B. den schönen Farben.

Wir deaktivieren die Schalenvernetzung mittels der Menüfolge **AutoGEM→Volumen** gem. der Abb. 8-24. Zusätzlich müssen die Schalen selbst unterdrückt (besser gelöscht) werden, da MECHANICA derartige Nichtlinearitäten noch ausschließlich mit Volumenelementen erfassen kann. In Wildfire 5 werden zusätzlich starre Verbindungen unterstützt.



Abb. 8-24: AutoGEM

Weiterhin werden die beiden Symmetrierandbedingungen unterdrückt (besser gelöscht), wonach das Modell wie in der Abb. 8-25 aussehen sollte.



Stattdessen erzeugen wir die Symmetrierandbedingungen mittels der Menüfolge **Einfügen→Symmetrierandbedingung...** (Abb. 8-26).

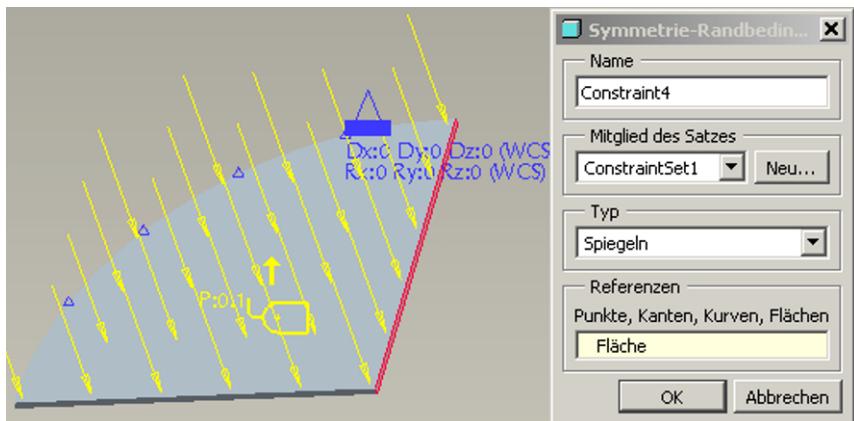


Abb. 8-26: Erste Spiegelsymmetrie

Die Definition der ersten Spiegelsymmetrie ist in der Abb. 8-26 dargestellt. Diese Art der Symmetrierandbedingung erzeugt die erforderliche Einspannung automatisch, ohne Angabe der Koordinaten, da MECHANICA anhand der gewählten Referenzen die zu sperrende Normarichtung der Verschiebung selbst finden kann.

Wir beenden die Definition mit <OK>. Daraufhin wird analog dazu die zweite Symmetrierandbedingung (**Einfügen→Symmetrierandbedingung...**) erzeugt (Abb. 8-27).

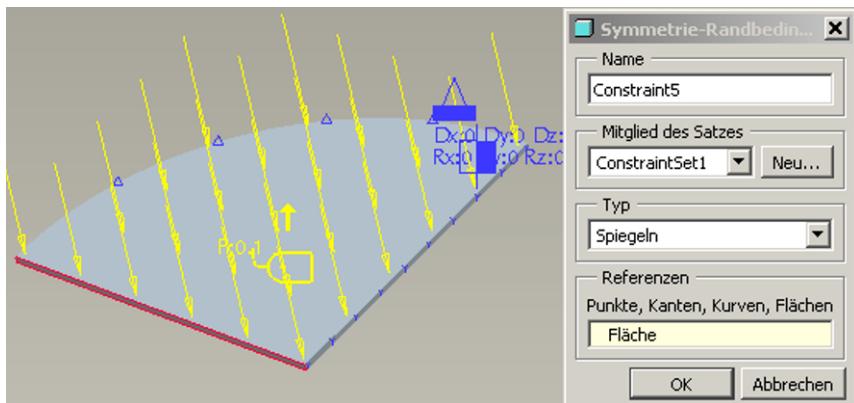


Abb. 8-27: Zweite Spiegelsymmetrie

Anschließend wird die Randeinspannung korrigiert (z. B. Symbol im Arbeitsfenster doppelklicken), dabei soll die Zylindermantelfläche anstatt der Kante gewählt werden (Abb. 8-28).

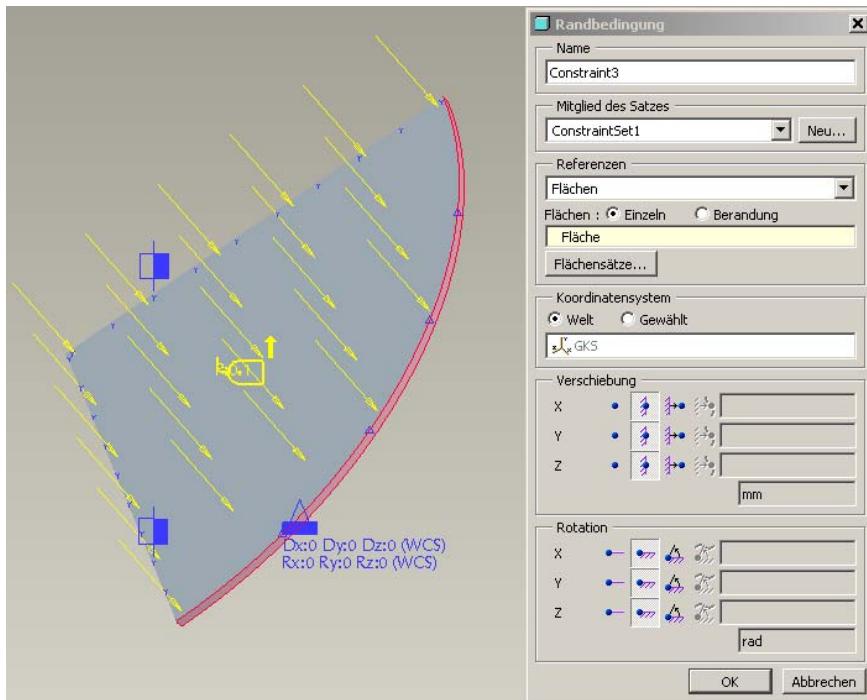


Abb. 8-28: Korrektur der festen Randbedingung

Nun sollte das Modell analog der Abb. 8-29 aussehen:

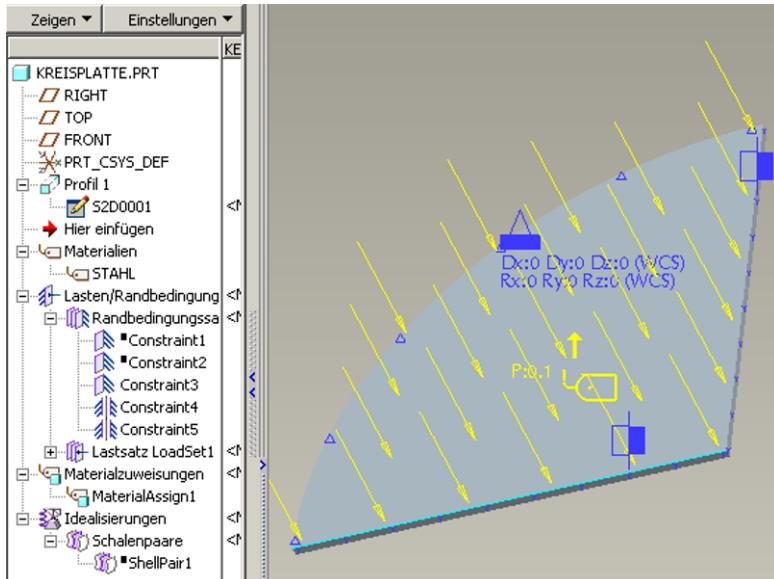


Abb. 8-29: Platte als Volumenmodell

Mittels der Menüfolge **Analyse→Mechanica Analysen/Studien...** und dann im bekannten Analysefenster (Abb. 8-30) **Datei→Neue statische Analyse...** wird eine statische Analyse starker Verformungen (der Begriff erfasst auch die geometrische Nichtlinearität) gem. der Abb. 8-31 definiert.

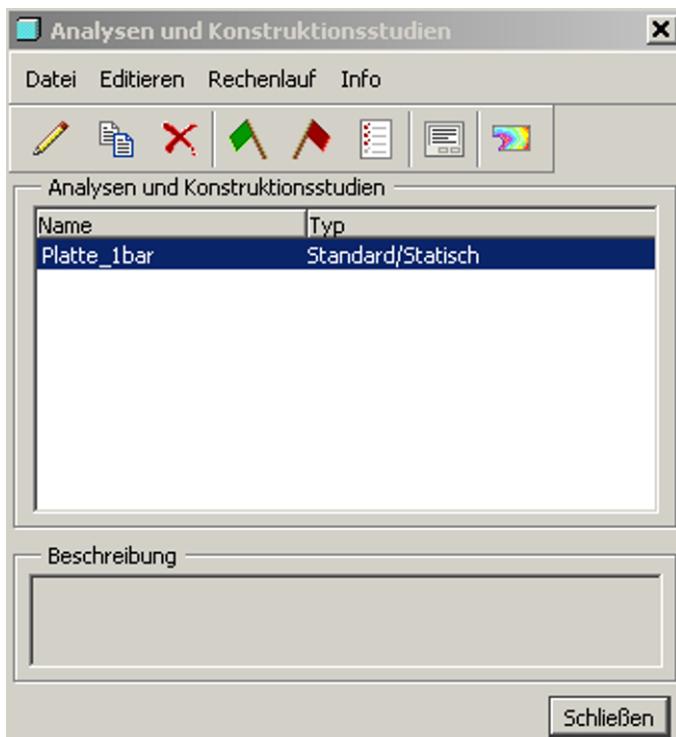


Abb. 8-30: Analysefenster

Wir wechseln auf die Registerkarte <Lastintervalle>, um die Lasteinteilung analog der Abb. 8-32 festzulegen. Dabei hat zwar die Anzahl der Lastschritte keinen Einfluss auf die Genauigkeit von dem Endergebnis, man erhält dafür die Zwischenresultate, z. B. bei halber Belastung gem. der Abb. 8-32.

Eine Mehrfachkonvergenz ist hier leider nicht möglich. Der Anwender steht somit vor dem Problem, die Ergebnisgüte zu bewerten. Die Methode der geometrisch nichtlinearen Analysen wurde im Rahmen der schon erwähnten Diplomarbeit verifiziert, sodass die Genauigkeit des Programms auf jeden Fall bestätigt werden kann.

Für den Anwender ist es besonders wichtig, ein Gespür für die Ergebnisqualität zu entwickeln. Hierbei wären die praktischen Versuche oder auch Referenzberechnungen sehr hilfreich.

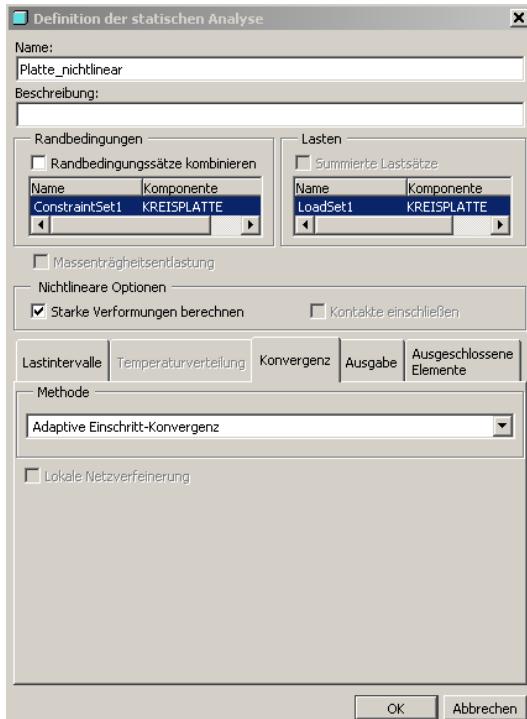


Abb. 8-31: Analyse starker Verformungen

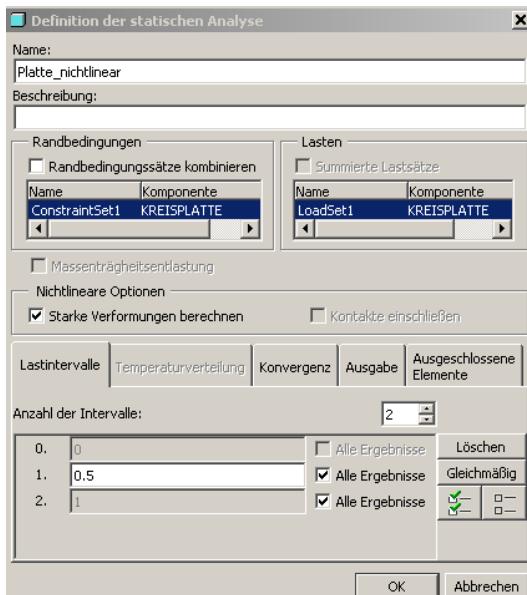


Abb. 8-32: Registerkarte Lastintervalle

Wir beenden die Definition mit <OK>, daraufhin wird die Analyse ausgeführt. Diese Analyseart dauert deutlich länger als ein linear statischer Rechenlauf. Im Statusbericht können die Ergebnisse der Messgrößen abgelesen werden (Abb. 8-33).

```

Rechenlaufstatus (Platte_nichtlinear.rpt) Läuft nicht

Messgrößen:

max_beam_bending: 0.000000e+00
max_beam_tensile: 0.000000e+00
max_beam_torsion: 0.000000e+00
max_beam_total: 0.000000e+00
max_disp_mag: 2.277514e-01
max_disp_x: 3.639133e-03
max_disp_y: 3.647175e-03
max_disp_z: -2.277514e-01
max_prin_mag: 2.142580e+02
max_rot_mag: 0.000000e+00
max_rot_x: 0.000000e+00
max_rot_y: 0.000000e+00
max_rot_z: 0.000000e+00
max_stress_prin: 2.142580e+02
max_stress_vm: 1.660175e+02
max_stress_xx: 2.078750e+02
max_stress_xy: 5.981634e+01
max_stress_xz: 1.407585e+01
max_stress_yy: 2.096759e+02
max_stress_yz: 1.313831e+01
max_stress_zz: 1.002211e+02
min_stress_prin: -1.973629e+02
strain_energy: 1.795320e+00

Analyse "Platte_nichtlinear" abgeschlossen (10:01:17)

```

Ausführlicher Status Schließen

Abb. 8-33: Statusbericht der Analyse starker Verformungen

Die berechnete maximale Durchbiegung (**max_disp_z**) beträgt 0,2278 mm anstatt der vorher bestimmten 0,2544 mm. Die Abweichung ist noch nicht groß, kann u. U. Faktoren von 10 und mehr betragen, sofern die Last erhöht, der Durchmesser vergrößert sowie die Plattendicke reduziert werden. Als Erfahrungswert wird empfohlen, bei einer fest eingespannten Platte mit der Durchbiegung ab ca. halber Blechdicke mit starken Verformungen zu rechnen. Ansonsten wird die Konstruktion in der Regel überdimensioniert, denn eine lineare statische Analyse liefert in solchen Fällen zu hohe Verformungswerte.

Ähnlich gravierend werden die Unterschiede bei einer Vorspannungsanalyse (**Datei→Neue Vorspannungsanalyse→Statisch.../Modal...**). Diesen Fall kann

sich der Anwender z. B. folgendermaßen vorstellen: Ein Seil wird vorgespannt, die unter Zugspannung stehende Struktur (Steifigkeit höher) wird dann einer Querbeanspruchung unterworfen. Würde der Anwender die beiden Lastfälle – die Zug- und die Querkraft – einfach linear statisch miteinander überlagern (**Datei→Neue statische Analyse...**), sozusagen „gleichzeitig“ wirken lassen, erhält man um Faktoren falsche Ergebnisse. Das Vorspannen einer Gitarrensaite (Kap. 11.3) führt zu höheren Eigenfrequenzen (Saitenklang wird höher), auch hier muss eine modale Vorspannungsanalyse durchgeführt werden.

Wir beenden den Statusbericht mit <**Schließen**> und erstellen einen Farbplot mittels der Schaltfläche im Fenster für MECHANICA-Analysen (die nichtlineare Analyse bleibt dabei markiert), daraufhin erfolgen die Einstellungen für das Ergebnisfenster gem. der Abb. 8-34.

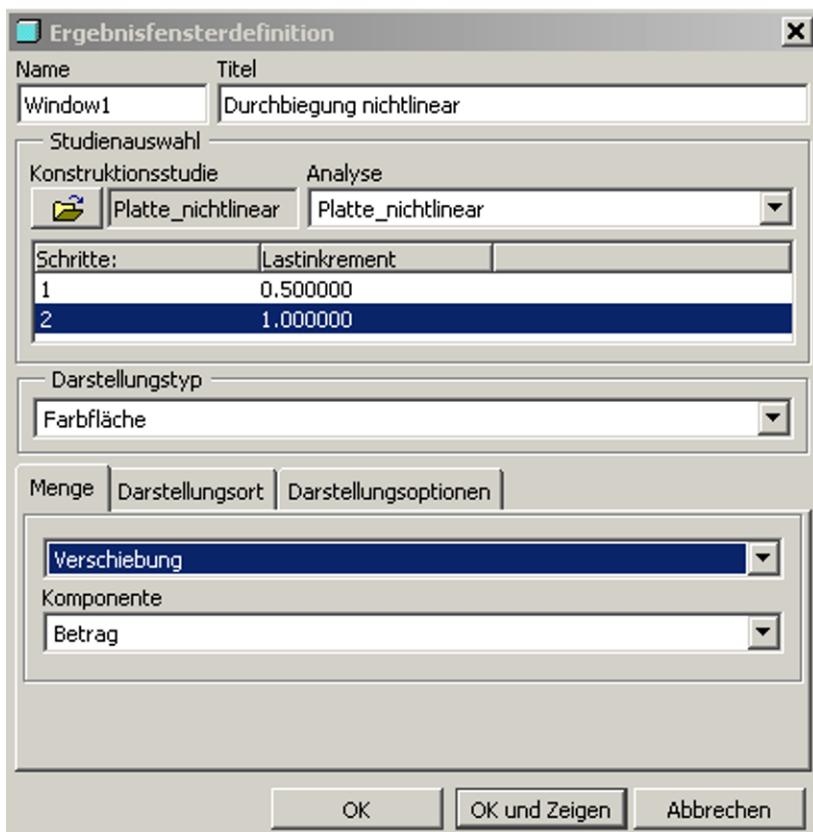


Abb. 8-34: Ergebnisfensterdefinition

Unter der Registerkarte <**Darstellungsoptionen**> deaktivieren wir u. A. den <**Farbübergang**>, um die Farbgrenzen scharf anzuzeigen (Abb. 8-35).

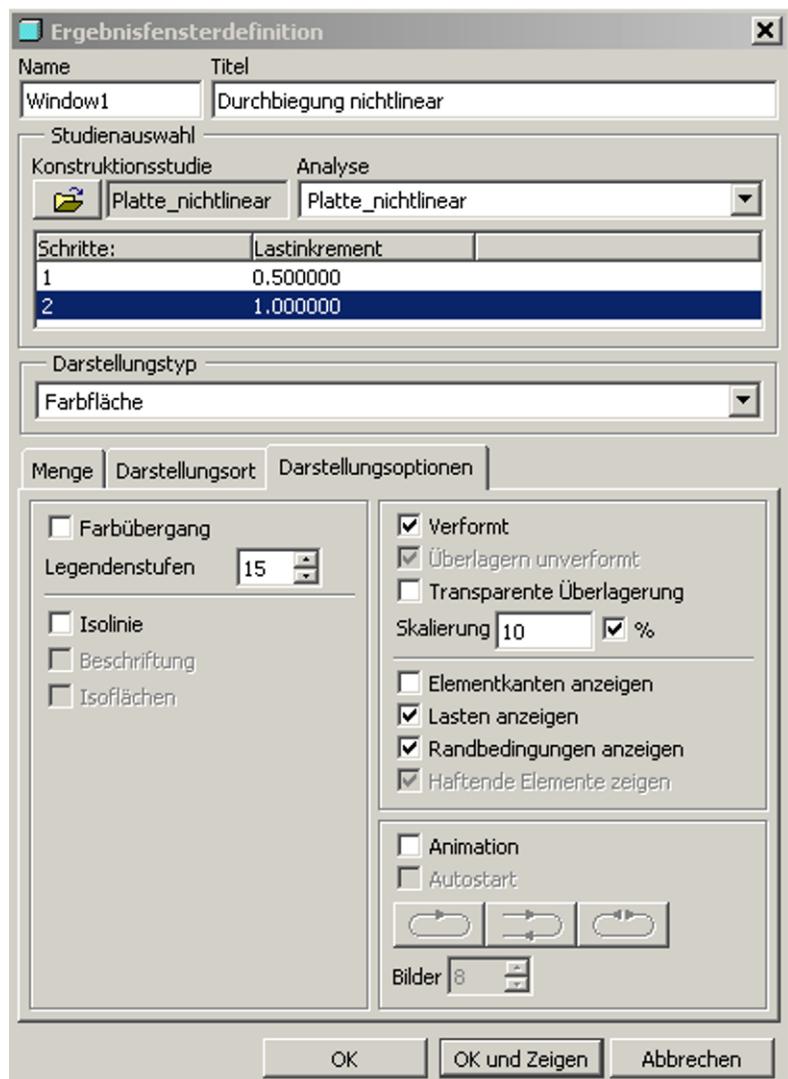


Abb. 8-35: Registerkarte Darstellungsoptionen

Wir klicken auf <OK und Zeigen> (Abb. 8-36).

Der Hintergrund kann, wie schon bekannt, mittels **Format→Ergebnisfenster...** auf weiß umgestellt werden. Außerdem sollte der Anwender versuchen, das Aussehen des Farbplots zu verändern (**Editieren→Ergebnisfenster...** oder **Format→Ergebnisfenster**), um beispielsweise störende Objekte auszublenden und die Vernetzung im Farbplot gem. der Abb. 8-37 darzustellen (Option <Elementkanten anzeigen> gem. der Abb. 8-35 aktivieren).

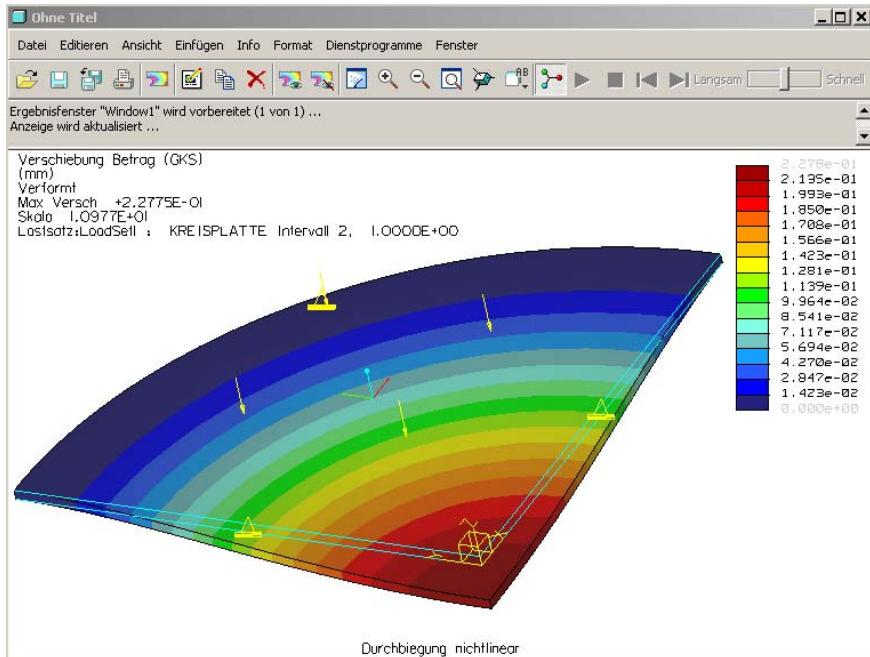


Abb. 8-36: Farbplot der verformten Struktur

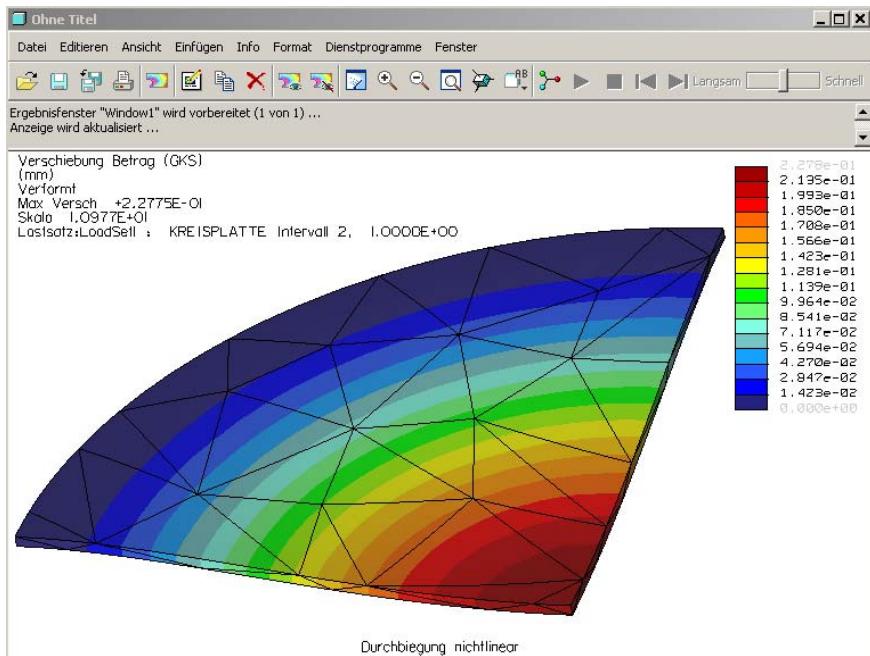


Abb. 8-37: Vernetzte Struktur der Viertelplatte

8.6 Zusammenfassung Kapitel 8

In dieser Aufgabe erfolgte zunächst eine Modellbildung der Kreisplatte mit Schalenelementen, die Übereinstimmung des MECHANICA-Resultats für die maximale Durchbiegung mit dem analytischen Wert war einwandfrei. Daraufhin wurde hingewiesen, dass dieses Ergebnis dennoch nicht korrekt ist, da aufgrund der Einspannung, der Lastart, der Lasthöhe und der Dünzwandigkeit der Platte ein geometrisch nichtlineares Problem entstanden ist. Die anschließend durchgeführte Analyse starker Verformungen lief typischerweise mit der Standardvernetzung ab, da die Netzverfeinerung bei dieser Analyseart erfahrungsgemäß kaum Einfluss auf das Endergebnis hat.

An diesem relativ einfachen Beispiel wollte der Autor wiederum die Methodik und die Herangehensweise in MECHANICA aufzeigen, wobei die Problematik der Schalenmodelle sowie der geometrisch nichtlinearen Aufgabenstellungen behandelt wurde.

Literaturverzeichnis

- Beitz W, Küttner K-H (1990) Dubbel Taschenbuch für den Maschinenbau, 17 Aufl, C 38, Springer, ISBN 3-540-52381-2
- Klein B (1999) FEM Grundlagen und Anwendungen der Finite-Elemente-Methode, 3 Aufl, VIEWEG, ISBN 3-528-25125-5
- Parametric Technology Corporation (2008) Pro/ENGINEER Wildfire 4.0 MECHANICA, Help Topic Collection

9 Aufgabe: Knickstab als Instabilitätsproblem

9.1 Aufgabenstellung Knickstab

Die folgende Aufgabe beinhaltet einen schlanken Stab, der auf Instabilität untersucht werden soll. Die Belastung entsteht durch eine Druckkraft im Stab, die nach dem Erreichen einer bestimmten kritischen Last zum sofortigen Versagen führt. Dabei weicht die Stabachse seitlich aus, die Konstruktion wird instabil. Die Problematik wurde im elastischen Bereich bereits von Euler erforscht und mathematisch beschrieben. Das katastrophale Versagen durch eine Instabilität wie Knicken oder Beulen hat in der Praxis zur Folge, dass solche Analysen oftmals zwingend vorgeschrieben sind und deren Bewertung mit großzügigen Sicherheitsfaktoren (z. B. Faktor 10) versehen wird. In dieser Aufgabe wird eine lineare Knick- bzw. Beulanalyse durchgeführt, da MECHANICA lediglich die Option für eine elastische Instabilitätsanalyse besitzt.

9.2 Ersatzmodell

Der erste Knickfall nach Euler (je nach Einspannung gibt es 4 Knickfälle) ist in der Abb. 9-01 dargestellt. Die Länge L des Stabes beträgt hier beispielhaft 1 m.

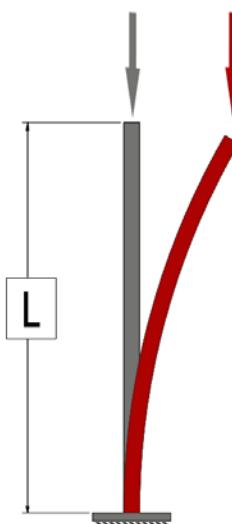


Abb. 9-01: 1. Knickfall nach Euler

In dieser Aufgabe untersuchen wir lediglich den 1. Knickfall nach Euler, wobei die geometrischen Abmessungen beispielhaft als Rechteckquerschnitt in mm – 10x20 gewählt wurden. Damit können zunächst die beiden Flächenträgheitsmomente berechnet werden:

$$I_1 = \frac{20\text{mm} \cdot 10^3 \text{mm}^3}{12} = 1666,6667\text{mm}^4 \quad (9.1)$$

$$I_2 = \frac{10\text{mm} \cdot 20^3 \text{mm}^3}{12} = 6666,6667\text{mm}^4 \quad (9.2)$$

Daraus errechnen sich die kritischen Biegeknicklasten gem. Euler:

$$F_{k1} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_1}{4 \cdot L^2} \quad (9.3)$$

$$F_{k1} = \frac{\pi^2 \cdot 210000 \frac{N}{mm^2} \cdot 1666,6667\text{mm}^4}{4 \cdot 1000^2 \text{mm}^2} = 863,6N \quad (9.4)$$

$$F_{k2} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_2}{4 \cdot L^2} \quad (9.5)$$

$$F_{k2} = \frac{\pi^2 \cdot 210000 \frac{N}{mm^2} \cdot 6666,6667\text{mm}^4}{4 \cdot 1000^2 \text{mm}^2} = 3454,4N \quad (9.6)$$

Diese Zusammenhänge werden mit MECHANICA überprüft und näher untersucht.

9.3 CAD-Modell

In Pro/ENGINEER erzeugen wir die Geometrie im Teilemodus. Wir wählen die Menüfolge **Einfügen→Profil...**, um einen Volumenkörper gem. der Abb. 9-02 zu skizzieren.

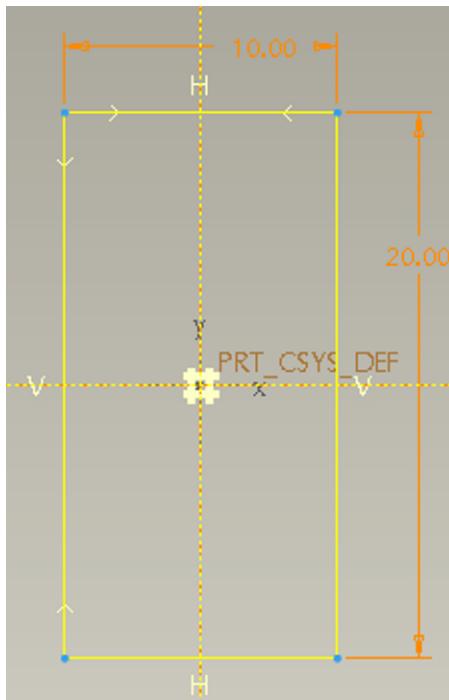


Abb. 9-02: Skizze des Stabquerschnitts

Die Skizze sollte analog der Abb. 9-02 aussehen. Wir beenden den Skizzierer und weisen die Länge des Stabes von 1000 mm zu. Die fertige Geometrie ist in der Abb. 9-03 dargestellt.

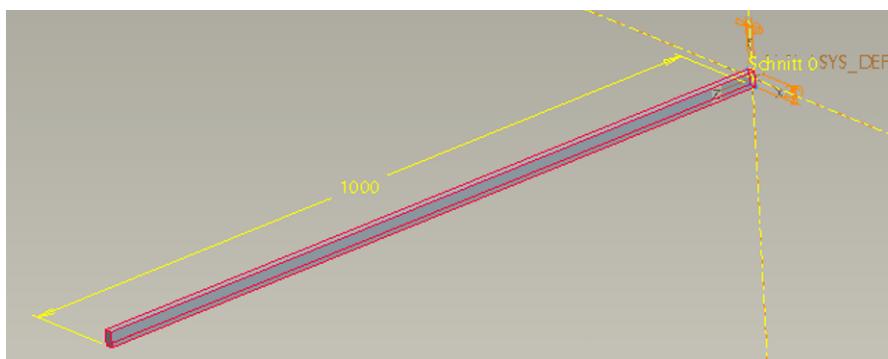


Abb. 9-03: Volumenmodell des Knickstabes

Damit ist der Geometrieaufbau in Pro/ENGINEER abgeschlossen.

9.4 Statische Analyse

Nun erfolgt der Wechsel nach MECHANICA (**Applikationen→Mechanica**). An dieser Stelle soll die Vorgehensweise bei einer Instabilitätsanalyse erklärt werden. In MECHANICA muss zunächst eine statische Analyse mit irgendeiner angenommenen Last (z. B. 100 N) erfolgen. Darauf aufbauend kann eine Beulanalyse (in MECHANICA = Knickanalyse) ausgeführt werden, die sogenannte Beullastfaktoren liefert. Diese Faktoren werden mit der angenommenen Drucklast multipliziert und stellen somit die eigentlichen kritischen Lasten dar.

Zunächst wird das Material analog vorheriger Übungsbeispiele mittels der Menüfolge **Eigenschaften→Materialzuweisung...** zugewiesen (Abb. 9-04).

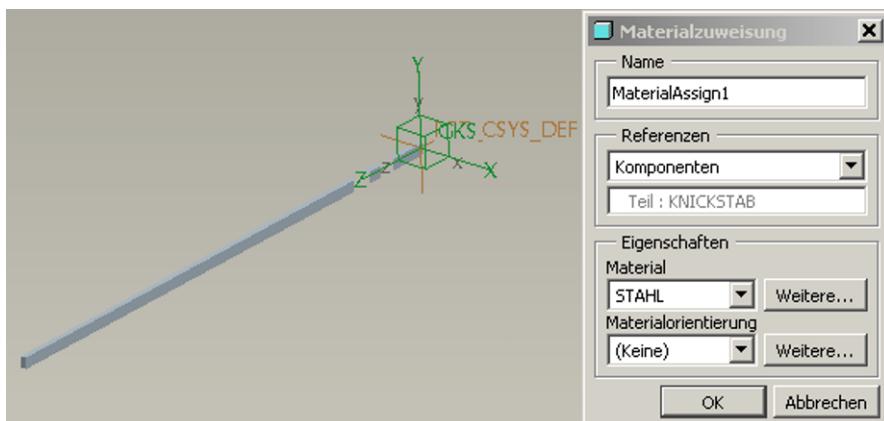


Abb. 9-04: Materialzuweisung mit Standardeigenschaften „Stahl“

Wir bestätigen die Materialzuweisung mit **<OK>** und wählen **Einfügen→Verschiebungsrandbedingung...**, daraufhin erscheint das Definitionsfenster für die Randbedingungen. Eine der beiden Stabendflächen wird fest eingespannt (Abb. 9-05). Die Definition der Randbedingung wird mit **<OK>** beendet.

Anschließend wird die Last mittels der Menüfolge **Einfügen→Kraft-Momentlast...** erzeugt, um eine Druckbeanspruchung im Stab zu bewirken. Die Höhe der Last ist hierbei, wie schon erwähnt, nicht entscheidend, wir geben beispielhaft gem. der Abb. 9-06 die Kraft 100 N ein. Mittels der Option **<Vorschau>** kann die tatsächliche Richtung sowie die Verteilung der Last kontrolliert werden (Abb. 9-06).

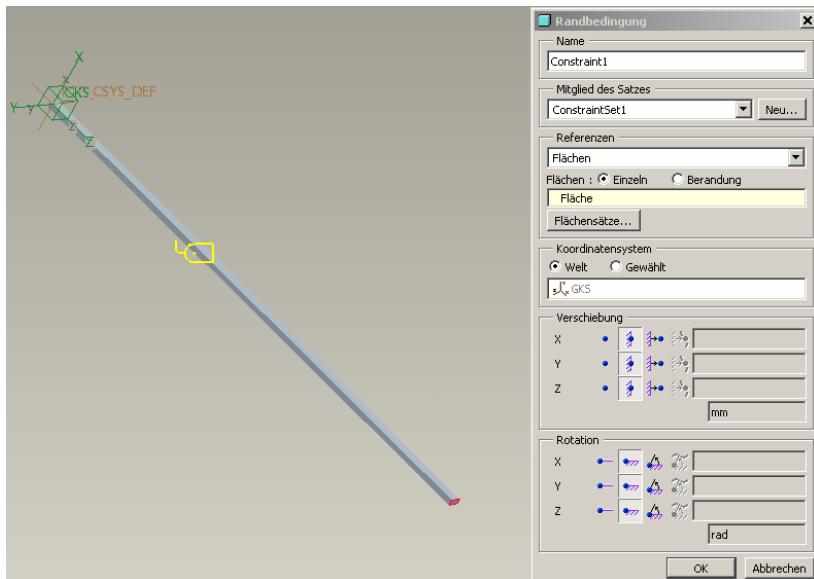


Abb. 9-05: Feste Einspannung am Stab

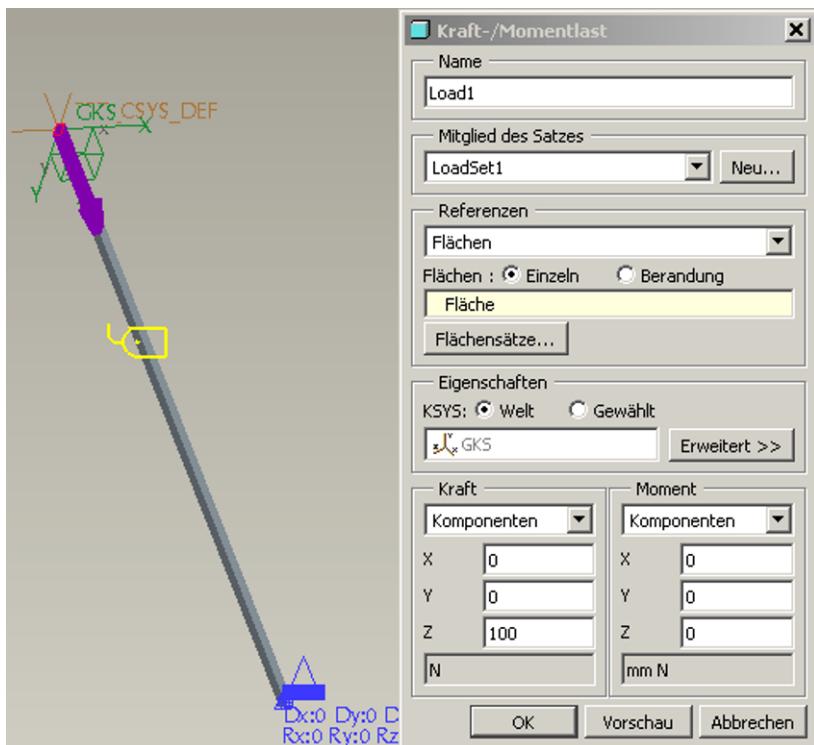


Abb. 9-06: Flächenlast 100 N in Vorschau

Nach dem Bestätigen der Lastdefinition mit <OK> ist die Vorbereitung zur statischen Analyse abgeschlossen. Mittels der bekannten Menüfolge **Analyse→Mechanica Analysen/Studien...** und dann im Analysefenster **Datei→Neue statische Analyse...** wird eine statische Analyse gem. der Abb. 9-07 definiert.

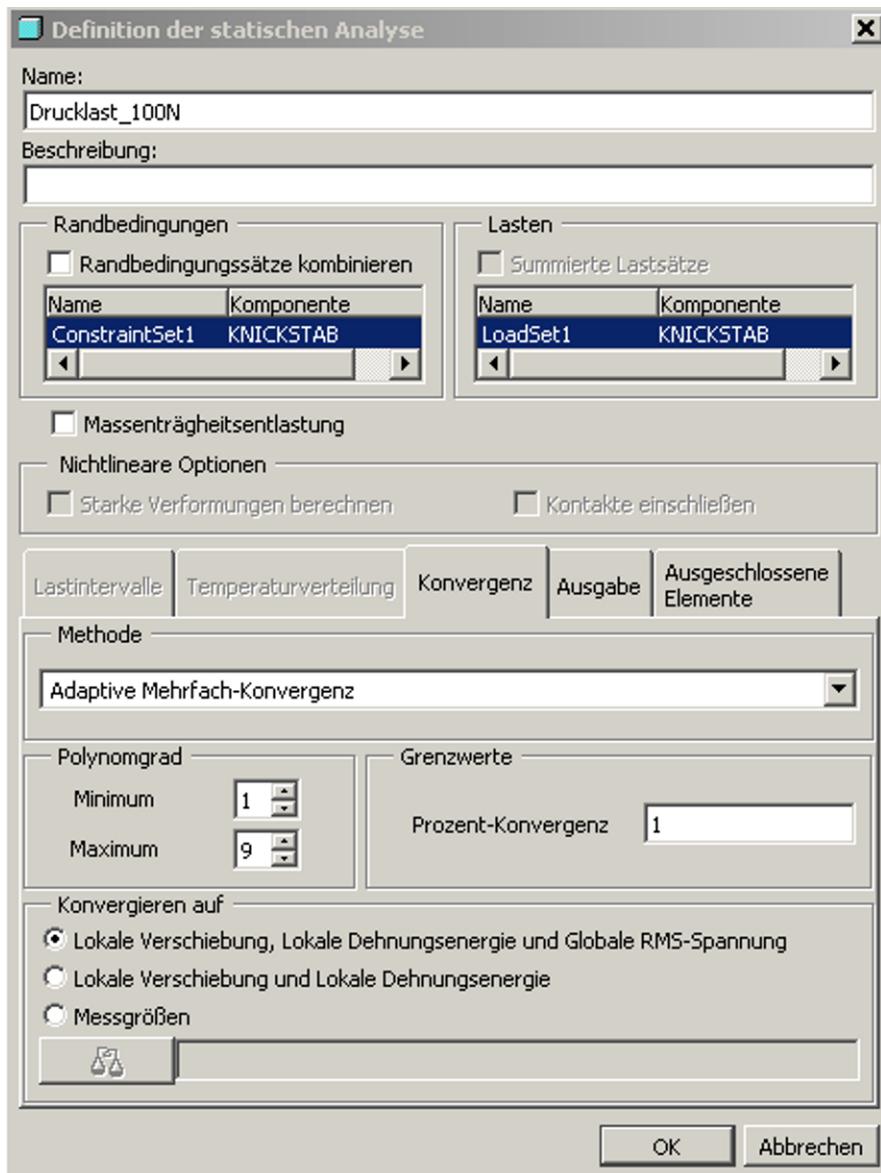


Abb. 9-07: Statische Analyse

Die Analysedefinition erhält wie üblich einen Namen und wird mit <OK> abgeschlossen.

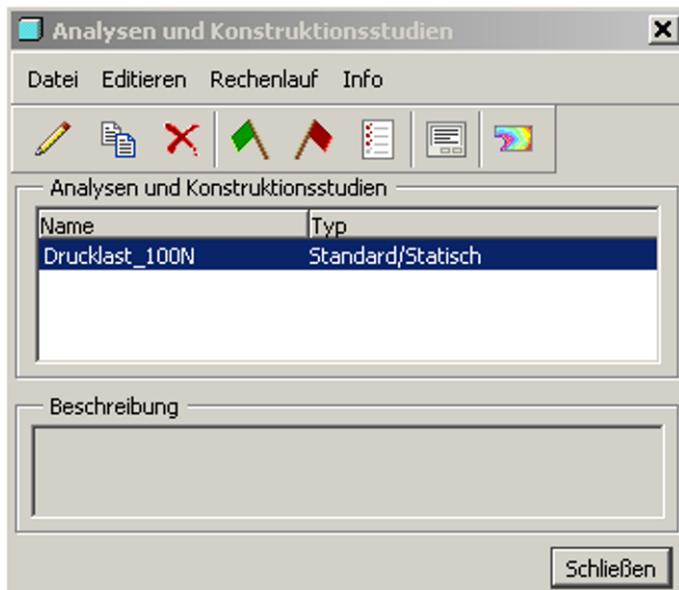


Abb. 9-08: Definition der statischen Analyse fertig

Daraufhin wird die Analyse ausgeführt (grüne Fahne in der Abb. 9-08). Im Statusbericht (**Info→Status...**) kann die erreichte Konvergenz kontrolliert werden. Dabei hat MECHANICA den Polynomgrad 6 erreicht (Abb. 9-09).

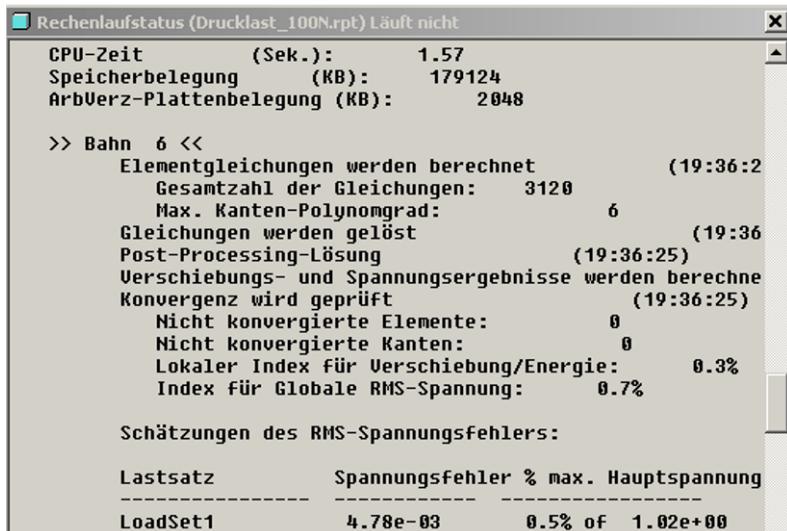


Abb. 9-09: Konvergenz der statischen Analyse

Die statische Analyse ist für die Instabilitätsanalyse unabdingbar, liefert uns hier ansonsten keine wesentlichen Informationen.

9.5 Beulanalyse

Mittels der Menüfolge **Analyse→Mechanica Analysen/Studien...** und dann im bekannten Analysefenster **Datei→Neue Beulanalyse...** wird nun eine Instabilitätsanalyse gem. der Abb. 9-10 definiert.

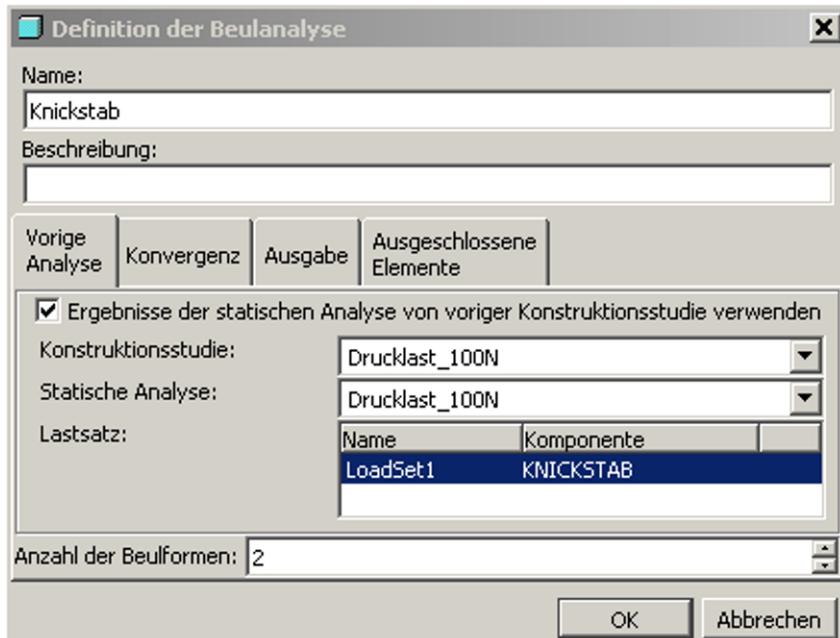


Abb. 9-10: Definition der Beulanalyse

Gesucht werden die ersten zwei Beullastfaktoren, um einen Vergleich mit den beiden analytisch berechneten kritischen Knicklasten zu ermöglichen. Weiterhin sollte die Genauigkeit der Analyse mittels bekannter Konvergenzeinschränkung (Registerkarte <Konvergenz>) gem. der Abb. 9-11 erhöht werden.

Dem Anwender ist vielleicht aufgefallen, dass auch bei dieser Aufgabe gar keine Netzverfeinerung erfolgt. MECHANICA erreicht bei Volumenmodellen im Allgemeinen, abgesehen von manchen Kontaktanalysen, ausreichend genaue Ergebnisse mit der Standardvernetzung. Dabei sollte, wenn möglich, die Mehrfachkonvergenz aktiviert werden, sofern die Ressourcen dies erlauben.

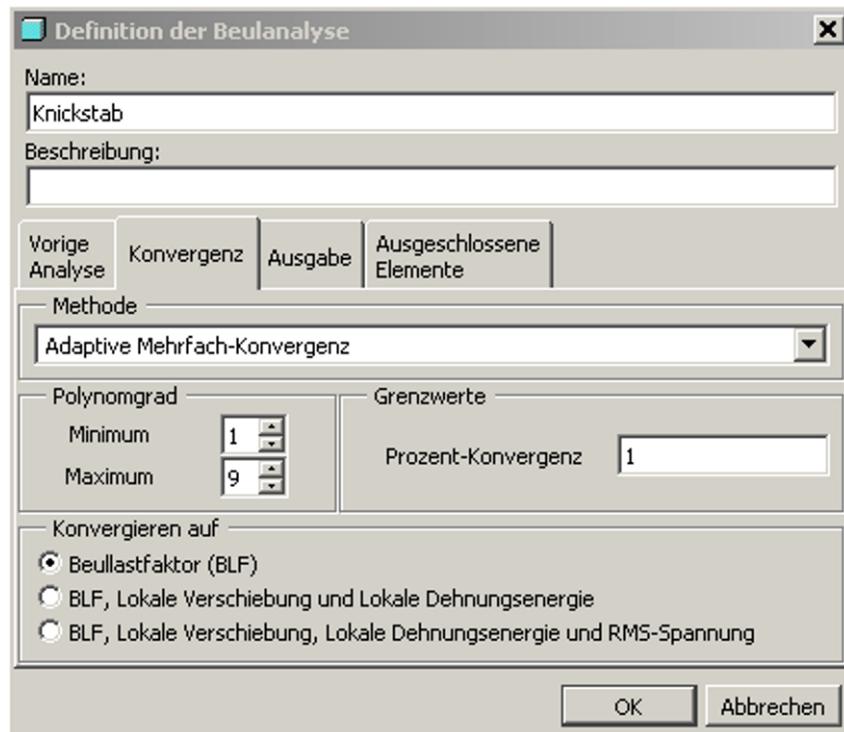


Abb. 9-11: Registerkarte Konvergenz

Wir beenden die Definition der Analyse mit <OK>, daraufhin erscheint das bekannte Fenster für MECHANICA-Analysen gem. der Abb. 9-12.

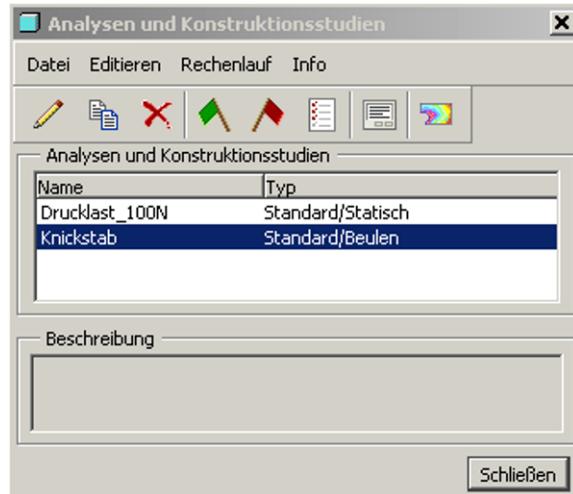


Abb. 9-12: Definition der Beulanalyse fertig

Nun wird die Analyse ausgeführt (grüne Fahne in der Abb. 9-12). Im Statusbericht (**Info→Status...**) können die Ergebnisse der Messgrößen abgelesen werden (Abb. 9-13).

```

Rechenlaufstatus (Knickstab.rpt) Läuft nicht
X: 1.00000e+00 Y: 0.00000e+00 Z: 0.00000e+00
GKS X: 1.00000e+00 Y: 0.00000e+00 Z: 0.00000e+00
GKS Y: 0.00000e+00 Z: 1.00000e+00 X: 0.00000e+00
GKS Z: 0.00000e+00 X: 0.00000e+00 Y: 1.00000e+00

Vorige statische Analyse: Drucklast_100N
Lastsatz: LoadSet1: KNICKSTAB

Randbedingungssatz: ConstraintSet1: KNICKSTAB

Anzahl Eigenmoden: 2

Eigenmode BLF Konvergenz
-----
1 8.649299e+00 0.1%
2 3.457799e+01 0.1%

Analyse "Knickstab" abgeschlossen (19:57:12)

-----
Arbeits- und Plattspeicher-Belegung:

Rechntyp: Windows NT/x86
RAM-Zuteilung für Gleichungslöser (MB): 128.0

Gesamtrechendauer (Sekunden): 4.89
Gesamt-CPU-Zeit (Sekunden): 2.72
Max. Speicherbelegung (KB): 181454

 Ausführlicher Status


```

Abb. 9-13: Statusbericht mit den berechneten Beullastfaktoren

Die berechneten Beullastfaktoren (BLF) betragen gem. der Abb. 9-13 die Werte 8,649 und 34,578. Multipliziert mit der statischen Last von 100 N ergeben sich folgende kritische Knicklasten:

$$F_{k1} = 8,649 \cdot 100N = 864,9N \text{ (analytisch - 863,6N)} \quad (9.7)$$

$$F_{k2} = 34,578 \cdot 100N = 3457,8N \text{ (analytisch - 3454,4N)} \quad (9.8)$$

Die von MECHANICA errechneten Knicklasten stimmen mit den analytischen Werten sehr gut überein.

Wir möchten den Anwender darauf hinweisen, dass MECHANICA die Beullastfaktoren in der Regel überschätzt, so wie im aktuellen Fall, wobei hier der Unterschied natürlich minimal ist.

Wir beenden den Statusbericht mit <Schließen> und erstellen einen Farbplot mittels der Schaltfläche im Fenster für MECHANICA-Analysen (Abb. 9-12), daraufhin erfolgen die Einstellungen für das Ergebnisfenster gem. der Abb. 9-14.

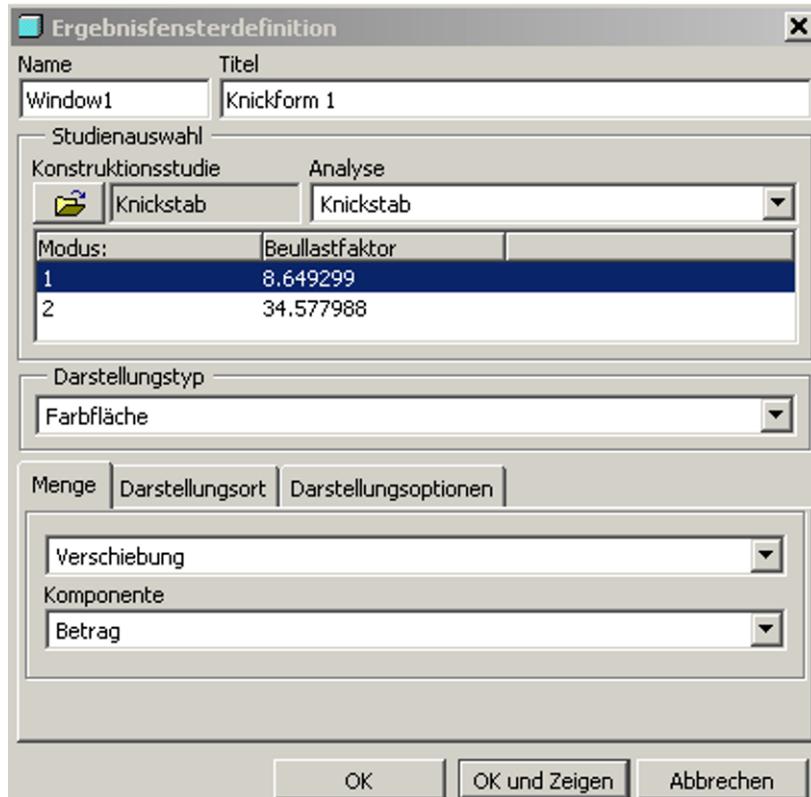


Abb. 9-14: Ergebnisfensterdefinition der 1. Knickform

Unter der Registerkarte <Darstellungsoptionen> deaktivieren wir üblicherweise den <Farbübergang>, um die Farbgrenzen gem. der Abb. 9-15 scharf anzuzeigen.

Hier sollte auf jeden Fall eine verformte Darstellung aktiviert werden, um die Knickformen überhaupt voneinander unterscheiden zu können.

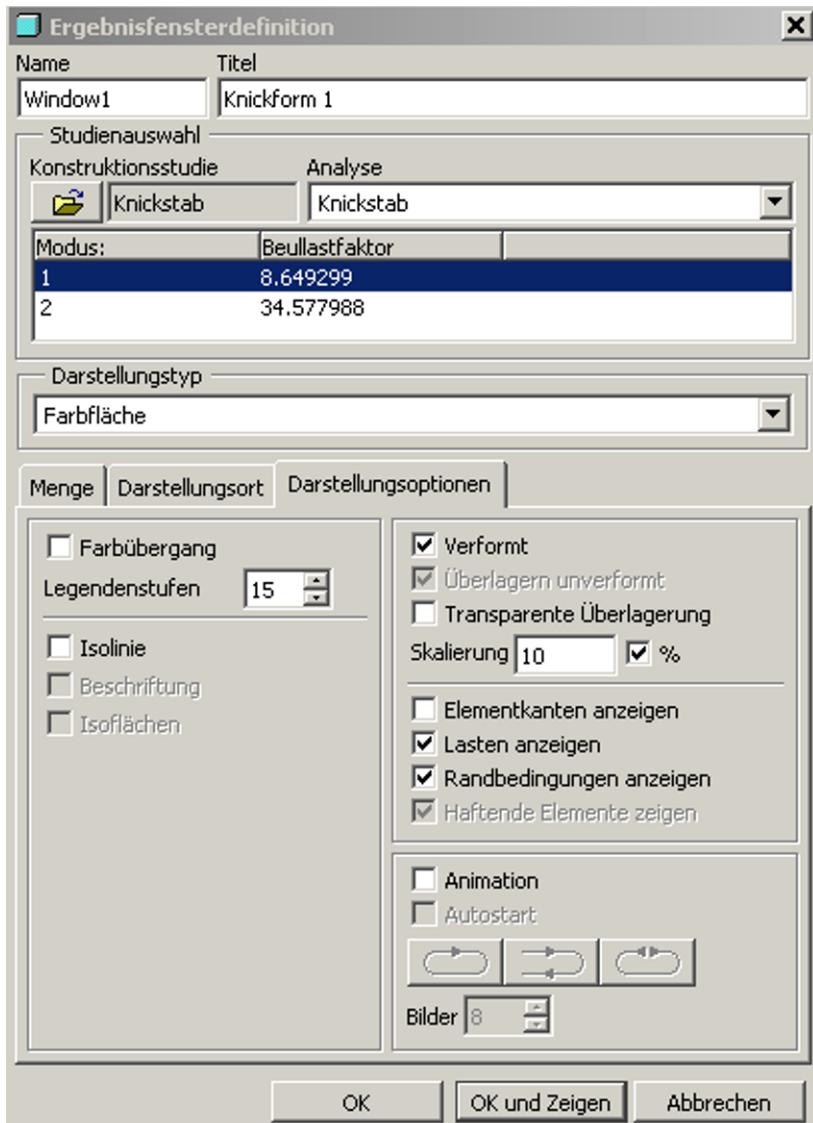


Abb. 9-15: Registerkarte **Darstellungsoptionen**. Falls animierte Darstellungen erzeugt und exportiert werden sollen, wird zusätzlich die Option <Animation> aktiviert.

Wir klicken nun auf <OK und Zeigen> und bearbeiten den Ergebnisplot (Abb. 9-16).

Mittels der Menüfolge **Editieren→Kopieren...** wird der Farbplot der zweiten Beulform gem. der Abb. 9-17 erstellt und angepasst.

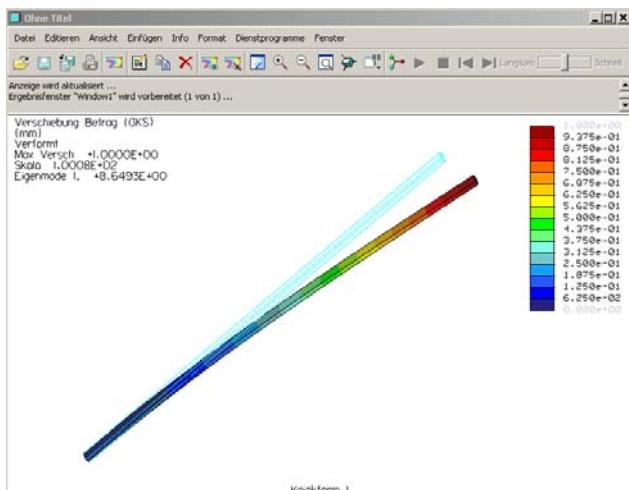


Abb. 9-16: Farbplot der 1. Knickform. Der Hintergrund ist weiß, Symbole für Koordinatensysteme, Randbedingungen und Lasten sind ausgeblendet.

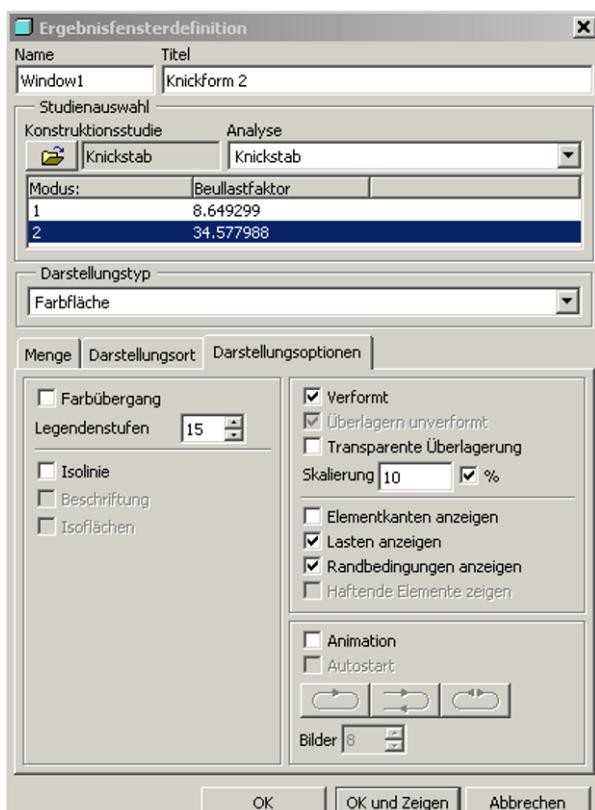


Abb. 9-17: Ergebnisfensterdefinition der 2. Knickform

Wir klicken auf <OK und Zeigen> (Abb. 9-18).

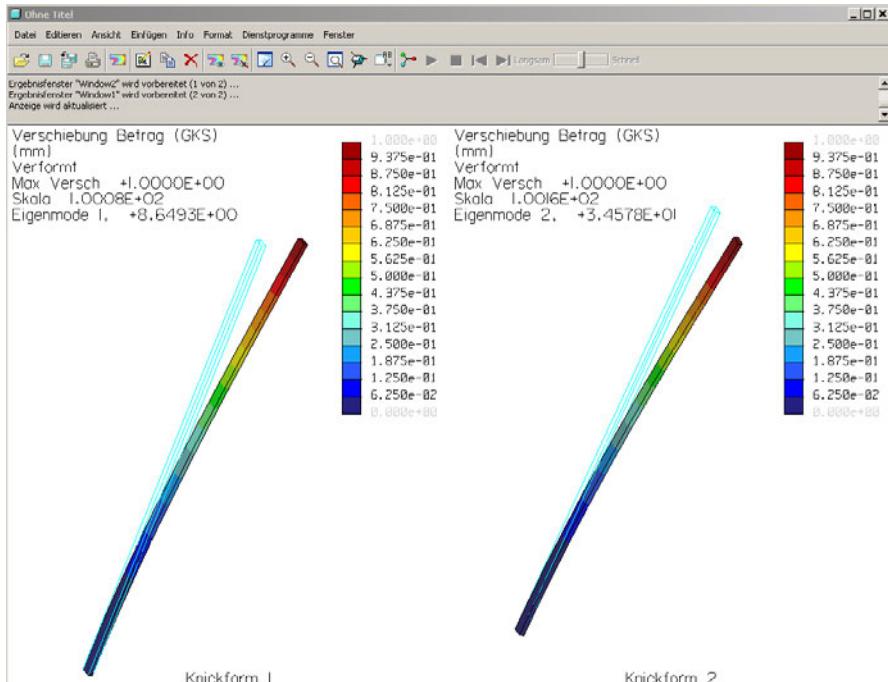


Abb. 9-18: Farbplot der beiden Knickformen. In der Beschriftung des Farbplots sind die Beullastfaktoren als „Eigenmode 1“ bzw. „Eigenmode 2“ etwas unpassend übersetzt.

9.6 Zusammenfassung Kapitel 9

In dieser Aufgabe wurde eine elastische Instabilitätsanalyse in MECHANICA durchgeführt. Die Software unterscheidet an dieser Stelle nicht zwischen Knick- und Beulanalysen, ein 3D-Modell wird stets vorausgesetzt. MECHANICA beinhaltet jedoch die Möglichkeit, Knickstäbe als Balkenelemente oder etwa Beulplatten als Schalen auf Instabilität zu untersuchen.

Die Knick- bzw. Beullasten sind in der Praxis mit ausreichender Sicherheit zu versehen (Faktor 10). Im Falle elastischer Analysen in MECHANICA ist weiterhin die Eigenart der Software zu berücksichtigen, dass MECHANICA die Knick- bzw. Beullasten in der Regel überschätzt. Somit erscheint ein Sicherheitsbeiwert von 10 auf die berechneten Beullastfaktoren nicht übertrieben, denn das Versagen einer Konstruktion aufgrund des Knickens oder Beulens ist stets katastrophal.

An diesem einfachen Beispiel wollte der Autor die Methodik und die Herangehensweise bei Instabilitätsproblemen in MECHANICA aufzeigen.

Literaturverzeichnis

- Beitz W, Küttner K-H (1990) Dubbel Taschenbuch für den Maschinenbau, 17 Aufl, C 42, Springer, ISBN 3-540-52381-2
- Muhs D, Wittel H, Jannasch D, Voßiek J, (2007) Roloff/Matek Maschinenelemente, 18 Aufl, VIEWEG, ISBN 978-3-8348-0262-0
- Parametric Technology Corporation (2008) Pro/ENGINEER Wildfire 4.0 MECHANICA, Help Topic Collection

10 Aufgabe: Wärmeleitstab in THERMAL

10.1 Aufgabenstellung Wärmeleitstab

Einem Maschinenbauer fällt es erfahrungsgemäß (eigene Erfahrung) nicht einfach, die Gesetzmäßigkeiten der Thermodynamik wirklich zu verstehen. Wir beschränken uns daher auf die wesentlichen und einfachsten Sachverhalte aus dem Gebiet der Wärmeübertragung. Zum einen ist bekannt, dass alle Körper eines thermodynamischen Systems einen Temperaturausgleich anstreben. Ist dieses Gleichgewicht erreicht, spricht man von einem stationären Zustand. D. h. die Temperatur ändert sich mit der Zeit nicht. Sollte ein Körper des Systems wärmer sein als der andere, dann fließt die Wärme stets von dem wärmeren Körper zu dem kälteren, vorausgesetzt dass dabei ein Kontakt zwischen diesen Körpern besteht. Würde man dem wärmeren Körper permanent eine bestimmte Wärme zuführen, sodass er auf dem höheren Temperaturniveau bleibt, dann ist dieser Zustand ebenfalls stationär, die Temperatur bleibt mit der Zeit konstant. Sobald die Zeit eine Rolle spielt, sodass eine Temperaturänderung stattfindet, haben wir mit einem instationären oder transientes Zustand zu tun.

In dieser Aufgabe wird sowohl eine stationäre als auch eine transiente Wärmeanalyse durchgeführt, um diese beiden Analysearten in MECHANICA vorzustellen. Als CAD-Modell wird beispielhaft der Knickstab aus der vorherigen Übung genommen.

10.2 Ersatzmodell

Der Wärmeleitstab ist in der Abb. 10-01 dargestellt. Die geometrischen Abmessungen sind mit dem Knickstab aus der letzten Übung identisch.



Abb. 10-01: Wärmeleitstab. Die Randbedingung 20°C entspricht reell einer Regelung (temperierte auf 20°C).

In dieser Aufgabe untersuchen wir die Wärmeleitung von dem wärmeren Ende des Stabes zum kälteren (40° zu 20° gem. der Abb. 10-01). Die Längsseiten des Stabes sind isoliert zu betrachten, sodass keine Konvektion berücksichtigt werden muss. Im stationären Fall kann der Wärmestrom im Stab nach dem Fourier'schen Erfahrungssatz berechnet werden:

$$\dot{Q} = \lambda \frac{T_1 - T_2}{L} A \quad (10.1)$$

Hierbei bedeutet λ die Wärmeleitzahl des Materials. Sie kennzeichnet die Wärmeleitfähigkeit des Werkstoffs und ist für stationäre und transiente Wärmeanalysen relevant. Die Einheit der Wärmeleitzahl ergibt sich zu

$$[\lambda] = \left[\frac{W}{m \cdot K} \right] = \left[\frac{mW}{mm \cdot K} \right] \quad (10.2)$$

Damit sind die Standardeinheiten (Tabellenbücher) der Wärmeleitzahl für MECHANICA ohne Umrechnung gültig, da [mW] bzw. [mm] mit unseren MECHANICA-Einheiten [mmNs] kompatibel sind (Kap. 3.1). Für den Standardstahl werden $\lambda = 41 \text{ mW}/(\text{mmK})$ angenommen, wobei die Wärmeleitzahl je nach Legierungsart stark variieren kann.

$$\dot{Q} = 41 \frac{mW}{mm \cdot K} \frac{40^\circ C - 20^\circ C}{1000 mm} 10 mm \cdot 20 mm \quad (10.3)$$

$$\dot{Q} = 164 mW \quad (10.4)$$

Dieser Zusammenhang wird nachfolgend mit MECHANICA interpretiert.

10.3 CAD-Modell

Wir übernehmen die Geometrie des Knickstabes aus der vorherigen Übung. Das Modell wird in ein neues Verzeichnis kopiert und in Pro/ENGINEER umbenannt: **Datei→Umbenennen**, z. B. als „Stab“ gem. der Abb. 10-02.

Der neue Name soll hier lediglich dazu dienen, die spätere Nachvollziehbarkeit zu erleichtern. Die Bezeichnung des Modells „Knickstab“ würde keinen hilfreichen Hinweis auf eine thermische Simulation liefern.



Abb. 10-02: Umbenennen von „Knickstab“ zu „Stab“

Nach dem Bestätigen mit <OK> (Abb. 10-02) ergänzen wir die thermischen Materialeigenschaften (**Editieren**→**Setup...**→**Material**) mit der Wärmeleitzahl unter der Registerkarte <Thermal> (Abb. 10-03). Dabei sollte der Anwender sich nicht verunsichern lassen, dass MECHANICA hier den Begriff „Wärmeleitfähigkeit“ anstatt der „Wärmeleitzahl“ verwendet.

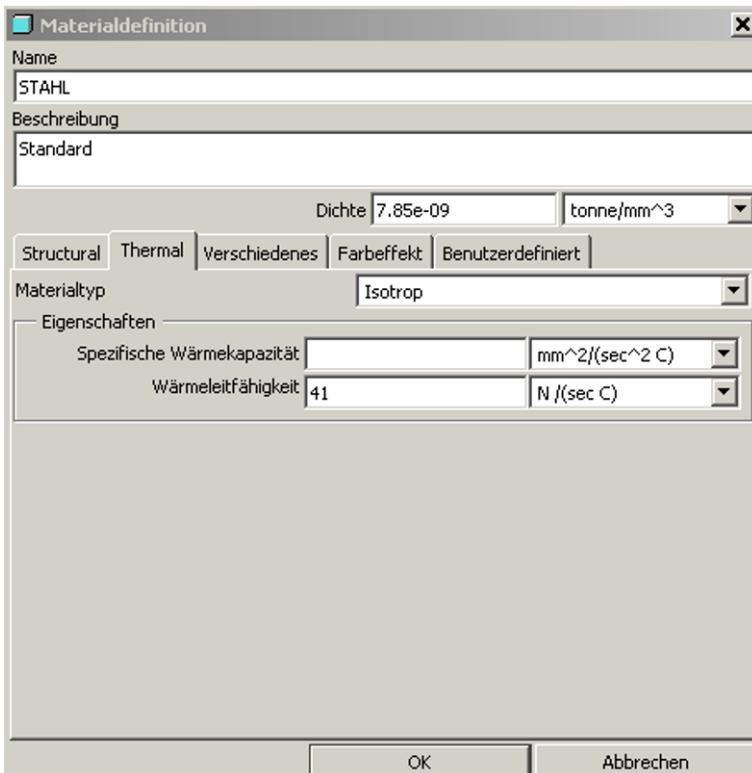


Abb. 10-03: Wärmeleitzahl unter der Registerkarte Thermal

10.4 Stationäre Analyse

Nun erfolgt der Wechsel nach MECHANICA (**Applikationen→Mechanica**), dabei wird nach dem Bestätigen der Einheiten [mmNs] automatisch der Modus STRUCTURE aktiviert, da dieses Modell MECHANICA schon als „Knickstab“ bekannt war. Wir wählen **Editieren→Mechanica Modell einrichten...**, daraufhin wird der Modelltyp <Thermal> gewählt (Abb. 10-04).

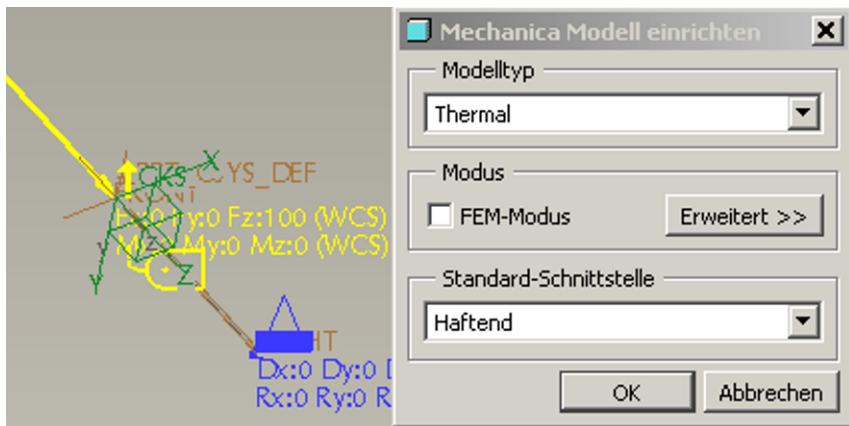


Abb. 10-04: Modelltyp <Thermal>

Wir bestätigen den Modelltyp mit <OK>, die Bedienoberfläche ändert sich entsprechend der Option THERMAL.

Prinzipiell hat man in diesem Modus von MECHANICA nur ganz wenige Funktionen. Es gibt zum einen die Möglichkeit, Wärmelasten (hier in mW) zu definieren, zum anderen die thermischen Randbedingungen in Form von vorgegebenen Temperaturen oder Konvektionsbedingungen zu erstellen.

Zunächst wird die Randbedingung als vorgegebene Temperatur von 20 °C auf dem einen der beiden Enden des Stabes erzeugt: **Einfügen→Vorgegebene Temperatur...** gem. der Abb. 10-05. Die Definition der Randbedingung wird mit <OK> beendet.

Im nächsten Schritt möchten wir die Wärmelast (Wärmequelle) am anderen Ende des Stabes aufbringen. Der analytisch berechnete Wärmestrom von 164 mW (Gleichung 10.4) soll eingesetzt werden, wonach die stationäre thermische Analyse in MECHANICA eine Randtemperatur an der Wärmequelle von 40 °C liefern müsste, um die Plausibilität der Analyse bestätigen zu können.

Wir klicken auf **Einfügen→Wärmelast...**, daraufhin wird die Wärmequelle gem. der Abb. 10-06 erzeugt. Die Abkürzung der Wärmequelle Q (Abb. 10-06) sollte den Anwender auch hier nicht verunsichern, es handelt sich natürlich um den Wärmestrom und nicht um die Wärmemenge.

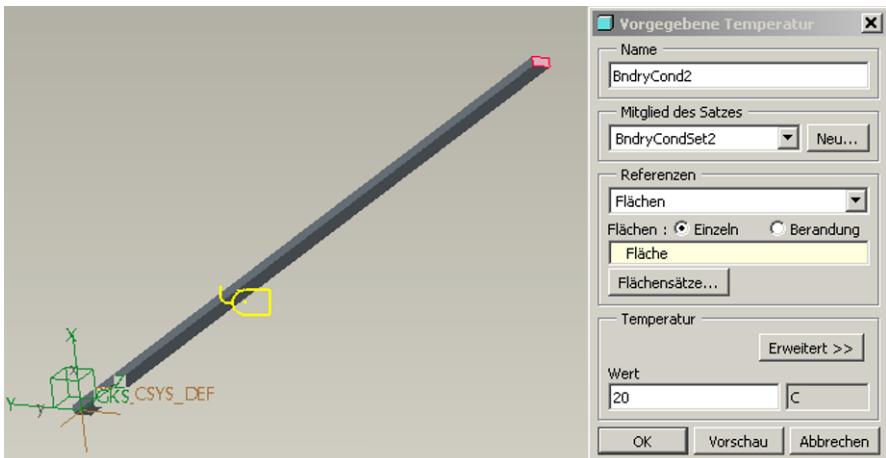


Abb. 10-05: Randbedingung am Stab

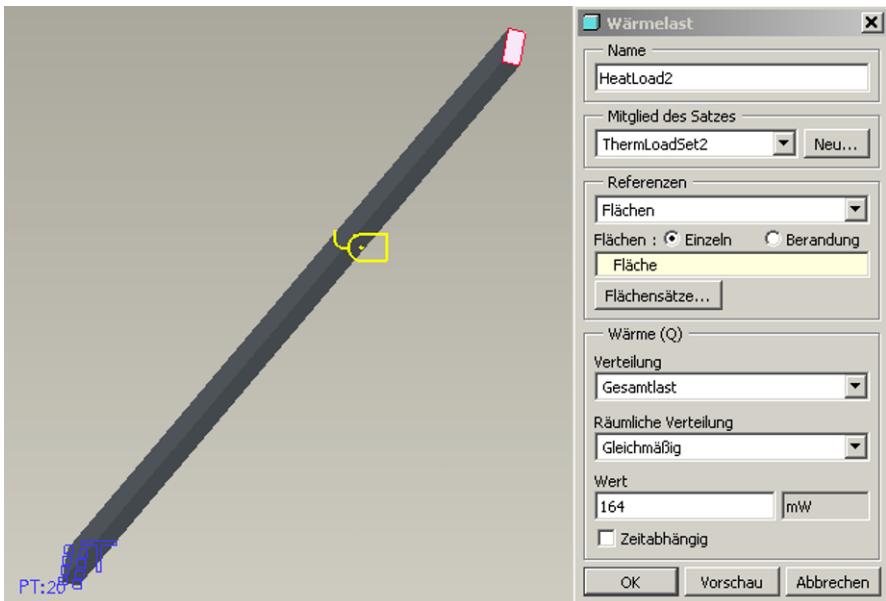


Abb. 10-06: Wärmelast am anderen Ende des Stabes

Nach dem Bestätigen der Lastdefinition mit <OK> ist die Vorbereitung zur stationären Analyse abgeschlossen. Da an den Längsseiten des Stabes nichts definiert wurde, nimmt MECHANICA diese Flächen als wärmeisoliert an. Mittels der bekannten Menüfolge **Analyse→Mechanica Analysen/Studien...** und dann im Analysefenster **Datei→Neue stationäre Wärmeanalyse...** wird eine stationäre Wärmeanalyse gem. der Abb. 10-07 definiert.

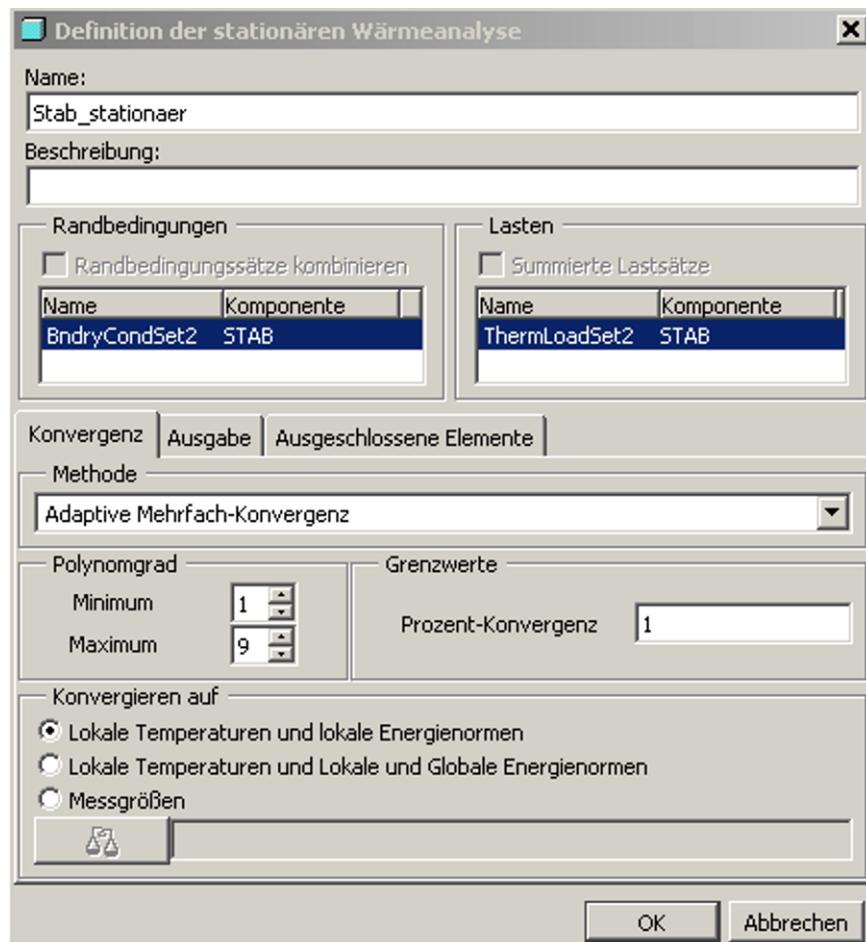


Abb. 10-07: Stationäre Wärmeanalyse

Die Analysedefinition erhält wie üblich einen Namen und wird mit <OK> abgeschlossen (Abb. 10-08).

Daraufhin wird die Analyse ausgeführt (grüne Fahne in der Abb. 10-08). Im Statusbericht (**Info→Status...**) kann die Liste der standardmäßig berechneten Messgrößen gem. der Abb. 10-09 abgelesen werden. In der Auflistung der Messgrößen beträgt die maximale Temperatur (**max_temperature**) 40 °C, damit entspricht das Ergebnis exakt dem erwarteten Wert. Die Konvergenz einiger Ergebnisse ist laut Statusbericht nicht besonders gut, wobei MECHANICA hier lediglich die Polynomordnungen 1 und 2 durchgerechnet hat (siehe Statusbericht), also deutlich größer als eine Einschrittkonvergenz, die bereits mit der Polynomordnung 3 startet (Kap 1.8). Außerdem sind die „schlecht“ konvergierten Mess-

größen (Wärmefluss und Temperaturgradient) ohnehin senkrecht zur Wärmeisolation ausgerichtet, beinahe 0 und somit irrelevant.

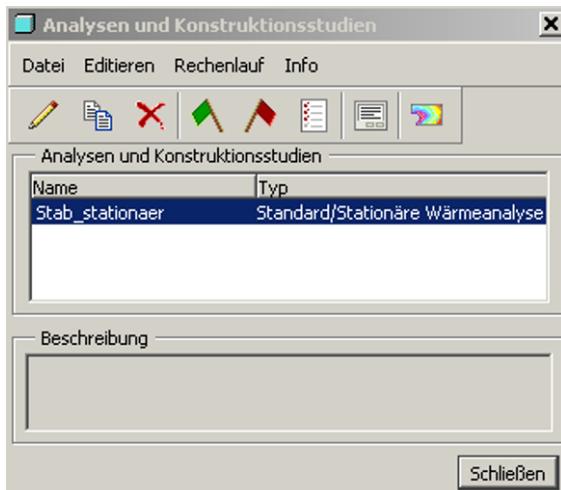


Abb. 10-08: Definition der stationären Wärmeanalyse fertig

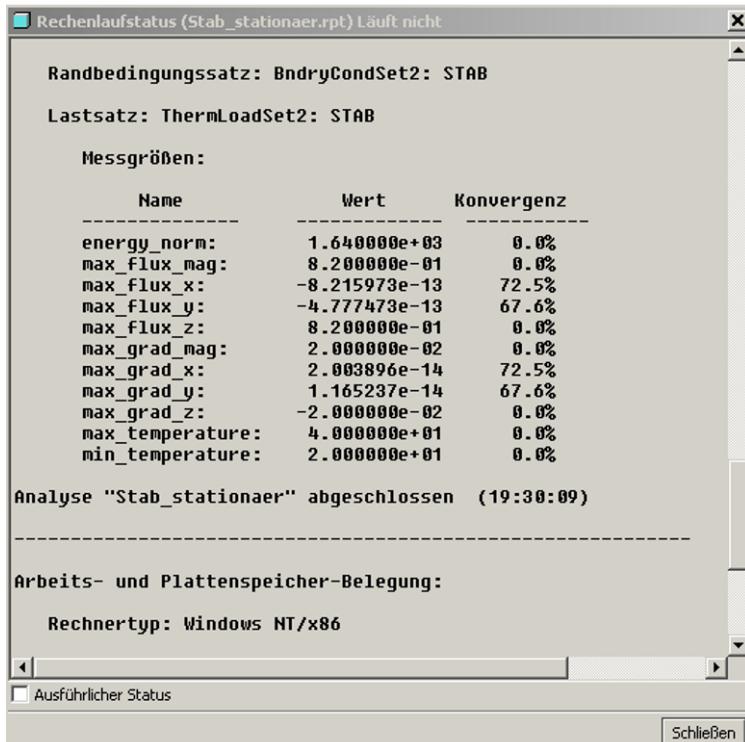


Abb. 10-09: Messgrößen der stationären Wärmeanalyse

Wir beenden den Statusbericht (Abb. 10-09) mit <Schließen> und erzeugen zur Kontrolle einen Farbplot der Temperaturverteilung mittels der Schaltfläche im Fenster der MECHANICA-Analysen (Abb. 10-08). Daraufhin wird die Ergebnisfensterdefinition gem. der Abb. 10-10 eingestellt. Der Farbübergang (Registerkarte <Darstellungsoptionen>) sollte wie immer deaktiviert werden. Wir klicken auf <OK und Zeigen> (Abb. 10-11).

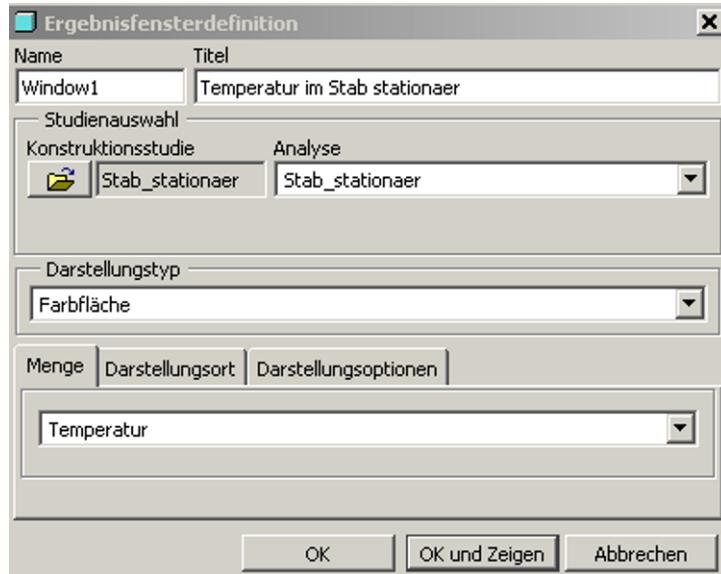


Abb. 10-10: Ergebnisfensterdefinition

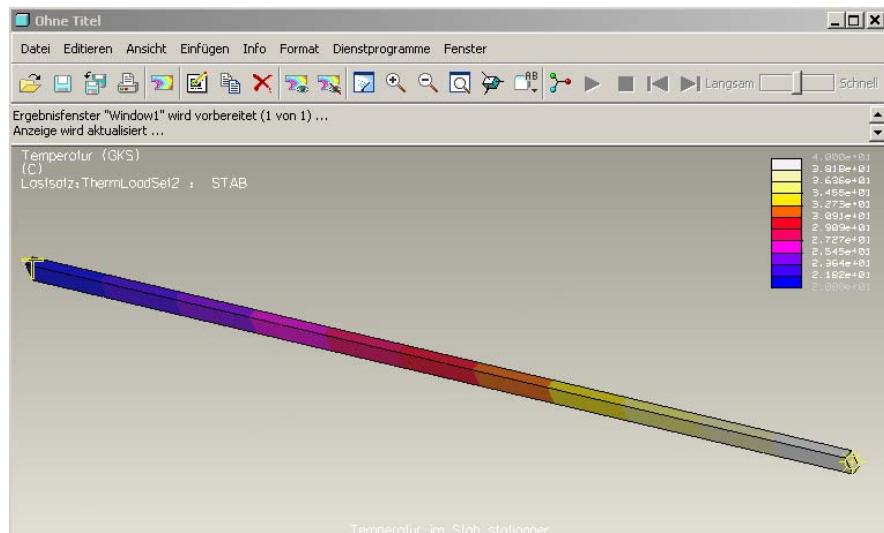


Abb. 10-11: Farbplot der Temperaturverteilung

10.5 Transiente Wärmeanalyse

Für eine Zeitbetrachtung stellen wir uns zunächst den aktuellen stationären Fall nochmals vor. Die Wärmequelle an einem Ende des Stabes pumpt permanent Wärme in den Stab, sodass sich eine Temperaturdifferenz von insgesamt 20 °C einstellt. Das ist der Dauerzustand, zugleich der Endzustand im System. Vor dem Einschalten der Wärmequelle soll der Stab einheitlich 20 °C haben. Nun stellt sich die Frage: Wie lange dauert es nach dem Aktivieren der Wärmelast bis der statio-näre Zustand erreicht ist?

Eine einfache Rechnung ist hier nicht möglich, jedoch eine grobe Abschätzung. Die Wärmemenge, die erforderlich wäre, um den gesamten Stab um 20 °C aufzu-heizen, beträgt:

$$Q = c \cdot m \cdot \Delta T \quad (10.5)$$

Die spezifische Wärmekapazität c charakterisiert bei einem Werkstoff die Eigen-schaft, die Wärme aufnehmen und speichern zu können. Je nach Legierungsart va-riiert diese Kennzahl ebenfalls stark. Für den Standardstahl werden hier beispiel-haft 0,47 kJ/(kgK) angenommen. Diese Tabellenangabe der spezifischen Wärmekapazität erlaubt nun keine direkte Übernahme in MECHANICA, da die Einheiten (in MECHANICA [mmNs]) nicht kompatibel sind, somit umgerechnet werden müssen:

$$[c] = \left[\frac{kJ}{kg \cdot K} \right] = \left[\frac{10^3 N \cdot m}{10^{-3} t \cdot K} \right] = \left[\frac{10^9 N \cdot mm}{t \cdot K} \right] = \left[\frac{10^9 mm^2}{s^2 \cdot K} \right] \quad (10.6)$$

Wenn die Wärmemenge vereinfacht als Produkt des Wärmestroms und der Zeit-dauer des Aufheizens angenommen wird, dann folgt:

$$\dot{Q} \cdot \Delta t = c \cdot m \cdot \Delta T \quad (10.7)$$

$$\Delta t = \frac{c \cdot m \cdot \Delta T}{\dot{Q}} \quad (10.8)$$

$$\Delta t = \frac{0,47 \cdot 10^9 \cdot 1,57 \cdot 10^{-3} \cdot 20}{164} \approx 90000s \quad (10.9)$$

Die ausgerechnete Aufheizdauer gilt nur als Anhaltspunkt, denn das transiente Problem ist natürlich nichtlinear, außerdem gibt es Verluste aufgrund der Tem-pe-rierung auf 20°C (thermische Randbedingung).

Als Erstes wird bei den Materialeigenschaften die spezifische Wärmekapazität gem. der Abb. 10-12 eingetragen bzw. ergänzt.

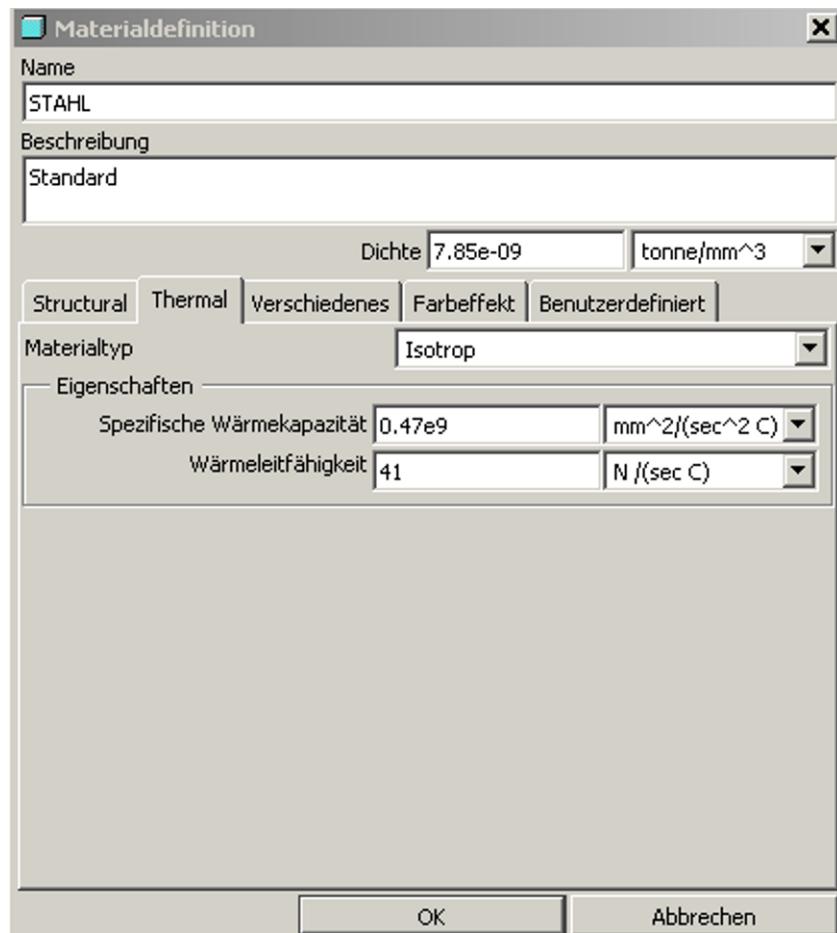


Abb. 10-12: Spezifische Wärmekapazität

Mittels der bekannten Menüfolge **Analyse→Mechanica Analysen/Studien...** und dann im Analysefenster **Datei→Neue transiente Wärmeanalyse...** wird nun eine transiente Wärmeanalyse gem. der Abb. 10-13 definiert. Unter der Registerkarte **<Ausgabe>** werden analog der dynamischen Analysen (Kap. 3) benutzerdefinierte Ausgabeintervalle eingestellt (Abb. 10-14). Nur so gibt es volle Ausgabesätze der Temperaturverteilung in den Berechnungsschritten. Damit ist das die einzige Möglichkeit, die Temperaturverteilung zu einem bestimmten (berechneten) Zeitpunkt als thermische Last in STRUCTURE zu übernehmen. Als Obergrenze der Analyse werden z. B. 300000 Sekunden angenommen (Abb. 10-14), um die grob geschätzten 90000 Sekunden sicher innerhalb der Rechnung zu platzieren.

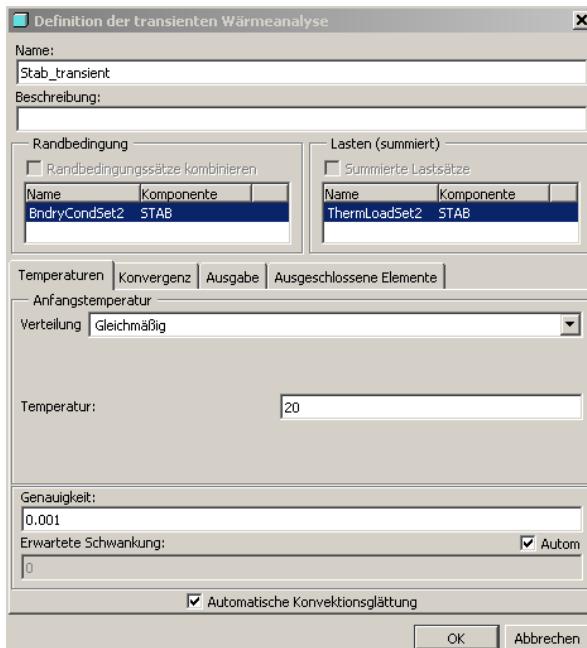


Abb. 10-13: Definition der transienten Wärmeanalyse

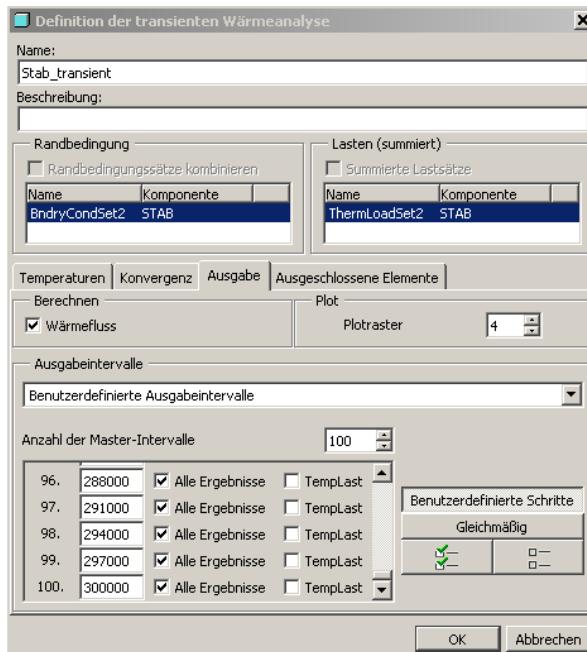


Abb. 10-14: Registerkarte Ausgabe

Die Definition der transienten Wärmeanalyse erhält wie üblich einen Namen und wird mit <OK> abgeschlossen. Daraufhin wird die Analyse ausgeführt (grüne Fahne in der Abb. 10-15).

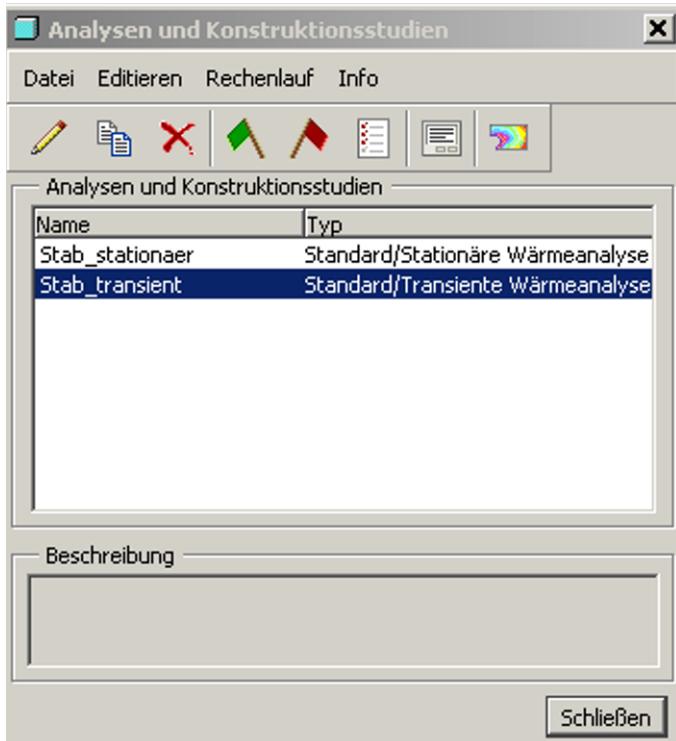


Abb. 10-15: Transiente Wärmeanalyse

Die Analyse dauert deutlich länger und kann „live“ im Statusbericht verfolgt werden. Anhand des Statusberichts sind gewisse Parallelen zu den dynamischen Schwingungsanalysen (Kap. 3) erkennbar.

Nach dem Ende des Rechenlaufs erzeugen wir zur Kontrolle einen Farbplot des graphischen Temperaturverlaufs mittels der Schaltfläche im Fenster der MECHANICA-Analysen (Abb. 10-15). Daraufhin wird die Ergebnisfensterdefinition gem. der Abb. 10-16 eingestellt.

Wir klicken auf die Schaltfläche unter <Messgröße>, um die maximale gemessene Temperatur als vordefinierte Messgröße auszuwählen (Abb. 10-17). Nach dem Bestätigen mit <OK> wird der graphische Verlauf der maximalen Temperatur mittels <OK und Zeigen> aufgerufen (Abb. 10-18).

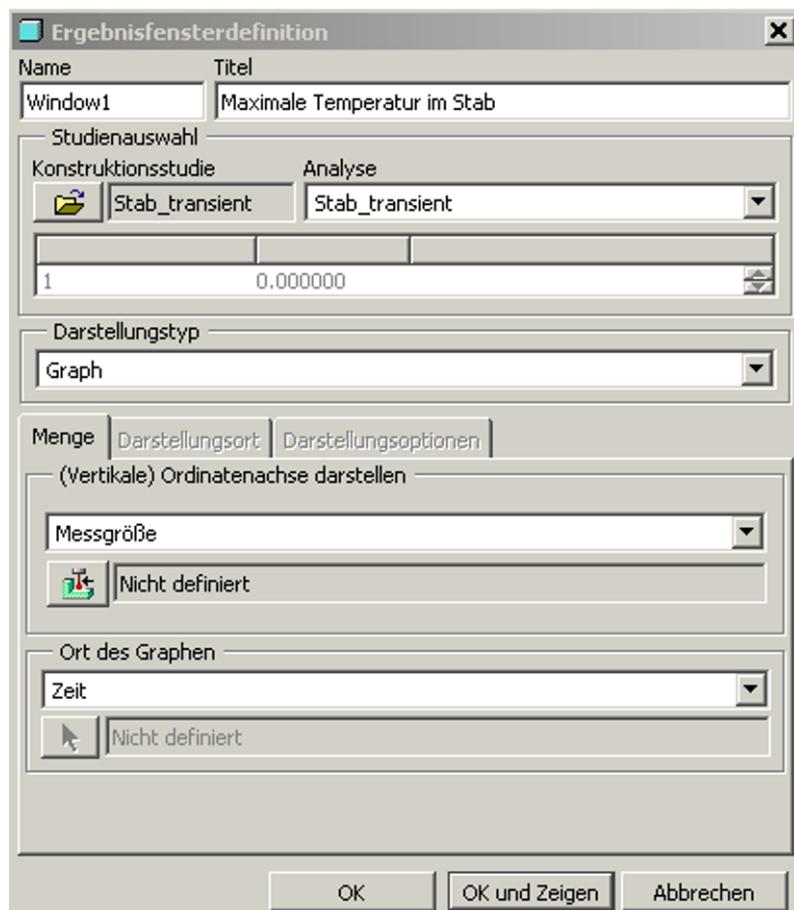


Abb. 10-16: Ergebnisfensterdefinition

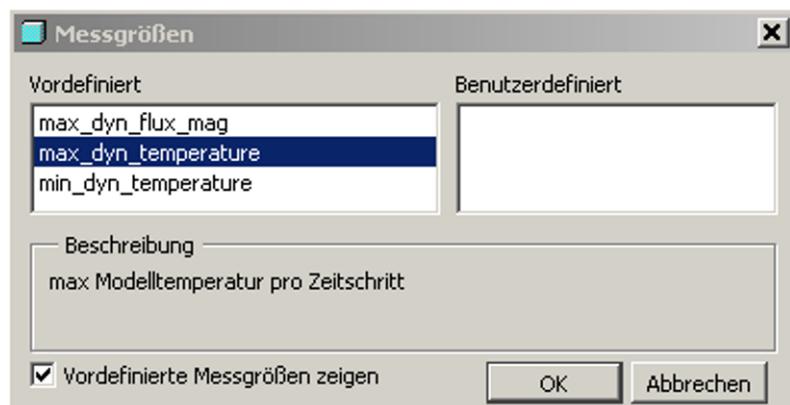


Abb. 10-17: Messgröße <max_dyn_temperature> im Modell

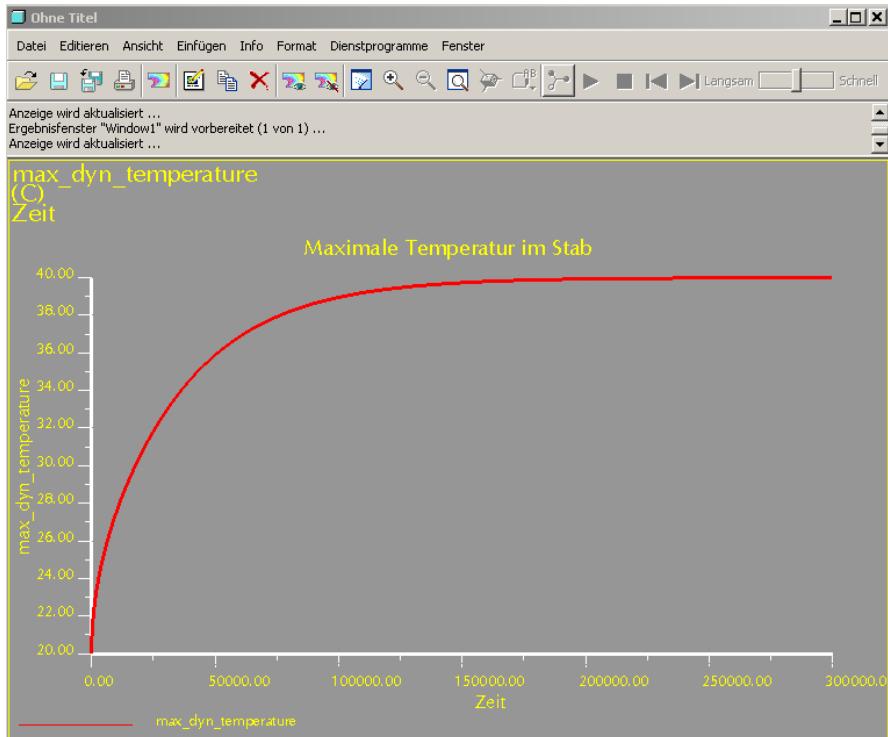


Abb. 10-18: Zeitlicher Verlauf der maximalen Modelltemperatur

Der Graph in der Abb. 10-18 entspricht unseren Erwartungen, da die Temperaturkurve monoton gegen 40°C zum stationären Zustand konvergiert.

10.6 Zusammenfassung Kapitel 10

In dieser Aufgabe wurde am CAD-Modell des Knickstabes zunächst eine stationäre Wärmeanalyse durchgeführt. Das Ergebnis der maximalen Temperatur entsprach exakt dem Fourier'schen Erfahrungssatz. Daraufhin wurde eine transiente Wärmeanalyse angesetzt, um den Einfluss der thermischen Kennwerte zu verdeutlichen. Im stationären Zustand war lediglich die Wärmeleitzahl von Bedeutung, erst im instationären, transienten Fall wurde die spezifische Wärmekapazität berücksichtigt.

Bei der Betrachtung blieb der andere Randbedingungstyp – die Konvektion – völlig unberührt. Die konvektive Wärmeübergangszahl ist von sehr vielen Faktoren abhängig und sollte daher stets sorgfältig recherchiert werden, entweder anhand von experimentellen Messungen oder mathematisch deduktiv. Die Grundkenntnisse aus dem Studium Maschinenbau reichen definitiv nicht aus.

An diesem einfachen Beispiel wollte der Autor die Methodik und die Herangehensweise bei Wärmeanalysen in MECHANICA aufzeigen.

Literaturverzeichnis

Beer H (1992) Skript zur Vorlesung Thermodynamik III, TU Darmstadt

Klein B (1999) FEM Grundlagen und Anwendungen der Finite-Elemente-Methode, 3 Aufl,
VIEWEG, ISBN 3-528-25125-5

Parametric Technology Corporation (2008) Pro/ENGINEER Wildfire 4.0 MECHANICA, Help
Topic Collection

11 Drei Aufgaben zur autodidaktischen Weiterbildung

11.1 Zwei-Massen-Schwinger

Im letzten Übungskapitel werden drei Beispiele gezeigt, die allerdings für sich eine Kurzanleitung ohne detaillierte Plausibilitätskontrolle darstellen. Es bleibt demnach dem Leser überlassen, die Ergebnisse zu prüfen und zu bewerten. Weiterhin werden nur wenige Menübefehle zitiert, sodass der Anwender die bisher erlernten Techniken und Funktionalitäten wiederholen bzw. intuitiv erweitern soll.

Die erste Aufgabe beinhaltet, vereinfacht betrachtet, einen Zwei-Massen-Schwinger, bestehend aus einer Punktmasse am Ende eines Balkens (Abb. 11-01). Die Anregungsfunktion wird hier zeitabhängig implementiert, weiterhin soll die Dämpfung berücksichtigt werden. In der Praxis bleibt diese Angabe meistens eine große Unbekannte, da die Dämpfung bestenfalls an einem bestehenden Schwingungssystem gemessen werden kann.

11.1.1 Ersatzmodell

In der Abbildung 11-01 ist das Ersatzmodell eines Zwei-Massen-Schwingers dargestellt. Für MECHANICA bedeutet dieser Schwinger ein Kontinuum, der Balken wird mit seiner Masse nicht im Schwerpunkt abgebildet, sondern über die gesamte Länge repräsentiert.

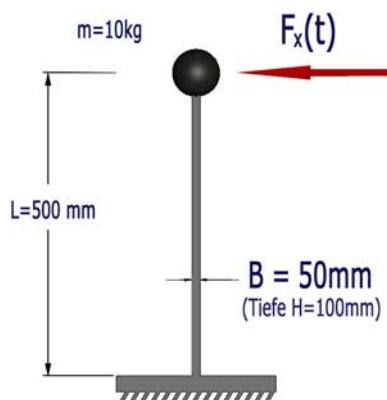


Abb. 11-01: Ersatzmodell des Zwei-Massen-Schwingers

Die Anregung soll durch einen sinusförmigen Impuls entstehen, indem die äußere Kraft (Abb. 11-01) innerhalb der Impulsdauer von 0,01 Sekunden mit der maximalen Amplitude 1000 N wirkt. Für das System wird eine recht starke geschwindigkeitsproportionale Dämpfung von 10 % angenommen, sodass die Schwingung sehr schnell abklingen müsste. In der Praxis wäre etwa 1 % bis 2 % für die viskose (geschwindigkeitsproportionale) Dämpfung anzusetzen.

11.1.2 CAD-Modell

Die Abbildung 11-02 zeigt den Modellaufbau in Pro/ENGINEER, analog der Aufgabe zum Ein-Massen-Schwinger (Kap. 3) werden hier lediglich zwei Punkte gebraucht (Abb. 11-02).

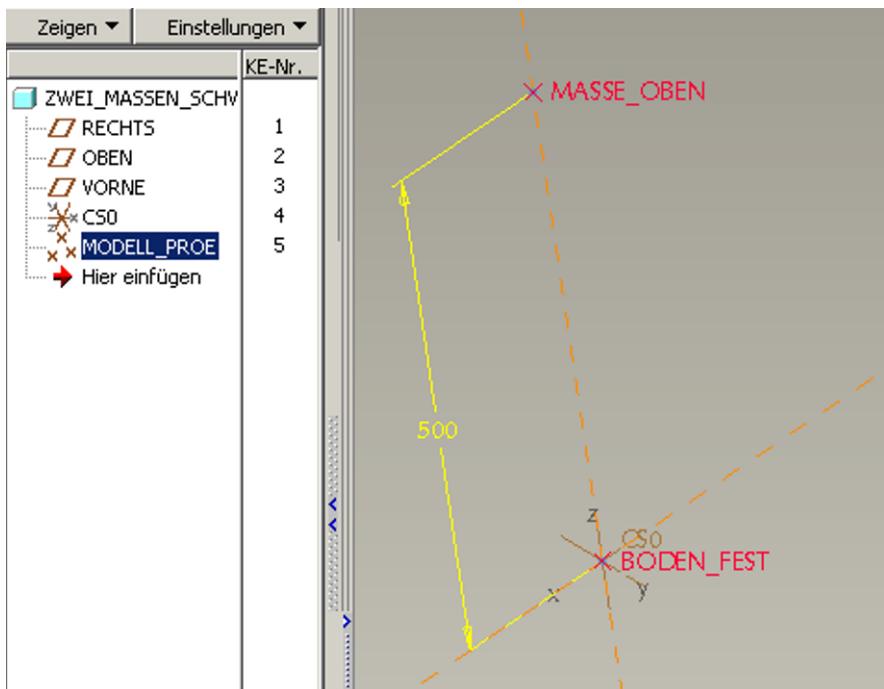


Abb. 11-02: Bezugspunkte als CAD-Modell

Nach dem Aufbau der beiden Bezugspunkte (die Methode des Modellierens spielt keine Rolle) erfolgt der Wechsel nach MECHANICA.

11.1.3 FE-Modell in MECHANICA

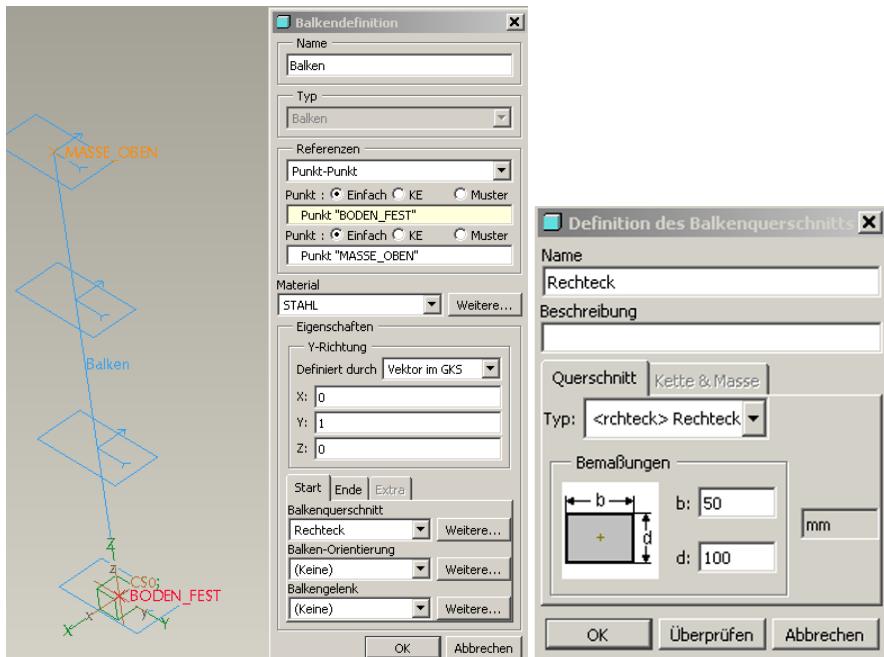


Abb. 11-03: Balkendefinition

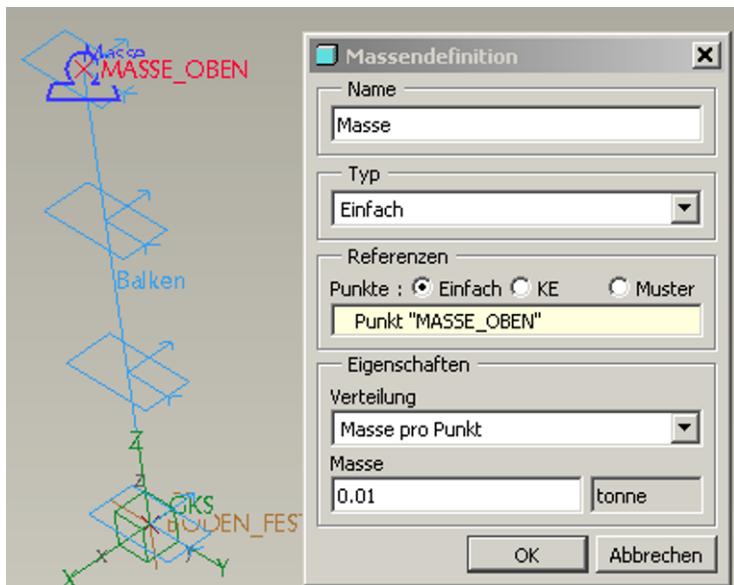


Abb. 11-04: Massenpunkt

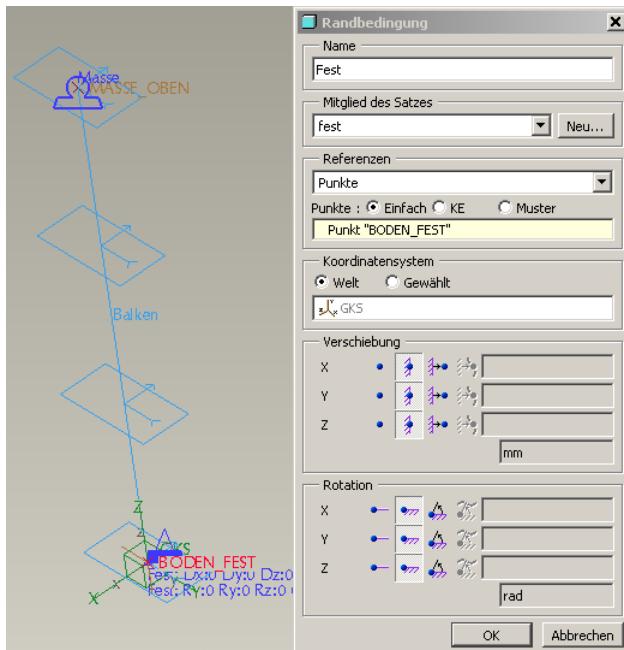


Abb. 11-05: Feste Einspannung

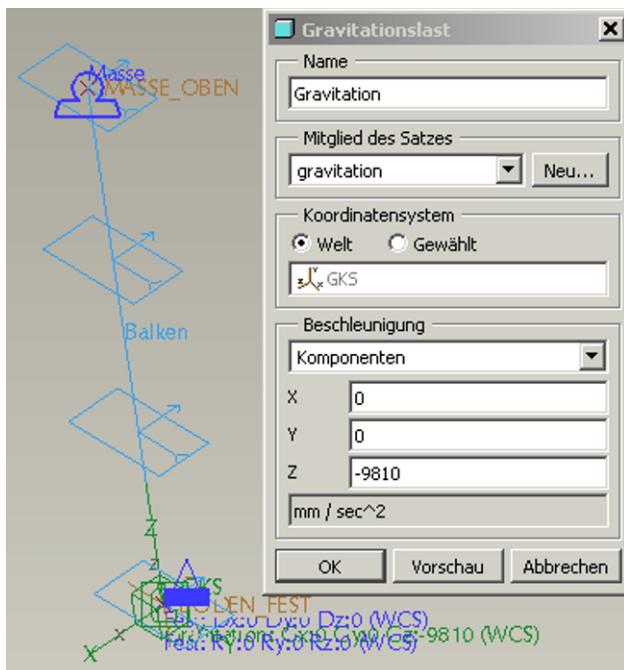


Abb. 11-06: Lastsatz Gravitation

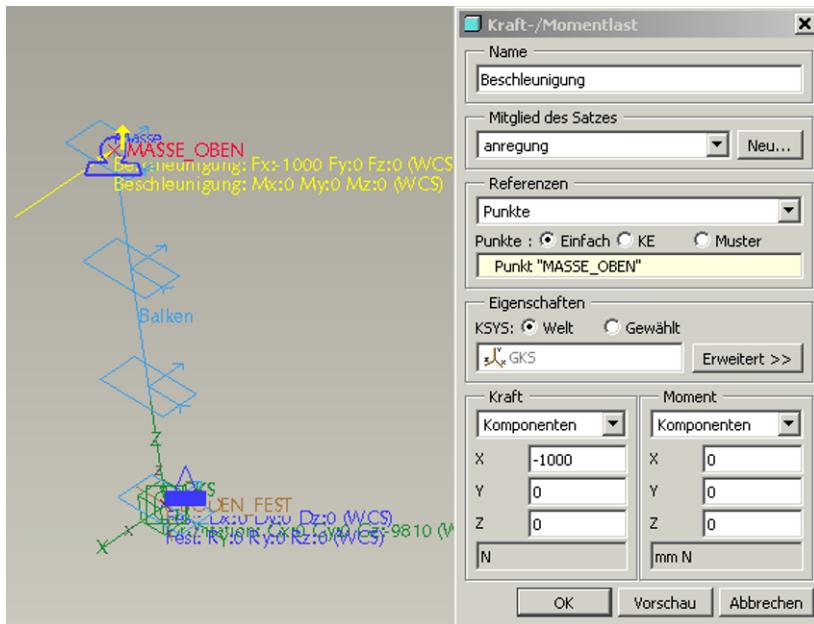


Abb. 11-07: Lastanregung maximal. Die Kraftwirkung ist hier beispielhaft in negativer X-Richtung angenommen, wobei das Vorzeichen aufgrund der Symmetrie keine Rolle spielt.

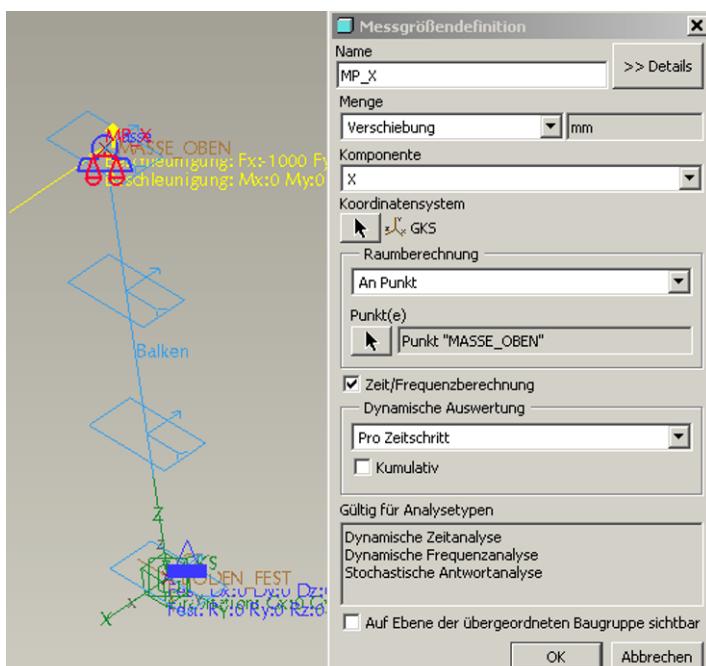


Abb. 11-08: Messgröße Systemantwort

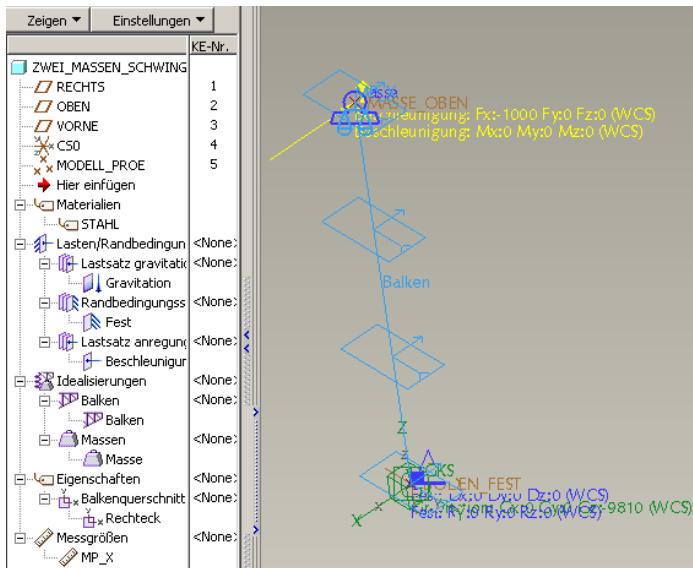


Abb. 11-09: FE-Modell fertig

11.1.4 Modalanalyse

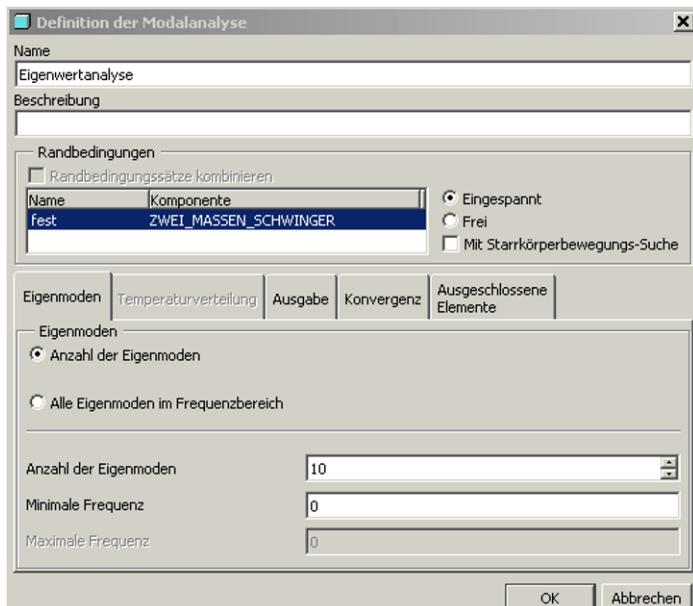


Abb. 11-10: Definition der Modalanalyse. Erfahrungsgemäß sollte man mindestens 10 ersten Eigenfrequenzen mittels der adaptiven Mehrfachkonvergenz berechnen lassen.

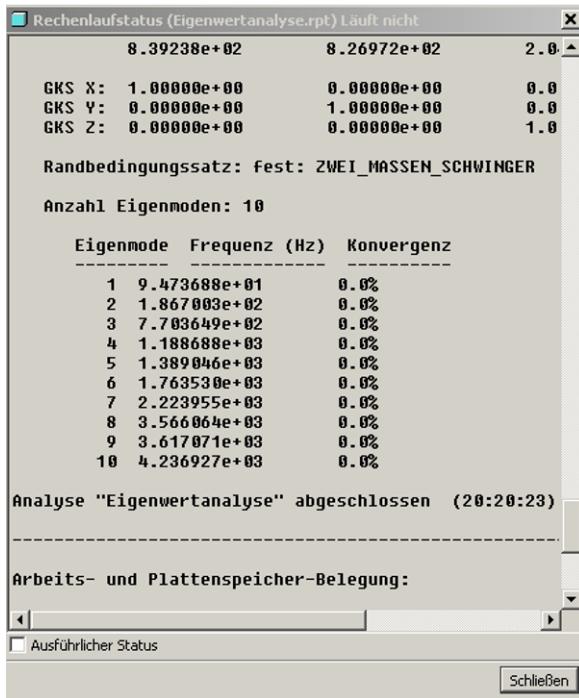


Abb. 11-11: Berechnete Eigenfrequenzen im Statusbericht

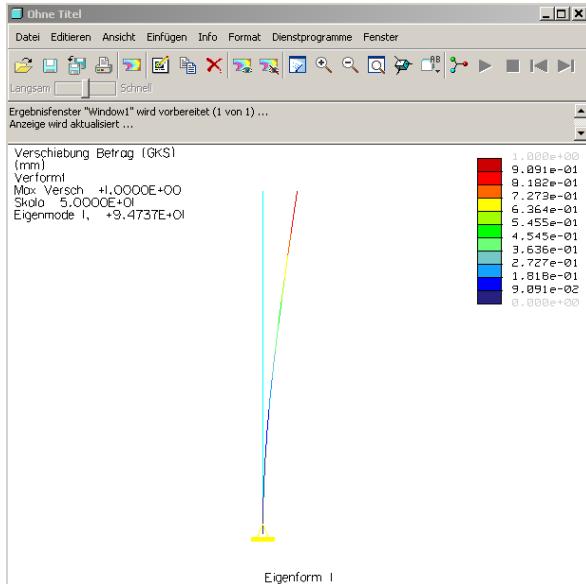


Abb. 11-12: Farbplot der 1. Eigenform. Die dazugehörige (tiefste) Eigenfrequenz ist im Farbplot als „Eigenmode 1“ angegeben.

11.1.5 Dynamische Zeitanalyse

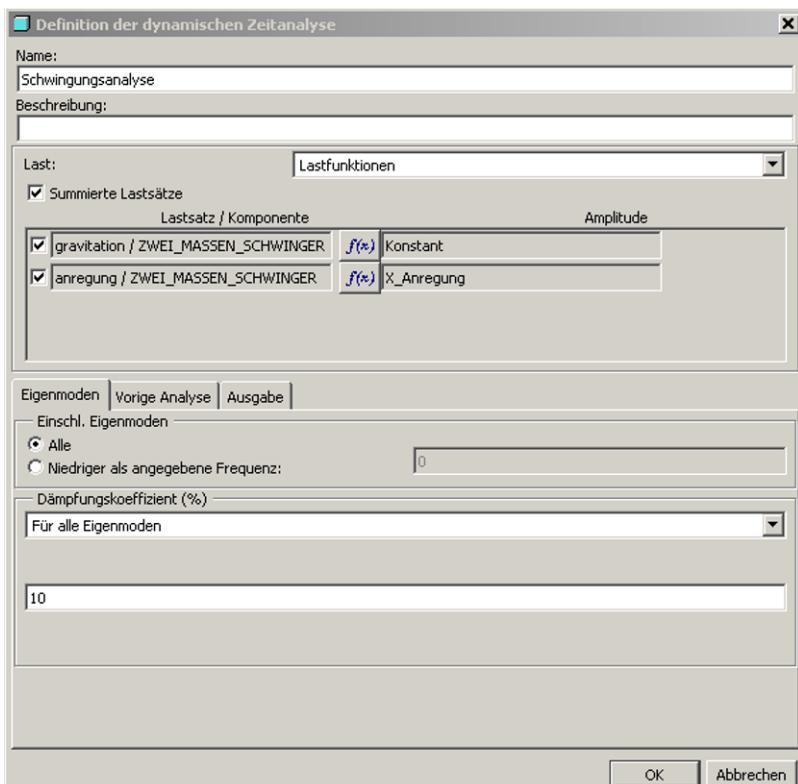


Abb. 11-13: Definition der dynamischen Zeitanalyse. Die geschwindigkeitsproportionale Dämpfung beträgt 10 % für alle Eigenfrequenzen.

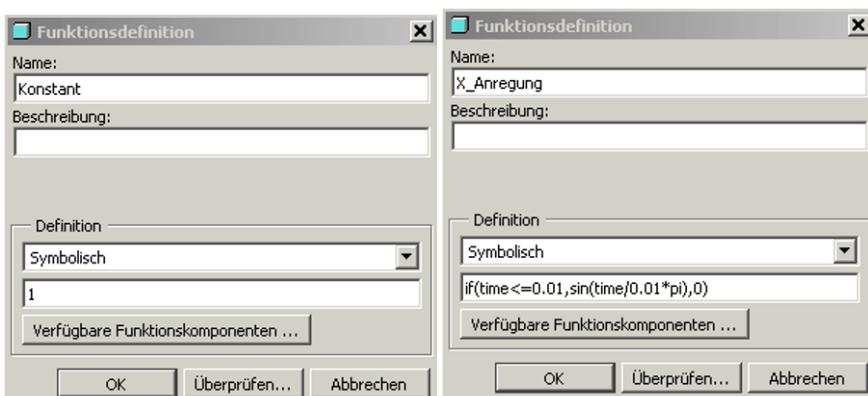


Abb. 11-14: Steuerfunktionen für die Lastsätze. Mittels der Schaltfläche <Überprüfen> kann die Funktion vorab kontrolliert werden.

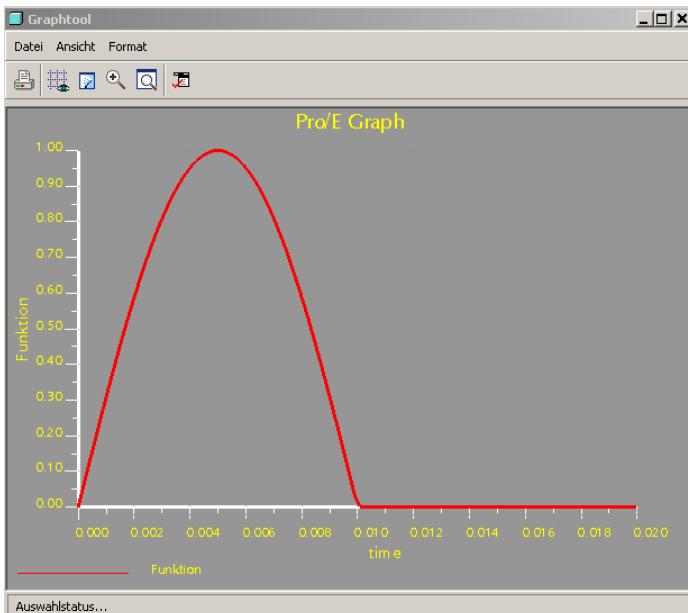


Abb. 11-15: Graph der Impulsfunktion der Anregung. Die Steuerfunktion wird mit der Lastangabe multipliziert.

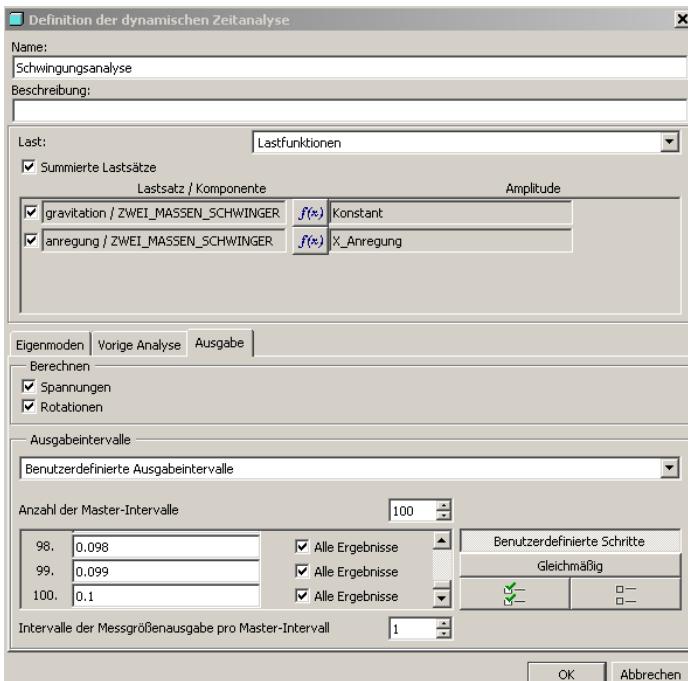


Abb. 11-16: Registerkarte Ausgabe

11.1.6 Ergebniskontrolle

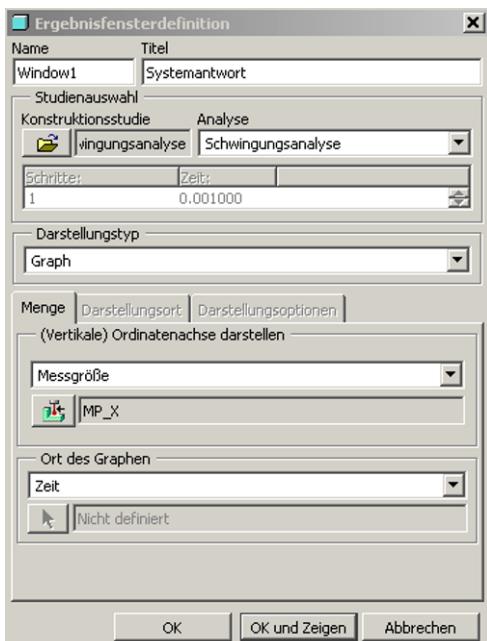


Abb. 11-17: Definition des Ergebnisfensters

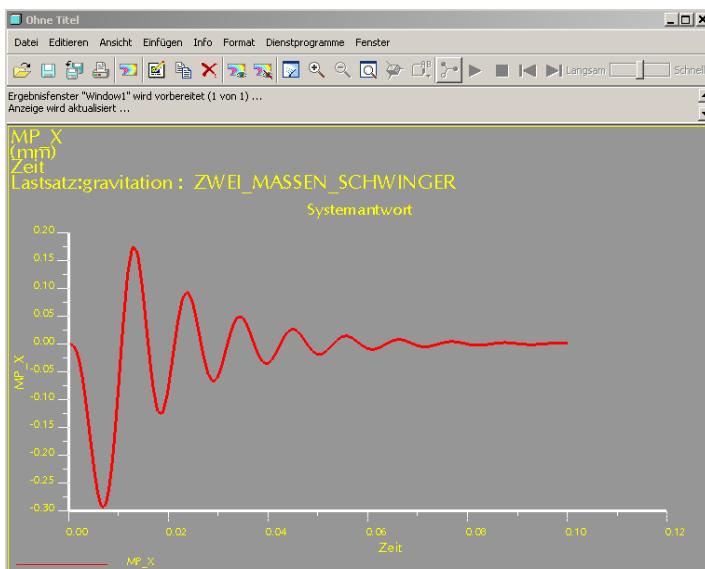


Abb. 11-18: Systemantwort. Zwecks der Ergebniskontrolle wird dem Anwender empfohlen, diese Aufgabe komplett als Volumenmodell statt Balken zu rechnen.

11.2 Flanschverschraubung

Die zweite Aufgabe beschreibt eine Flanschverschraubung. Die Vorspannung der Schrauben erfolgt auf die konventionelle Art mittels einer Temperaturdifferenz, wobei nur ein Teil der Schraube in der Längsrichtung schrumpfen soll. Die gemessene Kontaktkraft unter dem Schraubenkopf wird auf die vorgeschriebene Vorspannkraft eingestellt. Dadurch werden mehrere Kontaktanalysen durchgeführt. In der abschließenden Analyse kommt die Betriebslast als Innendruck hinzu. Gesucht wird die für die Dichtheit der Verbindung maßgebliche Flächenpressung zwischen den Flanschhälften.

11.2.1 Ersatzmodell

In der Abbildung 11-19 ist ein Segment der Verschraubung dargestellt:

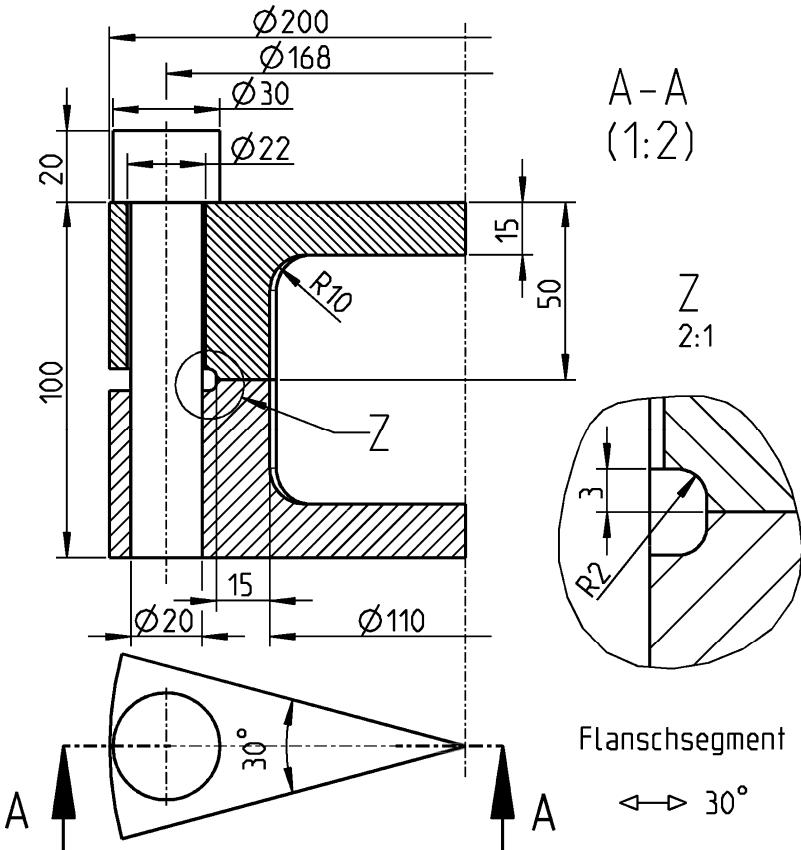


Abb. 11-19: Schnittdarstellung des Flanschsegments

Der Flansch (Ober- und Unterteil) wird mit 12 Schrauben befestigt, die gleichmäßig am Umfang verteilt sind. Die zyklische Symmetrie wiederholt sich also in diesem Fall alle 30° (Abb. 11-19). Die Vorspannung soll 100 kN pro Schraube betragen. Die Betriebslast erreicht statisch 100 bar.

11.2.2 CAD-Modell

Die Modellierung erfolgt gem. der Zeichnung (Abb. 11-19), wobei die Baugruppenteile ohne Spalt und ohne Durchdringung zusammengebaut werden (Abb. 11-20).

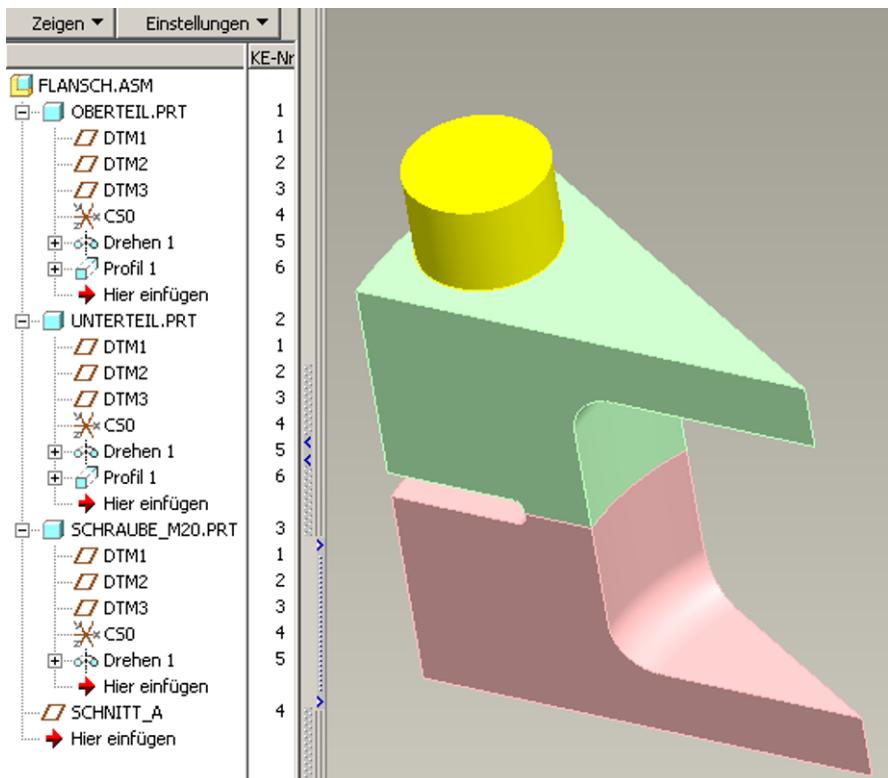


Abb. 11-20: CAD-Baugruppe

Das Modell der Schraube M20 wird vereinfacht aufgebaut (Abb. 11-21). Nachdem die Baugruppe komplett zusammengesetzt wurde, erfolgt der Wechsel aus dem Baugruppenmodus nach MECHANICA.

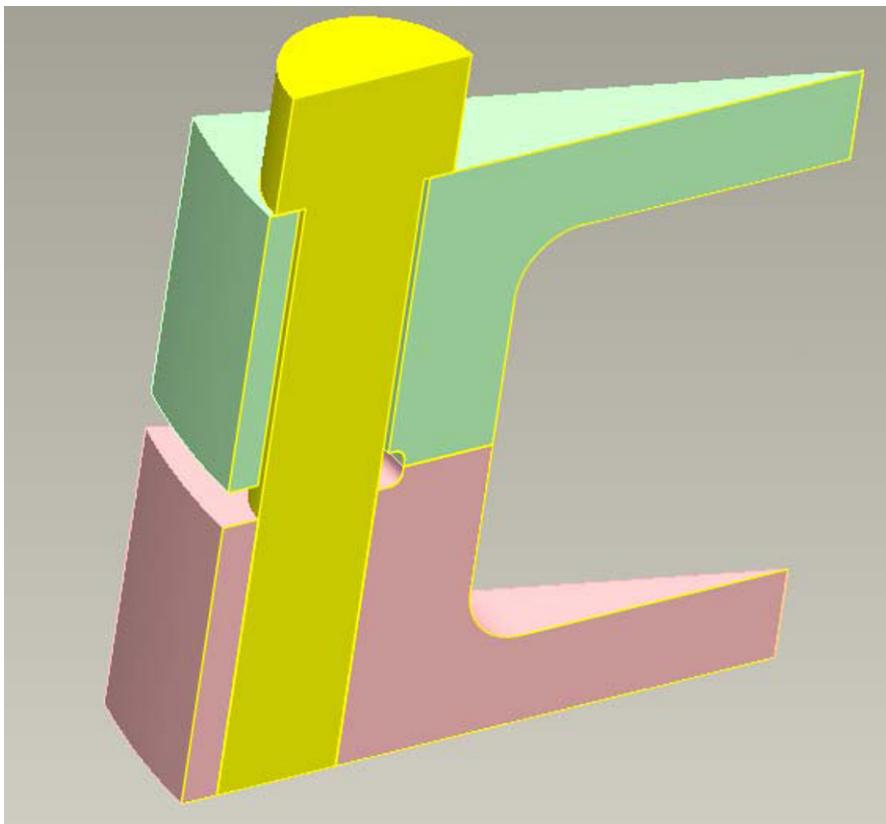


Abb. 11-21: Schnitt durch das Segment. Die Modellierung erfolgt vereinfacht, die Schraube liegt auf dem Flanschoberteil auf. In dem unteren Teil ist der Schraubendurchmesser passend. Die Baugruppe wird ohne Spalt und ohne Durchdringungen zusammengebaut.

11.2.3 FE-Modell in MECHANICA

In MECHANICA werden zunächst mehrere Volumenbereiche (**Einfügen→Volumenbereich...**) erstellt, um in erster Linie die Kontaktflächen passend zueinander abzugrenzen. Weiterhin wird damit eine Netzverfeinerung begünstigt. An der Schraube soll außerdem ein Bereich für die Vorspannung eingefügt werden.

Volumenbereiche werden auf eine ähnliche Art und Weise der Modellierung wie in Pro/ENGINEER erzeugt, wobei natürlich weder ein Volumen entfernt noch hinzugefügt wird. Hierbei entsteht lediglich eine Trennung zwischen Haupt- und Subvolumina. In Wildfire 5 unterstützen sowohl Flächen- als auch Volumenbereiche die moderne Pro/ENGINEER Schaltpultoberfläche ohne Menü-Manager.

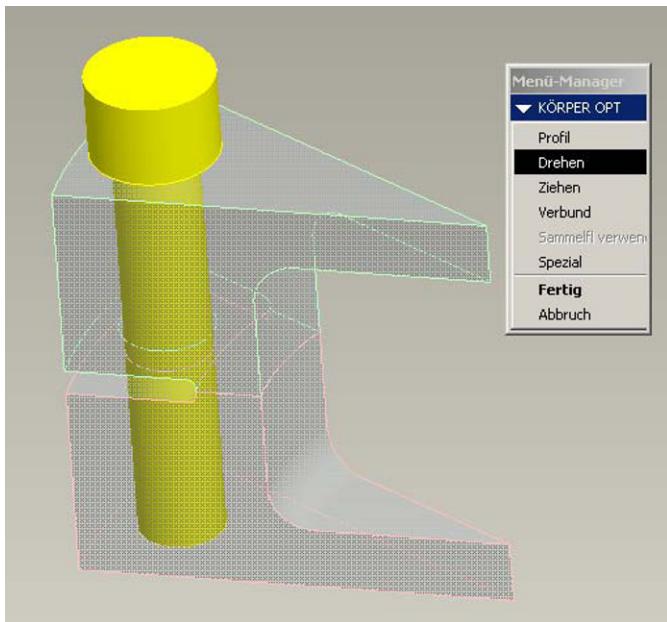


Abb. 11-22: Volumenbereich 1 für die Schraube. Volumenbereiche können zwar in Baugruppen erstellt werden, gehören aber immer zum Teil (Partmodus).

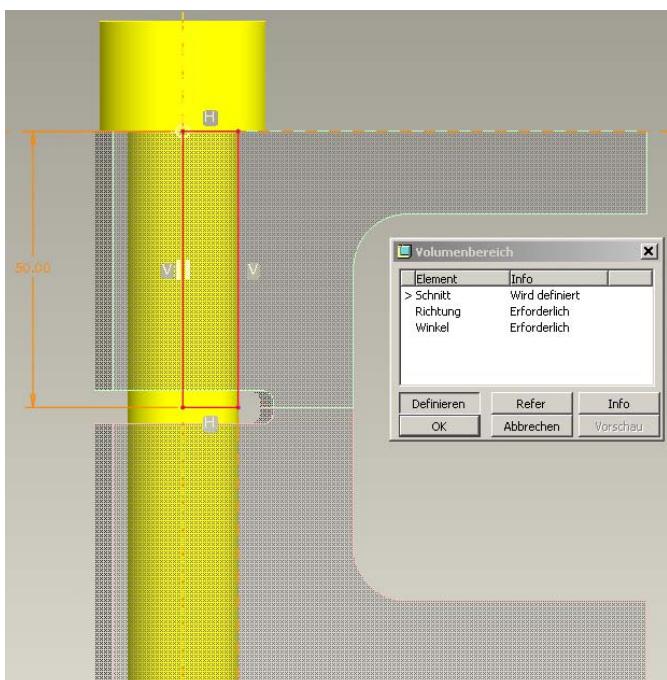


Abb. 11-23: Skizze des Volumenbereichs als Rotationsschnitt

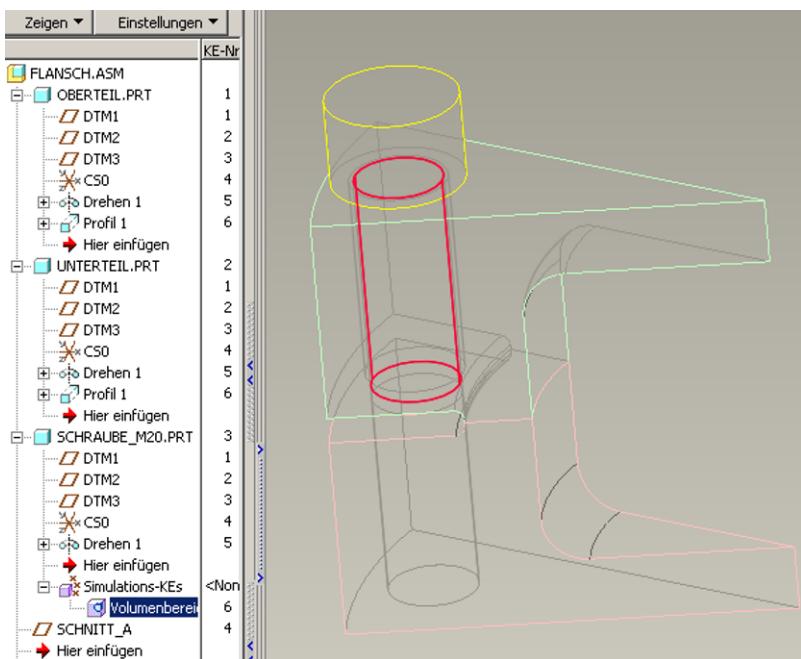


Abb. 11-24: Volumenbereich 1 fertig. Schnitt wurde um 360 ° rotiert.

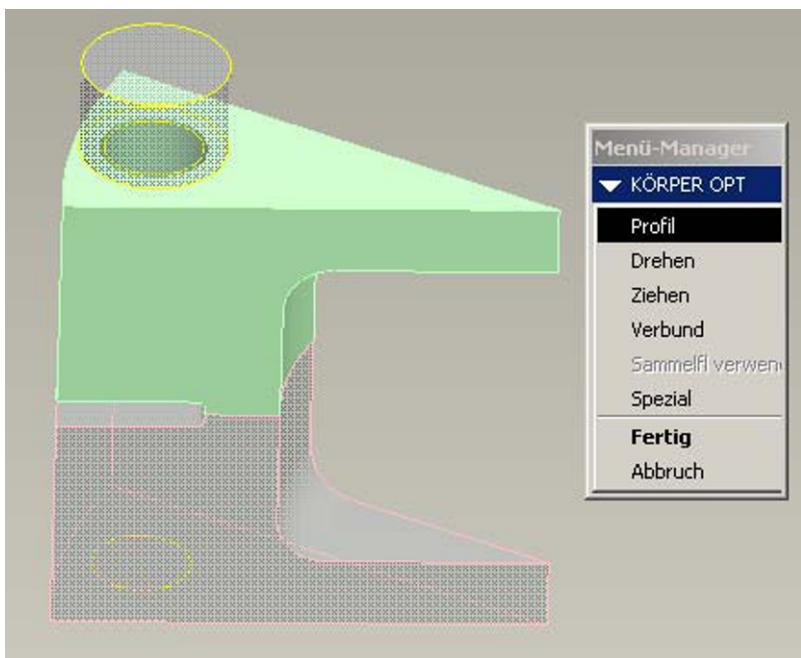


Abb. 11-25: Volumenbereich 2 für den oberen Flansch

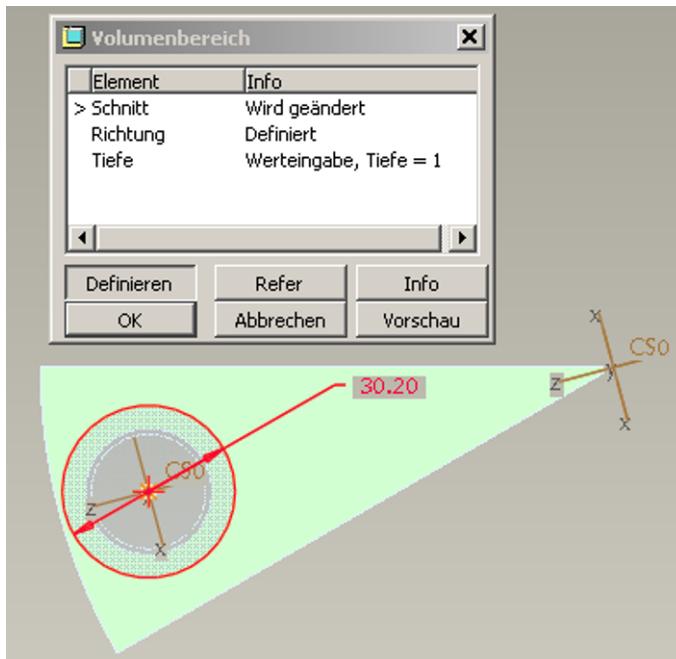


Abb. 11-26: Skizze des Volumenbereichs 2 als Profilschnitt

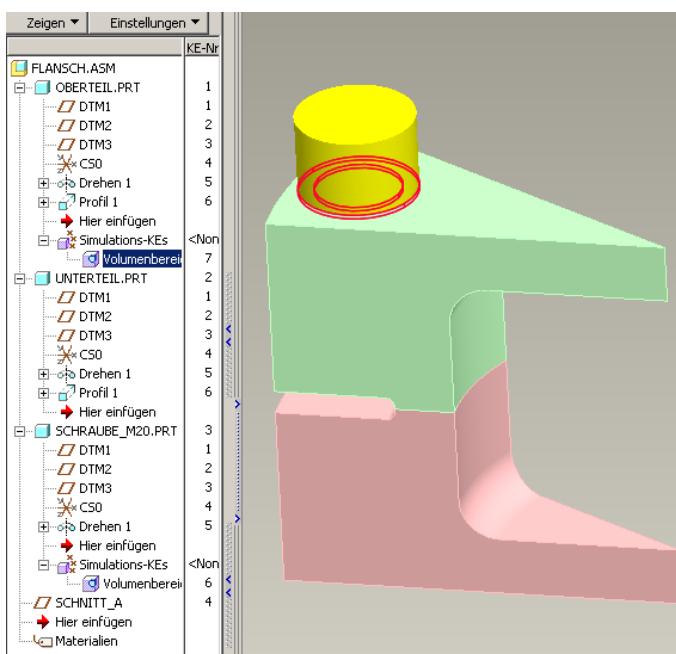


Abb. 11-27: Volumenbereich 2 fertig. Die Tiefe wurde mit 1 mm eingegeben.

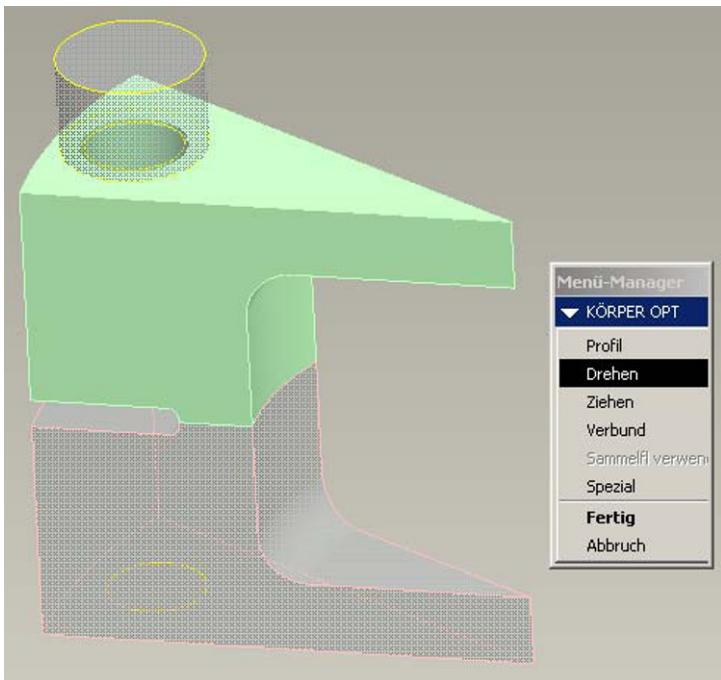


Abb. 11-28: Volumenbereich 3 für den oberen Flansch

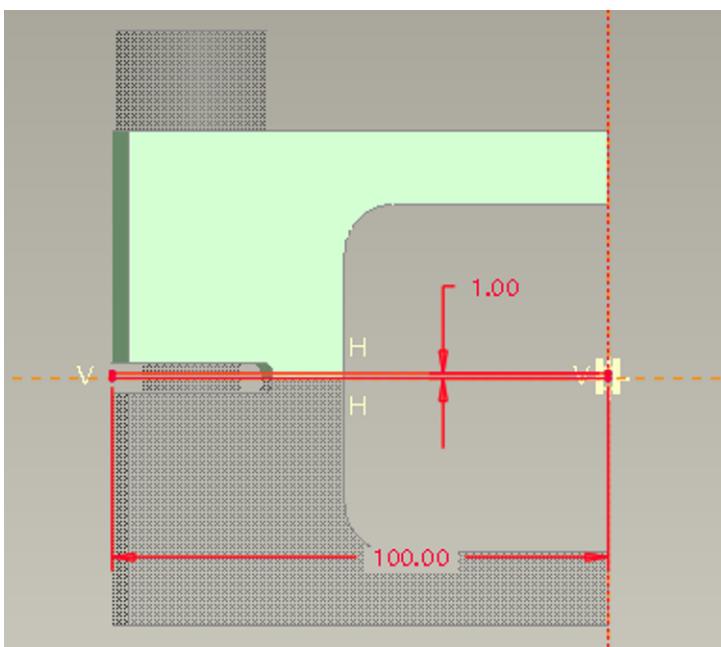


Abb. 11-29: Skizze des Volumenbereichs 3 als Rotationsschnitt

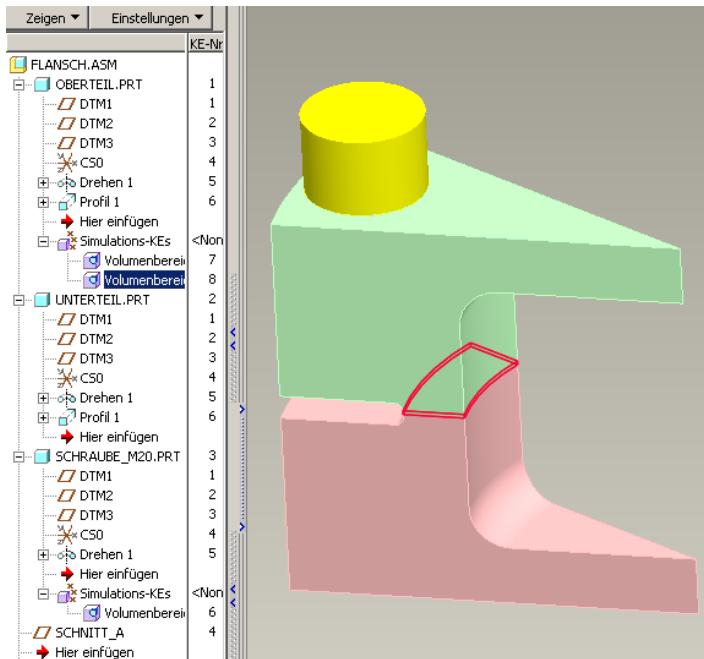


Abb. 11-30: Volumenbereich 3 fertig. Schnitt wurde um 360 ° rotiert.

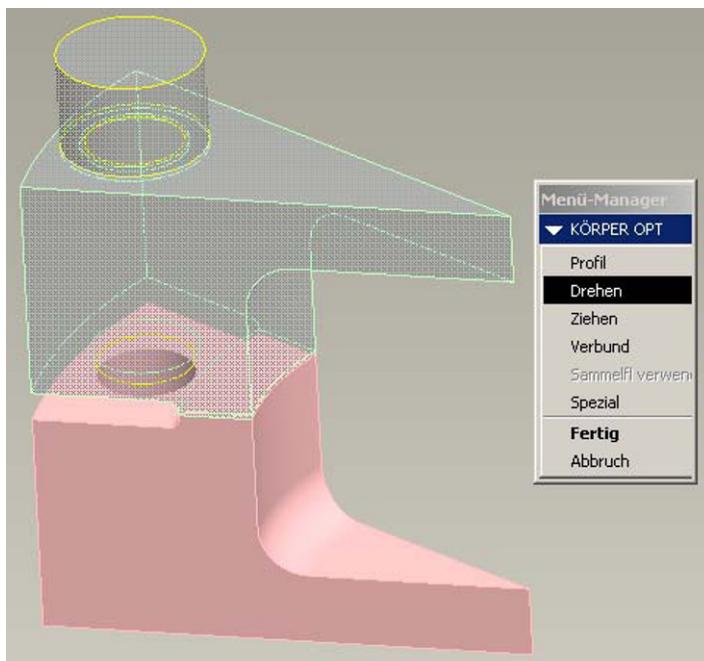


Abb. 11-31: Volumenbereich 4 für den unteren Flansch

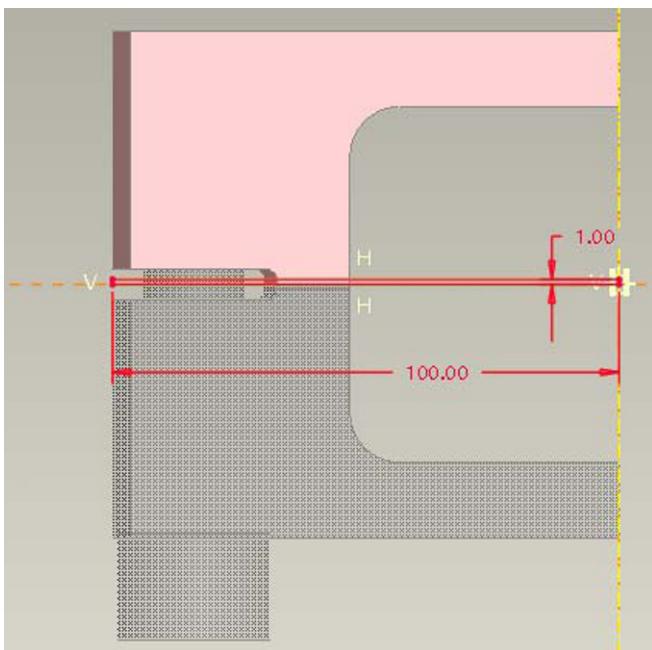


Abb. 11-32: Skizze des Volumenbereichs 4 als Rotationsschnitt

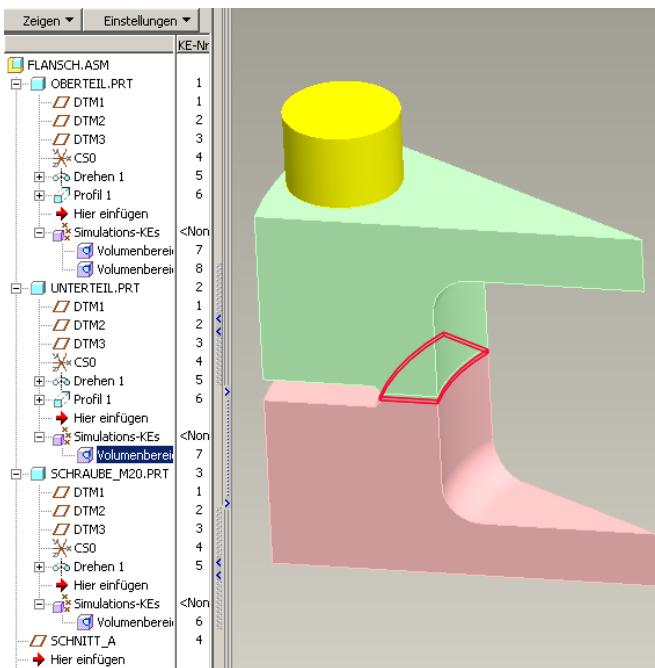


Abb. 11-33: Volumenbereich 4 fertig. Schnitt wurde um 360 ° rotiert.

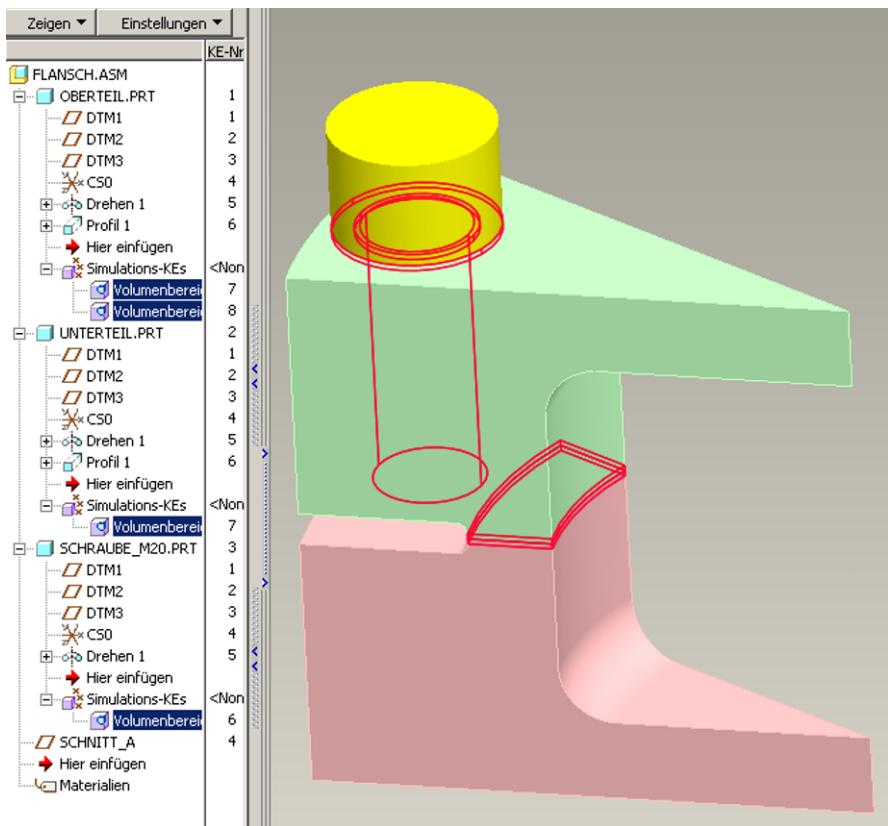


Abb. 11-34: Insgesamt 4 Volumenbereiche des Modells

Die Abgrenzung der Kontaktflächen durch entsprechende Volumenbereiche ist eine beliebte Maßnahme, um die Kontaktanalysen besser konvergieren zu lassen. Dünne Schichten eines Bereichs erzwingen außerdem automatisch eine feinere Vernetzung. MECHANICA rechnet Kontaktprobleme iterativ nach der so genannten „Penalty“-Methode, bei der viele kleine Federn zwischen den Elementknoten eingefügt werden. Dabei ist die Netzverfeinerung insbesondere für die Genauigkeit der berechneten Flächenpressung wichtig.

Die Kontaktproblematik erfordert allerdings nur dann ein feines Netz, sofern die Flächenpressung überhaupt von Interesse ist. In der Praxis ersetzt eine Kontaktdefinition oft Randbedingungen oder Gelenkidealisierte, wobei lediglich der korrekte Kraftflussverlauf in der Struktur gewährleistet werden soll. Beispielsweise dürfen Drehgelenke keine Momente übertragen etc. In Wildfire 5 gibt es allerdings neue Randbedingungstypen für die Dreh- und Kugelgelenke, aber auch für die planaren Bedingungen.

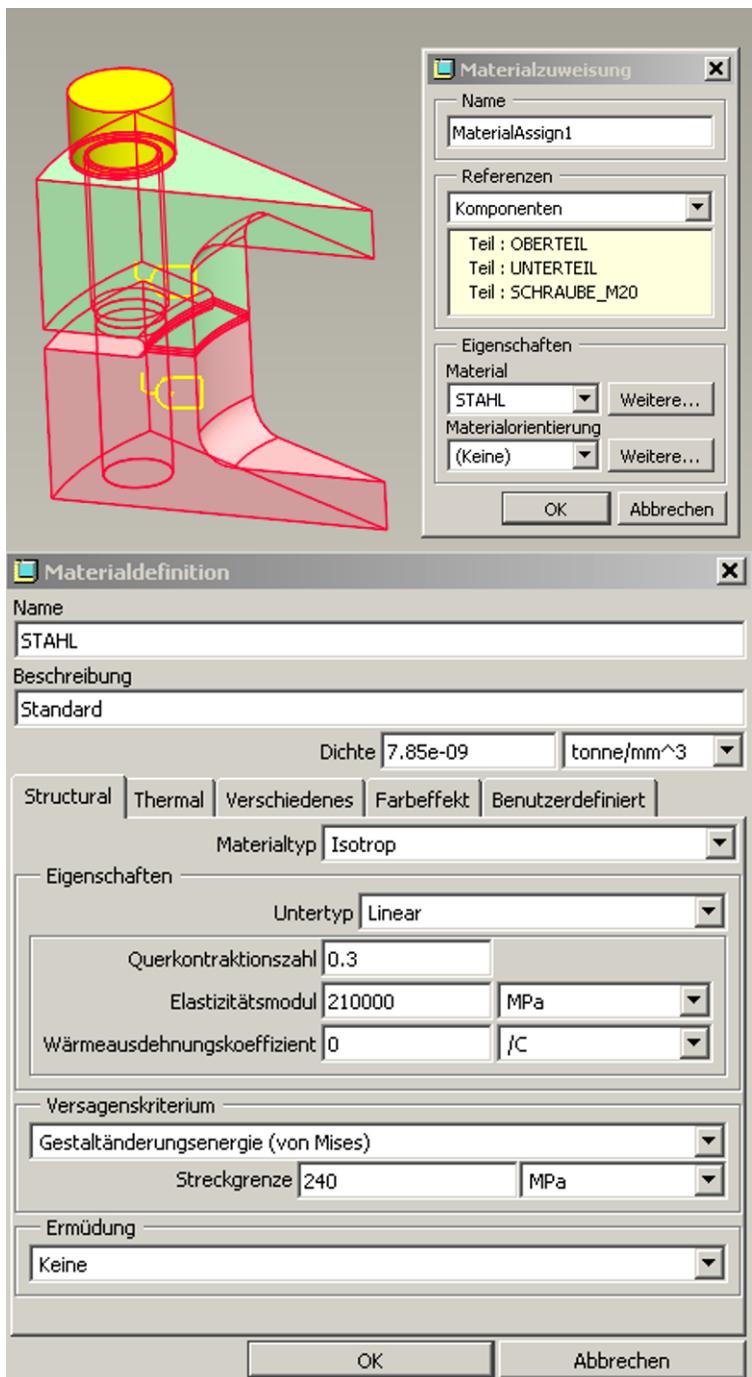


Abb. 11-35: Material Stahl für die Komponenten. Die Wärmeausdehnung wurde deaktiviert.

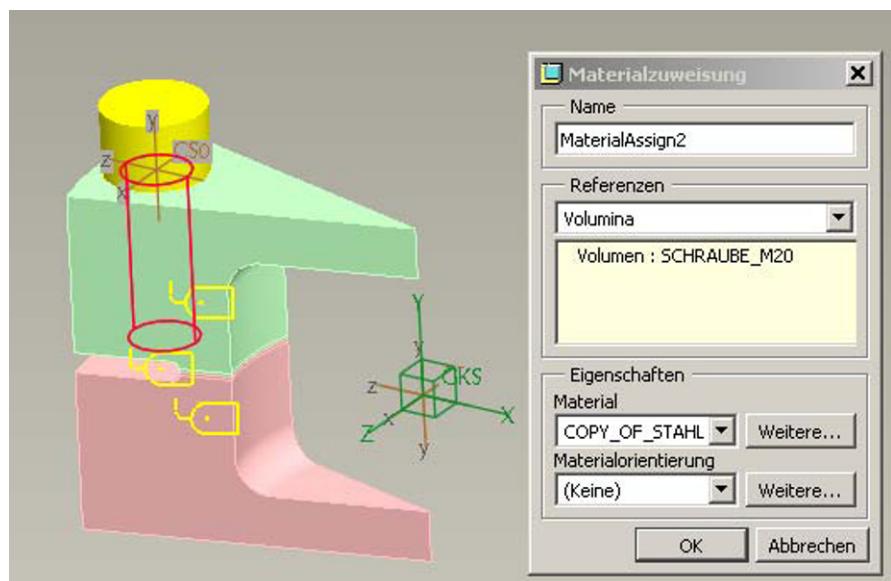


Abb. 11-36: Orthotropes Material für den Dehnbereich der Schraube. Die Wärmeausdehnung darf nur in der globalen Richtung Y stattfinden.

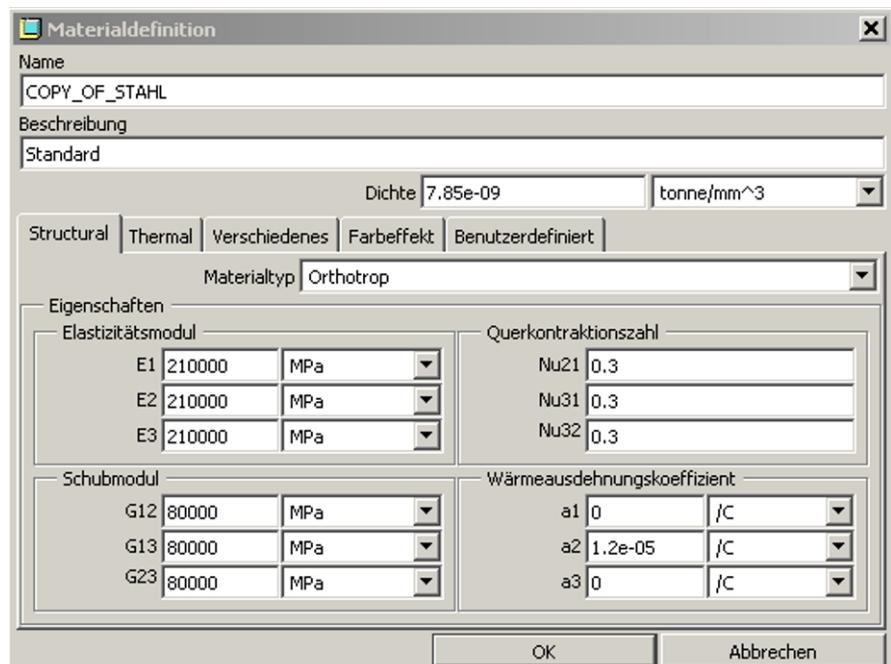


Abb. 11-37: Orthotrope Eigenschaften. Der Ausdehnungskoeffizient ist nur für die globale Richtung Y ungleich 0. Im Gegensatz zu isotropen Eigenschaften sind die orthotropen Materialien für jede Raumrichtung ohne Kopplung zueinander gesondert einzugeben.

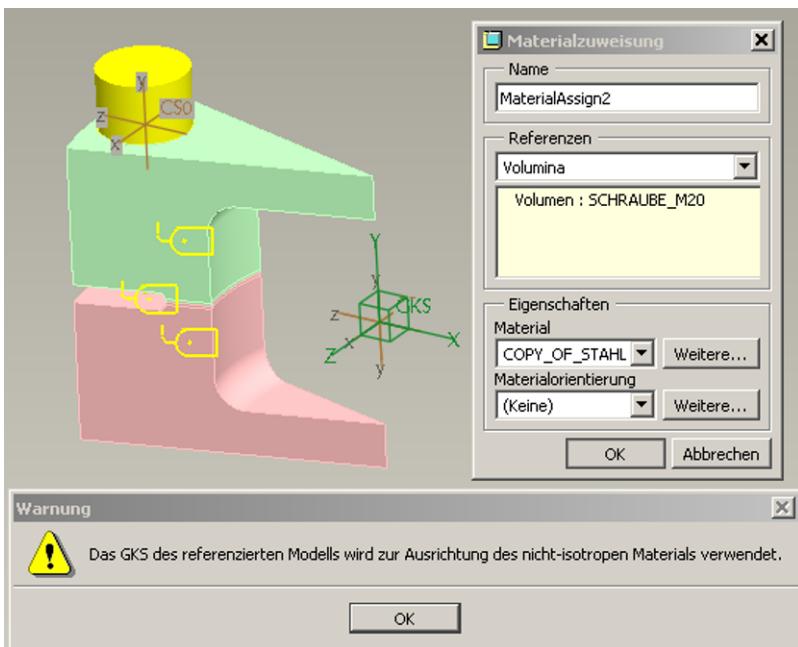


Abb. 11-38: Koordinatenausrichtung der orthotropen Eigenschaften

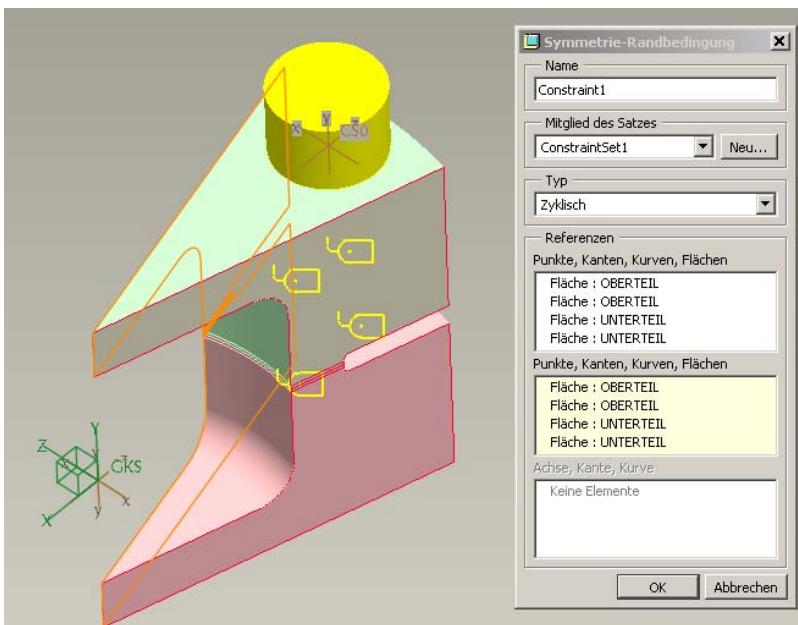


Abb. 11-39: Zyklische Symmetrie. Streng genommen ist hier eine einfache „Kuchenstück“-Symmetrie (Kap. 6) ausreichend. Bei einer Turbinenschaufel bzw. einem Propellerblatt wäre die zyklische Symmetrie jedoch zwingend.

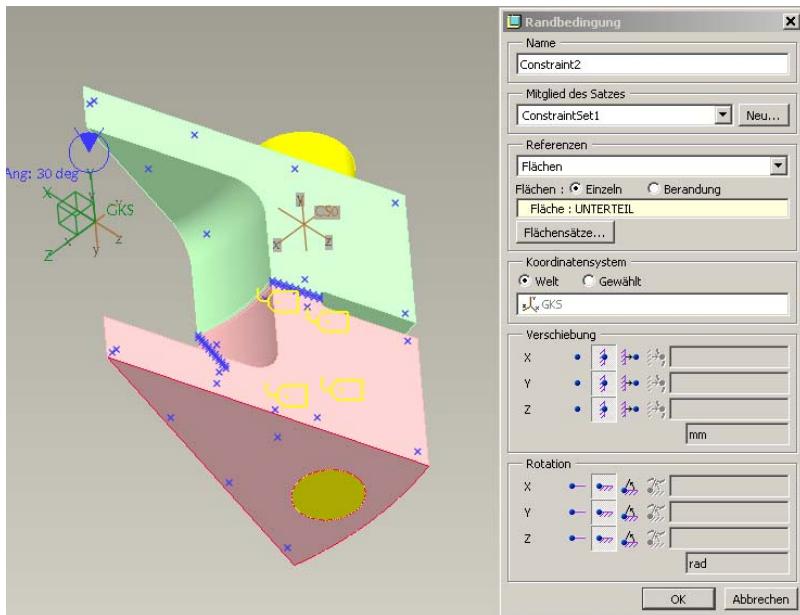


Abb. 11-40: Feste Einspannung am unteren Flansch

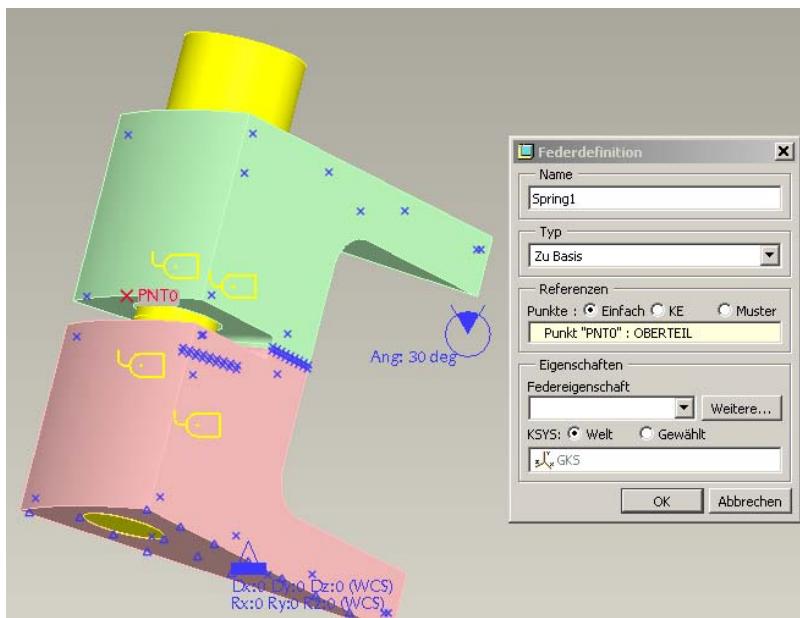


Abb. 11-41: Definition einer „Feder zu Basis“ als zusätzliche Randbedingung. Diese Option ist notwendig, da eine zyklische Symmetrie nicht unbedingt eine zweifache Einspannung am Modell bewirkt. Der obere Flansch sollte daher an mindestens einer „weichen“ Feder aufgehängt werden, um so ein statisch bestimmt gelagertes Modell zu erhalten.



Abb. 11-42: Federeigenschaften im Modell. Standardmäßig sind keine Federeigenschaften vorhanden.

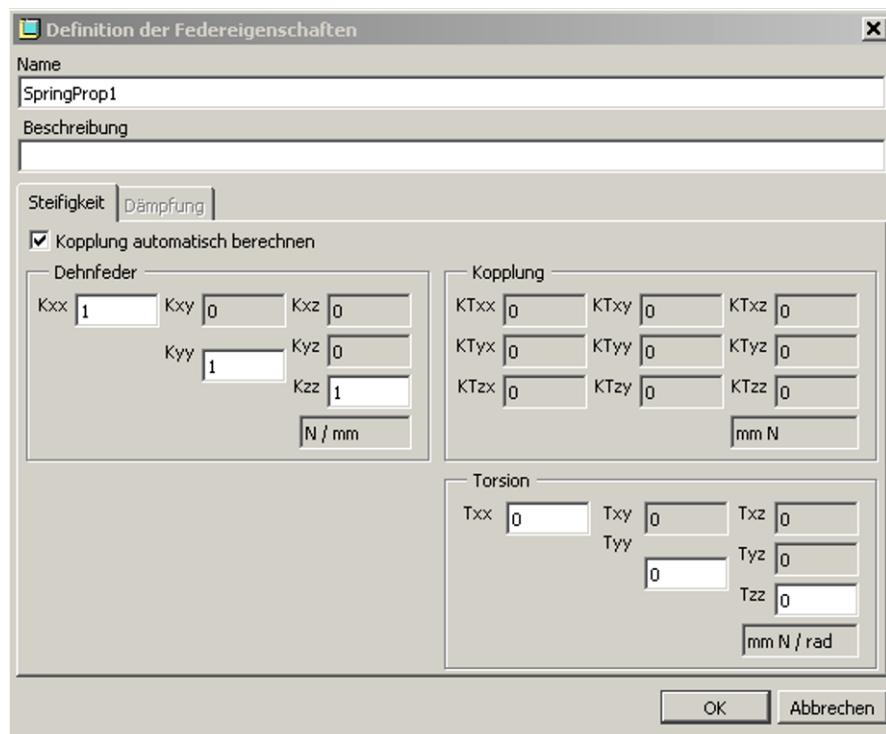


Abb. 11-43: Federeigenschaften mit geringen Dehnsteifigkeiten. Die Steifigkeitskomponenten der Feder dürfen das Gesamtverhalten des Systems nicht beeinflussen.

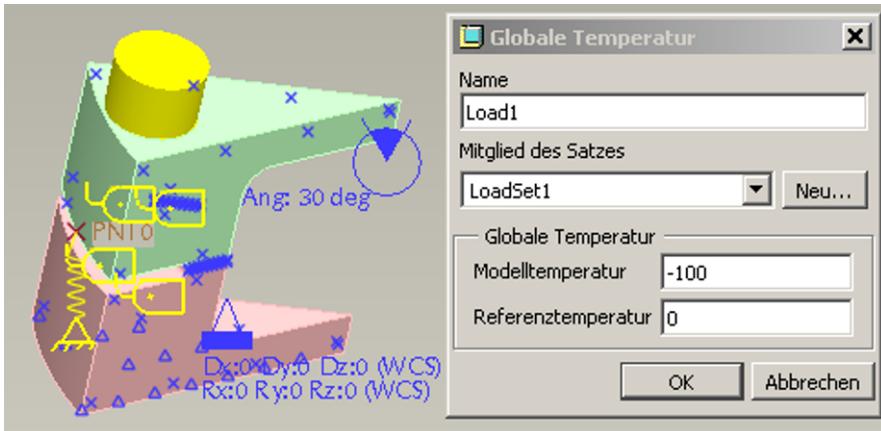


Abb. 11-44: Temperaturlast im Modell. Zunächst wird eine beliebige Temperaturdifferenz angenommen. Obwohl die Kontaktanalysen im Allgemeinen nichtlinear sind, liefert eine derartige Analyse mittels Temperaturdehnungen nahezu linear skalierbare Ergebnisse.

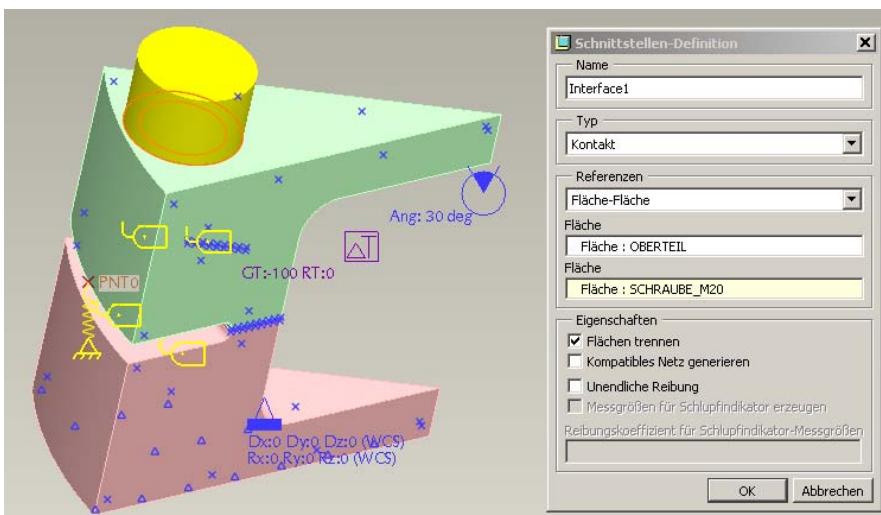


Abb. 11-45: Kontaktdefinition für die Schraubenkopfauflage. Die Flächenpressung unter dem Schraubenkopf wird nicht im Detail untersucht, dennoch sollte die gemessene Kontaktkraft korrekte Ergebnisse liefern. Die Option <Flächen trennen> ist für zwei aufeinander liegende (ohne Spalt) Kontaktflächen unterschiedlicher Größe vorgesehen, wobei auch ein passendes Netz erzeugt werden kann.

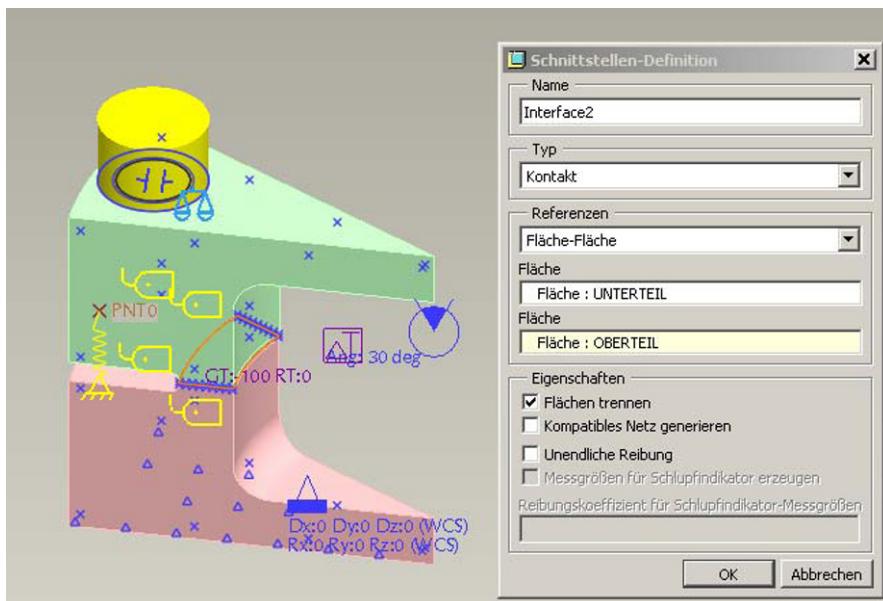


Abb. 11-46: Kontaktdefinition für die Dichtfläche. Dieser Kontaktbereich steht im Vordergrund der Simulation, hier soll die Flächenpressung möglichst genau berechnet werden.



Abb. 11-47: Toleranzeinstellungen für den automatischen Vernetzer AutoGEM. Die <Verschmelztoleranz> hat streng genommen nur bei Schalen einen Einfluss.

In der Abbildung 11-47 sind die Einstellungen für die Geometrietoleranz des AutoGEM aufgelistet. Diese sind nicht mit der absoluten Genauigkeit aus Pro/ENGINEER zu verwechseln und sollten erfahrungsgemäß genauso oder etwas größer als die erwähnte CAD-Genauigkeit gewählt werden.

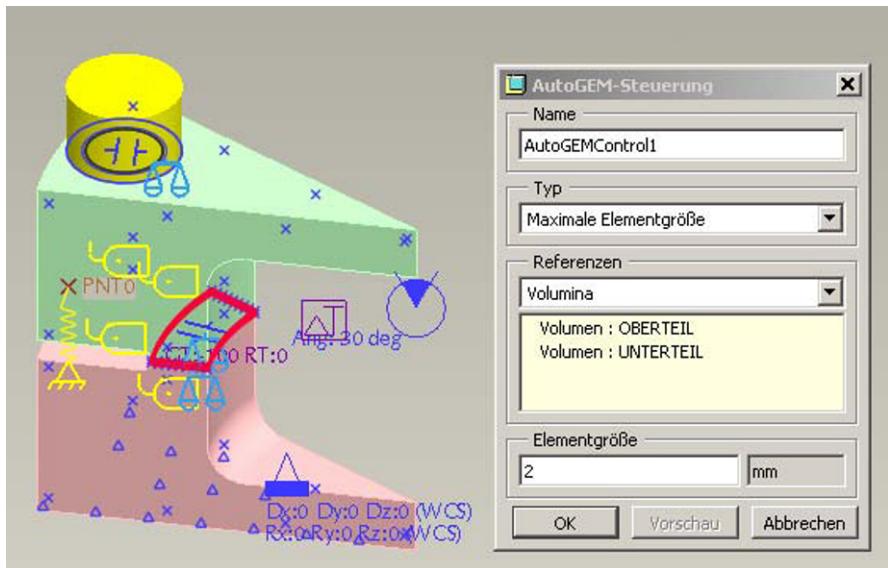


Abb. 11-48: Maximale Elementgröße im Dichtbereich. Der zu untersuchende Dichtbereich erhält eine Netzverfeinerung, um möglichst genaue Ergebnisse der Flächenpressung zu erhalten.

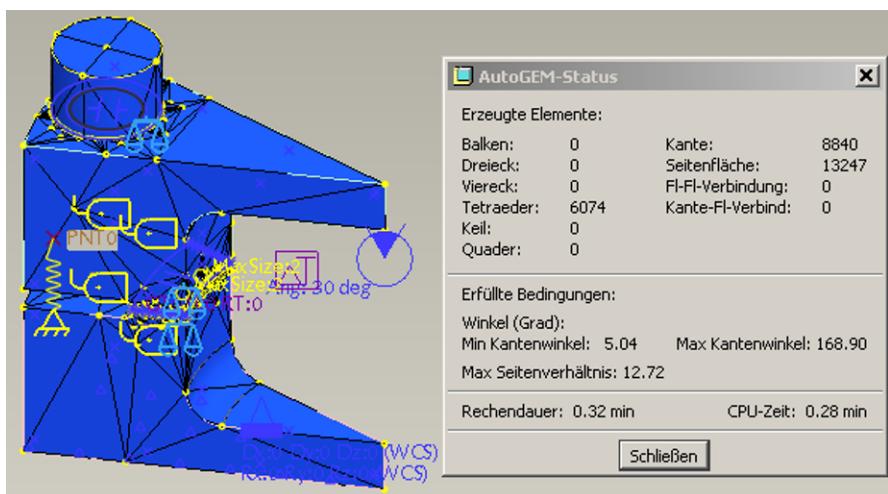


Abb. 11-49: Modell mit dem Tetraedernetz von AutoGEM. Für einen modernen Rechner stellt die Elementanzahl von 6000 Tetraedern kein Problem dar.

11.2.4 Erste Kontaktanalyse

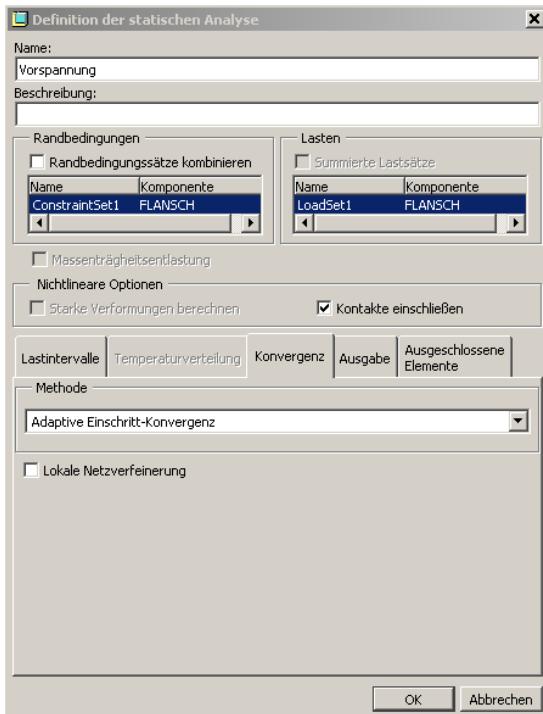


Abb. 11-50: Definition der Kontaktanalyse mit adaptiver Einschrittkonvergenz. In Wildfire 5 sollte außerdem die neue Option <Auf Kontaktkräfte konvergieren> aktiviert werden. Die Option <Lokale Netzverfeinerung> hat hingegen kaum praktische Relevanz.

```

max_stress_prin*: 9.854244e+02
max_stress_vn*: 6.761579e+02
max_stress_xx*: 4.845080e+02
max_stress_xy*: 3.413218e+02
max_stress_xz*: 8.648429e+01
max_stress_yy*: 7.527636e+02
max_stress_yz*: -1.627245e+02
max_stress_zz*: 3.870966e+02
min_stress_prin: -3.276987e+02
strain_energy: 8.396640e+02
Interface1_area: 3.250778e+02
Interface1_force: 2.836052e+04
Interface2_area: 3.776322e+02
Interface2_force: 2.836048e+04

** Warnung: Mit Sternchen (*) markierte Messgrößen sind (beinahe) identisch mit Ergebnissingularitäten. Werte dieser Messgrößen sind eventuell ungenau und sind unter Anwendung technischer Kenntnis zu interpretieren.

 Ausführlicher Status

```

Abb. 11-51: Ergebnisse der Messgrößen. Die beiden berechneten Kontaktkräfte sind erwartungsgemäß nahezu identisch und betragen etwas mehr als 28 kN.

11.2.5 Zweite Kontaktanalyse



Abb. 11-52: Korrektur der Temperaturlast. Die erforderliche Temperaturdifferenz von 352,5 °C ergibt sich aus dem (nahezu) linearen Zusammenhang zwischen der Temperaturlast und der gemessenen Vorspannkraft der Schraube.

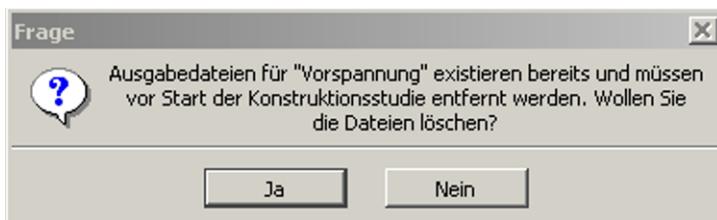


Abb. 11-53: Abfrage hinsichtlich der Datenüberschreibung

```

max_stress_prin*: 3.473621e+03
max_stress_vn*: 2.383456e+03
max_stress_x*x*: 1.707891e+03
max_stress_xy*: 1.203159e+03
max_stress_xz*: 3.048571e+02
max_stress_yy*: 2.653492e+03
max_stress_yz*: -5.736039e+02
max_stress_zz*: 1.364515e+03
min_stress_prin: -1.155138e+03
strain_energy: 1.043335e+04
Interface1_area: 3.250778e+02
Interface1_force: 9.997082e+04
Interface2_area: 3.776322e+02
Interface2_force: 9.997070e+04

** Warnung: Mit Sternchen (*) markierte Messgrößen sind (beinahe)
identisch mit Ergebnissingularitäten. Werte dieser Messgrößen sind
eventuell ungenau und sind unter Anwendung technischer Kenntnis
zu interpretieren.

 Ausführlicher Status

```

Abb. 11-54: Ergebnisse der Messgrößen der zweiten Kontaktanalyse

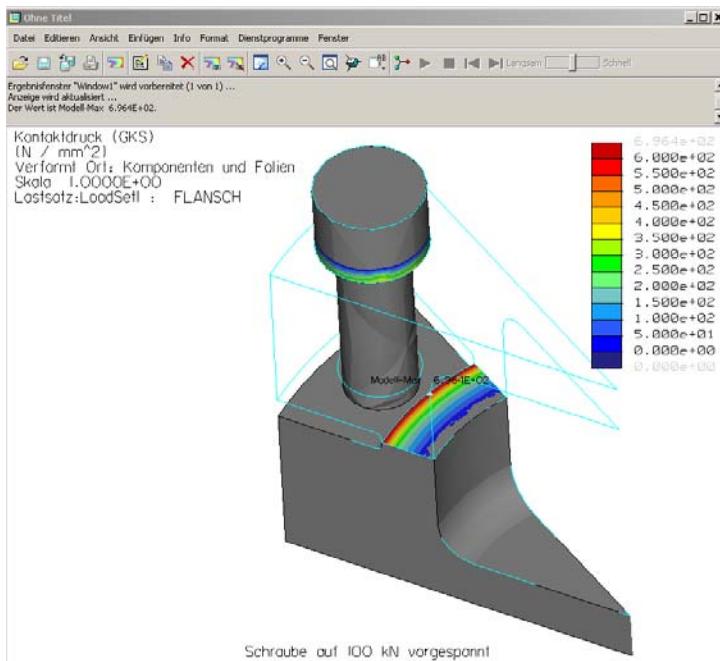


Abb. 11-55: Farbplot der Flächenpressung am unteren Flansch

11.2.6 Endanalyse

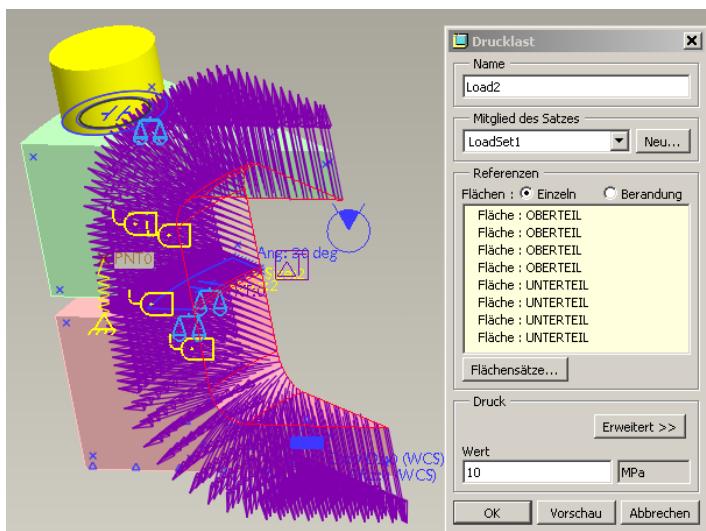


Abb. 11-56: Betriebslast Innendruck 100 bar

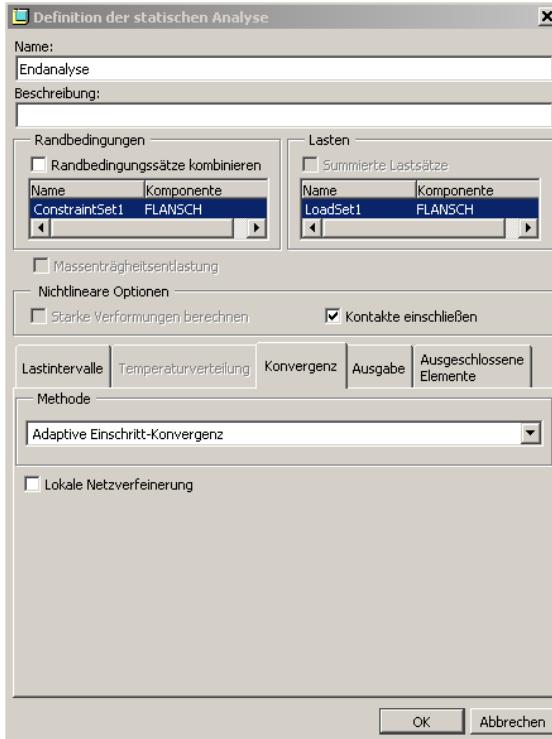


Abb. 11-57: Definition der Endanalyse. Die Vorspannkraft von 100 kN wird mit der Betriebslast Innendruck 100 bar überlagert. Im Allgemeinen sollte abschließend immer eine Mehrfachkonvergenzanalyse durchgeführt werden, sofern die Ressourcen dies erlauben.

```

max_stress_prin*: 3.511450e+03
max_stress_vm*: 2.409322e+03
max_stress_xx*: 1.727334e+03
max_stress_xy*: 1.216566e+03
max_stress_xz*: 3.140068e+02
max_stress_yy*: 2.681582e+03
max_stress_yz*: -5.811620e+02
max_stress_zz*: 1.379572e+03
min_stress_prin*: -1.114783e+03
strain_energy: 1.052665e+04
Interface1_area: 3.250778e+02
Interface1_force: 1.013080e+05
Interface2_area: 3.654624e+02
Interface2_force: 9.338843e+04

** Warnung: Mit Sternchen (*) markierte Messgrößen sind (beinahe) identisch mit Ergebnissingularitäten. Werte dieser Messgrößen sind eventuell ungenau und sind unter Anwendung technischer Kenntnis zu interpretieren.

 Ausführlicher Status

```

Abb. 11-58: Ergebnisse der Messgrößen der Endanalyse. Bei nichtlinearen Analysen kann nur ein Lastsatz verwendet werden. MECHANICA rechnet jedoch in zwei Schritten, ohne Last, dann mit dem Lastsatz. Damit könnte man eine anfängliche Durchdringung vorsehen, um eine Vorspannung zu simulieren. Dies wäre die alternative Vorgehensweise, die der Anwender auch unbedingt testen sollte.

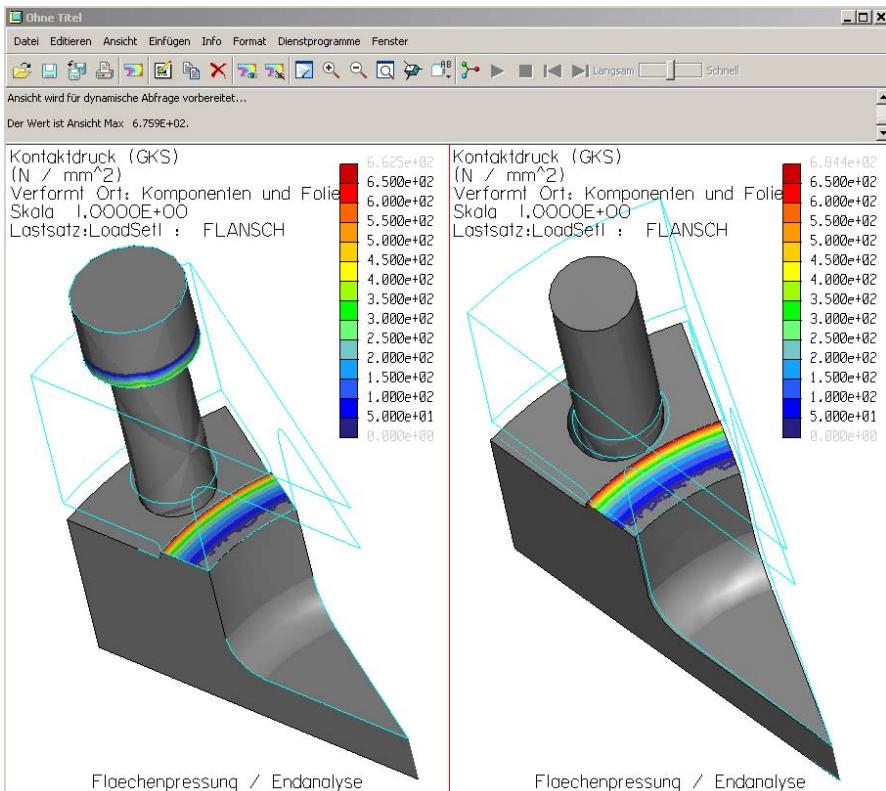


Abb. 11-59: Farbplot der Flächenpressung an den Flanschhälften

11.3 E-Gitarrensaite

Die e-Saite einer Konzertgitarre (Abb. 11-60) wird auf den Ton 660 Hz gestimmt. Hierbei beträgt die Mensurlänge der Gitarre 650 mm. Damit ist die effektive gespannte Länge der Stahlsaite bekannt. Gesucht wird die ungespannte Saitenlänge, wobei der Durchmesser der Saite 0,3 mm beträgt.

Diese Aufgabe wurde mit Wildfire 5 durchgeführt, denn erst ab Wildfire 5 wurde die Rechenleistung bei Optimierungsstudien deutlich verbessert.



Abb. 11-60: Konzertgitarre (Quelle: Wikipedia)

11.3.1 CAD-Grundeinstellungen

Die Grundeinstellungen erreicht man über **Datei→Eigenschaften** (Abb. 11-61).

Modelleigenschaften			
Materiale			
Material	STAHL	ändern	(dropdown)
Einheiten	millimeter Newton Second (mmNs)	ändern	(dropdown)
Genaugigkeit	Absolut 0.0100	ändern	(dropdown)
Masseigenschaften	i	ändern	(dropdown)
Beziehungen, Parameter und Varianten			
Beziehungen	Nicht definiert	i	ändern (dropdown)
Parameter	2 definiert	i	ändern (dropdown)
Variante	Nicht definiert	Aktiv: Generisches Teil - E_SAITE	ändern
KEs und Geometrie			
Toleranz	ANSI	ändern	(dropdown)
Namen	4 definiert	ändern	(dropdown)
Werkzeuge			
Flexibel	Nicht definiert	ändern	(dropdown)
Schwindung	Nicht definiert	i	ändern (dropdown)
Vereinfachte Darstellung	5 definiert	Aktiv: Master-Darst	ändern
Pro/Program		i	ändern
Austausch	Nicht definiert		ändern (dropdown)
Modellschnittstellen			
Referenzsteuerung	Standardeinstellungen	ändern	(dropdown)
Schließen			

Abb. 11-61: Grundeinstellungen in Pro/ENGINEER Wildfire 5

Die CAD-Genauigkeit wird hier auf 0,01 mm (Abb. 11-62) eingestellt. Bei vielen Aufgabenstellungen sollte diese Genauigkeit ggf. noch feiner gewählt werden.



Abb. 11-62: Absolute Genauigkeit

Die Materialeigenschaften (Abb. 11-63) werden hier ebenfalls eingetragen, wobei dies auch in MECHANICA möglich ist.

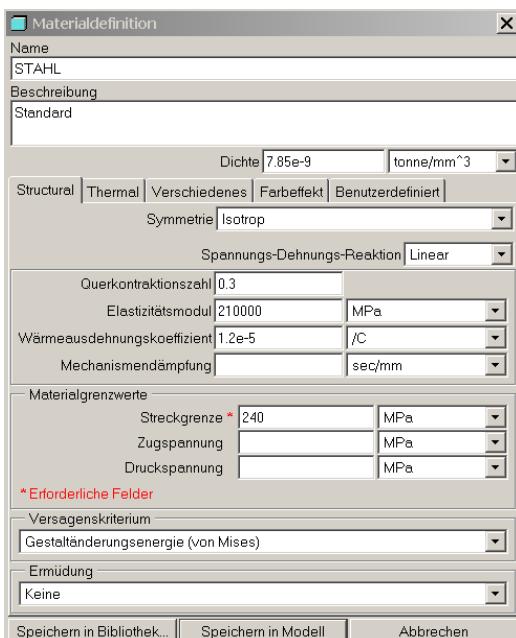


Abb. 11-63: Materialeigenschaften Stahl allgemein

11.3.2 CAD-Modell

In Pro/ENGINEER wird im Teilemodus mittels **Einfügen→Modellbezug→Skizze** eine Kurve gem. der Abb. 11-64 skizziert. Die ungespannte Saitenlänge kann zunächst beispielhaft mit 600 mm angenommen werden.

Das würde einer Vorspannung um 50 mm entsprechen, da die Mensurlänge 650 mm beträgt.

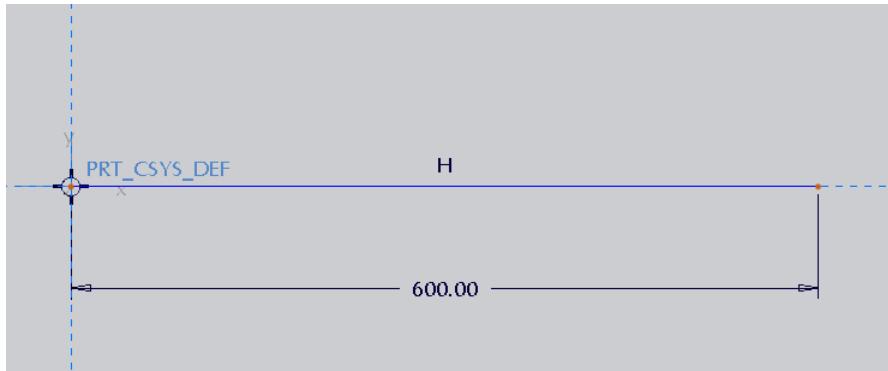


Abb. 11-64: Kurve skizziert

Weiterhin wird eine Beziehung mittels **Tools→Beziehungen** eingefügt (Abb. 11-65).

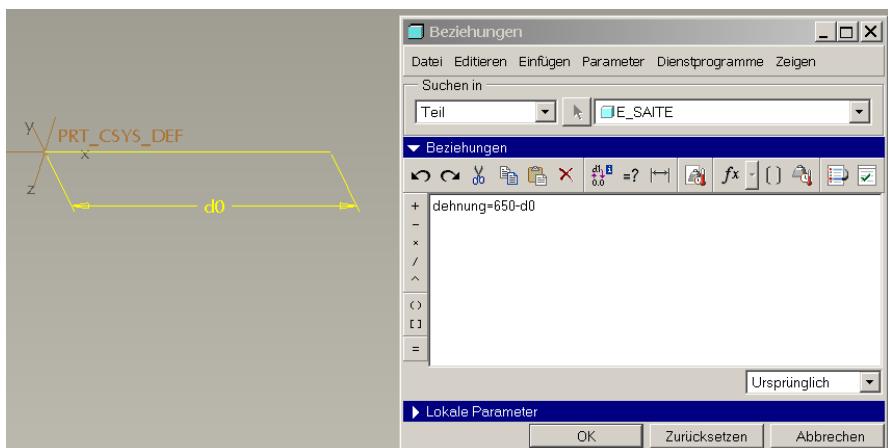


Abb. 11-65: Beziehung für die Vorspannung der Gitarrensaite

Zuvor wurde ein Parameter (ohne Einheiten!) namens „DEHNUNG“ erstellt, der den Zusammenhang zwischen der ungespannten Saitenlänge („d0“) und der Mensurlänge herstellt. Der Geometrieaufbau ist damit abgeschlossen. Der Wechsel nach MECHANICA erfolgt über **Applikationen→Mechanica**.

11.3.3 FE-Modell in MECHANICA

In MECHANICA wird ein Balken an der skizzierten Kurve mittels **Einfügen→Balken** definiert (Abb. 11-66, links). Eine alternative Idealisierung, z. B. als Volumenmodell, ist hier nicht sinnvoll. Allerdings sind die Balken in MECHANICA linear, sodass keine Möglichkeit besteht, geometrisch nichtlineare Problemstellungen mit Balkenmodellen zu simulieren. Die vorliegende Aufgabe erfordert eine spezielle Vorgehensweise. Das Vorspannen der Saite in der Längsrichtung erhöht die Eigenfrequenzen (Saitenklang wird höher), sodass die Eigenwertanalyse die gedehnte Struktur mit höherer Steifigkeit nutzen muss. Die berechneten Ergebnisse wären ansonsten um Größenordnungen falsch. Der kreisrunde Querschnitt des Balkens wird der Bibliothek von MECHANICA („massiver Kreis“) entnommen und auf den Radius 0,15 mm (Durchmesser 0,3 mm) angepasst (Abb. 11-66, rechts).

Im Ursprung des Balkens wird daraufhin die feste Randbedingung mit **Einfügen→Verschiebungsrandbedingung** gem. der Abb. 11-67 zugewiesen.

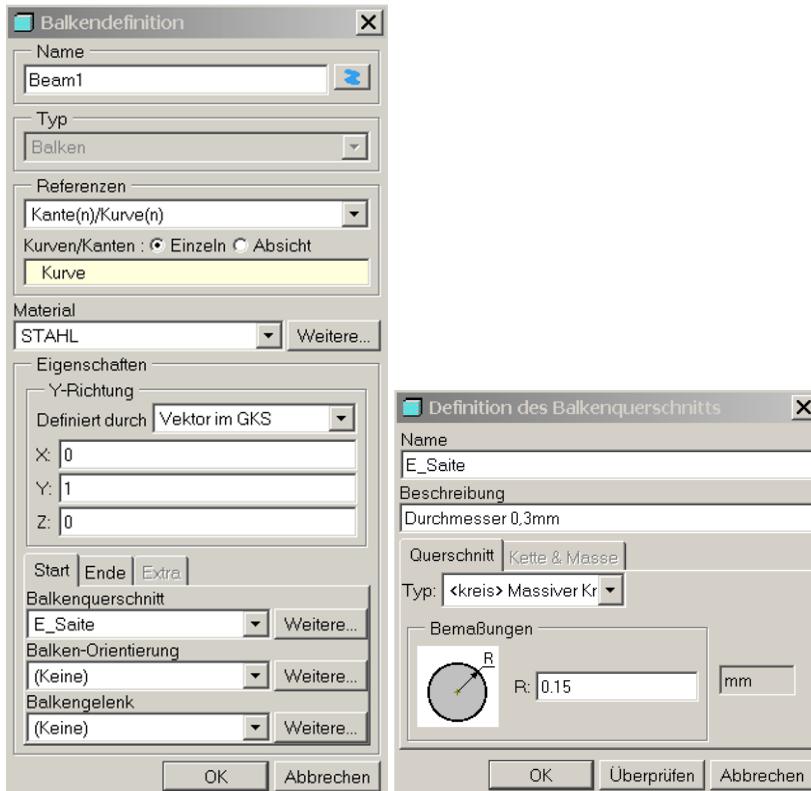


Abb. 11-66: Balkendefinition und Balkenquerschnitt

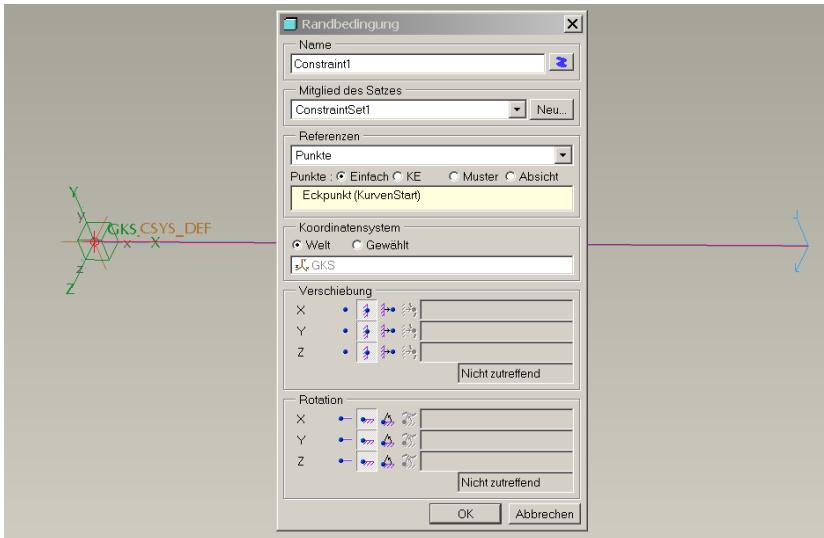


Abb. 11-67: Randbedingung fest

Am anderen Ende des Balkens wird nun entsprechend die erzwungene Verschiebung definiert (Abb. 11-68).

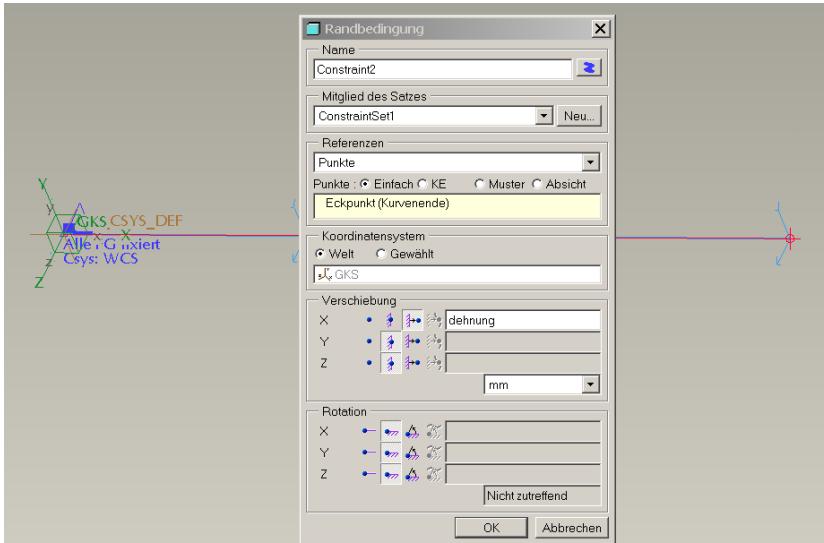


Abb. 11-68: Erzwungene Verschiebung

Da die gesuchte Vorspannung nicht bekannt ist, wird die Pro/ENGINEER Variable „DEHNUNG“ (Text per Tastatur eingeben) eingetragen. Das Modell sollte nun folgendermaßen aussehen (Abb. 11-69).

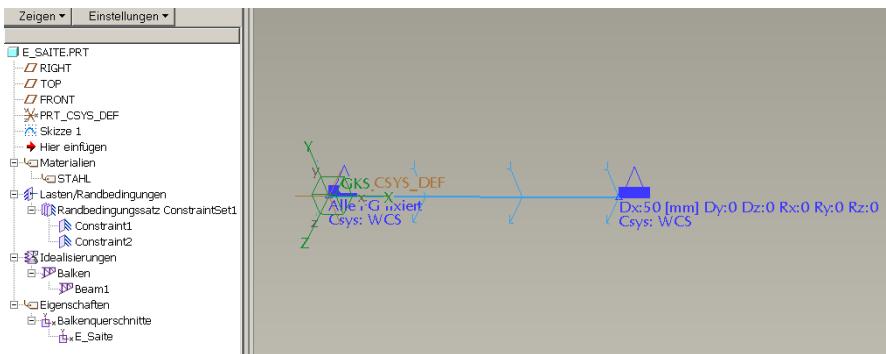


Abb. 11-69: FE-Modell der Gitarrensaite

MECHANICA würde nun diesen Balken standardmäßig mit einem einzigen Element vernetzen. Zwecks der Genauigkeit sollte die Vernetzung jedoch verfeinert werden, z. B. mittels **AutoGEM→Steuerung**, Option <Kantenverteilung> (Abb. 11-70). Mit der gewählten Knotenanzahl von 11 wird MECHANICA den Balken mit 10 Balkenelementen vernetzen.

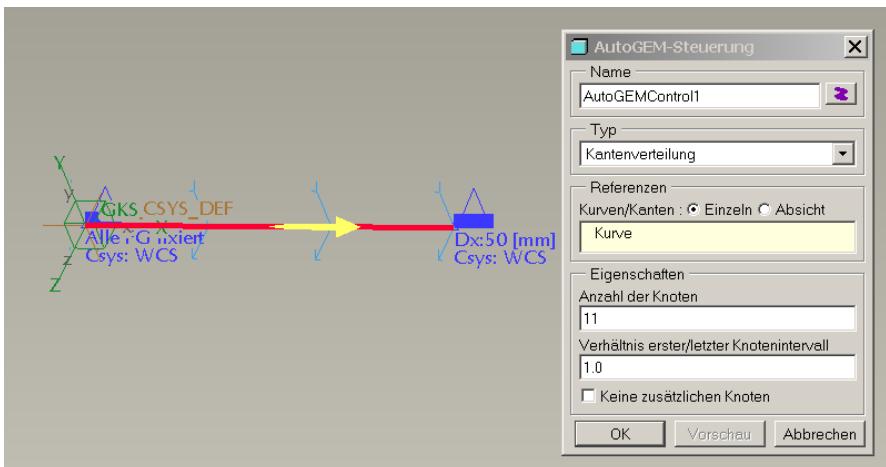


Abb. 11-70: AutoGEM-Steuerung <Kantenverteilung>

11.3.4 Optimierung

Mittels **Analyse→Mechanica Analysen/Studien** wird die multifunktionale Maske für MECHANICA-Analysen aufgerufen (Abb. 11-71). Hier werden die Analysen erstellt, gestartet, gestoppt, kopiert, gelöscht, ausgewertet etc.

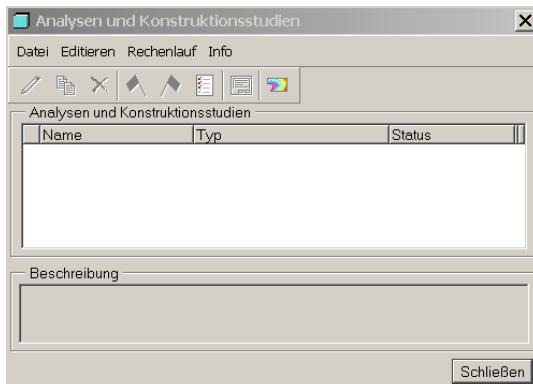


Abb. 11-71: Analysen und Konstruktionsstudien

Zunächst wird die statische Analyse mittels **Datei→Neue statische Analyse** erzeugt, die den Balken „vorspannt“. Die Einstellungen erfolgen gem. der Abb. 11-72.

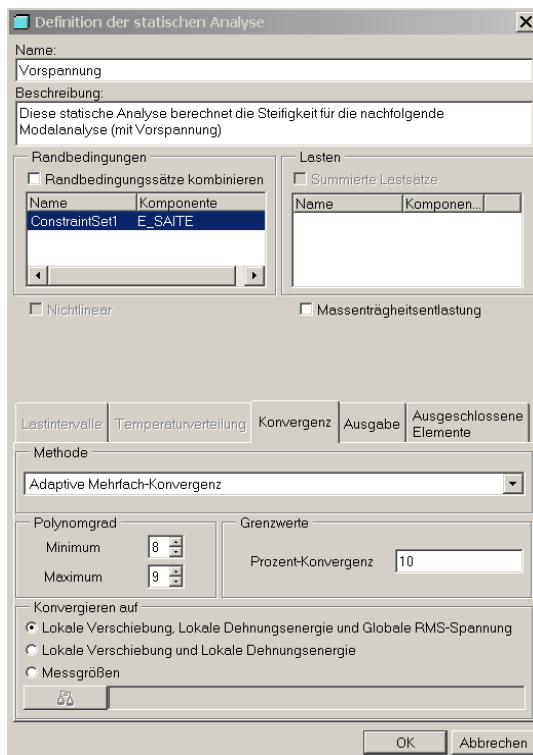


Abb. 11-72: Definition der statischen Analyse

Da reine Balkenmodelle in MECHANICA sehr schnell rechnen und keine besondere Performance brauchen, kann die adaptive Mehrfachkonvergenz bei der Polynomordnung 8 starten, der zweite Rechenlauf erfolgt bei der Polynomordnung 9 (Maximum in MECHANICA). Damit wird die größtmögliche Genauigkeit erreicht. Außerdem sollte das Plotraster (Registerkarte <Ausgabe>) auf 10 erhöht werden, damit auch die Ergebnisauswertung ebenfalls möglichst genau wird.

Die Definition der statischen Analyse wird bestätigt, die Analyse wird aber noch nicht ausgeführt. Mittels **Datei→Neue Vorspannungsanalyse→Modal** (im Fenster für MECHANICA-Analysen) wird die Eigenwertanalyse definiert, die auf der statischen Analyse aufbaut (Abb. 11-73).

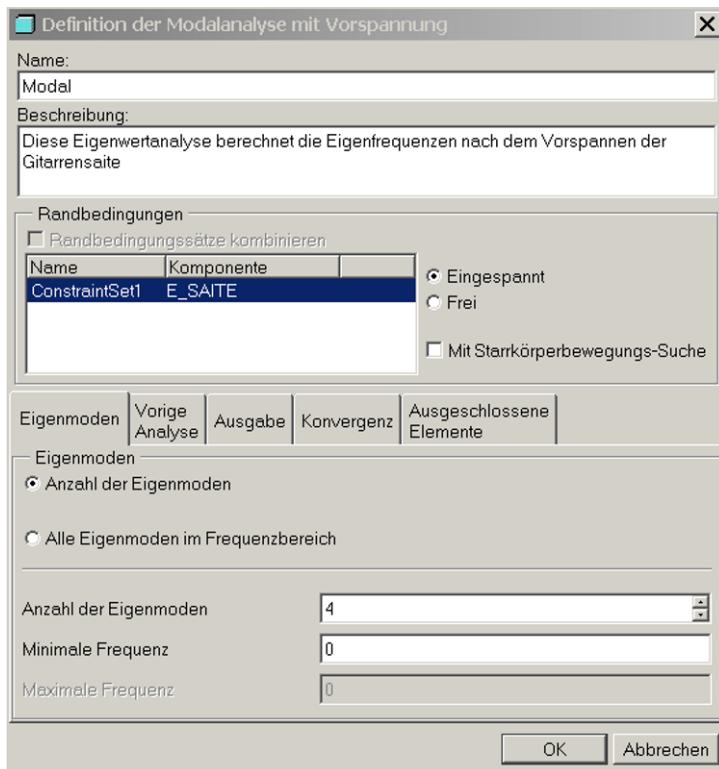


Abb. 11-73: Definition der vorgespannten Modalanalyse

Die Einstellungen bzgl. <Konvergenz> und <Ausgabe> erfolgen hier analog zur statischen Analyse, ansonsten bleiben die voreingestellten Werte unverändert. Streng genommen benötigt man hier nur die erste (tiefste) Eigenfrequenz.

Die Modalanalyse wird ebenfalls nicht ausgeführt, sondern nur die Definition der Analyse bestätigt. Mittels **Datei→Neue Optimierungsstudie** (im Fenster für MECHANICA-Analysen) wird dafür eine Optimierung erzeugt. Hierbei sollte der

Typ <Durchführbarkeit> eingestellt werden, da keine Gewichtsoptimierung etc. erfolgt (Abb. 11-74).

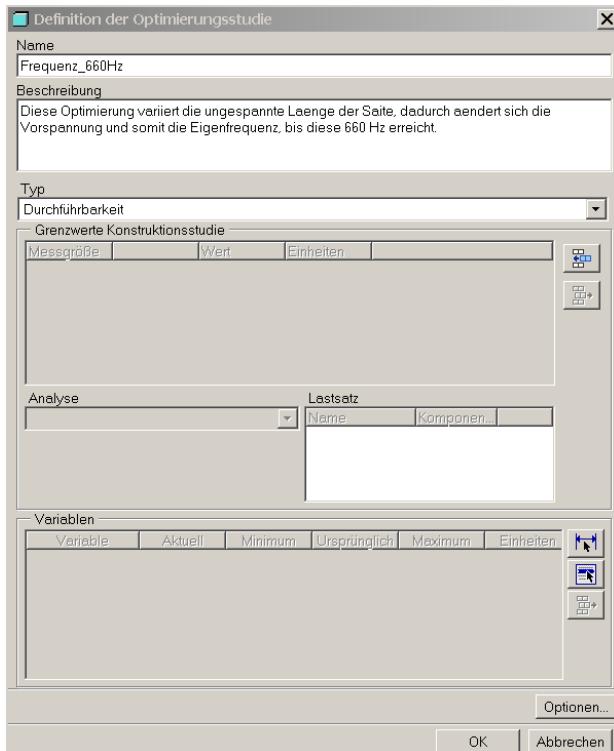


Abb. 11-74: Definition der Optimierung

Um die Bedingungen der Optimierung festzulegen, wird die entsprechende Schaltfläche (<Zeile einfügen>) rechts im Abschnitt <Grenzwerte Konstruktionsstudie> angeklickt. Daraufhin erscheint die Liste mit vordefinierten Messgrößen, aus denen die gesuchte Eigenfrequenz ausgewählt wird (Abb. 11-75).

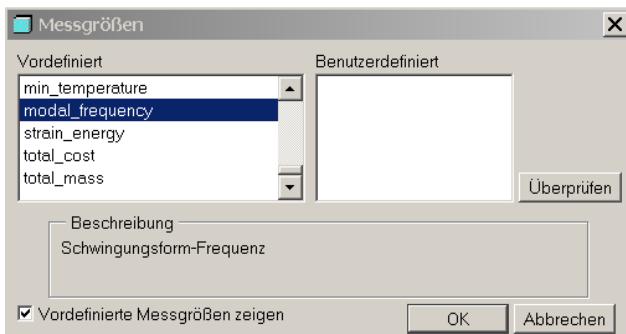


Abb. 11-75: Messgröße Eigenfrequenz

Nach dem Bestätigen der Messgröße mit <OK> erscheint wieder das Definitionsfenster der Analyse, in dem nun die Vorgabe für die Optimierung erfolgt. Die zu optimierende 1. Eigenfrequenz soll gem. der Aufgabenstellung 660 Hz erreichen (Abb. 11-76).

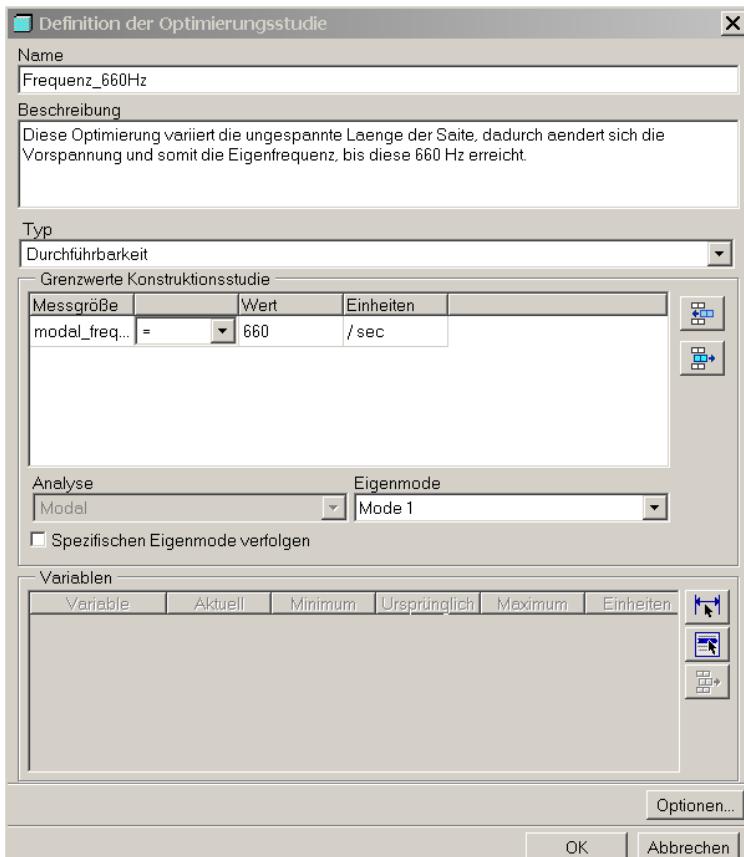


Abb. 11-76: Definition der Optimierung

Nun wird die ungespannte Saitenlänge als Variable deklariert, die MECHANICA während der Optimierung verändern darf. Dafür wird zuerst die Schaltfläche mit dem Maßsymbol rechts im Abschnitt <Variablen> angeklickt, dann die Kurve im Arbeitsfenster, und anschließend das Maß 600, sodass diese Länge als Variable aufgenommen wird (Abb. 11-77).

Damit die Grenzwerte physikalisch korrekt bleiben, wird die Obergrenze der ungespannten Länge auf 650 mm (Mensurlänge) begrenzt (Abb. 11-77).

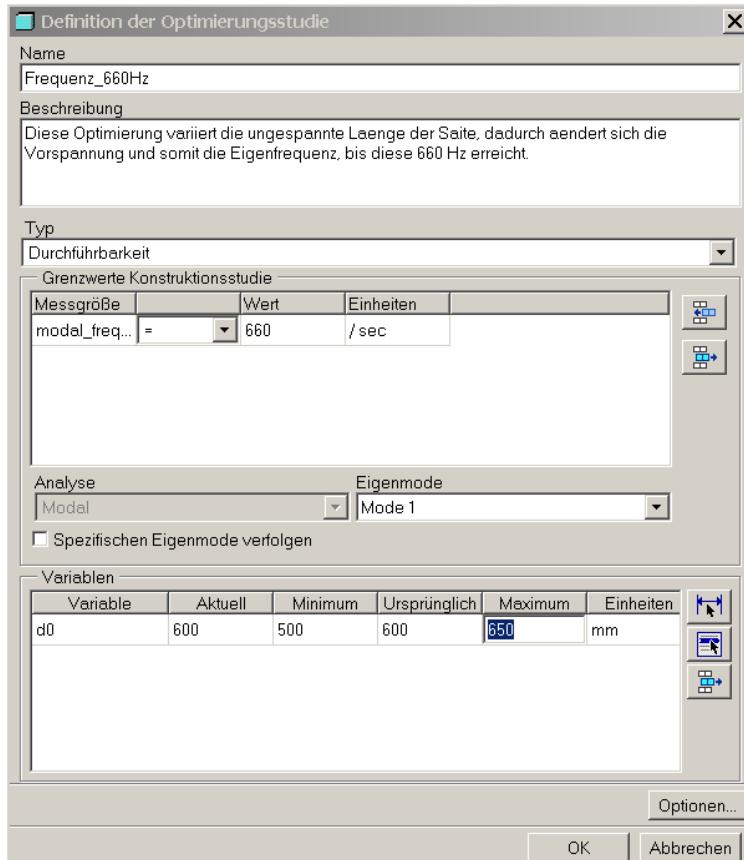


Abb. 11-77: Definition der Optimierung

Abschließend wird die Ergebnistoleranz mittels der Schaltfläche <Optionen> auf 0,01 % verschärft (Abb. 11-78), damit der Grenzwert 660 Hz möglichst exakt berechnet werden kann.

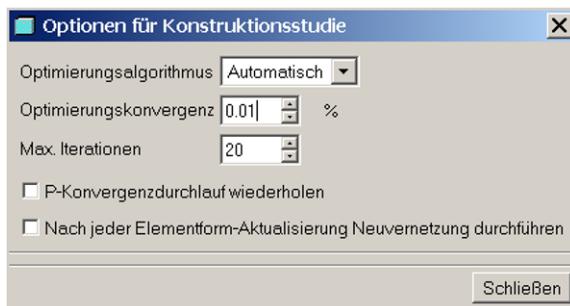


Abb. 11-78: Optionen der Optimierung. MECHANICA wählt hier automatisch einen passenden Optimierungsalgorithmus aus.

Bei der Optimierung werden keine großen Formänderungen erwartet, die z. B. eine Neuvernetzung erfordern, sodass die restlichen Einstellungen (Abb. 11-78) unverändert bleiben. Die Definition der Optimierungsstudie wird bestätigt, das Fenster für MECHANICA-Analysen sollte folgendermaßen aussehen (Abb. 11-79).

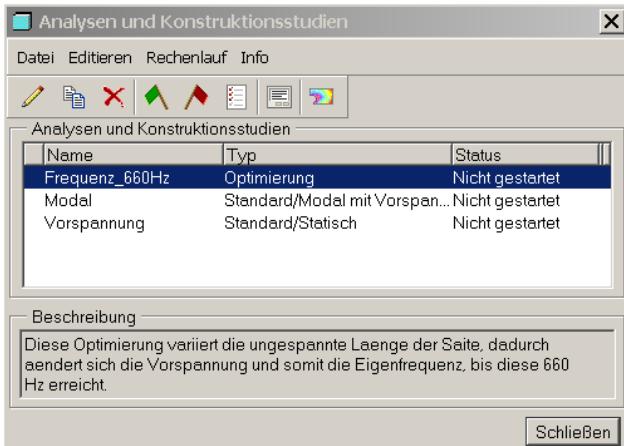


Abb. 11-79: Definition der FE-Analysen fertig

Die Optimierung wird mit **Rechenlauf→Start** (grüne Fahne) gestartet.

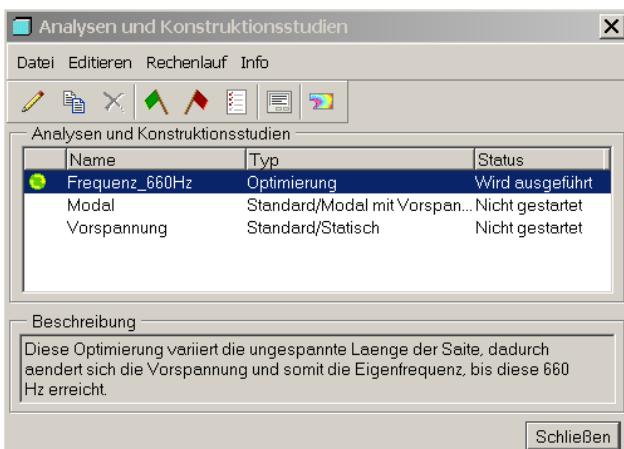


Abb. 11-80: Analyse wird ausgeführt

Der Status der aktuellen Analyse (neu in Wildfire 5) lässt sich klar ablesen, der Rechenlauf wird ausgeführt (Abb. 11-80). Allerdings dauert diese Analyse nicht lange (im Test 12 Sekunden auf einem Laptop). Nachdem die Analyse abgeschlossen ist (Abb. 11-81), kann das Ergebnis im Statusbericht mittels **In-**

fo→Status (im Fenster für MECHANICA-Analysen) abgelesen werden (Abb. 11-82).

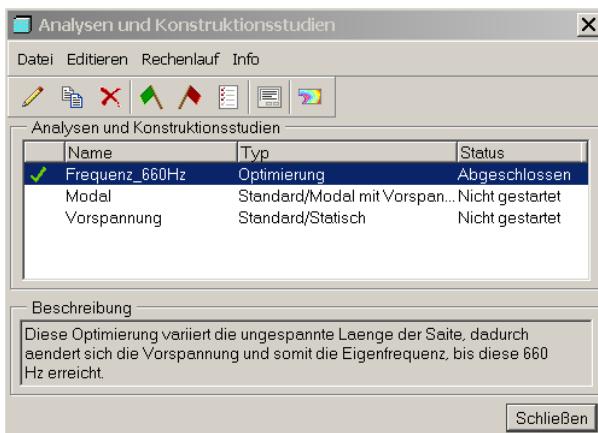


Abb. 11-81: Analyse abgeschlossen

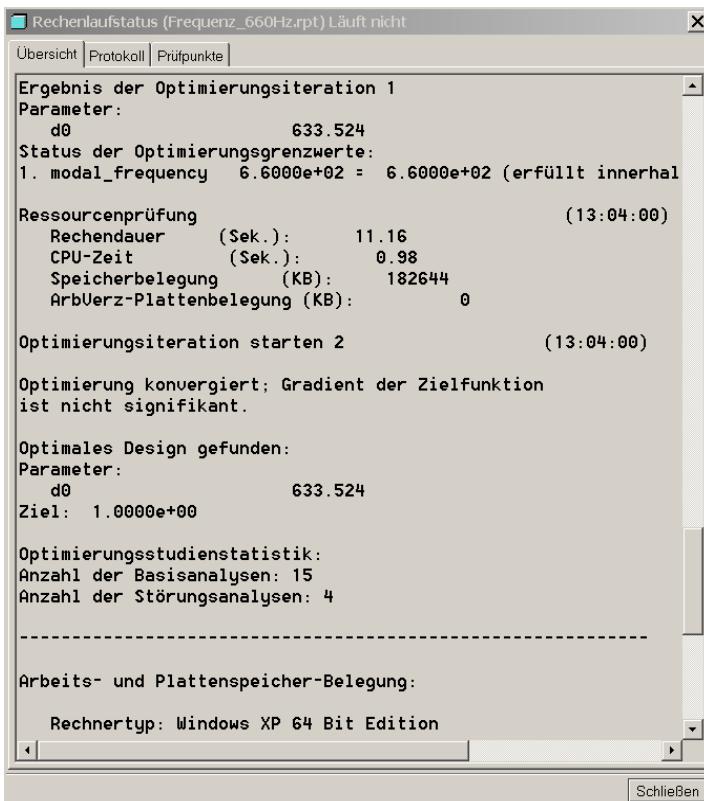


Abb. 11-82: Statusbericht

Der Statusbericht (Abb. 11-82) wurde in Wildfire 5 verbessert, mittels der Registerkarten wurden die wesentlichen Informationen zum Rechenlauf übersichtlich zusammengefasst. Das Ergebnis der Optimierung lautet 633,524 mm (Abb. 11-82) für die Saitenlänge im ungespannten Zustand. Nach dem Vorspannen auf insgesamt 650 mm Mensurlänge beträgt die 1. Eigenfrequenz exakt 660 Hz (1. Eigenform in Abb. 11-83).

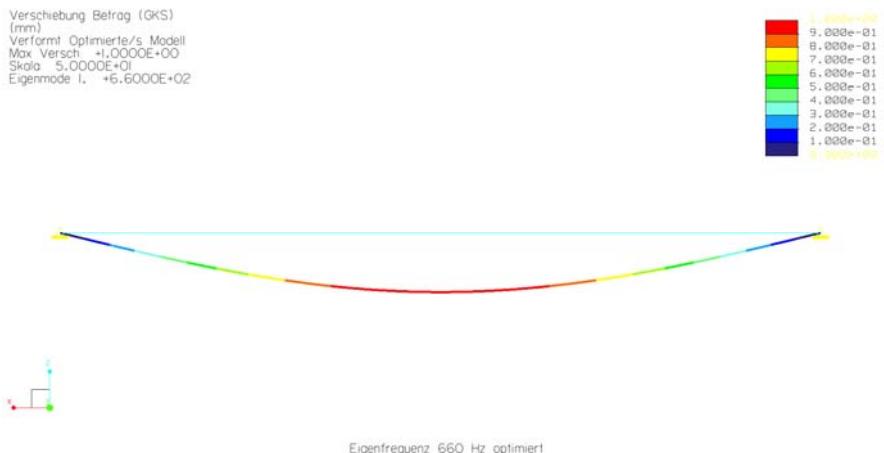


Abb. 11-83: Farbplot der 1. Eigenform

11.4 Allgemeine Tipps

Zum Schluss dieses Kapitels möchten wir dem Anwender einige aus unserer Sicht nützliche Ratschläge bei der Verwendung von MECHANICA geben:

- Verwenden Sie das Einheitensystem [**Nmms**], damit erhalten Sie die Ergebnisse für die Spannungen in N/mm² oder MPa. Alle anderen Einheiten sind von diesem Basissystem abhängig, z. B. die Dichte in Tonnen/mm³, den Wärmestrom in mW usw.
- Arbeiten Sie in Pro/ENGINEER grundsätzlich mit absoluter Genauigkeit im Bereich 0,01 mm bis 0,001 mm.
- Nutzen Sie die integrierte Online-Hilfe mittels der Menüfolge **Hilfe→Hilfe-Center**, diese beinhaltet viel mehr Informationen und Beispiele als Sie vielleicht vermuten. Weiterhin können die Foren unter www.cad.de manchmal schneller helfen als die Hotline.
- Nutzen Sie, sofern zulässig, grundsätzlich die Symmetrien aus, damit erreichen Sie enorme Zeiter sparnisse. Weiterhin haben Sie z. B. bei einem Viertelmodell gleich zwei Freiheitsgrade durch zwei spiegelsymmetrische Randbedingungen gesperrt. Das erspart Ihrem Modell evtl. Singularitäten usw. Bei einer zyklischen Symmetrie dagegen werden keine zwei Freiheitsgrade gesperrt, hier soll-

ten zusätzliche Maßnahmen ergriffen werden, z. B. sogenannte <**Federn zu Basis**> mit geringen Steifigkeiten.

- Volumenelemente haben keine rotatorischen Freiheitsgrade. Schalen, Balken und Massenpunkte besitzen hingegen Rotationen. Volumenelemente übertragen theoretisch keine Momente. Wenn Sie ein Drehmoment aufbringen möchten, dann sollte die Lastverteilung als <**Gesamtlast auf Punkt**> (in der Hilfe gut erklärt) definiert werden. Bei einer Auswertung einer vergrößerten (animierten) Verformungsdarstellung wird jedoch das Ergebnis des verdrehten Teils grafisch verfälscht.
- Prüfen Sie stets die Lastsumme in MECHANICA mittels der Menüfolge **Info→Gesamtlast überprüfen...**, um Ihre Eingaben zu kontrollieren. Hier steckt ein vergleichbar großes Fehlerpotential wie bei den Randbedingungen.
- Erstellen Sie benutzerdefinierte Messgrößen, um bestimmte Ergebnisse während einer Analyse messen oder auch berechnen zu lassen. Berechnete Messgrößen können mathematische Zusammenhänge zwischen Pro/ENGINEER-Parametern und MECHANICA-Messgrößen beinhalten. Beispielsweise kann eine integrierte Kontaktkraft berechnet werden. Diese sollte ungefähr gleich dem Produkt aus dem Flächeninhalt des Kontakts und dem durchschnittlichen Druck sein usw.
- Bei Kontaktanalysen benötigen Sie in der Regel keinen Spalt zwischen den Kontaktflächen. Die absolute Genauigkeit sollte ggf. feiner sein als der Spalt oder der Abstand zwischen zwei benachbarten Verfeinerungspunkten. Die Kontaktflächen sollten durch dünne Volumenbereiche passend zueinander abgegrenzt sein. Die dünnen Kontaktsschichten werden weiterhin zwangsläufig fein vernetzt. Kontaktanalysen stellen hohe Anforderungen an die Hardware und könnten sehr lange Rechenzeiten erfordern.
- Die Optimierungen sowie die Sensitivitätsstudien haben in MECHANICA aufgrund extremer Rechenzeiten nur relativ geringes praktisches Nutzen. Eine Optimierung in MECHANICA garantiert Ihnen nicht das beste Design. Sie erreichen ein optimales, aber nicht unbedingt das beste Ergebnis.
- Überwachen Sie stets den Rechenlauf im Statusbericht. Weiterhin kann auch der Task-Manager (Prozess **msengine**) von WINDOWS nützlich sein. Sobald ein Berechnungsprozess angelaufen ist, kann MECHANICA und auch Pro/ENGINEER geschlossen werden, denn die Rechenlauflizenz wird in MECHANICA separat angezogen.
- Nutzen Sie die Mehrfachkonvergenz von MECHANICA, sofern die Ressourcen und der Analysetyp dies erlauben. Prüfen Sie die Ergebnisse kritisch, keineswegs blind vertrauen.
- Geben Sie einer Analyse immer einen bedeutenden Namen, um die Berechnungsdaten später anhand dieser Bezeichnung identifizieren und nachvollziehen zu können.
- Wenn Sie eine Schraube mittels einer Temperaturdifferenz schrumpfen möchten, dann sollten Sie orthotrope Materialeigenschaften definieren, wobei der Wärmeausdehnungskoeffizient nur in Längsrichtung der Schraube ungleich 0

ist. Damit schrumpft die Schraube nur in Längsrichtung und nicht im Durchmesser, Sie erreichen damit sehr genaue Ergebnisse. Ansonsten beinhaltet MECHANICA ein Schrauben-Konstruktionselement im Baugruppenmodus, um mittels eines komplexen Federelements eine Verschraubung zu simulieren, ohne die Schraube in 3D zu modellieren.

- Für ungleichmäßig verteilte Lasten bietet MECHANICA eine Vielzahl an vordefinierten Funktionen (sehr gut in der Hilfe erklärt), außerdem können Sie die Lasten über Objekte interpolieren. Wenn das nicht möglich ist (z. B. Lagerlast), dann kann die Lastangriffsfläche in mehrere Subflächen unterteilt werden, auf die unterschiedlich große Teillasten wirken. Je feiner die Teilflächen, umso genauer die Lastverteilung. Die Lastsumme muss natürlich stimmen.
- Wenn Sie in einem Kontaktbereich Ergebnisse entlang einer auf die Kontaktfläche projizierten Kurve haben möchten, dann sollten Sie vor der Vernetzung unter **AutoGEM** die Option **Kurven verwenden** aktivieren. In Wildfire 5 wird diese Option vollständig durch die **AutoGEM-Steuerung „Fixkurve“** ersetzt.
- Wenn Sie in THERMAL zwecks transienter Analyse eine Anfangsbedingung für die Temperatur an einer bestimmten Fläche benötigen, dann sollten Sie an dieser Fläche eine tabellengesteuerte Wärmelast (iterativer Vorgang) erzeugen, die Ihnen die entsprechende Temperaturregelung liefert.

Literaturverzeichnis

Muhs D, Wittel H, Jannasch D, Voßiek J, (2007) Roloff/Matek Maschinenelemente Tabellen, 18 Aufl, VIEWEG, ISBN 978-3-8348-0262-0

Parametric Technology Corporation (2008) Pro/ENGINEER Wildfire 4.0 MECHANICA, Help Topic Collection

12 Stichwortverzeichnis

A

Achsensymmetrie
2D- 8, 127, 129, 131, 155
Amplitude 49, 50, 52, 54, 216
Amplitudengraph 53, 222
Analyse
dynamische 37, 42, 208
starker Verformungen 175, 181
statische 31, 86, 100, 112, 119, 134,
147, 166, 177, 186, 188, 254

Analysename 32

Anfangsbedingung 41

Ansatz

homogener 41
partikulärer 41

Arbeit 26

Arbeitsfenster 16, 27, 137, 139

Arbeitsspeicher 8, 101

Arbeitsverzeichnis 15, 200

Assoziativität 13, 14

Ausgabebereich 43, 208

AutoGEM 96, 143

B

Balken 57, 58, 61, 71, 77, 215, 251
-bibliothek 63
-definition 65, 67
-querschnitt 62, 66

Balkenelement 59, 71

Baugruppenmodus 14, 226

Bersten 111

Betriebslast 226

Beulanalyse 183, 186

Beulen 183

Beulform 194

Beullastfaktor 186, 196

Bewegungsgleichung 23, 40

Beziehung 250
Bezugselement 23
Bezugskurve 58, 66, 71
Biegelinie 79, 83, 157
Biegemoment 58, 75, 81
Blechmodus 160
Block-Gleichungslöser 9

D

Dämpfung 48, 50, 216

Datei

temporäre 32

Datenmodell 6, 13

Datensicherung 35

Dehnungszustand

ebener 8, 111, 113, 114, 115, 125

Diagnose-Assistent 33

Differentialgleichung 23

Dokumentation 49

Drehachse 129

Drehgelenk 66, 234

Dreieckselement 98, 167

Druck

-differenz 157, 169

-last 165

Drucklast

negative 94

Durchbiegung 58

maximale 84, 158, 171, 177, 181

theoretische 169

Durchdringung 131

theoretische 128

E

Eigenfrequenz 36, 54, 251, 255, 256, 261

Eigengewicht 58, 69, 75, 81

Eigenkreisfrequenz 41

Eigenwertanalyse 251

- Einheitensystem 20, 200, 207, 261
 Konsistenz 20
 Ein-Massen-Schwinger 22, 54
 Einschritt-Konvergenz
 adaptive 9, 175
 Element 146, 167
 -bezeichnung 90
 Energie 26
 Erfahrungssatz
 Fourier 200, 212
 Ergebnis 31
 Ergebnisfenster 103, 106, 122, 154, 169,
 171, 178, 193
 Ersatzmodell 23, 57, 85, 111, 127, 157,
 183, 199, 215, 225
 Euler 183, 184
- F**
- Farblegende 80
 Farbplot 5, 45, 49, 75, 79, 81, 106, 122,
 150, 169, 171, 178, 179, 193,
 196, 206, 210
Fatigue Advisor 7
 Federenergie 26
 Fehlerdiagnose 34
 Fehlerquelle 29, 139, 171
 Fehlersuche 34
 FEM 1, 2, 3
 Festplatte
 lokale 21
 Flächenbereich 143, 145
 Flächenpressung 127, 128, 136, 154, 225,
 234
 Flächenträgheitsmoment 57, 184
 Fließen 127
 Formzahl 85, 86, 109
 Freiheitsgrad 28, 29, 115
 rotatorischer 29, 132
 Frequenzanalyse 49, 52
 Frequenzbereich 49
 Fugendruck 127
 Fußpunkterregung 43
- G**
- Gelenk 75
 -definition 59, 65
 Genauigkeit 8, 249
 absolute 8, 19, 137, 241
 Geometrietoleranz
 AutoGEM 241
 Gitarre 247
 Gleichgewicht
 statisches 22, 25, 27, 57
 Gleichungslöser 101
- Graph 48, 54, 82, 106, 154
 Gravitation 69
 Gravitationslast 30
 Grenzwert 257
- H**
- Haftreibungskoeffizient 142
 Handvernetzung 34, 131
 Hilfe
 Installation 21
 Hilfsgröße 128
 Hintergrund 105
 h-Methode 4
 Hohlwelle 128, 129, 132, 136
 Hybrid-Modellierer 13, 18
 Hyperelastizität 172
- I**
- Icon 26, 30, 31, 163
 Impuls 216
 Impulsfunktion 42
 Innendruck 111, 117, 225
 Instabilität 183
 Instabilitätsanalyse 183, 186, 190, 196
 IPE 57
- K**
- Keilelement 28
 Kerbe 85
 Kerbwirkung 86, 94
 Kesselformel 111
 Kirsch 85, 86, 109
 Knicken 183
 Knickfall 183
 Knicklast
 kritische 190, 192
 Knoten 59, 97
 Komponente 17, 226
 Konstruktionselement 23, 31
 Kontakt
 -definition 142
 -kraft 142, 225
 Kontaktanalyse 96, 127, 142, 148, 155
 Kontaktbedingung 141
 Kontaktfläche 227, 234
 Kontextmenü 67
 Konvektion 200, 212
 Konvergenz 4, 9, 73, 101, 106, 109, 189,
 204, 234
 Konvergenzgraph 106, 109
 Koordinatenystem 23, 88, 94, 112
 globales 31, 67
 kartesisches 114, 129
 zylindrisches 114, 115, 118
 Körper 86

- dünner 160
- Kraft 20
- L**
 - Last 186
 - definition 165
 - thermische 208
 - Lastsatz 69
 - Lastschritt 175
 - LINUX 7
 - Lizenz 7
 - Lochscheibe 85
 - Loslager 67
- M**
 - Masse 20
 - Massenbeteiligungsfaktor 43
 - Massenkraft 27
 - Massenpunkt 29
 - Material 21, 91, 116, 139, 164, 186
 - Materialeigenschaften 249
 - MECHANICA 1
 - Advanced 2, 7, 12
 - Mehrfachkonvergenz 120, 175, 190, 255
 - adaptive 9, 101
 - Messgröße 37, 46, 103, 106, 117, 119, 136, 142, 169, 192, 204, 210, 256
 - Mittenfläche 162
 - Modalanalyse 36, 39, 43, 51, 255
 - Modellbaum 15, 72, 139
 - Modelldicke 116
 - Modellgeometrie 153
 - Modellprüfung 33
 - Modelltyp 25, 59, 89, 113, 130, 137, 159
 - Modus
 - unabhängiger 33, 131
 - Moment 59, 234
- N**
 - Nabe 128, 129, 136
 - Netz 3, 96, 100, 131, 142, 147, 234
 - punkte 146
 - Netzverfeinerung 109, 142, 190, 227
 - globale 144
 - Nichtlinearität
 - geometrische 171
- O**
 - Objektfenster 78, 82
 - Optimierung 255, 257, 261
 - Optimierungsstudie 6, 259, 262
- P**
 - Parameter 250
 - PDM-System 13
 - p-Element 71, 144
- Platte 90, 157
- Plausibilität 55, 79, 169
- Plotraster 74, 120, 166, 255
- p-Methode 3, 12
- Polynomgrad 10, 189
- Polynomordnung 9, 73, 204, 255
- Postprozessor 5, 9
- Preprocessor 5
- Presspassung 127
- Pressverband 127, 131, 154
- Pro/ENGINEER 1, 13, 14, 15, 200
- Projektionskonstanz 69
- Q**
 - Quaderelement 28
 - Querschnitt 57, 64, 200
- R**
 - Randbedingung 28, 30, 67, 92, 115, 132, 137, 161, 186, 234
 - thermische 202
 - Rechenlauf 35
 - Regenerieren 137
 - Reibung 127
 - Resetfunktion 27
 - Resonanz 50, 54
 - Rohr 111, 113, 115
 - Rotationssymmetrie 112, 115
- S**
 - Schale 160
 - Schalenelement 160, 181
 - Schalenmodell 90, 162
 - Schaltfläche 26, 75, 94, 120, 150, 153, 169
 - Scheibe 85, 90
 - Scheibenelement 90
 - Schubverformung 57, 84
 - Schwingung 37, 48
 - Scrollrad 16
 - Segment 112
 - Sensitivitätsstudie 6
 - Sicherheitsfaktor 183
 - Simulation
 - thermische 200
 - Singularität 10, 34
 - Skizzierer 86, 113, 129, 159, 185
 - Skizziermodus 63
 - Solver 5, 10
 - Spannung 20, 85, 111
 - maximale 106
 - Spannungskomponente 103, 105
 - Spannungsspitze 103, 106
 - Spannungszustand
 - ebener 8, 87, 88

Spiegelsymmetrie 129, 173

Stab 59, 183, 186, 207

Stabachse 183

Stahl 61

 allgemein 21

 -eigenschaften 61

Status 259

Statusbericht 35, 39, 45, 101, 121, 122, 135, 149, 167, 169, 177, 178, 189, 192, 204, 206, 210, 259

Steuerung

 interaktive 17

STRUCTURE 6, 25, 202, 208

Struktur

 verformte 124

Strukturanalyse 22

Superposition 69, 74

Symmetrie 86, 158

 -randbedingung 93, 163, 172

Systemantwort 37, 46, 224

T

Tangentialspannung

 maximale 111, 117, 122, 124

Tastaturkürzel 15

Teilemodus 14, 19, 23, 58, 86, 112, 129, 136, 158, 184

Temperatur 210

 -differenz 132, 134, 136, 207, 225

 -gradient 205

 -last 133, 140

 maximale 204

 -verteilung 206, 208

Tetraeder 4

Tetraederelement 28

THERMAL 6, 25, 202

Thermodynamik 199

Top-Down-Design 14

Träger 57, 75, 81

V

Variable 257

Verformung 79, 171

Vernetzung 96, 98, 100, 179, 253

Verschiebung 28, 93, 132, 134, 161

 erzwungene 28, 31, 252

VIBRATION 6

Viereckselement 98

Volumenbereich 227, 234

Volumenelement 115, 124, 135, 172

Volumenkörper 132, 158, 184

Volumenmodell 8, 157, 190

Vorspannkraft 225

Vorspannung 225, 250, 252, 261

Vorspannungsanalyse 177

 modale 178

W

Wärme 199, 207

Wärmeanalyse

 stationäre 199, 203, 212

 transiente 200, 210, 212

Wärmeausdehnungskoeffizient 139

Wärmefluss 205

Wärmekapazität

 spezifische 207, 208

Wärmelast 202

Wärmeleitfähigkeit 200

Wärmeleitzahl 200, 201

Wärmemenge 202, 207

Wärmequelle 202, 207

Wärmestrom 202, 207

Wärmeübertragung 199, 200

Wildfire 13, 33

Windows 7

Z

Zeichnungsmodus 14

Zeitanalyse 40, 42

Zeitbereich 49

Zoomen 16

Zugspannung 111, 178

Zustand

 stationärer 199, 207, 212

 transienter 199

Zwei-Massen-Schwinger 215