Unrunde Zahnräder für Pressenantriebe

Prof. Dr.-Ing. Eckart Doege, Dipl.-Ing. Markus Schaprian

Institut für Umformtechnik und Umformmaschinen (IFUM), Universität Hannover,
Welfengarten 1A, 30167 Hannover, www.ifum.uni-hannover.de

1 Einleitung

Sowohl in der Blech- als auch in der Massivumformung haben Pressen primär die Aufgabe, Bewegungen, Kräfte und Arbeit auf ein Werkzeug zu übertragen, um damit ein Werkstück z.B. auszuschneiden oder umzuformen. Die Anforderungen an moderne Umformmaschinen gehen jedoch weit über diese grundsätzliche Aufgabe hinaus. So sollen der Aufbau und die Stößelkinematik der Pressen für eine Optimierung des Umformergebnisses sorgen. Weitere Anforderungen sind die Minimierung der Lärmemissionen und der Belastungen von Werkzeug und Maschine. Weiterhin muss das Zusammenspiel mit peripheren Anlagenkomponenten wie Ziehapparaten und Automatisierungseinrichtungen sichergestellt werden [WEGE-00].

Um diese Anforderungen bei den zahlreichen unterschiedlichen Umformverfahren erfüllen zu können, wurden bis zum heutigen Tag eine Vielzahl von Umformmaschinen entwickelt. Diese lassen sich nach ihrem Wirkprinzip in weg-, kraft- und energiegebundene Maschinen aufteilen. Weggebundene (mechanische) Pressen ermöglichen größere Hubzahlen als hydraulische Pressen und besitzen dadurch eine hohe Produktivität. Im Vergleich zu kraftgebundenen hydraulischen Pressen weisen sie aufgrund ihres geringeren Energieverbrauchs einen günstigeren Wirkungsgrad auf. Nachteilig gegenüber hydraulischen Pressen ist jedoch, dass nur bei letzteren die Stößelkinematik in gewissen Grenzen frei gestaltet werden kann.

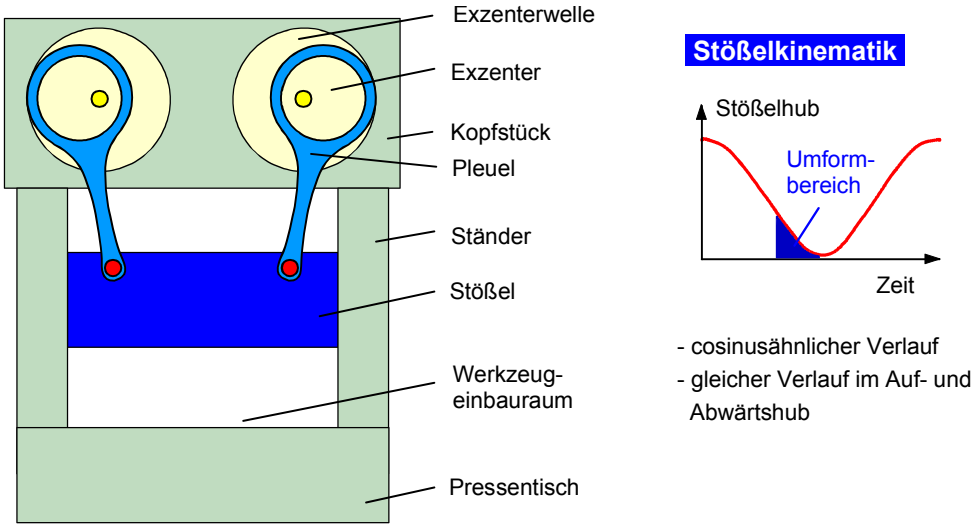


Abbildung 1: Aufbau und Kinematik einer Presse mit Exzenterantrieb

Die Kinematik der einfachsten Bauform einer mechanischen Presse, der Kurbel- oder Exzenterpresse, weist einen annähernd kosinusähnlichen Verlauf auf (**Abbildung 1**).

Dieser Verlauf entspricht jedoch oftmals nicht den prozesstechnischen Erfordernissen, wie anhand einiger Beispiele gezeigt werden soll:

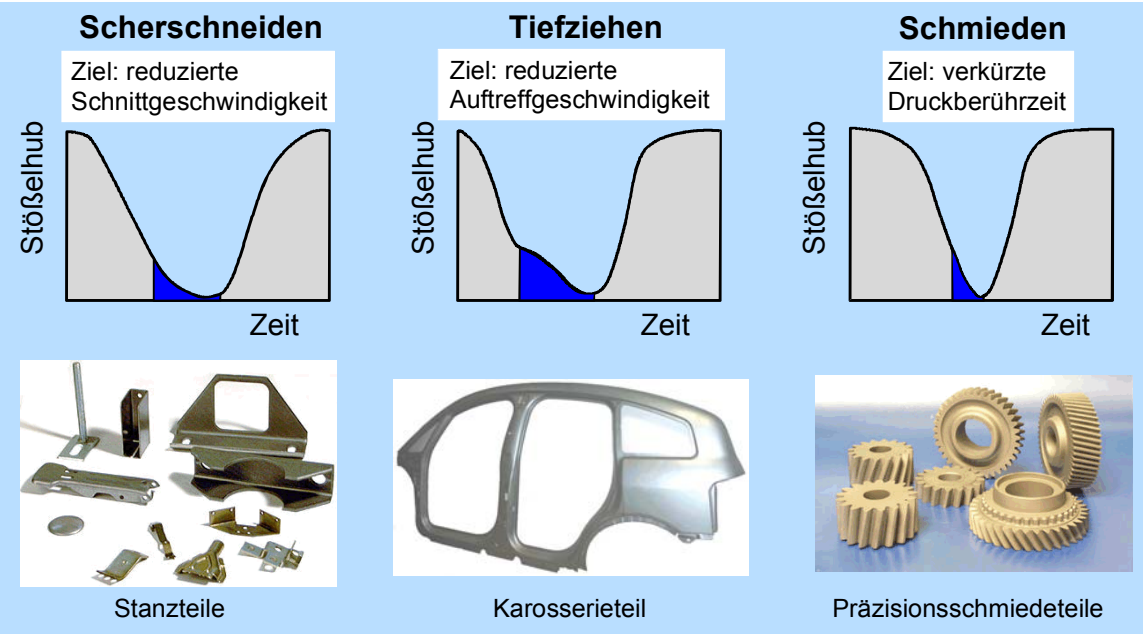


Abbildung 2: Beispiele verfahrensoptimierter Stößelkinematiken

Bei Schneidoperationen zur Herstellung von Stanzteilen wird oftmals gefordert, die Stößelgeschwindigkeit während des Schnittes zu verkleinern, um den Verschleiß der Schneidelemente zu reduzieren (**Abbildung 2** links). Dabei ist es wichtig, die Stößelgeschwindigkeit nicht nur vor dem Durchlaufen des unteren Totpunktes zu reduzieren. Vielmehr sollte auch nach dem unteren Totpunkt die Stößelgeschwindigkeit abgesenkt werden, solange sich der Stempel noch in der Matrize befindet.

Bei Tiefziehvorgängen wird häufig eine verringerte Geschwindigkeit des Stößels beim Auftreffen des Oberwerkzeugs auf das Blech gefordert, um einerseits eine Beschädigung oder Einglättung der Blechoberfläche und andererseits eine Zerstörung des für das Tiefziehen notwendigen Schmierfilms zwischen Werkzeug und Platine zu verhindern (Abbildung 2 Mitte). Die Einglättung kann insbesondere bei lackierten Karosserieteilen zu Mängeln in der Oberflächenqualität führen.

In der Massivumformung werden dagegen hohe Umformgeschwindigkeiten angestrebt, um die Druckberührzeit zwischen dem Werkstück und dem Werkzeug kurz zu halten (Abbildung 2 rechts). Eine kurze Druckberührzeit führt in der Warmumformung in Verbindung mit hoher vertikaler Steifigkeit und großer Kippsteifigkeit der Presse zu höheren Standmengen der Werkzeuge.

Um diesen unterschiedlichen Anforderungen an die Stößelkinematik begegnen zu können, wurden eine Vielzahl von Antriebslösungen für weggebundene Pressen entwickelt. Als Beispiel sei hierzu stellvertretend für die Vielzahl der Antriebslösungen der in **Abbildung 3** gezeigte modifizierte Kniehebelantrieb genannt.

Durch die im kinematischen Schema ersichtliche Ausbildung des Koppelelementes als Getriebeglied mit drei Gelenkpunkten wird die dargestellte Modifikation der Stößelkine-

matik realisiert. Beim Einsatz in der Blechverarbeitung haben sich Pressen mit modifiziertem Kniehebelantrieb deshalb beispielsweise in der Umformung von hochfester Stahlqualitäten bewährt.

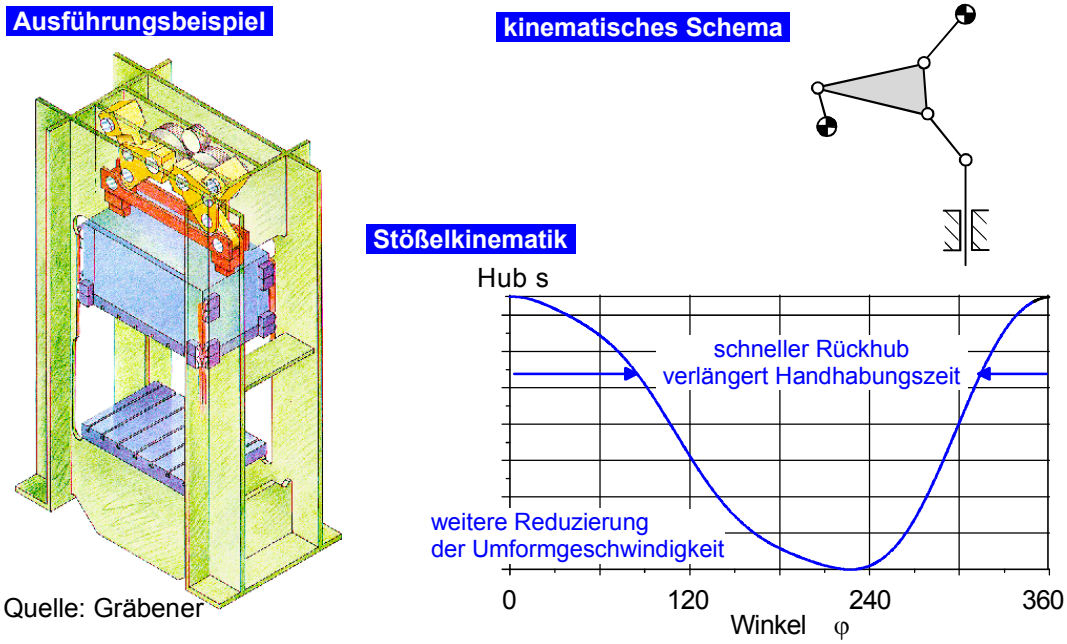


Abbildung 3: Aufbau und Kinematik einer Presse mit modifiziertem Kniehebelantrieb

Als weitere Alternative eines mechanischen Pressenantriebs mit modifizierter Kinematik wurde am IFUM ein Pressenantrieb mit unrunden Zahnrädern entwickelt (**Abbildung 4**).

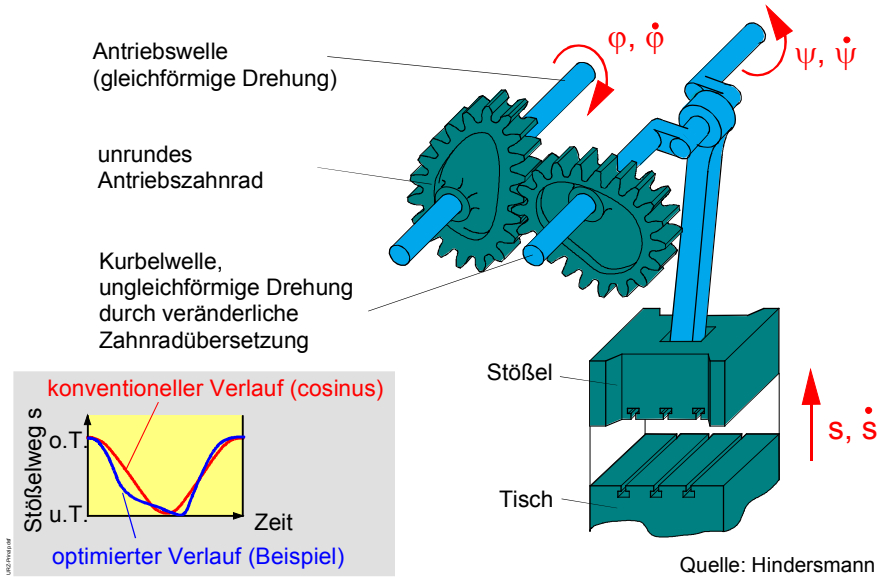


Abbildung 4: Prinzip des Pressenantriebs mit unrunden Zahnrädern [HIND-98]

Das Antriebsprinzip basiert im einfachsten Falle auf einem Kurbeltrieb, dem ein Paar unrunder Zahnräder vorgeschaltet wird (Abbildung 4). Der Antrieb der unrunden Zahnradstufe erfolgt vom Schwungrad aus kommend mit einer gleichförmigen Winkelgeschwindigkeit $\dot{\varphi}$, wobei Schwankungen der Schwungraddrehzahl bei dieser Betrachtung vernachlässigt werden. Durch die über dem Umfang der Zahnräder veränderliche Über-

setzung i ergibt sich eine ungleichförmige Winkelgeschwindigkeit ψ der Kurbelwelle, so dass sich eine Stößelkinematik s(φ) ergibt, die deutlich von dem kosinusähnlichen Verlauf bei konventionellen Kurbelpressen abweichen kann. Dieser Pressenantrieb wurde erstmals durch Umbau einer bestehenden Exzenterpresse realisiert (**Abbildung 5**) [HIND-98].

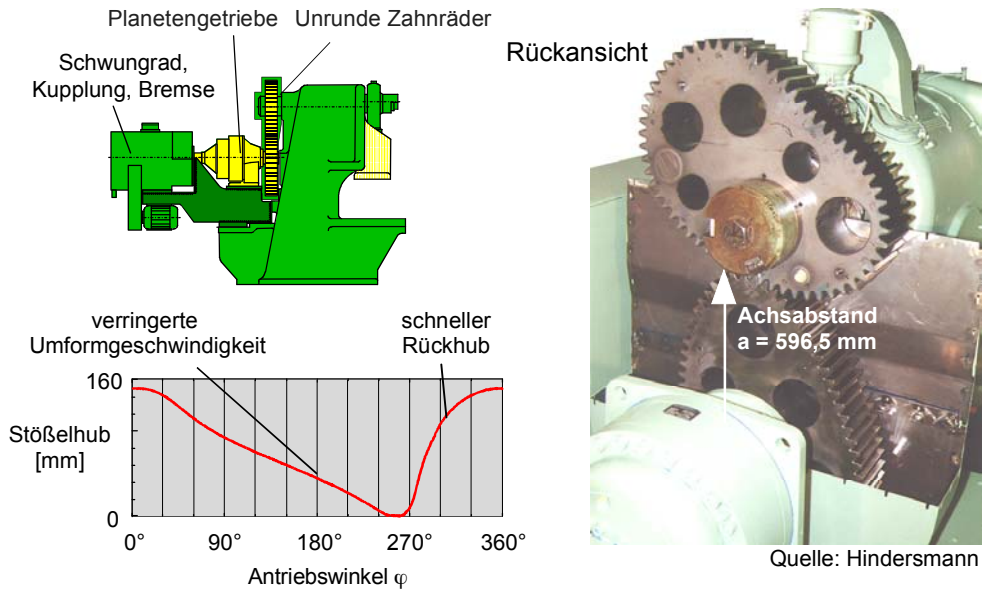


Abbildung 5: Am IFUM befindliche Prototyp-Presse [HIND-98]

2 Zielsetzung und Darstellung exemplarischer Ergebnisse

Die Zielsetzung des Forschungsvorhaben „Methodische Auslegung von Pressenantrieben mit unrunden Zahnrädern“ (AiF 11564), das durch den Arbeitskreis Umformtechnik der Forschungsvereinigung Werkzeugmaschinen und Fertigungstechnik e.V. (FWF) betreut wurde, bestand in der Schaffung von Algorithmen zur Auslegung unrunder Zahnräder (**Abbildung 6**). In Abhängigkeit vom Stand der Erkenntnisse mussten hierzu geeignete Algorithmen entwickelt bzw. vorhandene Algorithmen aufgegriffen und ggf. ergänzt werden.

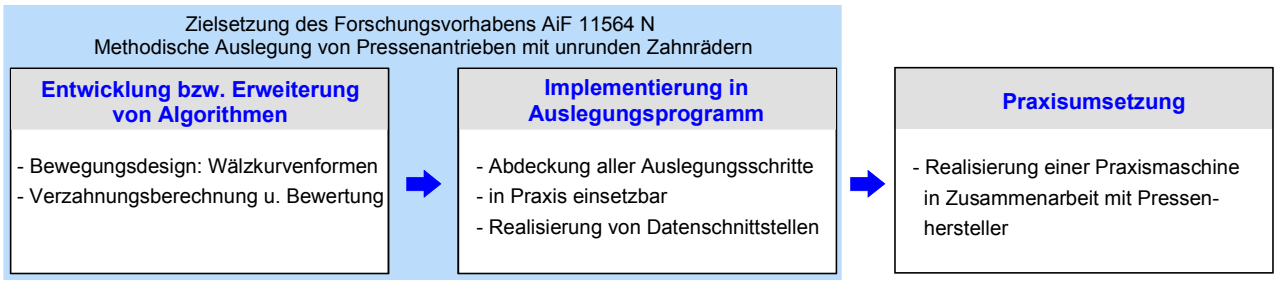


Abbildung 6: Zielsetzungen zur Weiterentwicklung des Pressenantriebs mit unrunden Zahnrädern

Dies betraf einerseits das Bewegungsdesign, d.h. die Bestimmung von Wälzkurvenformen der unrunden Zahnräder, die einen zuvor definierten Übersetzungsverlauf realisieren. Weiterhin sollten auch Methoden zur Verzahnungsberechnung und -bewertung entwickelt

werden. Um die Verwendbarkeit dieser Algorithmen zu gewährleisten, sollten sie in einem Berechnungsprogramm abgelegt werden. Dieses sollte weiterhin Datenschnittstellen zur Generierung von Fertigungsdaten besitzen.

Im Rahmen einer Zusammenarbeit mit der Fa. Helmerding hiw Maschinen GmbH, 32547 Bad Oeynhausen, bestand im Anschluss an dieses Forschungsvorhaben die Aufgabe, mit Hilfe des entwickelten Berechnungsprogramms ein Zahnradpaar für eine Praxismaschine auszulegen.

In der Regel kann der Pressenkonstrukteur nur bestimmte Abschnitte der geforderten optimierten Stößelkinematik vorgeben (**Abbildung 7**). Es musste daher ein Verfahren realisiert werden, das die einzelnen bekannten Abschnitte der Kinematik zu einer geschlossenen Funktion zusammenführt, um im nächsten Schritt die notwendigen, möglichst glatten Wälzkurven der unrunden Zahnräder berechnen zu können. Nach Vorgabe verzahnungsspezifischer Werte wie z. B. Modul und Zähnezahl müssen diese Wälzkurven verzahnt und im Anschluss bezüglich verschiedener Faktoren wie z.B. Eingriffsverhältnisse oder Gleitgeschwindigkeiten untersucht werden.

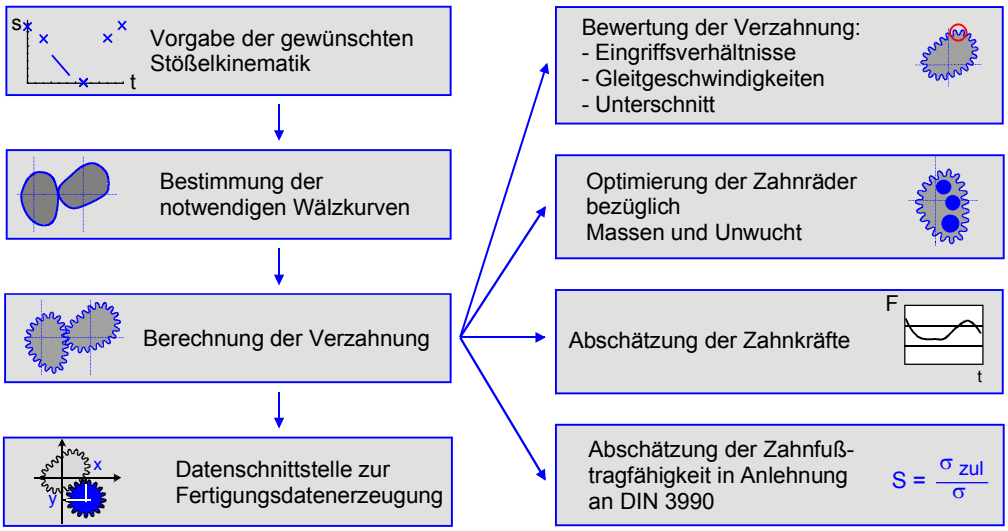


Abbildung 7: Ablauf zur Auslegung unrunder Zahnräder für Pressenantriebe [DOEG-00]

Insbesondere bei höheren Hubzahlen können Unwuchten und Massenträgheitsmomente der unrunden Zahnräder einen erheblichen Einfluss auf das dynamische Verhalten der Umformmaschinen haben. Daher soll eine Berechnung und Reduzierung dieser Werte durch das Einbringen von Aussparungen und Ausgleichsmassen ermöglicht werden. Abschließend soll eine Zahnfuß-Tragfähigkeitsberechnung in Anlehnung an die für runde Zahnräder gültige DIN 3990 geschaffen werden, um die gewählte Auslegung der unrunden Zahnräder zu überprüfen.

Für die Zusammenarbeit mit der Fa. Helmerding war es weiterhin notwendig, eine Schnittstelle zu einem kommerziellen CAD-System zu schaffen und Daten für die Generierung von Fertigungsdaten bereitzustellen. Hierbei sollte das Fertigungsverfahren Drahterodieren Berücksichtigung finden.

Einen Überblick über das im Rahmen des Vorhabens realisierte Auslegungsprogramm bietet **Abbildung 8**. Es zeigt das Wälzkurvenpaar, das für die Realisierung eines zuvor definierten Stößelweg-Verlaufs notwendig ist. Da dieser Verlauf in der Regel nicht über den gesamten Verlauf bekannt ist, wird für die Übertragungsfunktion, die den Zusammenhang zwischen dem Abtriebswinkel ψ und dem Antriebswinkel φ der unrunden Zahnräder beschreibt (vgl. Abbildung 4), ein Fourieransatz mit einer begrenzten Anzahl von Oberwellen verwendet. Die Koeffizienten dieses Ansatzes werden durch einen Iterationsalgorithmus so angepasst, dass einerseits die geforderte Stößelbewegung möglichst exakt realisiert wird und dass andererseits möglichst glatte Wälzkurven entstehen [DOEG-00].

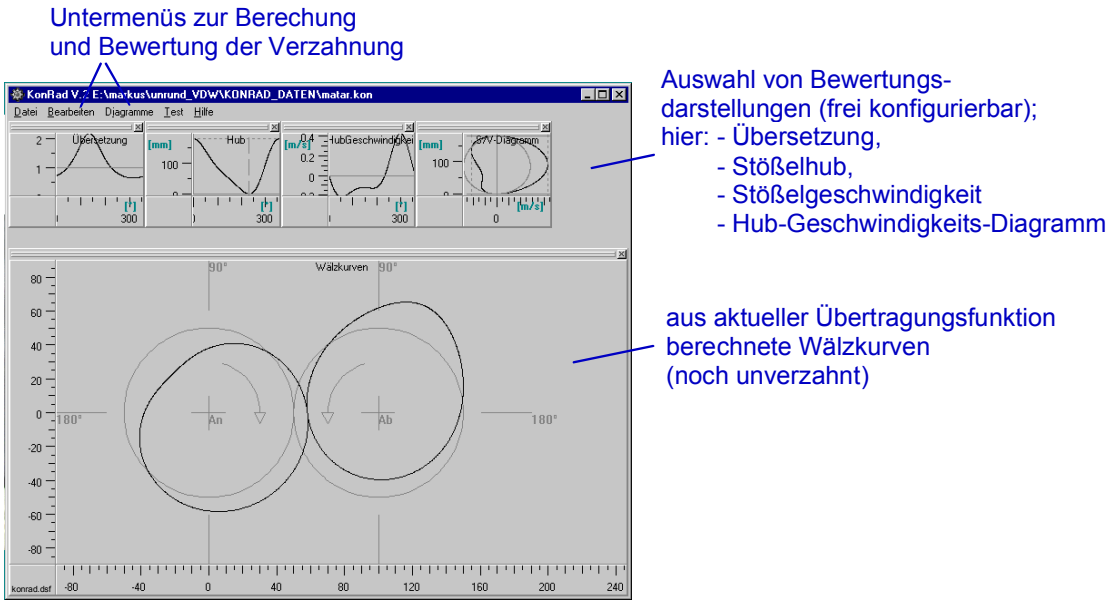


Abbildung 8: Überblick über das realisierte Berechnungsprogramm [DOEG-00]

Anhand verschiedener, frei konfigurierbarer Auswertefunktionen können die entstehenden Wälzkurven und die daraus resultierenden Verläufe von Übersetzung und Stößelhub bewertet werden. Nach Definition der Verzahnungsdaten durch den Benutzer kann die Verzahnung berechnet und in Bezug auf Größen wie z.B. Gleitgeschwindigkeiten, Überdeckung und Zahnfußtragfähigkeit bewertet werden. Alle Berechnungsergebnisse einschließlich der Geometrie verzahnten Räder können in entsprechenden Dateien gespeichert werden und stehen so für eine Weiterverarbeitung zur Verfügung. Weiterhin wird eine Makro-Datei erzeugt, mit der die verzahnten Räder in das CAD-System HP ME 10 importiert werden können.

Das Potenzial des Pressenantriebs mit unrunden Zahnrädern soll im Folgenden anhand eines Berechnungsbeispiels gezeigt werden (**Abbildung 9**). Hierzu wird die Aufgabe gestellt, die am IFUM vorhandene Prototyp-Presse mit einem neuen Paar unrunder Zahnräder auszustatten. Dieses soll die Kinematik der Presse so verändern, dass die Exzenterpresse die Stößelkinematik einer Presse mit modifizierten Kniehebelantrieb (vgl. Abbildung 3) möglichst exakt erreicht. Als weitere Einschränkungen sind zu beachten, dass der Achsabstand der auszulegenden Zahnräder konstruktiv festgelegt ist und dass ein Zahnradmodul von 12 mm zu verwenden ist.

Wie **Abbildung 9** zeigt, werden in einem ersten Berechnungsschritt zunächst Radformen berechnet, die die Sollkinematik möglichst exakt erreichen. Die zu erkennenden Abweichungen von dem Sollverlauf wurden dabei in Kauf genommen, um die Wälzkurvenformen zu optimieren. Der entstehende Achsabstand entspricht für den geforderten Zahnmodul nach diesem ersten Berechnungsschritt nicht dem geforderten Wert.

Daher wird im zweiten Berechnungsschritt eine Nachoptimierung durchgeführt. Hierbei werden die zuvor ermittelten Koeffizienten des Fourieransatzes der Übertragungsfunktion so angepasst, dass sich der exakte Achsabstand ergibt. Selbstverständlich muss hierbei in Kauf genommen werden, dass sich Abweichungen zum Sollverlauf ergeben. Diese sind jedoch zumindest beim Einsatz der unrunden Zahnräder im Pressenbau akzeptabel.

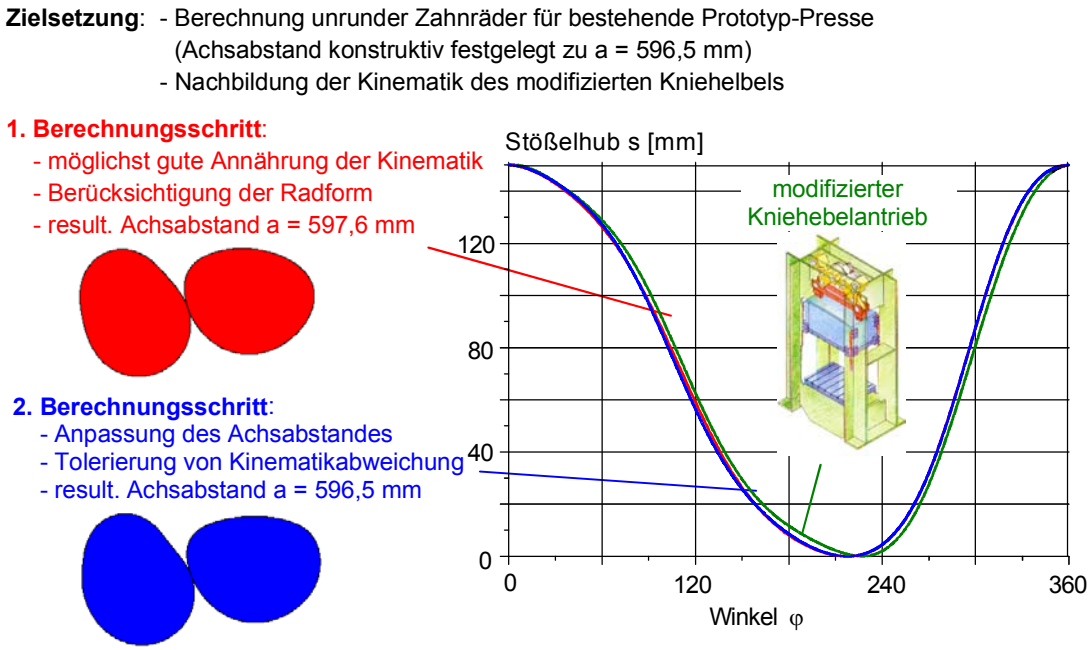


Abbildung 9: Berechnungsbeispiel [SCHA-01]

3 Umsetzung der Forschungsergebnisse

Die im Rahmen des o.g. Forschungsvorhabens erarbeiteten Lösungen wurden u.a. dazu genutzt, eine Exzenterpresse mit Zweipunktantrieb, einer Nennkraft von 4.000 kN sowie einer maximalen Hubzahl von 60 min^{-1} mit unrunden Zahnrädern auszustatten. Die technischen Daten sowie eine Modelldarstellung der verwendeten, erstmalig durch Drahterodieren hergestellten unrunden Zahnräder können **Abbildung 10** entnommen werden.

Die Zielsetzung bei der Auslegung der Stößelkinematik lag wegen des Einsatzes der Maschine als Stanzpresse darin, die Stößelgeschwindigkeit während der Umformung bis kurz nach dem Durchlaufen des unteren Totpunkt zu verlangsamen.

Bei der Auslegung von unrunden Zahnrädern für den Einsatz in Exzenterpressen ist die Tatsache zu beachten, dass die Stößelkinematik aufgrund der auftretenden Totpunktverschiebung des Exzenters abhängig vom momentan eingestellten Stößelhub ist (Abbildung 10 rechts unten). Durch das Vorsehen einer Verdreheinrichtung ist es prinzipiell möglich, diese Abhängigkeit aufzuheben (vgl. Kapitel 4).

Pressendaten:
Exzenterpresse, Zweipunktantrieb

Nennkraft F_N = 4000 kN
max. Drehzahl n = 60 /min

Technische Daten der eingesetzten unrunden Zahnräder:
Modul m = 12,03 mm
Zähnezahl z = 97
Achsabstand a = 1171,04 mm
Herstellungsverfahren: Drahterodieren

Modell-
maßstab 1:15

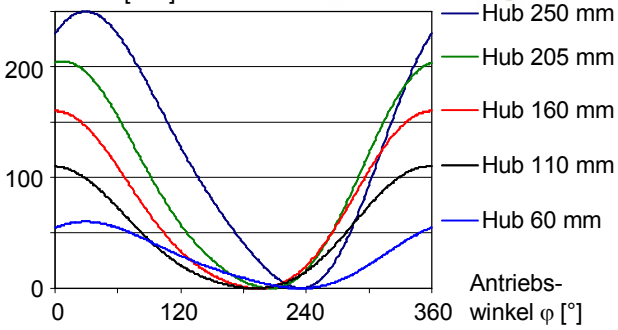
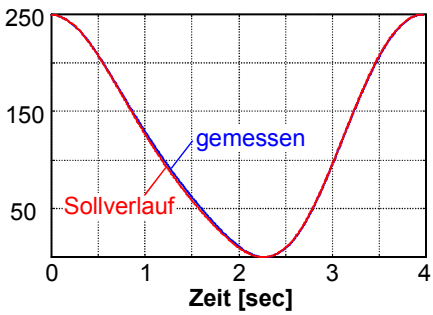
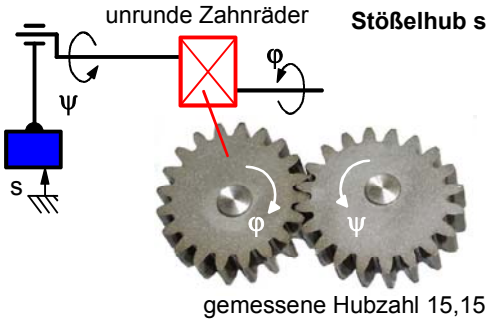


Abbildung 10: Realisierung einer Praxismaschine in Zusammenarbeit mit der Fa. Helmerding [SCHA-01]

Anhand von Messungen bei verschiedenen Hubzahlen wurde untersucht, inwieweit die Kinematik der Presse dem rechnerischen Verlauf entspricht. Wie **Abbildung 11** oben exemplarisch bei einer für diese Presse minimalen Hubzahl von 15 min^{-1} zeigt, wird der geforderte Stößelwegverlauf annähernd erreicht.

Ziel der Kinematikauslegung:
- Reduzierung der Stößelgeschwindigkeit:
  a) während der Umformung vor dem unteren Totpunkt
  b) im Bereich kurz dem Durchlaufen des unteren Totpunkt
- Realisierung eines schnellen Rückhubs





gemessene Hubzahl 15,15 min^{-1}

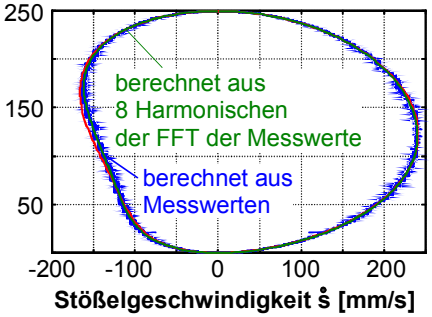


Abbildung 11: Vergleich von theoretischer und gemessener Kinematik der Praxismaschine

Die auftretenden Abweichungen im Bereich der höchsten Stößelgeschwindigkeit lassen sich durch einen Drehzahlabfall des Schwungrades erklären (Abbildung 11 unten). Damit

ist nicht mehr die der theoretischen Kinematikberechnung zugrundeliegende Annahme einer konstanten Winkelgeschwindigkeit $\dot{\varphi}$ des antreibenden unrunden Zahnrades erfüllt.

Bisher hat die Fa. Helmerding hiw Maschinen GmbH mehr als ein halbes Dutzend Maschinen mit dem vorgestellten Pressenantrieb ausgeliefert. Derzeit werden nach Aussage des Unternehmens rund 1/3 der auszuliefernden Maschinen mit unrunden Zahnrädern ausgestattet. Die Nennkräfte der Pressen bewegen sich dabei zwischen 1000 und 5000 kN.

Bei größeren Umformpressen wie beispielsweise GT-Pressen für die Karosserieteilherstellung oder aber Schmiedepressen ist eine Anwendung der unrunden Zahnräder zum jetzigen Zeitpunkt nicht realistisch. Aufgrund der großen Umformkräfte ergeben sich Zahnraddimensionen, die eine wirtschaftlichen Fertigung der unrunden Zahnräder verhindern.

4 Ausblick

Die Hubhöhenverstellung von Exzenterpressen durch Drehung des Doppelexzenters führt zu einer Winkelverstellung der Kurbel gegenüber der Exzenterwelle. Bei herkömmlichen Exzenterpressen bewirkt dies zwar eine Verdrehung des oberen Totpunktes bezüglich der Exzenterwelle um einen Winkel $\Delta\psi_{o.T.}$, nicht jedoch zu einer qualitativen Änderung des Stößelweg-Zeit-Verlaufes.

Beim Pressenantrieb mit unrunden Zahnrädern wird dem Exzentergetriebe mit der Übertragungsfunktion $s = s(\psi)$ ein ungleichförmig übersetzendes Getriebe vorgeschaltet. Die Übertragungsfunktion $\psi(\varphi)$ der Unrundzahnräder soll bei dieser Betrachtung als gegeben angenommen werden. Bei der Berücksichtigung der bei Exzenterpressen auftretenden Totpunktverschiebung ergibt sich hier als Übertragungsfunktion $s = s(\psi(\varphi) + \Delta\psi_{o.T.})$.

Wie in obiger Gleichung deutlich wird, führt diese Totpunktverschiebung zu einer i. d. R. nicht erwünschten Veränderung der Übertragungsfunktion $s(\varphi)$ und damit zu der bereits in Abbildung 10 dargestellten veränderlichen Stößelkinematik bei verschiedenen Hubhöhen.

Bei den bisher realisierten Pressenantrieben mit unrunden Zahnrädern besteht zwischen dem unrunden Abtriebsrad und der Exzenterwelle eine feste mechanische, beispielsweise durch Passfedern realisierte Verbindung. Hebt man diese feste Einbaulage des Abtriebszahnrades konstruktiv auf und sieht stattdessen eine schaltbare Kupplung mit einer Verdrehvorrichtung vor, so entsteht die Möglichkeit, die Stößelkinematik durch einen zusätzlichen Verstellwinkel $\Delta\psi$ zu beeinflussen (**Abbildung 12**):

$$s = s(\psi(\varphi) + \Delta\psi_{o.T.} + \Delta\psi)$$

Wie obige Gleichung zeigt, ist es auf diese Weise einerseits möglich, die Totpunktverschiebung aufzuheben. Auf der anderen Seite können durch die Vorgabe verschiedener Werte für $\Delta\psi$ verschiedene Kinematiken für einen eingestellten Stößelhub realisiert werden [DOEG-98].

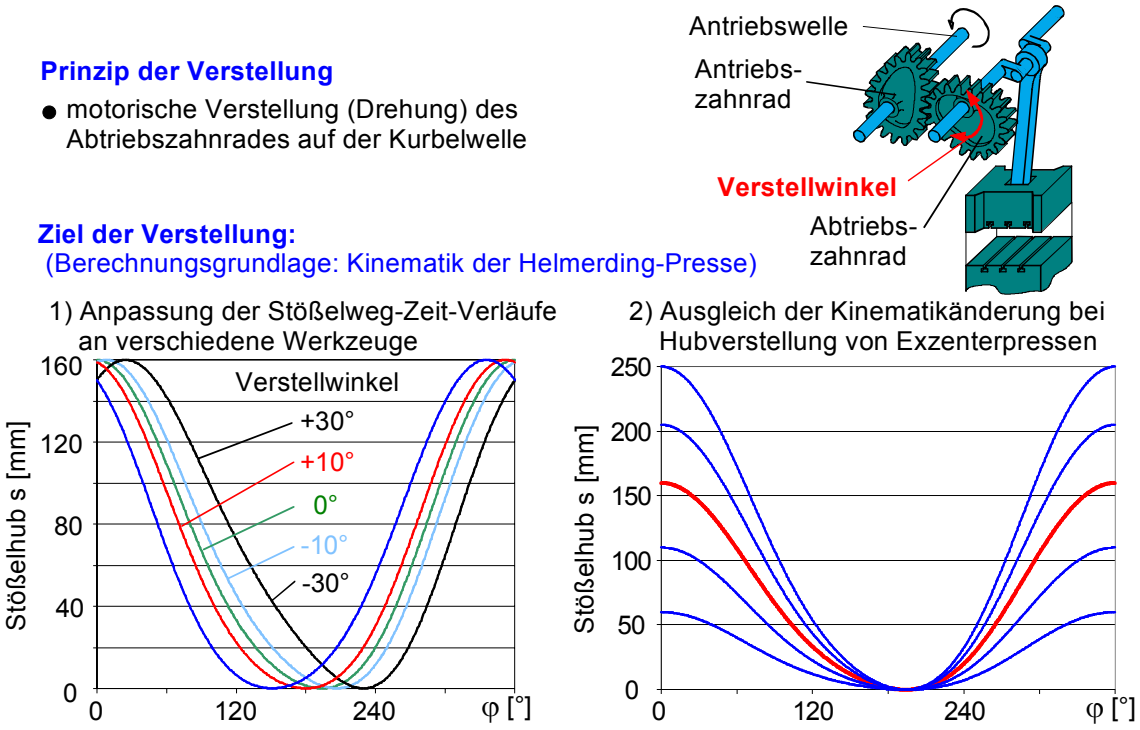


Abbildung 12: Verdreheinrichtung zur Flexibilisierung der Stößelkinematik der Helmerding-Presse als Beispiel möglicher Weiterentwicklungen des Antriebskonzeptes, nach [DOEG-98]

Abbildung 12 zeigt anhand der realisierten Presse der Fa. Helmerding die Einsatzmöglichkeiten dieser Verdreheinrichtung. Bei einem konstanten eingestellten Stößelhub von 160 mm ist es möglich, durch Variation des Verstellwinkels $\Delta\psi$ zwischen -30° und +30° die Stößelgeschwindigkeit im Umformbereich deutlich zu beeinflussen. Dies kann zur Anpassung der Kinematik an verschiedene Werkzeuge genutzt werden (Abbildung 12 unten links). Andererseits ist es möglich, für alle einstellbaren Stößelhubhöhen eine qualitativ gleiche Stößelkinematik zu erzeugen.

5 Literatur

[DOEG-98] Doege, E., Hindersmann, M., Schaprian, M.: Weitere Entwicklungen von Pressenantrieben mit unrunden Zahnrädern. Blech Rohre Profile 45 (1998) 10, S. 125-130

[DOEG-00] Doege, E., Schaprian, M.: Methodische Auslegung von Pressenantrieben mit unrunden Zahnrädern. Forschungsberichte der Forschungsvereinigung Werkzeugmaschinen und Fertigungstechnik (FWF) e.V., Frankfurt a. M. 2000

[HIND-98] Hindersmann, M.: Entwicklung und Einsatz von Pressenantrieben mit unrunden Zahnrädern. Fortschritts-Berichte VDI, Reihe 1, Nr. 304. VDI-Verlag Düsseldorf 1998

[SCHA-01] Schaprian, M., Mankowski, D., Ogertschnig, I.: Baukastensystem für Pressen mit unrunden Zahnrädern. UTF Science 2 (2001), H. 3, S. 4-7

[WEGE-00] Wegener, K., Schepp F.: Innovative Antriebskonzepte für Maschinenkonzepte der Zukunft. 7. Umformtechnisches Kolloquium Darmstadt 2000, S. 117-131