

Clemens Nienhaus

Überlastkupplungen und Bauformen in der Landtechnik – von den Anfängen bis zur Gegenwart

Landmaschinen werden häufig unter nicht vorhersehbaren, extremen Bedingungen eingesetzt. Sie werden außerdem oft von Traktoren angetrieben, deren Leistung höher ist als für den Maschinenantrieb erforderlich. Um Antriebe vor Überbelastungen durch Anfahrbeschleunigungen, Überbeschickung und Blockaden zu schützen, werden daher schon seit der Einführung des Zapfwellenantriebs Überlastkupplungen eingesetzt, die auf die jeweilige Anwendung ausgelegt sind.

Schlüsselwörter

Überlastkupplungen in Landmaschinen, Wirksysteme

Keywords

Overload clutches, Function systems

Abstract

Nienhaus, Clemens

Overload clutches and designs in agritechnical engineering – from the beginnings to the present day

Landtechnik 67 (2012), no. 5, pp. 374–384, 36 figures, 2 references

Agricultural implements are often used under unpredictable, extreme conditions. Moreover, they are frequently driven by tractors with a higher power than necessary for driving the implement. Appropriate precautions have to be taken to protect drivelines against overloading caused by initial starting torques, excessive charging and blockages. Overload clutches, designed to suit the respective application, have been in use ever since the power take-off was introduced.

■ Ursprünglich werden von Gespannen gezogene Landmaschinen über das Bodenrad „Fahr-Rad“ angetrieben (**Abbildung 1**). Die Leistung des Gespanns und die Traktion des Bodenrads bilden einen natürlichen Schutz vor Überbelastungen im Antrieb. Empfindliche Bauelemente der Maschine

werden bestenfalls durch einfache Sollbruchstellen geschützt. Ferner besitzen diese Maschinen vielfach ein Klinkengesperre „Freilauf“, welches beim Zurücksetzen oder während des Wendevorgangs der Maschine dafür sorgt, dass der Antrieb nur in einer Drehrichtung erfolgen kann.

1907 wird von der International Harvester Company (IHC) die Zapfwelle zum Patent angemeldet und mit ihr der erste Traktor 1917 ausgerüstet – eine bis heute wirkende, bedeutende Erfindung, da sich der Traktor dadurch von der reinen Zugmaschine zur zentralen Antriebsquelle entwickelt hat (**Abbildung 2**).

Die Firma McCormick USA lässt 1917 den ersten „Tractor-Binder“ über die Zapfwelle eines Traktors antreiben. Damit ist der zuvor beschriebene natürliche Überlastschutz des Bodenrads nicht mehr vorhanden. Vielmehr steht mit dem Schwungrad des Motors kinetische Energie zur Verfügung, die bei einer plötzlichen Überbelastung oder Blockade ein unkontrolliertes Drehmoment über die Gelenkwelle in die Maschine leitet. Daher

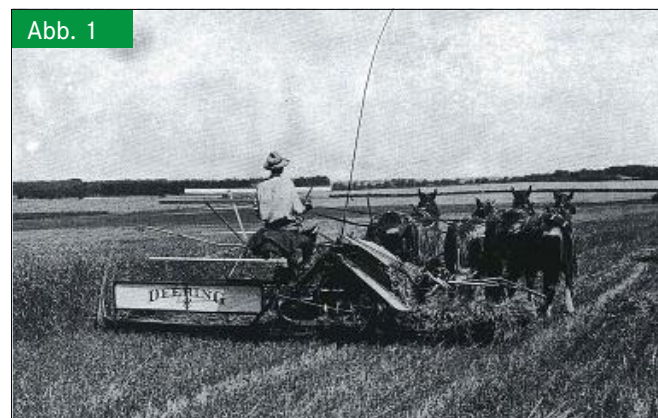


Abb. 1

Werbung IHC-Deering 1917
Fig. 1: Advertising IHC-Deering 1917

finden wir bereits 1917 eine Überlastkupplung im Teleskopteil der Gelenkwelle. Bei dieser Kupplung handelt es sich um eine Stirnratsche, die mittels einer Schraubenfeder vorgespannt ist. Da die Teleskopelemente zwischen den beiden Kreuzgelenken, abhängig von den Gelenkbeugewinkeln, mit ungleicher Drehgeschwindigkeit rotieren, können bei symmetrischer Teilung der Stirnratsche die Gelenkebenen zwischen den beiden Gelenken versetzt werden. Dieser „Gelenkebenenversatz“ führt auch bei ausgeglichenen Gelenkwinkeln zu einer Ungleichförmigkeit der Drehbewegung. In der Folge werden Drehschwingungen erzeugt, die zu Vibrationen und Maschinenschäden führen. Sehr bald wird dieser Zusammenhang erkannt. Daher wird die Stirnratsche so ausgebildet, dass diese nur bei einer Drehstellung von 180° wieder einrasten kann.

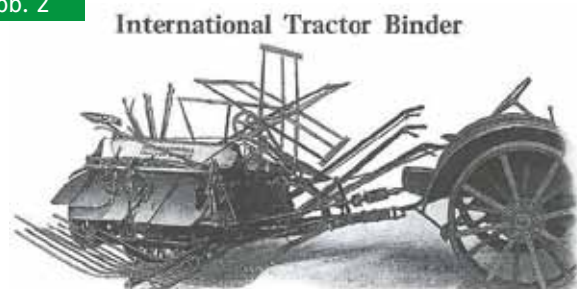
Ferner besitzt diese Bauart erhebliche Massen, die im ungleichförmig drehenden Teleskop der Gelenkwelle ständig verzögert und beschleunigt werden müssen. Auch dieser Effekt verursacht Schwingungen, die sich auf die Laufruhe des Antriebs auswirken. Weiterhin kann vom Anwender das übertragbare Drehmoment über die Schraubenfeder verändert werden. Damit wird die Schutzwirkung eingeschränkt oder gar aufgehoben. Trotz der beschriebenen Nachteile wird diese Überlastkupplung bis weit in die 1950er Jahre am häufigsten verwendet.

Ab ca. 1922 verbreitet sich der Zapfwellenantrieb auch durch andere Traktorenhersteller sehr schnell und führt zur Entwicklung neuer Maschinen, wie z. B. der Sammelpresse für Heu und Stroh. Für den über eine Kurbel zyklisch wirkenden Presskolben ist ein zusätzliches Schwungrad zur Energiespeicherung erforderlich. Um das Beschleunigungsmoment dieser Masse zu begrenzen, ist eine Überlastsicherung notwendig, die in der Schlupfphase das Drehmoment aufrechterhält. Über eine lange Zeit wird hier der Riementrieb verwendet. Dieser bietet neben einem Überlastschutz gleichfalls die erforderliche Übersetzung zur Drehzahlanpassung. Neben dem Überlastschutz mildert diese Antriebsart auch Schwingungen, die durch die Kinematik der Maschine und durch Ungleichförmigkeiten im Antrieb verursacht werden (**Abbildung 3**).

Damit zeigt sich, dass neben der Drehmomentsicherung im Hauptantrieb eine Zusatzkupplung in einem Nebenantrieb erforderlich sein kann. Ein einziges Überlastprinzip im Hauptantrieb kann die Palette der unterschiedlichen Anforderungen nicht abdecken, sodass die Entwicklung weiterer Wirkprinzipien erforderlich ist.

Bis weit in die 1950er Jahre werden Gelenkwellen und Überlastkupplungen weitgehend von den Maschinenherstellern selbst gefertigt. Bei der Maschinenkonstruktion wird ihnen daher häufig nur eine untergeordnete Bedeutung beigemessen. Somit bleiben auch die zuvor erwähnten ursprünglichen Bauformen des Überlastschutzes weitgehend unverändert. Erst mit der Spezialisierung von Zulieferbetrieben Anfang der 1950er Jahre und der Entwicklung von speziellen Antriebskomponenten für die Landtechnik gewinnen Gelenkwellen und Überlastkupplungen eine überragende Bedeutung. Innerhalb einer sehr kurzen Zeit wird die Eigenfertigung durch die Maschinen-

Abb. 2



Blatt 208. 10-ft. Tractor Binder and International Tractor. The handle carrier, power take-off to the tractor are not included with the binder in samples or prices.

Latest Development

The International tractor binder is the most modern harvesting equipment made—a thoroughly up-to-date binder, designed especially for use with International gear drive tractors. It cannot be operated by horses or used with any other make of tractor.

The binder mechanism is driven by power transmitted from the tractor engine through a revolving shaft. This construction insures a steady supply of power to meet the varying field and grain conditions. No choking of the binder due to slippage of the main wheel in wet and sandy soil, because the main wheel, being relieved of the work of driving the binder mechanism, simply carries the weight of the binder.

In addition to the direct power drive, the International tractor binder has a low grain elevator, 10-ft. width of cut, roller bearings throughout, heavier drive chains, stouter main frame, etc., than horse drawn binders. The control levers are in front within easy reach of the tractor seat.

With this outfit one man can harvest as much grain in a day as two men with two 7-ft. horse-drawn binders. This extraordinary capacity is due to the uniformly fast travel of the tractor and, further, to the fact that the binder is run by power from the tractor. The tractor binder mechanism, running at the same regular speed, regardless of forward speed of the tractor, minimizes clogging.

Auszug aus der Werbung der Firma International Harvester 1917
Fig. 2: Excerpt from the 1917 advertising of the company International Harvester

Abb. 3



Hochdruck-Ballenpresse Welger AP12

Fig. 3: Baler Welger AP12

Abb. 4



Kartoffelroder Heinrich Lanz 1954

Fig. 4: Potato Harvester Heinrich Lanz 1954

Abb. 5



Original IHC – Gelenkwelle mit Stirnratsche, Baujahr ca. 1950
Fig. 5: Original IHC PTO drive shaft with axial ratchet clutch, ca. 1950

hersteller aufgegeben und von den Spezialisten übernommen (**Abbildung 4**). Maßgebend ist hier die Firma Walterscheid, Siegburg/Lohmar (später GKN Walterscheid), die sich ab 1953 ausschließlich der Entwicklung von „Landwirtschaftlichen Gelenkwellen und Überlastkupplungen“ widmet. Innerhalb weniger Jahre entsteht eine weite Palette von Überlastkupplungen für die verschiedensten Anwendungen und Leistungsbereiche. Bis heute gilt die Firma Walterscheid weltweit als Spezialist für die Antriebstechnik von Landmaschinen. Im Folgenden werden die Entwicklungsschritte und deren Voraussetzungen im Detail vorgestellt; diese entstammen dem Archiv von GKN Walterscheid. Die Kupplungen der Wettbewerber unterliegen weitgehend den gleichen Wirkprinzipien.

Neben dem zuvor beschriebenen Hauptmangel der in den Teleskopelementen eingesetzten Stirnratschen, ist es die große Drehmasse, die zu Drehschwingungen führt (**Abbildung 5**). Weiterhin werden durch die Ratsche in der Schlupfphase Axialschläge verursacht, die sich schädigend auf die Lagerung der Zapfwelle des Traktors und auf die Eingangswellen der Maschinen sowie auf die Verschlusselemente der Gelenkwelle auswirken. Da es dem Anwender möglich ist, das übertragbare Drehmoment zu regeln, ist der erforderliche Überlastschutz nicht gewährleistet. In der Folge kommt es immer wieder zu erheblichen Maschinenschäden.

Auf der DLG-Ausstellung 1953 in Köln zeigt die bis dahin in der Landtechnik weitgehend unbekannt Firma Walterscheid aus Siegburg erstmals eine komplette Gelenkwellenbaureihe mit integrierten Überlastkupplungen und Unfallschutzeinrichtungen nach dem System Schröter (**Abbildung 6**). Kurt Schröter ist zu diesem Zeitpunkt in der Landtechnik und im Fahrzeugbau

mit seinen revolutionierenden Ideen kein Unbekannter mehr (Auflaufbremse, Thümag-Anhänger, Alpenlandschlepper [1; 2]).

Die Entwicklung der Überlastkupplungen folgt der Maschinenentwicklung und ist daher auch in chronologischer Folge wiedergegeben.

Kupplungsbauformen ab 1953

Wesentliches Merkmal dieses Überlastschutzes ist die feste, vom Anwender nicht beeinflussbare Höhe des übertragbaren Drehmoments. Gleichzeitig ist diese Kupplung Bestandteil der Teleskopeinrichtung. Durch die Anzahl der federbelasteten Nocken, die in das speziell geformte Profil des „Zwei-Rippen-Teleskoprohres“ einrasten, wird das übertragbare Drehmoment bestimmt (**Abbildung 7**). Damit muss aber auch das für die Maschine erforderliche Drehmoment hinreichend bekannt sein. Schon 1956 erscheint das erste „Technische Handbuch“ mit ausführlichen Produktdarstellungen. Darüber hinaus werden die Theorie der Kinematik der Kreuz-Gelenkwellen und auch die Funktionsweise der Überlastkupplungen erörtert. Als Auslegungshilfe dient eine Leistungsübersicht von 26 Maschinengruppen sowie erstmals eine „Schlepperanschluss-tabelle“ der in 1955 hergestellten 242 Traktorentypen von 30 deutschen Herstellern. In dieser werden erstmalig wichtige geometrische Verhältnisse für die Gerätekopplung wiedergegeben.

Das Handbuch erfasst bereits 106 Gelenkwellen- und Kupplungsausführungen, je nach den Anforderungen der einzelnen Maschinenarten und deren Leistungen.

Um die unterschiedlichen Anforderungen qualifizieren zu können, wird ein spezieller Messdienst aufgebaut, der mit elektronischen Messgeräten (DMS) die Maschinencharakteristik und die erforderliche Leistung im praktischen Einsatz ermittelt (**Abbildung 8**). Da die aus dem allgemeinen Maschinenbau bekannten Messnaben wegen ihrer Baugröße die kinematischen Verhältnisse des Gelenkwellenantriebs wesentlich beeinflussen, wird eine Messnabe speziell für die landtechnischen Verhältnisse in kurzer Bauform entwickelt. Diese besondere Messnabe ist für die unterschiedlichen Schlepper- und Maschinenanschlüsse ausgerüstet und ist seither in der Landtechnik weit verbreitet, sowohl bei Kunden als auch in Instituten.

Da die Anschlüsse der Traktoren sehr stark variieren, müssen die Längen der Gelenkwellen ebenso variabel sein.

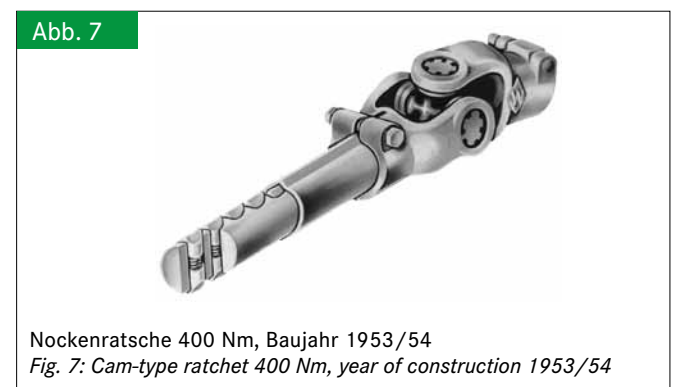
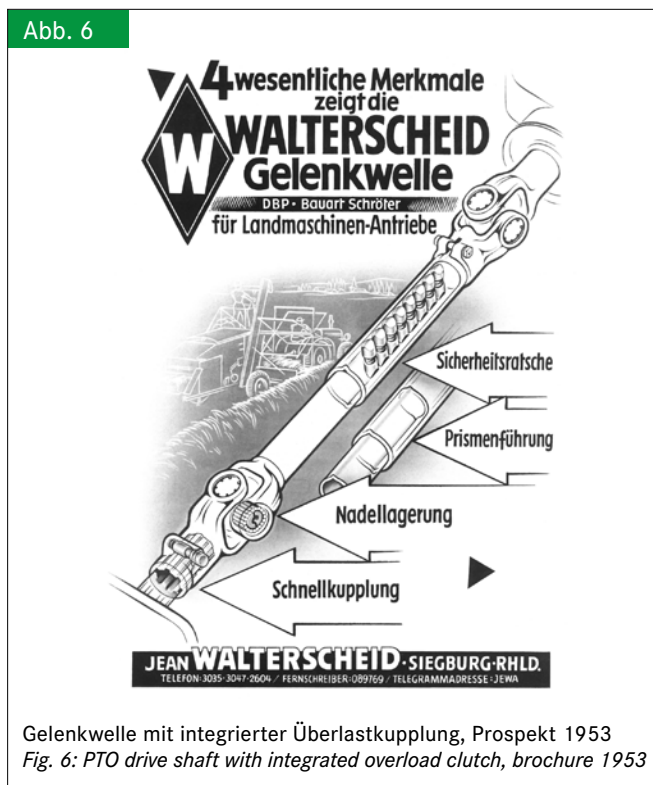


Abb. 8



Mobiler Feldmess-Service, 1958

Fig. 8: Mobile field measuring service, 1958

Längenadjustierungen können sehr leicht durch Teleskopprohre vorgenommen werden. Bei großen Teleskopwegen und bei der Längenadjustierung können aber die Nocken außer Eingriff kommen. Die Anzahl der Nocken wird durch die Länge des Teleskopweges bestimmt und begrenzt damit die Höhe des Drehmoments. Aus diesem Grunde erfolgt auf Basis der Nockenratsche die Entwicklung der Kombiratsche (**Abbildung 9**), die Überlastkupplung und Teleskopeinheit trennt. Hierzu wird die Nockenratsche drehbar in ein axial fixiertes Profilrohr als Einheit verbaut. Die äußere Kontur der Kupplung dient dabei als inneres Teleskopelement.

Für höhere Drehmomente, z.B. bei Maschinen für die Bodenbearbeitung, sind die maximalen Drehmomente der Kombiratsche nicht ausreichend. Daher wird bereits 1954 eine axial wirkende Kugelratsche entwickelt (**Abbildung 10**). In der Nabe geführte und über Tellerfedern belastete Kugeln stützen sich in einer Pfannenscheibe ab. Beim Erreichen der eingestellten Grenzbelastung treten die Kugeln aus der Pfannenscheibe

Abb. 9



Kombiratsche 440 Nm, Baujahr 1954

Fig. 9: Combination ratchet 440 Nm, year of construction 1954

Abb. 10



Kugelratsche 1500 Nm Baujahr 1954

Fig. 10: Ball-type ratchet 1500 Nm, year of construction 1954

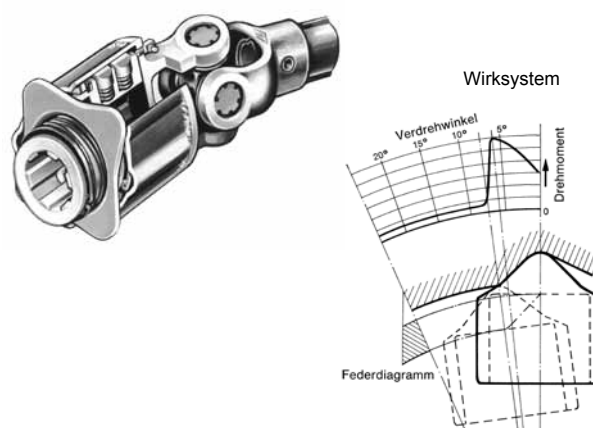
aus. Das führt zu sehr hohen Axialkräften (Axialschläge) wie auch zu einem stark pulsierenden Drehmoment. Damit ähnelt die Kugelratsche in der Arbeitsweise der Stirnratsche. Bei bestimmten Anwendungen wird diese Funktion dennoch zum Freifahren von Hindernissen oder Blockaden bevorzugt.

Die zuerst behandelten Kupplungsbauarten, Nockenratsche und Kombiratsche im Teleskop, besitzen den Nachteil der 180°-Teilung. Da das maximale Drehmoment von der verfügbaren Länge der Teleskopelemente abhängig ist, erfolgt aus dieser Erkenntnis die Entwicklung der Sternratsche (**Abbildung 11**). Diese ist wie die Kugelratsche außerhalb der Teleskopelemente direkt auf der Zapfwelle des Traktors oder auf dem Maschineneingangszapfen angeordnet. Sie besitzt acht Nuten und rastet somit im Winkel von 45° ein. Hierdurch und durch unterschiedliche Baulängen kann eine höhere Anzahl von Nocken verbaut werden. Je nach Nocken- und Federbestückung ist somit ein höheres Drehmoment feinstufig einstellbar.

Die zuvor beschriebenen Nocken- und Sternratschen erzeugen in der Schlupfphase Schwingungen, die sich bei drehweichen Antrieben aufschaukeln können. Um die Drehschwingungen zu mildern, wird die Nockenreibkupplung entwickelt (**Abbildung 12**).

Bei dieser wirken die Sperrnocken nach innen in die Nuten einer profilierten Nabe. Die Federn stützen sich außen gegen Bremsbacken mit Reibbelägen ab, die wiederum auf eine glatte Fläche des Gehäuses wirken. Die Drehmomentübertragung

Abb. 11



Sternratsche 1200 Nm, Baujahr 1957

Fig. 11: Star ratchet 1200 Nm, year of construction 1957

Abb. 12



Nockenreibkupplung 1600 Nm, Baujahr 1958

Fig. 12: Cam-type friction clutch 1600 Nm, year of construction 1958

erfolgt durch eine Mischreibung mit Formschluss der Sperrnocken in der Nabe und reinem Kraftschluss über die Reibbeläge im Gehäuse. Durch die unterschiedlichen Wirkdurchmesser findet der Schlupf an beiden Stellen statt. Bevorzugte Anwendung sind Seilwinden, um ein Aufschwingen des Seils in der Überlastphase zu verhindern.

In der Landtechnik gibt es zahlreiche Maschinen mit großen Drehmassen, z.B. Hochdruckpressen oder Kreiselmähwerke. Beim Abschalten des Zapfwellantriebs laufen diese nach, sodass die Gelenkwelle über eine unkontrollierte Zeit mit rotiert und bei großen Abwinkelungen blockieren kann. Dabei besteht erhöhte Unfallgefahr. Daher werden bei diesen Maschinen Freilaufkupplungen eingesetzt, die das Drehmoment nur in einer Drehrichtung übertragen. Aus dem allgemeinen Maschinenbau sind die sogenannten Klemmplattenfreiläufe z.B. von der Firma Kessler bekannt (**Abbildung 13**). Diese beruhen ausschließlich auf dem Prinzip des Reibschlusses. Sie benötigen daher einen großen Durchmesser und sind empfindlich gegen schockartige Drehmomentbelastungen. Durch die systembedingt große Bauweise können sie häufig nicht im begrenzten Bauraum am Traktor oder an der Maschine untergebracht werden.

Aus dieser Erkenntnis und auch aus Kostengründen wird ein teilungsgebundener Sperrkörperfreilauf entwickelt, der neben der Schockunempfindlichkeit auch eine höhere Übertragungskapazität besitzt (**Abbildung 14**). Federbelastete Kugeln stützen sich in schrägen Rampen ab. Bei rückwärtigem Drehmoment weichen die Kugeln axial aus und können aufgrund der Rampenabstufung kein Drehmoment übertragen. Dieser Freilauf zeichnet sich durch eine sehr kompakte Bauweise aus.

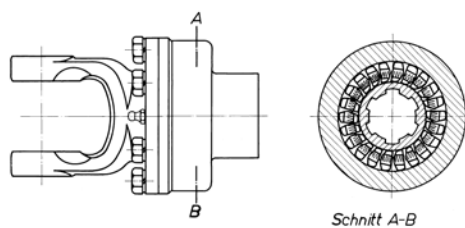
Hochdruckpressen für die Stroh- und Futterbergung erfahren in den 1950er Jahren eine schnelle Verbreitung. Deren

Bauweise ändert sich durch den Entfall des Riementriebs als bisherigen Überlastungsschutz. So wird die Schwungmasse vermehrt direkt an den Maschineneingang verlagert. Erforderliche Kraftumleitungen und Übersetzungen erfolgen in Getrieben. Die Überlastkupplung wird zum Bestandteil des Schwungrades und unmittelbar mit der Gelenkwelle verbunden. Da die bekannten Sperrkörperkupplungen in der Schlupfphase den Antrieb unterbrechen, sind diese nicht zum Beschleunigen großer Massen geeignet. Hierzu ist eine Kupplung erforderlich, die das Drehmoment erhält: Bei Reibkupplungen wird das Drehmoment über die Anzahl der Kupplungsbeläge und Schraubenfedern und deren Vorspannung bestimmt (**Abbildung 15**). Dabei wird in Kauf genommen, dass der Anwender die Vorspannung und damit das Drehmoment bis zur Blockade verändern kann. Innerhalb der Presse werden, soweit dies erforderlich ist, vorgenannte Ratschenkupplungen z.B. an der Pick-up eingesetzt.

Die Firma Welger in Wolfenbüttel entwickelt eine eigene Reibkupplung, die ausschließlich für die Absicherung des Schwungrades der Ballenpressen ausgelegt ist. Eine drehgelagerte, dreiarmlige zentrale Blattfeder stützt sich an den Auflagepunkten über Bremsbeläge in einem großen Durchmesserbereich des Schwungrades ab. Der Anschluss der Gelenkwelle befindet sich im Zentrum des Blattfedersystems, sodass der Kraftfluss über die Arme und Bremsbeläge erfolgt (**Abbildung 16**). Diese Kupplung besitzt eine Festeinstellung und kann vom Anwender nicht ohne Weiteres beeinflusst werden. Nachteil ist jedoch, dass diese Bauart zweckgebunden ist und damit keinen universellen Einsatz ermöglicht.

Schon in den 1950er Jahren werden abschaltende Kupplungen nachgefragt. Bis dahin wird diese Wirkung nur durch Scherbolzenkupplungen als Sollbruchstellen erreicht. Diese

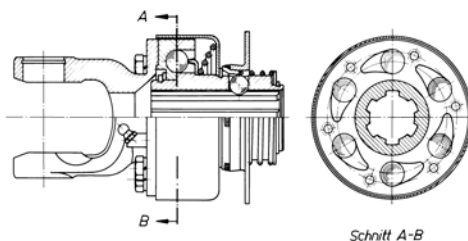
Abb. 13



Kessler Klemmplattenfreilauf 400 Nm, Baujahr 1956

Fig. 13: Kessler friction-based overrunning clutch 400 Nm, year of construction 1956

Abb. 14



Kugelfreilauf 1200 Nm, Baujahr 1958

Fig. 14: Ball-type overrunning clutch 1200 Nm, Year of construction 1958

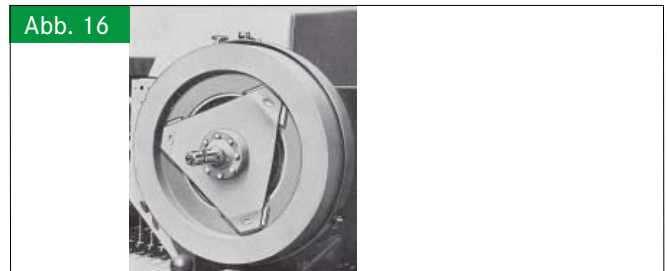
Abb. 15



Schraubenfeder – Reibkupplung 550 Nm, Baujahr 1958

Fig. 15: Coil-spring friction clutch 550 Nm, year of construction 1958

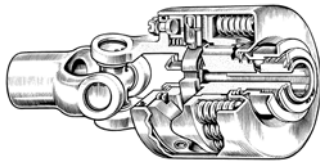
Abb. 16



Welger Schwungrad-Kupplung, Baujahr 1968

Fig. 16: Welger flywheel clutch, year of construction 1968

Abb. 17



Kupplungsautomat 1200 Nm, Baujahr 1958

Fig. 17: Automatic overload clutch 1200 Nm, year of construction 1958

erfordern jedoch für den Austausch des Scherbolzens eine längere Betriebsunterbrechung. Außerdem sind diese Kupplungen nicht immer gut zugänglich. Diese Nachteile mindern die Akzeptanz deutlich. Um ein automatisches Wiedereinschalten nach einer Überbelastung zu ermöglichen, wird der sogenannte Kupplungsautomat in die Serie eingeführt (**Abbildung 17**). Hauptanwendungsgebiete sind Boden- und Stubbenfräsen im Forsteinsatz. Bei Überlastung wird der Antrieb unterbrochen, sodass nur ein minimales Restdrehmoment erhalten bleibt. Durch federbelastete Kurvenscheiben wird das Drehmoment übertragen. Bei der Überlastung rasten diese gegen die Federspannung aus und gehen in eine Ruheposition, in der kein Drehmoment übertragen wird. Massenkräfte verhindern eine Rückkehr. Bei Stillstand des Zapfwellenantriebs sind die Massenkräfte nicht mehr vorhanden und die Federkraft bringt die Kurvenscheiben in ihre Ausgangsposition zurück. Die Kupplung ist wieder eingeschaltet, sodass nur eine kurze Arbeitsunterbrechung eintritt. Da diese Konstruktion für damalige Verhältnisse zu teuer ist, wird sie ausschließlich für spezielle Anwendungen wie Boden- und Stubbenfräsen eingesetzt. Die Zeit für eine komfortablere Lösung ist noch nicht reif.

Die 1960er Jahre

Ratschenkupplungen finden schnell eine große Marktakzeptanz. Bei einigen Anwendungen stören jedoch die in der Schlupfphase auftretenden Schwingungen. Darüber hinaus wird eine Erhaltung des Drehmomentes gefordert, z.B. beim Frontantrieb bei Traktoren, bei denen auf ein Längsdifferenzial verzichtet wird. Hier soll die Kupplung nur eine Verspannung zwischen Front- und Hinterachse in der Kurvenfahrt verhindern; das Drehmoment soll weitgehend erhalten bleiben. Die Sternkupplung erfüllt diese Forderung (**Abbildung 18**), indem im Gehäuse einer Ratschenkupplung mehr Nuten als Nocken vorhanden sind. Die Nocken sind so angeordnet, dass nur eine vorbestimmte Anzahl zum Eingriff kommt. In der Schlupfphase werden damit fließende Übergänge und eine Glättung des Drehmomentverlaufs erreicht. Mit der Einführung von Längsdifferenzialen in Allradantrieben verliert die Kupplung an Bedeutung.

Der Kugelfreilauf (**Abbildung 14**) besteht aus nicht für ein modulares System verwendbaren Bauteilen, hat sich aber auch als stoßempfindlich erwiesen. So wird unter Nutzung des Sternratschengehäuses und der Ziehverschluss-technik „Zapfwellenanschluss“ im modularen Aufbau ein neuer leistungsfähiger

Abb. 18



Sternkupplung 1000 Nm, Baujahr 1962

Fig. 18: Star clutch 1000 Nm, year of construction 1962

Abb. 19



Stiftfreilauf 1550 Nm, Baujahr 1964

Fig. 19: Axial pin overrunning clutch 1550 Nm, year of construction 1964

Abb. 20



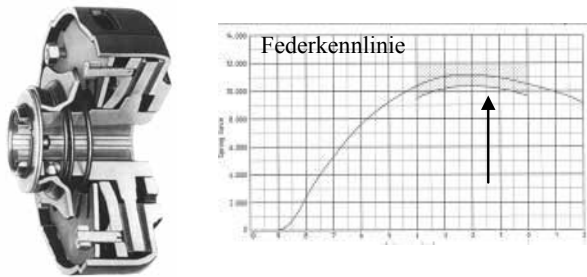
Reib-Freilaufkupplung 1500 Nm, Baujahr 1964

Fig. 20: Combined friction and overrunning clutch 1500 Nm, year of construction 1964

Freilauf entwickelt (**Abbildung 19**). In einer im Boden eingelegten Mitnehmerplatte mit schrägen Taschen rasten in der Nabe geführte federbelastete Stifte ein. Sie sorgen durch die flächige Anlage für eine sichere Drehmomentübertragung.

Reibkupplungen am Schwungrad einer Presse erfordern einen zusätzlichen Freilauf, eine Reibkupplung an der Maschinenseite und einen Freilauf an der Traktoreseite. Daraus folgt jedoch, dass die Gelenkwelle bis zum Stillstand des Schwungrades mit rotiert. Um diese gefahrenrächliche Situation zu beheben, wird ein Freilauf in die Reibkupplung integriert. Der Stiftfreilauf bietet mit dem außenprofilierten Gehäuse eine ideale Voraussetzung für eine Kombination von Reibkupplung und Freilauf zur Reibfreilaufkupplung (**Abbildung 20**). Diese Entwicklung findet breite Akzeptanz auf dem Markt. Durch das geminderte Unfallrisiko wird diese Kombination in die Vorschriften der Berufsgenossenschaften aufgenommen. Die interne Absicherung von Raffer, Knoter und Pick-Up erfolgt separat.

Abb. 21



Tellerfeder-Reibkupplung 1350 Nm, Baujahr 1964
 Fig. 21: Belleville spring friction clutch 1350 Nm, year of construction 1964

Reibkupplungen werden aufgrund der Drehmomenterhaltung auch für weitere Anwendungen genutzt. Der eigentliche Überlastungsschutz ist jedoch aufgrund der nachträglichen Verstellmöglichkeit der Schraubenfedern nicht ausreichend gewährleistet. Daher fordert der Markt eine Reibkupplung mit einer festen Drehmomenteinstellung, die auf die Funktion und die Haltbarkeit der Maschine abgestimmt ist. Es wird eine Reibkupplung mit einer speziell ausgebildeten Tellerfeder mit nahezu waagerechter Federkennlinie entwickelt (**Abbildung 21**).

Dabei fällt die Federkraft nach einem Maximum wieder leicht ab. Der Einbau im Neuzustand erfolgt kurz nach dem Maximum, sodass bei Verschleiß der Kupplungsbeläge die Anpresskraft zunimmt. Mit dem Verschleiß geht in der Regel ebenfalls eine Minderung des Reibwertes einher. Mit diesem Effekt der Kraftzunahme kann eine nahezu konstante Drehmomenterhaltung über die gesamte Lebensdauer erreicht werden.

Die Drehmomenteinstellungen erfolgen durch unterschiedliche Tellerfedern, deren Schichtung sowie durch die Anzahl der Kupplungsbeläge. Da Reibbeläge nach längerem Zeitraum zum Verbacken bzw. Festfrieren neigen, ist eine Lüftungseinrichtung vorhanden. Nach längerem Stillstand werden durch das Anziehen von vier Sechskantmuttern die Kupplungsbeläge von der Federkraft entlastet, sodass die Kupplung frei drehbar ist. So können festsitzende Beläge wieder gelöst werden. Ein weiterer Vorteil ist die einfache Belagserneuerung ohne Sonderwerkzeuge: Nach Anziehen der Sechskantmuttern kann das Federnpaket im gepressten Zustand entfernt werden. Die Kupplung gilt damit als sehr wartungsfreundlich und zeichnet sich durch ihre kompakte Bauweise mit kaum überstehenden Bauteilen besonders aus.

Ballenladewagen erfordern eine einzelne Absicherung der Kettenumlenkräder. Dies erfolgt über eine Reibkupplung, bei der das Kettenrad gleichzeitig die Reibflächen der Kupplung bildet (**Abbildung 22**). Die Radialkräfte des Kettenzugs werden von einem Reibringlager aufgenommen. Diese Art der Lagerung bietet den Vorteil des Trockenlaufs, da Bronze-Sinterlager auf Dauer nicht ohne Schmierung auskommen und auch die hohen Flächenpressungen nicht standhalten.

Abb. 22



Reibkupplung Kettentriebe 650 Nm, Baujahr 1965
 Fig. 22: Friction clutch for chain drives 650 Nm, year of construction 1965

Die Drehmomentauslegung erfolgt durch die Auswahl und Schichtung der Tellerfedern. Um auch über den Verschleiß der Beläge ein weitgehend gleichbleibendes Drehmoment zu erzielen, besitzt auch diese Tellerfeder eine nahezu waagerechte Kennlinie. Neben den Ballenladewagen findet diese Kupplungsbauf orm bei vielen Kettentrieben Anwendung, z. B. bei Pick-up-Antrieben.

Die 1970er Jahre

In den 1960er und 1970er Jahren nehmen die Traktorenleistungen sehr schnell zu und somit wächst auch das Angebot der Maschinen, die neben der 540er- auch die 1000er-Zapfwelle in Anspruch nehmen. Die Auslegung der Antriebe wird zunehmend durch Drehmomentmessungen bestimmt (**Abbildung 23**). Die Messergebnisse, die auch den Kunden zur Verfügung stehen, geben neben der Leistungsbestimmung gleichzeitig die Maschinencharakteristik wieder und unterstützen den Konstrukteur bei der Optimierung der Maschinen. Fortschritte in der Messtechnik und Auswertungsmethoden werden konsequent genutzt. In dieser Zeitspanne erfolgen jährlich mehr als 100 Feldmessungen. Diese bieten eine gute Grundlage, um sich auf die unterschiedlichsten Marktanforderungen bei der Produktent-

Abb. 23



Feldmessungen in den 1960/1970er Jahren
 Fig. 23: Field measurements in the 1960s/1970s

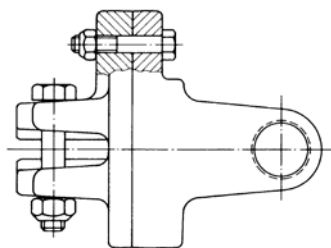
wicklung einzustellen. Die Messdaten bieten darüber hinaus die Basis für umfangreiche Prüfstandsuntersuchungen, durch die eine permanente Weiterentwicklung verfolgt werden kann.

Bei zunehmender Traktorenleistung ergibt sich das Problem der Überhitzung von Überlastkupplungen, da beim Ansprechen der Kupplung die Leistung in Wärme umgesetzt wird. Dies erfordert abschaltende Kupplungen, die den Drehmomentfluss vollkommen unterbrechen.

In der einfachsten Bauform entspricht eine Scherbolzenkupplung als Sollbruchstelle diesen Anforderungen. Bei Überlast schert eine Schraube oder ein Scherstift ab. Die Höhe des Schermoments wird durch den Scherradius und den Durchmesser sowie durch die Festigkeit des Scherelements bestimmt (**Abbildung 24**). Nach jedem Ansprechen folgt eine längere Unterbrechung des Arbeitsablaufs, da das Scherelement ersetzt werden muss. Um diese Situation in akzeptablen Grenzen zu halten, muss das Schermoment sehr hoch ausgelegt werden. Damit wird letztlich nur ein Schutz bei einer Blockade gewährleistet. Diese Kupplungen werden häufig von Maschinenherstellern selbst gefertigt, vorwiegend in Nebenantrieben.

Die Firma van der Lely entwickelt für Kreiseleggen, die in steinigem Boden zur Blockade neigen, einen Scherstiftautomat (**Abbildung 25**). Bei dieser Konstruktion wird der Scherstift mehrfach genutzt und federbelastet nachgeschoben, sodass ein automatischer Ersatz des Scherelements erfolgt. Das Scherelement wird bis auf einen funktionsbedingten Rest verbraucht. In einem Magazin werden 10 Ersatzstifte mitgeführt, die 50 Überlastungen erlauben. Dieser interessante Scherstiftautomat wird außer bei Kreiseleggen auch bei weiteren Anwendungen eingesetzt.

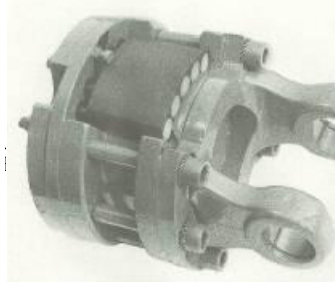
Abb. 24



Scherbolzenkupplung, Wirksystem

Fig. 24: Shear bolt clutch, operating principle

Abb. 25



Lely Scherstiftautomat 1970er Jahre

Fig. 25: Lely automatic shear bolt clutch, 1970s

Die 1980er Jahre

Mit der Zunahme höherer Drehzahlen bis 1000 min^{-1} erweist sich der axial wirkende Stiffreilauf aufgrund der Masse und der Reibung der Stifte als zu träge. Daher können die Stifte nicht mehr zuverlässig einrasten. Es erfolgt die Entwicklung des Sperrkeil-Freilaufs (**Abbildung 26**), der mit den radial wirkenden kippbaren Sperrkeilen mit geringer Masse reaktionsschnell und für hohe Drehzahlen bis 1000 min^{-1} geeignet ist. Fliehkräfte unterstützen das Einrasten der Sperrkeile, sodass nur eine geringe Federunterstützung erforderlich ist. Dieser Freilauf ist für hohe Schockbeanspruchung ausgelegt. Im Normalfall besitzt das Gehäuse, in das zwei gegenüberliegende Sperrkeile eingreifen, vier Mitnahmenuten. Als Sonderausführung kann das Gehäuse auch mit nur zwei Mitnahmenuten gefertigt werden, sodass bei Anwendungen in den Teleskopelementen zwischen zwei Gelenken eine 180° -Teilung zur Erhaltung der Gelenkebenen gewährleistet ist.

Im Getriebeöl laufende, hydraulisch geschaltete Lamellen-Zapfwellenkupplungen der Traktoren schalten nahezu unabhängig von der Drehlast sehr hart ein. Hierdurch entstehen besonders bei Geräten mit hohen Drehmassen und gleichzeitig geringer Leistung schockartige Beschleunigungen (Schwarz-Weiß-Schaltung). Um diese hohen Anlaufmomente zu begrenzen, wird vorwiegend für den Einsatz an Schleuderstreuern eine einfache und klein bauende Reibkupplung als Sonderlösung entwickelt (**Abbildung 27**). Diese Kupplung dient mit ihrer einfachen Bauweise und dem geringen Wärmeaufnahmevermögen

Abb. 26

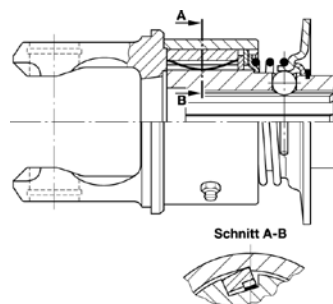
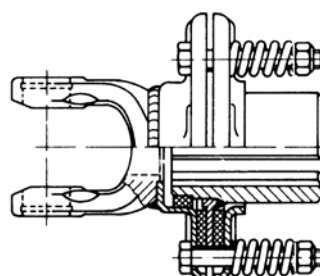
Sperrkeilfreilauf $3000 \text{ Nm}/1000 \text{ min}^{-1}$, Baujahr 1982Fig. 26: Key-type overrunning clutch $3000 \text{ Nm}/1000 \text{ rpm}$, year of construction 1982

Abb. 27

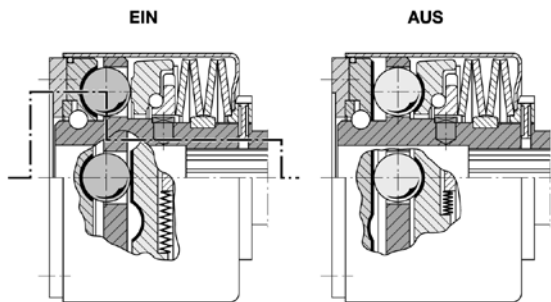
Reibkupplung 400 Nm , Baujahr 1982Fig. 27: Friction clutch 400 Nm , year of construction 1982

ausschließlich der Begrenzung von Schockbelastungen während des Einschaltvorganges.

Die Forderung nach Kupplungen mit Abschaltung und automatischem Wiederaufbau der Überlastfunktion wird also immer deutlicher. Aus der Erfahrung des zuvor behandelten Kupplungsautomaten (**Abbildung 17**) wird die Kugelschaltkupplung entwickelt (**Abbildung 28**). Bei dieser Kupplung greifen federvorgespannte Kugeln axial in spezielle Kalotten ein. Nach Überschreiten des Kupplungsdrehmomentes werden die Kugeln gegen die Federkraft aus den Kalotten in speziell ausgebildete Ausnehmungen einer sich dabei begrenzt drehenden Schaltscheibe gedrängt. Die Leistungsübertragung des Antriebs wird dadurch unterbrochen. Auf Grund ihrer Massenträgheit kann die Schaltscheibe erst bei geringer Drehzahl unter 200 min^{-1} wieder in die Ausgangslage zurückkehren. Damit ist die Kupplung wieder eingeschaltet. Die Kupplung, die in beiden Drehrichtungen wirksam ist, wird häufig bei Feldhäckseln und Schneefräsen eingesetzt.

Die Anwendung der unterschiedlichen Zapfwellendrehzahlen nimmt auch Einfluss auf die Kupplungsauslegung. Vorwiegend bei Reibkupplungen ist daher eine nachträgliche Anpassung erwünscht. Bei dieser Kupplung (**Abbildung 29**) kann die Änderung in drei Stufen ohne Sonderwerkzeuge vom Fachhandel oder vom Anwender selbst vorgenommen werden. Eine Blockade ist nicht möglich.

Abb. 28



Kugelschaltkupplung 2500 Nm, Systemdarstellung, Baujahr 1982
Fig. 28: Ball-type cut-out clutch 2500 Nm, System diagram, year of construction 1982

Abb. 29



Reibkupplung und Reibfreilaufkombination 2700 Nm, Baujahr 1984
Fig. 29: Friction clutch and combined friction and overrunning clutch 2700 Nm, year of construction 1984

Abb. 30



Einstellpositionen
Fig. 30: Adjustment positions

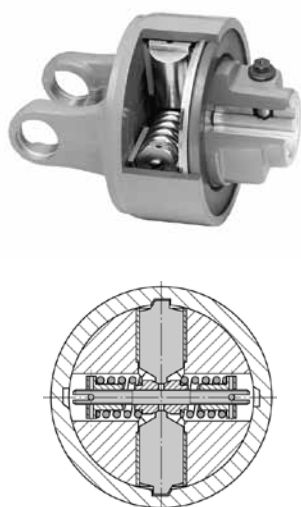
Die werkseitige Grundauslegung erfolgt maschinenspezifisch feinstufig durch Anordnung und Anzahl der Schraubenfedern sowie Anzahl der Reibbeläge und durch die Anordnung des Sperrrings (**Abbildung 30**). Der Belagswechsel erfolgt ebenfalls ohne Sonderwerkzeug und ohne Demontage des Federpakets. Somit bleibt die gewählte Drehmenteinstellung erhalten. Das Lüften bzw. Entlasten der Reibbeläge erfolgt durch das Anziehen der Muttern an der Oberseite der Kupplung. Wahlweise kann die Kupplung mit oder ohne Freilauf ausgeführt werden. Als Basis dient der Sperrkeilfreilauf (**Abbildung 23**). Die Kupplung ist in zwei Baugrößen verfügbar und deckt damit einen weiten Leistungsbereich ab. Für die Schwungradabsicherung an Großpackenpressen steht eine individuelle Flanschausführung zur Verfügung.

Ergänzend zur Kugelschaltkupplung wird die Nockenschaltkupplung entwickelt (**Abbildung 31**): Der Drehmomentfluss wird wie bei der Kugelschaltkupplung bei normaler Drehzahl (540 oder 1000 min^{-1}) unterbrochen; bei einer Reduzierung der Drehzahl baut sich jedoch ein pulsierendes Drehmoment auf. Dieser Effekt des pulsierenden Drehmoments erlaubt ein „Freifahren“ von Verstopfungen oder Blockaden bei geringer Leistung. Bei weiterem Absenken der Drehzahl unter 200 min^{-1} schaltet die Kupplung wieder ein.

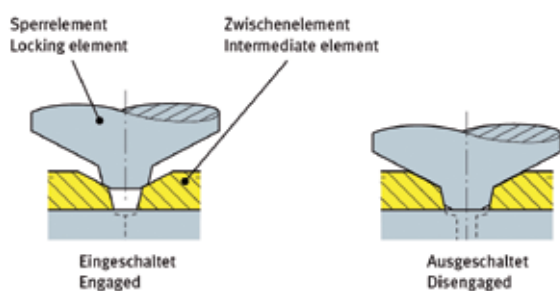
Bei einer normalen Drehmomentübertragung stützen sich radial wirkende Sperrnocken im Zentrum auf ein Federsystem mit schräg ausgebildeten Wirkflächen ab. Bei Überschreitung des Drehmoments werden die Sperrnocken gegen die Feder- und Reibkraft nach innen in eine Position mit Wirkflächen nahe der Selbsthemmung gepresst. Aufgrund der geringen Rückstellkraft und der Massenträgheit der Sperrnocken können diese erst bei niedrigen Drehzahlen unter 200 min^{-1} in die Mitnahmenuten des Gehäuses zurückkehren. Dabei pulsiert das Drehmoment in der Übergangsphase bei geringer Leistung. Diese Kupplungsbauart zeichnet sich durch ihr gutes Ansprechverhalten und ihre Robustheit aus und findet daher ein breites Anwendungsfeld.

Neben Kupplungen, die das Drehmoment durch Überlast unterbrechen, werden auch schaltende Kupplungen gefordert, die z. B. Nebenantriebe gezielt ein- und ausschalten können. Hierzu eignen sich Reibkupplungen (**Abbildung 32**), bei de-

Abb. 31

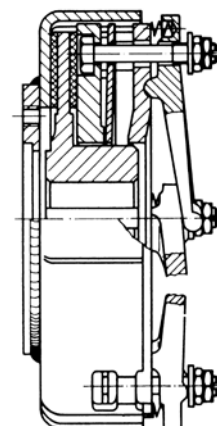


Wirksystem der Nockenschaltkupplung
Operating principle of the cam-type cut-out clutch



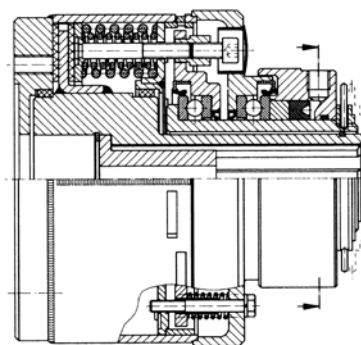
Nockenschaltkupplung 2500 Nm, Baujahr 1984
Fig. 31: Cam-type cut-out clutch 2500 Nm, year of construction 1984

Abb. 32



Schaltbare Reibkupplung 450 Nm, Baujahr 1964
Fig. 32: Disengageable friction clutch 450 Nm, year of construction 1964

Abb. 33



Schaltbare Reibkupplung 2500 Nm, Baujahr 1990
Fig. 33: Disengageable friction clutch 2500 Nm, year of construction 1990

nen die Federkraft durch geeignete Maßnahmen aufgehoben werden kann. In der einfachsten Bauweise (Basis-Kupplung **Abbildung 21**) werden bereits 1964 hierzu auf einer zusätzlichen Platte Hebel angeordnet. Mit einem am Maschinenrahmen befestigten Ausrücklager wird die Druckplatte gegen die Federkraft angehoben und so die Drehmomentübertragung aufgehoben. Wegen der geringen Übersetzung der Ausrückhebel treten sehr hohe Betätigungskräfte auf, die vom Maschinenrahmen abgestützt werden müssen.

Die Anwendung begrenzt sich auf Sonderfälle, bei denen nur gelegentliches Ausschalten erforderlich ist.

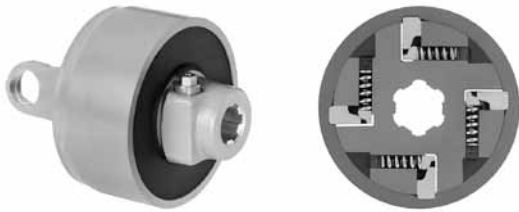
Mit zunehmender Komplexität der Maschinen und weiteren Zusatzfunktionen wird eine hydraulisch schaltende Kupplung mit hohen Drehmomenten benötigt, die keine Stützkräfte in den Maschinenrahmen einleitet. Daher wird ein in die Kupplung integrierter hydraulischer Schaltmechanismus entwickelt. Auf der Basis einer Reibkupplung (**Abbildung 29**) wird eine Einheit mit Drucklagern und einem Hydraulikzylinder aufgesetzt und mit den Lüftungsschrauben verbunden (**Abbildung 33**). Wird nun der Zylinder mit Druck beaufschlagt, so heben die Lüf-

tungsschrauben die Anpressplatte an. Damit wird die Drehmomentmitnahme unterbrochen. Aufgrund der Drucklager kann die Kupplung über einen langen Zeitraum im ausgeschalteten Zustand verbleiben. Diese Kupplung deckt ein weites Spektrum von Anwendungen ab.

Die Nockenschaltkupplung (**Abbildung 31**) setzt sehr schnell technische Maßstäbe. Sie kann jedoch nur an freien Wellenenden angebracht werden. Gerade in Nebenantrieben ist häufig kein freies Wellenende verfügbar. Daher wird die Keilschaltkupplung (**Abbildung 34**) mit freiem Wellendurchgang entwickelt. Die Schaltfunktion mit den besonders ausgebildeten Wirkflächen entspricht der Nockenschaltkupplung. Die Länge der Sperrkeile und damit die Baulänge der Kupplung wird von der Anzahl der einsetzbaren Federn bestimmt, aus der sich die Drehmomentstufung ableitet. Darüber hinaus können die Sperrelemente auf einem größeren Durchmesser angeordnet werden. Diese modular aufgebaute Kupplung erlaubt zum ersten Mal einen großen Drehmomentbereich bis zu 15 000 Nm.

Für hohe Drehmomente bei niedrigen Drehzahlen wird auf Basis der Sternratsche (**Abbildung 11**) eine weitere Kupplung

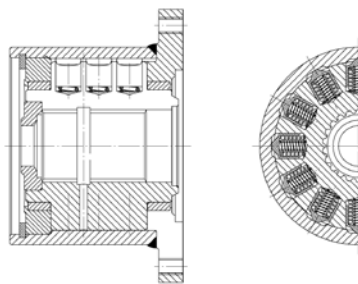
Abb. 34



Keilschaltkupplung 15 000 Nm, Baujahr 1992

Fig. 34: Key-type cut-out clutch 15000 Nm, year of construction 1992

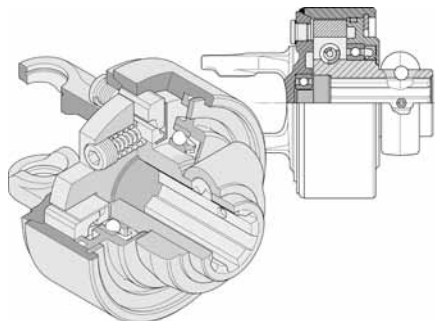
Abb. 35



Einbau-Ratsche 2500 Nm, Baujahr 1995

Fig. 35: In-built radial pin clutch 2500 Nm, year of construction 1995

Abb. 36



Hydraulic-Torque-Control 15000 Nm, Baujahr 1997

Fig. 36: Hydraulic torque control 15000 Nm, year of construction 1997

entwickelt. Der größere Außendurchmesser ermöglicht eine 12er-Teilung in der Nockenordnung. Ebenso kann der Wieldurchmesser auf höhere Drehmomentkapazitäten ausgelegt werden (**Abbildung 35**). Die Drehmomentauslegung erfolgt durch die Anzahl der Nocken, die in mehreren Reihen angeordnet werden können. Anwendung findet diese Kupplung vorwiegend als Einbaukupplung bei Einzugsorganen von Häckslern sowie bei Streuwerken von Dungstreuern.

Der Wunsch nach Wartungsfreiheit und Vermeidung von starken Drehmomentschlägen führt schließlich zu einer hermetisch abgedichteten, mit Öl gefüllten Kupplung (**Abbildung 36**). Diese Kupplung entspricht im Aufbau der Keilschaltkupplung und ist als wartungsfreie Version für lange Schlupfzeiten mit geringer Einschaltzahl ausgelegt. Die Ölfüllung bewirkt

neben der geringen Reibung eine Reduzierung der Einschaltzahl, da sich die Sperrnuten des Gehäuses in der Schlupfphase mit Öl füllen, das vor dem Wiedereinrasten durch die Sperrkeile verdrängt werden muss. Die Ausbildung der Sperrelemente und der Grad der Ölfüllung ermöglichen definierte Wiedereinschaltzahlen. Diese Kupplung ist für hohe Drehmomente und hohe Drehzahlen ausgelegt. Mit den besonderen Merkmalen findet sie als Einbaukupplung vorwiegend zur Absicherung von Schwungrädern und Einzugsrotoren in Großpackenpressen Anwendung.

Weltweite Anwendungen

Seit 1970 kommt durch den Export europäische Landtechnik vermehrt auch in Übersee zum Einsatz. Daher gründen Hersteller von Antriebskomponenten zunächst in den USA und später in Asien ihre Niederlassungen.

In den USA werden Gelenkwellen und Überlastkupplungen überwiegend von den großen Landmaschinenherstellern selbst konstruiert und gefertigt. Hauptsächlich sind Scherbolzen und Reibkupplungen als Überlastkupplungen gebräuchlich, die vom Anwender leicht zu manipulieren sind.

Diese geringe konstruktive Vielfalt bietet für spezialisierte Komponentenhersteller breite Anwendungsfelder moderner Überlastkupplungen. Mit dem zunehmenden Angebot an Antriebskomponenten wird die Eigenherstellung weitgehend eingestellt.

Die weitere Verflechtung international tätiger Unternehmen verstärkt den Austausch von Know-how. Der Strukturwandel der Landwirtschaft in Europa und Osteuropa führt zu größeren Betrieben und bedingt leistungsfähigere, größere Traktoren und Maschinen mit erhöhter Flächenleistung und Schlagkraft. Zur Bodenschonung sind vor allem bei größeren Maschinen Leichtbaukonstruktionen zwingend erforderlich. Antriebskomponenten, die den jeweiligen Bedingungen entsprechen, helfen diese Forderungen zu erfüllen. Daher sind Überlastkupplungen mit unterschiedlichen Wirkweisen unabkömmlich.

Literatur

- [1] Nienhaus, Clemens (2004): Oberingenieur Kurt Schröter (1904–1973) – ein Portrait. Goldener Pflug 20, S. 22–31
- [2] Nienhaus, Clemens (2008): Luftbereifte Ackerwagen „System Schröter“. Goldener Pflug 27, S. 24–28

Autor

Dipl.-Ing. Clemens Nienhaus ist Mitglied im VDI-MEG Fachausschuss Geschichte der Agrartechnik, Höfferscheid 23, 53819 Neunkirchen-Seelscheid, E-Mail: clemnienhaus@freenet.de