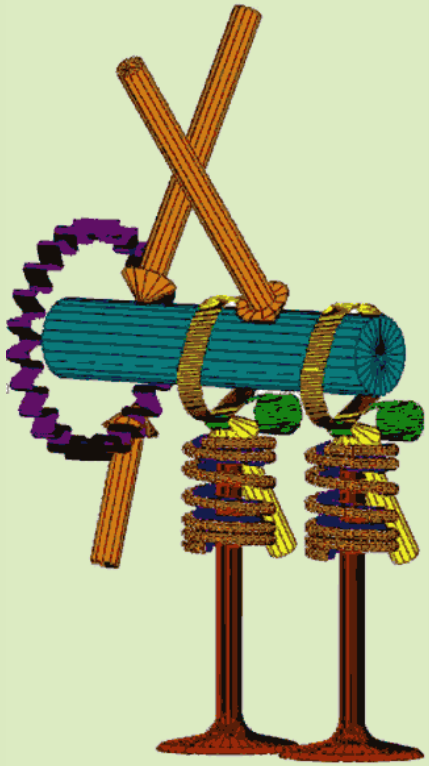
Simulation des dynamischen Verhaltens gebauter, wälzgelagerter Nockenwellen mit Mathcad

6. Saxsim, 01.04.2014



ALF
Alternative Fahrzeugantriebe

Martin Uhlmann
Dipl.-Ing. Florian Toste

Professur
Alternative Fahrzeugantriebe

TECHNISCHE UNIVERSITÄT
CHEMNITZ

Ziel: wälzgelagerte, gebaute Nockenwellen

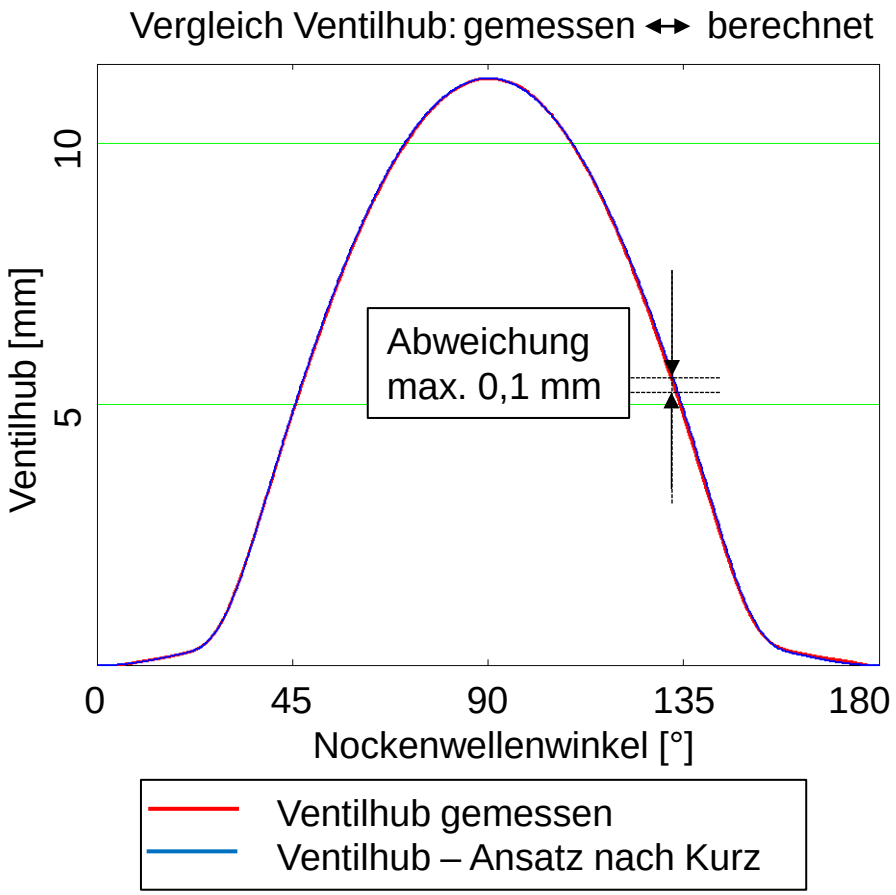
Ausgangspunkt:
Bestehender Zylinderkopf mit gleit-gelagerten, komplett gefrästen Nockenwellen

Entwicklung:
Aktueller Prototyp mit gebauten Nockenwellen und Wälzlagerung

Unbekannte Belastungen auf Lagerung und Pressverbindung ➡ Simulation

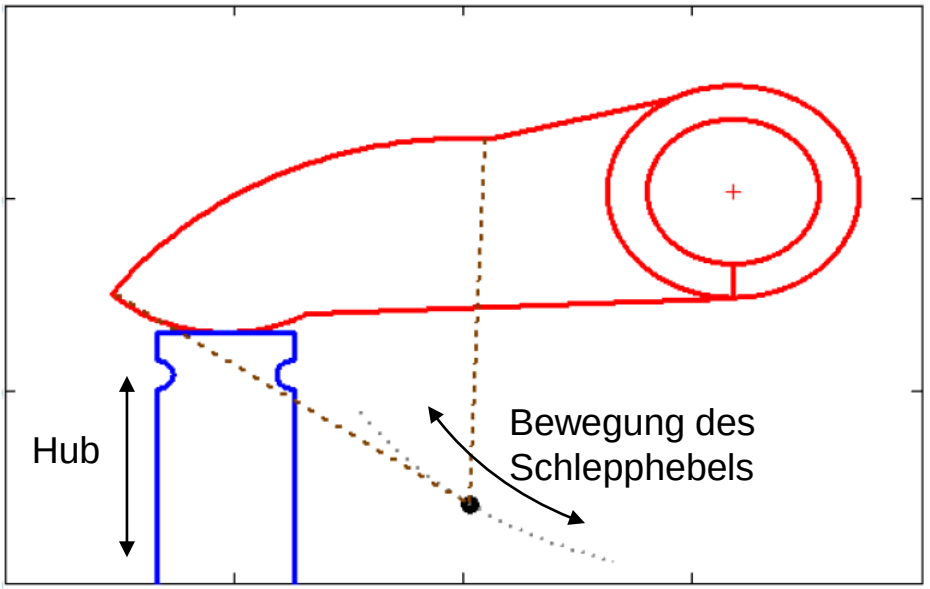
Vorüberlegungen

- Messung der Ventilhubkurve am bestehenden Zylinderkopf
- Abbilden dieser Hubkurve nach einem Ansatz von *Kurz*



Vorüberlegungen

- Messung der Ventilhubkurve am bestehenden Zylinderkopf
- Abbilden dieser Hubkurve nach einem Ansatz von *Kurz*
- Messung der übrigen Geometrie-größen des Ventiltriebs
- Bestimmung der Bewegung des Schlepphebels

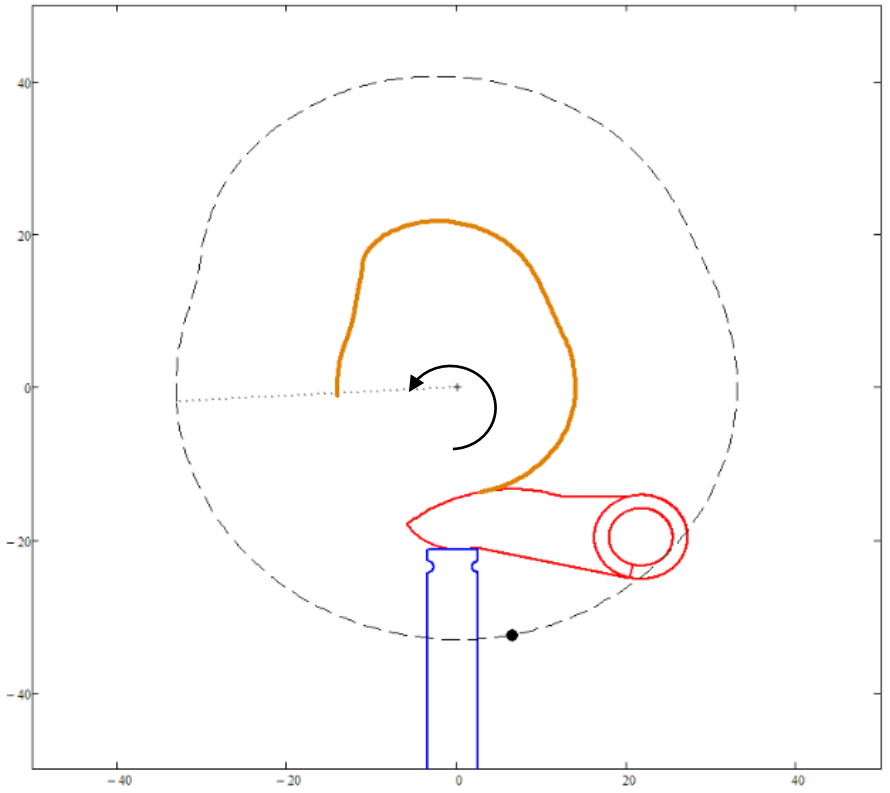


Ventil
Schlepphebel
Gleitflächenmittelpunkt
Bahnkurve des Gleitflächenmittelpunkts

↗ Animation: „*Schlepphebelbewegung.avi*“

Vorüberlegungen

- Messung der Ventilhubkurve am bestehenden Zylinderkopf
- Abbilden dieser Hubkurve nach einem Ansatz von *Kurz*
- Messung der übrigen Geometrie-größen des Ventiltriebs
- Bestimmung der Bewegung des Schlepphebels
- Bestimmen der Nockenform



Bahnkurve des Gleitflächenmittelpunkts

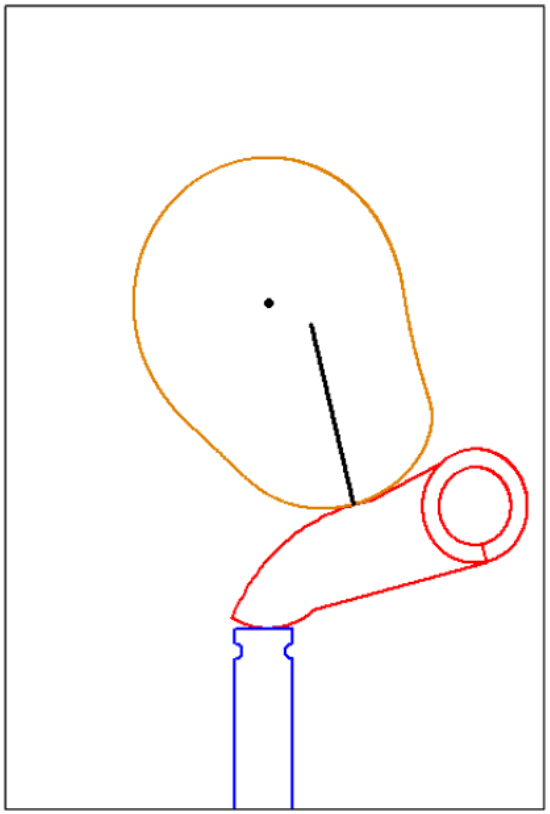
Äquidistante zu dieser Bahnkurve
➔ entspricht der Nockenkontur

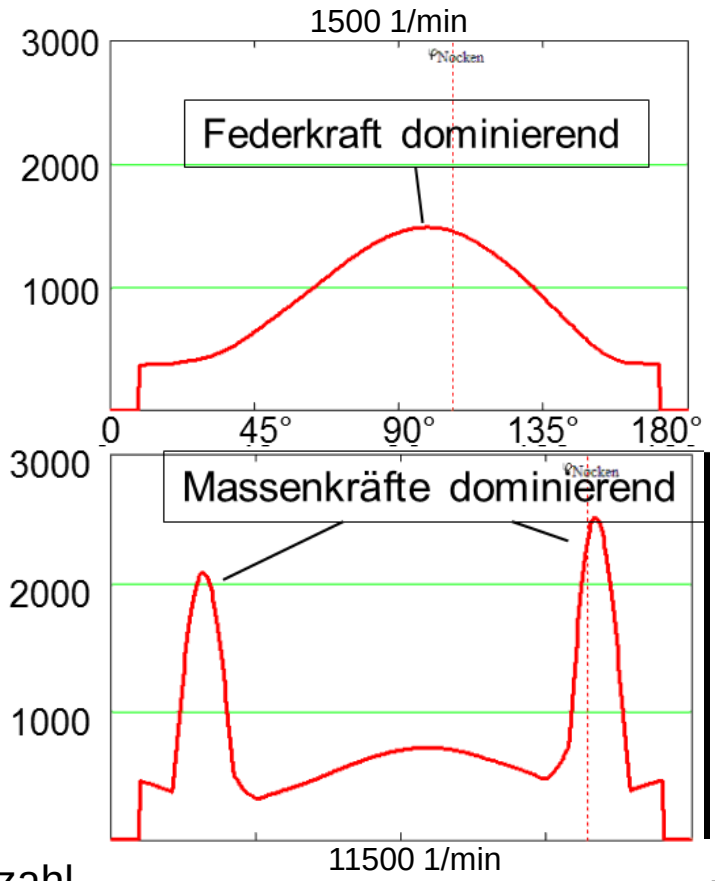
↗ Animation: „*Aufbau Nockenkontur.avi*“

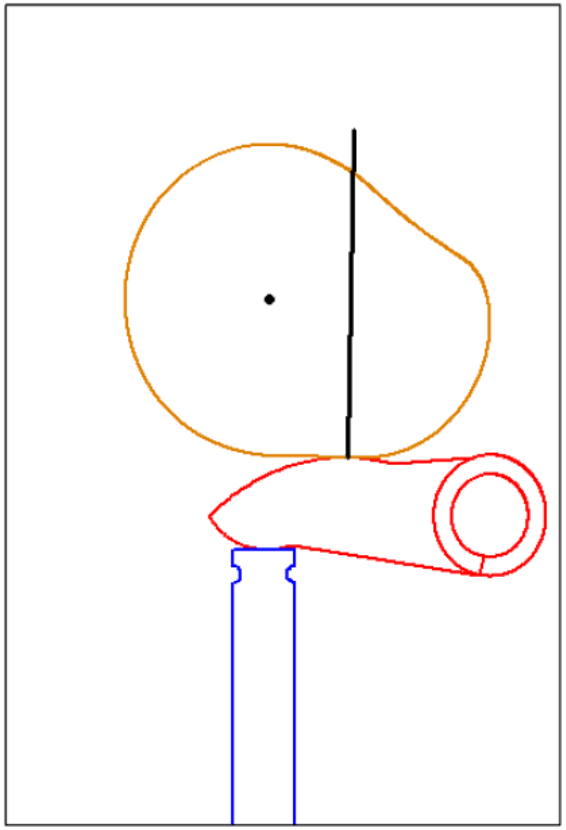
Kinematische Nockenkontaktkräfte

Federkräfte, Massenkräfte und Hebelverhältnisse

Belastungshöhen und Kraftrichtungen am Nockenkontakt







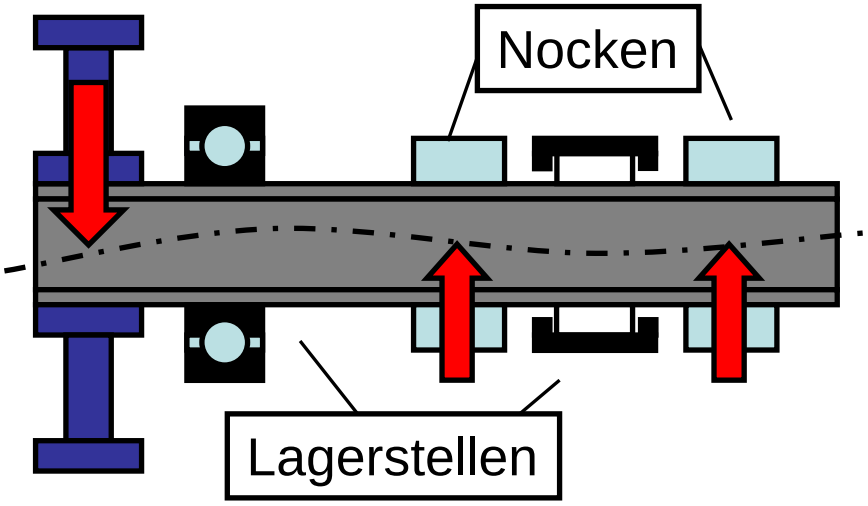
Kontaktkraft bei Leerlaufdrehzahl

Kontaktkraft bei Höchstdrehzahl

↗ Animationen: „*Kontaktkraft Leerlauf.avi*“, „*Kontaktkraft Nn.avi*“

Dynamische Effekte im Ventiltrieb

Schiefstellungen der Welle im Nadellager ➔ mögliche Kantenträger

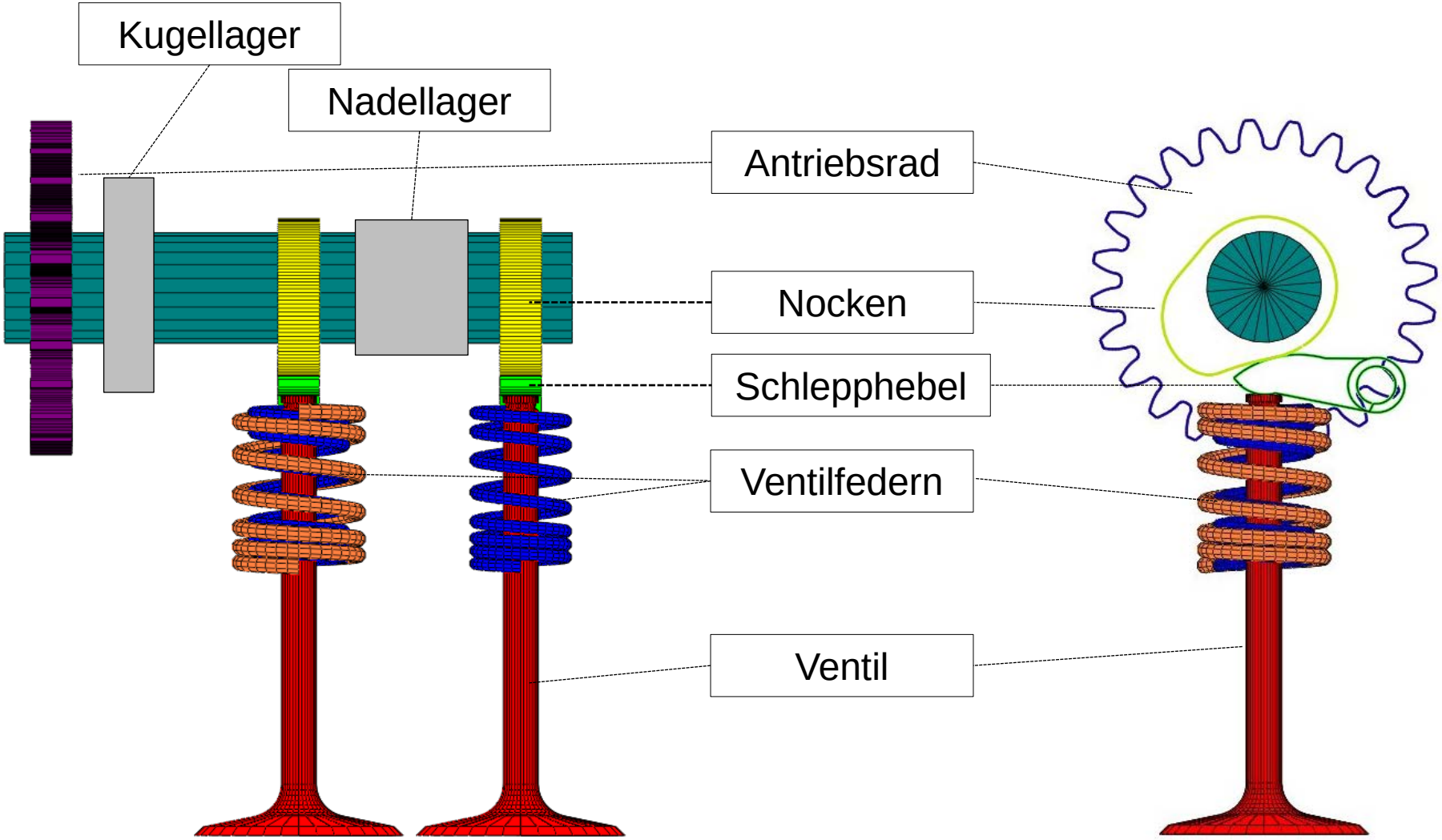


Schwingung der Ventilfeder ➔ Überhöhung der Nockenkontaktkraft bzw. Abheben des Schlepphebels

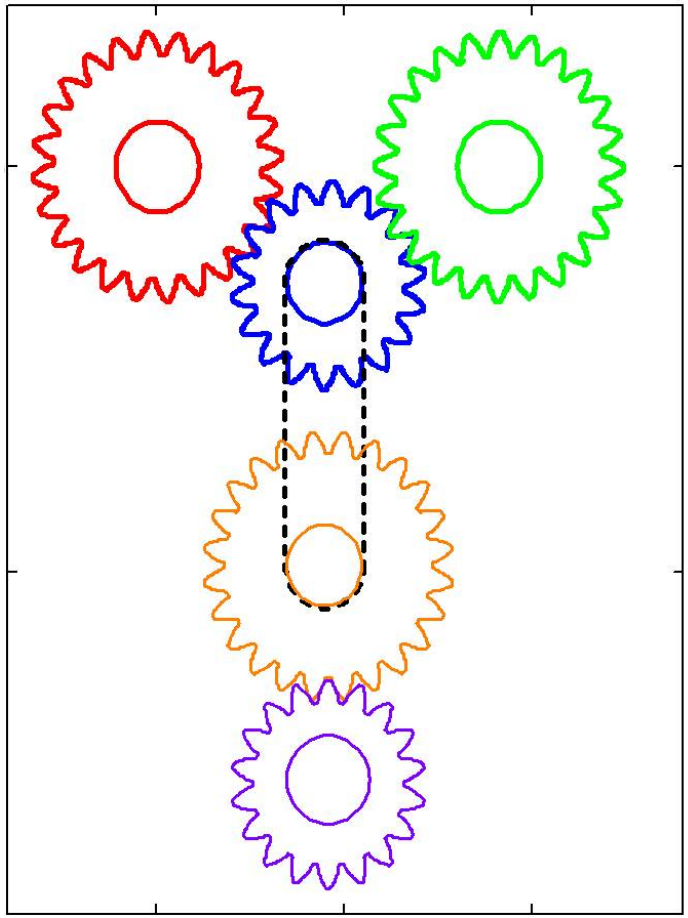
Quelle: youtube.com – „valve float“

Abbilden der Effekte nur durch Simulation möglich ➔ erstellen eines MKS-Modells

Modellaufbau einer einzelnen Nockenwelle

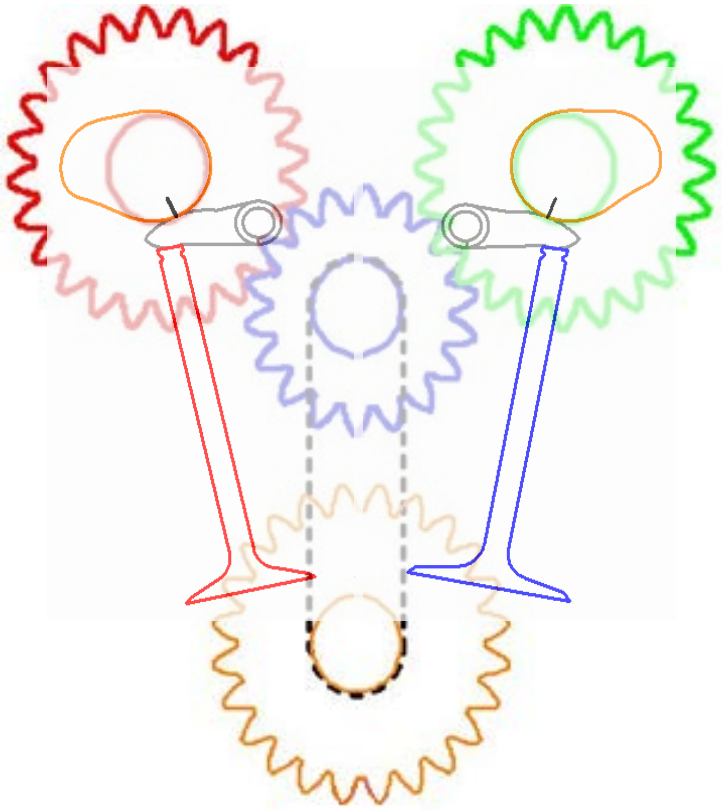


Antrieb der Nockenwellen – Gesamt



- Auslassnockenwelle
- Einlassnockenwelle
- Zwischenwelle
- Steuerkette
- Ausgleichswelle
- Kurbelwelle

Antrieb der Nockenwellen im Modell



Einlassnockenwelle

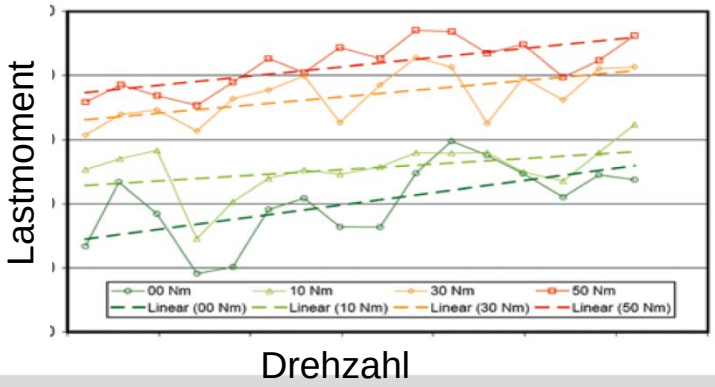
Zwischenwelle

Steuerkette

Ausgleichswelle

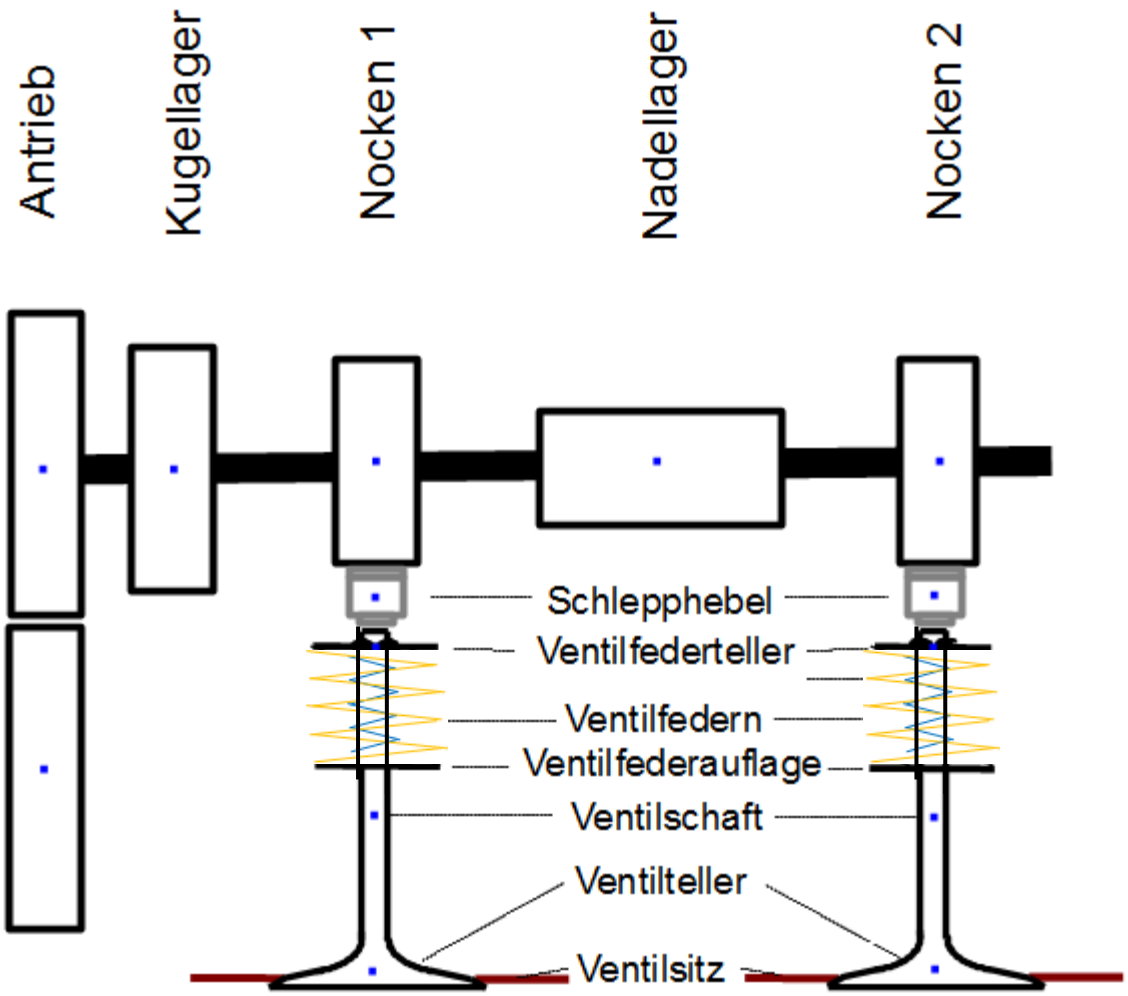
Vorgabe:

- Konstante Antriebsgeschwindigkeit an der Ausgleichswelle
- Kraftübertragung auf Zwischenwelle durch Kette
  - ➢ Steifigkeit in Abhängigkeit von Drehzahl und Lastmoment



Quelle: MTZ 12/2007
Eigenschaften von Steuerkettentrieben,
Integration von Versuch und Dynamiksimulation

Komponenten des MKS-Modells



- blaue Punkte entsprechen den Massepunkten im Modell
- 3 Freiheitsgrade für Punkte auf Welle
- 1 Freiheitsgrad für andere
- Federn sind weichste Elemente des Systems – genauere Betrachtung

Mathematische Formulierung

Zwei Grundgleichungen:

- 3. Newton‘sches Axiom $F = m \cdot a$ bzw. $M = J \cdot \alpha$ (1)
- Bewegungsgleichung $a = \frac{d^2 s}{dt^2} = \ddot{s}$ bzw. $\alpha = \frac{d^2 \varphi}{dt^2} = \ddot{\varphi}$ (2)

➔ Verallgemeinerte Definition:

x_i	…	Zustand eines Freiheitsgrades i (Weg oder Winkel)
$v_i = \dot{x}_i$	…	Zustandsänderung des Freiheitsgrades i (*v* oder *ω*)
mx_i	…	Masse/Trägheitsmoment des Freiheitsgrades i
$Fx_{i,j}$	…	Einzelkraftwirkungen j auf Freiheitsgrad i

(1),(2) ➔ Bewegungsgleichung für Freiheitsgrad i

$$\ddot{x}_i = \frac{1}{mx_i} \cdot \sum_j Fx_{i,j} \quad (3)$$

Mathematische Formulierung

Beispiel: Freiheitsgrad 4 – Winkel φ am Nocken 1

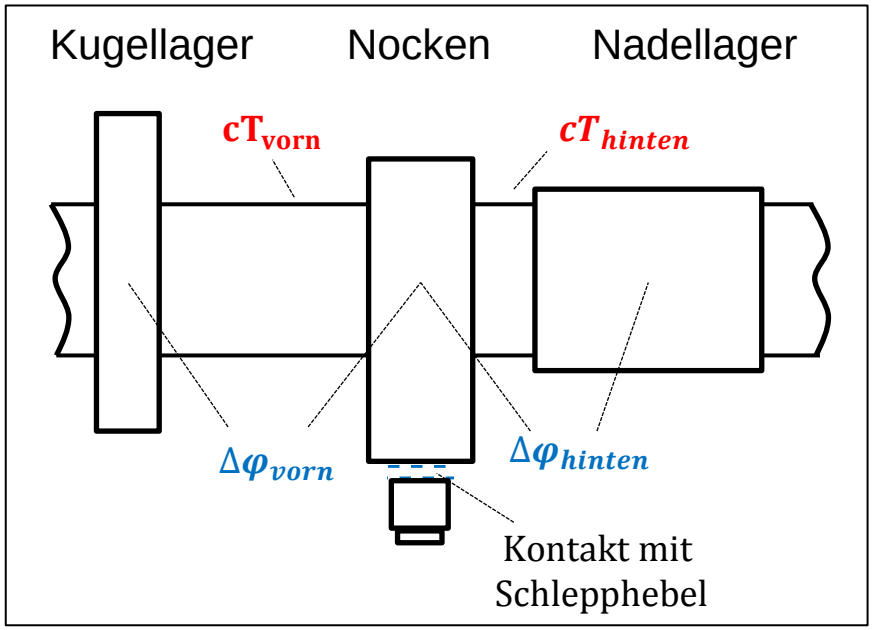
➔ $x_4 = \varphi_{Nocken}$ $\dot{x_4} = \omega_{Nocken}$ $mx_4 = J_{Nocken}$

Kraftwirkungen $Fx_{4,j}$ sind hier Drehmomente:

Momente durch Torsion der Nockenwelle

$$Fx_{4,1} = \Delta\varphi_{vorn} \cdot cT_{vorn}$$

$$Fx_{4,2} = \Delta\varphi_{hinten} \cdot cT_{hinten}$$



Mathematische Formulierung

Beispiel: Freiheitsgrad 4 – Winkel φ am Nocken 1

➔ $x_4 = \varphi_{Nocken}$ $\dot{x}_4 = \omega_{Nocken}$ $mx_4 = J_{Nocken}$

Kraftwirkungen $Fx_{4,j}$ sind hier Drehmomente:

Momente durch Torsion der Nockenwelle

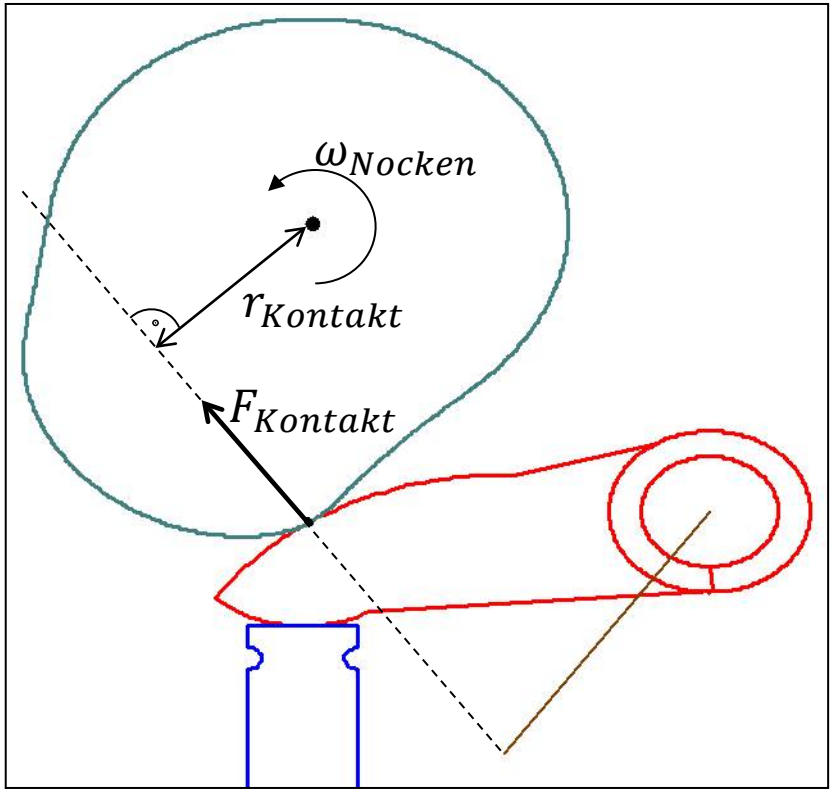
$$Fx_{4,1} = \Delta\varphi_{vorn} \cdot cT_{vorn}$$

$$Fx_{4,2} = \Delta\varphi_{hinten} \cdot cT_{hinten}$$

Moment durch Nockenkontaktkraft

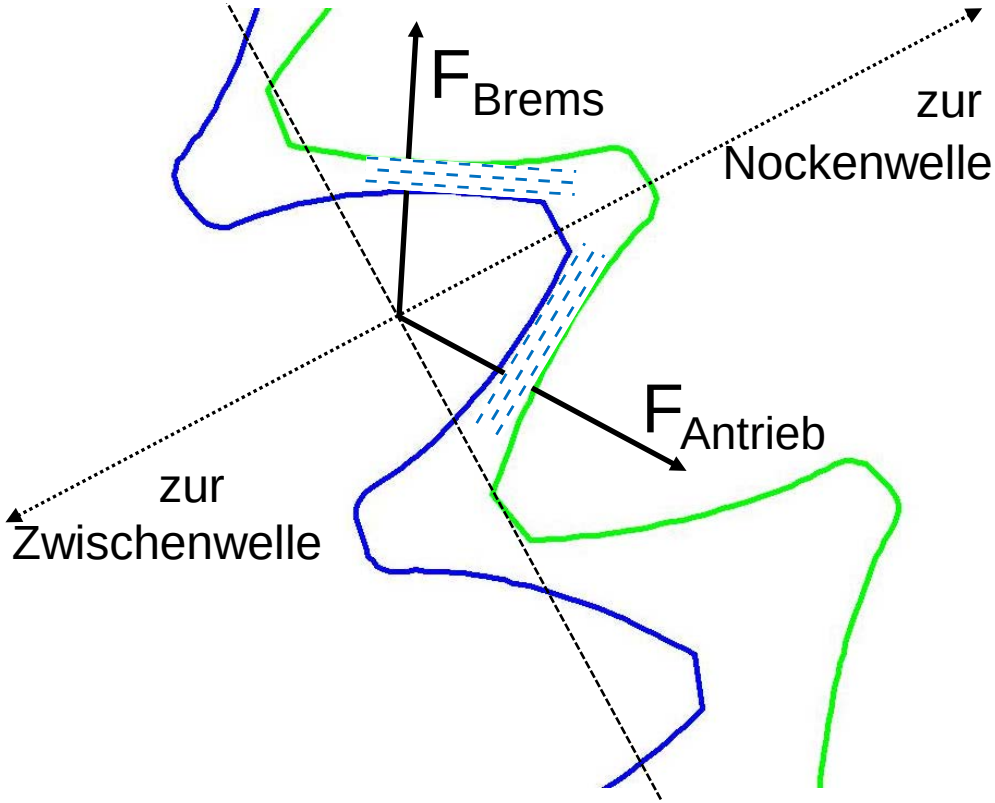
$$Fx_{4,3} = F_{Kontakt} \cdot r_{Kontakt}$$

$$\ddot{x}_4 = \frac{1}{J_{Nocken}} \cdot \sum_{j=1}^{3} Fx_{4,j}$$



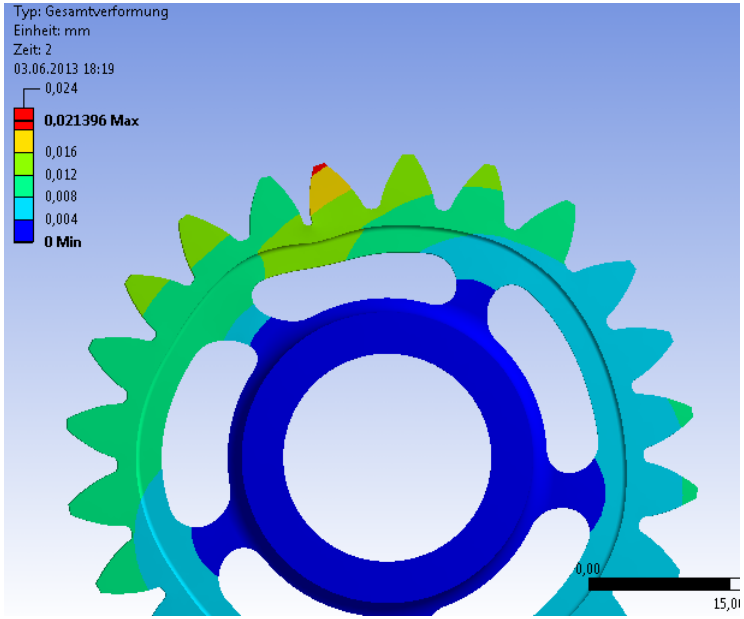
MKS-Modell: Antrieb

Schmierfilmhöhe nach
Dowson & Higginson



Zahnkräfte – Gleichgewicht

- elastischer Verformung der Verzahnung + Kontaktdämpfung
- hydrodynamischer Schmierfilm



MKS-Modell: Ventilfederschwingungen

- Jede Viertelwindung entspricht einem Massepunkt
- Dämpfung durch Kontakt benachbarter Windungen

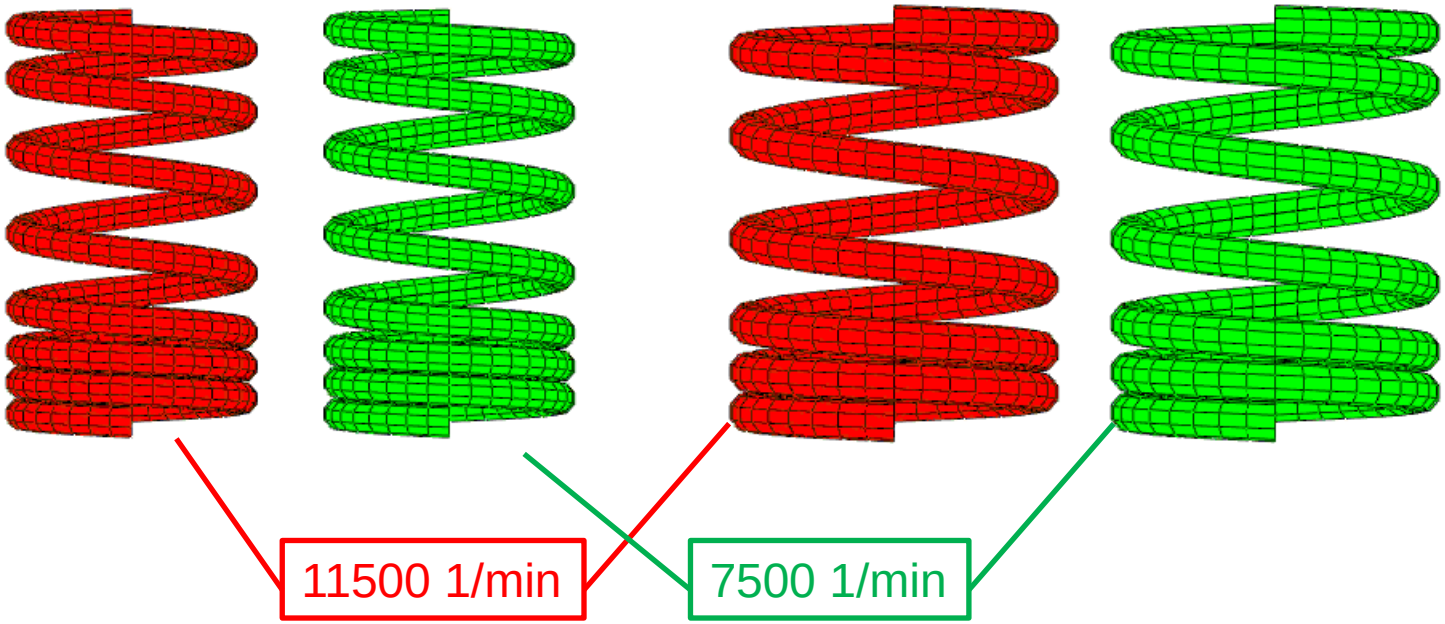
➡

innere Feder: 31 Einzelmassen
äußere Feder: 25 Einzelmassen

Vergleich der Schwingungen der Ventilfedern (hubgleich)

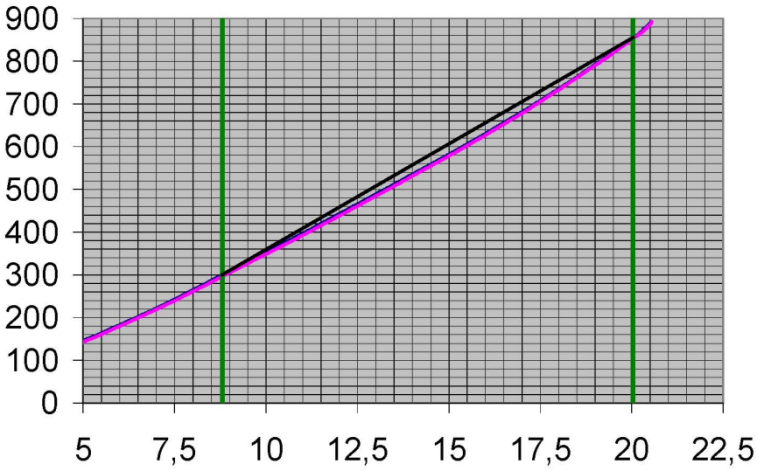
Innere Federn

Äußere Federn



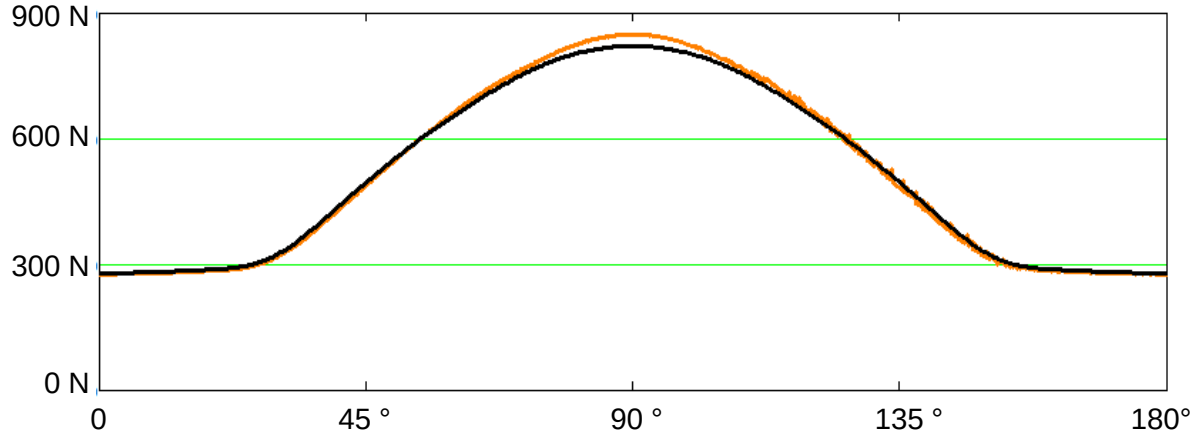
MKS-Modell: Federmodellierung

Kraft-Weg-Diagramm Ventilfedern



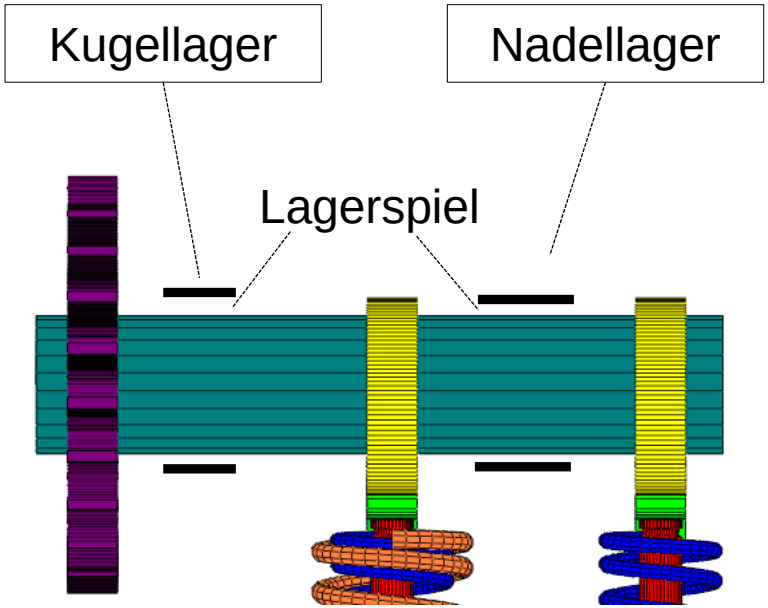
- progressive Federn – nichtlineares Verhalten
- im Arbeitsbereich nahezu linear

Verlauf der (statischen) Federkraft während des Ventilhubs



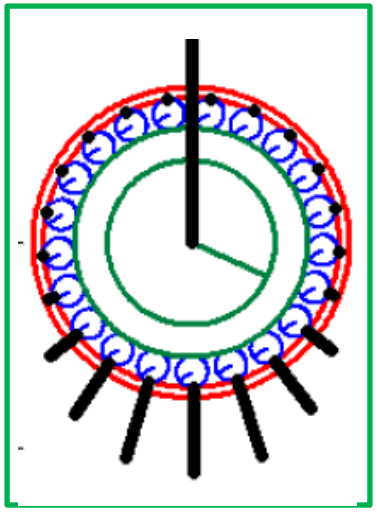
Vergleich zwischen
gemessener und
berechneter
Federkraft im Arbeitsbereich

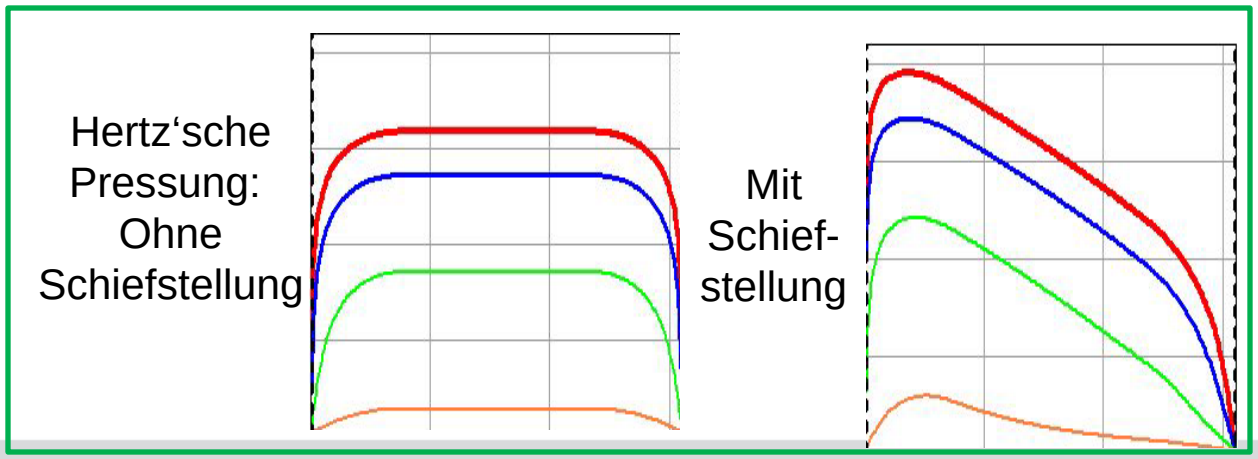
MKS-Modell: Lagerungen



- beide Lagerstellen als Wälzlager ausgeführt
- Betrachten der einzelnen Wälzkörper

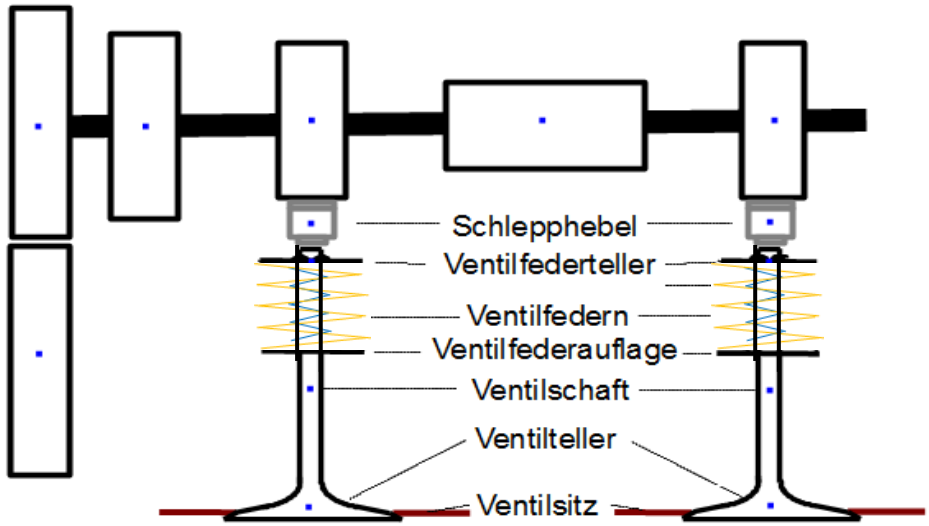
  - Belastung auf einzelne Wälzkörper
  - Hertz‘sche Pressungen im Wälzkontakt
  - Pressungsüberhöhung bei Schiefstellung
  - Schmierfilmhöhen im Kontakt
  - genaue Kraftreaktion





Lösung in Mathcad

Zusammenfassen aller Freiheitsgrade x_i zum Zustandsvektor $\boldsymbol{X}$



Systemgleichung:

$$\ddot{\boldsymbol{X}} = \begin{pmatrix} \ddot{x}_1 \\ \vdots \\ \ddot{x}_n \end{pmatrix} = "Funktion"(t, \boldsymbol{X}, \dot{\boldsymbol{X}})$$

$$\boldsymbol{X}(t=0) = \boldsymbol{X_{start}}$$

$$\dot{\boldsymbol{X}}(t=0) = \boldsymbol{V_{start}}$$

Beispiel: Schmierfilmhöhe im Punktkontakt

zentrale Schmierfilmdicke:

$$h0_{Naussen}(R1,R2,L,F,\omega) := 3.06 \cdot \alpha_{VD}^{0.56} \cdot \eta_{Öl}^{0.69} \cdot um_{aussen.N}(\omega)^{0.69} \cdot Er^{-0.03} \cdot \left(\frac{R1 \cdot R2}{R1 + R2}\right)^{0.41} \cdot \left(\frac{F}{L}\right)^{-0.1}$$

Analytischer Ansatz nicht möglich ➔ numerische Integration

Umformen in System erster Ordnung:

$$\boldsymbol{U}_{1..n} = \boldsymbol{X}_{1..n}$$

$$\boldsymbol{U}_{n+1..2n} = \dot{\boldsymbol{X}}_{1..n}$$

➔

$$\dot{\boldsymbol{U}}_{1..n} = \dot{\boldsymbol{X}}_{1..n} = \boldsymbol{U}_{n+1..2n}$$

$$\dot{\boldsymbol{U}}_{n+1..2n} = "Funktion"(t, \boldsymbol{U})$$

Lösung in Mathcad

$$\dot{\boldsymbol{U}}_{1..n} = \dot{\boldsymbol{X}}_{1..n} = \boldsymbol{U}_{n+1..2n}$$

$$\dot{\boldsymbol{U}}_{n+1..2n} = "Funktion"(t, \boldsymbol{U})$$

$\dot{\boldsymbol{U}} =$ **RHS**(t,**U**)

Nutzung von Mathcad-Funktionen wie *rkfest, Rkadapt, Radau..* möglich

ABER:

praktische Probleme:

- Größe des Problems: 271 Freiheitsgrade ➔ System von 542 Gleichungen hoher Speicherbedarf
- Hohe Iterationszahlen: etwa 100.000 Rechenschritte pro Umdrehung ➔ lange Rechenzeit
- Fehlersuche „schwierig“: bei Fehlermeldung keine Möglichkeit, Ursache zu finden

Lösung in Mathcad

$$\dot{\boldsymbol{U}}_{1..n} = \dot{\boldsymbol{X}}_{1..n} = \boldsymbol{U}_{n+1..2n}$$

$$\dot{\boldsymbol{U}}_{n+1..2n} = "Funktion"(t, \boldsymbol{U})$$

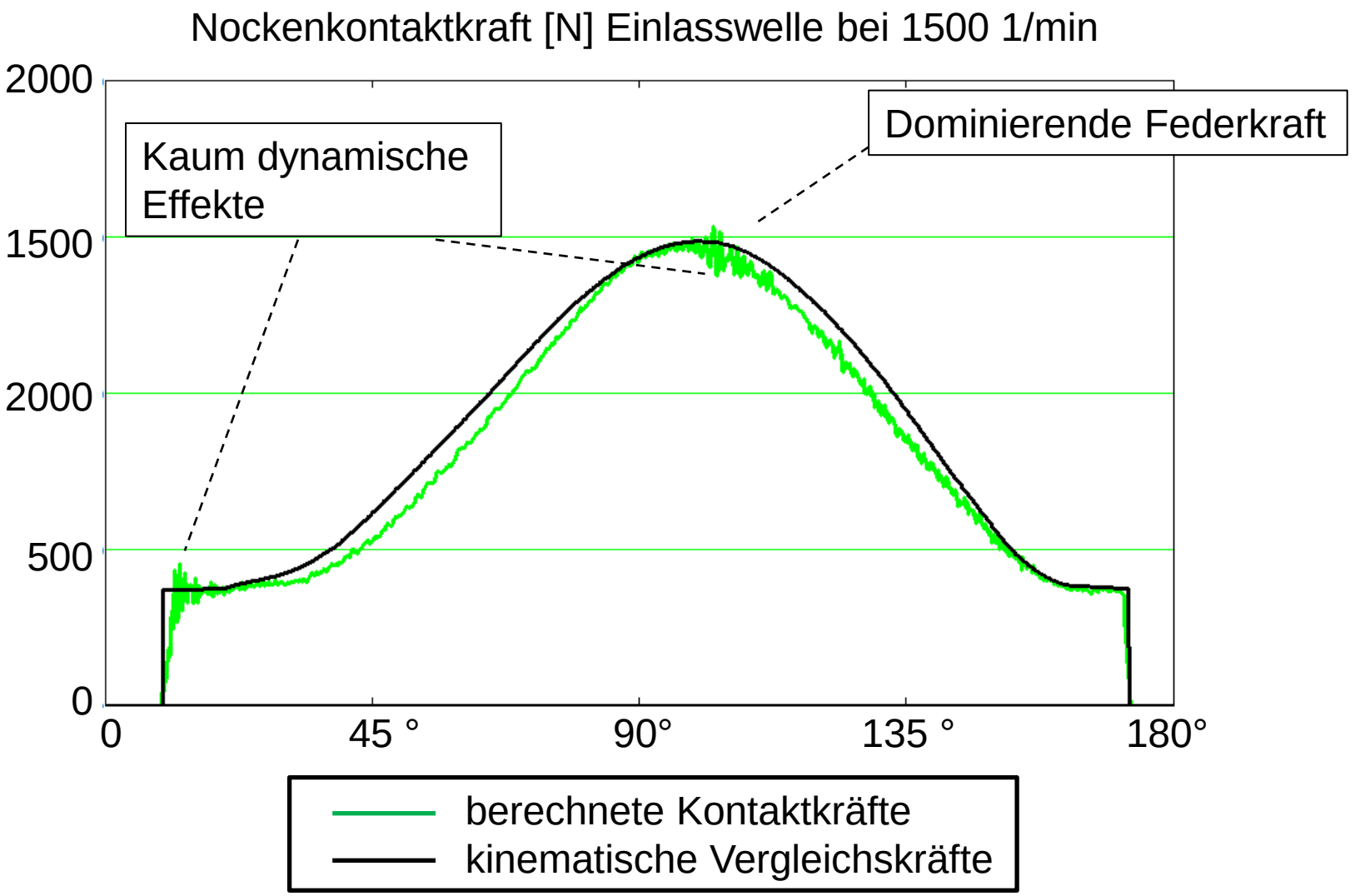
$\dot{\boldsymbol{U}} =$ **RHS**(t,**U**)

Nutzung von Mathcad-Funktionen wie *rkfest, Rkadapt, Radau..* möglich

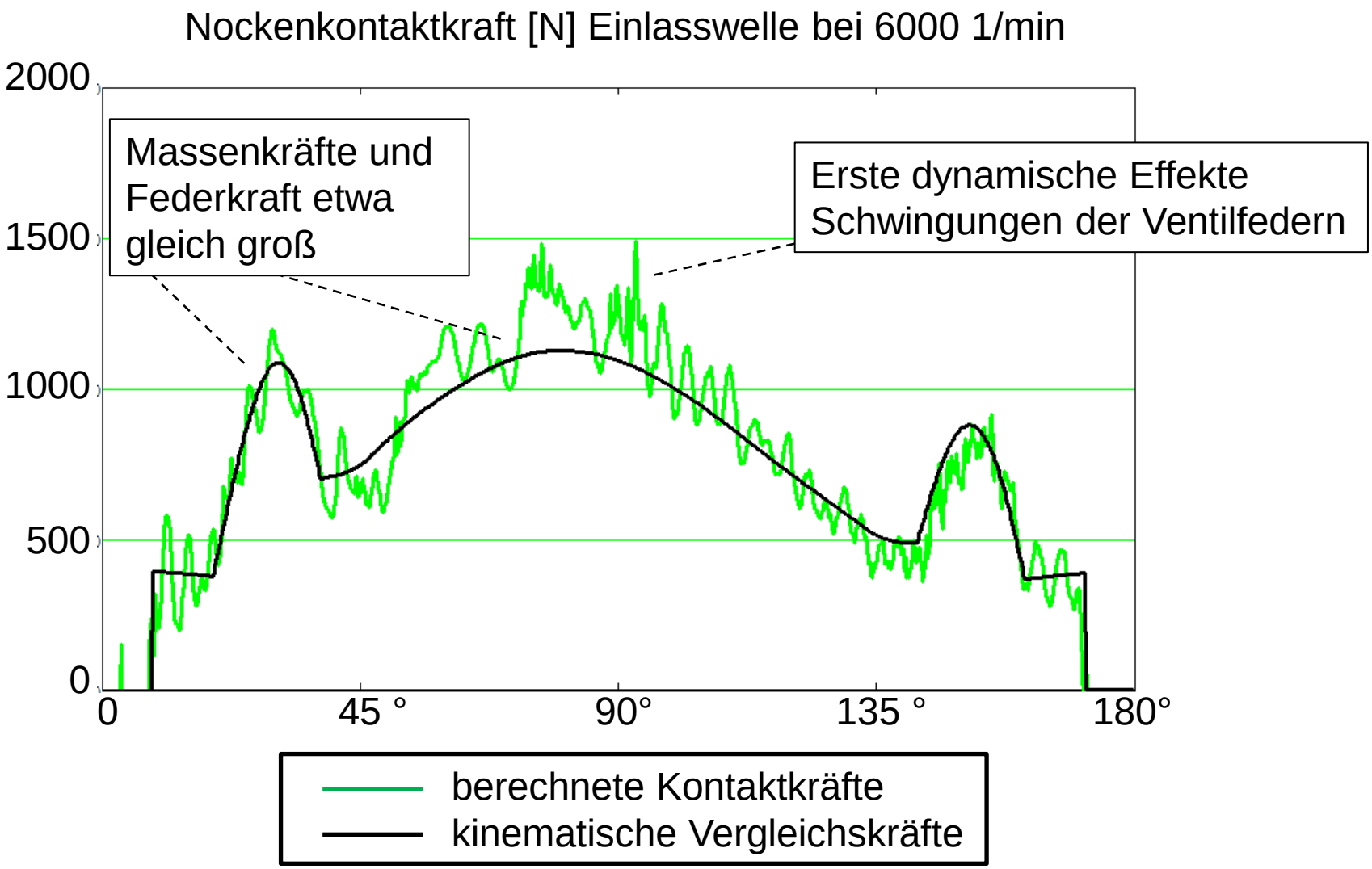
Verwendung eines eigenen Lösers:

- Basierend auf Runge-Kutta-Fehlberg-Verfahren
- Schrittweitensteuerung
- Vollständige Modellkontrolle
- Fehlersuche durch *Mathcad*-Zurückverfolgung
- Bestimmung der verbleibenden Rechenzeit durch Debug-Modus

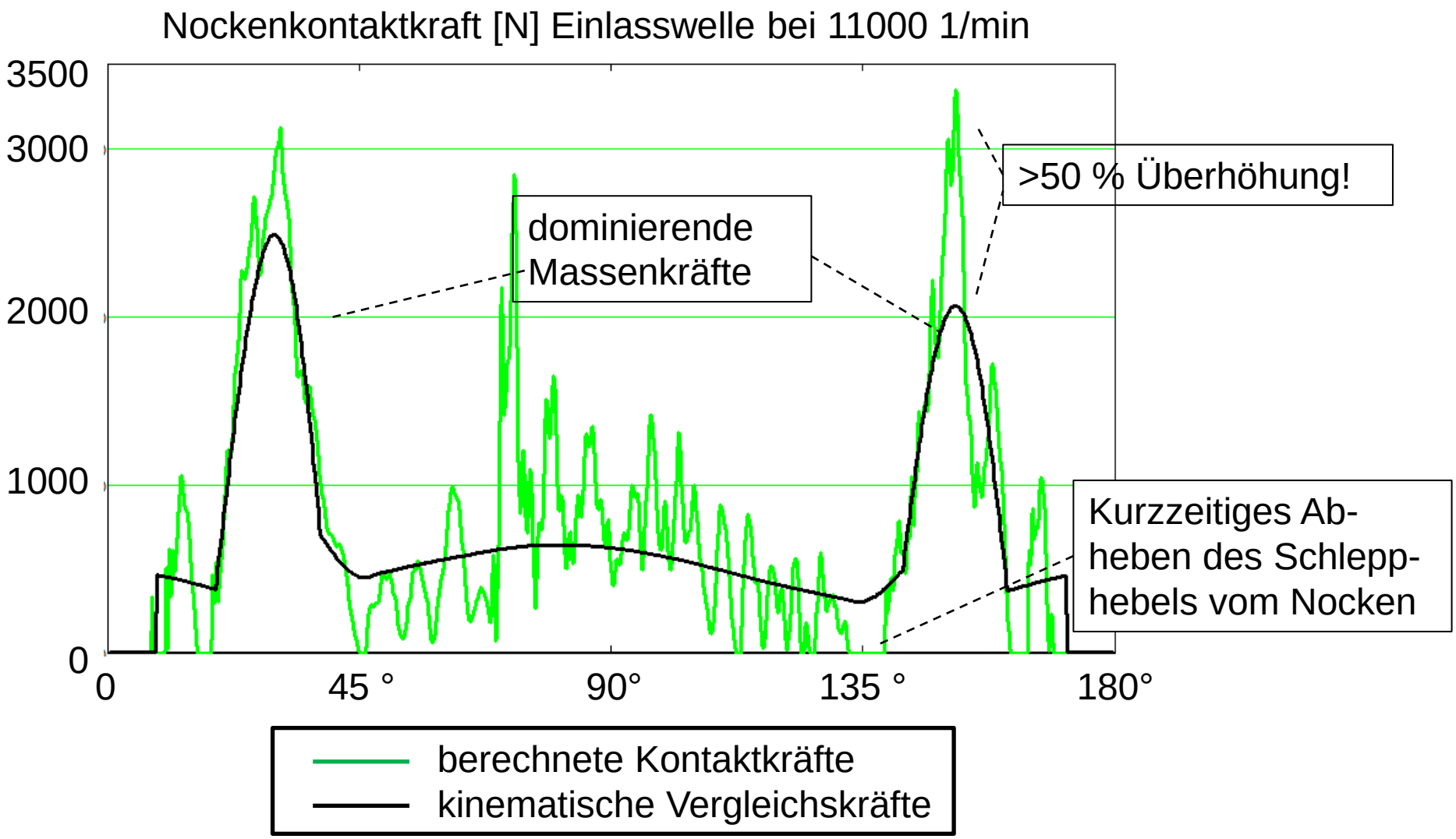
Simulationsergebnisse – Nockenkontaktkräfte



Simulationsergebnisse – Nockenkontaktkräfte

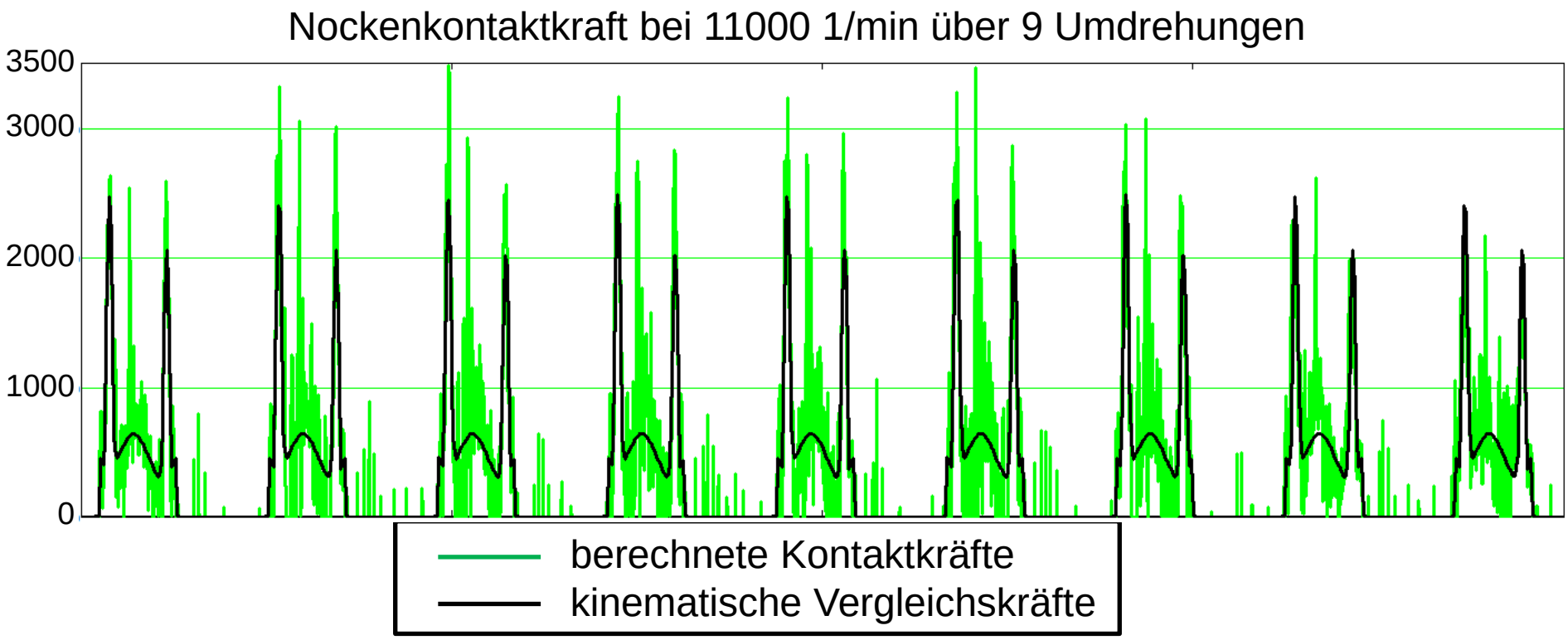


Simulationsergebnisse – Nockenkontaktkräfte

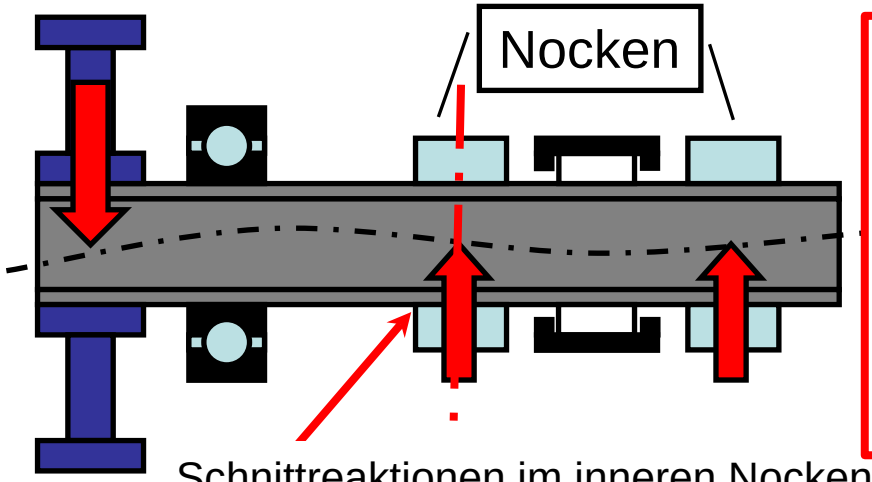


Simulationsergebnisse – Nockenkontaktkräfte

Kraftspitzen können zum Versagen der Pressverbindung führen ➔
hohe Sicherheiten bei Auslegung nötig



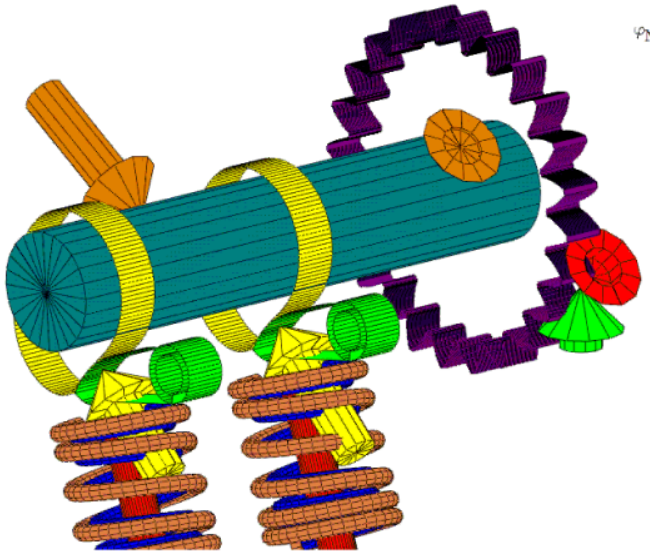
Belastungen auf die Pressverbindung

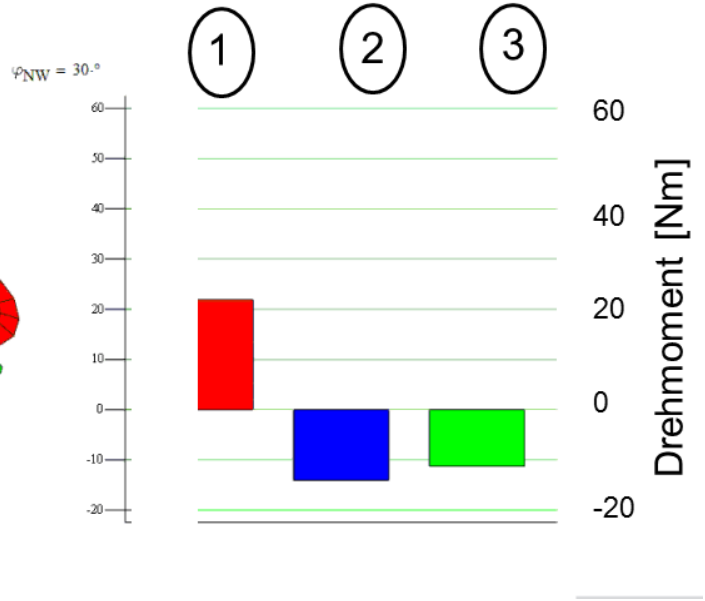


Schnittreaktionen im inneren Nocken

Belastung des inneren Nockens durch:

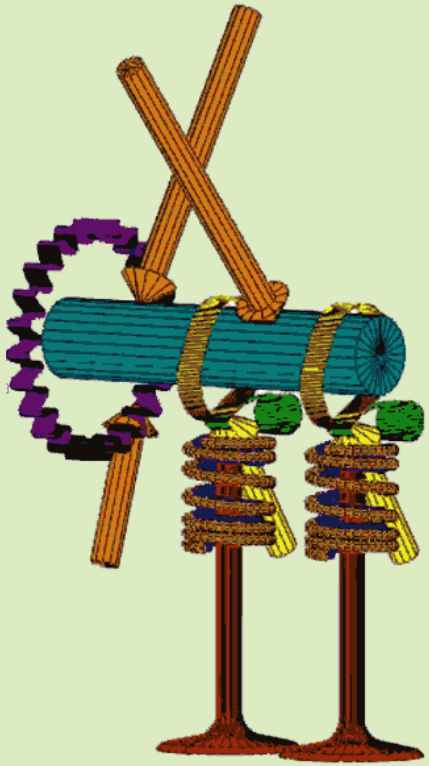
1. Biegemoment
2. äußeres Torsionsmoment
3. durchgeleitetes Torsionsmoment





ALF
Alternative Fahrzeugantriebe

Vielen Dank!



Martin Uhlmann
Dipl.-Ing. Florian Toste

Professur
Alternative Fahrzeugantriebe

TECHNISCHE UNIVERSITÄT
CHEMNITZ