

Diplomarbeit

Name:

Al Baaj

Vorname:

Hashim

Studiengang:

Maschinenbau

vorgelegt am:

15.02.2012

Erstprüfer:

Prof. Dr. Ing. Stefan Wiesemann

Zweitprüfer:

Dr. Lars Sitzki

Thema:

Dynamische Untersuchungen an einem Planetengetriebe mit Hilfe einer Mehrköpersimulation

Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis	4
Tabellenverzeichnis	6
1 Einleitung	7
1.2 Eigenschaft und Aufbau eines MKS-Modells	8
1.3 Neue Anwendungen in der MKS	9
2 Simulation mit SIMPACK	11
2.1 SIMPACK Graphical User Interface	12
2.1.1 Das Hauptfenster - Main Window	12
2.1.2 Model Setup Window	14
2.1.3 View Setup	17
2.2 Modellaufbau „Körper“	18
2.2.1 3D Geometry	20
2.2.2 Marker	21
2.2.3 Global Reference System (lsys)	23
2.2.4 Ersetzungsvariable-Substitution Variables	23
2.2.5 Gelenke-Joints	23
2.3 Kraft Elemente-Force Elements	26
2.4 Berechnung-Calculation	27
2.4.1 Model Information	27
2.4.2 Time Integration (online)	28
2.4.3 Time Integration (offline)	29
2.4.4 Post Processor	30
2.4.5 Model Analysis	33
2.5 SIMPACK Documentation	34
3 Simulation einer Getriebestufe mit SIMPACK	35
3.1 Zahnrad 3D Geometry Primitive	35
3.2 Zahnräder Gelenke	37
3.3 Getriebe mit Elastic Transmission	38

3.4 Einführendes Beispiel - Modell von Zahnradgetriebe.....	39
3.4.1 Neues Modell erzeugen.....	41
3.4.2 Modelldaten im Pre - Prozessor eingeben.....	42
3.4.3 Modellierung des Zahnradgetriebes	42
3.4.4 Definition des Gelenkes:.....	45
3.4.5 Definition von Kraftermemnten:.....	47
3.4.6 Berechnung	48
3.4.7 Modal Analysis	52
4 Eigenschaften der Getriebe in Windkraftanlage	56
4.1 Windturbine Konfigurationen	58
4.2 Modular Antriebskomponenten	59
4.2.1 Die niedrige Geschwindigkeit Welle	60
4.2.2 Kupplungen	60
4.2.3 Getriebegehäuse	60
4.2.4 Parallel-Welle-Getriebe	61
4.2.5 Planetengetriebe	61
4.2.6 Bremsen	63
4.2.7 Generator	63
4.3 Zahnräder in der Windkraftanlage.....	64
4.4 Zahnradschäden in Windkraftanlage.....	65
4.4.1 Tipp-Root-Interferenz	65
4.4.2 Oberflächenermüdung	65
4.4.3 Plastisches Fließen	65
4.4.4 Bruch.....	65
4.5 Kraft Elemente Beschreibung	66
4.6 Beispiel Simulation eines einstufigen Planetengetriebes	69
4.7 Beispiel Simulation eines zweistufigen Planetengetriebes.....	73
5 Zusammenfassung	77
Literaturverzeichnis	78

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: absolute und relatives Koordinatensystem	8
Abbildung 2.1: SIMPACK Main Window	12
Abbildung 2.2: SIMPACK Model Setup	14
Abbildung 2.3: SIMPACK Echo Area	15
Abbildung 2.4: View Setup.....	17
Abbildung 2.5: Montage des Modells.....	18
Abbildung 2.6: Bodies einstellen.....	19
Abbildung 2.7: Define Body	19
Abbildung 2.8: 3D Geometrie	20
Abbildung 2.9: Body Marker List.....	22
Abbildung 2.10: Define Reference System	23
Abbildung 2.11: Define Joint.....	25
Abbildung 2.12: Force Type List	26
Abbildung 2.13: Time Integration (online).....	28
Abbildung 2.14: Time Integration(offline).....	29
Abbildung 2.15: Animation Control	30
Abbildung 2.16: SIMPACK PostProcessor	31
Abbildung 2.17: Animation Player.....	32
Abbildung 2.18: Time Integration.....	32
Abbildung 2.19: SIMPACK Documentation.....	34
Abbildung 3.1: wichtige Bezeichnungen ein Zahnrad	36
Abbildung 3.2: Drehgelenke mit eine Freiheitgrad.....	37
Abbildung 3.3: Topology for the Kinematics	37
Abbildung 3.4: Spring-Damper Position.....	38
Abbildung 3.5: Beispiel-Modell von Zahnradgetriebe	40
Abbildung 3.6: SIMPACK Open Model	41
Abbildung 3.7: SIMPACK Modell Zahnradgetriebe.....	46
Abbildung 3.8: Plot Excitation	48
Abbildung 3.9: Modell Zahnradgetriebe in SIMPACK PostProcessor.....	49
Abbildung 3.10: Diagrams force torque/time und Rotation/time.....	50
Abbildung 3.11 Diagrams force torque/time und Rotation/time.....	51
Abbildung 3.12: Eingabemaske Gleichgewicht.....	52
Abbildung 3.13: Eigenfrequenzberechnung.....	53
Abbildung 3.14: Visulisierung Eigenfrequenzberechnung	54
Abbildung 3.15: Eigenfrequenzberechnung.....	55
Abbildung 3.16: Visulisierung Eigenfrequenzberechnung	55

Abbildung 4.1: Ausfallzeit Stunden 2003 bis 2007 für Windkraftanlagen.....	56
Abbildung 4.2: horizontale Achse Windkraftanlage	58
Abbildung 4.3: vertikale Achse Windkraftanlage.....	58
Abbildung 4.4: Die typische Konfiguration für ein modulares Antriebsstrang	59
Abbildung 4.5: Planetenstufe Komponenten Drehrichtung	62
Abbildung 4.6: Zahn Interferenz Schaden	65
Abbildung 4.7: Plastisches Fließen.....	66
Abbildung 4.8: Zahnradbruch	66
Abbildung 4.9: FE_12 Spring damper	67
Abbildung 4.10: Hohlrad Modellierung	69
Abbildung 4.11: Modellierung einstufige Planetengetriebe:.....	71
Abbildung 4.12: Diagrams force torque/time und Rotation/time.....	72
Abbildung 4.13: Modellierung zweistufige Planetengetriebe	74
Abbildung 4.12: Diagrams force torque/time und Rotation/time.....	75

Tabellenverzeichnis

Tabelle 2.1: Parameter Zahnrad 3D Geometrie.....	36
Tabelle 2.2: Parameter Getriebe mit Elastisch Transmission	39
Tabelle 2.3: Daten kleines Zahnrad 1	39
Tabelle 2.4: Daten Zahnrad 2	40
Tabelle 2.5: Marker in \$B_Input_Gear.....	44
Tabelle 2.6 : Marker in Output_Gear	44
Tabelle 2.7: Marker in \$B_Housing	45
Tabelle 2.8: Daten einstufige Planetengetriebe	69

1 Einleitung

Starrkörperbewegung ist die Bewegung eines Körpers, der Position im Raum Veränderungen über einen Zeitraum. Die Bewegung soll starr sein, weil es zu keiner Belastung ausgesetzt, damit der Abstand zwischen zwei Punkten auf dem Körper konstant bleiben. Die Veränderung der Position umfasst sowohl Translation und Rotation. Diese Art der Bewegung ist eine statisch unbestimmte Bewegung

Die Bewegung des Körpers wird durch Gleichungen, die auf ein Inertialsystem beziehen beschrieben. Ein Inertialsystem ist ein Koordinatensystem, das sich mit gleichförmiger Geschwindigkeit und konstante Ausrichtung übersetzt in Bezug auf die Sterne . Die Gleichungen beschreiben die Bewegung eines Körpers in Bezug auf Zeit und sind in Bezug auf die Anzahl der Freiheitsgrade der einzelnen Körper und das Gesamtsystem konstruiert

Zwei Arten von Koordinaten lassen sich die Bewegungsgleichungen-absolute und relative erstellen. Absolute Koordinaten beziehen sich jeder einzelne Körper zum Inertialsystem, das in konsequent mit der maximalen Anzahl der Dimensionen in die Bewegungsgleichungen Ergebnisse. Folglich ist die Zeit, die Integration schwerer und zeitaufwendiger. Relative Koordinaten stützen sich auf eine kinematische Baumstruktur, in der die Freiheitsgrade eines jeden Körpers in bezug auf die vorherige Stelle angegeben werden, aber nur der erste Körper ist es, die Inertialsystem bezogen. Dieser Ansatz führt in der Bewegungsgleichungen mit minimalen Koordinaten, wodurch der Zeit-Integration effizienter.

Abbildung zeigt beide Arten von Koordinatensystemen, das absolute Koordinatensystem ist auf der linken Seite, und die relative Koordinatensystem ist auf der rechten Seite. In kurzen, zersetzt sich das MKS-System grundsätzlich das System in Freikörperbilder, so dass die Freiheitsgrade dargestellt werden kann.

Die kinematische Schleifen definiert beschreibt Bewegungen in Bezug zu benachbarten Organen im Wege der Gelenke, Einschränkung und Kräfte. Die Bewegungsgleichungen formuliert und integriert über die Zeit.

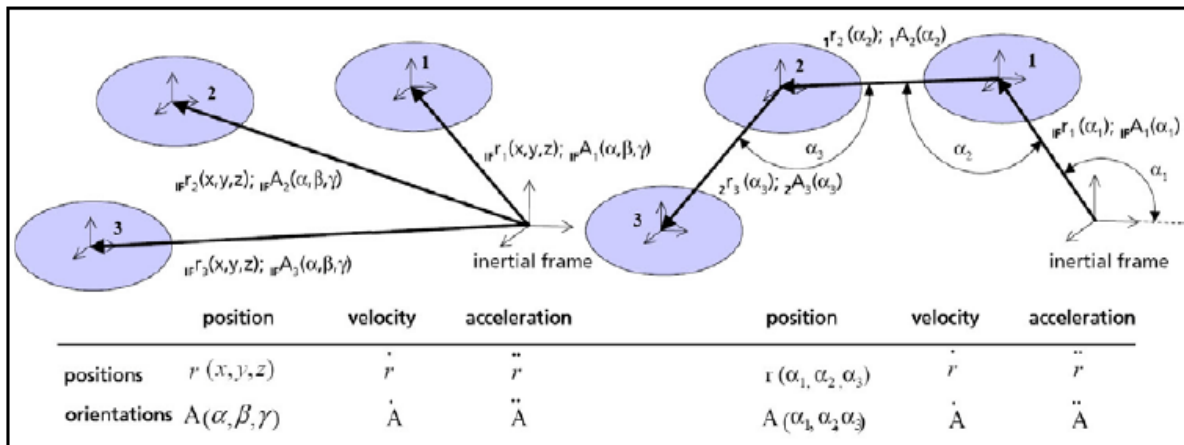


Abbildung 1.: absolute und relatives Koordinatensystem

Die Simulation ist im Bereich der maschinenbaulichen Gestaltung und Optimierung eine effektive Technik, um Bauvarianten zu untersuchen, im Besonderen um eine Kostenreduktion sowie eine Verringerung der Entwicklungszeit zu erreichen. Versuche sind in Form von Einzelexperimente nach wie vor notwendig, dienen aber immer mehr zur Überprüfung des Simulationsmodells. Im Maschinenbau ist neben der Ablaufsimulation, der grafischen 3D-Simulation und der Finite-Elemente-Simulation vor allem die Mehrkörpersimulation (MKS) von Bedeutung. Mit der MKS kann das Verhalten mehrerer, sich zueinander bewegender Körper zu beliebigen Zeitpunkten abgebildet werden. Das Berechnungsergebnis einer Mehrkörpersimulation ist eine Animation des Bewegungsablaufes. Auftretende Kontakte und Kontaktkräfte können als Vektoren eingeblendet werden. Die Daten der einzelnen Objekte (Position, auftretende Kräfte, Geschwindigkeiten, Beschleunigungen und kinetische Energie) stehen zur weiteren Analyse zur Verfügung. Häufig werden im Anschluss Berechnungen mit der Finite-Elemente-Methode (FEM) der Bauteile durchgeführt.

Im zunehmenden Maße wird die MKS, auf Grund der immer leistungsfähigeren Soft- und Hardware, auch für andere Bereiche des Maschinenbaus interessant

1.2 Eigenschaft und Aufbau eines MKS-Modells

Die MKS ist eine numerische Anwendung der Kinetik und beruht auf dem Teilgebiet der Dynamik der klassischen Mechanik. Mit der Einordnung der Zugehörigkeit der MKS zur Kinetik lässt sich die MKS sehr leicht von bewegten Finite-Elemente-Modellen (FE-Modellen) abgrenzen. Die Bewegungen in den FE-Modellen sind nicht auf die berechneten Kräfte zurückzuführen bzw. führen nicht zu Kräften aufgrund der Bewegungsgrößen.

Die MKS zeichnet sich im Wesentlichen durch ihre Betrachtung der Bewegungsvorgängen von Bau-teilen und der daraus resultierenden dynamischen Größen aus. Die Bauteile werden hierbei als starre Körper approximiert. Ein starrer Körper besitzt einen Schwerpunkt, ist nicht verformbar, unterliegt keinen Reibungs- oder thermischen Einflüssen und ist homogen. Im einfachsten Fall kann ein Bau-teil als ein Massenpunkt wiedergegeben werden. Aktuelle MKS-Systeme bieten vielfältige Möglichkeiten, dieses Massenpunktesystem mit zusätzlichen Funktionen und Eigenschaften zu erweitern. Einige Beispiele sind Reibungsmodelle, Kontakte und die Integration einer FEM- oder Hydraulik-Berechnung.

Der erste Schritt in der MKS ist die Erzeugung der Massenpunkte bzw. Bauteile. Die Konstruktion der Bauteile kann im MKS-System oder anhand eines Imports einer 3D-CAD-Geometrie erfolgen. Das Programm berechnet aus der Geometrie und Dichte die Trägheitsgrößen des Körpers

Die einzelnen Bauteile müssen, entsprechend ihrer Kinematik, miteinander verbunden werden und stellen schließlich das Massenpunktesystem dar.

Die Bewegungsmöglichkeiten der Bauteile sind durch die Verknüpfung der einzelnen Objekte mit Gelenken und Einschränkungen der Freiheitsgrade definiert. Neben der Definition der Kinematik über Gelenke können Oberflächenkontakte zwischen Bauteilen, zusätzliche Kräfte und Bewegungen definiert werden.

Aus dem MKS-Modell wird das Gleichungssystem zur Berechnung im so genannten Solver aufgestellt. Nach der Berechnung stehen die Daten zur Auswertung im Postprocessor zu Verfügung.

1.3 Neue Anwendungen in der MKS

Bisher wird die MKS hauptsächlich in der Luftfahrt-, Automobil- und Schienenfahrzeugindustrie eingesetzt. Der Hauptgrund ist, dass für diese Bereiche spezielle Erweiterungen der MKS-Software vorhanden sind, mit denen z.B. komplette Fahrzeuge schnell und effizient aufgebaut werden können.

Besonders kommerzielle MKS-Produkte, aus den zuvor benannten Bereichen, sind sehr leistungsstark und könnten seitens der Numerik auch den Bereich der Förder- und Gewinnungstechnik abdecken. Ein wirtschaftlicher Einsatz ist jedoch nur möglich, wenn eine bestehende Standardsoftware durch problemspezifische Produkte (Module) erweitert wird. Das MKS-Produkt MSC.ADAMS bietet hierfür eine Lösung. Bei diesem Produkt fanden in den letzten Jahren wesentliche Leistungssteigerungen bei der Berechnung von 3D-Kontakten statt. Die 3D-Kontaktberechnung ermöglicht die Verwendung von 3D-CAD Daten zur Bauteilerstellung im MKS-System. Besonders die Konstruktion der Bauteile mit der MKS-Software ist zeit- und kostenintensiv. Die Verwendung der Geometrien aus dem 3D-CAD führt hier zu einer erheblichen Reduzierung des Aufwands. Gleichzeitig bleibt die Modellerstellung sehr flexibel, wie die

in dieser Veröffentlichung vorgestellten Beispiele zeigen. Neben der Erstellung der Bauteile muss die Kinematik sehr einfach und schnell zu erstellen sein. Dies wird durch die programmierten Module gewährleistet.

Mehrkörpersysteme (MKS) bieten die Möglichkeit, mechanische Bauteile von WEA wie z.B. den Triebstrang realitätsnäher abzubilden. So kann u.a. der Einfluss elastischer Strukturen auf das Betriebsverhalten untersucht werden.

Mit dieser Arbeit soll gezeigt werden, ob es mit der MKS-Software SIMPACK möglich ist, ein Simulationssystem für WEA aufzubauen. MKS-Simulationen werden in ihren üblichen Anwendungsgebieten nicht für große elastische Körper betrieben. Deshalb wird ihre Anwendbarkeit für die Simulation von WEA in dieser Arbeit untersucht. Die ersten Arbeitsschritte für diese Arbeit bestehen darin, die Möglichkeiten zu untersuchen, wie ein Modell einer WEA mit SIMPACK erstellt werden kann.

2 Simulation mit SIMPACK

SIMPACK ist ein Mehrkörpersystem Simulation Programm. die ursprünglich von Deutschen Luft-und Raumfahrt DLR als Nachfolger von MEDYNA erstellt. Im Jahr 1993 wurde INTEC GmbH gegründet, um SIMPACK entwickeln. Im Laufe der Jahre gereift ist, um der Industrie Mehrkörpersimulation gerecht zu werden

Diese Software ist über eine grafische Benutzeroberfläche (GUI) betrieben. Der Benutzer gibt Parameter zur Beschreibung der zu simulierenden Systems, wie Masse und Trägheit eines jeden Körpers, und dann können kinematische Schleifen durch die Anwendung der einschlägigen Gelenke, Einschränkungen und Kräfte zu erzeugen. SIMPACK erstellt die Bewegungsgleichungen intern und ermöglicht dem Benutzer, verschiedene Optionen für die zeitliche Integration zu wählen. Um visuelle Animationen der wechselwirkenden Systems, der Benutzer kann auch Eingang dreidimensionale Primitive, die die Geometrie der wechselwirkenden Körpern zu beschreiben.

SIMPACK verfügt ein Kraftelement Bibliothek mit spezifischem Kraft-Elemente für verschiedene Bereiche der Industrie, einschließlich der spezifischen Elemente für die Antriebsstrang-Simulation.

Die SIMPACK Software-Parametrierung Befähigung Speicherung der Input-Parameter eines beliebigen Systems auf eine Datenbank, die eine Reihe von Input-Dateien enthält. Diese Input-Dateien modifiziert und separat gelagert werden, zeigt eine besondere Bedingung für einen bestimmten Fall. Diese Funktion vereinfacht die iterative Prozess der Daten-Vergleich und kann das System neu zu bemessen, dass andere ähnliche Systeme.

2.1 SIMPACK Graphical User Interface

2.1.1 Das Hauptfenster - Main Window

Beim Start von SIMPACK öffnet sich das Hauptfenster „SIMPACK Main“

Start → All Programs → SIMPACK 8902 → SIMPACK

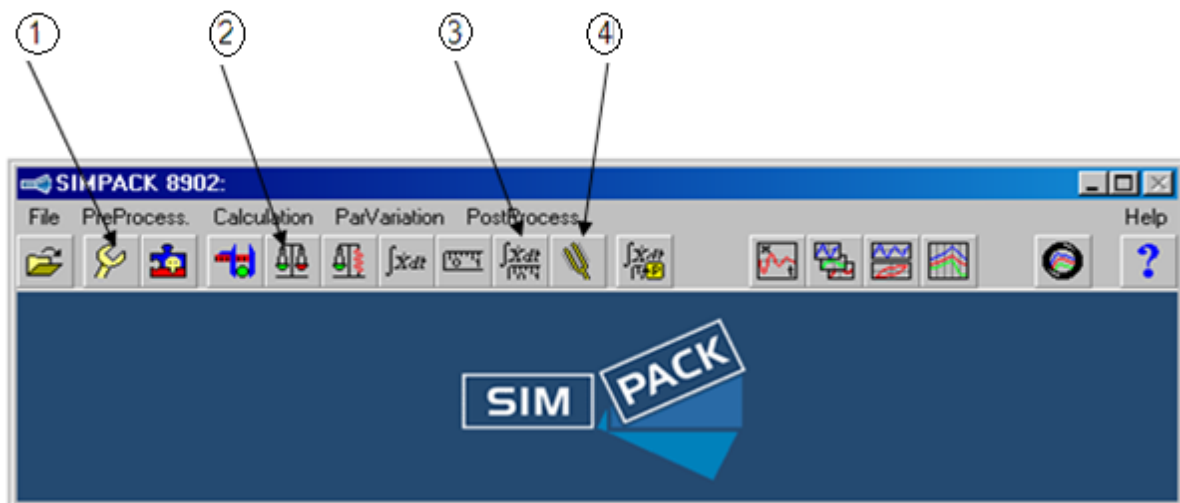


Abbildung 2.1: SIMPACK Main Window

-In diesem Fenster können folgende Anwendungen durchgeführt werden

- ein neues Modell erstellen
- öffnen und kopieren bestehenden Modellen
- Durchzuführen und Berechnungen ein Model wie Zeitintegration und Frequenzanalyse.


- Die wichtigsten Symbole in das Fenster (SIMPACK Main) .

1-  **Model Setup** : Dieses Symbol wird verwendet ,um das Fenster „SIMPACK: Model Setup“ angezeigt

2-  **Statisches Gleichgewicht - Static Equilibrium**: Dieses Symbol wird verwendet, um das Modell im Gleichgewicht zu halten

3-  **Zeit Intergration – TimeIntegration (offline)**:Mithilfe dieser Funktion werden

die Bewegungsgleichungen gelöst und die Animations- und Grafik Ergebnisse durchgeführt.

4-  **Eigenwerts-Eigenvalues**: Dieses Symbol wird verwendet um die Eigenwerte und die Eigenvektoren der Bewegungsgleichung eines Systems zu berechnen.

Im Fenster“ SIMPACK Main“ wird durch Auswahl von PreProcess →

Model →Setup(HM)/Globals → Units(Prep) das Einheitensystem eingestellt

2.1.2 Model Setup Window

Beim Klick auf das Menü Model Setup wird das Fenster SIMPACK: Model Setup
wird angezeigt

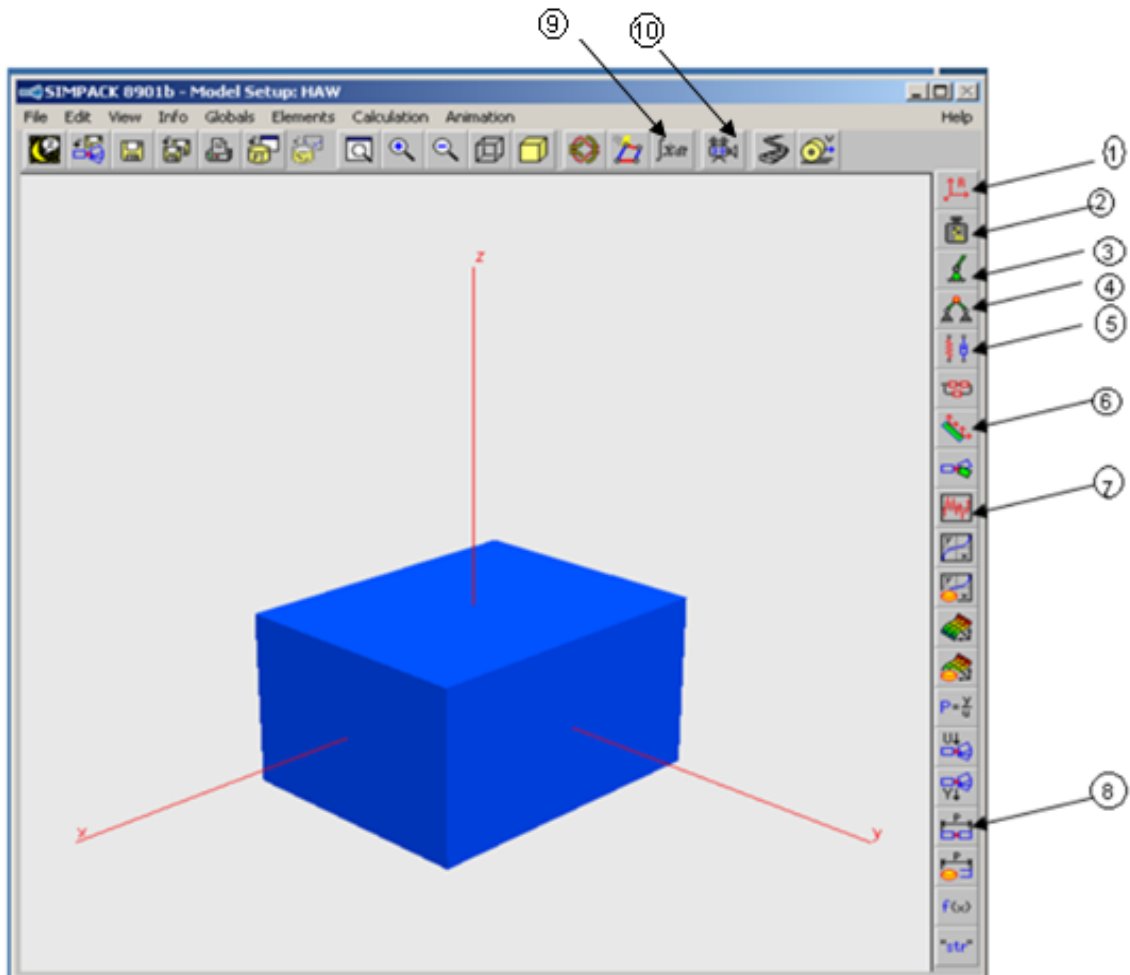
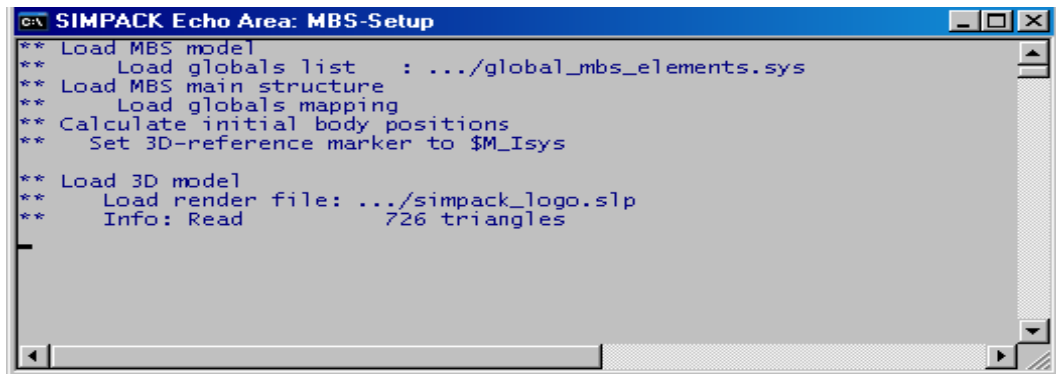


Abbildung 2.2: SIMPACK Model Setup

Dies ist Standard-Modell-Konfiguration, die bei jedem Start eine von SIMPACK
Modell erscheint. Neben dem "SIMPACK Model Setup" wird das "SIMPACK Echo
Area" Fenster geöffnet.



```
C:\ SIMPACK Echo Area: MBS-Setup
** Load MBS model
**   Load globals list   : ../global_mbs_elements.sys
** Load MBS main structure
**   Load globals mapping
** Calculate initial body positions
**   Set 3D-reference marker to $M_Isys


** Load 3D model
**   Load render file: ../simpack_logo.slp
**   Info: Read       726 triangles
```


Abbildung 2.3: SIMPACK Echo Area


In der Echo-Area, werden kontinuierlich wichtige Informationen dargestellt, wie weitermachen mit dem Modellierung. Niemals in der Nähe der Echo-Bereich Fenster (z. B. durch einen Klick auf "x" auf der rechten oberen Ecke) als dies wird die Modellierung ohne Aufforderung zu verlassen


-Die wichtige Symbole im Fenster SIMPACK: Model Setup sind


1-  **Referenzsystem - Reference Frames:** fest im Raum. Bewegung relativ zum Inertialsystem


2-  **Körper – Bodies:** Rigid Bodies (nur Masseeigenschaften),Elastik Bodies (Masse-,Steifigkeits- und Dämpfungseigenschaften).

3-  **Gelenke – Joints:** Diese Funktion definiert die Anzahl der Freiheitsgrade (DOF), die der Körper hat.


4-  **Einschränkung-Constraint:** Diese Funktion wird verwendet, um eine Beziehung zwischen zwei Körper zu definieren.


5-  **Kraftelemente- Force Elements:** SIMPACK verfügt über eine riesige Bibliothek für die Kraft –Elemente. Die Bibliothek verfügt über mehr als 90 fertige Kraftelemente

6-  **Sensoren – Sensors:** Standardmäßig ist für jeden Körper automatisch ein Sensor vorhanden, Dieser Sensor misst die Verschiebung den Körper fixiert Referenzrahmen(BFRF) Marker relativ zu den globalen Koordinatensystem

7-  **Anregung – Excitation:** Diese Funktion wird verwendet, um eine Kraft in bestimmte Zeit zu definieren.

8-  **Ersetzungsvariable- Substitution Variables:** Diese Funktion wird verwendet, um die Eingabe zu parametrieren.

9-  **Zeit Intergration – TimeIntegration (online):** Dieser Funktion wird verwendet, um die Bewegungsgleichung zu lösen und die Bewegung schnell zu testen.

10-  **Kamera – Camera :** Dieses Symbol wird verwendet um die berechneten Ergebnis-Daten zu visualisieren “SIMPACK: Animation - Control Panel”.

2.1.3 View Setup

Die meisten Simulationsprogramme wie SimPACK besitzen einen 3-D Darstellungsmodus.

Über die Menüleiste im Model Setup oder mit der die Kombination von Maus und Tastatur kann die Perspektive ausgewählt und verändert werden.

die Ansicht steuert man mit folgender Kombination aus Tastatur und Maus

“Strlg” + Rechte Maustaste + Mausbewegung = Bewegung des Modells

“Strlg” + Linke Mausetaste + Mausbewegung = hinein- und heraus zoomen

“Strlg” + Mittlere Maustaste + Mausebewegung = Drehung des Modells

“Strlg” + Mittlere und linke Mausetaste + Mausebewegung = Drehung des Modells

Um eine feste Achse

Mit der Optionen: “SIMPACK: View Setup” wird in des Fenster (SIMPACK: Model Setup) durch Auswahl: View → View Setup folgende Fenster angezeigt.

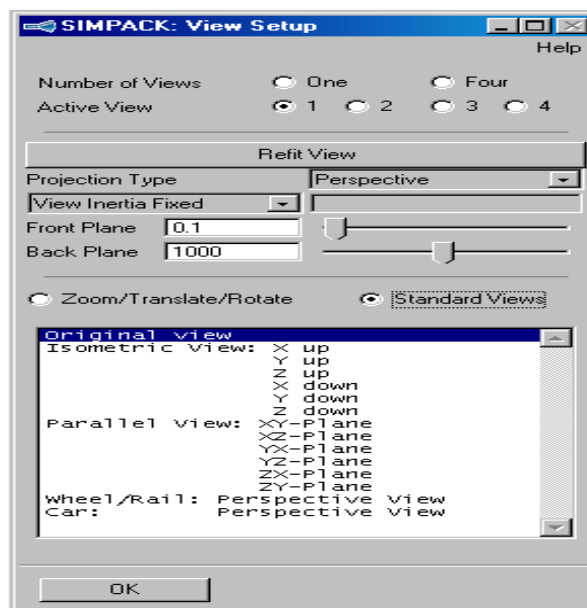


Abbildung 2.4: View Setup

Es können verschiedene "Standard Views ausgewählt werden. Dabei stehen die Projektionstypen „Perspective“ und „Parallel“ zur Verfügung.

Unter „Active View“ können bis zu vier verschiedene View-Fenster definiert werden.

Die Montage des Modells ist auch mittels Klick auf die rechte Maustaste und die Auswahl „refit“ möglich

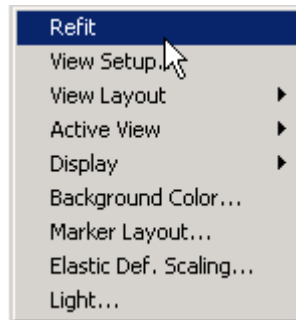


Abbildung 2.5: Montage des Modells

Die Hintergrundfarbe kann unter „der SIMPACK Model Setup“ durch Auswahl von

View → Hintergerürnd

2.2 Modellaufbau „Körper“

Jedes SIMPACK Modell besteht aus einer endlichen Anzahl von Komponenten, genannt Körper, dieses sind durch Gelenke und Kraft-Elementen (zB Federn und Dämpfer) verbunden „Bodies“ enthalten Informationen zu Masse und Trägheit und sind mithilfe von „Joints“ kinematisch miteinander verbunden.

„Force Elements“ kann definiert werden, um externe Lasten für die dynamische Analyse anzuwenden.

in SIMPACK können mithilfe der MBS „Multi-Body-Simulation“ Mechanismen von einem einfachen Pendel bis hin zu High-Tech-Zügen simuliert werden,

Bei einem Klick auf den Körper-Symbol, wird die Liste mit allen Einrichtungen in den SIMPACK Modell definiert erscheinen auf der rechten Seite des "SIMPACK Model Setup"-Fenster

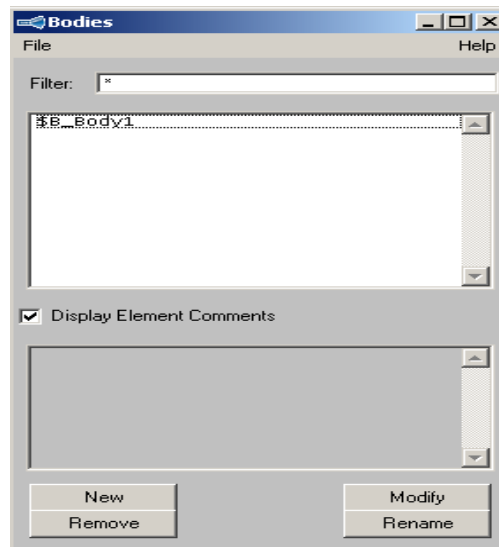


Abbildung 2.6: Body einstellen

.Wie in Abb 2.6 beobachtet werden. nur einen Körper, "\$ B_Body1", das derzeit existiert in der SIMPACK Modell

Bei einem Doppelklick auf "\$ B_Body1" öffnet sich das Modell-Eigenschaften-Fenster

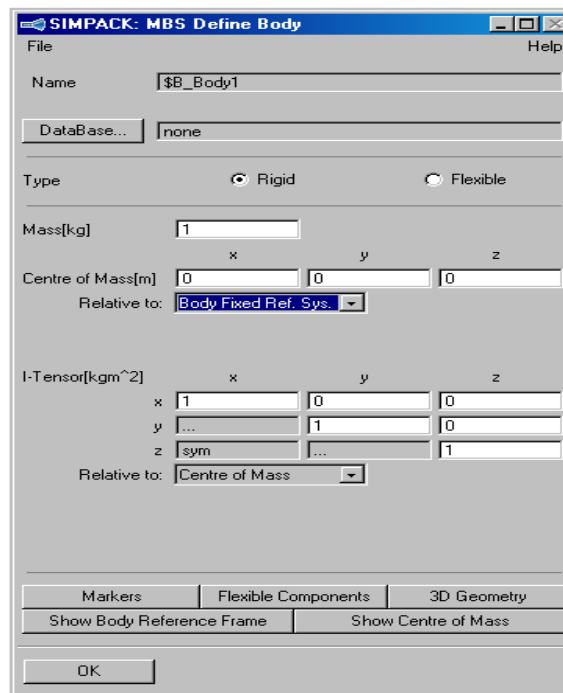


Abbildung 2.7: Define Body

In diesem Fenster kann man alle notwendigen Informationen eingeben, um einen Körper zu beschreiben.

Die wichtigsten Informationen sind die Folgenden:

- Masse
- Zentrum der Masse
- I-Tensor (Trägheitsmomente)

Die Registerkarten im unteren Teil des Fensters können Sie „Marker“ (define Anschlussstellen für Gelenke und Kraft-Elemente), „Flexible Components“ und „3D-Geometrie“ (Primitive, Farben, etc.):

- Markers
- Flexible components
- 3D-Geometrie

Mit den Schaltflächen „Show Body Reference Frame“ und „Show-Center of Mass“ können im Fenster "SIMPACK Model Setup" diese Bezugspunkte des Körpers visualisiert werden.

2.2.1 3D Geometry

Bei Klick auf „3D-Geometrie“ in der Abb kann die Eigenschaft Geometrie definiert werden. Auf dem Bildschirm erscheint ein neues Fenster Abb 2.8

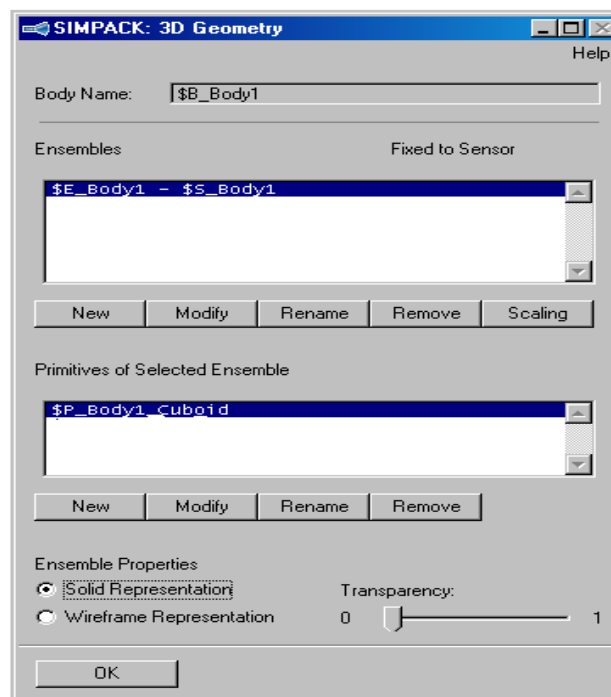


Abbildung 2.8: 3D Geometrie

Das „SIMPACK: 3D Geometry“-Fenster ist in zwei Teile geteilt. Auf der oberen Hälfte findet man eine Liste der sogenannten „Ensembles“, und auf dem unteren Teil sind S die entsprechenden „Primitives“ zu sehen. Ein Ensemble ist einfach eine Sammlung von Primitiven, dh Geometrien, die sich während einer Animation mit dem Körper bewegen

Mit dem Standard-Ensemble „Ensembles: \$E_Body1 - \$S_Body1“ wird bearbeitet.

Alle die Primitiven oder Geometrien für ein Ensemble können entweder in einem „solid“ oder „wireframe“ definiert werden.

Wechsel zwischen beiden Optionen „Ensemble Properties: \longrightarrow Solid Representation / Wireframe Representation“ und bemerken, wie die grafische Darstellung der Geometrie Änderungen.

Das bedeutet: Werden einige Primitive in einer „Drahtmodell“ Darstellung und andere in einer „solid“ visualisiert, sind zwei verschiedene Ensembles zu definieren.

2.2.2 Marker

Markierungen sind Punkte am Körper, die durch die Benutzer auf vordefinierte Positionen definiert. Diese Marker Standorte können Befestigungspunkte für Gelenke angeben oder Kraftelemente zwischen Körpern oder das Inertialsystem, auch man könnte definieren die Mitte der Masse und Trägheit Eigenschaften in Bezug auf einen Marker.

Marker können durch einen Klick auf „Marker“ definiert werden. Daraufhin erscheint ein neues Fenster auf dem Bildschirm

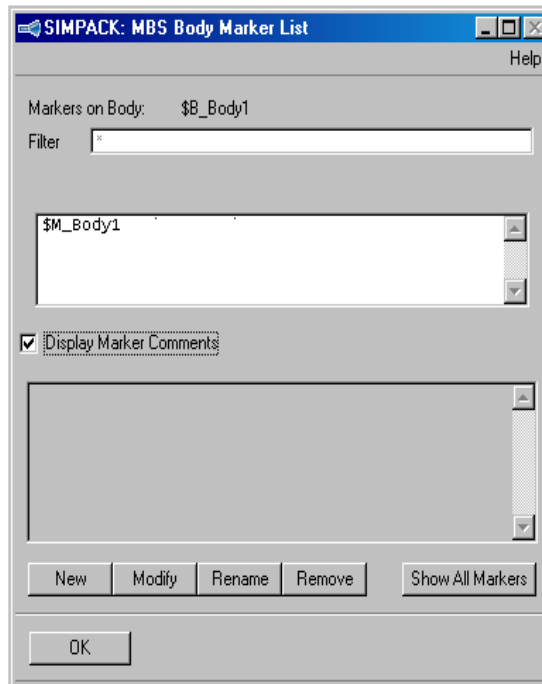


Abbildung 2.9: Body Marker List

Der Standard-Marker „\$ M_Body1“ ist der sogenannte „Body Feste Reference Frame“ (BFRF), dieser definiert dem Körper innen Koordinatensystem und können nicht geändert werden.

Die erste, in der in der Marker-Liste erscheinende Markierung, sollte niemals verändert oder umbenannt werden. Dies ist der Körper fixiert Referenz-Marker und ist die Referenz Koordinatensystem für alle anderen Marker.

Alle neuen Marker werden stets relativ zum BFRF definiert werden. Neben dem Standard-Marker (BFRF) werden alle anderen Marker vom Anwender selbst definiert und entsprechen bestimmten sich am Körper befindenden Punkten.

Alle Marker beginnt immer mit: \$ M_ BODY_NAME

In ähnlicher Weise sollten Körper und Gelenke immer mit starten

\$ B_ BODY_NAME, \$ J_ BODY_NAME

Im „SIMPACK Model Setup“ kann zudem die Farbe und die Größe des Markers

durch die Auswahl: View → Marker Layout geändert werden.

2.2.3 Global Reference System (Isys)

Beim Erstellen eines neuen Modells generiert SIMPACK automatisch eine globale Koordinatensystem. Das Inertialsystem heißt „\$ B_Isys“ und ist ohne Bewegung und Orientierung definiert. der Marker „\$ M_Isys“ verkörpert dieses globale Koordinatensystem. Der Benutzer kann zusätzliche Markierungen auf Isys, Fixpunkte im Raum kann durch den Benutzer definieren.

Beim Klick auf das vordefinierten globalen Bezugssystem „\$ B_Isys“ Doppel klicken öffnet sich ein neues Fenster auf dem Bildschirm. Abb

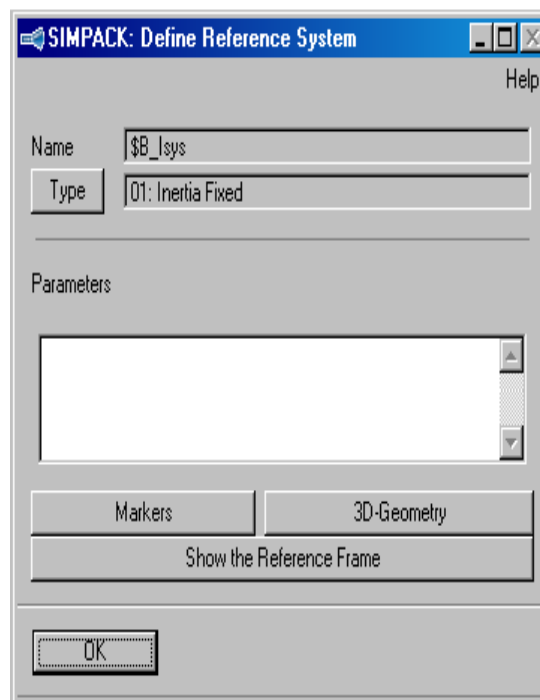


Abbildung 2.10: Define Reference System

2.2.4 Ersetzungsvariable - Substitution Variables

Substitutionen Variablen werden verwendet, um die Eingabedaten zu parametrieren. Das sind Variablen mit einem Namen und einem Wert. Zum Beispiel kann für die Einstellung der Masse des Körpers die Substitution Variable „Masse“ in mit einem Wert von 5 kg verwendet werden.

.Für die Änderung der Körpermasse von zum Beispiel 5 kg auf 10 kg kann mit einer einfachen Änderung des zugeordneten Werts der Substitutions-Variablen erreicht werden.

Das Modell besteht nicht aus nur einem Körper, sondern sich vorstellen, ein Modell mit 100 Pendel, und mit Änderungen die Masse manuell

Die Parametrierung stellt sicher, dass Substitutionsvariablen von anderen abhängig

Das bedeutet, dass durch Änderung der Stab der Länge hat einen Durchmesser proportional geändert wird. Die Verwendung von einer oder mehreren Substitutionsvariablen in der Definition einer anderen Substitutionsvariablen wird „Parameter-Abhängigkeit“ genannt

2.2.5 Gelenke- Joint

Gelenke verbinden Körper miteinander und schränken deren Beweglichkeit ein.

In SIMPACK hat jeder Körper ein Gelenk

Dieses Gelenk wird verwendet, um den Körper entweder auf die Verbindung

- globale Koordinatensystem (Isys) oder
- einen andere Körper

So wird sich zum Beispiel ein Körper mit einem Null-DOF Gelenk in Bezug auf die Stelle, an die es angeschlossen ist, nicht bewegen. Ein Körper mit einer erlaubte Translationsbewegung in der z-Richtung (1 DOF: z) wird senkrecht nach unten fallen, wenn die Schwerkraft definiert ist, aber nicht in der x-oder y-Richtung zu bewegen noch zu drehen.

Eine Drehbewegung um die x-Achse (1 DOF: alpha) würde nur eine Drehung um die x-Achse zulassen

Ein Körper ohne physische Verbindung mit dem globalen Koordinatensystem, Isys, hätte einen 6 DOF.

Gelenke können mittels Klick auf das Symbol „joint“ im Fenster „SIMPACK: Model Setup“ definiert werden. Dabei öffnet sich ein neues Fenster auf dem Bildschirm, Abb .2.11

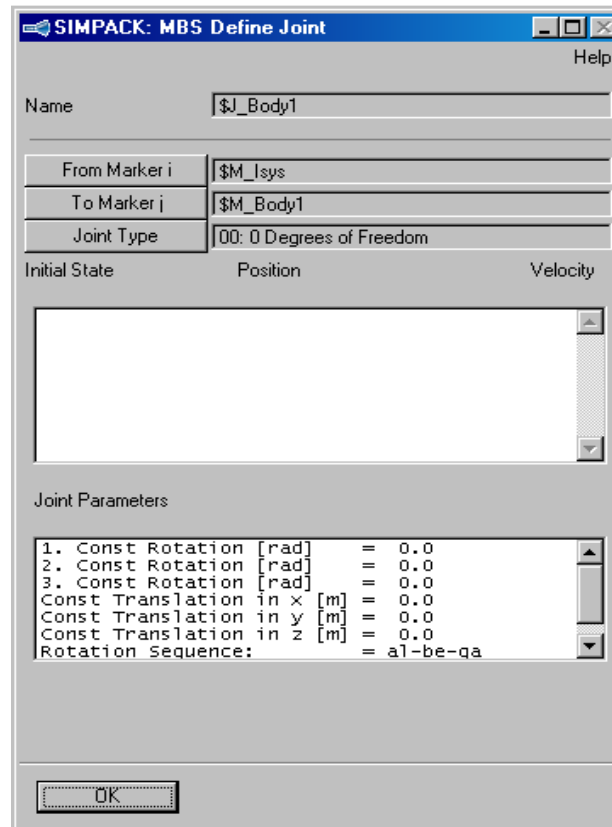


Abbildung 3: Define Joint

Die entsprechenden Drehungen um ein orthogonales System mit den drei Achsen x, y und z nennt man Alpha-, Beta- und Gamma-Drehung.

axis rotation

x → alpha

y → beta

z → gamma

2.3 Kraft Elemente - Force Elements

SIMPACK verfügt über eine außergewöhnlich große Bibliothek für Kraft-Elemente. Hierin finden sich mehr als 90 fertige Krafftelemente.

. Beim Klicken auf das Symbol „Force Elements“ öffnet sich ein neues Fenster.

Abb.2.12

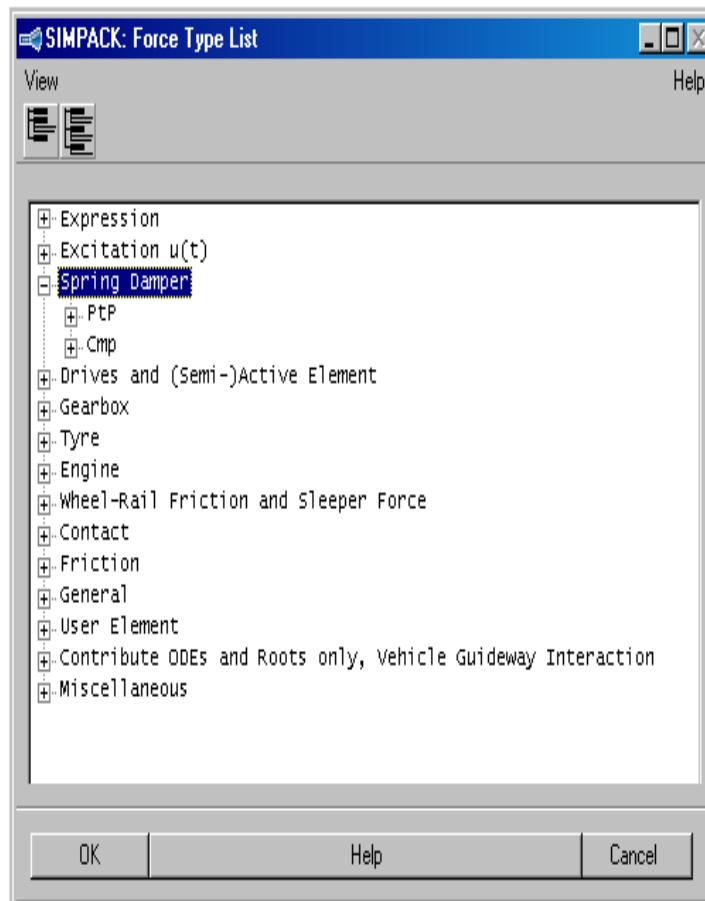


Abbildung 2.12: Force Type List

Die häufigsten Kraft-Elemente sind Spring-Damer, die in zwei Gruppen „PtP“ und „CmP“ aufgeteilt werden.

Die Kräfte-Elemente „PtP“ wirken entlang der direkten Linie zwischen zwei Punkten. Sie haben nur einen Wert für Steifigkeitseigenschaften. Die resultierende Kkraft wirkt stets entlang der Achse durch definiert die beiden Punkte.

Die Kraft-Elemente „CmP“ erlauben die Definition von Steifigkeit und Dämpfung für jeden Komponenten (Richtung: x,y und z).

Jedes Kraft-Element wird in der SIMPACK Dokumentation beschrieben.

2.4 Berechnung - Calculation

Mit dem Berechnungsmodul von SimPACK ist eine Vielzahl von Analysen möglich

.

2.4.1 Model Information

Alle Arten von Informationen über das Modell kann unter (Info) in der „SIMPACK Model Setup“ Fenster erhalten.

- :• Kinematics Tree / Loops
- Markers
- Force Elements

Zum Beispiel erhält man unter [info → Force Element → All Information]

Informationen über alle geltenden Elemente, die im Modell definiert wurden.

Informationen über Kinematics Tree / Loops erhält man unter „info → Kinematics Tree / Loops“. Kinematics Tree / Loops zeigt, wie ein Körper zum anderen verbunden ist und mit welchem Maß an Freiheit hat.

Weitere nützliche Informationen können unter „info → Display Total Model

Informationen“ aufgerufen werden. Hier erhält man zudem Druckinformationen des gesamten Modells

Alle Informationen werden im globalen Koordinatensystem „Isys“ berechnet.

Wenn man möchte, dass Information in Bezug auf anderes Koordinatensystem oder Marker zuzugreifen, kann unter Option :

[Info → Body and Marker Information → Relative to Marker...] wählen.

2.4.2 Time Integration (online)

.Time Integration löst die Bewegungsgleichungen,
im "SIMPACK Model Setup"-Fenster auf die Schaltfläche „Time Integration“
klicken.

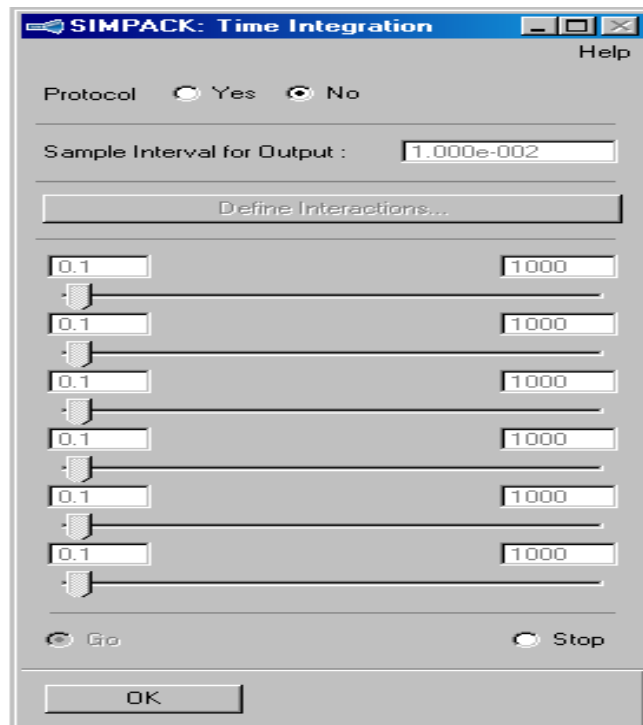


Abbildung 2.13: Time Integration (online)

Wird beachtet, dass „online“ Zeitintegration sollte nur für einen schnellen Test verwendet werden. Für eine genaue Nachbearbeitung der Ergebnisse muss eine „offline“ Zeitintegration durchgeführt werden.

2.4.3 Time Integration (offline)

Time Integration ermöglicht sowohl die Animation als auch Grafik Ergebnisse Dar zu stellen.

.Wird im Fenster „SIMPACK Main“ die Option „Calculation → Time Integration → Configure...“ ausgewählt öffnet sich ein neues Fenster

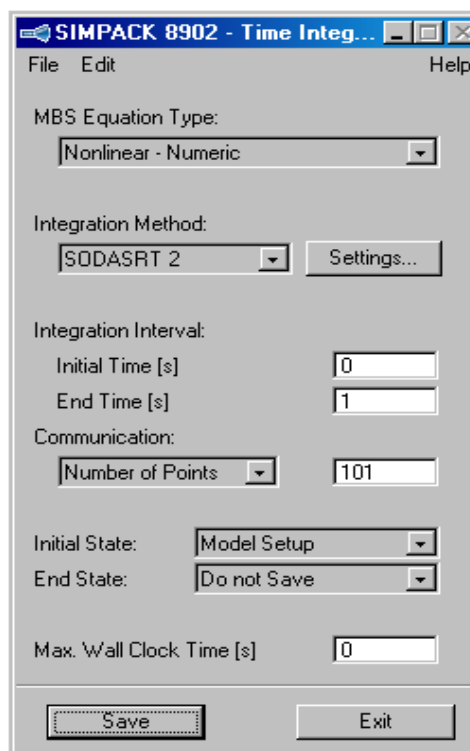


Abbildung 2.14: Time Integration(offline)

Nachdem man im Fenster „Time Integration/Configure“ alle Informationen festgelegt hat, kann das Fenster mit einem Klick auf „Speichern“ geschlossen werden

Durch Klicken auf das Symbol „time integration“ oder durch Auswahl von

“Calculation → Time Integration → Perform with Measurements“ wird die Zeitintegration gestartet. Daraufhin können die berechneten Ergebnisdaten visualisiert werden.

Durch Klicken auf das Symbol „camera“ im Fenster „SIMPACK Model Setup“. wird ein neues Fenster mit der Bezeichnung „SIMPACK: Animation – Control Panel“ geöffnet, vgl. hierzu folgende Abb.

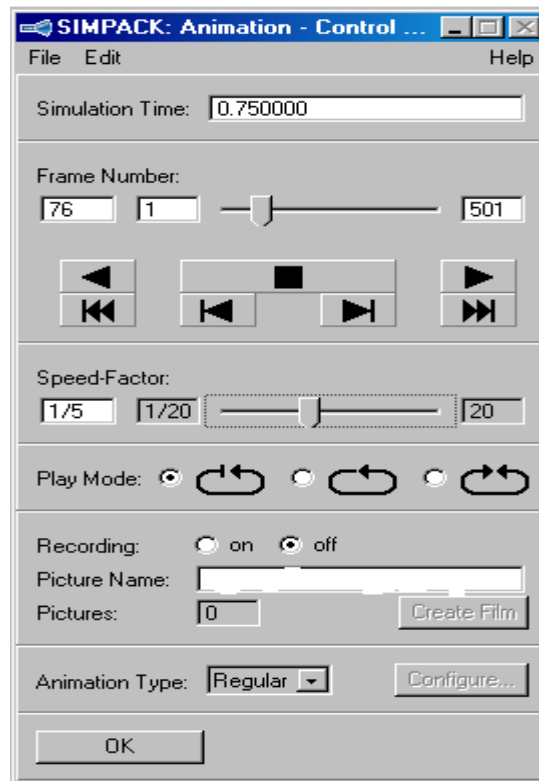


Abbildung 2.15: Animation Control

Die Simulation “Time” und “Frame” Number kann durch Auswahl von “Calculation
→ Time Integration → Configure...” geändert werden.

Die Geschwindigkeit der Animation kann durch Einstellung des „Speed-Factor“ verlangsamt werden.

2.4.4 Post Processor

SIMPACK Post Processor kann praktische für jedes Ergebnis die gewünschten Datenvisualisieren. Zum Beispiel kann es Plot-Kurven zeigen, eine Animation des Modells der Bewegung . Zudem können andere Dateien wie zum Beispiel Text, Excel oder MATLAB importiert werden.

Durch die Auswahl “Calculation → Measurements → Configure“

im Fenster “SIMPACK Main“ kann eine Messkonfiguration eingestellt werden. Im

Fenster “SIMPACK Main“ kann unter der Option „PostProcess → PostProcessor“

ein neues Fenster geöffnet

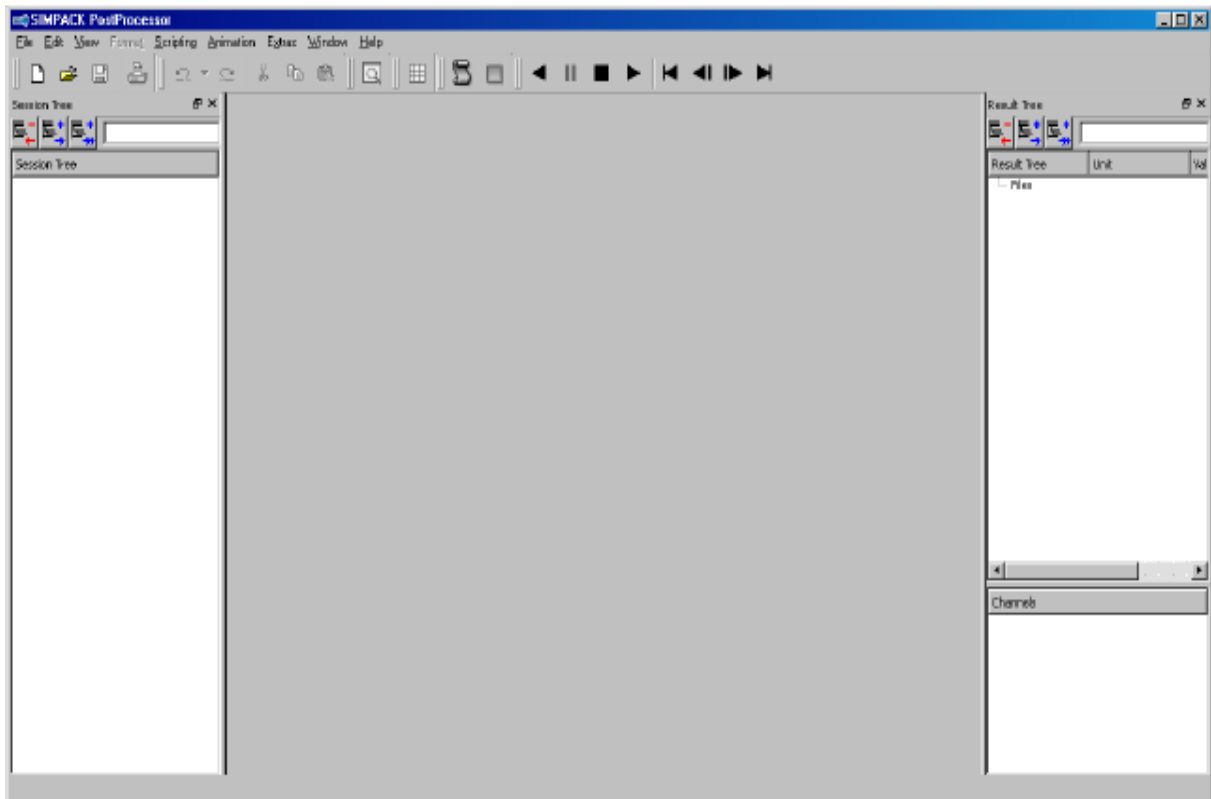


Abbildung 2.16: SIMPACK PostProcessor

Falls der “Session Tree“ auf der linken und / oder der “Result Tree“ auf der rechten Seiten nicht sichtbar sind, können diese unter der Option “Window → Views“ sichtbar gemacht werden.

Unter “Result Tree“ auf der rechten Seite des Fensters “SIMPACK PostProcessor“- kann mittels rechtem Mausklicks auf „Files“ und „Open“ die gewünschte Datei geöffnet werden.

Man wählt die „sbr-Ergebnis-Datei“, die im Ordner „output“ gefunden werden kann.

Unter “Result Tree“ können die gewünschten Ergebnisse gewählt werden und mittels rag-and-drop auf der linken Seite dargestellt werden.

.Unter "Result Tree" kann die Animation visualisiert werden.Mit der Auswahl "Animation→ Open→ Animation Player" können Videos erstellt werden. Abb 2.17

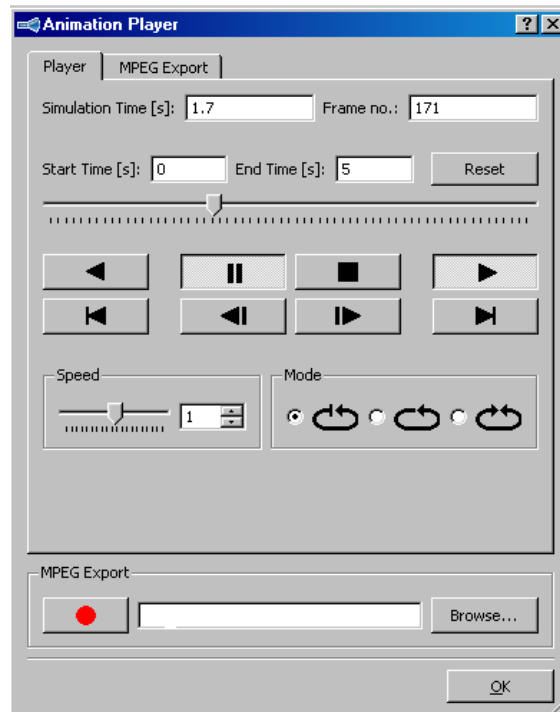


Abbildung 2.17: Animation Player

durch die Auswahl „Result Tree → Time Intergration“ können die makierten Ergebnisse dargestellt werden. Abb.2.18

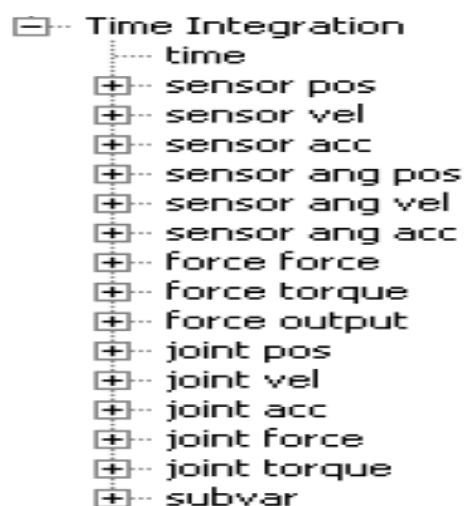


Abbildung 2.18: Time Integration

2.4.5 Model Analysis

- Eigenwerte und Eigenformen

Ein Model hat immer so viel Eigenwert, wie es Freiheitsgraden aufweist . Außerdem hat jeder Eigenwert eine charakterische Eigenform, die die entsprechende Modellbewegung bei dieser Frequenz beschreibt.

- Static Equilibrium (newton)

Vor Durchführung einer Modelanalyse muss sich das Modell im Gleichgewicht befinden.

Durch Klicken auf die entsprechende Option im Fenster "SIMPACK Main"

("Calculation → Static Equilibrium → Configure and Perform for t=t0...")

wird die „Static Equilibrium Konfiguration“ eingestellt.

Bei Klick auf "Perform" wird "SIMPACK: Static Equilibrium Results" angezeigt.

Die "Maximum Force Residuum left" muss sich nahe Null befinden, um das Model im Gleichgewicht zu halten.

- Calculating Eigenvalues

Im Fenster "SIMPACK Main" können mit der Auswahl

„Calculation → Eigenvalues“ die Eigenwerte und die Eigenvektoren der Bewegungsgleichung eines Systems berechnet werden

- Animating Eigenmodes

Jeder Eigenwert hat einen charakteristischen Eigenvektor

Zur Visualisierung der Eigenform wird im Fenster "SIMPACK Model Setup"

("Animation → Mode Shapes") gewählt. Daraufhin öffnet sich das neue Fenster "SIMPACK: Animation – Control Panel"

Um den Modus Form in Pfeilen zu visualisieren, wählt man im Fenster "SIMPACK: Animation – Control Panel" die Funktion "Mode → Arrows"..

2.5 SIMPACK Documentation

Im Fenster „SIMPACK Main“ kann durch Auswahl von „Help → Documentation“ das folgende Fenster mit der „SIMPACK Documentation“ geöffnet werden:

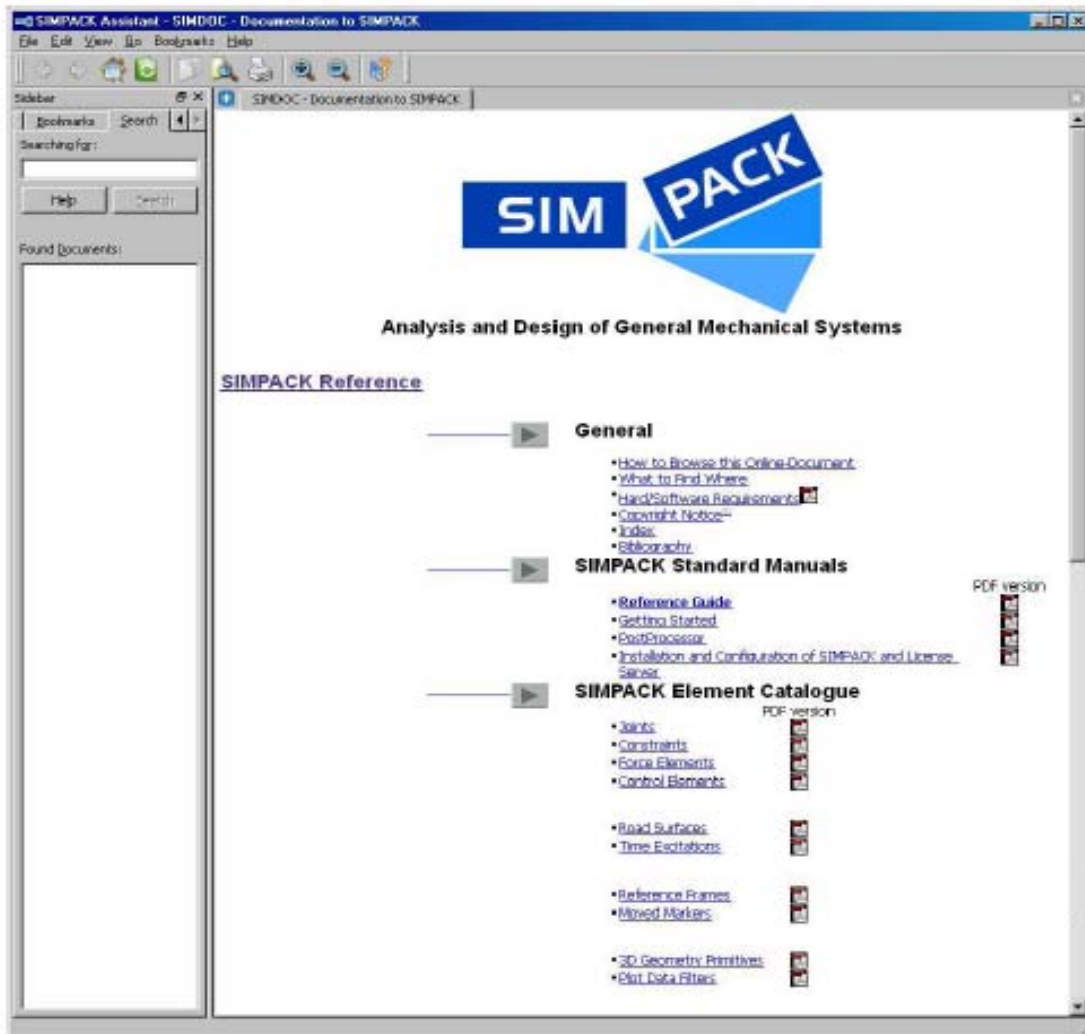


Abbildung 2.19: SIMPACK Documentation

Die „SIMPACK Documentation“ beinhaltet eine komplette Programmdokumentation, Programmbeispiele sowie eine Elementbibliothek und eine nützliche Suchfunktion.

3 Simulation einer Getriebestufe mit SIMPACK

3.1 Zahnrad 3D Geometry Primitive

Zahnrad 3D Geometry Primitive ist nicht nur für die Visualisierung der Geometrie verwendet, sondern wird auch verwendet, um die Parameter für die Kraft Elemente zu definieren.

Das Zahnrad-Geometrie aus dem jeweiligen grafischen Primitive erstellt und wird über die Standard-Zahnrad-Parameter definiert.

- Anzahl der Zähne - number of teeth
- normalen Modul - normal module
- Eingriffswinkel - pressure angle
- Steigungswinkel - helix angle
- Fasenwinkel - bevel angle
- Zahnkopf und Zahnfuß Koeffizient - addendum and dedendum coefficients
- Profilverschiebung Koeffizient - addendum modification coefficient
- Spielfrei – backlash

Parameter

Die Parameter, die vom Benutzer eingegeben werden, sind:

Nr	Parameter	Einheit	Beschreibungen
1	type		0/1/2 Rack/Internal/External Kennzeichen Angabe der Art des Getriebes 0: rack 1: internal gear 2: external gear
2	Initial Gear Angle	rad	Initial Gear Angle Startwinkel Verzahnung für Zahnrad
3	Normal Module mn	m	Standard-Werte DIN 780
4	Normal Pressure Angle α_n	deg	Normale Eingriffswinkel Standardwert $\alpha_n=20$
5	Shift Factor x		x: profil Verschiebungsfaktor $ x < 1$:0 Profilverschiebung ist gleich $X=mn \cdot x$

Nr	Parameter	Einheit	Beschreibungen
6	ad_tup		Add/Ded Typ 0/1/2 cof/hig/dia Kennzeichen, die den Typ des Koeffizient für die Definition von Zahnkopf und Zahnfuß Durchmesser. 0: Zahnkopf und Zahnfuß Koeffizients hadd und hded sind gegeben 1: Nachtrag und Zahnfuß Höhen Hadd und Hded sind gegeben $Hadd = Mn \cdot hadd$, $Hded = d + 2Mn(x - hded)$ 2: Zahnkopf und Zahnfuß Durchmesser dadd und dded sind gegeben für Außenverzahnungen die Beziehung zwischen dem Parameter wie folgt $dadd = d + 2Mn(x + hadd)$, $dded = d + 2Mn(x - hded)$
7	Number of Teeth z		Anzahl der Zähne des Getriebes. $z > 0$
8	Face Width	m	breite der Zähne des Getriebes

Tabelle 2.1: Parameter Zahnrad 3D Geometrie

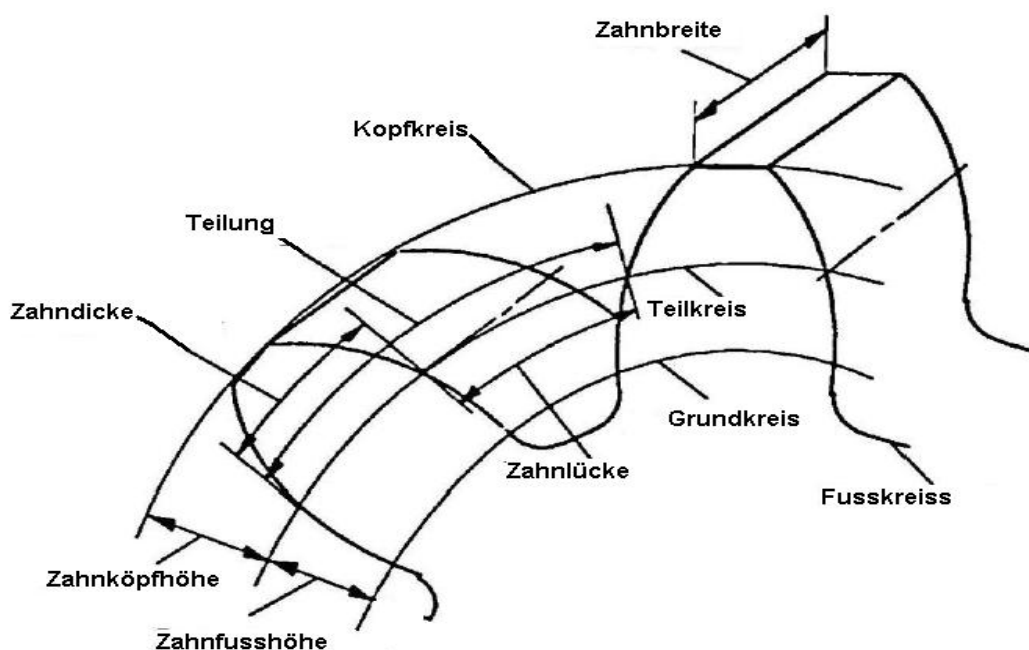


Abbildung 3.1: wichtige Bezeichnungen ein Zahnrad

3.2 Zahnräder Gelenke

Die Zahl der eingeschränkten Freiheitsgrade bei Zahnräder ist ein Freiheitsgrad
(eine rotatorische Bewegung)

Drehgelenke Φ , Zwangskraft Φ_y

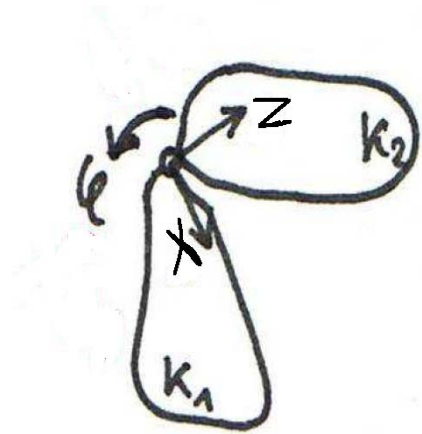


Abbildung 3.2: Drehgelenke mit eine Freiheitsgrad

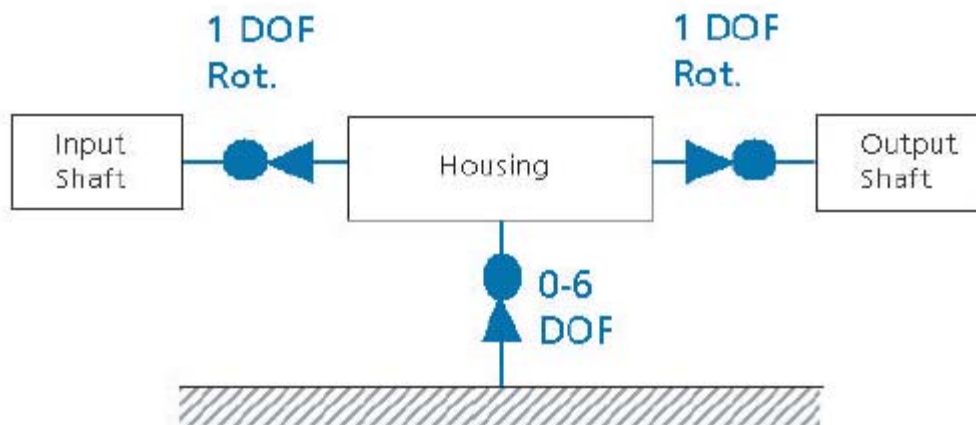


Abbildung 3.3: Topology for the Kinematics

3.3 Getriebe mit Elastic Transmission

„SIMPACK Kraffelemente FE: 14“ Diese Kraft-Element erlaubt die Darstellung eines Getriebes als elastisches Getriebe. Es ist in der Lage die Berechnung der An- und Abtriebswelle Drehmoment sowie die Geschwindigkeiten. Die wichtigste Einschränkung ist, dass beide An- und Abtriebswelle zu einem gemeinsamen Körper oder Gehäuse verbunden sein muss.

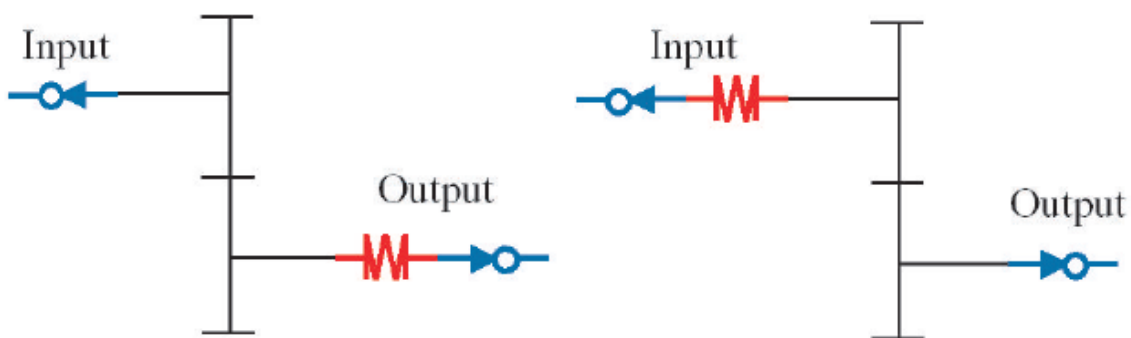


Abbildung 3.4: Spring-Damper Position

Die Parameter, die vom Benutzer eingegeben werden, sind:

Nr	Parameter	Einheit	Beschreibungen
1	Spring-Damper Element Location		Bestimmt, ob die Feder-Dämpfer auf der Eingangsseite des Getriebes oder auf der Ausgangsseite liegt
2	Input Shaft Joint		Drehgelenk auf der Antriebswelle. Der 'From' und 'To' Markierungen werden als Kraftangriffspunkte zwischen dem Gehäuse und der Antriebswelle verwendet
3	Output Shaft Joint		Drehgelenk an der Abtriebswelle. Der 'From' und 'To' Markierungen dienen als Kraftangriffspunkte zwischen dem Gehäuse und der Abtriebswelle.

Nr	Parameter	Einheit	Beschreibungen
4	Gear Ratio omega in/omega out	rad	Übersetzungsverhältnis Kann entweder negativ oder positiv. Dann negativen den Wellen drehen in entgegengesetzte Richtungen.
2	Nominal Output Shaft Angle	rad	Abtriebswelle Joint Zustand, bei dem die nominelle Drehmoment ist angewendet werden.
3	Nominal Torque T	Nm	Nennndrehmoment
4	Stiffness c in	Nm/rad	Gearbox lineare Steifigkeit
5	Gearbox lineare Dämpfung	Nms/rad	Gearbox lineare Dämpfung
6	ArrFunc T c		Non-lineare Steifigkeit von einem Array-Funktion definiert.
7	ArrFunc T d		Nicht-lineare Dämpfung aus einem Array definiert

Tabelle 2.2: Parameter Getriebe mit Elastisch Transmission

3.4 Einführendes Beispiel - Modell von Zahnradgetriebe

Zu Abbildung der MKS-Methode wird die Vorgehensweise bei die Modellierung eines Zahnradgetriebe erläutert. Zur Analyse wurde ein Zahnradgetriebe mit folgende gebende Wert.

Kleines Zahnrad 1 (Ritzel)	
Verzahnungsart	Evolvente, gerade
Zähnezahl Z1	15
Modul m	0,0133 [m]
Zahnbreite b	0,1 [m]

Tabelle 2.3: Daten kleines Zahnrad 1

Zum Modell gehört neben dem kleinen Zahnrad 1 noch ein Welle mit 0.05 [m] und 0,6 [m] Länge.

Zahnrad 2 (Rad)	
Verzahnungsart	Evolvente, gerade
Zähnezahl Z2	30
Modul m	0.0133 [m]
Zahnbreite b	0,1 [m]

Tabelle 2.4: Daten Zahnrad 2

Zum Modell gehört neben dem Zahnrad 2 ein Welle mit 0.066 m und 0,6 länge.

Zum Modell gehört noch ein Gehäuse mit der Bemaßung Länge = 1 m, Höhe = 1m und Breite = 1 m .

Alle andere Daten → default

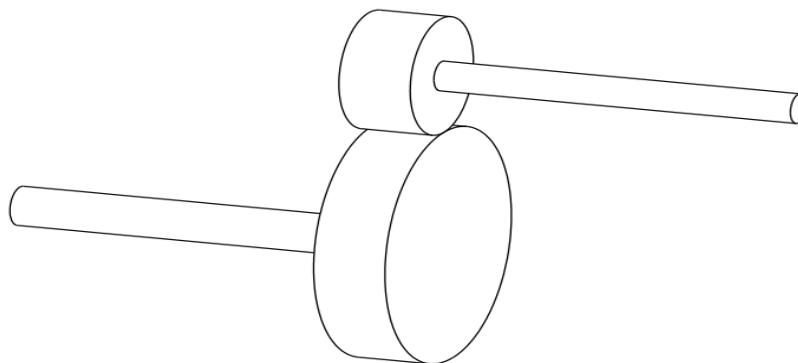


Abbildung 3.5: Beispiel-Modell von Zahnradgetriebe

3.4.1 Neues Modell erzeugen

- Durch Auswahl von Start → All Programs → SIMPACK 8902 → SIMPACK wird das Fenster (SIMPACK Main) geöffnet.
- Neuen Modellordner erzeugen (Name: Zahnradgetriebe)
- Darin neues Modell erstellen (Name: Zahnradgetriebe_moment)
- Modell (Zahnradgetriebe_moment) öffnen.
- OK

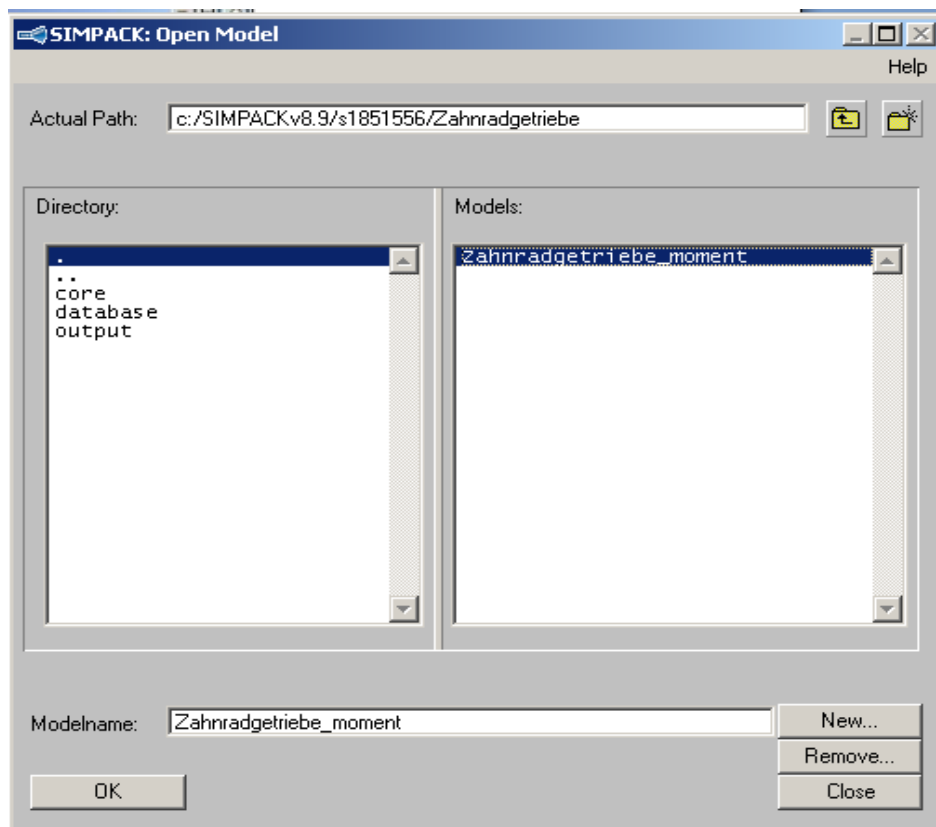


Abbildung 3.6: SIMPACK Open Model

3.4.2 Modelldaten im Pre - Prozessor eingeben

Die Form und die Position des Körpers haben keinen Einfluss auf die Berechnung, sondern dienen nur der sinnvollen Darstellung

Nachdem ein neues Modell angelegt wurde erzeugt SimPACK gleichzeitig folgende Elemente:

- Inertialsystem (`\$B_Isys` und `\$M_Isys`)
- Einen Körper `\$B_Body1` mit einem Marker `\$M_Body1`, jeweils platziert auf dem körperfesten Referenzsystem
- Eine 3-D Geometrie für das Inertialsystem (`\$P_Body1`) und für den Körper (`\$P_Body1_Cuboid`)

3.4.3 Modellierung des Zahnradgetriebes

a) Modellierung des kleinen Zahnrads 1 (Ritzel) mit Welle

- Körper(Bodies) aufrufen
- Neues Körper erzeugen(Name :\$B_Input_Gear) →Modify
- Masse (1kg) eingeben
- Maske 3D Geometrie aufrufen
- Neues Primitve definieren (Name: \$P_Input_Gear) →Modify
- Unter Type, kann die Körperform des Modells angegeben und definiert werden

Type → 25: GaerWheel

- Parameters eingeben:

```
0/1/2 Rack/Internal/External = 2.000000
Initial Gear Angle [deg] = 80.00000

Normal Module [m] = 0.0133000
Normal Pressure Angle [deg] = 20.00000
Shift Factor [-] = 0.300000
Helix Angle [deg] = 0.0
Bevel Angle [deg] = 0.0

Add/Ded Typ 0/1/2 cof/hig/dia = 0.0
Addendum Coefficient [-] = 1.000000
Dedendum Coefficient [-] = 1.050000

0/1/2/3 Fac/Norm/Trans/Circum = 0.0
Normal Backlash Factor [-] = 0.0400000

Number of Teeth = 15.00000
Face Width [m] = 0.100000
Bore Diameter [m] = 0.0

Number of Visible Teeth = 15.00000

Tip Discretisation = 0.0
Flank Discretisation = 15.00000
Root Discretisation = 1.000000
Face Discretisation = 1.000000
Bore Discretisation per tooth = 1.000000
```

- Maske verlassen

- Neues Primitive definieren (Name: \$P_Input_cylinder) → Modify

- Type → cylinder

- Parameters eingeben:

```
Diameter [m] = 0.0500000
Length [m] = 0.600000
Number of Planes = 8
=0: flat; =1:smooth = 0

cap: 0=both,1=bot,2=top,3=no = 0
Number of highlighted planes = 0
Highlighted Plane colour = 0
```

- Maske verlassen

- Marker Definition

- Neues Marker erzeugen

Name of Marker	\$M_Input_Gear	\$M_Input_Torque
BuiltInPosition[m] (Rx,Ry,Rz)	(0,-0.3,0)	(0,0.3,0)
Orientation Type	E-Matrix	E-Matrix

Tabelle 2. 5: Marker in \$B_Input_Gear

- Maske verlassen

b) Modlieren Zahnrad 2 mit Welle

Modlieren Zahnrad 2 mit Welle wird wie bei Modellierung kleines Zahnrad 1 (Ritzel) mit welle gleiche Schritte erfolgt.

- Marker Definition
- Neues Marker erzeugen

Name of Marker	\$M_Output_Gear	\$M_Output_Damping ,
BuiltInPosition[m] (Rx,Ry,Rz)	(0,0.3,0)	(0,-0.3,0)
Orientation Type	E-Matrix	E-Matrix

Tabelle 2.6: Marker in Output_Gear

- Maske verlassen

c) Modlieren das Gehäuse

- Körper(Bodies) aufrufen
- Neues Körper erzeugen(Name :\$B_Housing) →Modify
- Masse (1kg) eingeben
- Maske 3D Geometrie aufrufen
- Neues Primitiv definieren (Name: \$P_Housing) →Modify
- Type →01: Cuboid
- Parameters eingeben:

Length in x [m] = 0.500000
Length in y [m] = 0.500000
Length in z [m] = 0.750000

- Marker Definition
- Neues Marker erzeugen

Name of Marker	\$M Input Housing	\$M Output Housing
BuiltInPosition[m] (Rx,Ry,Rz)	(0,0,0.1)	(0,0,-0.2)
Orientation Type	E-Matrix	E-Matrix

Tabelle 2.7: Marker in \$B_Housing

3.4. 4 Definition des Gelenkes und der Einschränkung

- Gelenke-Joint aufrufen
- neue Gelenke definieren (Name: \$J_Housing)
- Form Marker i:\$M_Isys
- To Marker j ; \$M_Housing
- Jiont Type : 00.0 Degree of Freedom → OK
- neue Gelenke definieren (Name: \$J_Input)
- Form Marker i:\$M_Housing_Input
- To Marker j ; \$M_Input_Gear
- Jiont Type : 02.0 Revolute Jointt be → OK
- neue Gelenke definieren (Name: \$J_Output)
- Form Marker i:\$M_Housing_Output
- To Marker j ; \$M_Output_Gear
- Jiont Type : 02.0 Revolute Jointt be → OK

-Definition die Einschränkung

- Constraints aufrufen
- neue Constraints definieren (Name:\$L_constraints_1)
- Form Marker i:\$M_Input
- To Marker j ; \$M_Output
- Constraints Type: 14:Gearbox Toque → OK

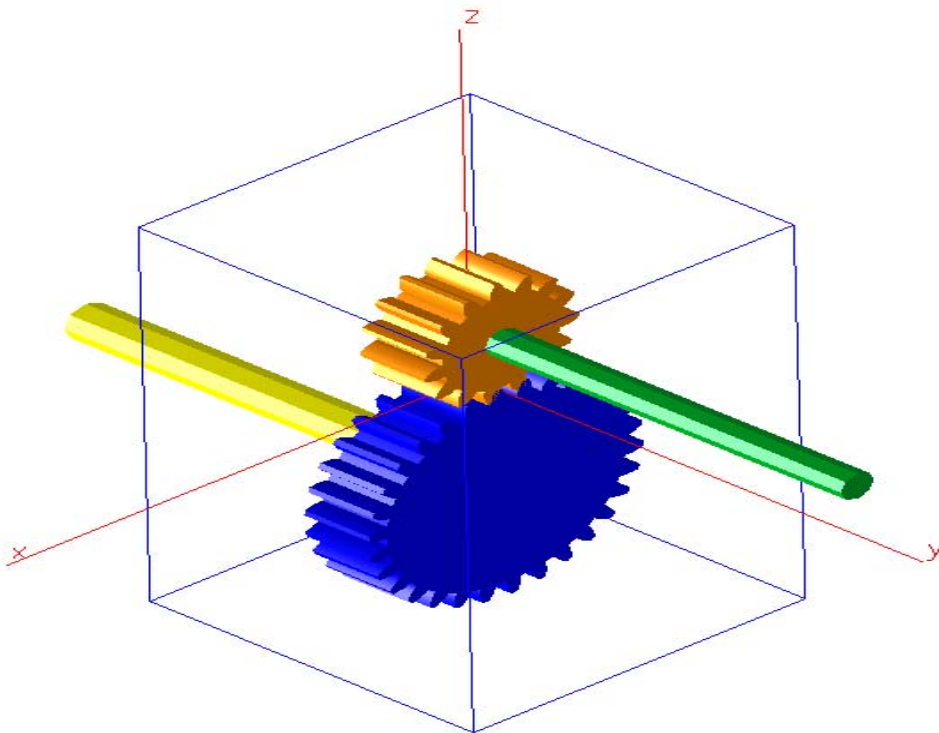


Abbildung 3.7: SIMPACK Modell Zahnradgetriebe

3.5 Definition von Kraft Elementen

- Kraftelemente aufrufen

a) Neues Kraftelement erzeugen (Name :\$F_Input_Torque) → Modify

- From Marker i: \$M_Isys (Marker des Inertialsystems) festlegen
- To Marker j: \$M_Input_Torque (Marker des Körpers) festlegen
- Force Type → 93: Force/Torque by u(t) cmp
- Parameters eingeben:

```
nr_u for f_x = none
nr_u for f_y = none
nr_u for f_z = none
nr_u for l_x = none
nr_u for l_y = u_simpack( 1 ) = u(t) : $T_Input_Torque
nr_u for l_z = none
```

- Maske verlassen
- Define Time Excitation Generator aufrufen
- Type auswählen → Const Second Derivative
- Parameters eingeben:

```
Number of Position-Switches = 2.0
s_Begin(1) = 1.0
s_End( 1) = 8000.0
t_Begin(1) [s] = 0.0
t_End( 1) [s] = 5.0
s_End( 2) = 0.0
t_Begin(2) [s] = 6.0
t_End( 2) [s] = 10.0
- - - - -
```

- Test Plot Excitation auswählen :

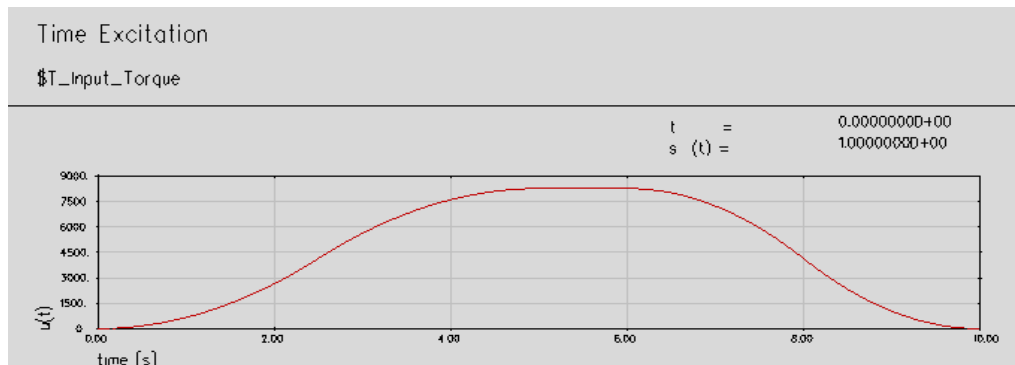


Abbildung 3.8: Plot Excitation

- Maske verlassen

b) Neues Krafterelement erzeugen (Name :\$F_Output_Torque) → Modify

- From Marker i: \$M_Isys (Marker des Inertialsystems) festlegen
- To Marker j: \$M_Output_Torque (Marker des Körpers) festlegen
- Force Type → 43: Bushing Cmp

- Parameters eingeben:

```
Rotat. Damping d_al [Nms/rad] = 0.0  
Rotat. Damping d_be [Nms/rad] = 8000.0  
Rotat. Damping d_ga [Nms/rad] = 0.0
```

- Maske verlassen

3.6 Berechnung

- Time Integration(offline) aufrufen
- im Fenster (SIMPACK Echo Area:TimeInt & Measurements) wird die Berechnung durchgeführt → Enter klicken
- Durch Klicken auf das Symbol (camera) im Fenster "SIMPACK Model Setup", kann die berechneten Ergebnisdaten visualisiert werden.

3 Simulation einer Getriebestufe mit SIMPACK

- im Fenster „SIMPACK Main“ die Anwendung „SIMPACK Post Processor“ aufrufen.:

PostProcess → PostProcessor

- Im Fenster „SIMPACK Post Processor“ → File → Open
- Ordner (Zahnradgetriebe) wählen → Output Ordner anklicken
- Datei (Zahnradgetriebe_Moment.sbr) wählen
- Im Fenster „SIMPACK Post Processor“ werden auf der rechten Seite unter „Result Tree“ die gewünschte Ergebnisse dargestellt.

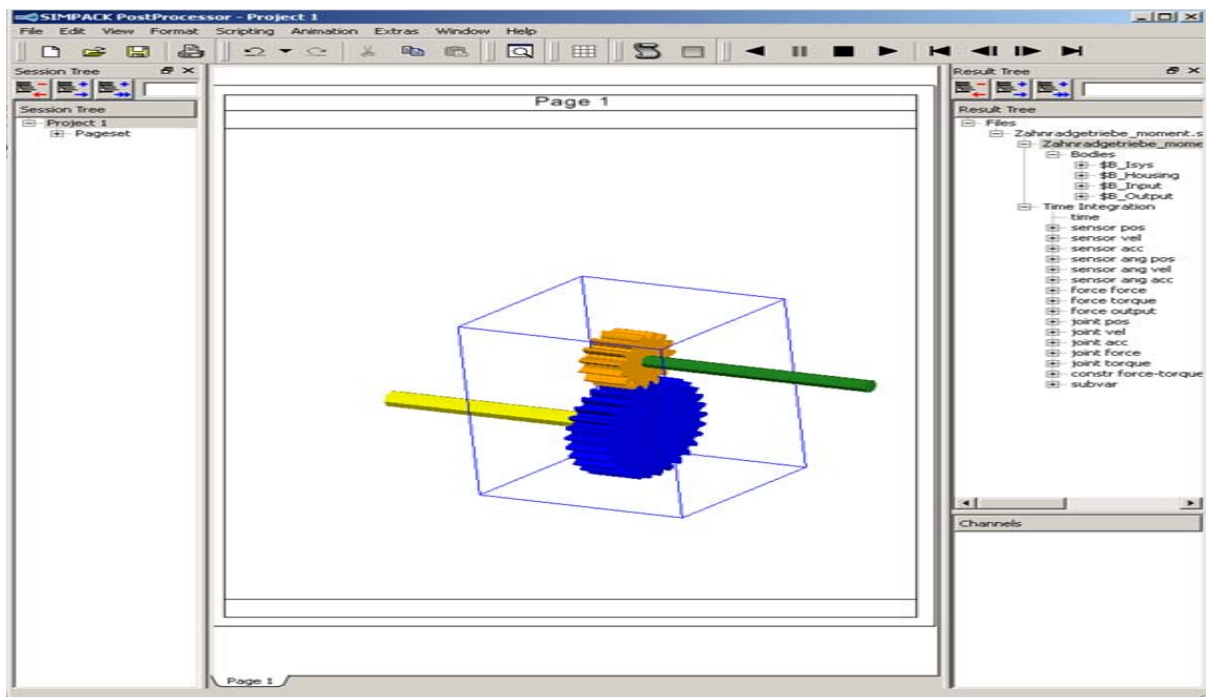


Abbildung 3.9: Modell Zahnradgetriebe in SIMPACK PostProcessor

- Auf der rechten Seite des Fensters „PostProcessor“ im Bereich „Result Tree“ wählt man die gewünschten Diagramme, die dargestellt werden müssen
- Im Folgenden Schritt werden (force torque) und (Joint vel) mit Excitation_Input_Torque[0-8000 Nm] gewählt und in eine neue Seite von PostProcessor dargestellt.

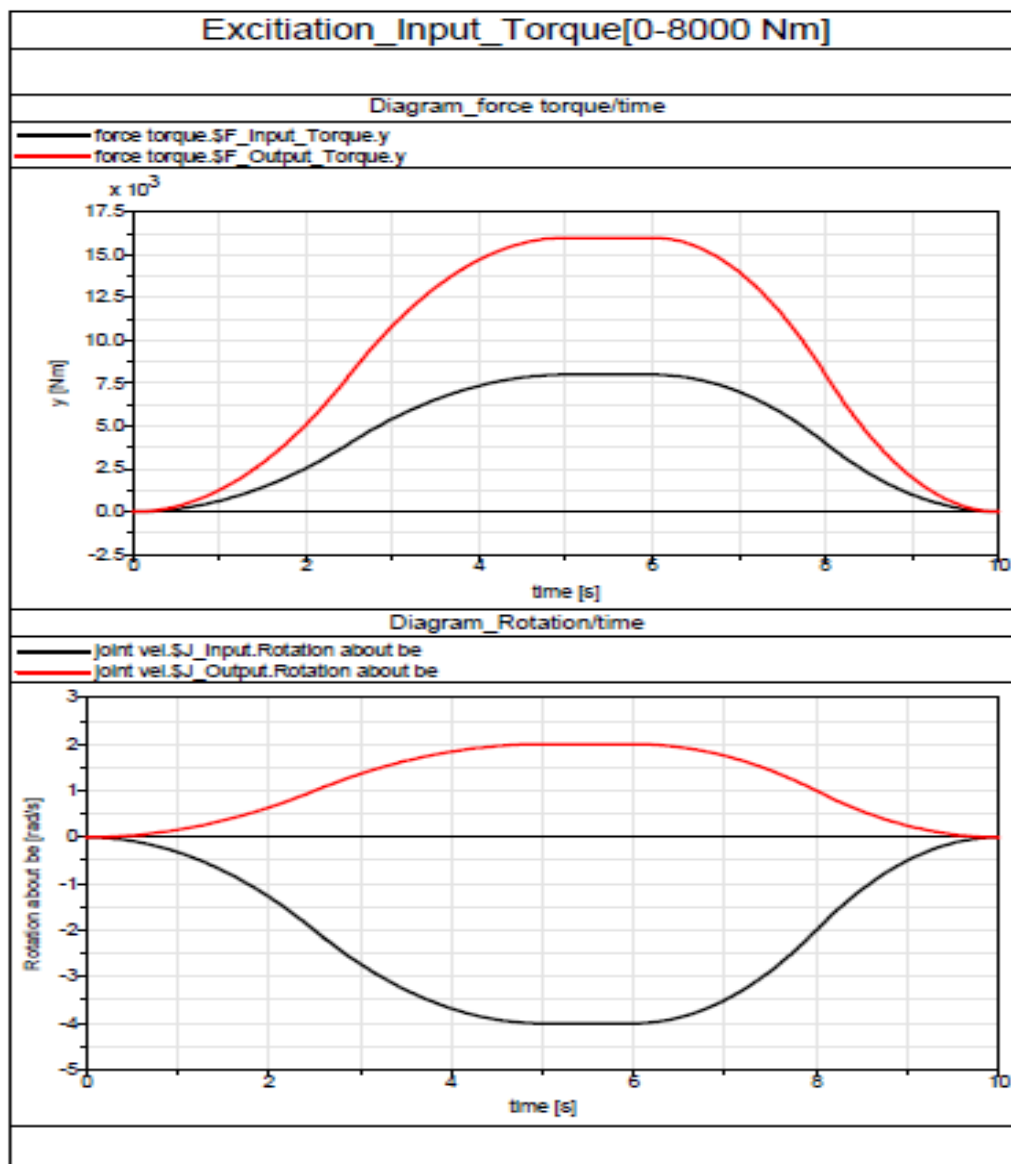


Abbildung 4.10 Diagrams force torque/time und Rotation/time

Die Abb.3.10 zeigt, dass „Output_Torque“ zweimal größer als „Input_Torque“ ist und Output „Rotation“ kleiner (die Hälfte) als Input Rotation

- Bei weiteren Prüfungen wird das Modell „Excitation_Input_Torque“ [0-24000 Nm] eingegeben und die Ergebnisse in PostProcessor dargestellt

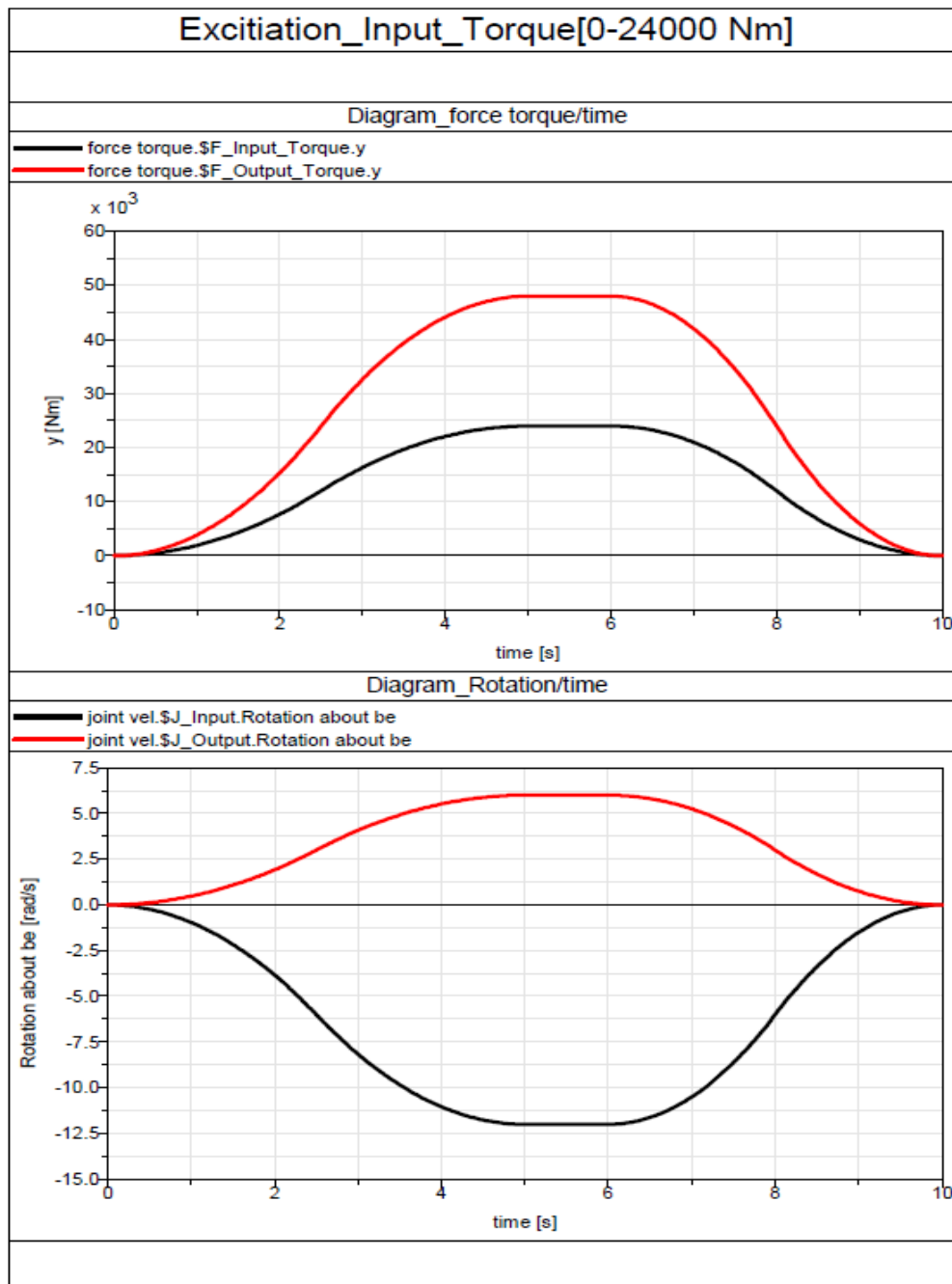


Abbildung 5.11: Diagrams force torque/time und Rotation/time

In Abb.3.11 Zeigt dasVerältniss zwischen Output_Torque durch Input_Torque ist bleibt Zweimal.Obwohl die eingegebne Input_Torque gestiegen ist.und das verhältnis

zwischen Output_ Rotation durch Input Rotation ist beleibt die Hälfte.

3.7 Model Analysis

- Um die Berechnung der Eigenfrequenz durchzuführen, muss das Modell im Gleichgewicht sein.

Mit der Auswahl „Static Equilibrium“ im Fenster „SIMPACK: Main Windows“ wird folgendes Fenster geöffnet.

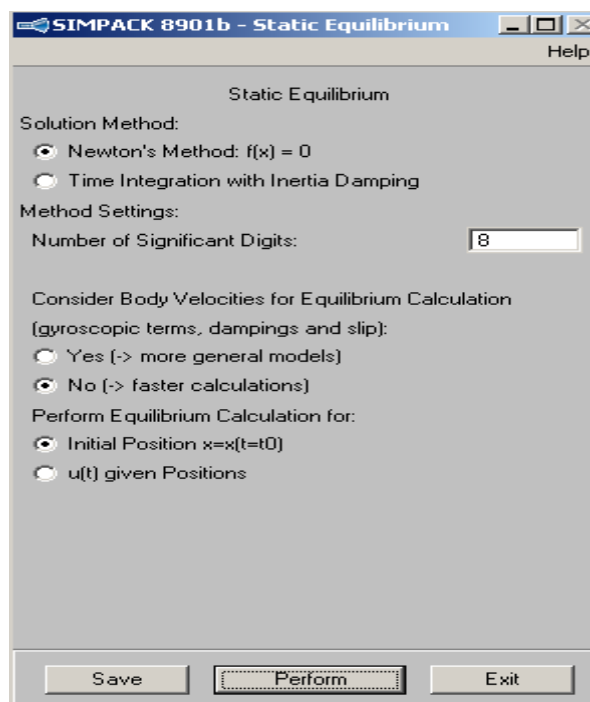


Abbildung 3.12: Eingabemaske Gleichgewicht

Alle Werte sind Standard. Bei Klick auf „Perform → Save → Exit“ sind

alle erforderlichen Daten der Eigenfrequenz vorhanden.

- Durch die Auswahl „Eigenvalues“ im Fenster „SIMPACK:Main Window“ wird bei Klick auf „Reform“ eine Eigenfrequenzberechnung durchgeführt und das folgende Fenster erscheint.

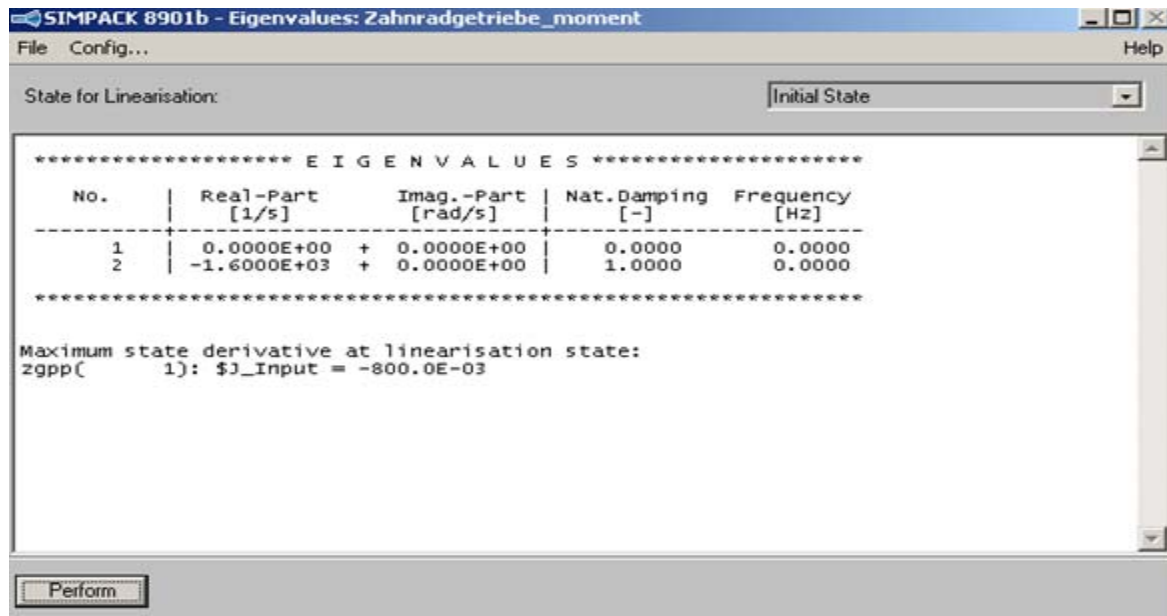


Abbildung 6.13: Eigenfrequenzberechnung

Die Abb.3.13 zeigt einen Starrkörper mit Frequenzen, die gleich Null sind. Das ist der Grund dafür, dass das Modell ein Starrkörper ist.

Um die Eigenwerte zu visualisieren, sind folgende Befehle im Fenster „SIMPACK:

Main Window“ durchzuführen:

Animation → Mode → Shapes → Mode → Arrows → Play gewählt.

Die folgende Abbildung erscheint daraufhin.

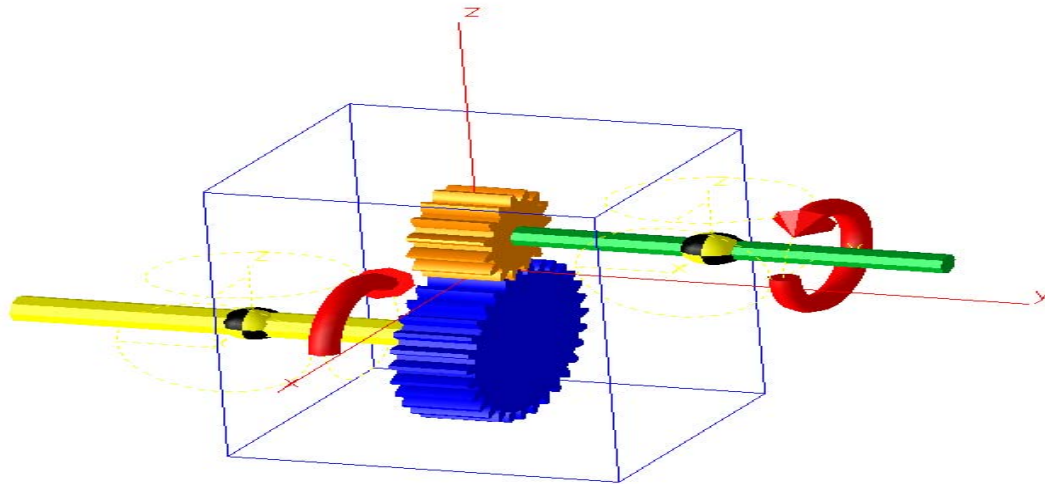


Abbildung 7.14: Visualisierung Eigenfrequenzberechnung

- Zur weiteren Prüfung des Modell werden elastische Körper mit Steifigkeit gerechnet.

Bei Kraftelemente aufrufen und neuen Name eingeben (\$F_Steifigkeit)

Force Type wird 19: Gearbox Torque → Toque Cmp gewählt und folgende Daten werden eingegeben

```
Spring-Damper Element Location = Input Shaft
Input Shaft Joint              = $J_Input
Output Shaft Joint             = $J_Output
Gear Ratio omega_in/omega_out  = -2.0

Nominal Input Shaft Angle [rad] = 0.0
Nominal Output Shaft Angle [rad] = 0.0

Nominal Torque T_in [Nm]       = 0.0
Stiffness c_in [Nm/rad]       = 40000000.0
Damping d_in [Nms/rad]        = 200.0
ArrFunc T_c_in(dalpha_in)     = none
ArrFunc T_d_in(domega_in)     = none
```

Bei Eigenwerte Berechnung durchzuführen, wird folgende Werte im folgenden Fenster erscheint.

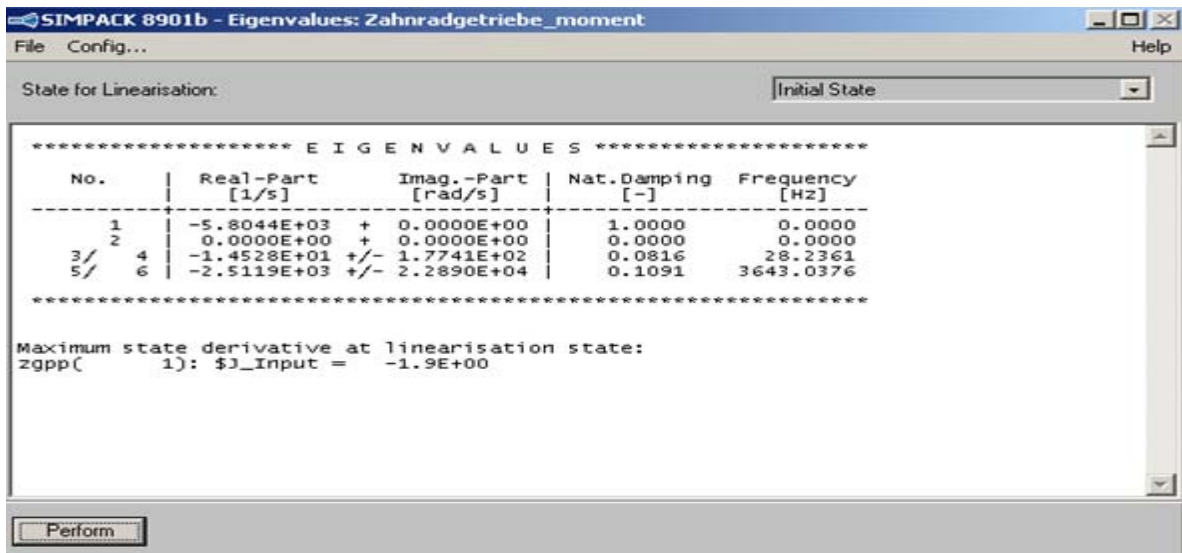


Abbildung 3.15: Eigenfrequenzberechnung

In der Abb. werden die Eigenfrequenzwerte elastische Körper erscheint.

In der folgenden Abbildung wird die Eigenfrequenzberechnung des elastischen Körpers visualisiert.

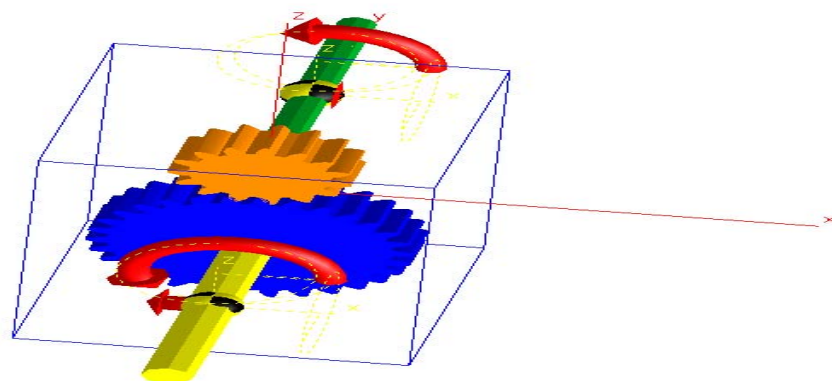


Abbildung 3.16: Visualisierung Eigenfrequenzberechnung

4 Eigenschaften der Getriebe in Windkraftanlage

Die Windindustrie, insbesondere hat einen unstillbaren Nachfrage als Folge gesehen, und der Bedarf an zuverlässigen und erschwinglichen Windkraftanlagen ist jetzt umso deutlicher. Leider haben immer wieder Antrieb Ausfälle der Branche aus und verhindert haben, die Turbinen von der Erreichung ihrer beabsichtigten 20-jährigen Lebensdauer Die Komponente die größte Verantwortung für Ausfallzeiten ist das Getrieb. Gearbox Ersatz und Schmierung für 38% der Teile Kosten für die gesamte Turbine-System . Diese Situation erfordert für die Umsetzung neuer und fortschrittlicher Simulationstechniken, um in das Getriebe-Design-Prozess integriert werden, so dass diese Komponente den vorgesehenen Lebensdauer gerecht werden

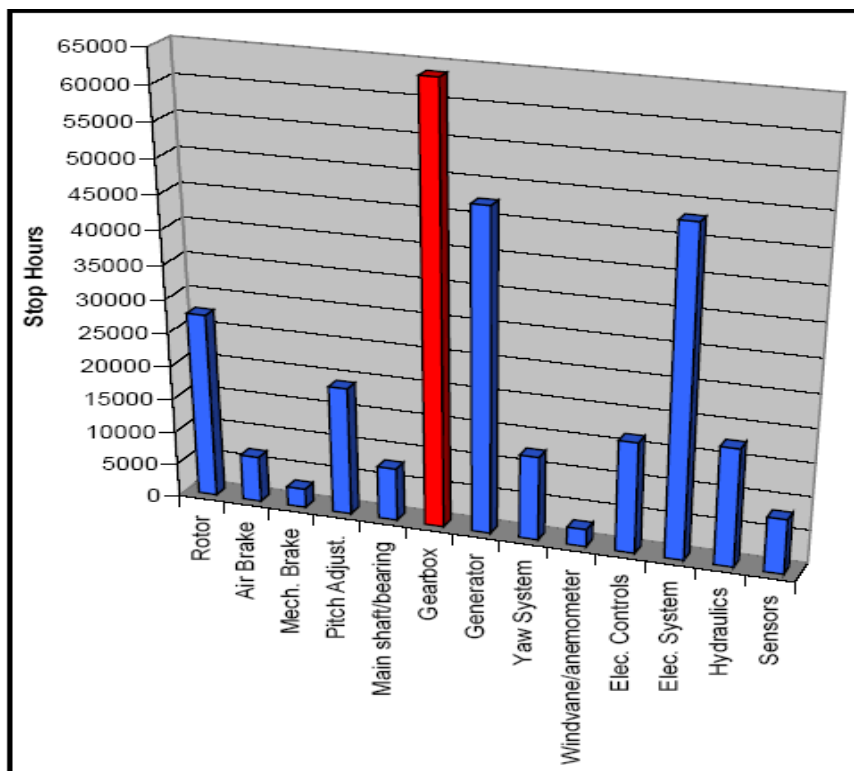


Abbildung 4.1: Ausfallzeit Stunden 2003 bis 2007 für Windkraftanlagen in ein Betrieb in Deutschland

Der Antriebsstrang hat die wichtige Aufgabe der Umwandlung der Rotationsenergie des Rotors in elektrischen Strom. Der Antriebsstrang besteht aus mehreren Elementen, von denen jede eine bestimmte Aufgabe trägt zusammen.

Abgesehen von den direkten Antrieb, haben alle Antriebe ein Getriebe. Das Getriebe ist verantwortlich für die Erhöhung der Winkelgeschwindigkeit aus dem Rotor auf den Generator übertragen, um die Geschwindigkeit durch den Generator erforderlich befriedigen. Es ist die Komponente der größten mechanischen Komplexität in der Antriebs- und, wie ist für die meisten Windkraftanlagen Ausfallzeiten und erhöhte Kosten.

Mehrere Hypothesen wurden angeboten, um den frühen Ausfall von Getrieben erklären. Unter diesen ist die Möglichkeit, dass eine Reihe von Lastfällen nicht in den Lasten-Dokument für die Gestaltung der unabhängigen Komponenten des Antriebsstrangs verwendet berücksichtigt. Es gibt auch die Möglichkeit, dass nicht Torsionsbelastungen Lasten und dynamische Effekte zwischen den Komponenten des Antriebsstrangs übertragen werden.

Ein weiteres wichtiges Merkmal der Getriebebeschaden ist, dass es in Turbinen von mehreren Größen mit der gleichen oder ähnlichen Konfigurationen auftritt. Es wird angenommen, dass die Probleme in den vorherigen Turbinen-Modelle (von 500 kW bis 1000 kW) halten sich hartnäckig, und damit sie noch in der heutigen größeren Anlagen auftreten. Dies ist sehr wichtig, denn wenn das Problem in kleinere Turbinen gelöst wurde dann die Lösung für größere Anlagen extrapoliert werden konnte. Diese Situation hat den Vorteil, dass die Arbeit mit kleineren Anlagen reduziert sowohl die Kosten für die Nutzung und die Verfügbarkeit der Testpersonen derzeit in Betrieb in das Feld ein.

Die Mehrkörpersystem Simulation Ansatz wurde gewählt, um die Modelle aufgrund ihrer Fähigkeit, den Antriebsstrang in eine detailliertere Weise darstellen zu generieren. Dieser Grad an Detail zeigt wichtige Informationen des internen Bedingungen, die sich aus der dynamischen Wechselwirkungen. Dieser Ansatz stellt die einzelnen Komponenten des Antriebsstrangs wie ein starrer Körper, und definiert seine Wechselwirkung mit den anderen Komponenten. Die Darstellung der einzelnen Komponenten wie ein starrer Körper reduziert die Anzahl der Freiheitsgrade (DOF), die die Simulation ermöglicht, schnell und rechnerisch Licht.

4.1 Windturbine Konfigurationen

Zwei primäre strukturelle Klassifikationen von Windkraftanlagen häufig verwendet werden:

- die vertikale Achse Windkraftanlage .

Der Vorteil der vertikalen Achse Windkraftanlage, dass sie rundrichtung, sie haben die Fähigkeit, Wind aus allen Richtungen zu akzeptieren. Dadurch entfällt das Problem der Ausrichtung des Rotors in Bezug auf den Wind. Vertikale Achse Windkraftanlage haben Antriebe, die nicht die erwartete Lebensdauer.

- die horizontale Achse Windkraftanlage

Unabhängig von den Vorteilen der vertikalen Achse Konfiguration haben horizontale Achse Windkraftanlage erweist sich als effizienter. Nicht überraschend die horizontale Achse Design ist derzeit das beliebteste Design in der Industrie

Folgende Abbildungen Zeigen die vertikale Achse Windkraftanlage und die horizontale Achse Windkraftanlage.



Abbildung 4.2: die horizontale Achse Windkraftanlage

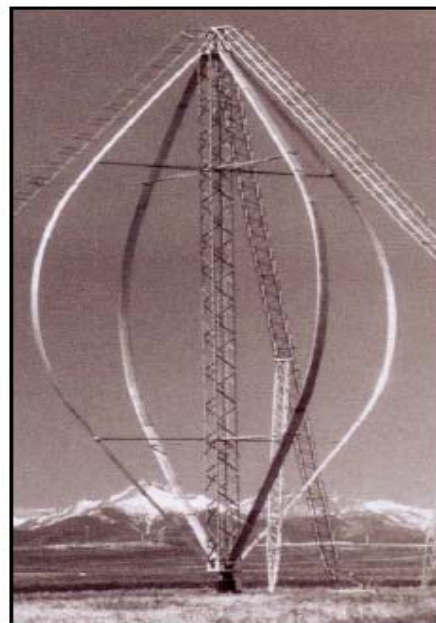


Abbildung 4.3: die vertikale Achse Windkraftanlage

Wie bereits erwähnt, ist der Antrieb der Komponente der Windenergieanlage, dass die mechanische Energie des Rotors in elektrische Energie erzeugt verwandelt. Es gibt viele mögliche Konfigurationen für den Antriebsstrang in Abhängigkeit von der Designer-Kriterien Modular Antrieb Rotor

Derzeit folgen die meisten Betriebssysteme Turbinen der modulare Aufbau. Alle einzelnen Komponenten des Antriebsstrangs sind auf der Grundplatte montiert

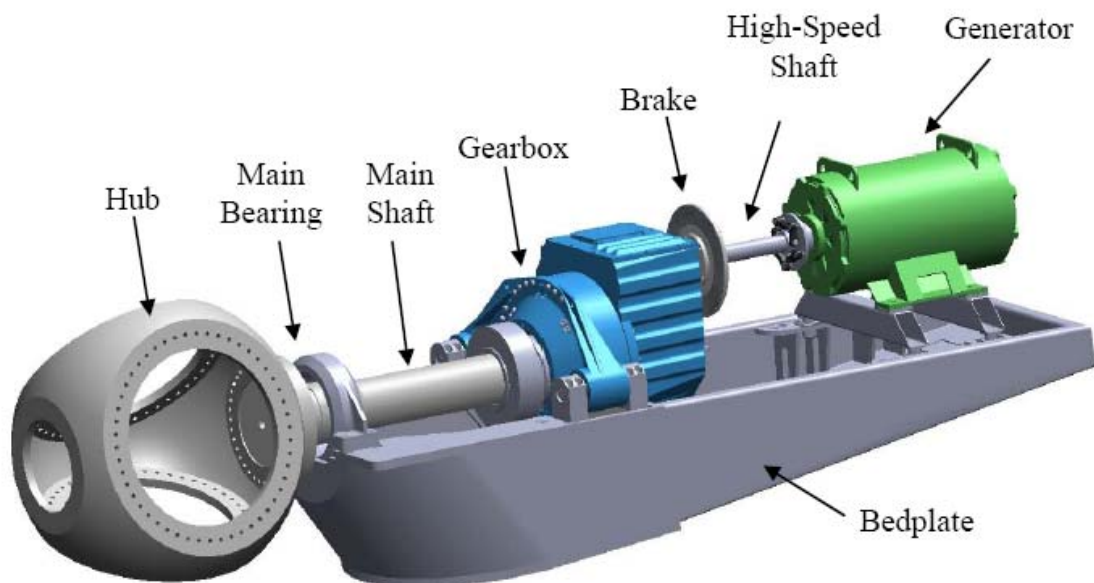


Abbildung 4.4: Die typische Konfiguration für ein modulares Antriebsstrang

4.2 Modular Antriebskomponenten

Die folgenden Abschnitte beschreiben die verschiedenen Komponenten des modularen Antriebsstrangs und erklären Sie kurz die Herausforderungen, die die Modellierung der einzelnen Komponenten zu charakterisieren.

4.2.1 Die niedrige Geschwindigkeit Welle

Die Low-Speed-Welle überträgt Lasten vom Rotor auf das Getriebe. Seine Konfiguration ist auch dazu bestimmt, die übertragen nicht Torsionsbelastung auf dem Getriebe zu minimieren.

Die Low-Speed-Welle trägt das Gewicht des Rotors und überträgt alle Reaktionskräfte mit dem Hauptrahmen durch das Hauptlager. Diese Reaktion Kräfte aller nicht Torsionsbelastung wie Axialschub aus dem Wind, sowie Störungen von Turbulenzen, die durch ungleichmäßige Verteilung Wind oder Windscherung verursacht zusammen.

4.2.2 Kupplungen

Die Kupplungen sind mechanische Geräte verwendet werden, um Wellen miteinander zu verbinden, und sie sind der Lage, eine Torsionsbelastung von einer Welle zur anderen. Die beiden wichtigsten Arten von Kupplungen sind starre Kupplung oder flexible Kupplung.

4.2.3 Getriebegehäuse

Das Getriebe ist ein mechanisches Gerät, das die Übertragung Drehmomentlasten von einem primären Beweger zu einem Dreh-Ausgang.

Im Fall von Windenergieanlagen das Getriebe verbindet den niedrige-Geschwindigkeit-Welle und der Generator, daher seine Übersetzung in der Regel wird durch die Anforderung des Generators und die Winkelgeschwindigkeit des Rotors bestimmt.

Im Fall der elektrischen Stromerzeugung mit einem Asynchrongenerator, der Ausgang des Getriebes (das ist mit dem Generator verbunden) arbeitet in der Regel in den Bereichen von 50 Hz bis 60 Hz oder 1.500 Umdrehungen pro Minute zu 1.800 Umdrehungen pro Minute. Dies hängt von der Frequenz des Netzes, auf die der Generator verbunden ist, und von der Anzahl der Pole des Generators [5]. In vielen der heutigen modernen Maschinen wird der Generator in der Lage, einen größeren Drehzahlbereich zu betreiben. Unabhängig von diesem Vorteil einer Geschwindigkeit erhöhen noch erforderlich ist, obwohl es vielleicht nicht so bedeutend wie die für die Asynchron-Generator benötigt

Es gibt zwei Haupttypen von Getrieben: Parallel-Welle-Getriebe und Planetengetriebe

4.2.4 Parallel-Welle-Getriebe

Parallel-Welle-Getriebe sind eine Sammlung von einfachen Getriebestufen. Jede Getriebestufe besteht aus zwei Wellen, ein Getriebe und ein Ritzel zusammen. Für ein Getriebe, das entworfen, um die Winkelgeschwindigkeit zu erhöhen wird, ist das Getriebe auf die Antriebswelle und das Ritzel auf der Antriebswelle. Es gibt eine praktische Begrenzung der maximalen Übersetzungsverhältnis pro Stufe, in der Regel aufgrund der Größe Zwänge und auch von möglichen Schnittstelle zwischen einer sehr kleinen Ritzel und einen sehr großen Getriebe, das ist der Grund für die Verwendung mehrerer Stufen parallel Getriebe

4.2.5 Planetengetriebe

Die Planeten-oder Planetengetriebe bietet mehrere Vorteile im Vergleich zu den parallel-Welle-Konfiguration, einschließlich eines höheren Übersetzungsverhältnis in einem kleineren Paket Diese kompakte Anordnung hat den Vorteil der Reduzierung der Gesamtmasse des Getriebes,

Ein weiterer Vorteil ist ihre geometrische Konfiguration. Die Ein-und Ausgang haben eine konzentrische Achse und der gleichen Drehrichtung, daher ist es sehr einfach, mehrstufige Planetengetriebe-Boxen, die eine schlanke und kompakte Bauweise beizubehalten bauen.

Die Planeten-Box ist komplizierter als die parallel Welle, weil es aus drei beweglichen Teilen pro Stufe besteht. Zu diesen Komponenten gehören das Planetenrad, dem Planetenträger und das Sonnenrad. Das Hohl rad ist auch Teil des planetaren Feld jedoch ist es mit dem Getriebegehäuse fest.

Die Planeten sind auf dem Planetenträger von Wellen mit Lagern gelagert, daher die Planeten frei drehen können in Bezug auf den Planetenträger. Der Eingang ist mit dem Planetenträger, die Torsionsbelastung unter den Planeten verteilt, so dass der Ring-Sun Interaktion abgeschlossen werden können zur Verfügung gestellt.

Modelle, die die Planetengetriebe zeigen typischerweise an Komplexität zunehmen im Hinblick auf die parallel Welle Konfiguration, dies ist durch das Zusammenwirken der verschiedenen beweglichen Teile und Bezugsrahmen. Ein einfaches Beispiel ist das Verhalten des Planeten Interaktion mit dem Planetenträger; in einem einfachen Modell der Planeten wird angenommen, dass nur ein Freiheitsgrad (Rotation) haben. Diese Beziehung zeigt den Planeten Verhalten in Bezug auf den Planetenträger. Gleichzeitig sind die Planeten mit zwei weiteren Komponenten das Hohlrads (das ist

die Inertialsystem fest) und die Sonne (das ist der Referenzrahmen beschränkt, sondern erlaubt sich zu drehen) interagieren. Diese Einstellung führt zu schwierigen Interpretation der Daten, weil der Beitrag aller wirkenden Komponenten zu berücksichtigen zu können, um das Verhalten zu verstehen. Einfache Torsions-Modelle präsentieren ihre eigenen Schwierigkeiten, weil die Planetenstufe muss vereinfacht werden, und bestimmte Beziehungen zwischen den Komponenten zu schaffen, um die gewünschte Reaktion zu simulieren.

die Drehrichtung der Ein- und Ausgang eines einzelnen Planetenstufe sind gleiche. Dies ist deutlich in folgende Abbildung zu sehen.

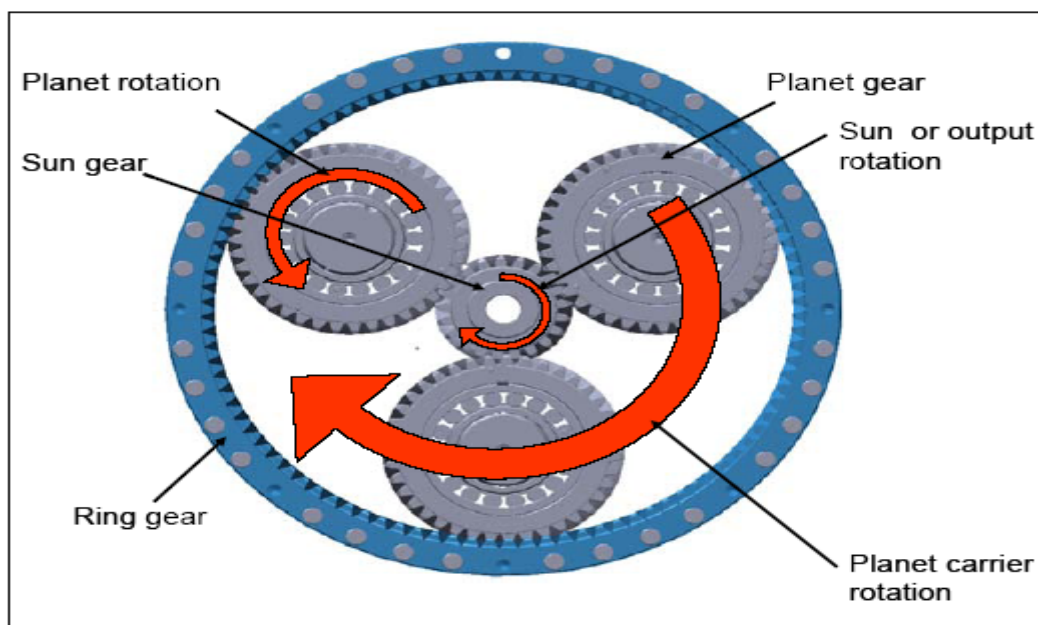


Abbildung 4.5: Planetenstufe Komponenten Drehrichtung

Für die Konfiguration unten, ist das Übersetzungsverhältnis durch den folgenden Ausdruck gegeben.

$$\frac{nHss}{nLss} = 1 + \frac{DRing}{DSun}$$

$nHss$ wird die Drehzahl der Schnelle-Geschwindigkeit-Welle ausgegeben. $nLss$ die Drehzahl der langsam-langsame- Welle oder eingegeben wird, $DRing$ wird der Teilkreisdurchmesser der Ring oder der Anzahl der Zähne, und $DSun$ ist der Teilkreisdurchmesser die Sonne oder die Zahl der Zähne.

Beachtet wird, dass in dem Ausdruck verwendet werden, um das Übersetzungsverhältnis zu berechnen.

4.2.6 Bremsen

Bremsen sind mechanische Geräte entwickelt zu verlangsamen oder stoppen einer Maschine. Bremsen auch sollen verhindern, dass ein Gerät aus beweglichen, nachdem es beendet wurde. In Windkraftanlagen gibt es in der Regel zwei unverwechselbaren Bremse Klassifikationen-aerodynamische Bremse und mechanische Bremsen. Die häufigste mechanische Bremse in Windenergieanlagen eingesetzt wird die Scheibenbremse.

4.2.7 Generator

Generatoren sind Geräte, die mechanische Energie in elektrische Energie umzuwandeln. Die elektrische Energie wird durch die Übergabe eines Leiters durch ein homogenes Magnetfeld im rechten Winkel zu den elektrischen Feldlinien erzeugt. Die erzeugte Spannung ist eine Funktion der Geschwindigkeit, der Leitungslänge und der magnetischen Flussdichte. Das Magnetfeld, das durch die Generatoren verwendet wird, durch den Einsatz von Elektromagneten oder Permanentmagneten erhalten.

Die Asynchron-Generator ist die häufigste Generator in der Windindustrie eingesetzt. Diese weitgehend, weil es eine einfache Konfiguration und einen niedrigen Preis hat. Sein größter Nachteil ist, dass es nicht verwenden Permanentmagneten, also muss es an das Stromnetz angeschlossen werden, damit in der Lage Power erzeugen.

4.3 Zahnräder in der Windkraftanlage

Zahnräder sind mechanische Komponenten, die die Fähigkeit zur Bewegung von einer Welle auf eine andere übertragen zu haben. Die Übertragung der Bewegung möglicherweise nicht einheitlich sein, und es können Änderungen in Richtung und Drehmoment.

Im Laufe der Jahre haben sich viele Arten von Zahnrädern auf die Bedürfnisse der Branche entwickelt. Diese betreffen im Wesentlichen lässt sich in parallelen Achse und nicht-parallelen Achsen Zahnräder klassifiziert werden. Die parallel-Achsen-Typ lassen sich in interne und externe Stirnrädern klassifiziert werden. Die nicht-parallele Achse kann als Kegel und Hypoid, eingestuft werden, unter anderem. Die wichtigsten Zahnrädern in der Windenergie-Industrie verwendet werden

Stirnräder sind der Typ am häufigsten in der Industrie aufgrund ihrer einfachen Herstellung und reduziert Kosten eine Folge der Ausrichtung der Zähne mit der Drehachse verwendet.

Schrägzahnräder haben Zähne, die in einem Winkel relativ zur Drehachse geschnitten werden. Der Vorteil dieser Änderung ist, dass diese Gänge mehr Zähne in Sofortkontakt haben, sie teilen auch die Belastung arbeiten leiser und kann größere Belastungen standhalten. Der größte Nachteil dieser Änderung ist, dass die Zahnräder einer axialen Belastung durch die normale Belastung des Zahnes zu produzieren.

Schrägzahnräder sehr häufig in Getrieben für Windenergieanlagen eingesetzt. Planetenstufen und parallele Stufen, zum Beispiel sind von Schrägverzahnungen zusammen. Die axialen Kräfte durch die Schrägverzahnung erzeugt werden konnten, die für den vorzeitigen Ausfall von Lagern im ganzen Getriebe, unter anderem Dinge. Dies ist unabhängig davon, ob Lager standhalten axialer Belastung eingesetzt werden.

4.4 Zahnradschäden in Windkraftanlage

Die häufigste Zahnradschäden bei Windkraftanlage sind .

4.4.1 Tipp-Root-Interferenz

kann durch schlechtes Profile-Design oder durch fehlerhafte Achsabstände verursacht werden. Sein Aussehen ist ähnlich der von Abrieb, obwohl es sich nur auf das Gebiet von der Spitze auf das Ritzel Zahn wirkt und die Wurzel des Zahns.

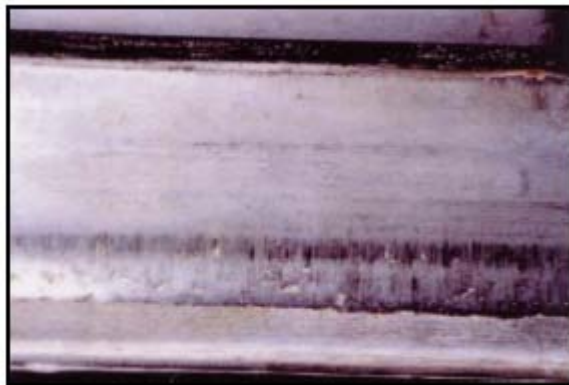


Abbildung 4.6: Zahn Interferenz Schaden

4.4.2 Oberflächenermüdung

Oberflächenermüdung wird durch die Be -und Entladen der Zahnfläche erzeugt. Der Ausfall entsteht unter der Oberfläche des Zahns, wenn die Dauerfestigkeit des Materials überschritten wird.

4.4.3 Plastisches Fließen

Plastisches Fließen tritt aus dem Nachgeben der Ober-und Untere des Zahnes durch High-Kontakt Spannungen verursacht. Generell hergestellte Zahnräder mit weicherem Material sind anfällig für diese Art von Fehler, aber gehärteten Zahnrädern unter schweren Lasten auch zu erliegen.



Abbildung 4.7: Plastisches Fließen

4.4.4 Bruch

Bruch kann durch Müdigkeit, Zahn Biegen, oder Überlastung hergestellt werden. Es führt in der Regel katastrophales Scheitern. Diese Art von Fehler führt zum sofortigen Verlust der Gebrauchsfähigkeit, und tritt in der Regel mit wenig oder keiner Warnung.

Biegen Brüche in der Regel an der Wurzel des Zahnes entstehen; Risse starten und zu verbreiten, bricht die gesamte Zahn oder ein Teil davon. Diese Art der Bruch zeigen Anzeichen von Müdigkeit wie Strand Markierungen oder Reibkorrosion und einen Punkt mit einem schroffen Erscheinung, was den letzten Punkt zu durchbrechen ist.

Gewaltbruch hat typischerweise eine faserig Erscheinung, zeigt im allgemeinen Beweis des Seins auseinander plötzlich und schnell gezogen. Keine Anzeichen von Müdigkeit vorhanden sind.

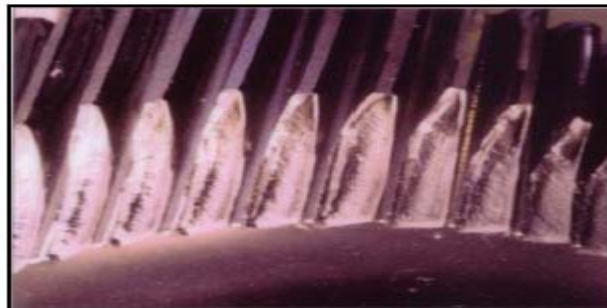


Abbildung 4.8: Zahnradbruch

4.5 Kraft Elemente Beschreibung

●SIMPACK Kraffelement FE: 12, Torsion-Federung

Die Torsionsfeder Kraffelement durch SIMPACK zur Verfügung gestellt nutzt die Zustandsgrößen auf die Feder Reaktion zu simulieren. Seine wichtigste Einschränkung ist, dass es nur mit einem Drehgelenk mit einem einzigen

Freiheitsgrad zu betreiben. Es hat die Fähigkeit der Simulation von linearen und nichtlinearen Reaktionen, sowie die Möglichkeit zu beschreiben

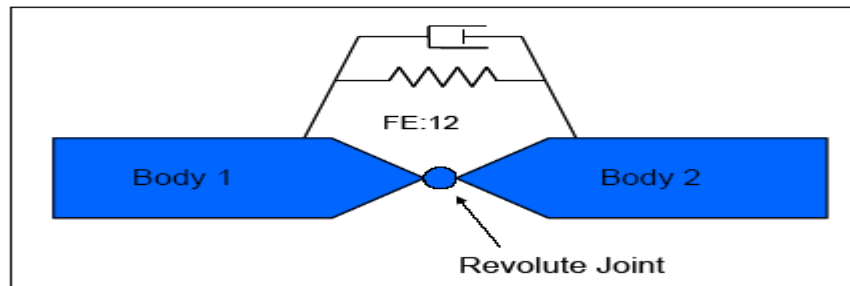


Abbildung 4.9: FE_12 Spring damper

Eingangsparameter der Kraft Element unter anderem die gemeinsame Identifikation, aus denen gemeinsame Zustände für die Berechnungen verwendet werden. Die Feder ist Torsions-Steifigkeit und Dämpfung, die Vorspannung Moment Abstand und Winkel von null Drehmoment kann auch definiert werden. Im Falle der Nichtlinearität kann eine Funktion beschreiben das nichtlineare Verhalten der Steifigkeit und Dämpfung Parameter verwendet werden. Der Ausgang der Kraft kann als die gemeinsame Kraft auf die das Element handeln zu sehen

●SIMPACK Strukturelement FE: 14, Getriebe mit Elastic Transmission

Diese Kraft-Element erlaubt die Darstellung eines Getriebes als elastisches Getriebe. Es ist in der Lage die Berechnung der An-und Abtriebswelle Drehmoment sowie die Geschwindigkeiten. Die wichtigste Einschränkung ist, dass beide An-und Abtriebswelle zu einem gemeinsamen Körper oder Gehäuse verbunden sein muss. Die Kraft-Element erlaubt es dem Benutzer, die Ausrichtung der Antriebswelle und Abtriebswelle willkürlich, sowie wählen, um die Drehrichtung zu ändern, um Getriebe-Interaktion. Das Joint für die Welle Gehäuse Interaktion verwendet werden, müssen nur ein einziges Maß an Freiheit, wie diese Kraft Element verwendet auch die gemeinsame Zustände für die Berechnung der Ausgangswerte.

Die Input-Parameter für das Strukturelement sind: die Ausrichtung der Achse, wo die Ein-und Ausgang Moment angewendet wird, das Etikett der Anschlussfugen, die Getriebeübersetzung und die Steifigkeit und Dämpfung des Systems, sowie eine Vorspannung Moment. Die Ausgänge der Kraft Element sind die Momente aus beiden Schächten und der Unterschied in Drehwinkel.

●SIMPACK Kraft Element FE: 225, Component Force-Element

Die FE: 225 Kraffelement ist in der Lage Modellierung Verzahnungsauslegungen kontaktieren, indem man Kräfte und Momente in der Verzahnung erzeugt

Das Kraffelement Konten für dynamische Veränderungen in den Abstand zwischen den Achsen der Paarung Getriebe. Es fügt die Kraft Beiträge der einzelnen Kontakt Zahn, hält die Anzahl der Zähne in Kontakt, und berechnet die Kräfte und Drehmomente.

Die Steifigkeit ist abhängig von der nichtlineare Beziehung der Kontaktstelle auf der berechneten Flanke, sowie die Face-Breite der Paarung Getriebe. Die Kräfte sind gegen das Eindringen von den Kontaktstellen in den Zahn-Profilen, die auf der Linie der Aktion lag berechnet. Die Kraft-Element auch in der Lage ist die Wiedergabe der Interaktion von Zahnrädern aus verschiedenen Materialien und das Spiel für Richtungsumkehr

Die Kraft-Element verwendet Standard-Zahnrad-physikalischen Parameter aus einem dreidimensionalen Zahnrad primitiv beschrieben. Die Primitiven sind Evolventenverzahnung Geometrie beschränkt, obwohl sie sich für Gerad-oder Schrägverzahnung sowie interne und externe Getriebe-Konto. Einige Parameter, die den primitiven sind normal Modul, Profilverschiebung Faktor, Kopfhöhe, Fußhöhe, spielfreie Faktor, Anzahl der Zähne, Zahnbreite, und Bohrungsdurchmesser. Das Kraffelement erfordert dann Materialeigenschaften des Zahnrads, einschließlich Steifigkeit Modell, Reibung Modell Kopfrücknahme Faktor und Dämpfungskoeffizienten. Die wichtigste Einschränkung der Kraft-Element ist, dass die Achsen der Paarung Getriebe müssen parallel sein.

Der Ausgang des Kraft-Element enthält: Rotationsgeschwindigkeit, Differenz in Winkel, Unterschied in der Geschwindigkeit, Kontaktbereich, wenden Steifigkeit, insgesamt Umfangskraft, Axialkraft Steifigkeit, Dämpfung Kraft, Reibungskraft, Pitch Punkte, Anstellwinkel, dynamische Übertragungsfehler, Eindringgeschwindigkeit und Dämpfun

4.6 Beispiel Simulation eines einstufigen Planetengetriebes.

Es wird eines einstufigen Planetengetriebe mit folgenden Daten modelliert.

Getriebe	Anzahl	Zähnezahl	Modul (m)	Zahnbreite (m)	Verzahnungsart	Anordnung
Hohl rad	1	75	0.0133	0.1	Evolvente,gerade	Fest
Planetenträger	1			0.1	Evolvente,gerade	Antrieb
Planetenräder	3	30	0.0133	0.1	Evolvente,gerade	
Sonnenrad	1	15	0.0133	0.1	Evolvente,gerade	Abtrieb

Tabelle 8: Daten einstufige Planetengetriebe

Ein Drehmoment (Excitation_Input_Torque [0- 8000 Nm]) wird in Planetenträger Als Anregungskraft angetrieben.

Zu Modellierung ein Planetengetriebes wird gleiche Schritte wie bei Modellierung ein Abschnitt bearbeitet.

Bei Modellierung ein Hohl rad wird folgende Parameter eingeben:

```
0/1/2 Rack/Internal/External = 1.000000
```

Andrea Parameter wird gleich bei Modellierung Zahnrad eingegeben.

Nachdem alle Angabe eingegeben wird, ist folgende Abbildung angezeigt.

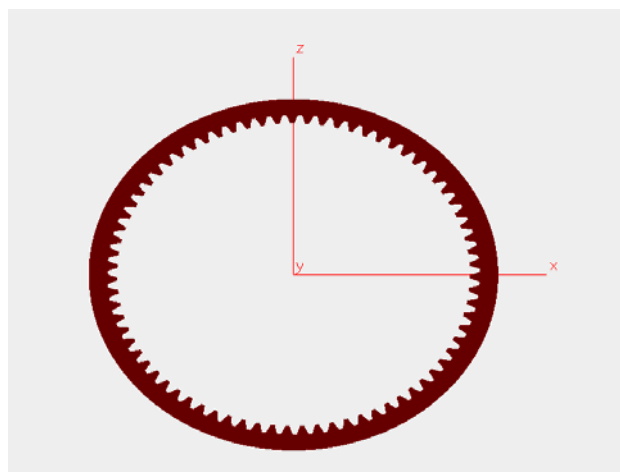


Abbildung 4.:10 Hohlrad Modellierung

Zu pensionieren Planten räder muss das Winkel zwischen 120 Grad sein. Es wird folgende Marke gewählt um Planten Räder zu positionieren

\$M_Planetenrad_1 (0,0,-3)

\$M_Planetenrad_2 (0.26,0,-0,15)

\$M_Planetenrad_3 (-0.26,0,0,15)

Nach dem alle Körper des Planetengetriebe modelliert werden, wird die Freiheitsgrad des Körper eingegeben.

Hohlrade hat Freiheitgrad Null, alle andere Körper haben ein Freiheitgrad (Hier ist Die Drehung um y Axis). Alle Angabe von Freiheitsgrad des Körper wird über Befehl Gelenke-Joint eingegeben.

Ein weiter Angabe ist die Übersetzungsverhältnis zu berechnen und unter die Bedienung eingeben.

Das Übersetzungsverhältnis wird für Planetengetriebe mit folgender Formel berechnet.

$$i = \frac{1}{(1 + io)}$$

Mit Bedienung: Hohlrad Fest, Planetenträger Antrieb und Sonnenrad Abtrieb

$$io = \frac{DH}{Ds}$$

DH: Teilkreisdurchmesser des Hohlrad

Ds: Teilkreisdurchmesser des Sonnenrad

DH = Zähnezahl. Modul *DH* = 1 m

Ds = Zähnezahl. Modul *Ds* = 0.2 m

io = 5

i = 0.166

Dann kann die berechnete Übersetzungsverhältnis unter Bedienung eingeben

Folgende Abbildung zeigt die Planetengetriebe nach der Modellierung.

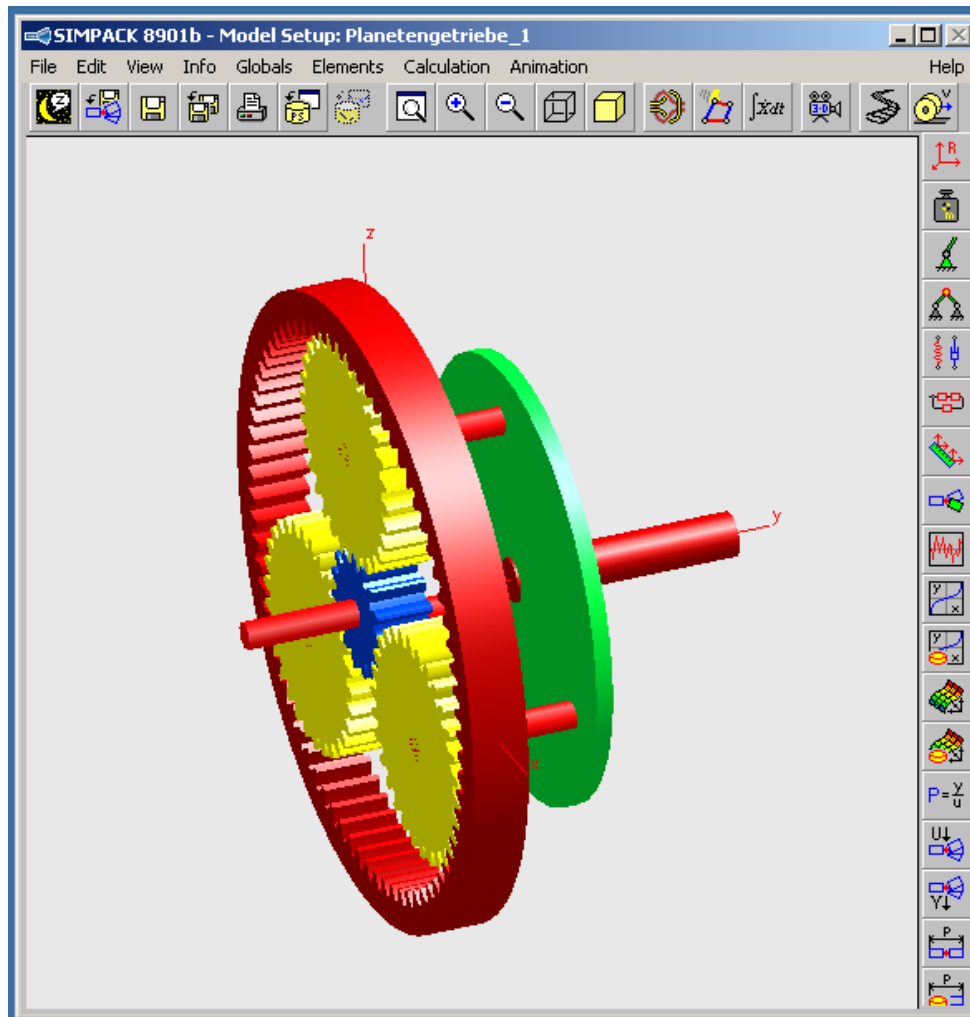


Abbildung 4.11: Modellierung einstufige Planetengetriebe

Danch wird Eine Drehmoment [Excitation_Input_Torque [0- 8000 Nm] in Planetenträger eingegeben. Und das Modell Berechnen und in Postprosser Öffnen und die gewünschte Ergebnisse darstellen

Es wird unter Timintergeration die Diagramme force torque und Jiont velocity gewählt.

Folgende Abbildung wird erscheint, nachdem unter Timintergeration die Diagramme force torque und Jiont velocity gewählt.

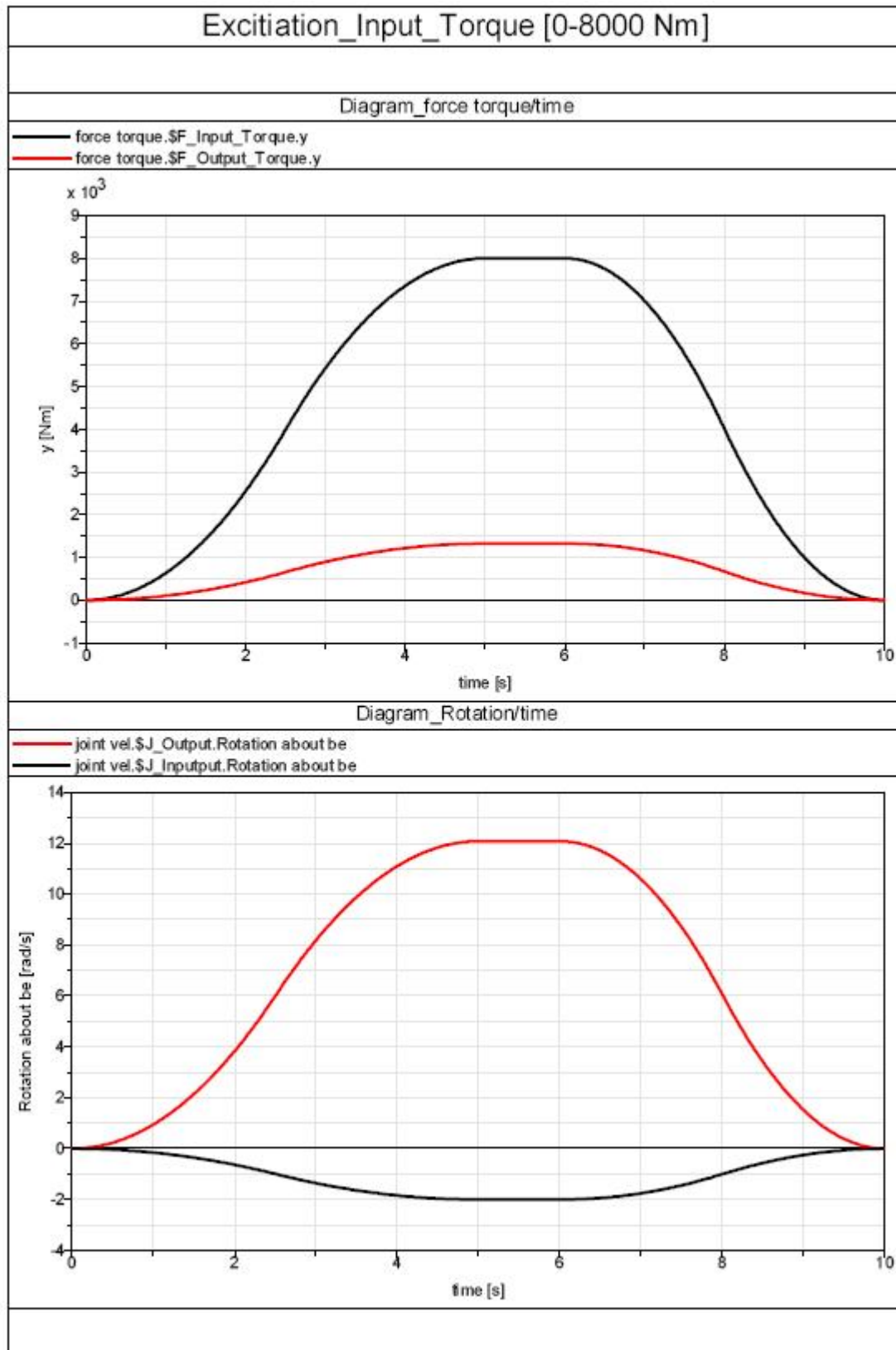


Abbildung 4.12: Diagrams force torque/time und Rotation/time

Von Diagramm

$$T_{An} = 8000 \text{ Nm}$$

$$T_{Ab} = 1328 \text{ Nm}$$

$$N_{An} = 2 \text{ rad/sec}$$

$$N_{Ab} = 12 \text{ rad/sec} \quad i = \frac{N_{An}}{N_{Ab}} = \frac{T_{Ab}}{T_{An}} = 0.166$$

4.7 Beispiel Simulation eines zweistufigen Planetengetriebes

Es wird eines zweistufigen Planetengetriebe mit gleiche Daten wie bei einstufigen Planetengetriebe modelliert.

Die Übersetzungsverhältniss für zweistufiges Planetengetriebe wird gerechnet

$$i = 0.083$$

Folgend Abbildung Zeigt Modellierung eines zweistufigen Planetengetriebe

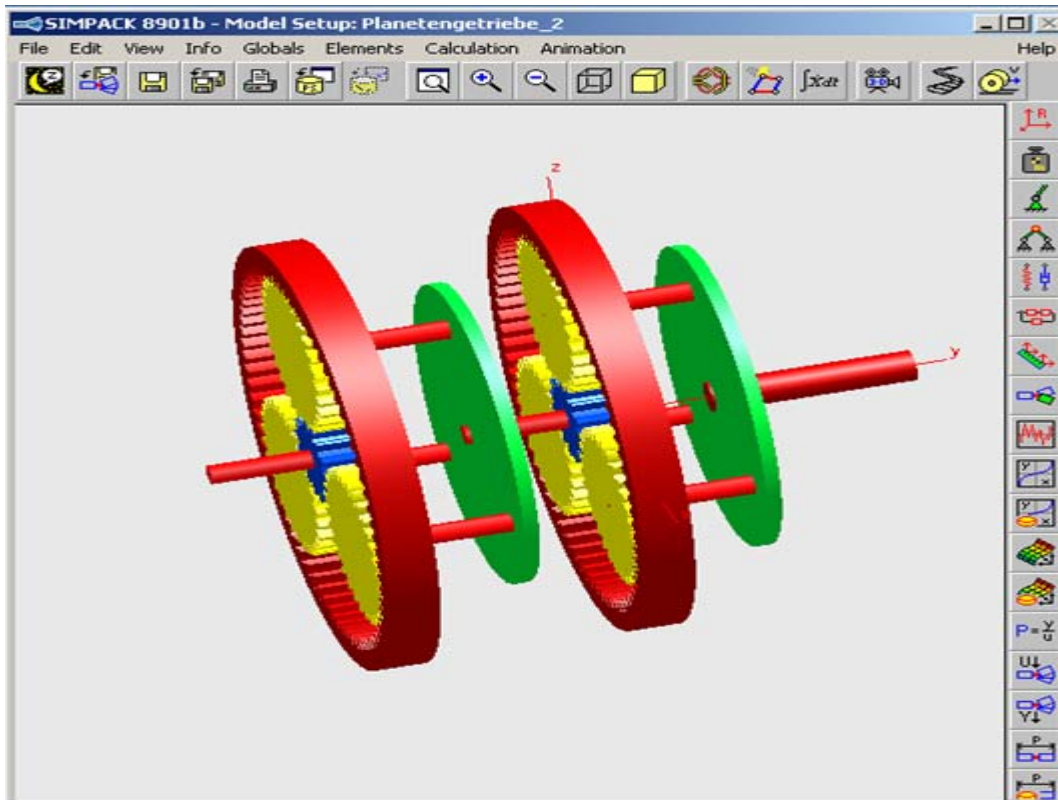


Abbildung 4.13: Modellierung zweistufige Planetengetriebe

Danch wird Eine Drehmoment [Excitation_Input_Torque [0- 8000 Nm] in Planetenträger eingegeben. Und das Modell Berechnen und in PostprosserÖffnen und die gewünschte Ergbnisse darstellen

Es wird unter Timintergeration die Diagramme force torque und Jiont velocity gewählt.Folgende Abbildung wird erscheint, nachdem unter Timintergeration die Diagramme force torque und Jiont velocity gewählt.

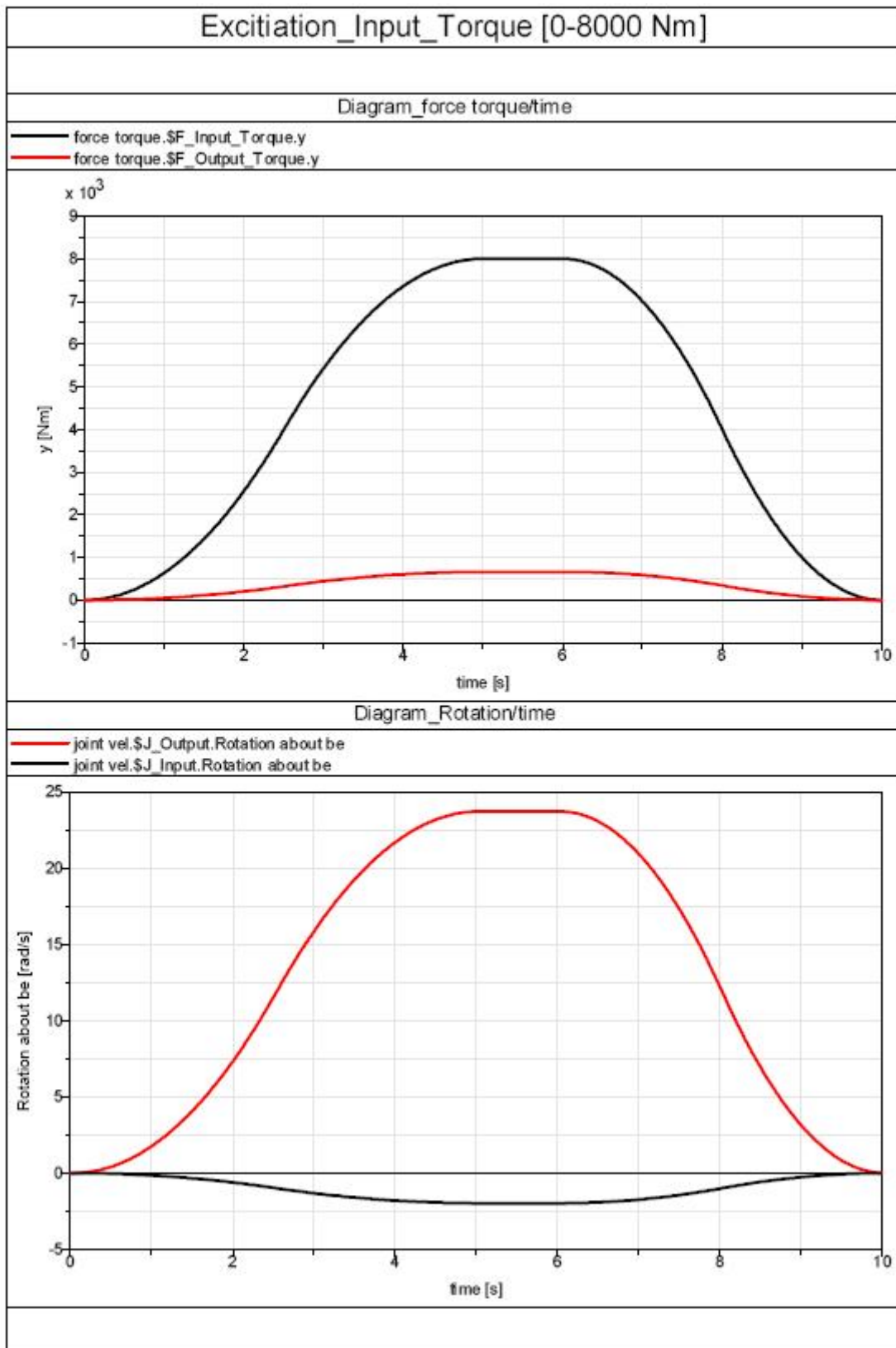


Abbildung 4.14: Diagrams force torque/time und Rotation/time

Von Diagramm $T_{An} = 8000 \text{ Nm}$

$$T_{Ab} = 1328 \text{ Nm}$$

$$N_{An} = 2 \text{ rad/sec}$$

$$N_{Ab} = 12 \text{ rad/sec}$$

$$i = \frac{N_{An}}{N_{Ab}} = \frac{T_{Ab}}{T_{An}} = 0.083$$

5 Zusammenfassung

Die MKS bietet eine neue Dimension für die Entwicklung und Konstruktion von Produkten. Die bestehenden Erfahrungen, z.B. aus der Automobilindustrie, und die enorme Weiterentwicklung der Harde und Software machen diese Simulationsmethode für den Bereich Förder- und Gewinnungstechnik ebenfalls interessant. Die MKS wird hier zunehmend an Bedeutung gewinnen, ähnlich wie es bereits bei der FEM vor einigen Jahren der Fall war.

Die Einsatzgebiete der MKS sind vielfältig und die hier aufgeführten Beispiele spiegeln das Potenzial nur ansatzweise wider. Die Modellierung und Simulation der vorgestellten Förderer und Fahrwerke sind durch die Verwendung der 3D kontakte in der MKS möglich geworden. Diese sind für die Analyse Voraussetzung und erst seit einigen Jahren vorhanden.

Mit dem Einsatz der neuen Entwicklungen im MKS-Bereich und einer entsprechenden Arbeitsweise sind auch umfangreiche Studien des Betriebsverhaltens von Maschinen möglich geworden. Modelle von komplexen kinematischen Systemen können mit der MKS berechnet und ausgewertet werden.

Analysen sind mit der MKS möglich und können direkt mit den Messdaten aus experimentellen Untersuchungen verglichen werden.

Der Konstruktionsprozess lässt sich mit diesem Virtual Prototypen erheblich optimieren und kostspielige Fehlkonstruktionen können vermieden werden.

Literaturverzeichnis

- 1- Schaffer, G. R. Grundlagen und Methodk der Mehrköpersimulation.
- 2- INTEC GmbH. SIMPACK User Documentation. IX-AP:25 GearWheel. Wessling, Germany.
- 3- INTEC GmbH. SIMPACK User Documentation. II-CONSTR:14 Gearbox: Torque to Torque GearWheel. Wessling, Germany.
- 4- INTEC GmbH. SIMPACK User Documentation. II-CONSTR:19 Planetary Gear GearWheel. Wessling, Germany
- 5- INTEC GmbH. SIMPACK User Documentation. III-FE:14 Gearbox with Elastic Transmission. Wessling, Germany.
- 6- INTEC GmbH. SIMPACK User Documentation. III-FE:225 Gear Pair. Wessling, Germany.
- 7-INTEC GmbH. SIMPACK Basics Training 1. Wessling, Germany.
- 8- Oyague, F. (February 2009). Gearbox Modeling and Load Simulation of a Baseline 750-kW Wind Turbine Using State-of-the-Art Simulation Codes.
- 9- Katterfeld, D. I. Kettenförderer, Kettentriebe, Kettenfahrwerke - eine neue Anwendung der Mehrköpersimulation.
- 10- IMW-Institutsmittteilung Nr.33. (2008). Einsatz von Mehrköpersimulation zur Ermittlung der dynamischen Kräfte in einem Zahnradgetriebe