

Simulation der Kolbendynamik unter Berücksichtigung der EHD-Kopplung

Dipl.-Ing. Steffen Nitzschke, Dipl.-Ing. Elmar Woschke

Institut für Mechanik (IFME)

Otto-von-Guericke Universität Magdeburg

Universitätsplatz 2, 39106 Magdeburg

0391 67-12679

[steffen.nitzschke](mailto:steffen.nitzschke@ovgu.de) | [elmar.woschke](mailto:elmar.woschke@ovgu.de) | ovgu.de

Dipl.-Ing. Christian Daniel, Prof. Dr.-Ing. habil. Jens Strackeljan

Institut für Mechanik (IFME)

Otto-von-Guericke Universität Magdeburg

Universitätsplatz 2, 39106 Magdeburg

0391 67-11329

[christian.daniel](mailto:christian.daniel@ovgu.de) | [jens.strackeljan](mailto:jens.strackeljan@ovgu.de) | ovgu.de

Zusammenfassung

Es wird am Beispiel von Kolben und Zylinder gezeigt, wie in einem MKS¹-Programm der direkte EHD²-Kontakt zweier elastischer Körper behandelt werden kann. Dazu müssen Kolben und Zylinder als elastische Strukturen in das MKS eingebunden werden. Durch die Hubbewegung des Kolbens und zusätzlich durch die Inkompatibilität der Netze treten bei der Berechnung der Spaltfunktion Schwierigkeiten auf, die sich nur mit Hilfe von Interpolationen lösen lassen. Zur Berechnung des Schmierfilmdrucks kann dann die Reynoldssche Differentialgleichung mittels Finiter Elemente gelöst werden. Zur Abbildung des Festkörperkontakts wird das bewährte Greenwood-Williamson-Modell verwendet. Anhand eines Beispiels werden starre und elastische Berechnung verglichen und woraus die Notwendigkeit der Berücksichtigung elastischer Komponenten ersichtlich wird.

1 Motivation

In Zeiten steigender Öl- und daher auch Energiepreise ist die Effizienzsteigerung von Verbrennungsmotoren wichtiger denn je. Gleichzeitig steigen auch die Anforderungen an die Umweltfreundlichkeit solcher Motoren. Um Verbrauch und Abgasemission entscheidend zu verringern, muss die Reibung im Motor reduziert werden. In Abbildung 1 ist die Reibungsaufteilung an einem Diesel-PKW-Motor drehzahlabhängig dargestellt. Es wird deutlich, dass über das gesamte Drehzahlband des Motors etwa 50% der Reibungsverluste von der Kolbenbaugruppe verursacht werden. Hier steht also erhebliches Potential zur Reduzierung des Energieverbrauchs zur Verfügung.

Wie können die Verluste an der Kolbenbaugruppe reduziert werden? Dazu müssten widersprüchliche Forderungen erfüllt werden. Einerseits wird eine möglichst glatte Oberfläche des Zylinders gefordert, um für eine hohe Tragfähigkeit und somit gute Gleiteigenschaften zu sorgen. Dabei soll zusätzlich das Einbauspiel zwischen Kolben und Zylinder minimiert werden, um den Ölverbrauch gering zu halten. Andererseits muss, gerade im hoch belasteten Bereich des Zylinders um den oberen Totpunkt bei gleichzeitig geringen hydrodynamisch wirksamen Geschwindigkeiten, ein ausreichendes Schmierstoffangebot sichergestellt sein. Dazu muss die glatte Zylinderoberfläche so strukturiert werden, dass der Schmierstoff daran haften kann.

¹ Mehrkörpersystem

² Elasto-Hydrodynamik

Innerhalb des Forschungsprojekts COMO³ gibt es daher Arbeiten, die sich mit einer Reduktion dieser Reibungsverluste und dabei speziell auch der Kolben-Zylinder-Paarung mittels gezielter Strukturierung der Oberflächentopologie befassen. Diese Strukturierung lässt sich mit unterschiedlichen Verfahren herstellen: Konventionell wird die Zylinderoberfläche mit geometrisch unbestimmter Schneide gehont. Demgegenüber stehen Verfahren mit geometrisch bestimmter Schneide, z.B. Feindreihen, oder auch optische Verfahren (Laserstrukturierung) zur Verfügung.

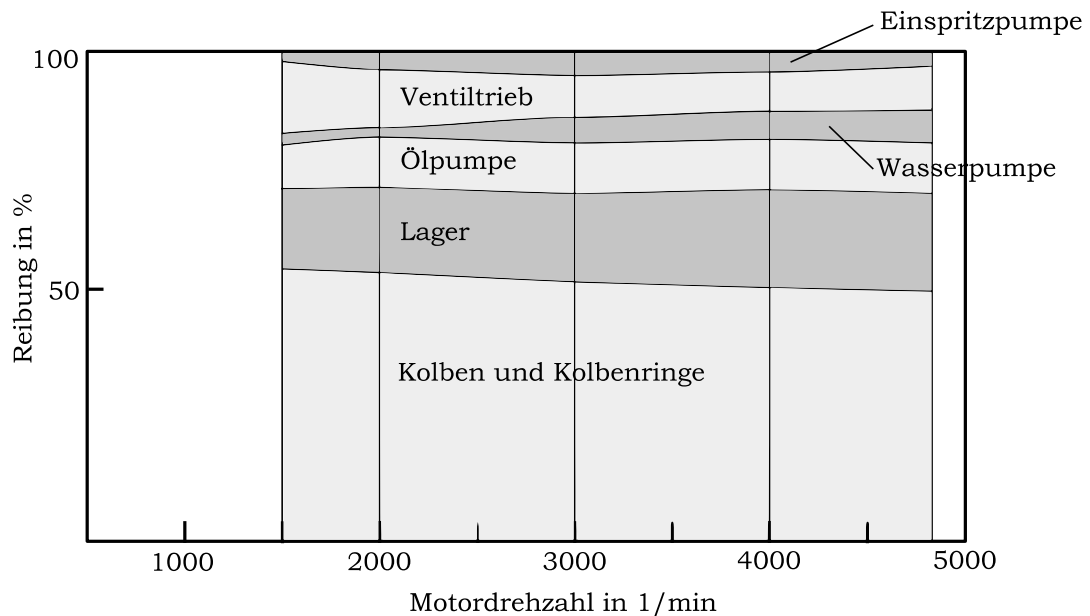


Abbildung 1: Reibungsaufteilung an einem PKW-Diesel Motor nach [1]

2 Modellbildung

Um die Wirkung der unterschiedlichen Strukturierungen im Vorfeld zu untersuchen und später die experimentellen Ergebnisse zu validieren, sollen die Reibverluste der Kolben-Zylinder-Paarung numerisch simuliert werden. Die Reibkraft in einem Tribosystem setzt sich aus Festkörperreibung und Flüssigkeitsreibung zusammen - Gleichung (2.1).

$$F_R = \underbrace{\mu_c \cdot \int p_c dA}_{\text{Festkörperreibung}} + \underbrace{\int \eta \frac{W_2 - W_1}{h} + \frac{h}{2} \frac{\partial p}{\partial z} dA}_{\text{Flüssigkeitsreibung}} \quad (2.1)$$

Für die Berechnung der Festkörperreibung kann der Kontaktdruck z.B. mit Hilfe des Greenwood-Williamson-Modells aus der Spaltfunktion h und aus statistischen Parametern, die die Rauigkeiten der Oberfläche erfassen, berechnet werden – Gleichung (2.2).

$$p_c = \frac{4}{3} \cdot E' \sigma^{3/2} \beta^{1/2} \eta \cdot \int_{s=h}^{s=\infty} (s-h)^2 \varphi(s) ds \quad (2.2)$$

Die erforderlichen Parameter σ, β, η können für unterschiedlich gehonte Zylinderoberflächen z.B. aus [2] entnommen werden und der reduzierte E-Modul E' kann aus den E-Moduln des Kolben- bzw. Zylinderwerkstoffs berechnet werden.

³ Competence in Mobility

Die Flüssigkeitsreibung resultiert zum einen aus der Scherströmung und zum anderen aus der Druckströmung im Schmierfilm. Zur Berechnung des Scherströmungsanteils müssen lediglich die hydrodynamisch wirksamen Geschwindigkeiten W_2, W_1 an Kolben und Zylinder bekannt sein. Für den Druckströmungsanteil muss der Druck p im Schmierfilm aufwendig aus der Reynolds Differentialgleichung berechnet werden – Gleichung (2.3).

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6(W_1 + W_2) \cdot \frac{\partial h}{\partial z} + 12 \cdot \frac{\partial h}{\partial t} \quad (2.3)$$

Wesentliche Eingangsgrößen dieser Gleichung sind Spaltfunktion h und deren zeitliche Änderung $\partial h/\partial t$ sowie die erwähnten Geschwindigkeiten W_1, W_2 . Der Einfluss der unterschiedlichen Oberflächenstrukturen auf den Druckaufbau im Schmierfilm kann durch Druck- und Schubflussfaktoren, die aus einer Mikrohydrodynamikberechnung ermittelt werden, abgebildet werden.

Sowohl für die Berechnung des Festkörperkontaktdrucks als auch für die Berechnung des Drucks im Schmierfilm muss die Spaltfunktion h bekannt sein. Diese resultiert zum einen aus der Starrkörperbewegung des Kolbens im Rahmen des Einbauspiels (Kolbensekundärbewegung). Zum anderen liegen aber auch die Verformungen von Kolben und Zylinder in der interessierenden Größenordnung und tragen daher erheblich zur Spaltfunktion bei. Desweiteren entsteht im Kolben durch den Temperaturgradienten ein Temperaturverzug, der jedoch teilweise durch eine oval-ballige Kolbenfeingeometrie ausgeglichen wird. Die Berechnung der Kolbensekundärbewegung erfolgt also zweckmäßig in einem MKS-Programm, das in der Lage ist, elastische Körper einzubinden – z.B. SIMPACK.

2.1 MKS-Modell

Der Kurbeltrieb stellt eine geschlossene kinematische Schleife (Closed-Loop) dar. Deshalb erfolgt der Modell-aufbau nach der in Abbildung 2 links gezeigten Struktur. Die Kurbelwelle ist über einen Rotationsfreiheitsgrad am Inertialsystem gelagert. Das Pleuel ist am großen Pleuelauge ebenfalls mit einem Rotationsfreiheitsgrad am Hubzapfen der Kurbelwelle gelagert. Schwungrad und Bolzen sind jeweils mit einem Null-Freiheitsgrad-Gelenk direkt an Kurbelwelle bzw. Pleuel befestigt. Der Kolben erhält drei Starrkörperfreiheitsgrade, um die Kolbensekundärbewegung abbilden zu können: Translation in Hub- und Querrichtung (z - und y -Achse), sowie Rotation um die Bolzenachse (x -Achse). Um die Kopplung zum Bolzen über beide Kolbennaben zu gewährleisten, müssen aber zunächst auch die beiden verbleibenden Rotationen zugelassen werden. Die beiden Zwangsbedingungen

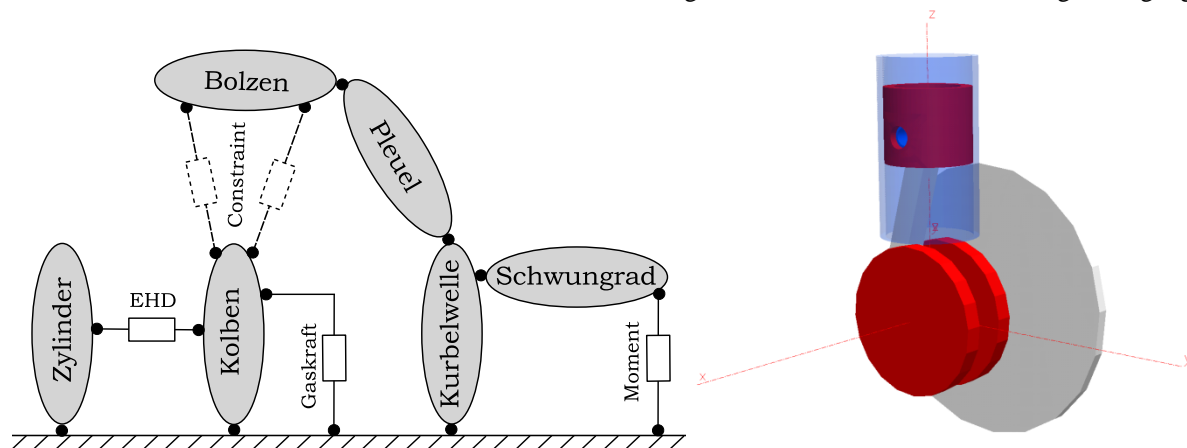


Abbildung 2: links: Closed-Loop-Struktur, rechts: MKS-Modell

(Constraints) zwischen Kolben und Bolzen verhindern jeweils die Verschiebung in Hub- und Querrichtung, wodurch die Rotationen wieder gefesselt sind. Der Zylinder ist mit einem Null-Freiheitsgrad-Gelenk gegenüber dem Inertialsystem gelagert. Kurbelwelle, Schwungrad, Pleuel und Bolzen sind als starre Körper abgebildet, im Gegensatz dazu werden Kolben und Zylinder als elastische Körper modelliert.

Der Kurbeltrieb wird über den auf den Kolbenboden wirkende Gasdruck in Rotation versetzt. Das daraus resultierende Antriebsmoment wird durch ein Lastmoment am Schwungrad aufgenommen, um die Drehzahl der Kur-

belwelle konstant zu halten. Die Wirkung des Schmierfilms und des Festkörperkontakts zwischen Kolben und Zylinder wird durch ein EHD-Kraftelement, das in Abschnitt 3 näher erläutert ist, abgebildet.

2.2 Elastische Strukturen

Die gegenseitige Beeinflussung von Verformung der Körper und dem Druckaufbau im Schmierfilm verlangt die Modellierung vom Kolben und Zylinder als elastische Strukturen. SIMPACK bietet mit FEMBS eine Schnittstelle zu vielen kommerziellen FE-Systemen an, die das Einbinden elastischer Strukturen in MKS ermöglicht. Dazu müssen die Körper mittels Finiten Elemente diskretisiert werden und können nach einer Substrukturierung und anschließender modalen Reduktion in SIMPACK eingebunden werden – siehe [3].

Elastische Strukturen werden in SIMPACK nach der Methode des bewegten Bezugssystems verarbeitet, d.h. den (großen) Starrkörperbewegungen werden die linear elastischen Deformationen überlagert [4]. Für die Praxis bedeutet das, dass nur der Ursprung des Kolben-Koordinatensystems als Koppelpunkt für das Gelenk verwendet werden kann. Im FE-Modell muss der zugehörige Knoten mit einem Punktmassenelement vernetzt und durch Starkkörperelemente an die eigentliche Struktur (Kolbenboden) gebunden werden

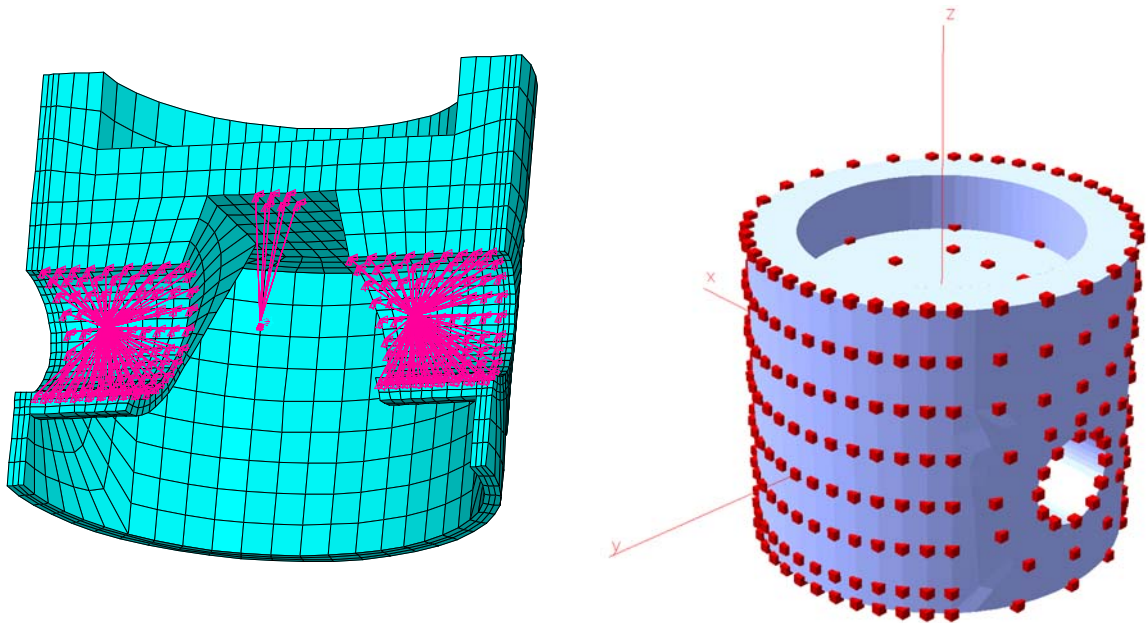


Abbildung 3: links: FE-Modell des Kolbens mit Starkkörperelementen, rechts: Marker am reduzierten MKS-Modell des Kolbens

Zur Kopplung von Kolben und Bolzen müssen auf der Mittellinie der Nabenbohrung zusätzlich zwei Knoten definiert und analog durch Starkkörperelemente an die Nabenbohrungen gebunden werden. Das reduzierte Modell ist in Abbildung 3 rechts dargestellt: Die Marker auf der Schaftfläche dienen der Simulation des Schmierfilms. Die restlichen Marker werden zum Aufbringen des Gasdrucks auf den Kolbenboden benötigt.

Die Zylinderbuchse wird ebenfalls mit Finiten Elementen diskretisiert und dann zu einem Rechtecknetz auf der Zylinderinnenfläche reduziert - Abbildung 4. Analog zum Kolben muss auch im Ursprung des Zylinderkoordinatensystems ein Knoten definiert und unter Verwendung von Starkkörperelementen an die Struktur gekoppelt werden. Als Randbedingungen werden am oberen und unteren Ende des Zylinders die Verschiebungen aller Knoten auf dem äußeren Durchmesser verhindert, was etwa der Lagerung einer Zylinderbuchse in Nassbauweise entspricht.

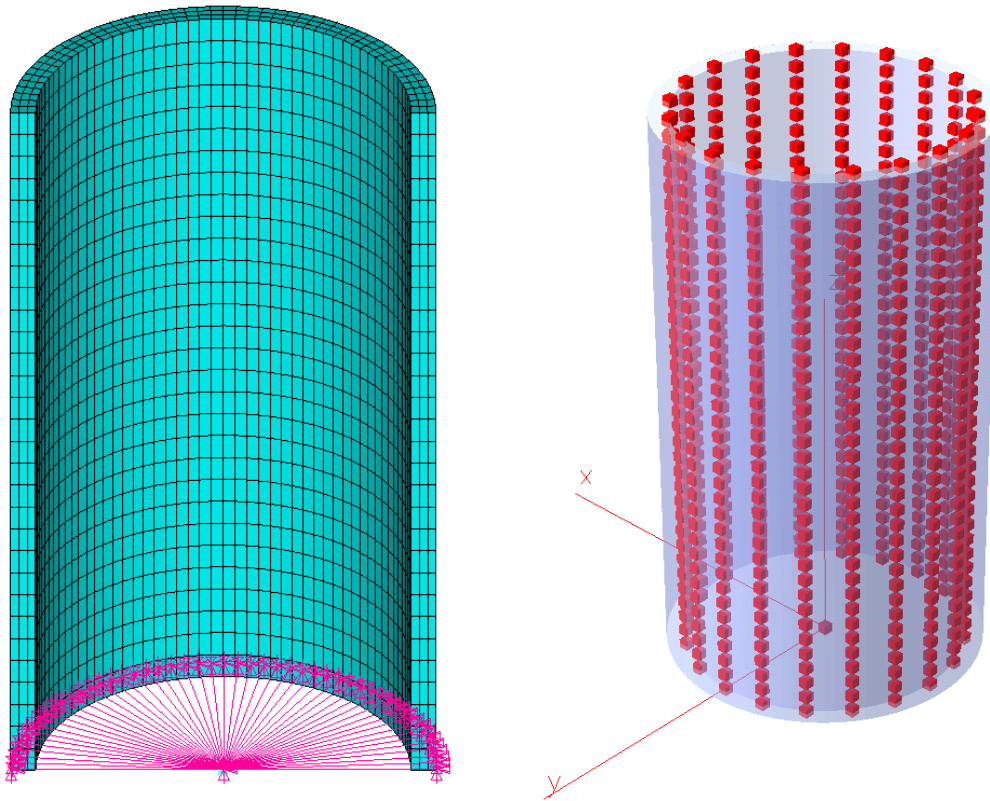


Abbildung 4: links: FE-Modell des Zylinders mit Starrkörperelementen, rechts: Marker am reduzierten MKS-Modell des Zylinders

3 EHD-Kraftelement

Zur Abbildung des EHD-Kontakts in SIMPACK muss eine Schnittstelle zu einem Hydrodynamikmodul geschaffen werden. SIMPACK stellt zu diesem Zweck nutzergeschriebene Kraftelemente (*uforce*) zur Verfügung. Das prinzipielle Vorgehen zur Verwendung einer *uforce* ist in [5] am Beispiel der Pleuellagerung erläutert, wobei lediglich das Pleuel als elastische Struktur modelliert wurde. Bei direkter Kopplung zweier elastischer Körper sind demgegenüber weitere Maßnahmen zur Ermittlung von Spaltfunktion und resultierenden Markerkräften nötig.

3.1 Spaltfunktion und Splineinterpolation

Der aus der Starrkörperbewegung resultierende Anteil der Spaltfunktion kann aus Abbildung 5 unter Modifikation der Spaltfunktion eines Radialgleitlagers abgeleitet werden – Gleichung (3.1). Dabei wird die sich mit dem Kippwinkel α verändernde Exzentrizität in z -Richtung berücksichtigt.

$$h_{starr}(\varphi, z) = (r_z - r_k) \cdot \left(1 + \frac{e_{Bo} - z_k \cdot \sin \alpha}{r_z - r_k} \cdot \cos \varphi \right) \quad (3.1)$$

Diese Gleichung wird an den Markern des Kolbens auf der Schafffläche ausgewertet. Zusätzlich muss an diesen Markern die Verformung von Kolben und Zylinder ermittelt und addiert werden. Die Marker auf Kolbenschaft und Zylinderinnenfläche sind zum einen aufgrund der Netzstruktur (vgl. Abbildung 3 rechts und Abbildung 4 rechts) und zum anderen aufgrund der Hubbewegung des Kolbens nicht kongruent. Die Verformung des Zylinders steht deswegen an den Kolbenmarkern nicht direkt zur Verfügung, sondern muss an den Zylindermarkern ermittelt und dann entsprechend auf das Kolbennetz interpoliert werden.

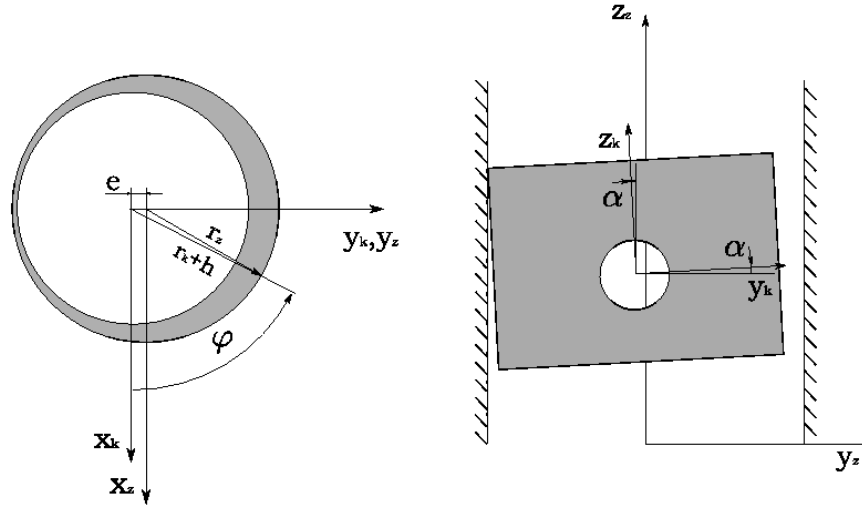


Abbildung 5: Spaltfunktion aus Starrkörperbewegung

Nach Aufschneiden in Längsrichtung und Abwickeln des Zylindernetzes können die Verformungen einer zwei-dimensionalen Interpolation zugänglich gemacht werden. Zu diesem Zweck kann z.B. die bikubische Splineinterpolation nach [6] angewendet werden. Dabei wird für jedes der Teilrechtecke des Zylindernetzes folgendes bikubische Polynom angesetzt – Gleichung (3.2).

$$u_{z,i,j} = \sum_{k=1}^4 \sum_{l=1}^4 a_{ijkl} (\varphi - \varphi_i)^{k-1} (z - z_j)^{l-1} \quad (3.2)$$

Die jeweils 16 Konstanten a_{ijkl} der Ansätze werden so bestimmt, dass einerseits die Interpolationsaufgabe an den Zylindermarkern erfüllt wird und andererseits der Übergang zwischen den Teilrechtecken möglichst glatt verläuft. Dazu wird die Stetigkeit der partiellen Ableitungen $\partial u / \partial \varphi$, $\partial u / \partial z$, $\partial^2 u / \partial \varphi \partial z$ an den Rändern der Teilrechtecke gefordert. Zusätzlich muss die durch das Aufschneiden des Netzes entstandene Unstetigkeit durch periodische Randbedingungen in Umfangsrichtung (φ) verhindert werden. Mit der auf das Kolbennetz interpolierten Verformung des Zylinders folgt aus Gleichung (3.2) die Spaltfunktion für den EHD-Kontakt zwischen Kolben und Zylinder – Gleichung (3.3).

$$h_{elast}(\varphi, z) = h_{starr}(\varphi, z) + u_z(\varphi, z) - u_k(\varphi, z) \quad (3.3)$$

Analog zur Spaltfunktion h_{elast} resultiert deren zeitliche Ableitung \dot{h}_{elast} als Eingangsgröße für die Reynoldssche Differentialgleichung aus den Anteilen Starrkörpergeschwindigkeit und Verformungsgeschwindigkeiten der elastischen Körper.

$$\dot{h}_{elast}(\varphi, z) = \dot{h}_{starr}(\varphi, z) + \dot{u}_z(\varphi, z) - \dot{u}_k(\varphi, z) \quad (3.4)$$

Die Verformungsgeschwindigkeiten an den Zylindermarkern müssen wieder durch eine bikubische Splineinterpolation auf das Kolbennetz interpoliert werden. Zur Lösung der Interpolationsaufgaben müssen, abhängig von der Anzahl der Stützstellen, einige tridiagonal zyklische Gleichungssysteme gelöst werden [6]. Als Vorteil erweist sich jedoch, dass insgesamt nur zwei verschiedene Koeffizientenmatrizen auftreten, so dass bei Verwendung eines direkten Lösungsalgorithmus die Rechenzeit verringert werden kann.

3.2 Druck- und Kraftberechnung

Der Druck im EHD-Kontakt kann aus den Gleichungen (2.2) und (2.3) berechnet werden. Durch das unstrukturierte Netz auf dem Kolbenschaft (vgl. Abbildung 3 rechts) kann die Lösung der Reynoldsschen Differentialglei-

chung nicht mehr durch Finite Differenzen (wie z.B. in [5]) erhalten werden, sondern muss per Finite Elemente Methode(FEM) ermittelt werden.

$$u = \sum_{i=1}^n N_i \cdot u_i \quad \text{mit } u = p, h, \dot{h} \quad (3.5)$$

Aus der zur Gleichung (2.3) zugehörigen Variationsformulierung lässt sich unter Verwendung der Ansatzfunktionen – Gleichung (3.5) - ein lineares Gleichungssystem zur Berechnung des Schmierfilmdrucks gewinnen – Gleichung (3.6). In der Variationsformulierung treten nur Ableitungen erster Ordnung auf, so dass lediglich lineare Formfunktionen N_i verwendet werden müssen.

$$\mathbf{K} \cdot \mathbf{p} = \mathbf{r} \quad (3.6)$$

Im Gleichungssystem (3.6) stellt \mathbf{p} den Vektor der unbekannt Drücke dar und \mathbf{r} enthält die Störglieder aus Gleichung (2.3). Die Systemmatrix \mathbf{K} ist symmetrisch und nur dünn besetzt, so dass das System vorteilhaft mit einem iterativen Algorithmus gelöst werden kann.

Unter Verwendung des Kontaktflächenverhältnisses, dass ebenfalls aus dem Greenwood-Williamson Modell folgt [2], kann der resultierende Druck im Kontakt an den Kolbenmarkern berechnet werden. Die daraus resultierenden Kräfte müssen, um die EHD-Rückwirkung zu gewährleisten, sowohl am Kolben als auch am Zylinder angetragen werden. Zur Interpolation über dem unstrukturierten Kolbennetz bieten sich die Ansatzfunktionen (3.5) an.

4 Ergebnisse

Für einen Zylinder eines Vierzylinder-Turbodieselmotors mit 1,9l Hubraum wurde bei einer Drehzahl von 2000min⁻¹ die Kolbensekundärbewegung berechnet. In Abbildung 6 ist zum Vergleich von starrer und elastischer Berechnung die Querverlagerung des Kolbens über vier Takte aufgetragen. Verursacht wird die Querverlagerung von der lateral zwischen Kolbenschaft und Zylinderwand wirkenden Seitenkraft. Daher zeigen HD- und EHD-Berechnung der Querverlagerung qualitativ einen ähnlichen Verlauf, jedoch steht bei der HD-Berechnung für die Querbewegung nur das Einbauspiel zur Verfügung. Im elastischen Fall stellen sich durch die Verformung von Kolbenschaft und Zylinderwand entsprechend größere Querverlagerungen ein.

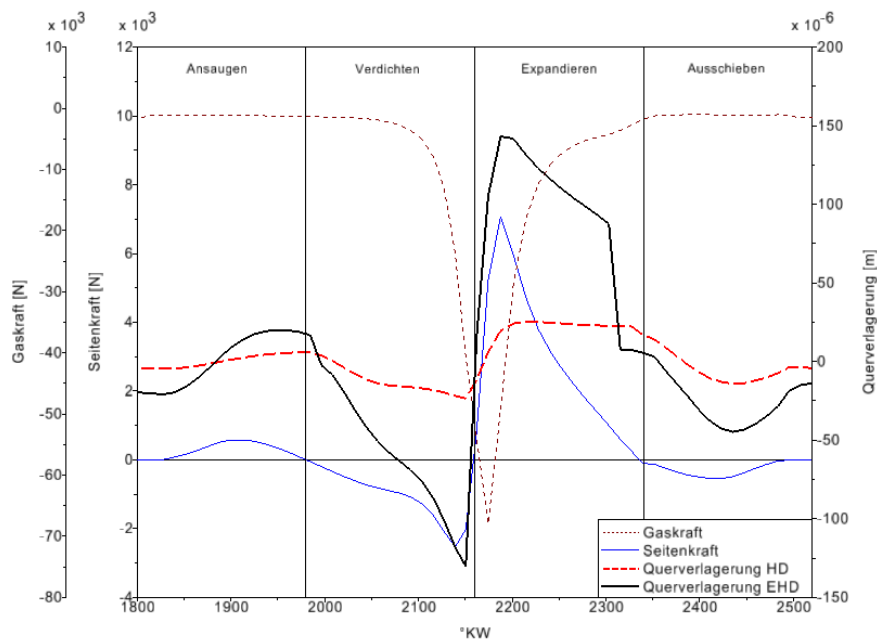


Abbildung 6: Vergleich der Querverlagerung bei starrer(HD) und elastischer(EHD) Berechnung

Der Vergleich der minimalen Spaltweite zeigt aufgrund der Verformung der Körper deutliche Unterschiede - Abbildung 7. Bei den gewählten Parametern des Greenwood-Williamson-Modells stellt sich unterhalb einer Spaltweite von $3\mu\text{m}$ Festkörperkontakt ein. Dadurch kommt es in diesen Bereichen zu hohen Kontaktdrücken. Dieser Festkörperkontakt kann durch geeignete Wahl der Kolbenfeingeometrie und der Schaftsteifigkeit verringert werden [7]. Der Verlauf des maximal berechneten Drucks zeigt qualitative gute Übereinstimmung, jedoch werden im starren Fall etwa um den Faktor zwei größere Werte berechnet. Ursache hierfür ist der durch die Verformung breiter werdende Druckberg und der dadurch größer werdende Anteil an tragender Fläche bei gleichzeitig geringerem Druck.

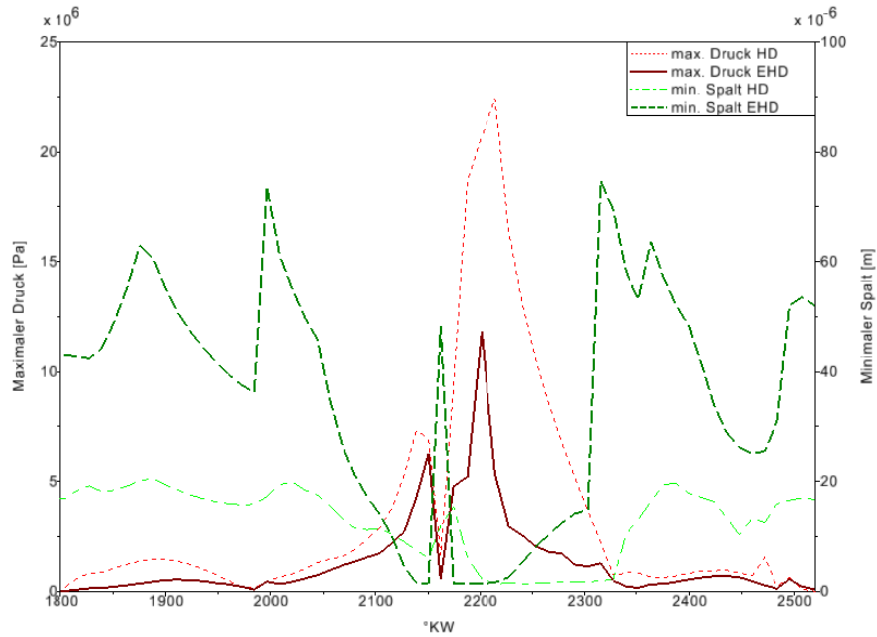


Abbildung 7: Vergleich von maximalem Druck und minimalem Spalt bei starrer(HD) und elastischer(EHD) Berechnung

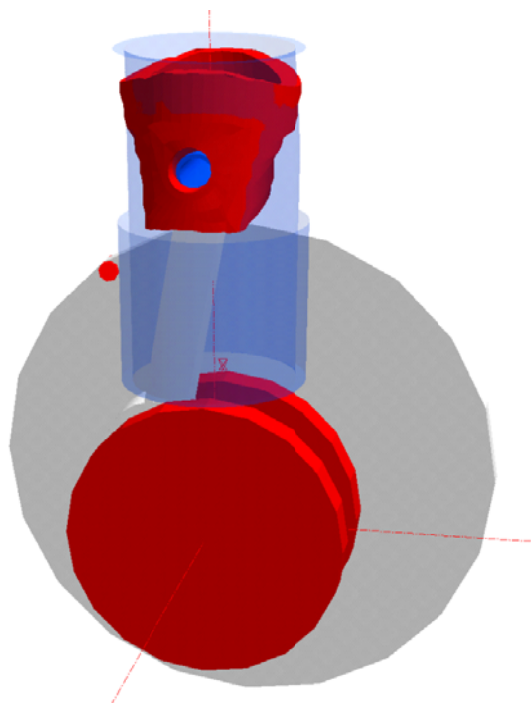


Abbildung 8: Verformung von Kolben und Zylinder unter maximalem Gasdruck

Abschließend zeigt Abbildung 8 qualitativ die Verformungen von Kolben und Zylinder, wie sie sich bei maximalem Gasdruck einstellen. Es ist gut zu erkennen, wie der Kolbenboden unter Wirkung des Gasdrucks um die Bolzenachse gebogen wird und somit zusätzlich zur Verformung des Kolbenschafts beiträgt. Demgegenüber wird die Zylinderwand durch den Schmierfilmdruck nur gering verformt.

5 Fazit

Es wurde am Beispiel von Kolben und Zylinder gezeigt, wie in einem MKS-Programm der direkte EHD-Kontakt zweier elastischer Körper behandelt werden kann. Die erstellten Routinen bilden die Grundlage zur Simulation des eingangs erwähnten Einflusses der Oberflächenstrukturierung der Zylinderoberfläche auf die Reibverluste der Kolbenbaugruppe. Um Aussagen über die Anforderung an diese Strukturierung machen zu können, müssen im nächsten Schritt Druck- und Schubflussfaktoren in der Lösung der Reynoldsschen Differentialgleichung berücksichtigt werden.

Literatur

- [1] Affenzeller, J.; Gläser, H.: Lagerung und Schmierung von Verbrennungsmotoren, Wien, Springer Verlag 1996
- [2] Tomanik, E.: Modelling of the Asperity Contact Area on Actual 3d Surfaces, SAE paper 2005-01-1864 2005
- [3] Woschke, E.; Daniel, C.; Strackeljan, J.: Reduktion elastischer Strukturen für MKS Anwendungen, Tagungsband 8. Magdeburger Maschinenbau-Tage, C3, 2007
- [4] Schwertassek, R.; Wallrap, O.: Dynamik flexibler Mehrkörpersysteme, Braunschweig, Vieweg Verlag 1999
- [5] Daniel, C.; Woschke, E.; Strackeljan, J.: Integration von Tribosystemen in MKS Modelle am Beispiel von Motorkomponenten, Tagungsband 8. Magdeburger Maschinenbau-Tage, C1, 2007
- [6] Späth, H.: Zweidimensionale Spline-Interpolations-Algorithmen, München, Oldenbourg Verlag 1991
- [7] Köhler, E.; Flierl, R.: Verbrennungsmotoren – Motormechnik, Berechnung und Auslegung des Hubkolbenmotors, Wiesbaden, Vieweg Verlag 2006