

# Mechanische Schnellläuferpresse

## mit Koppelrastgetriebe

Dipl.-Ing. Tim Benkert, Lehrstuhl für Umformtechnik und Gießereiwesen, TU München

Prof. Wolfram Volk, Lehrstuhl für Umformtechnik und Gießereiwesen, TU München

Dipl.-Ing. Andreas Krinner, Lehrstuhl für Angewandte Mechanik, TU München

Dr. Thomas Thümmel, Lehrstuhl für Angewandte Mechanik, TU München

Das hier vorgestellte Vorhaben hat zum Ziel nachzuweisen, dass Hochgeschwindigkeitsscherschneiden (HGSS) in der Massenproduktion eingesetzt werden kann. Dieses Verfahren, bei dem durch hohe Schneidgeschwindigkeiten die Schnittflächencharakteristik bei Blechteilen hin zu nahezu senkrechten Schnittflächen mit wenig Grat und sehr hohem Anteil an feinporigem Bruch verändert wird, ist schon seit einiger Zeit Gegenstand verschiedener Forschungsvorhaben [BART12], [BOYE80], [BREI98], [HOFF98], [NEUG08], [SCHÜ90]. Die zur Umsetzung des HGSS mindestens erforderliche Schneidgeschwindigkeit von 0,8 m/s [SCHM92] wird von aktuell am Markt verfügbaren Anlagen nur für Taktzahlen bis ca. 400 Hub/Minute erreicht [HYDR14]. Durch den Einsatz eines Koppelgetriebes im Antrieb einer mechanischen Schnellläuferpresse soll das geforderte Geschwindigkeitsniveau erreicht und zugleich der benötigte Energiebedarf verringert werden.

## 1 Stand der Technik

### 1.1 Fertigungsprozess Hochgeschwindigkeits-scherschneiden

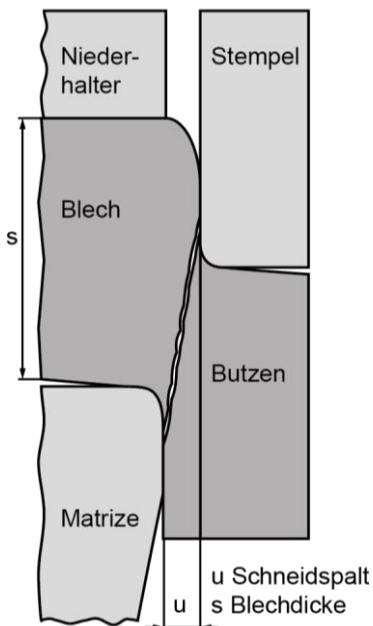
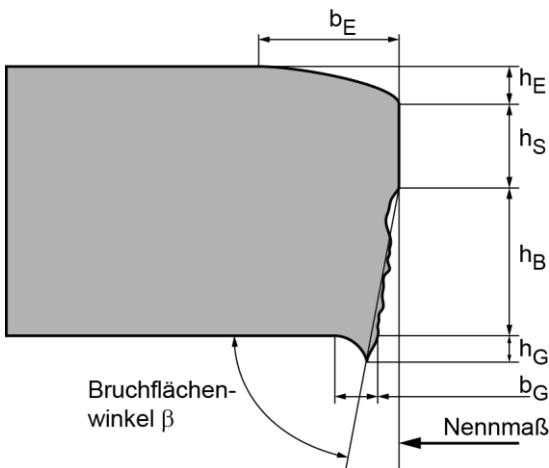


Abbildung 1.1: Prinzip des Scherschneidens nach [SCHM06]

Zerteilen ist das mechanische Trennen von Materialien ohne Spanbildung. Unter den nach [DIN8588] genormten Unterverfahren des Zerteilens: Scherschneiden (Abbildung 1.1), Messerschneiden, Beißschneiden, Spalten, Reißen und Brechen, ist das Scherschneiden von größter Bedeutung für die industrielle Metallbearbeitung. Scherschneiden bezeichnet das Zerteilen von Werkstücken zwischen zwei Schneiden, die sich parallel aneinander vorbeibewegen [DIN8588]. Im Bereich des Normalgeschwindigkeitsscherschneidens bis 0,5 m/s [SCHM92] entsteht eine Schnittfläche mit nach [VDI2906] genormten Schnittflächenkenngrößen (Abbildung 1.2). Die Ausprägung dieser Kenngrößen wird nach [VDI2906] besonders vom bezogenen Schneidspalt  $u/s$  (siehe Abbildung 1.1), vom Zustand der Schneidaktivelemente und vom Blechwerkstoff beeinflusst. In [SCHÜ90] wird gezeigt, dass ab 0,5 m/s Anschnittsgeschwindigkeit, die Schneidgeschwindigkeit zu einem ebenfalls maßgeblich die Schnittflächencharakteristik beeinflussenden Kriterium wird. Mit zunehmender Geschwindigkeit nimmt der Kanteinzug ebenso wie der Schnittgrat ab, während sich die Bruchflächenhöhe auf Kosten der Glattschnitthöhe vergrößert. Der Bruchflächenwinkel nimmt ebenfalls zu [SCHÜ90]. Zudem ändert



$b_E$  Kanteneinzugsbreite       $b_G$  Schnittgratbreite  
 $h_E$  Kanteneinzugshöhe       $h_G$  Schnittgrathöhe  
 $h_S$  Glattschnithöhe       $h_B$  Bruchflächenhöhe

Abbildung 1.2: Schnittflächenkenngrößen beim Scherschneiden nach [VDI2906]

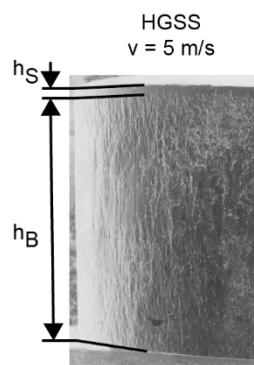
ristische hohe Bruchflächenanteil der Schnittfläche. Die geringe Glattschnithöhe ist ebenfalls gut sichtbar. Für den Einsatz in der Industrie ist die vorhandene Schneidanlage jedoch nicht geeignet, da sie nur im Einzelhub betrieben werden kann.

sich die Rauigkeit der Bruchfläche welche werkstoffabhängig nahezu Genauschneidqualität erreicht [BART12].

Zur Untersuchung des HGSS besteht am Lehrstuhl für Umformtechnik und Gießereiwesen eine selbst entwickelte hydraulische Hochgeschwindigkeits-Schneidvorrichtung (Abbildung 1.3). Sie besitzt einen mit Stickstoff vorgespannten Blasenspeicher als Beschleunigungseinheit und ein Hydraulikaggregat zur Aufladung. Für die Steuerung kommen Magnetventile zum Einsatz. Als Werkzeuggestell wird ein vier-Säulen Präzisionsgestell mit Kugelführungen verwendet. Mit dieser Vorrichtung werden durch Einstellung des Pneumatikdrucks Anschnittgeschwindigkeiten von bis zu 15 m/s erreicht [BART12]. Abbildung 1.4 zeigt exemplarisch ein auf dieser Anlage mit 5 m/s geschnittenes, 5 mm dickes Blechbauteil aus C60. Sehr gut zu erkennen ist der für das HGSS charakteristische hohe Bruchflächenanteil der Schnittfläche. Die geringe Glattschnithöhe ist ebenfalls gut sichtbar. Für den Einsatz in der Industrie ist die vorhandene Schneidanlage jedoch nicht geeignet, da sie nur im Einzelhub betrieben werden kann.



Abbildung 1.3: HGSS Vorrichtung am utg



Glattschnittanteil  $h_S/s \sim 5\%$   
 Bruchflächenanteil  $h_B/s \sim 90\%$   
 Einzug + Grat  $(h_E + h_G)/s \sim 5\%$

Abbildung 1.4: Schnittflächenansicht nach dem HGSS

## 1.2 Maschinen zum Hochgeschwindigkeits-scherschneiden

Generell wird der Scherschneidvorgang bei niedrigen Geschwindigkeiten auf Pressen ausgeführt. Diese lassen sich gemäß ihrer Wirkweise in arbeits-, kraft-, und weggebundene Maschinen einteilen [SCHU96].

Beispiele für energiegebundene Pressen sind Hämmer und Spindelpressen. Ihre charakteristische Größe ist das Arbeitsvermögen. Wenn die durch bewegte Massen zur Verfügung gestellte kinetische Energie vollständig in Formänderungsarbeit umgesetzt ist, ist der Arbeitsvorgang beendet. Sie finden hauptsächlich in der Massivumformung Anwendung. Da sie die erforderlichen Geschwindigkeiten für das HGSS erzeugen können, sind sie prinzipiell zur Umsetzung des Prozesses geeignet. Sie haben jedoch den Nachteil, dass überschüssige Energie durch Anschläge im Werkzeug abgefangen werden muss.

1980 wurden Versuche zur Umsetzung des Hochgeschwindigkeits-Schneidens mittels einer energiegebundenen Presse mit elektrodynamischem Antrieb von J. Boye durchgeführt [BOYE80]. Mit Hilfe der kinetischen Energie, die dem Werkzeug durch elektrische Entladung von Speicher kondensatoren übertragen wird, können auf kurzen Arbeitswegen sehr große Kräfte bereitgestellt werden. Trotz der nachweislich besseren Schnittflächenqualität bei Arbeitsgeschwindigkeiten über 8 m/s eignet sich auch diese Presse nicht für die industrielle Herstellung von Schnittteilen, da kein automatischer Bandvorschub möglich ist. Als nachteilig sind auch die nicht ausreichende Dauerbelastbarkeit der Stoßstromkondensatoren und die geringe Spulenlebensdauer sowie die geringen Hubzahlen zu nennen [GENT74].

Kraftgebundene Maschinen werden meist als hydraulische Pressen bezeichnet [SCHU96]. Eine Kolbenstange, welche über ein Hydraulikmedium mit Druck beaufschlagt wird, bewegt den Stößel. Die am Stößel wirkende Kraft ist eine Funktion des Arbeitsvorgangs, die Stößelgeschwindigkeit eine Funktion des Volumenstroms  $\dot{V}$  des Hydraulikmediums. Da hydraulische Pressen im Allgemeinen keinen Energiespeicher besitzen, muss die gesamte Leistung im Moment des Arbeitsvorgangs aufgebracht werden.

Die erste für den industriellen Einsatz geeignete Maschine zum Hochgeschwindigkeitsschneiden flacher Blechteile entwickelte die Firma Adiapress. Durch einen hydraulischen Impulsantrieb der Firma Hydropulsor werden bei Geschwindigkeiten von bis zu 10 m/s maximal 120 Hub pro Minute erreicht. Die Anlage verfügt über eine Energiemenge von 7000 Joule und ist in der Lage Bleche bis zu einer Stärke von 10 mm zu durchtrennen [KOLL09]. Inzwischen wird von der Firma Hydropulsor selbst die HYD30-08 angeboten. Auf dieser Anlage sind laut Herstellerangabe Hubzahlen von mehr als 400 Hub/min möglich [HYDR14]. Jedoch sind die erreichten Stückzahlen für eine Massenproduktion immer noch zu gering.

Weggebundene (mechanische) Pressen ermöglichen Hubzahlen von mehr als 2000 Hub/min und weisen somit eine sehr hohe Produktivität auf. Ihr Energiebedarf kann trotz höherer Ausbringungen unter dem einer hydraulischen Presse liegen. Dies ist auf das Schwungrad zurückzuführen, welches im Antriebsstrang mechanischer Pressen als Energiespeicher dient. Die benötigte Energiemenge wird dem Schwungrad unter Drehzahlabfall entnommen. Die benötigte elektrische Leistung bleibt während dieses Vorgangs annähernd konstant und im Vergleich zu hydraulischen Pressen gering [SCHU96].

Die vorherrschenden Antriebsarten weggebundener (mechanischer) Pressen sind Exzenter- und Kurbelgetriebe. Als Antriebsmechanismus dient eine Schubkurbel, deren Kinematik die Bewegung des Stößels vorgibt. Der Bewegungsablauf des Stößels über der Zeit ist mehr oder weniger sinusähnlich. Die Zeit, in welcher die Aktivelemente der Werkzeuge nicht im Eingriff sind, kann für den Werkstücktransport genutzt werden. Ein weiteres, charakteristisches Merkmal ist die von der Stößelstellung abhängige Presskraft. Die Nennpresskraft steht ab einem bestimmten Winkel vor dem unteren Umkehrpunkt (u.U.) zur Verfügung. Im u.U. wäre sie

theoretisch unendlich groß, wird aber konstruktiv bzw. durch das Arbeitsvermögen begrenzt [HAGE02]. Theoretisch erreichen Exzenterpressen in der Kurbelstellung  $90^\circ$  vor dem u.U. Anschnittsgeschwindigkeiten von bis zu 2,4 m/s, welche für einen Einsatz im Bereich des HGSS ausreichend wären [SCHÜ90], [SCHM92]. Allerdings ist bei Schnellläuferpressen eine Richtungsumkehr bei hohen Hubzahlen auf Grund des Schwungrades nicht möglich, daher müssen die restlichen  $90^\circ$  Kurbelwinkel bis zum u.U. durchfahren werden. Somit ergibt sich eine Eintauchtiefe des Stempels vom halben Stößelhub, was mit starkem Anstieg des Verschleißes und einer Verringerung der Materialtransportzeiten einhergeht.

Die in den Exzenterpressen enthaltene Schubkurbel begrenzt die realisierbaren Bewegungsverläufe des Pressenstößels und sichert gleichzeitig definierte Endlagen. Der Vorteil dieses einfachen Koppelgetriebes mit nur vier Gliedern (davon drei bewegte, wie bei einer Kurbelschwinge) begrenzt andererseits die Flexibilität in der Ausgestaltung der Kinematik. Um den Weg-Zeit-Verlauf des Stößelhubes einer Exzenterpresse gezielt zu verändern, werden Vorschaltgetriebe verwendet. Am Institut für Umformtechnik und Umformmaschinen (IFUM) der Leibniz Universität Hannover ist dies zum einen mit unrunden Zahnradern [BEHR07], als auch mit dem eigens von Müller Weingarten für das IFUM entwickelten Dual-Drive-System versucht worden [WITT05]. Beide Systeme sind jedoch nicht für das HGSS geeignet.

Für den industriellen Einsatz des Schneidens mit hohen Anschnittsgeschwindigkeiten über 0,8 m/s gibt es bisher noch keine für den Dauereinsatz mit hohen Taktzahlen geeigneten Maschinen. Kennzeichnend für eine derartige Umformmaschine ist die Kombination aus hoher Anschnittsgeschwindigkeit, in weitem Bereich einstellbare Hubzahlen und ausreichend langer Handlingzeit für den Teiletransport, verbunden mit den robusten Eigenschaften und dem niedrigen Energieverbrauch einer mechanischen Presse.

## 2 Projektziel und Randbedingungen

Da bisher noch keine industriell einsetzbare mechanische Schnellläuferpresse mit Anschnittsgeschwindigkeiten von mehr als 0,8 m/s existiert, ist im Rahmen dieses Vorhabens ein Prototyp einer solchen Presse zu entwerfen. Die maximale Presskraft des Prototypen wird bei 10 kN liegen und Taktzahlen bis 1000 Hub/min sollen erreichbar sein. Um den Effekt der veränderten Schnittflächencharakteristik deutlich zu erkennen, wird eine minimale Anschnittsgeschwindigkeit von 2 m/s angestrebt.

Ein wichtiger Aspekt während der Auslegung des Prototypen ist die Getriebesynthese. Zusammen mit der Dimensionierung des Massenausgleichs wird sie im Rahmen des Pressenentwurfs behandelt. Es gilt das im Antrieb enthaltene Getriebe hinsichtlich eines angepassten

Stößel-Weg-Zeit-Verlaufs zu optimieren. Abbildung 2.1 zeigt die angestrebte Bewegungskurve (Dreiecke) des Stößels im Vergleich zum Exzenterantrieb (Vierecke) über einer Antriebsumdrehung. Sie gewährleistet hohe Geschwindigkeiten während der Stempeleingriffszeit und eine Rastphase im Bereich des o.U., welche für den Blechvorschub zur Verfügung steht. Die Stempeleingriffszeit beginnt, sobald sich der Stößel 2 mm über dem unteren Umkehrpunkt (u.U.) befindet und endet nach Erreichen desselben Abstands nach dem Durchfahren

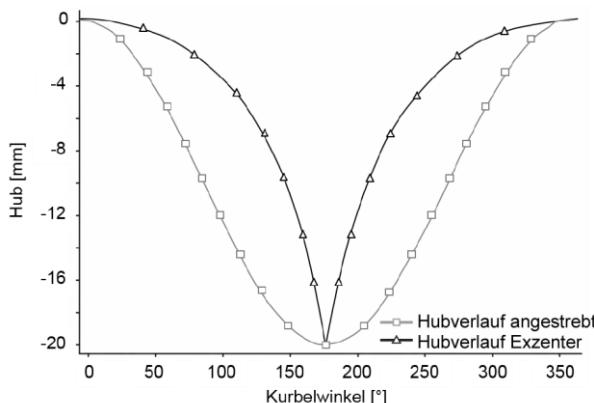


Abbildung 2.1: Verlauf des Stößelhubes über dem Kurbelwinkel

des u.U.. Durch die veränderte Form der Hubkurve ergibt sich somit rechnerisch bei gleichen Hubzahlen eine im Vergleich zu Exzenterpressen deutlich verlängerte Handlingzeit. Bei korrekter Anpassung der Werkzeuge an die erhöhten Beschleunigungswerte ist somit eine Steigerung der Ausbringung zu erwarten.

Der zu fertigende Prototyp soll eine Bauhöhe von 1000 mm nicht überschreiten und auf einer Grundfläche von 800 x 600 mm aufgestellt werden können. Zudem wird eine minimale Handlingzeit von 250° Kurbelwinkel als Randbedingung vorgegeben.

### 3 Entwurf des Antriebsmechanismus

Zu Beginn des Getriebeentwurfs ist in der Struktursynthese (Kapitel 3.1) zu klären, welche Getriebeart am geeignetsten ist, die unter Abbildung 2.1 gezeigte, angestrebte Hubkurve umzusetzen. In Frage kommen verschiedene Getriebestrukturen, als auch verschiedene Formen der gleichen Struktur. Nachdem eine geeignete Struktur gefunden ist, sind die konkreten Maße der einzelnen Getriebeglieder in der Maßsynthese (Kapitel 3.2) zu ermitteln. Zu beachten sind dabei alle unter Kapitel 2 genannten Randbedingungen.

#### 3.1 Struktursynthese

Grundlegend ist zu überlegen, ob der Pressenantrieb als räumlicher oder ebener Mechanismus realisiert werden soll.

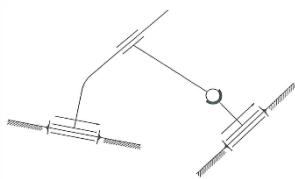


Abbildung 3.1 Schematische Darstellung eines räumlichen Getriebes

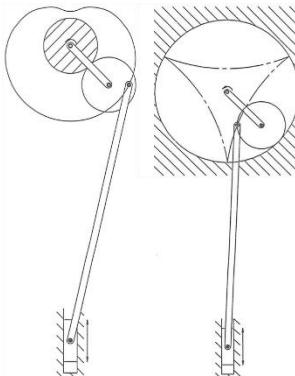


Abbildung 3.2: Epizykloidge-triebe links, Hypozykloid-getriebe rechts

Räumliche Getriebe (Abbildung 3.1) zeichnen sich durch ein komplexes Übertragungsverhalten und eine große Zahl an Freiheitsgraden aus. Dies ermöglicht zum einen sehr gezielte Anpassungen der Abtriebskinematik an die gewünschten Zielgrößen und Randbedingungen. Zum anderen ist der Aufwand während allen Phasen der Entwicklung erheblich größer, als bei vergleichbaren ebenen Getrieben. Da weder aus der Literatur noch aus der Praxis Fälle bekannt sind, in denen in einer Presse räumliche Getriebe verbaut wurden, werden im weiteren Verlauf der Entwicklung nur ebene Getriebestrukturen betrachtet. Dabei stehen die Koppelgetriebe im Fokus. Diese zeichnen sich durch unterschiedliche Bauformen und sehr gezielt einstellbares Übertragungsverhalten aus und sind somit sehr gut geeignet, die in Kapitel 2 genannten Anforderungen zu erfüllen. Die verschiedenen Bauformen der Koppelgetriebe lassen sich in Räder- und Stangenkoppelgetriebe einteilen. In Räderkoppelgetrieben (Abbildung 3.2) verbindet die Koppel ein feststehendes und ein umlaufendes Zahnrad, sodass beide sich permanent im Eingriff befinden. Der Anlenkpunkt des Pleuels liegt auf dem umlaufenden Zahnrad. Je nach Verzahnungsart des feststehenden Zahnrades wird von Epizykloid- oder Hypozykloidgetrieben gesprochen. Das Verhältnis der Zahnraddurchmesser hat großen Einfluss auf das Abtriebsverhalten der Getriebe. Damit sich die Lage von oberem und unterem Umkehrpunkt nicht verschieben, können die Zahnraddröhrlinie nicht beliebig gewählt werden. Bei Epizykloidgetrieben ist ein Durchmesserverhältnis von feststehendem zu bewegtem Zahnrad von 1:1 erstrebenswert. Dieses Verhältnis liegt bei Hypozykloidgetrieben bei 3:1. Durch

Verschieben des Pleuelanlenkpunktes auf dem bewegten Zahnrad kann Einfluss auf die Hubhöhe und die auftretenden Geschwindigkeiten genommen werden. Ein auf dem Zahnrad weiter außen liegender Anlenkpunkt hat höhere Geschwindigkeiten, aber auch einen größeren Hub zur Folge. Zudem nimmt die Rastgüte ab. Hohe Geschwindigkeiten am Stoßel erfordern allerdings kurze Hubhöhen, um den erforderlichen Führungsweg gering zu halten. Somit ergibt sich an dieser Stelle ein Zielkonflikt, welchem durch Optimierung begegnet werden muss. Im Gegensatz zu Räderkoppelgetrieben befinden sich in Stangenkoppelgetrieben (Abbildung 3.3) keine Zahnräder. Die einzelnen Getriebeglieder sind durch Drehgelenke miteinander verbunden und mit steigender Anzahl kann nahezu jedes beliebige Abtriebsverhalten erzeugt werden. Gleichzeitig nehmen mit zunehmender Anzahl an Getriebegliedern das absolute Spiel und damit Ungenauigkeiten im Abtriebsverhalten zu. Einen guten Kompromiss stellt das in Abbildung 3.3 gezeigte sechsgliedrige Getriebe dar. Im nicht dargestellten Gestell (Glied 1) sind die beiden Festlager angebracht. Das Getriebe wird durch eine umlaufende Bewegung der Kurbel (Glied 2) angetrieben, welche zusammen mit der Schwinge (Glied 4) die Koppel (Glied 3) anlenkt. An der Koppel ist das Pleuel (Glied 5) gelagert, welches die Abtriebsbewegung auf den Stoßel (Glied 6) überträgt. Als weitere ebene Getriebestruktur welche zur Umsetzung der in Abbildung 2.1 dargestellten Hubkurve in Frage kommt, sind Antriebe mit unrunder Zahnrädern zu nennen (siehe auch Kapitel 1.2). Auf Grund anzipierter Schwierigkeiten bei der Umsetzung eines solchen Antriebes werden diese nicht weiter betrachtet. Somit bleibt zum Schluss zu entscheiden, ob der Antrieb des Prototypen mittels eines Räder- oder Stangenkoppelgetriebes erfolgen soll. Auf Grund der einfacheren Fertigbarkeit der Elemente eines Stangenkoppelgetriebes fällt die Entscheidung zu Gunsten dieser Bauform.

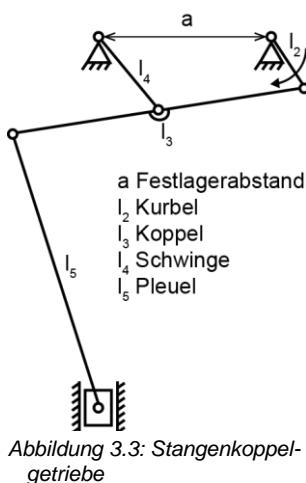


Abbildung 3.3: Stangenkoppelgetriebe

## 3.2 Maßsynthese

In der Maßsynthese erfolgt die kinematische und dynamische Auslegung des sechsgliedrigen Koppelgetriebes. Es wird deshalb im Folgenden zwischen der kinematischen und der dynamischen Synthese unterschieden. Während in ersterer nur kinematische Zusammenhänge betrachtet werden (Lagen, Geschwindigkeiten, Beschleunigungen), werden in letzterer auch Untersuchungen zu den dynamischen Eigenschaften des Mechanismus durchgeführt, wie z.B. zu den auftretenden Gelenkkräften [DRES11]. Da im Syntheseprozess sowohl kinematische als auch dynamische Anforderungen zu berücksichtigen sind, ist ein iteratives Vorgehen während der Auslegung unabdingbar. Außerdem ist die konstruktionstechnische Umsetzbarkeit zu gewährleisten.

### 3.2.1 Kinematische Synthese

Die kinematische Synthese legt die geometrischen Abmessungen des sechsgliedrigen Koppelgetriebes fest, um kinematische Anforderungen zu erfüllen. Als Berechnungsmodell wird der ebene Mechanismus im Zwangslauf zugrunde gelegt, womit durch Vorgabe des Antriebswinkels alle Lagen, Geschwindigkeiten und Beschleunigungen der einzelnen Glieder ermittelt werden können (Vorwärtsskinematik). Das zugehörige kinematische Schema ist in Abbildung 3.4 dargestellt.

Aufgrund der Vielzahl an Auslegungsfreiheitsgraden wird das Festlegen der geometrischen Abmessungen des Getriebes als mathematisches Optimierungsproblem formuliert. Als Optimierungsziel ist das Erreichen der geforderten Anschnittsgeschwindigkeit von  $v_{An} = 2 \text{ m/s}$  bei

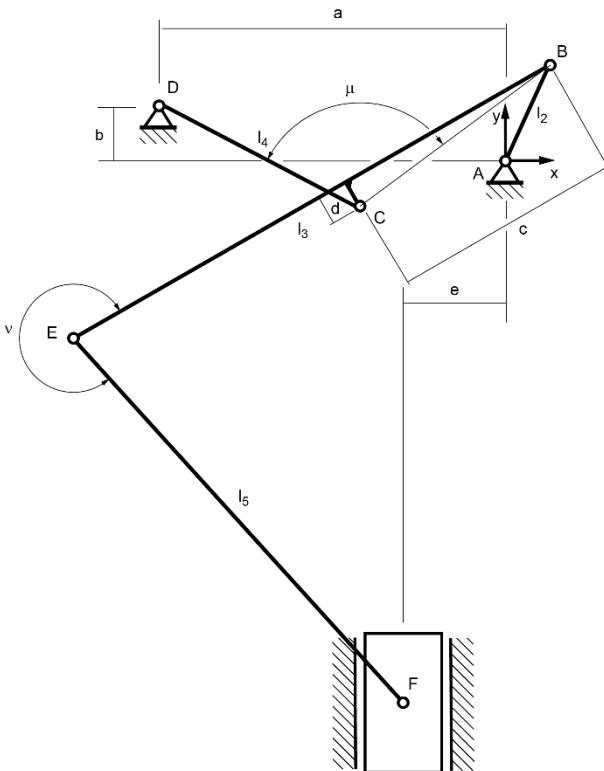


Abbildung 3.4: vollständig beschriftetes Koppelgetriebe

chung 1 ein, die beiden übrigen Längen als  $l^*$  und  $l^{**}$ . Die zweite Bedingung stellt sicher, dass die Länge  $l_5$  in der Extremstellung, in der das Getriebe die maximale Breite  $x$  besitzt, nicht zu kurz ist.

- Bauraum:

Durch die Vorgabe des Bauraums für das Getriebe in Kapitel 2 ergeben sich Grenzen für die einzelnen Getriebelängen.

- Spitzer Übertragungswinkel:

Zur Vermeidung hoher Gelenkkräfte wird in [VOLM79] als Richtlinie empfohlen, dass einzelne Übertragungswinkel nicht spitzer als  $30^\circ$  sein sollten. In Abbildung 3.4 sind dies die Übertragungswinkel  $\mu$  und  $2\pi - \nu$ .

- Maximaler Hub:

Aus den Anforderungen an das Getriebe ergibt sich eine Beschränkung des Hubes auf 20 mm.

Zur Durchführung der mathematischen Optimierung wird die Vorwärtskinematik des sechsgliedrigen Koppelgetriebes in Matlab 2012b programmiert. Zudem steht die Applikation WinDAM 2.7 [WIND14] zur dynamischen Analyse ebener Mechanismen zur Verfügung, mit welchem die Ergebnisse der Optimierung verifiziert und visualisiert werden konnte.

einer möglichst geringen Drehzahl gesetzt. Darüber hinaus sind Nebenbedingungen enthalten, die zum Teil aus den Anforderungen abgeleitet sind und sich aus konstruktionstechnischer Sicht ergeben. Zusammengefasst sind Nebenbedingungen zur Gewährleistung der Umlauffähigkeit des Getriebes, zur Einhaltung des Bauraums, zur Vermeidung spitzer Übertragungswinkel sowie zur Begrenzung des Hubes gesetzt:

- Umlauffähigkeit:

Das Getriebe ist umlauffähig, wenn folgende Bedingungen erfüllt sind:

1.  $l_{max} + l_2 < l^* + l^{**}$
2.  $x < e + l_5$

Die erste Bedingung gewährleistet die Umlauffähigkeit der Kurbelschwinge, für die die Kurbellänge  $l_2$  die kleinste der vier Längen ist. Dabei sind als weitere Längen  $l_4$ ,  $\sqrt{a^2 + b^2}$  und  $\sqrt{c^2 + d^2}$  zu betrachten. Die längste dieser drei Längen geht als  $l_{max}$  in Gleichung 1 ein, die beiden übrigen Längen als  $l^*$  und  $l^{**}$ . Die zweite Bedingung stellt sicher, dass die Länge  $l_5$  in der Extremstellung, in der das Getriebe die maximale Breite  $x$  besitzt, nicht zu kurz ist.

Da bei der Optimierung eine Vielzahl an Freiheitsgraden zur Verfügung stehen, sind im Vorhinein dimensionslose Parameterstudien durchzuführen, um ein Gespür für die Sensitivität der einzelnen Getriebelängen auf das Erreichen des Optimierungsziels und die Einhaltung der Nebenbedingungen zu erhalten. Die Entdimensionierung des Optimierungsproblems unter Einführung sogenannter dimensionsloser Kennzahlen, welche nach den Methoden von Rudolph [RUDO02] und in Anlehnung an [DRES09] ermittelt sind, reduziert die Anzahl der Einflussgrößen auf Lageebene um einen, auf Geschwindigkeitsebene um zwei Parameter.

Parameter	Maß
a [mm]	32,7
b [mm]	0
l2 [mm]	18,9
l3 [mm]	80
c [mm]	40
d [mm]	0
l4 [mm]	40
l5 [mm]	400
e [mm]	32,7
$v_{AP}$ [m/s]	2
$\varphi_{Rast}$ [ $^{\circ}$ ]	354
Hub [mm]	20
$a_{\max}$ [m/ $s^2$ ]	777
$\mu_{\min}$ [ $^{\circ}$ ]	20
$v_{\max}$ [ $^{\circ}$ ]	330
$\omega_{\min}$	625
Bauraum: Y [mm]	500
Bauraum: X [mm]	95

Tabelle 3.1: Ergebnis der Maßsynthese

### 3.2.2 Dynamische Synthese

In der dynamischen Synthese werden neben den geometrischen Abmessungen auch Trägheitsparameter festgelegt. Sind in einem Mechanismus die Trägheitsparameter bekannt, kann aus den aus der kinematischen Analyse berechneten Lagen, Geschwindigkeiten und Beschleunigungen der Glieder auf die auftretenden Kräfte und Momente zurückgerechnet werden. Dies wird als Inverse Kinetik bezeichnet und für das Koppelgetriebe entsprechend in Matlab 2012b programmiert.

Somit können während der dynamischen Synthese auch Gelenkkräfte und Antriebsmoment betrachtet und in einer Optimierung wie in 3.2.1 zusätzlich berücksichtigt werden. Da dies sehr schnell zu sehr vielen Optimierungsparametern führt, wird die Auslegung des sechsgliedrigen Koppelgetriebes während der Optimierung auf solche Trägheitsparameter beschränkt, die großen Einfluss auf die Dynamik des Mechanismus haben. Ein sehr sensibler Parameter ist beispielsweise die Masse des Stoßels.

Zu berücksichtigen ist, dass die Optimierungsgrenzen einzelner Trägheitsparameter aufgrund der konstruktiven Umsetzbarkeit und des Festigkeitsanspruchs nicht beliebig wählbar bzw. teilweise

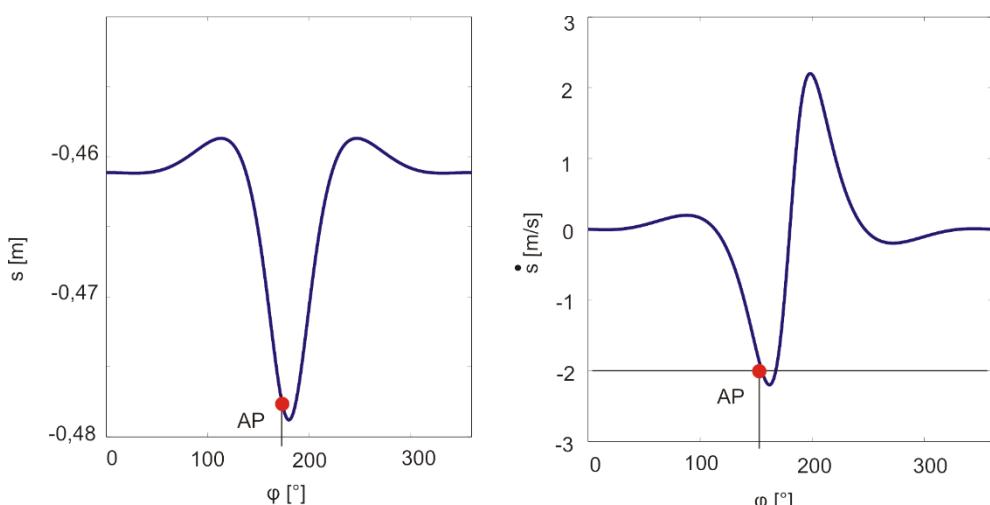


Abbildung 3.5: Stoßelhubkurve und Stoßelgeschwindigkeit über dem Kurbelwinkel nach der mathematischen Optimierung (AP = Arbeitspunkt)

schon vorgegeben sind. In diesem Zusammenhang sei das schon eingangs erwähnte, iterative Durchlaufen des Optimierungsprozesses nochmals erwähnt.

In Tabelle 3.1 ist das Ergebnis der Optimierung zu sehen. Erkennbar ist darin, dass während der Optimierung das Kriterium des minimalen Übertragungswinkels von  $30^\circ$  auf  $20^\circ$  herabgesetzt wurde, da es nicht zu einem überproportionalen Anstieg der Gelenkkräfte kommt. Abbildung 3.5 zeigt die Stoßelhubkurve (links) und die Stoßelgeschwindigkeit (rechts) über dem Kurbelwinkel. Der Vergleich mit der angestrebten Hubkurve aus Abbildung 2.1 belegt, dass eine sehr gute Annäherung an das Optimum erreicht ist.

## 4 Maschinendynamische Auslegung

Schnellläuferpressen sind Maschinen in denen durch hohe Drehzahlen ebenso hohe Schwingungen der Belastungen auftreten. Je nach Bauart können die dynamischen Kräfte die Nennkraft der Presse um ein Vielfaches übersteigen und daher bedürfen solche Anlagen eines dynamischen Ausgleichs. Dieser wird in verschiedene Kategorien unterteilt (Abbildung 4.1). Für die Auslegung des Prototypen sind nicht alle Kategorien von Belang, insbesondere den Kraft- und Momentenausgleich bezüglich des Gestells gilt es aber zu berücksichtigen. Dabei wird versucht, alle auf das Fundament wirkenden Kräfte und Momente, die aus dem Betrieb der Anlage entstehen, zu minimieren. Im Optimalfall eines einhundertprozentigen Ausgleichs verschwinden alle Resultierenden. Zudem wird durch eine sinnvolle Gestaltung eines Schwungrades versucht, den elektrischen Leistungsbedarf des Prototypen gleichmäßig über einen Kurbelumlauf zu verteilen, sowie Torsionsschwingungen und Momentenspitzen im Antriebsstrang zu vermeiden.

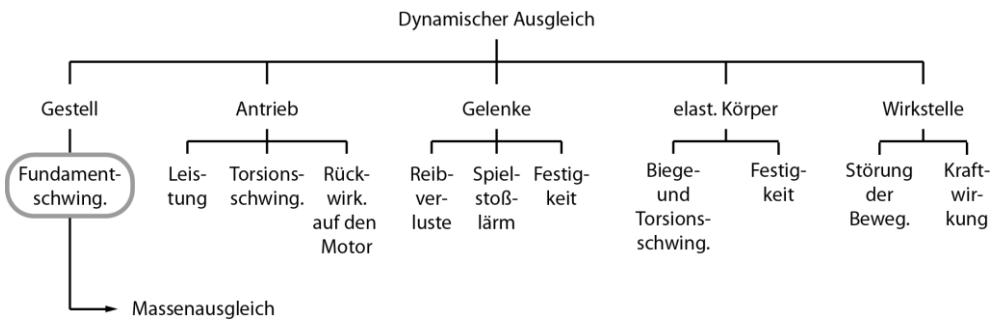


Abbildung 4.1: Schema zur Einteilung des dynamischen Ausgleichs, nach [THÜM12]

Einzelne Aspekte des dynamischen Ausgleichs wurden bereits in der Optimierung während der Maßsynthese berücksichtigt. Dabei stößt man aber sehr schnell an die Grenze der konstruktiven Realisierbarkeit, weshalb das Hinzufügen neuer Getriebeglieder zur Bewerkstelligung des dynamischen Ausgleichs unvermeidlich ist [DRES94].

Ein vollkommener Ausgleich der dynamischen Kräfte wird erreicht, wenn zwei exakt spiegelbildliche Getriebe gegeneinander arbeiten. Übertragen auf den Pressenbau würden sich zwei gegenüberliegenden Arbeitsräume der Presse ergeben. Aus Bauraumgründen ist diese Variante jedoch nicht erstrebenswert und Massenausgleichssysteme im Pressenbau bestehen daher meist aus Zusatzgliedern und –massen. Für den dynamischen Ausgleich sind Kräfte und Momente in allen drei Raumrichtungen zu untersuchen. Das Koordinatensystem aus Abbildung 3.4 dient dabei als Definitionsgrundlage.

In x-Richtung entstehen dynamische Kräfte durch alle bewegten Getriebeteile. Ein Ausgleich dieser Kräfte wird durch symmetrische Anordnung von zwei gegenläufigen Getrieben bezüglich der y-z-Ebene erreicht. Um Momente um die x-Achse zu vermeiden, wird die x-y-Ebene als zweite Symmetrieebene genutzt (siehe dazu Abbildung 5.1).

Der Ausgleich der dynamischen Kräfte in y-Richtung bedarf zusätzlicher Getriebeglieder, wobei die Qualität des Ausgleichs mit deren Anzahl positiv korreliert. Momente um die y-Achse werden durch die Symmetrie zur x-y-Ebene ausgeglichen.

Ein Beispiel für Anlagen mit einem nahezu perfekten Massenausgleichssystem sind die Stanzautomaten der Firma Bruderer. In Anlehnung an den dynamischen Ausgleich der BSTA Reihe wird die optimalste Ausgleichsstruktur für das Koppelgetriebe ermittelt (Abbildung 4.2 Variante 1). Sie enthält fünf neue Getriebeglieder mit auf das Antriebsgetriebe abgestimmten Einzelmassen. Die beiden weiteren Varianten 2 und 3 zeichnen sich durch einfachere konstruktive Umsetzbarkeit und weniger zusätzliche Glieder aus, allerdings liegt bei ihnen die resultierende Gesamtkraft in y-Richtung höher als bei Variante 1. Alle drei Varianten werden auf Grundlage des Konstruktionsstandes 3 (siehe Kapitel 5.1) untersucht, in dem die Gesamtkraft in y-Richtung ohne Massenausgleich 39192 N beträgt. Tabelle 4.1 zeigt die Restkräfte der einzelnen Varianten mit Massenausgleich. Die drei Varianten unterscheiden sich kaum in der Höhe der auftretenden Restkräfte. Da die absolute Höhe der Restkräfte in y-Richtung bei allen drei Varianten deutlich unter 1000 N liegt, kann die Komplexität des Ausgleichsgetriebes zu Gunsten einer vereinfachten Konstruktion reduziert werden. Die in Frage kommenden Varianten 2 und 3 unterscheiden sich maßgeblich in der Anlenkung der Ausgleichsmasse. Dies geschieht in Variante 2 direkt über einen Hebelmechanismus an dessen Ende eine große Masse angebracht ist. Im Gegensatz dazu muss die Ausgleichsmasse in Variante 3 extra geführt werden, bewegt sich dafür exakt auf einer Geraden auf und ab. Gegenüber dem Bogen den die Ausgleichsmasse in Variante 2 beschreibt, bietet dies einen

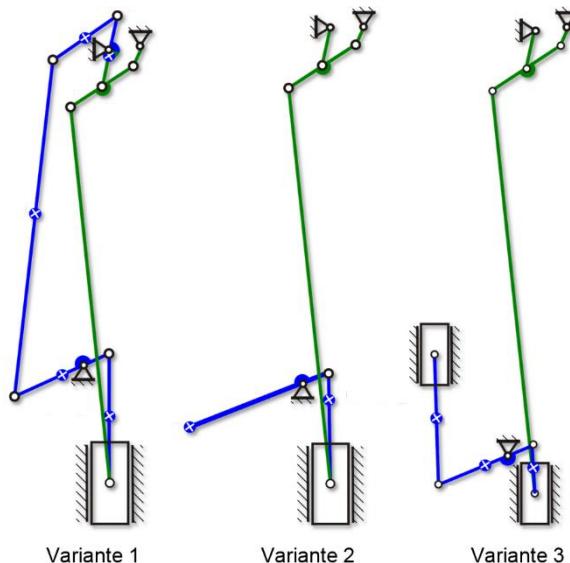


Abbildung 4.2: verschiedene Strukturvarianten für den Massenausgleich

Variante	relative Restkraft	absolute Restkraft
1	1,78%	699 N
2	2,27%	891 N
3	2,22%	870 N

Tabelle 4.1: Relative und Absolute Restkräfte auf das Gestell der Massenausgleichsvarianten 1-3

kleinen Vorteil bezüglich der Restkraft, welche um 21 N sinkt. Bei der konstruktiven Umsetzung der Variante 3 kann zu einem großen Teil auf Normalien für die Führung zurückgegriffen werden, welche auch für die Führung des Stößels Verwendung finden. Aus diesem Grund und wegen der geringeren Restkraft wird Variante 3 weiter verfolgt. Diese besteht aus vier

zusätzlichen Elementen, welche durch optimale Belegung mit Masse eine Reduzierung der resultierenden Kräfte in y-Richtung auf 2,22 % des Ausgangswertes erlauben (siehe Tabelle 4.1). Der Abbildung 4.3 ist zu entnehmen, dass vor allem die Kraftspitze im u.U. stark reduziert wird. Bei gegebener Massebelegung des Hauptgetriebes erfolgt in Matlab 2012b die Optimierung der Abmessungen und Trägheitsparameter der zusätzlichen Getriebegliedern auf ähnliche Weise wie in Kapitel 3. Wiederum geschieht dies unter Ausnutzung der Vorwärtskinematik und der Inversen Kinetik.

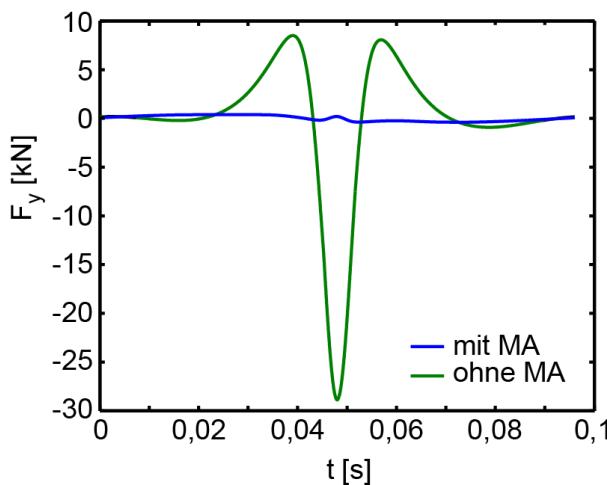


Abbildung 4.3: Restkraftverlauf über der Zeit für einen Umlauf

In z-Richtung werden im dargestellten Getriebe keine Massen bewegt, daher ist hier kein Kraftausgleich notwendig. Um die z-Achse wirkt jedoch das Antriebsmoment und damit sind in Beschleunigungs- und Bremsphasen Momente über das Gestell in den Boden abzuleiten. Das oben genannte Schwungrad dient dabei als Energiespeicher, um Momentenspitzen auszugleichen. Zur Berechnung des benötigten Antriebsmomentes sind die Bewegungsgleichungen des Starrkörpermechanismus zu integrieren. In Abbildung 4.4 ist das Antriebsmoment, welches dem negativen Gestellmoment entspricht, in verschiedenen untersuchten Fällen dargestellt. Durch die Einführung eines Massenausgleiches steigt das benötigte Antriebsmoment der Presse, respektive das auf das Gestell übertragene Moment, stark an. Um dem entgegen zu wirken ist der Einsatz eines ausreichend dimensionierten Schwungrades unumgänglich. Damit wird das Antriebs-/Gestellmoment stark reduziert und der Antriebsmotor kann entsprechend kleiner ausgeführt werden.

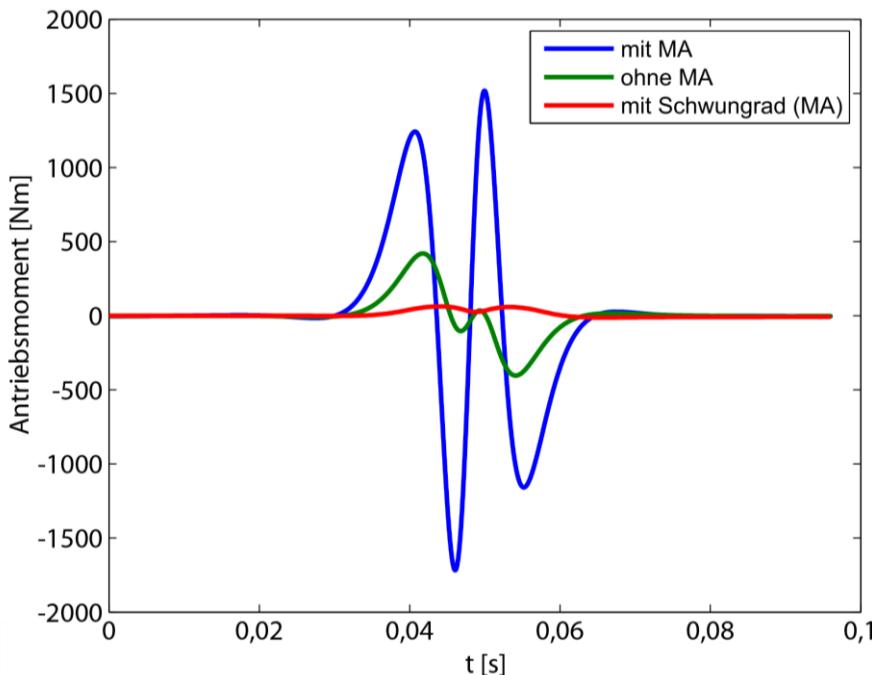


Abbildung 4.4: Vergleich des Antriebsmomentes mit und ohne Massenausgleich (Variante 3), sowie mit Massenausgleich und Schwungrad

## 5 Konstruktion und FEM-Simulation

Die konstruktive Umsetzung der in den Kapiteln 3 und 4 gewonnenen Erkenntnisse beginnt parallel mit der Fertigstellung der ersten Getriebeentwürfe. Daher entstehen verschiedene Versionen des Koppelgetriebes mit unterschiedlichem Detaillierungsgrad. Gleichzeitig findet eine statische FEM Analyse in Catia V5 R19 statt. Nach Abschluss der Konstruktion wird eine Mehrkörpersimulation in einem FEM-Tool mit nicht-linearer Funktionstauglichkeit aufgebaut, um die Haltbarkeit der Konstruktion unter dynamischer Belastung zu überprüfen. Der aktuelle Stand dieser beiden Arbeitspakete wird im Folgenden erläutert.

### 5.1 Konstruktion in Catia V5 R19

Im Konstruktionsstand 3 (Abbildung 5.1) sind die Längen und Positionen der einzelnen Getriebeglieder bereits so abgebildet, wie sie im Prototypen umgesetzt werden sollen. Die Nutzung von zwei Symmetrieebenen wird bereits berücksichtigt und der Massenausgleich ist ebenfalls Teil des Modells. Zudem steht der Gebrauch möglichst vieler Normteile im Fokus, um die Herstellungskosten nicht unnötig zu erhöhen. Das Modell dient vor allem der Kollisionsanalyse und dem Erkenntnisgewinn bezüglich Massenbelegung der einzelnen Getriebekomponenten und ist Grundlage für weitere Untersuchungen zum Massenausgleich. Zudem stellt es die Basis für die FEM Modelle und den weiteren Konstruktionsverlauf dar. Wie der Abbildung 5.1 zu entnehmen ist, bestimmt im Bereich der Kurbelschwinge der Bauraum maßgeblich die konstruktive Ausführung. Dies lässt sich unter anderem an der Schwinge erkennen, welche in der Mitte verjüngt ist damit sie nicht mit der Kurbel kollidiert. Andererseits muss die Kurbel mit zwei Absätzen ausgeführt sein (siehe auch Abbildung 5.3) um die Bewegung der Schwinge zu ermöglichen. Diesem Platzmangel steht ein sehr großzügiger Bauraum im

unteren Teil des Getriebes gegenüber. Hier wird hauptsächlich nach optimaler Funktion und Wirtschaftlichkeit ausgelegt. Erkennbar ist dies an der Größe des Stößels welche sich an der vorgesehenen Blechstreifenbreite von 30 mm die durch die Presse geführt werden soll, orientiert. Um die Führungssteifigkeit zu maximieren ist eine vier-Säulen Führung mit Führungsdurchmessern von 63 mm vorgesehen. Durch die kleinen Abstände der einzelnen Säulen ergibt sich eine sehr große Biegesteifigkeit der Führung. Der große Durchmesser sorgt für ausreichend Steifigkeit in horizontaler Richtung. Ein weiterer positiver Nebeneffekt der großen Führungsdurchmesser ist die sinkende bewegte Masse des Stößels. Die gleichen Überlegungen gelten bezüglich der Steifigkeit auch für die Ausführung der Massenausgleichsgewichte. Alle weiteren Getriebeteile (Pleuel, Massenausgleichsgetriebe) sind so konzipiert, dass sie möglichst biegesteif sind.

Die Fertigstellung des vierten Konstruktionsstandes befindet sich in Bearbeitung. Neben den Getriebegliedern sind darin Lagerungen, Verbindungs- und Sicherungselemente, das Gestell, sowie alle Normteile enthalten. Zusätzlich wird der Antrieb mit Schwungrad, Kupplung und

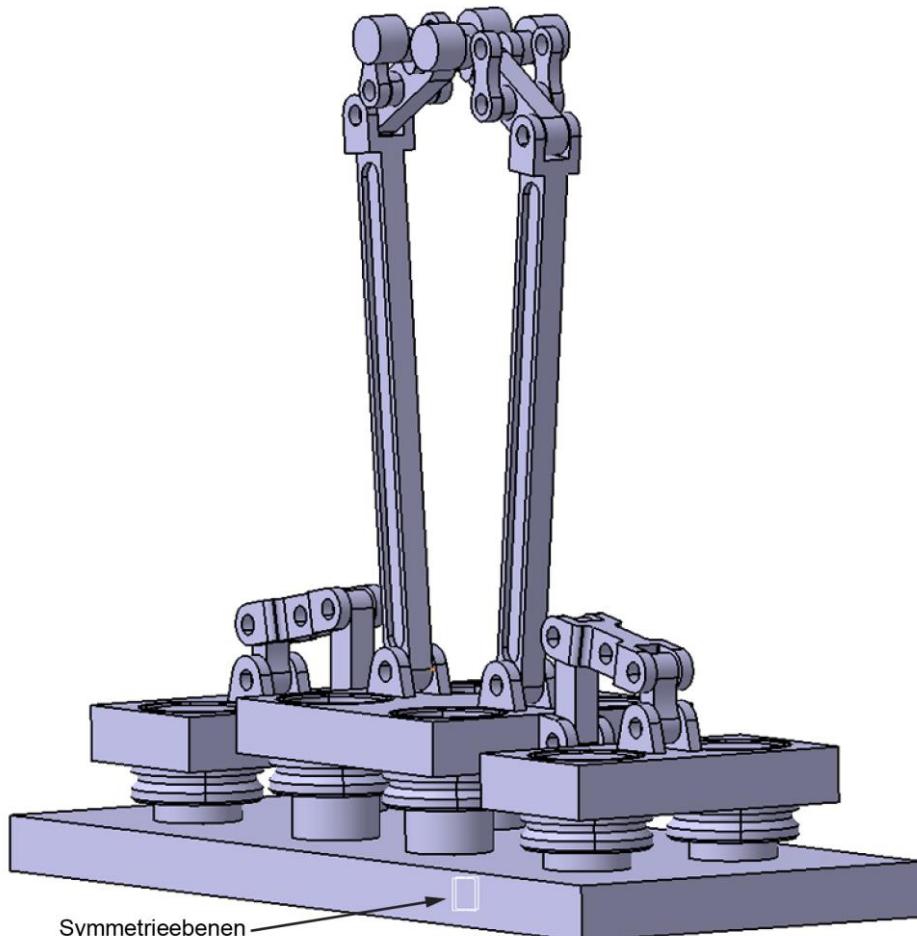


Abbildung 5.1: Konstruktionsstand 3 in Catia V5 R19

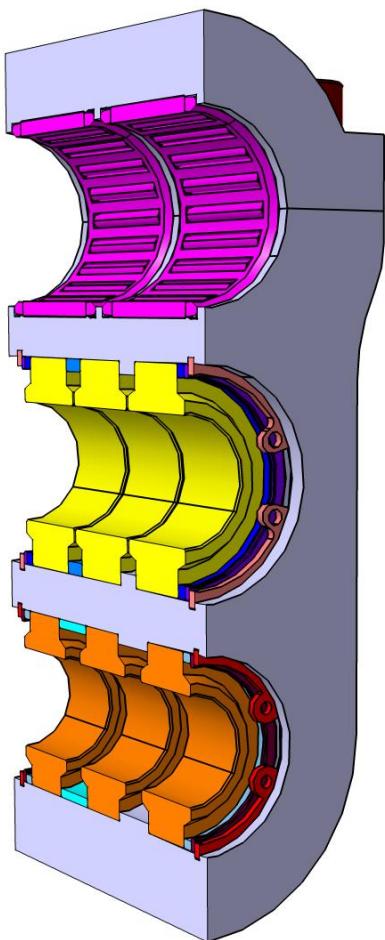


Abbildung 5.2: Koppel mit Lagern etc.

An der Ausführung der Koppel in Konstruktionsstand 4 ist bereits zu erkennen, dass zur abschließenden Maßsynthese des Massenausgleiches wenigstens ein weiterer Interationsschritt notwendig wird.

## 5.2 FEM Simulation

Zur Untersuchung der Haltbarkeit der Einzelteile des Getriebes kommen verschiedene FEM-Tools zum Einsatz. Zum einen wird die in Catia V5 R19 implementierte Berechnungsumgebung genutzt, zum anderen dient ein klassisches Tool mit nicht-linearer Funktionstauglichkeit der Durchführung dynamischer Haltbarkeitsstudien nach Fertigstellung des Konstruktionsstandes 4.

In Catia V5 R19 wird zur Berechnung von statischen Problemen und freier bzw. erzwungener, gedämpfter Schwingungen der Elfini Solver verwendet. Dieser eignet sich für linear elastisches Werkstoffverhalten bis zur Dehngrenze, darüber hinaus müssen andere Tools verwendet werden, wie z.B. Abaqus oder Ansys [KLEP11]. Da für dieses Vorhaben plastisches Verhalten keine Rolle spielt, reichen die Möglichkeiten des Elfini Solvers für die statische Analyse aus.

Anhand der Kurbel wird im Folgenden das Berechnungsmodell erläutert und Ergebnisse vorgestellt (Abbildung 5.3 und Abbildung 5.4). Die Randbedingungen der Gehäuselagerung sind auf die zylindrischen Lagerflächen an den beiden Enden der Kurbel aufgebracht. Die beiden radialen Verschiebungsfreiheitsgrade in x- und y-Richtung (Koordinatensystem siehe Abbildung 3.4) sind dort gesperrt. Auf Grund der beidseitigen Aufbringung der Lagerbedingungen ergibt sich daraus eine Sperrung der Rotationsfreiheitsgrade um die x- und y-Achse. Auf die in Abbildung 5.3 rechte Stirnfläche der Kurbel ist die Randbedingung zur Sperrung der Verschiebung in und der Rotation um die z-Achse aufgebracht. Schließlich wird im gekröpften

Bremse konstruiert. In Abbildung 5.2 ist die bereits fertiggestellte Koppel des Standes 4 dargestellt. In der oberen Bohrung befinden sich zwei Nadellager der Firma FAG mit einer dynamischen bzw. statischen Tragzahl von 23,6 kN / 40,7 kN. Obwohl bei einer äquivalenten Lagerbelastung von 17 kN mit einer Lebensdauer von etwas mehr als einer Million Umdrehungen gerechnet werden kann, wird die Lagerstelle zur Sicherheit mit zwei Nadelkränzen versehen. Die mittlere Bohrung enthält neben einigen Distanzelementen drei Gleitlager der Bauart GE 20 TXE 2LS der Firma SKF (Tragzahlen dynamisch / statisch: 83 kN / 140 kN). Auf Grund der hohen Wechselbelastung von mehr als 30 kN und dem geringen Bauraum ist die Nutzung von drei einzelnen Lagern nötig. Deutlich geringer als die mittlere wird die untere Lagerstelle belastet. Dementsprechend sind hier drei SKF Lager der Bauart GE 17 TXGR vorgesehen (Tragzahlen dynamisch/statisch: 60 kN / 100 kN). In die SKF Lager sind die Gleitflächen bereits integriert, das heißt die Innenflächen der Bohrungen und Außenflächen der Bolzen müssen nicht geschliffen werden.

An der Ausführung der Koppel in Konstruktionsstand 4 ist bereits zu erkennen, dass zur abschließenden Maßsynthese des Massenausgleiches wenigstens ein weiterer Interationsschritt notwendig wird.

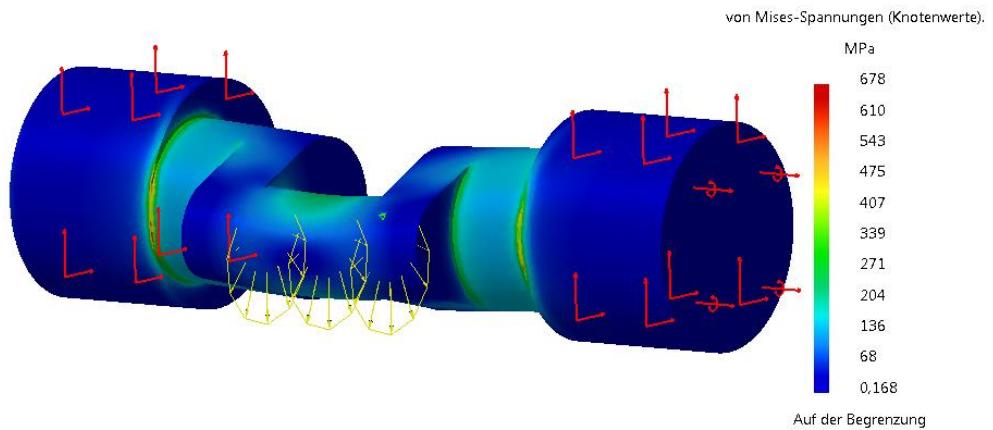


Abbildung 5.3: von-Mises Spannungen an der Kurbel des Konstruktionsstandes 3

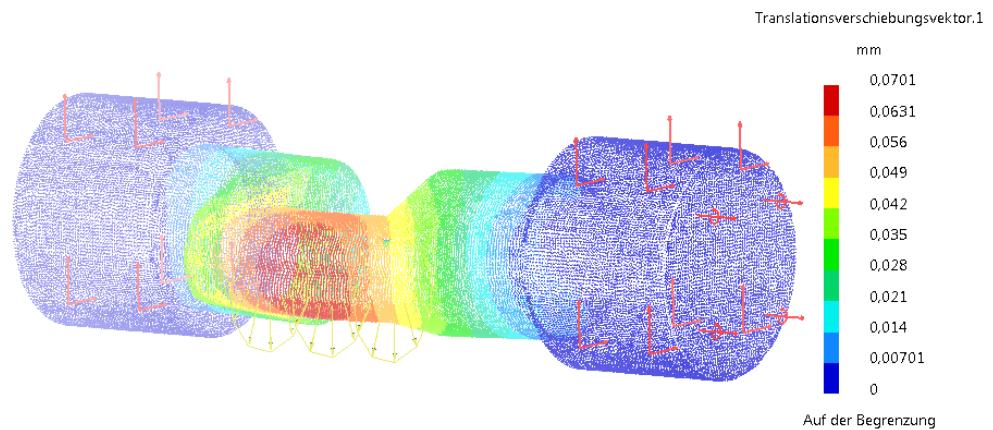


Abbildung 5.4: Translationsverschiebungen an der Kurbel des Konstruktionsstandes 3

Teil der Kurbel eine Lagerlast von 20 kN in negativer y-Richtung aufgebracht. Diese liegt 17 % über der berechneten Lagerlast von 17 kN und soll die fehlende Dynamik der Berechnung kompensieren. Unter diesen Randbedingungen wird die Analyse mit einem Netz aus 1 mm großen parabolischen Tetraederelementen durchgeführt. Die Ergebnisse zeigen Abbildung 5.3 und Abbildung 5.4. In Abbildung 5.3 sind die von Mises-Vergleichsspannungen dargestellt. Maximal treten Spannungen von 678 MPa an kritischen Querschnittsübergängen auf. Außerhalb dieser Bereiche liegt die Belastung der Kurbel im Bereich bis 300 MPa. Die Translationsverschiebungen sind Abbildung 5.4 zu entnehmen. Wie zu erwarten liegt der Punkt der maximalen Verschiebung in der Mitte des gekröpften Teils der Welle. Als Maximalwert tritt eine Verschiebung von 0,0701 mm auf. Die Ergebnisse zeigen, dass die Kurbel in ihrer dargestellten Geometrie zur Verwendung als Basis für weitere Simulationen und den Konstruktionsstand 4 geeignet ist.

Geometrieeoptimierungen an den Übergangszonen der unterschiedlichen Querschnitte würden die Maximalspannungen reduzieren. Zudem ist durch die Lagerung der Kurbel in der

Koppel mit einem Versteifungseffekt des gekröpften Teils der Kurbel zu rechnen, welcher zu einer Reduktion der maximalen Translationsverschiebungen führen sollte.

Erste Versuche ein Modell in Abaqus 6-13 zu erzeugen und das komplette Getriebe zu modellieren sind bereits abgeschlossen. Die Rechenzeiten liegen im Bereich zwischen zehn und 14 Tagen. Damit ist allenfalls eine einmalige Festigkeitsstudie nach Abschluss der Konstruktion denkbar. Demzufolge wird im weiteren Verlauf des Projektes der Fokus weiter auf die statische Simulation mit Berücksichtigung entsprechender Sicherheiten gelegt. Parallel dazu wird ein weiteres Modell in Ansys aufgebaut, um die Ergebnisse der beiden Tools miteinander vergleichen zu können.

## 6 Rapid Prototyping Modell

Das Vorhaben wird von der Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen "Otto von Guericke" e.V. (AiF) im Rahmen des Industrielle Gemeinschaftsforschung Programms gefördert. Solche Vorhaben finden in enger Zusammenarbeit mit Vertretern aus der Industrie statt, welche in regelmäßige Treffen Einfluss auf den Verlauf des Vorhabens nehmen können. In einem dieser Treffen wurde angeregt, ein Modell des Prototypen mit generativen Fertigungsmethoden (Rapid Prototyping) zu bauen (Abbildung 6.1), um die grundsätzliche Funktionsfähigkeit der Idee eines Koppelgetriebes im Antrieb einer Schnellläuferpresse zu demonstrieren. In Zusammenarbeit mit der Firma Voxeljet aus Friedberg wird die Umsetzung auf der Grundlage des Konstruktionsstandes 3 vorangetrieben. Dieser wird im Maßstab 1:2 skaliert und die CAD-Daten an Voxeljet zur Fertigung übergeben. Der Werkstoff aus dem die späteren Getriebeglieder gefertigt werden ist Polymethylmethacrylat (PMMA) in Partikel-form. Durch Infiltration mit Epoxidharz kann die Zugfestigkeit des gedruckten Körpers von ursprünglich ca. 4 MPa auf bis zu 25 MPa gesteigert werden [VOXE12]. Damit ist er als Werkstoff für ein Modell sehr gut geeignet. Nachteilig ist jedoch die rauhe Oberfläche, welche bei Relativbewegungen zwischen zwei gedruckten Bauteilen zur Zerstörung derselben führt. Daraus sind alle Lagerstellen mit wartungsfreien Kunststoffgleitlagern aus iglidur J der Firma igus ausgerüstet. Zusätzlich zu dieser Maßnahme sind die Verbindungsbolzen aus 1.4301 gefertigt und in die Führungsbohrungen im Stößel und dem Massenausgleich sind Aluminiumbuchsen eingepresst. Somit entstehen Relativbewegungen nur zwischen Metall und Kunststoffgleitlagern und eine Selbstzerstörung des Modells wird vermieden.

Das Rapid Prototyping Modell ist zum Antrieb mit einer Handkurbel ausgestattet (in Abbildung 6.1 nicht dargestellt). Durch Fehlen eines Schwungrades ist im Betrieb des Modells eine deutliche Veränderung der benötigten Betätigkraft zu spüren, was den Nutzen eines solchen Energiespeichers in einer Schnellläuferpresse eindrucksvoll verdeutlicht.



Abbildung 6.1: Rapid Prototyping Modell des Konstruktionsstandes 3 im Maßstab 1:2

## 7 Zusammenfassung

Nach aktuellem Stand der Technik kann Hochgeschwindigkeitsscherschneiden (HGSS) nur auf hydraulischen Pressen umgesetzt werden. Taktraten von über 400 Hub/Minute sind damit im Moment noch nicht möglich. Dieser Beitrag befasst sich mit der Umsetzung des HGSS auf einer mechanischen Schnellläuferpresse, wozu ein Koppelgetriebe in den Antrieb einer solchen integriert wird. Zum Funktionsnachweis soll ein Prototyp gebaut werden. Die Auslegung des Prototypen beginnt mit der Definition von Randbedingungen, wobei als wichtigstes Ziel das Erreichen einer Anschnittsgeschwindigkeit von 2 m/s zu nennen ist. Zu Beginn der Entwurfsphase erfolgt die Auslegung des Getriebes. In der Maßsynthese werden durch mathematische Optimierung die Abmessungen und Trägheitsparameter des Getriebes unter Berücksichtigung der Randbedingungen und des dynamischen Ausgleichs festgesetzt. Durch einen Massenausgleich wird die resultierende Gestellkraft auf 2,22 % des Ausgangswertes

reduziert. Zudem erfolgt durch Integration eines Schwungrades eine Reduktion und Glättung der auf den Antrieb übertragenen Momentenbelastung. Parallel zur Getriebeauslegung beginnt die Konstruktion und FEM Simulation des Getriebes. Konstruiert wird in Catia V5 R19. Als FEM Tools kommen zum einen für statische Analysen die Generative Structural Analyses Workbench von Catia V5 R19 und zum anderen für explizit dynamische Berechnungen Abaqus 6-13 und Ansys Workbench 15 zum Einsatz. Schließlich wird der Aufbau eines Rapid Prototyping Modells beschrieben, welches am Lehrstuhl für Umformtechnik und Gießereiweisen der Technischen Universität München zu besichtigen ist.

## 8 Danksagung

Das Vorhaben wird in Zusammenarbeit des Lehrstuhls für Umformtechnik und Gießereiweisen und des Lehrstuhls für Angewandte Mechanik im Rahmen des Industrielle Gemeinschaftsforschung (IGF) - Vorhabens 17470 N bearbeitet. Die Autoren bedanken sich bei der Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen "Otto von Guericke" e.V. (AiF) für die Finanzierung des Vorhabens im Rahmen des o.g. Programms.

## 9 Literaturverzeichnis

- [ALBR07] Albrecht, V.  
*Servo ist Zukunft*  
Sonderthema-Report; Bleche Rohre Profile 1/2007, [http://www.umformtechnik.net/servo-ist-zukunft\\_8549\\_de/](http://www.umformtechnik.net/servo-ist-zukunft_8549_de/); aufgerufen 14.02.2014
- [BART12] Barthel, T.; Kopp, T.  
*Entwicklung kalkulatorischer Kenngrößen zur Gestaltung von Scherschneidprozessen und Bewertung der Bauteilqualität bei Anwendung hoher Schneidgeschwindigkeiten*  
Schlussbericht zum AiF IGF Vorhaben 16372 BG; Chemnitz; 2012
- [BEHR07] Behrens, B.-A.; Krimm, R.  
*Bewegungsrast, Überlagerungsgetriebe mit unrunden Zahnrädern zur Optimierung der Stößelkinematik*  
ZWF Zeitschrift für wirtschaftlichen Fabrikbetrieb, 7-8/2007, August 2007, 102. Jahrgang, Hanser Verlag
- [BOYE80] Boye, J.  
*Hochgeschwindigkeits-Umformmaschine mit elektrodynamischem Antrieb.*  
Werkstatttechnik. 1980, Bd. 70., S.593-596
- [BREI98] Breitling, J.  
*The Challenges and Benefits of High-Speed-Blanking*  
Dissertation; Institut für Umformtechnik; Universität Stuttgart; DGM Informationsgesellschaft mbH; Oberursel; 1998
- [DIN8588] N. N.: DIN 8588  
*Fertigungsverfahren Zerteilen - Einordnung, Unterteilung, Begriffe*  
Deutsches Institut für Normung; Beuth; Berlin; 2003
- [DRES94] Dresig, H.; Naake, St.; Rockhausen, L.  
*Vollständiger und harmonischer Ausgleich ebener Mechanismen.*  
VDI-Fortschrittberichte; Reihe 18: Mechanik/Bruchmechanik Nr. 155; Düsseldorf; 1994

- [DRES09] Dresig, H.; Schreiber,U.  
*Interpretation der Ergebnisse von Schwingungsberechnungen und –messungen*  
 Dresden, 2009
- [DRES11] Dresig, H.; Holzweissig, F.; Rockhausen,L.  
*Maschinendynamik*  
 Springer Verlag; 10. Auflage; Berlin Heidelberg; 2011
- [HOFF98] Hoffmann, H.; Golle, R.; Schäfer, B.  
*Antriebseinrichtung für eine schnelllaufende Stanz- und Schneidpresse.*  
 Offenlegungsschrift DE 197 22 245.5 Deutschland, 3. Dezember 1998.
- [GENT74] Gentzsch, G.  
*Hochgeschwindigkeitsumformen.*  
 Blech Rohre Profile; Bd. 8; 1974; S.286-291
- [HAGE02] Hager, B.  
*Hydraulische Pressen.*  
 [Buchverf.] K. Conrad.  
*Taschenbuch der Werkzeugmaschinen*  
 Carl Hanser Verlag; München Wien; 2002
- [HYDR14] N.N.  
*HYP30-08 – Machine Description*  
<http://91.189.44.144/hydropulsor/high-velocity-cutoff/hyp30-08/>; aufgerufen 20.02.2014
- [KLEP11] Klepzig,W.  
*CATIA V5 – FEM Simulation – Ergänzendes Skript zum früheren “Aufbaukurs CATIA-FEM” an der Westsächsischen Hochschule Zwickau*  
 Bearbeitungsstand 07.02.2011 [http://whz-cms-10.zw.fh-zwickau.de/wk/CATIA\\_FEM/CATIA\\_V5-FEM-Skript\\_2011.pdf](http://whz-cms-10.zw.fh-zwickau.de/wk/CATIA_FEM/CATIA_V5-FEM-Skript_2011.pdf); aufgerufen 14.02.2014
- [KOLL09] Koll, S.  
*Schlag auf Schlag*  
 Industrieanzeiger; 2009; <http://www.industrieanzeiger.de>, aufgerufen 14.02.2014
- [NEUG08] Neugebauer, R., Kräusel, V., Weigel, P.  
*Hochgeschwindigkeitsscherschneiden hält Einzug in die Blechbearbeitung*  
 Werkstatttechnik online 2008, Heft 10, S. 813-814
- [RUDO02] Rudolph,S.  
*Übertragung von Ähnlichkeitsbegriffen*  
 Universität Stuttgart; Habilitationsschrift; 2002
- [SCHM92] Schmoeckel,D.; Gredy,P.; Stein,B.  
*Verbesserung der Schnitteilequalität durch Hochgeschwindigkeits-Scherschneiden*  
 Stahl; Heft Nr. 43; S. 29-32; 1992
- [SCHM06] Schmidt, R.; Hellmann, M.; Reh, B.; Rademacher, P.; Höfel, P.; Birzer, F.; Hoffmann, H.  
*Umformen und Feinschneiden*  
 Carl Hanser Verlag; München; Wien; 2006

- [SCHU96] N.N.  
*Handbuch der Umformtechnik*  
Springer.Verlag; Berlin Heidelberg; 1996
- [SCHÜ90] Schüßler, M.  
*Hochgeschwindigkeits-Scherschneiden im geschlossenen Schnitt zur Verbesserung der Schnittteilequalität*  
Dissertation; IFF-IFU; Darmstadt; 1990
- [THÜM12] Thümmel, T.  
*Experimentelle Mechanismendynamik - Messung, Modellierung, Simulation, Verifikation, Interpretation und Beeinflussung typischer Schwingungsphänomene an einem Mechanismenprüfstand.*  
Habilitationsschrift an der TU München, VDI-Fortschrittsberichte, Reihe 11 Schwingungstechnik Nr. 345, Düsseldorf, 2012
- [VDI2906] VDI-Richtlinie 2906 Blatt 2  
*Schnittflächenqualität beim Schneiden, Beschneiden und Lochen von Werkstücken aus Metall; Allgemeines, Kenngrößen, Werkstoffe*  
VDI-Gesellschaft Produktionstechnik; Düsseldorf; 1994; Stand 03/2009
- [VOLM79] Volmer, J.  
*Getriebetechnik Koppelgetriebe*  
VEB Verlag Technik; Berlin; 1979
- [VOXE12] N.N.  
*Materialdatenblatt für Kunststoffe*  
Voxeljet AG; Frieberg; 2012
- [WECK05] Weck, M., Brecher, C.  
*Werkzeugmaschinen Maschinenarten und Anwendungsbereiche*  
Springer-Verlag; Berlin Heidelberg; 2005
- [WECK06] Weck, M., Brecher, C.  
*Werkzeugmaschinen Konstruktion und Berechnung*  
Springer-Verlag; Berlin Heidelberg; 2006
- [WIND14] Kaltofen, K.  
*WinDAM – Dynamische Analyse ebener Mechanismen*  
Softwareangebot unter <http://kaltofen-engineering.de/index.php/Software>;  
aufgerufen 14.02.2014
- [WITT05] Witting, A.; Wingert, R.  
*Neues Pressen-Antriebskonzept ermöglicht Präzisionsschmieden feingliedriger Schmiedeteile in großen Stückzahlen*  
Schmiede-Journal; März 2005; S. 22-23