

Themenübersicht September 2004

Ausgabe: 09 / 2004

- Nice to know
- Speichermanagement für ANSYS
- Vorgespannte Modalanalyse in Workbench
- Einführung in die Mechanik
Teil 2: Kinematik (2)

- **Wichtige Termine rund um CADFEM**

- **Unter anderem in der nächsten Ausgabe:**

Anisotrope Materialmodelle in ANSYS Workbench

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 und Workbench

● **Pfade in klassischen ANSYS**

Wird im klassischen ANSYS ein Pfad erzeugt und mit dem PAGET Kommando in ein Array geschrieben, so findet der Benutzer dort folgende Einträge abgelegt:

Das Array ist n Zeilen lang. N ist die vom User spezifizierte Anzahl der Stützstellen im PATH Kommando.

Das Array ist m Spalten breit. M ist die vom User im PATH Kommando spezifizierte Anzahl der Ergebnisssets.

Dabei sind die ersten vier Spalten bereits vorbelegt.

X-Koordinate, Y-Koordinate, Z-Koordinate und Pfadlänge bis zur Stützstelle.

Ab der 5. Spalte werden die Ergebnisse aus dem PDEF Kommando (Map results onto path) abgelegt.

● **Ausgabelistings ohne Zwischenzeilen**

Mit /header lassen sich die Zwischenzeilen in den Ausgabelistings von ANSYS unterdrücken.

● **Windows XP SP2**

Das Service Pack2 von Windows XP scheint Probleme bei mehreren Programmen zu verursachen.

Das SP2 wurde noch nicht von ANSYS zertifiziert. Deshalb ist momentan die Installation des SP2 **noch nicht** angeraten. Wir informieren Sie an dieser Stelle, sofern ANSYS diesen Servicepack freigegeben hat.

● **Speed up für Kontakte**

Die in Workbench generierten Kontakte zeichnen sich durch die hohe Stabilität bei der Berechnung aus.

Bei entsprechendem ANSYS-Vorwissen des Benutzers läßt sich durch geschicktes Umstrukturieren ein deutlicher Speed up für Kontaktmodelle erzielen.

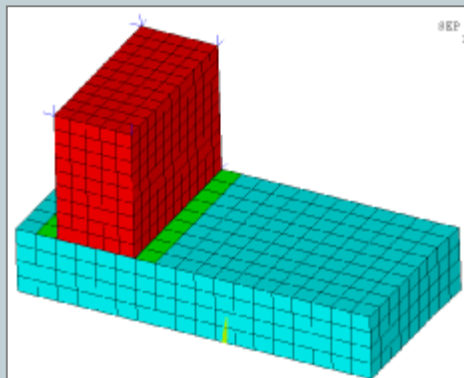
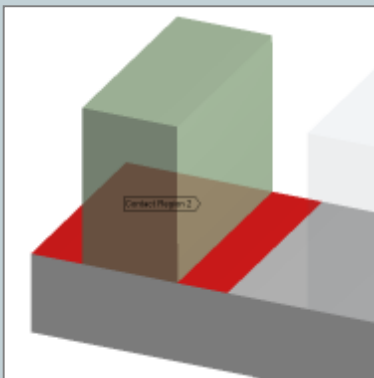
Zwei Körper, die sich an mehreren Stellen berühren, werden in Workbench mit einem Kontaktbereich beschrieben. Oftmals verhalten sich die verschiedenen Kontaktzonen aber unterschiedlich während der Berechnung. Deshalb ist es sinnvoll kleinere Bereiche als einzelne Kontaktbereiche zu isolieren. Auch die Verwendung des asymmetrischen Kontakts mit den aus ANSYS bekannten Maßgaben für die Auswahl der Kontakt und Zielflächen spart Kontaktelemente und damit Zeit.

Nice to know

ANSYS und Workbench

- **Kontakte in Workbench + kleine Verformungen**

Die Kontakt- und Targetelemente werden von Workbench automatisch nur dort auf das Modell aufgebracht, wo sie gebraucht werden. Bei kleinen Verformungen findet man daher dieses Elemente auch nur um die tatsächlichen Kontaktbereiche herum, unabhängig davon wie viel Fläche in Workbench als Kontaktpartner angezeigt wird.

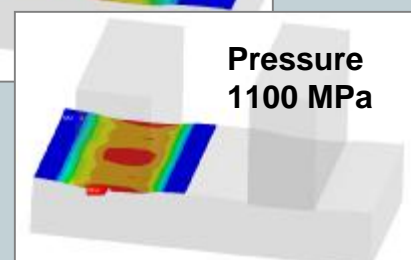
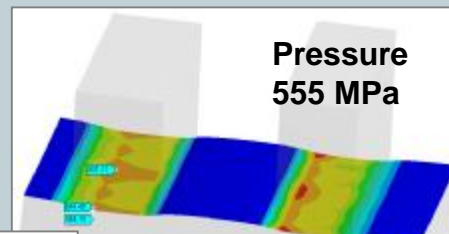


- **Kontakte in Workbench + große Verformungen**

Sind die großen Verformungen für die Lösung eingeschaltet, so werden die Kontaktelemente überall auf alle beteiligten Kontaktflächen aufgebracht. Eine Fläche die an zwei Kontaktbereichen beteiligt ist, hat dann natürlich auch zwei Kontaktelemente übereinander an jeder Stelle. Für die Auswertung der Kontakte bedeutet dies, dass über alle Kontaktelemente gemittelt wird. Durch diese Mittelung werden daher immer zu kleine Kontaktresultate ermittelt.

Empfehlung:

Verwenden Sie bei Kontaktproblemen mit großen Verformungen aufgebrochene Flächen, sodass nicht einzelne Flächen zu mehreren Kontaktbereichen zugeordnet sind.



Speichermanagement für ANSYS

Ausgabe: 09 / 2004

Auf den verschiedenen Plattformen mit Windows oder UNIX Betriebssystem sind natürlich auch unterschiedliche Speichernutzungen möglich. Gerade für größere Modelle ist der verfügbare Hauptspeicher entscheidend. Wir wollen hier einen Überblick geben, wie viel Speicher wo nutzbar ist und welche Strategien sich bei der Berechnung großer Jobs anbieten.

Betriebssysteme:

32bit

Übliche PCs enthalten einen 32bit Prozessor.

1 bit kann den Wert 0 oder 1 annehmen. Das sind $2^{32}=4.2e9$ ansprechbare Speicheradressen. Werden pro Adresse 1 Byte belegt, kann ein 32bit System einen Speicherplatz von rund 4GB adressieren.

Das Betriebssystem muss diesen Speicherbereich verwalten und den Applikationen sowie sich selbst zur Verfügung stellen. Ein 32bit Windows System hat eine feste Schranke, wie viel Speicher eine Applikation belegen darf. Diese Grenze liegt bei 1.7GB (für Windows NT, 2000 und XP).

Tatsächlich können davon aber aufgrund des Speichermanagements von Windows (geladene Treiber an festen Adressen) nur rund 1.3-1.5 GB durchgängig adressiert werden.

Auch bei 32bit Linux Systemen ist der Kernel i.d.R. so kompiliert, dass jeder Applikation maximal 2GB zur Verfügung stehen. Diese können jedoch voll genutzt werden. Der neue 2.6er Kernel hat zwar hier standardmäßig höhere Grenzen, ist aber momentan von ANSYS nicht zertifiziert. D.h. auch wenn diese Systeme arbeiten besteht hierfür kein Support!

64bit

Unter den UNIX Maschinen sind 64bit Systeme bereits seit langer Zeit üblich. Der theoretisch belegbare Speicherplatz hier ist schier unerschöpflich (zumindest aus heutiger Sicht): $2^{64}=1.8e19$ Byte

Auch hier gibt es Adressgrenzen innerhalb der Betriebssysteme die variierend bei etwa 16GB pro Applikation liegen. Als Betriebssysteme kommen hier die bekannten UNIX Systeme von SUN, HP, IBM und SGI, sowie 64bit Linux in Frage.

Als Alternative kann das Windows XP 64bit mit einem Itanium Prozessor verwendet werden.

Für viele diese Systeme stehen auch echte 64bit Executables vom ANSYS-Solver zur Verfügung.

Speichermanagement für ANSYS

Ausgabe: 09 / 2004

ANSYS Jobgrösse und Solver:

Für linear-statischer Analysen kann die Fausformel gelten: 1 MIO DOF = 1GB RAM

D.h. für einen üblichen Windows PC (32 Bit OS) können 1.5 Mio Freiheitsgrade als oberste Grenze angepeilt werden. Das entspricht einem Volumenmodell mit 500.000 Knoten.

Allgemein jedoch ist diese Abschätzung nicht wirklich gültig, da der Speichervolumen durchaus vom Gleichungslöser und damit von der zu lösenden physikalischen Aufgabe abhängig ist.

Als Empfehlung aber kann gelten:

Kleinere und mittlere Aufgaben (Modell unterhalb der 1 Mio DOF) sind mit dem Sparse Matrix Solver als Default sehr gut abgedeckt. Speichereinstellungen sind in diesem Bereich vom Anwender nicht zwingend vorzunehmen.

Grössere Problemstellungen (oberhalb 1 MIO DOF) und Modelle mit grosser Wavefront bedürfen meist aber einiger Einstellungen seitens der Anwender.

Ist das zu lösende Gleichungssystem gut konditioniert, so kann man mit iterativen Gleichungslösern sehr gute Ergebnisse (Rechenzeiten) erreichen. Dieser benötigt ebenfalls keine vom Anwender zu setzenden Speichereinstellungen.

Sind die Modelle hingegen schlecht konditioniert – oder benötigen zumindest sehr viele Iterationen der Iterativen Solver (PCG z.b. mehr als 800), dann ist ein direkter Löser zu bevorzugen. Für die Arbeit mit dem Sparse Matrix Solver ist hierbei meist der Speicher (Workspace) von ANSYS anzupassen. Hierfür empfehlen wir den Job zunächst mit den Defaults anzustarten um dann zu erkennen, welcher Speicher benötigt wird. Dies kann der Anwender beim nachfolgenden Start von ANSYS dann direkt allocieren und den Job rechnen.

Genauere Ausgaben zu benötigten Speicher des Sparse Solver erhält der Anwender durch setzen des `bcsopt,,,` Kommandos.

Vorgespannte Modalanalyse in Workbench

Ausgabe: 09 / 2004

Problem:

Wenn in ANSYS die Berechnung einer statischen Strukturanalyse mit der Einstellung `pstres,on` durchgeführt wird, so kann der Vorspannungseffekt bei einer nachfolgenden Modalanalyse berücksichtigt werden. Dazu muss in der Modalanalyse erneut `pstres,on` gesetzt werden und der „Jobname“ gleichbleiben.

Workbench führt dies automatisch durch.

Erläuterung:

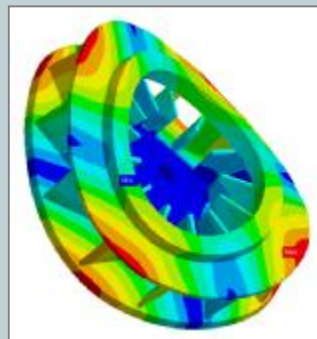
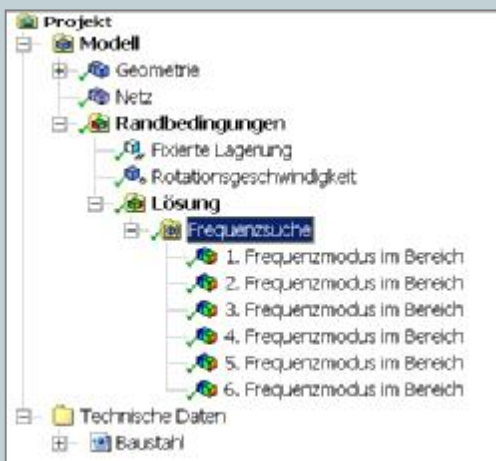
Neben dem Ergebnis „Modalanalyse“ müssen alle zu berücksichtigenden strukturmechanische Lasten aufgebracht sein. Dann führt Workbench zunächst eine statische Strukturanalyse durch. Die so errechneten Steifigkeitsergebnisse werden, wie auch im klassischen ANSYS, für die Modalanalyse genutzt. Dabei trifft Workbench automatisch die nötigen Einstellungen.

Solche sequenzielle Berechnungen werden auch bei gekoppelten Temperatur + Strukturmechanik Berechnungen durchgeführt. Auch hierbei gilt, dass einfach sowohl die Temperaturbelastungen als auch die strukturmechanischen Lasten lediglich im Strukturbaum definiert sein müssen.

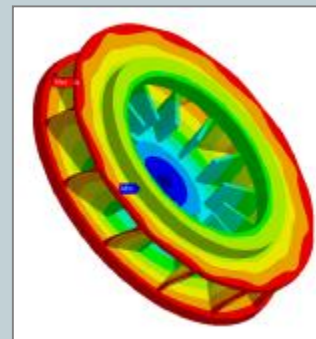
Beispiel:

Es sollen die Eigenfrequenzen und –formen für einen mit 7000 U/min rotierenden Lüfter berechnet werden.

Als Randbedingung wurde der Lüfter mit einer fixierten Lagerung in der Mitte festgehalten und eine Rotationsgeschwindigkeit definiert.



4. Eigenform 316Hz



4. Eigenform
U=7000U/Min 334Hz

Einführung in die Mechanik Teil 2: Kinematik (2)

Ausgabe: 09 / 2004

In diesem Teil der Reihe wollen wir anhand eines Zahlenbeispiels den Deformationsgradienten als zentrale Größe zur Beschreibung der Deformation in der Kinematik einführen.

Warum das Ganze ???

Wir behandeln diese Thematik im Newsletter aus folgendem Grund:

Nichtlineare Berechnungen gehören mit ANSYS heutzutage fast schon zur Standard-Berechnungsaufgabe. Die wenigsten Anwender wissen jedoch, was in ANSYS oder Workbench überhaupt „hinter den Kulissen“ abläuft.

Der Anwender, den das interessiert, wird in dieser Reihe hinreichend informiert, auch wenn die Beiträge eher „von theoretischer Natur“ erscheinen.

Insofern hier ein Beispiel wie man den Deformationsgradienten **F** ganz leicht berechnen kann. Wie bereits erwähnt, ist dieser die zentrale Größe in der Kinematik, um Deformation zu beschreiben. Insofern tritt er in abgewandelter Form immer wieder in den Algorithmen auf, gerade auch bei der Beschreibung von Materialgesetzen.

Gesucht wird eine Größe **F (Deformationsgradient)** der einen Zusammenhang zwischen der ursprünglichen Lage **X** und der endgültigen Lage **x** herstellt.

Sind die deformierte Lage der Elemente (**x**) und die Ausgangslage (**X**) bekannt, kann der Deformationsgradient **F** über die **Geschehensfunktion** **$x=f(X,t)$** bestimmt werden.

Damit läßt sich dann die Deformation beliebiger Linienvektoren (Linien in der Struktur) beschreiben.

Einführung in die Mechanik Teil 2: Kinematik (3)

Ausgabe: 09 / 2004

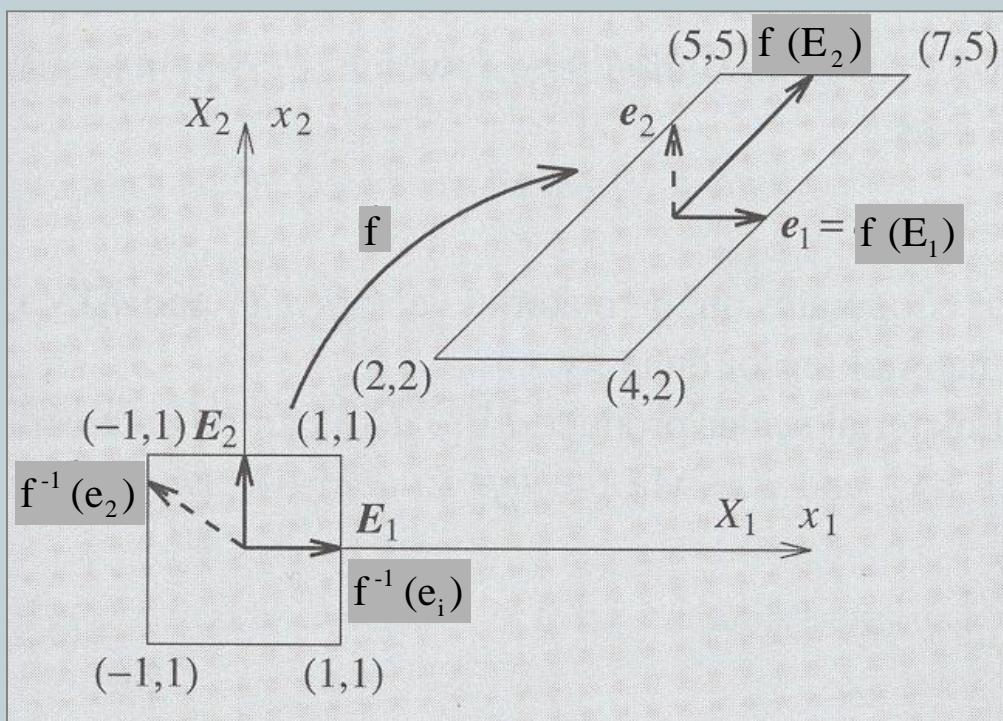
Zum Beispiel:

Gegeben ist die folgende Deformation. So ein Zusammenhang kann in der FEM immer angegeben werden, da die verschobene Lage ja immer gerade aus der FEM berechnet wird. Die neue Koordinate x_1 ist über durch eine Funktion abhängig von den ursprünglichen Koordinaten X_1 und X_2 .

$$x_1 = \frac{1}{4}(18 + 4X_1 + 6X_2)$$

$$x_2 = \frac{1}{4}(14 + 6X_2)$$

Anschaulich sieht diese Deformation für ein Element so aus:



Einführung in die Mechanik Teil 2: Kinematik (2)

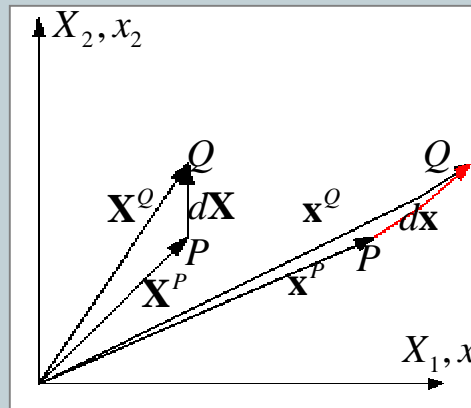
Ausgabe: 09 / 2004

Zunächst werden noch einmal die Linienelemente $d\mathbf{X}$ und $d\mathbf{x}$ betrachtet:

Der Abstand der Punkte P und Q in der Ausgangs- und Momentankonfiguration sei infinitesimal klein. Damit gilt zunächst:

$$\mathbf{X}^Q - \mathbf{X}^P = d\mathbf{X}$$

$$\mathbf{x}^Q - \mathbf{x}^P = d\mathbf{x}$$



Der Ortsvektor \mathbf{x}^Q der Endlage wird nun durch eine Taylorreihenentwicklung am Punkt P beschrieben (Abbruch der Reihe nach dem linearen Term):

$$\mathbf{x}^Q = \mathbf{x}^P + \frac{\partial \mathbf{x}}{\partial \mathbf{X}} d\mathbf{X} \quad \Leftrightarrow \quad d\mathbf{x} = \frac{\partial \mathbf{x}}{\partial \mathbf{X}} d\mathbf{X}$$

$$\begin{pmatrix} x_1^Q \\ x_2^Q \\ x_3^Q \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} x_1^P \\ x_2^P \\ x_3^P \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \frac{\partial x_1}{\partial X_1} dX_1 + \frac{\partial x_1}{\partial X_2} dX_2 + \frac{\partial x_1}{\partial X_3} dX_3 \\ \frac{\partial x_2}{\partial X_1} dX_1 + \frac{\partial x_2}{\partial X_2} dX_2 + \frac{\partial x_2}{\partial X_3} dX_3 \\ \frac{\partial x_3}{\partial X_1} dX_1 + \frac{\partial x_3}{\partial X_2} dX_2 + \frac{\partial x_3}{\partial X_3} dX_3 \end{pmatrix}$$

Damit ergibt sich folgender Zusammenhang zwischen dem Linienelement in der Endlage und dem Linienelement in der Ursprungslage:

$$\Rightarrow d\mathbf{x} = \begin{pmatrix} \frac{\partial x_1}{\partial X_1} & \frac{\partial x_1}{\partial X_2} & \frac{\partial x_1}{\partial X_3} \\ \frac{\partial x_2}{\partial X_1} & \frac{\partial x_2}{\partial X_2} & \frac{\partial x_2}{\partial X_3} \\ \frac{\partial x_3}{\partial X_1} & \frac{\partial x_3}{\partial X_2} & \frac{\partial x_3}{\partial X_3} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} dX_1 \\ dX_2 \\ dX_3 \end{pmatrix} = \mathbf{F} d\mathbf{X}$$

Einführung in die Mechanik Teil 2: Kinematik (2)

Ausgabe: 09 / 2004

Damit ist der **Deformationsgradient \mathbf{F}** gefunden. Die Matrix \mathbf{F} ist *fundamental* in der Kontinuumsmechanik und dient als Grundlage für die weitere Ableitung von Deformationsgrößen wie z.B. Verzerrungen.

Bereits im letzten Artikel fanden wir die Darstellung der **Geschehensfunktion \mathbf{f}** . Die Momentankoordinaten x_i sind Funktionen der Ausgangskoordinaten X_i und der Zeit t :

$$\mathbf{x} = \mathbf{f}(\mathbf{X}, t) \quad \text{oder} \quad \begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} f_1(X_1, X_2, X_3, t) \\ f_2(X_1, X_2, X_3, t) \\ f_3(X_1, X_2, X_3, t) \end{pmatrix}$$

Des Weiteren stellten wir fest, dass die Funktion \mathbf{f} **eindeutig umkehrbar sein muss**.

$$\mathbf{X} = \mathbf{f}^{-1}(\mathbf{x}, t) \quad \text{oder} \quad \begin{pmatrix} X_1 \\ X_2 \\ X_3 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} f_1^{-1}(x_1, x_2, x_3, t) \\ f_2^{-1}(x_1, x_2, x_3, t) \\ f_3^{-1}(x_1, x_2, x_3, t) \end{pmatrix}$$

\mathbf{F} ergibt sich also durch partielle Ableitung der Geschehensfunktion \mathbf{f} .

Stellt man sich die Frage, welche Konfiguration ein (deformiertes) Linienelement der Momentankonfiguration in der (undeformierten, spannungsfreien) Ausgangskonfiguration eingenommen hat, erhält man das inverse Problem. Mit der bereits aufgestellten Umkehrfunktion \mathbf{f}^{-1} lässt sich dies berechnen:

$$\begin{pmatrix} dX_1 \\ dX_2 \\ dX_3 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \frac{\partial X_1}{\partial x_1} dx_1 + \frac{\partial X_1}{\partial x_2} dx_2 + \frac{\partial X_1}{\partial x_3} dx_3 \\ \frac{\partial X_2}{\partial x_1} dx_1 + \frac{\partial X_2}{\partial x_2} dx_2 + \frac{\partial X_2}{\partial x_3} dx_3 \\ \frac{\partial X_3}{\partial x_1} dx_1 + \frac{\partial X_3}{\partial x_2} dx_2 + \frac{\partial X_3}{\partial x_3} dx_3 \end{pmatrix}$$

Einführung in die Mechanik Teil 2: Kinematik (2)

Ausgabe: 09 / 2004

$$\Rightarrow d\mathbf{X} = \begin{pmatrix} \frac{\partial X_1}{\partial x_1} & \frac{\partial X_1}{\partial x_2} & \frac{\partial X_1}{\partial x_3} \\ \frac{\partial X_2}{\partial x_1} & \frac{\partial X_2}{\partial x_2} & \frac{\partial X_2}{\partial x_3} \\ \frac{\partial X_3}{\partial x_1} & \frac{\partial X_3}{\partial x_2} & \frac{\partial X_3}{\partial x_3} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} dx_1 \\ dx_2 \\ dx_3 \end{pmatrix} = \mathbf{F}^{-1} d\mathbf{x}$$

Es lässt sich zeigen, dass gilt:

$$\mathbf{F}^{-1}\mathbf{F} = \mathbf{F}\mathbf{F}^{-1} = \mathbf{1} \quad \text{mit} \quad \mathbf{1} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

Diese beiden Beziehungen für \mathbf{F} und \mathbf{F}^{-1} sollen nun auf unser Zahlenbeispiel angewendet werden.

$$d\mathbf{x} = \begin{pmatrix} \frac{\partial x_1}{\partial X_1} & \frac{\partial x_1}{\partial X_2} & \frac{\partial x_1}{\partial X_3} \\ \frac{\partial x_2}{\partial X_1} & \frac{\partial x_2}{\partial X_2} & \frac{\partial x_2}{\partial X_3} \\ \frac{\partial x_3}{\partial X_1} & \frac{\partial x_3}{\partial X_2} & \frac{\partial x_3}{\partial X_3} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} dX_1 \\ dX_2 \\ dX_3 \end{pmatrix} = \mathbf{F} d\mathbf{X}$$

$$d\mathbf{X} = \begin{pmatrix} \frac{\partial X_1}{\partial x_1} & \frac{\partial X_1}{\partial x_2} & \frac{\partial X_1}{\partial x_3} \\ \frac{\partial X_2}{\partial x_1} & \frac{\partial X_2}{\partial x_2} & \frac{\partial X_2}{\partial x_3} \\ \frac{\partial X_3}{\partial x_1} & \frac{\partial X_3}{\partial x_2} & \frac{\partial X_3}{\partial x_3} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} dx_1 \\ dx_2 \\ dx_3 \end{pmatrix} = \mathbf{F}^{-1} d\mathbf{x}$$

Einführung in die Mechanik Teil 2: Kinematik (3)

Ausgabe: 09 / 2004

Durch partielle Ableitung erhält man:

$$\mathbf{F} = \begin{bmatrix} \frac{\partial x_1}{\partial X_1} & \frac{\partial x_1}{\partial X_2} \\ \frac{\partial x_2}{\partial X_1} & \frac{\partial x_2}{\partial X_2} \end{bmatrix} = \frac{1}{2} \begin{bmatrix} 2 & 3 \\ 0 & 3 \end{bmatrix}; \quad \mathbf{F}^{-1} = \frac{1}{3} \begin{bmatrix} 3 & -3 \\ 0 & 2 \end{bmatrix}$$

Jetzt, da \mathbf{F} bekannt ist, kann man auch sagen, wie sich Linienvektoren etwa von der unverformten in die verformte Lage transformieren:

$$\phi_*[\mathbf{E}_1] = \mathbf{F} \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \end{bmatrix}; \quad \phi_*[\mathbf{E}_2] = \mathbf{F} \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1.5 \\ 1.5 \end{bmatrix}$$

Aus der Umkehrbarkeit der Abbildung kann man sogar sagen, wie ein deformierte Linienvektor in der Ausgangskonfiguration aussah.

$$\phi_*^{-1}[\mathbf{e}_1] = \mathbf{F}^{-1} \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \end{bmatrix}; \quad \phi_*^{-1}[\mathbf{e}_2] = \mathbf{F}^{-1} \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -1 \\ \frac{2}{3} \end{bmatrix}$$

In diesem Beispiel wurden Einheitsvektoren transformiert. Dies ist deshalb möglich da es sich um eine **homogene** Deformation handelt: Der Deformationsgradient ist unabhängig von Ort und Zeit.

Und noch einmal der Hinweis, woher man denn überhaupt die oben angegebenen Funktionen für x_1 und x_2 bekommt: Diese sind in jedem Iterationsschritt in der nichtlinearen FEM durch ANSYS bekannt. Die aktuelle Lage der Knoten wird über das Gleichgewicht bestimmt. Kennt man den Ort der Knoten kann über die bekannten Verschiebungsansätze im Element der Deformationsgradient berechnet werden.

Daraus ergeben sich dann zum Beispiel die Dehnungen und Spannungen, eben das was Sie sicher schon einmal mit PLESOL,EPEL,X oder PLESOL,S,X in ANSYS sich angesehen haben.

Einführung in die Mechanik Teil 2: Kinematik (3)

Ausgabe: 09 / 2004

Dieses Zahlenbeispiel stammt übrigens aus dem Buch:

„Nonlinear continuum mechanics for finite element analysis“ von
Javier Bonet und Richard D. Wood, erschienen bei
CAMBRIDGE UNIVERSITY PRESS

Wen es interessiert, kann hier sicher weiterlesen, wir werden uns in dieser Reihe auch daran orientieren.

Nachdem nun die wichtigste Größe in der Kontinuumsmechanik abgeleitet und in einem Beispiel angewendet wurde, werden wir uns im nächsten Teil näher mit der Deformation (Längenänderung) eines Linienelementes beschäftigen. Ebenso gilt es die Frage zu klären, wie sich Flächen- und Volumeninhalte ändern. Dies wird später bei der Definition von Spannungen und Materialgesetzen eine Rolle spielen.

Termine rund um CADFEM

Seminartermine

- Einführung in ANSYS CFX-Flo

Nachdem nun allen ANSYS/FLOTRAN-Anwendern die Möglichkeit zum Umstieg auf CFX Flo gegeben wird, bieten ein 2-tägiges Seminar zu CFX Flo an. In diesem lernen Sie die Berechnungsmöglichkeiten von CFX Flo, die Handhabung und auch die numerischen Grundlagen kennen. In Übungen wird das Wissen vertieft.

18.10. – 19.10.04 Leinfelden-E.

23.11. – 24.11.04 Burgdorf

- Umsteigerseminar ANSYS Workbench

Dieses Seminar richtet sich an Anwender, die bislang mit der klassischen ANSYS Oberfläche gearbeitet haben und die vielfältigen Berechnungsmöglichkeiten von ANSYS und die technologischen Vorteile der neuen Oberfläche effizient nutzen wollen.

30.09. – 01.10.04 Berlin

21.10. – 22.10.04 Grafing

- ANSYS DesignModeler

Der ADM ermöglicht dem Berechnungsingenieur CAD-Daten für die Berechnung aufzubereiten oder, falls keine CAD-Daten existieren, das Berechnungsmodell vollständig selbst zu erstellen.

28. – 29.09.04 Berlin

19. – 20.10.04 Grafing

Hinweis: Dieses Seminar kann sehr gut mit dem Kurs „AWE Umschulung“ kombiniert werden.