

Themenübersicht März 2006

- Nice to know
- Ergebnisinterpretation bei Modalanalysen
- Explizite Berechnungen mit LS-DYNA, Explizit/Implizit Grenzen und Vorteile
- Zur Ergebnisauswertung bei einer Simulation mit plastischem Material
- Varianten der thermomechanischen Fluid-Solid-Kopplung
- Wichtige Termine rund um CADFEM
- Unter anderem in der nächsten Ausgabe:

Ein Beispiel zu Multiphysicsberechnungen in ANSYS

In eigener Sache:

Die Zusendung dieser Informationen erfolgt ausschließlich auf Wunsch des Empfängers und kann jederzeit unter www.cadfem.de beendet werden.

Wenngleich die vorliegenden Informationen mit größter Sorgfalt erstellt worden sind, weisen wir darauf hin, dass die Verwendung dieser unter Ausschluss jeglicher Gewährleistung erfolgt.

Impressum: CAD-FEM GmbH
Marktplatz 2
85567 Grafing b. München

Ansprechpartner:
Marc Vidal
mvidal@cadfem.de

Nice to know

ANSYS / Workbench

- **FLEXLM Ports festlegen**

Im Lizenzfile können die Kommunikationsports fest eingestellt werden:

So koennten die ersten beiden Zeilen im license.dat aussehen:

```
SERVER HP-WORKSTATION xxxxxxxxxxxx 1055  
VENDOR ansyslmd PORT=1056
```

Fuer die xxx... steht die Mac-Adresse

Als Ports werden hier 1055 TCP und 1056 TCP festgelegt.

- **Makro zum Export deformierter Geometrie**

Herr Isam Tahhan von IMTEK, Freiburg hat uns auf diese Makro aufmerksam gemacht, das zum Geometrie-Export einer verformten Struktur genutzt werden könnte.

Das Makro stammt ursprünglich von der Firma IDAC, Irland. Die genaue Quelle ist im Makro selbst angegeben, genauso wie die Handhabung.

http://www.cadfem.de/fileadmin/files/9_service_newsletter/2006/0603/IGESOutIDAC.zip

- **Körper automatisch gruppieren in ANSYS Workbench**

Von Pierre Thieffry von ANSYS, Inc France stammen diese Makros, die in WB eine automatische Gruppierung nach z.B. Schalendicken oder nichtlinearem/linearem Material.

Die Körper werden dann in Komponenten gepackt. Diese Makros zeigen die Möglichkeiten der jscript Programmierung in WB und sollen als Anregung dienen sich hier tiefer einzuarbeiten.

Weitere Beispiele und Applikationen, sowie ein Forum finden Sie im ANSYS Customer Portal.

http://www.cadfem.de/fileadmin/files/9_service_newsletter/2006/0603/GroupingMacros.zip

Die Makros können in WB über den Menüpunkt Extras/Makro ausführen eingelesen werden.

Ergebnisinterpretation bei Modalanalysen

Problemstellung:

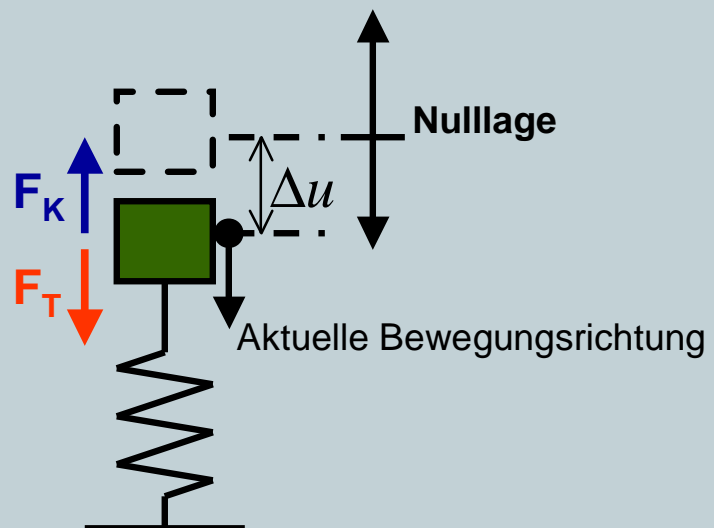
Bei Modalanalysen werden die Eigenfrequenzen und die Eigenformen berechnet. Es können aber auch die Verformungen und sogar Spannungen zu den einzelnen Moden ausgewertet werden. Hier stellen sich nun folgende Fragen:

Welche Aussagekraft haben die einzelnen Ergebnisse?

Welche Ergebnisse sind vergleichbar untereinander?

Theoretischer Hintergrund:

Beginnen wir einfach mit einem Einmassenschwinger. Wir stellen eine Masse auf eine Feder und lassen das System schwingen.



Die Masse schwingt gerade nach unten. Zum aktuellen Zeitpunkt hat sie den Weg Δu zurückgelegt. Die Feder wird gestaucht und bremst die Masse ab.

Nun tragen wir alle Kräfte an die an der Masse angreifen. Die Trägheitskräfte werden entgegen der Beschleunigung angetragen (Prinzip von d'Alembert). Die Beschleunigung ergibt sich aus der zweimaligen Ableitung des Weges.

$$F_T = m \cdot a = m \cdot \ddot{u}$$

Die Federkraft wirkt dieser entgegen:

$$F_K = K \cdot \Delta u$$

Ergebnisinterpretation bei Modalanalysen

Theoretischer Hintergrund:

Da dies alles Kräfte sind, die an dem System angreifen, müssen sie im Gleichgewicht stehen.

Dynamisches Kräftegleichgewicht für ungedämpfte Systeme:

$$F_K = F_T$$

$$K \cdot \Delta u = m \cdot \ddot{u}$$

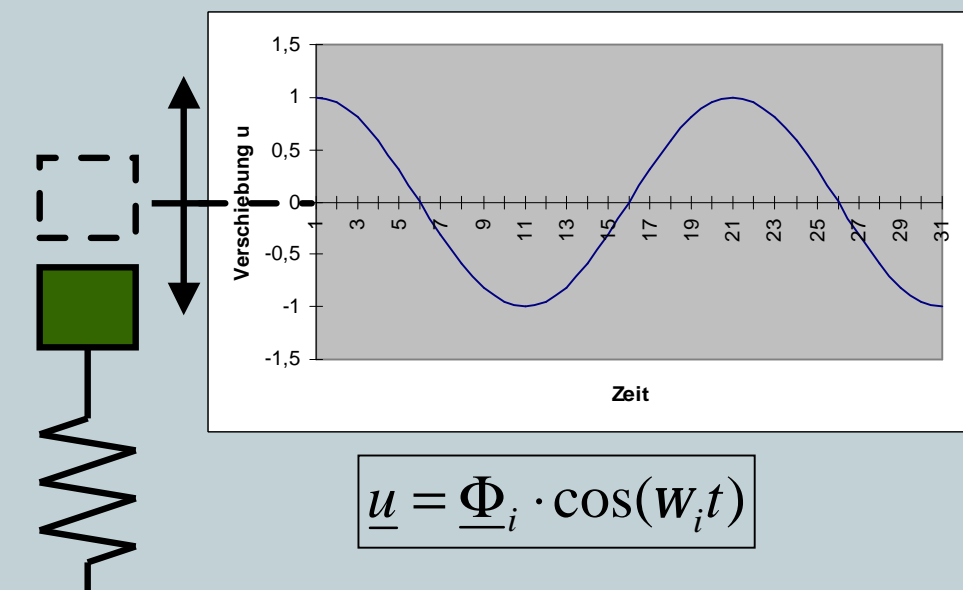
$$-m \cdot \ddot{u} + K \cdot \Delta u = 0$$

Eine nach der finiten Elemente Methode diskretisierte reale Struktur liefert ein analoges Gleichungssystem:

$$\underline{M} \cdot \ddot{\underline{u}} + \underline{K} \cdot \underline{u} = 0$$

Darin besteht der Vektor \underline{u} aus den Verschiebungen der einzelnen Knoten.

Als Lösungsansatz für dieses Gleichungssystem und für die schwingende Verschiebung u bietet sich eine Cosinus Funktion an.

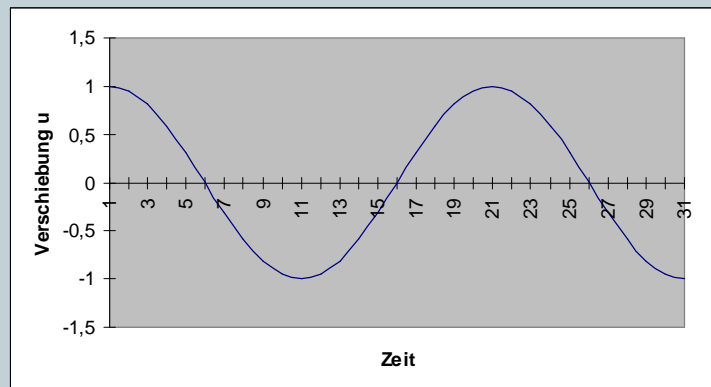


Ergebnisinterpretation bei Modalanalysen

Theoretischer Hintergrund:

$$\underline{u} = \underline{\Phi}_i \cdot \cos(w_i t)$$

$\underline{\Phi}_i$ i-ter Eigenvektor
 w_i i-te Eigenkreisfrequenz
 t Zeit



Für jeden Knoten ergibt sich die Verschiebung als Kosinus Funktion multipliziert mit einem Skalierungsfaktor. Diese Skalierungsfaktoren für das gesamte Modell bilden den Eigenvektor $\underline{\Phi}$ zur i-ten Eigenkreisfrequenz $\underline{\omega}$.

Diesen Ansatz setzen wir nun in unser Gleichungssystem ein:

$$\underline{M} \cdot \underline{\ddot{u}} + \underline{K} \cdot \underline{u} = 0 \quad \longleftarrow \quad \underline{u} = \underline{\Phi}_i \cdot \cos(w_i t)$$

$$[\underline{M} \cdot (-w_i^2) + \underline{K}] \cdot \underline{\Phi}_i = 0$$

Dieses Gleichungssystem wird erfüllt mit: $\underline{\Phi}_i = \underline{0}$

Das ist die die sog. triviale Lösung. Damit die Lösung nichttrivial ist, also Zahlen $\neq 0$ enthält, muss die Determinante des Vorfaktor 0 werden:

$$|\underline{M} \cdot (-w_i^2) + \underline{K}| = 0$$

Die Determinante kann bestimmt werden und führt auf ein Gleichungssystem für die Eigenkreisfrequenzen $\underline{\omega}$. Aus den Eigenkreisfrequenzen erhält man dann einfach die Eigenfrequenzen f nach:

$$f_i = \frac{w_i}{2\pi}$$

Ergebnisinterpretation bei Modalanalysen

Theoretischer Hintergrund:

Zurück zu unserem Gleichungssystem. Darin ist nun der erste Faktor für verschiedene ω bekannt. Man kann also den jeweiligen Eigenvektor $\underline{\Phi}$ zu der Eigenfrequenz bestimmen.

$$\text{bekannt} \rightarrow \left[\underline{M} \cdot (-\omega_i^2) + \underline{K} \right] \cdot \underline{\Phi}_i = 0$$

Eigenvektor

Wichtige Aussagen:

1. Diese Eigenwertanalyse liefert verschiedene Schwingfrequenzen, für die sich das dynamische Kräftegleichgewicht erfüllen lässt. Das sind die Frequenzen, bei denen das System "gerne" schwingen würde, wenn man es nach geeigneter Anregung sich selbst überlässt. Sie spiegeln also das Eigenverhalten des dynamischen Systems unabhängig von einer konkreten Anregung wieder. Wie die echten Schwingungen aussehen, hängt dann von der konkreten Anregung ab.
2. Das obige Gleichungssystem liefert für jede Eigenkreisfrequenz ω einen Eigenvektor $\underline{\Phi}$. Das sind die Verschiebungen der einzelnen Knoten.
3. Das obige Gleichungssystem lässt sich auch dann erfüllen, wenn der Eigenvektor mit einem beliebigen Faktor multipliziert wird. Die Verschiebungen einer Eigenform sind also nur relativ zueinander fest! Der absolute Wert der Verschiebungen hat keine Bedeutung, weil er beliebig skaliert werden könnte!
4. Aus den Verschiebungen können auch Größen wie Spannungen berechnet werden. Diese haben genauso nur relativ eine Bedeutung. Man kann also nur die Aussage treffen:
Wird diese Eigenform angeregt, dann führt das zu Spannungskonzentrationen an den Stellen an denen eine hohe Spannung angezeigt wird.
Der Wert der Spannungen hat keine Bedeutung!

Ergebnisinterpretation bei Modalanalysen

Vergleichbarkeit von Ergebnissen:

Da nun die einzelnen Eigenvektoren $\underline{\Phi}$ beliebig skaliert sein könnten, werden die verschiedenen Eigenvektoren eines Modells auf eine gemeinsame Basis bezogen. (Normierung)

In ANSYS und ANSYS Workbench ist die Voreinstellung eine Normierung auf die Massenmatrix. Die Eigenvektoren werden so eingestellt, dass gilt:

$$\underline{\Phi}_i^T \cdot \underline{M} \cdot \underline{\Phi}_i = 1$$

Das ist dann der Eigenvektor, den man bei der Ausgabe sieht.

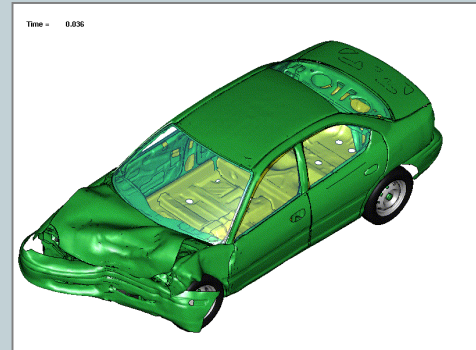
Die Massennormierung ist zunächst eine beliebige Normierung wie auch die Alternative in ANSYS, bei der der größte Verschiebungswert auf 1 gesetzt wird. Bei der Massennormierung wird für das bei der späteren modalen Superposition verwendete Gleichungssystem im "modalen Raum" die Diagonale der Massenmatrix auf 1 gesetzt. Die Diagonale der Steifigkeitsmatrix ist dann $\underline{\omega}^2$ und das Gleichungssystem ist zudem klein und wg. der Diagonalform der beiden Matrizen entkoppelt. Dass das massennormiert wird, ist lediglich für die Übergabe der modalen Daten von ANSYS in 3rd party software wie LMS/Falancs bzw. LMS/SYSNOISE wichtig. Bei diesen wird nämlich ebenfalls im modalen Raum gerechnet und dort muss der Programmierer dann einfach wissen in welcher Form die importierten Moden normiert wurden. Also ist das letztlich eine Konvention, die sich durchgesetzt hat. Für den ANSYS Berechner selbst ist das relativ egal.

Es ist also nicht zulässig Spannungen oder Verschiebungen zwischen Moden oder zwischen Modellen mit „ähnlicher“ Massenverteilung zu vergleichen. Erst wenn eine Anregung vorhanden ist, kann im Rahmen einer Frequenzganganalyse die "wahre" auftretende Spannung oder Amplitude bei einer Frequenz ermittelt werden. Dies geschieht dann z.B. bei der modalen Superposition indem die hier noch freien Vorfaktoren (Skalierungsfaktoren) vor den diskreten Eigenvektoren berechnet werden.

Explizite Berechnungen mit LS-DYNA Explizit/Implizit Grenzen und Vorteile

LS-DYNA, LS-OPT und LS-PrePost – Softwareprodukte von LSTC

Die Software LS-DYNA wird typischerweise im Kundenkreis der Automobilindustrie verwendet. Neben Gesamtfahrzeugcrashes kommt LS-DYNA dort u.a. bei der Detailuntersuchung des Verhaltens von sicherheitsrelevanten Komponenten zum Einsatz (siehe Infoplaner 1/2006).



Doch auch Unternehmen außerhalb des Automobilsektors setzen in zunehmendem Maße LS-DYNA in der Produktentwicklung ein. So lassen sich mit LS-DYNA die Auswirkungen des Aufpralls von Gegenständen, sog. Falltestsimulationen, sehr genau am Bildschirm simulieren. Detaillierte Analysen und eine schnelle Wiederholbarkeit unter veränderten Voraussetzungen sind somit möglich (siehe Infoplaner 1/2006), Zeitaufwand und Kosten zur Erstellung von Prototypen werden reduziert.

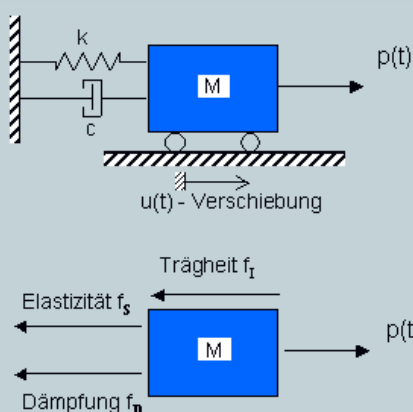
Generell kann LS-DYNA überall dort Entwicklungsprozesse unterstützen, wo Nichtlinearitäten und Dynamik von großer Relevanz sind, z.B. auch bei Explosionen, Metallumformvorgängen oder Erdstößen.

LS-DYNA ist praktisch auf allen Betriebssystemen (Unix, Windows, Linux) sowie unter 32bit und 64bit lauffähig. Als voll parallelisierte Software können Berechnungen auch auf verschiedene CPUs und Knoten verteilt werden, um einen entsprechenden Geschwindigkeitsgewinn zu erzielen. Ergänzend stellt LSTC dem Anwender von LS-DYNA noch das Optimierungstool LS-OPT sowie den Pre- und Postprozessor LS-PrePost kostenlos zur Verfügung - eine sinnvolle und effektive Ergänzung im Simulationsumfeld von LS-DYNA (siehe Infoplaner 2/2005).

Explizite Berechnungen mit LS-DYNA Explizit/Implizit Grenzen und Vorteile

Explizite vs. Implizite Zeitintegration – Theory in a Nutshell

Zur Lösung des zeitabhängigen Verhaltens einer Struktur ist neben der räumlichen Diskretisierung mittels Finiter Elemente noch zusätzlich eine Diskretisierung der Zeitachse vorzunehmen. Mittels Methoden der Zeitintegration, explizit oder implizit, kann man sich, bildlich gesprochen, auf der Zeitachse entlang hangeln (siehe Infoplaner 1/2005). Die explizite Zeitintegration von LS-DYNA zeichnet sich gegenüber der impliziten von ANSYS dadurch aus, dass keine globale Gleichgewichtsiteration benötigt wird. Konvergenzprobleme durch große Nichtlinearitäten oder komplexe Kontaktsituationen können erst gar nicht entstehen. Diesen Vorteil „erkaufte“ sich der LS-DYNA Anwender aber durch eine obere Beschränkung der zu verwendenden Zeitschrittgröße (bedingte Stabilität), die durch das Stabilitätskriterium nach Courant-Friedrichs-Levy festgelegt ist. Eingang in das Kriterium findet die kleinste Elementlänge, die Rohdichte als auch der Elastizitätsmodul. Für typische Problemstellungen liegt der resultierende Zeitschritt im Bereich von 2E-4 ms. Es lässt sich somit sehr leicht nachvollziehen, dass in einer transient dynamischen Simulation mit LS-DYNA nur ein Zeitfenster begrenzter Größe berechenbar ist, da ansonsten mit der Anzahl der Zeitschritte Rundungseffekte des Computers an Einfluss gewinnen können.



Gleichgewicht : $f_I + f_D + f_s = p(t)$

Trägheit : $f_I = M \cdot \ddot{u}$

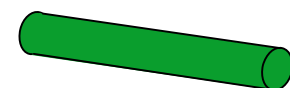
Dämpfung : $f_D = C \cdot \dot{u}$

Elastizität : $f_s = K \cdot u$

Bewegungsgleichung : $M \cdot \ddot{u}(t) + C \cdot \dot{u}(t) + K \cdot u(t) = p(t)$

Stabilitätskriterium

l Balkenlänge



$$c = \sqrt{\frac{E}{\rho}}$$

$$\Rightarrow \Delta t = \frac{l}{c}$$

Bewegungsgleichung ist Funktion der Zeit $t \Rightarrow$ zeitliche Diskretisierung nötig!

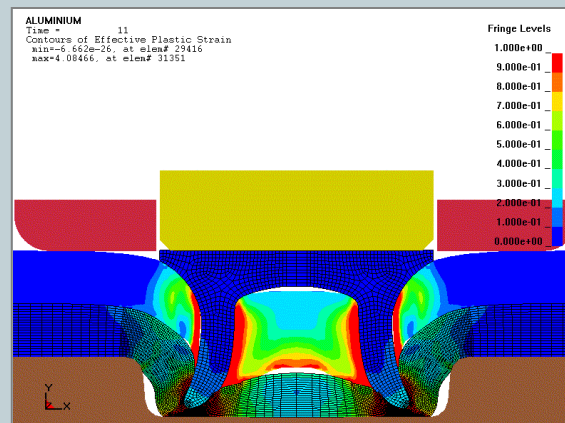
\Rightarrow 2 Möglichkeiten: **implizite** oder **explizite** Zeitintegrationsverfahren

Explizite Berechnungen mit LS-DYNA Explizit/Implizit Grenzen und Vorteile

Explizite vs. Implizite Zeitintegration – wann ist welche Methode sinnvoll

Infolge der kleinen Zeitschrittweite wird LS-DYNA hauptsächlich für die Berechnung kurzzeitdynamischer Vorgänge wie beispielsweise Crash-, Misuse- und Falltest-Simulationen verwendet. Diese in einem sehr kurzen Zeitfenster stattfindenden Vorgänge benötigen per default schon einen kleinen Zeitschritt, damit hohe Frequenzen im numerischen Modell ausreichend genau erfasst werden. Die implizite Methode kann dies zwar ebenfalls leisten, benötigt allerdings eine größere Gesamtrechenzeit infolge der Gleichgewichtsiterationen in jedem Zeitschritt. Mit LS-DYNA und dessen expliziter Zeitintegration lassen sich für diese Anwendungsgebiete typischerweise deutlich geringere Rechenzeiten erzielen als mit der impliziten Zeitintegration in ANSYS.

Des Weiteren sind mit LS-DYNA hochgradig nichtlineare Vorgänge wie beispielsweise Umform- und Massivumformvorgänge, große Verformungen und komplexe Kontaktsituationen elegant zu berechnen. Da keine Gleichgewichtsiteration zur Lösung des Gleichungssystems nötig ist, können zwangsläufig auch keine Konvergenzprobleme auftreten. Ein angenehmer Vorteil, der allerdings durch die Beschränkung des Zeitschrittes zu erkaufen ist.



Beide Zeitintegrationsmethoden und damit auch ANSYS und LS-DYNA haben ihre Daseinsberechtigung im weiten Anwendungsgebiet der numerischen Simulation. Die gegenseitige Ergänzung in Abhängigkeit der zu berechnenden Aufgabenstellung stellt daher keinen Konflikt, sondern einen logischen Schritt in Richtung Steigerung von Vorhersagegenauigkeit und Effizienz dar.

MHö

Explizite Berechnungen mit LS-DYNA Explizit/Implizit Grenzen und Vorteile

Möchten Sie mehr zu LS-DYNA, LS-OPT und LS-PrePost erfahren?

Dann schauen Sie doch auf unserer Homepage <http://www.lsdyna-portal.com> vorbei oder kommen Sie zu einem unserer Schnuppertrainings zu LS-DYNA. Sie erhalten dort innerhalb eines Tages einen kompakten Über- und Einblick in die Berechnungsmöglichkeiten und Anwendungsgebiete von LS-DYNA. In der Teilnahmegebühr ist bereits eine limitierte Kennenlernversion von LS-DYNA enthalten, so dass einem Selbststudium nichts mehr im Wege steht.

www.cadfem.de

EXPLIZIT BERECHNEN

Einstieg in die hochgradig nichtlineare, dynamische Simulation mit LS-DYNA

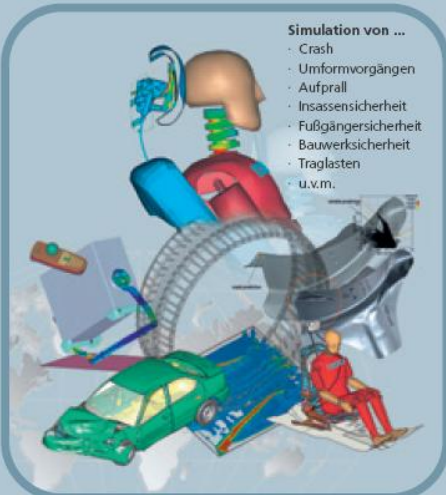
LS-DYNA: Schnuppertraining und Software

FEM explizit für Einsteiger!

Eintägiges Kompaktseminar zum praxisnahen Einstieg in die explizite Berechnung mit LS-DYNA.
Inklusive Kennenlernversion von LS-DYNA!



Simulation von ...

- Crash
- Umformvorgängen
- Aufprall
- Insassensicherheit
- Fußgängersicherheit
- Bauwerksicherheit
- Traglasten
- u.v.m.



TERMINE

15. Februar 2006 in Hannover	24. Juli 2006 in München
06. März 2006 in München	25. September 2006 in Hannover
28. März 2006 in Berlin	16. Oktober 2006 in Stuttgart
24. April 2006 in Stuttgart	21. November 2006 in Berlin
24. Mai 2006 in Chemnitz	11. Dezember 2006 in München
13. Juni 2006 in Frankfurt/M.	

Weitere Informationen zum Schnuppertraining finden Sie unter:

[http://www.cadfem.de/Infoveranstaltungen.5322.0.html?&tx_semcf_pi1\[single\]=2544&cHash=da20f5f896](http://www.cadfem.de/Infoveranstaltungen.5322.0.html?&tx_semcf_pi1[single]=2544&cHash=da20f5f896)

Zur Ergebnisauswertung bei einer Simulation mit plastischem Material

Problemstellung:

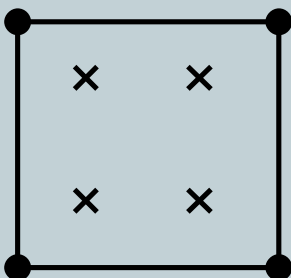
Es wurde eine strukturmechanische Berechnung mit plastischem Materialverhalten durchgeführt. Nun erhält man als Ergebnis eine Vergleichsspannung nach von Mises welche nach der eingegebenen Spannungs-Dehnungs-Charakteristik nicht zulässig ist. Rechnet das Programm falsch ???

Lösung:

Natürlich lautet die Antwort: „Nein. Das Programm rechnet nicht falsch.“ Man muss nur wissen, was bei der Ergebnisdarstellung bei plastischen Analysen im Postprocessing passiert. Dazu hier ein kleiner Exkurs:

In der FEM berechnet man die Steifigkeitsmatrix für Probleme der Strukturmechanik durch Auswertung eines Integrals. Im Computer kann nur numerisch integriert werden, was bedeutet, dass die zu integrierende Funktion nicht wirklich integriert wird, sondern lediglich zunächst an einzelnen Stellen ausgewertet und dann summiert wird. Diese einzelnen Stellen heißen Integrations-Punkte. Wird nach Gauß integriert spricht man auch von Gauß-Punkten.

Bei einem ebenen Vier-Knoten-Element (PLANE42 oder PLANE182) liegen die Integrations-Punkte etwa so, wie hier dargestellt, im Element:



Die Integrations-Punkte X können nicht sichtbar gemacht werden.

Im Bild links ist eine 2X2 Integration angezeigt. Diese ist für unverzerrte Elemente exakt.

Zur Ergebnisauswertung bei einer Simulation mit plastischem Material

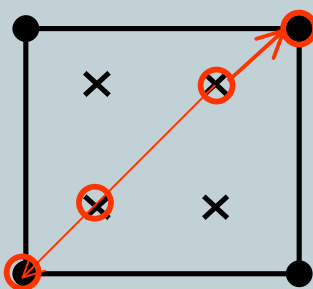
Lösung:

Was hat das Ganze nun mit der Spannungsauswertung von plastischen FE-Berechnungen zu tun?

Nun: Zunächst sollte man wissen, dass jede Ergebnisgröße in der FEM, die mittels einer Ableitung bestimmt wird, immer nur an den Integrations-Punkten berechnet wird. Nur dort liegen also diese Ergebnisse vor. Eine abgeleitete Größe ist etwa die Dehnung oder auch die Spannung.

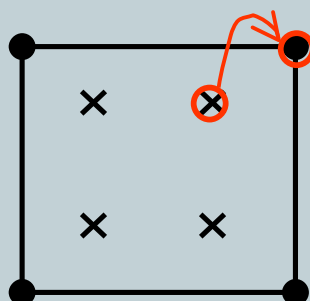
Stellt man nun in ANSYS Classic eine abgeleitete Größe mittels der „Element Solution“ (PLESOL,...) dar, so werden die Ergebnisse der Integrations-Punkte zu den Knoten hin extrapoliert. Dort wird dann aber nicht gemittelt. Folglich wird die Unstetigkeit von Spannungen und Dehnungen sichtbar, was streng nach FEM-Theorie auch korrekt ist.

Der Unterschied zur „Nodal Solution“ (PLNSOL,...) ist der, dass die nun vorliegenden Ergebnisse an den Knoten noch gemittelt werden. Dadurch geht die Unstetigkeit verloren. Streng nach FEM-Theorie ist diese Darstellung falsch und sollte erst nach einer Auswertung der „Element Solution“ veröffentlicht werden.



Worin besteht nun der Unterschied zwischen einer elastischen und plastischen Berechnung?

Sind *alle Integrations-Punkte elastisch*, so werden Ergebnisse an den Knoten durch eine *Extrapolation* der Werte, die an den Integrations-Punkten berechnet worden sind, ermittelt (oberes Bild).

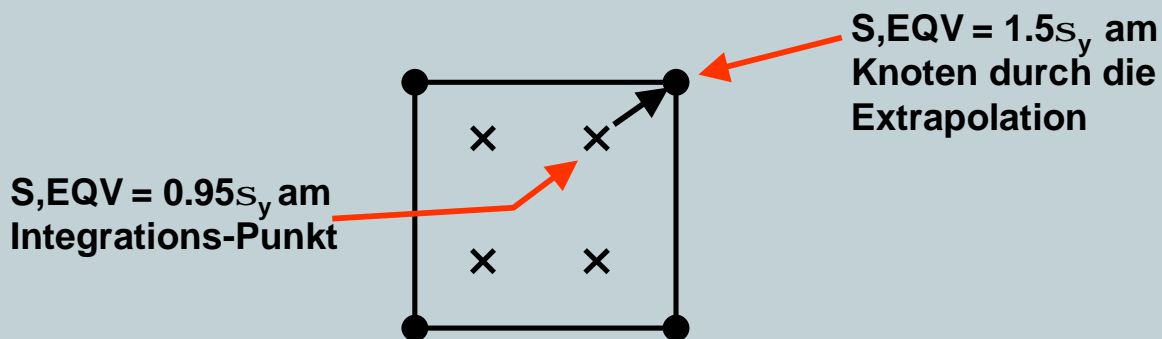


Sobald *ein Integrations-Punkt plastisch* wird, werden zu allen Knoten die Werte der Integrationspunkte *kopiert*, eine Extrapolation entfällt (unteres Bild).

Zur Ergebnisauswertung bei einer Simulation mit plastischem Material

Lösung:

Daraus nun folgt unmittelbar folgende Erkenntnis: Wenn jemand höhere Spannungen nach von Mises im Ergebnisplot findet als in der Spannungs-Dehnungs-Kurve eingegeben, so kann das betreffende Element allenfalls im elastischen Zustand sein, denn wenn es wirklich plastisch wäre, müsste ja das korrekte Ergebnis am Integrationspunkt zum Knoten kopiert worden sein und das Ergebnis dann stimmen. Bei Elastizität kann dagegen folgendes passieren:



Man sieht das die Vergleichsspannung (PLESOL,S,EQV) durch eine Extrapolation im elastischen Fall also durchaus einen Wert annehmen kann, der über der eingegebenen Spannung liegt.

Der einfachste Check wäre also im Falle von zu großen Spannungen, dass man sich einfach eine plastische Dehnung (PLESOL,NL,EPEQ) anschaut. Diese sollte dann nämlich im Modellfall komplett Null sein. Damit ist dann der Fall klar und kann dann kommentiert werden.

Eine zweite Möglichkeit bietet das Kommando ERESX,NO. Der Befehl, der vor dem Lösen (SOLVE) einzugeben ist, bewirkt, dass Ergebnisse immer von den Integrationspunkten zu den Knoten kopiert werden, also auch bei Elastizität. Da eine Extrapolation also nicht mehr stattfindet, kann auch keine Spannung mehr größer als die eingegebene sein.

Zur Ergebnisauswertung bei einer Simulation mit plastischem Material

Beispiel:

Beispiel in ANSYS Workbench (aus CADFEM Nichtlinearitäten Seminar):

Structural Steel - Bilinear Isotropic Hardening

Yield Strength MPa	200
Tangent Modulus MPa	0

Stress MPa

Fließspannung 200 MPa

Equivalent (von-Mises) Stress MPa

Max: 2.048e+002
Min: 4.299e-004
2006/3/6 09:25

204,769
187,391
159,265
136,513
113,761
91,009
68,257
45,504
22,752
0,000

Equivalent (von-Mises) Stress MPa

Max: 1.874e+002
Min: 1.365e-004
2006/3/6 09:27

187,391
166,570
145,749
124,928
104,106
83,285
62,464
41,643
20,821
0,000

Model - ERESX,NO

- Geometry
- Mesh
- Environment
 - Fixed Support
 - Frictionless Support
 - Moment
 - Commands → ERESX,NO
- Solution
 - Solution Information
 - Total Deformation
 - Equivalent Stress

Varianten der thermomechanischen Fluid-Solid-Kopplung

Problemstellung:

Während bei der Fluid-Struktur-Kopplung häufig ein eine rückwirkungsfreie Kopplung vorliegt, ist dies für den Fall einer thermischen Aufgabenstellung nie der Fall. Allerdings ist CFX – wie nahezu alle CFD-Codes – in der Lage, die Wärmeübertragungs-DGL auch in einem mitmodellierten Solid zu berechnen.

Es ergeben sich also 3 grundlegende Varianten:

- Zweiwegkopplung über den MFX-Solver (CFX löst Fluid, ANSYS löst Temp+Struktur)
- therm. Zweiwegkopplung in CFX mit folgender Einwegkopplung zur Strukturlösung
- therm. Zweiwegkopplung in CFX mit vereinfachter Solidmodellierung und folgender Einwegkopplung für Temperatur und Struktur am Detailmodell

Darüber hinaus ist für die Entscheidung über den günstigsten Lösungsweg sinnvoll, von Anfang über die Netzanforderungen nachzudenken – häufig sind Netze für CFD, thermische und mechanische Rechnung vollkommen unterschiedlich und erfordern zusätzlich Interpolation von Lasten. Für letzteres steht neben dem Multifieldsolver auch die Methode des Submodelings zur Verfügung, so dass in der überwiegenden Mehrzahl der Fälle sich einer der beiden hier skizzierten Lösungswege anbieten wird.

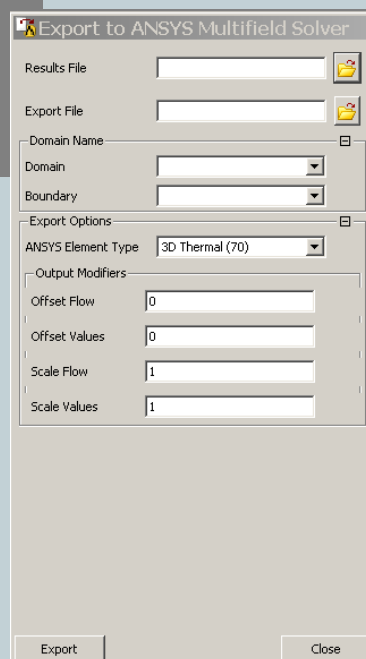
Ausgangspunkte in CFX:

Erstellt knoten-bzw. element-weise Lasten, z.B. sfe,1,5,pres,0,5,1,0,0

Varianten der thermomechanischen Fluid-Solid-Kopplung



2



Erstellt ein Temperaturfeld-Modell mit solid70-Elementen und den in CFX berechneten Temperaturen.

Lösen ergibt sofort das *rth, das für knotenweise Kopplung (ldread) oder Interpolation (bfint) zur Verfügung steht.

Lösungswege:

Grundlage für die Entscheidung sind in jedem Fall die Physik der konkreten Aufgabenstellung, die Modellgröße und das Ziel der Berechnung.

Handelt es sich um ein im Solid (!) aufwendiges Modell mit hohen Gradienten im Solid und ist der Wärmeübergang im interessanten Bereich skalierbar, d.h. der Wärmeübergang am Fluid-Solid-Interface bleibt örtlich im gleichen Verhältnis, ermöglicht Variante 1 sowohl die effizientere Berechnung (Details nicht im CFD-Modell) als auch schnellere Variantenstudien, da CFD-Rechnungen gespart werden können. Ggf. steht auch Fluid116 als Hilfselement in der thermischen Rechnung der weiteren Varianten zur Verfügung.

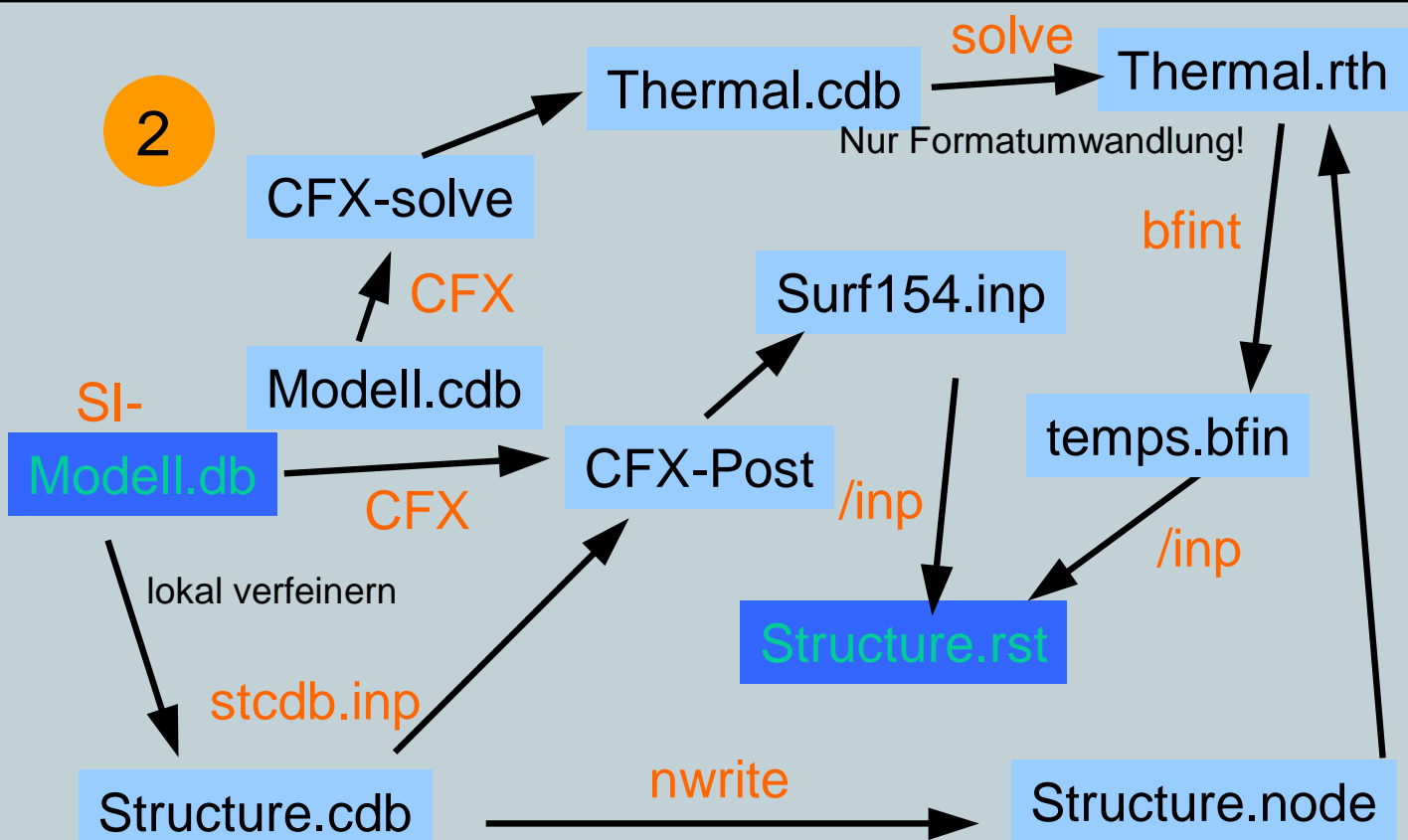
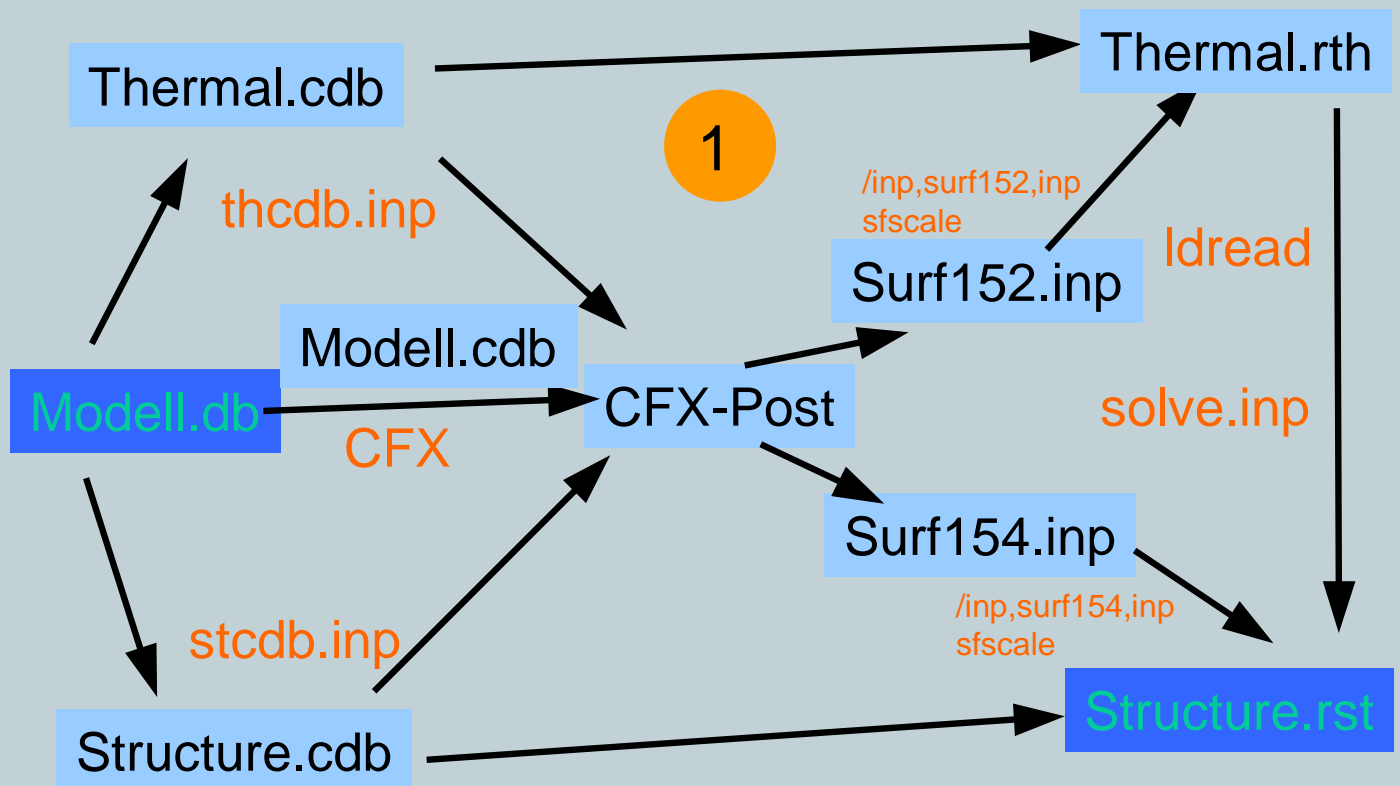
Im Gegensatz dazu kommt bei allen anderen Solidmodellen die Variante 2 schneller zum Ziel: die thermische Solidrechnung wird gespart, Interpolation kann direkt auf der CFX-Lösung aufsetzen. Wichtig: Arbeiten Sie hier immer in gleichen Einheiten, möglichst SI. Für die Drücke und Wandschubspannung kommt auch hier Weg 1 zur Anwendung (in Workbench bereits vollautomatisiert).

„FSI auf dem Bierdeckel“

Die folgende Seite skizziert die Lösungswege schematisch. Natürlich können Teilschritte auch ausgetauscht werden. Für Makros, weitere Informationen und Anpassungen an die eigene Aufgabenstellung wenden Sie sich bitte an lkrueger@cadfem.de.

PS: Noch zu kompliziert? Auch die thermischen Größen sind zukünftig in AWE erreichbar. 17

Varianten der thermomechanischen Fluid-Solid-Kopplung

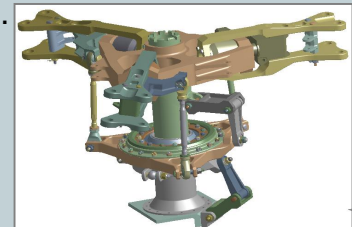


Termine rund um CADFEM

Seminartermine

- **Modellierung und berechnungsgerechte Geometriaufbereitung mit dem ANSYS DesignModeler**

Der ANSYS DesignModeler ist ein speziell für Berechner entwickeltes CAD Tool innerhalb der ANSYS Workbench-Familie. Es sind keine Vorkenntnisse in einem 3D-CAD-System notwendig, um sich im ANSYS DesignModeler innerhalb kürzester Zeit zurecht zu finden und eigenständig Bauteile und Baugruppen in 2D oder 3D zu erstellen. Weitere Schwerpunkte des Kurses sind die vernetzungs- und berechnungsgerechte Aufbereitung bereits bestehender CAD-Geometrien, sowie der Austausch parameterisierter Geometrie für Variantenstudien.



25.04.06 – 26.04.06 in Leinfelden-Echterdingen

Zur Online Anmeldung:

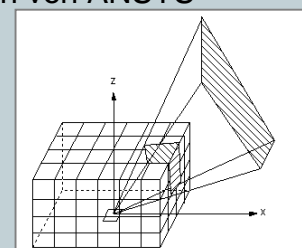
[http://www.cadfem.de/Strukturmechanik.5305.0.html?&tx_semcf_pi1\[single\]=2161&cHash=11d8d3ed8d](http://www.cadfem.de/Strukturmechanik.5305.0.html?&tx_semcf_pi1[single]=2161&cHash=11d8d3ed8d)

- **Temperaturfelder und thermische Spannungen**

Die Einsatzbedingungen Ihrer Konstruktion erfordern eine thermische Analyse, möglicherweise incl. Strahlung oder Zeitverlauf, von der Sie sich realitätsnahe Temperaturlasten für Ihre Strukturberechnung erwarten. Sie fühlen sich in der Strömungsmechanik zu Hause? Thermisch transiente Vorgänge, auch mit Phasenwechsel, würden Sie gerne schneller berechnen. Sie interessieren sich für gekoppelte Felder? Elektrische Verluste, Reibungswärme, druckabhängige thermische Kontakte und andere Effekte wollen Sie gerne mitsimulieren.

Diese Fülle an angesprochenen Themen spiegelt den Charakter von Temperaturfeldberechnungen als Gebiet "zwischen den Stühlen", oder eben der Kopplung.

Eine Kerbspannung, die indirekt vom konvektiven Transport im Kühlkanal abhängt und ein Kühlkörper, dessen Funktion nur bei guter Kontaktierung gegeben ist, sind Aufgabenstellungen die häufiger vorkommen, als man zunächst annehmen möchte. Im Seminar werden realitätsnahe Beispiele mit der jeweils geeigneten Technik gelöst. Es wird auch gezeigt, dass APDL-Passagen, die natürlich im klassischen ANSYS direkt verwendet werden können, sehr elegant in der Simulation von ANSYS Workbench eingefügt werden können.



04.04.06 – 07.04.06 in Grafing bei München

Zur Online Anmeldung:

[http://www.cadfem.de/Temperaturfelder.5306.0.html?&tx_semcf_pi1\[single\]=3207&cHash=7f4fc0b052](http://www.cadfem.de/Temperaturfelder.5306.0.html?&tx_semcf_pi1[single]=3207&cHash=7f4fc0b052)