

Die Kraftübertragung durch Gelenkwellen bei landwirtschaftlichen Schleppern

Institut für landwirtschaftliches Maschinenwesen Hohenheim

Die Gelenkwelle gestattet die Kraftübertragung von Wellen, die Drehbewegungen irgendwelcher Art ausführen, auf solche, die zu ihnen parallel versetzt oder im Winkel liegen. Man verwendet sie hauptsächlich im Werkzeugmaschinenbau, im Kraftwagen und namentlich auch zwischen landwirtschaftlichem Schlepper und Arbeitsgerät, wovon hier besonders die Rede sein soll. Der Schlepper besitzt heute stets zum mindesten eine waagrechte, und zwar meist nach hinten gerichtete Zapfwelle mit sechs Keilnuten, welche die Kraft des Motors unter Umgehung des Wechselgetriebes, also in ihren Drehzahlen nur motorabhängig auf die Arbeitsgeräte zu übertragen gestattet. Seltener werden bis jetzt auch Zapfwellen nach vorn geführt (z. B. zum Antrieb von Vordermähbalken), oder erst nach dem Wechselgetriebe abgezweigt, so daß sie also in ihrer Drehzahl mit der der Fahrräder in Zusammenhang stehen, d. h., wenn man den Radschlupf nicht berücksichtigt, mit der Fahrgeschwindigkeit des Schleppers (Antrieb von Drillmaschinen, angehängten Ackerwagen etc.). Gemäß dem noch geltenden DIN-Normblatt 9611 sind die Abmessungen der Zapfwelle auf dem Schlepper sowie ihre Drehzahl (540 + 30—10) und Drehrichtung (bei motorabhängiger Anordnung) festgelegt.

Außerdem ist auch mit dem DIN-Blatt 9670 und 9682 die Lage der Zapfwelle gegenüber der Anhängeschiene des Schleppers und der Schleppermitte bestimmt.

Durch die motorabhängige Zapfwelle lassen sich Arbeitsgeräte aller möglichen Art unabhängig von der Fahrgeschwindigkeit und dem Schlupf ihrer Fahrräder antreiben. So bleiben die Bewegungsgeschwindigkeiten der Einzelteile dieser oft sehr komplizierten Geräte stets gleich, Mähbinder können sich also z. B. bei Stopfungen in langsamer Fahrt oder im Stillstand auf dem Platz „freiarbeiten“. Dazu kommt der bessere Wirkungsgrad infolge der direkten Kraftübertragung und die Verringerung des Radschlupfs bei den Schlepperrädern, wie sie sich sonst infolge des um die Geräteleistung erhöhten Zugkraftbedarfs ergeben.

Die kinematischen Grundlagen und Funktionen der Gelenkwellen sind seit langem bekannt. Die dabei gewonnenen Erkenntnisse gelten grundsätzlich ebenso für die in der Landwirtschaft gebräuchlichen Gelenkwellen, wenn diese auch meist bisher größer als z. B. im Werkzeugmaschinen- oder Kraftwagenbau ausgeführt wurden. Dabei werden bisher an die Schleppergelenkwellen folgende Forderungen gestellt:

1. Anwendung von zwei Kreuzgelenken hintereinander.
2. Abwinkelung beider Gelenke gleich groß.
3. Drehpunkt der Anhängung in der Mitte zwischen Gelenk 1 und 2.
4. Gelenkteile (Gabeln) der Zwischenwelle müssen in der gleichen Ebene liegen.
5. Sicherheitsrutschkupplungen zwischen den Gelenken 1 und 2 dürfen nur um jeweils 180° weiterschalten, damit Punkt 4 gewährleistet bleibt.
6. Die beiden Teile der Schiebewelle sollen gegen falsches, also winkelverdrehtes Zusammensetzen gesichert sein.

Alle diese Forderungen dienen der Sicherung der Vorbedingungen für eine gleichmäßige Winkelgeschwindigkeit der angetriebenen Welle der Arbeitsmaschine.

Wir benützen zur Kraftübertragung zwischen Schlepper und Arbeitsgerät Gelenkwellen mit einem, mit zwei und mit drei Gelenken. Jedoch entsprechen die im Handel befindlichen Wellen oft noch nicht in ihrer Gesamtbauweise allen Erfordernissen der Praxis und geben so den Anlaß, im Landmaschinen-Institut Hohenheim eingehende Untersuchungen über ihr Verhalten bei verschiedener Belastung und Abwinkelung, bei Ersatz der Gleitlager in den Gelenken durch Wälzlager usw. durchzuführen. Zugleich sollten damit einwandfreie Unterlagen für eine Normung dieser Übertragungselemente erhalten werden.

A. Versuchswellen

Die Untersuchungen wurden mit Gelenkwellen von sechs verschiedenen Spezialfirmen durchgeführt, die sie uns in dankenswerter Weise zur Verfügung gestellt hatten. Ferner wurde noch vergleichsweise eine der Wellen abwechselnd mit Gleit- und Wälzlagergelenken ausgerüstet. — Anordnung, Ausstattung und Hauptabmessungen der verschiedenen Versuchswellen gehen aus Tabelle 1 und aus den Abbildungen 1—4 hervor.

B. Prüfstand

Für die Untersuchungen wurde im Institut ein Spezial-Bremsprüfstand aufgebaut (Abb. 5); dieser bestand aus einem Motorteil A und einem Bremsteil B, welche durch die jeweilige Prüfwellen miteinander verbunden wurden. Als Motor diente ein 30-PS-Schleifringmotor mit Regulierschalter, der mit ca. 980 U/min lief. Über eine Hardyscheibe und ein

Tabelle 1

Gelenkwellen-Untersuchung
Konstruktionsdaten der untersuchten Gelenkwellen

| Schiebewelle und Gelenke | | | | | | | | Sicherheitskupplung | | | | | |
|--------------------------|----------------------------------|--|--|---|-------------------------|-------------|--|---|---------------------------------------|---|----------------------------------|---|--|
| Welle Nr. | Ge- wicht ¹⁾ kg | Kleinste Gelenk- ent- fernung ²⁾ mm | Größte Gelenk- ent- fernung ²⁾ mm | Ge- samt- länge ²⁾ mm | Schiebe- welle mm | Hülse mm | Mitt- leres Axial- spiel d. Ge- lenke mm | Mitt- leres Zapfen- spiel d. Ge- lenke mm | Spiel Ge- samt- mittel mm | Lage der Kupplung | Sta- tisches Moment mkg | ab Fa- brik od. nach- gestellt | Klein- ster Ver- stell- winkel |
| 1 | 8,5 | 515 | 835 | 1115 | 20 × 24,8 | 21,0 × 25,2 | 0,90 | 0,06 | 0,39 | zwischen 2. u. 3. Gelenk | 14,1 | F | 90° |
| 2 | 13,5 | 550 | 860 | 1140 | 29,95 ∅ | 30,3 ∅ | 0,82 | 0,39 | 0,448 | vor 1. Gelenk a. d. Zapfwelle | 34,1 | N | 180° |
| 3 | 18,7 | 735 | 1040 | 1305 | 35 ∅ | 35,5 ∅ | 0,55 | 0,337 | 0,42 | gehört nicht zur Gelenkwelle, nur Ratschie ³⁾ als Rücklauf- sicherung bzw. Freilauf | — | — | — |
| 4 | 11,6 | 720 | 1105 | 1330 | 24,9 × 25,0 | 26,2 × 26,4 | 0,14 | 0,16 | 0,253 | zwischen 2. u. 3. Gelenk | 32,6 | F | 15° |
| 5 | 20,8 | 790 | 1190 | 1415 | 25,0 × 25,1 | 26,8 × 27,4 | 0,79 | 0,46 | 0,78 | zwischen 1. u. 2. Gelenk | 32,1 | N | 15° |
| 6 | 20,9 | 980 | 1460 | 1685 | 25,5 × 28,7 | 27,3 × 31,5 | 1,24 | 0,13 | 0,756 | zwischen 1. u. 2. Gelenk | 14,1 ⁴⁾ | N | 180° |
| 7 | 12,1 | 550 | 860 | 1140 | 29,95 ∅ | 30,3 ∅ | 0,85 | 0,03 | 0,28 | ohne | — | — | — |
| 8 | 8,3 | 550 | 860 | 1030 | 29,95 ∅ | 30,35 ∅ | ? | 0,03 | 0,07 ⁵⁾ | ohne | — | — | — |

¹⁾ bei 2 Gelenken,

²⁾ bei 5 cm Überdeckung,

³⁾ ohne Berücksichtigung des Axialspiels, da dies bei der vorliegenden Konstruktion nicht gemessen werden konnte.

⁴⁾ im Betrieb bei 8,5 PS angesprochen (ganz festgespannt) entsprechend 10,6 mkg bei 540 U/min,

⁵⁾ Scherkupplung vor 3. Gelenk

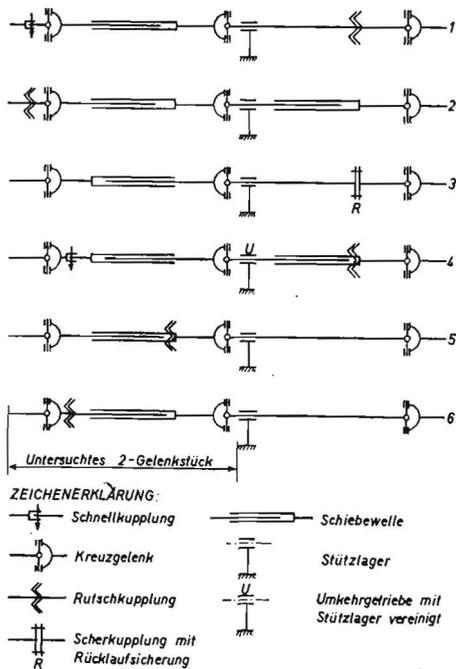


Abb. 1: Aufbau der untersuchten Gelenkwellen (schematisch)

Ölbad-Untersetzungsgetriebe 1,77 : 1 mit Stahlstirnradern wurde die darin gelagerte normale Zapfwelle mit einer Drehzahl von 540/min angetrieben. Alles wurde auf einem kräftigen Dreiradkarren mit Luftgummibereifung montiert, um so bezüglich Federung, Schwingungen usw. den Verhältnissen bei einem luftgummibereiften Schlepper zu entsprechen, sowie auch beliebige Lagen und Entfernungen zwischen A und B einstellen zu können.

Zur Bremsung wurde eine Doppelkammer-Wasserwirbelbremse von Schenk-Darmstadt verwendet, vor der noch, da ihr Meßbereich bei den niedrigen Zapfwellen-Drehzahlen nicht ausreichte, ein Lastwagengerieße eingeschaltet worden war. Die Leistungsaufnahme wurde elektrisch an der Meßschalttafel des Instituts kontrolliert. Die Drehzahlmessung erfolgte durch einen direkt eingebauten Rheintacho-Drehzahlmesser, die Temperaturmessung in den Lagern durch Thermolemente. Zum Schutz gegen Unfälle bei Wellen- oder Gelenkbrüchen lief die Gelenkwelle stets in einem Stahlrohr von 200 mm \varnothing .

C. Durchgeführte Versuche

1. Wellen mit zwei Gelenken und Gleitlagern

Wie auch in der Praxis meist üblich, wurden die Hauptvergleichsversuche mit Wellen durchgeführt, die zwei Gelenke, und zwar, um alles auf einheitliche Grundlage zu stellen, mit einer Gelenk-Mittelenfernung von 800 mm besaßen.

1. Gelenkerwärmung bei verschiedenen Winkelausschlägen und Leistungen

In einer ersten Versuchsreihe wurde die Gelenkerwärmung der Welle Nr. 5 in Abhängigkeit von der Gelenkabweinkelung bei verschiedenen Belastungen bestimmt. Die Temperaturmessungen erfolgten durch in den Gelenken eingebaute Thermolemente über ein Millivoltmeter. Dabei war die Kalt-

lötstelle im Kühlwasserzulauf der Wasserwirbelbremse untergebracht, um eine möglichst konstante Bezugstemperatur zu haben. Die Ablesungen erfolgten so, daß aus dem kalten Zustand angefahren wurde und danach das Einstellen der Laststufe erfolgte. Nach jeweils zehn Minuten wurde kurz abgeschaltet, die Temperatur beider Gelenke gemessen und dann sofort weitergefahren.

Abbildung 6 zeigt einige der dabei erhaltenen Kurven. Dargestellt sind die Werte für beide Gelenke getrennt, da sich ergab, daß das erste Gelenk an der Motorseite sich stärker erwärmte. Dies rührte daher, daß von dem vorgeschalteten Untersetzungsgetriebe auch Wärme erzeugt und über die Zapfwelle dem ersten Gelenk zugeführt wurde, während das nachgeschaltete Autogetriebe an der Bremsseite kühl blieb bzw. von hier Wärme durch die Bremswelle an das Wasser abgeführt werden konnte. — Ähnliche Verhältnisse treten übrigens auch in der Praxis beim Schlepper ein, da hier die — antreibende — Zapfwelle mit wenigen Ausnahmen (größere Schlepper von Lanz-Mannheim) von der Vorgelegewelle abzweigt und das ganze Ölbad des Wechseltriebekastens passieren muß, so daß sie also ebenfalls erwärmt ins Freie tritt.

Die Kurven zeigen einheitlich einen, je nach Gelenkwinkel verschieden steilen Anstieg, um dann nach etwa 25—30 Minuten einen angenäherten Beharrungszustand zu erreichen. Dabei bleiben naturgemäß die Temperaturen bei Abwinke-

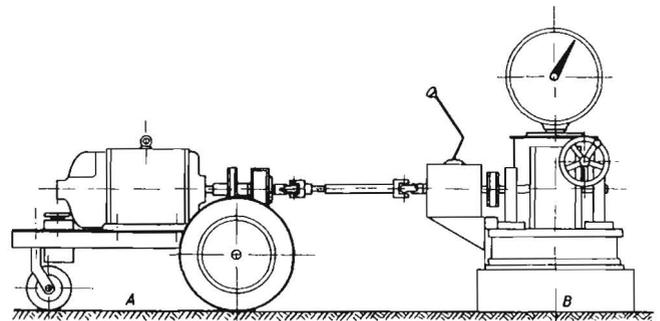


Abb. 5: Bremsprüfstand für Gelenkwellen-Untersuchungen
A Motorteil, B Bremsteil

lung nur des ersten Gelenks niedriger als bei einer solchen beider Gelenke um je 30° und bei parallelen Wellen. Denn in letzterem Fall ist die „Würge“-Beanspruchung der Welle und damit die Wärmeentwicklung bei gleicher Leistungsübertragung erheblich höher. Da sich mit fortschreitender Jahreszeit die Raumtemperaturen stark änderten und keine Möglichkeit zur Konstanzhaltung bestand, wurde bei den später untersuchten Wellen auf eine Temperaturmessung verzichtet. Es konnte jedoch auf Grund der vorliegenden Ergebnisse festgestellt werden, daß die Gelenkerwärmung mit der Größe der Abwinkelung steigt und bei Zusammentreffen mit anderen Bedingungen, z. B. mangelnder Schmierung, zu kleinem Spiel oder schlechter Beschaffenheit der aufeinander gleitenden Flächen, sogar zum Fressen bzw. zum Bruch der Gelenke führen kann.

Welche Gefahr die Wärmeentwicklung bedeutet, zeigte sich bei der Welle 4, deren Gelenke bei der Belastung unter zweimal 30° so warm wurden, daß es zunächst nicht möglich war, nach Einstellung der vollen Belastung eine Messung durchzuführen, da das bremsseitige Gelenk sofort zu rauchen anfang und vor dem Abschalten zu Bruch ging (Abb. 7). Wie

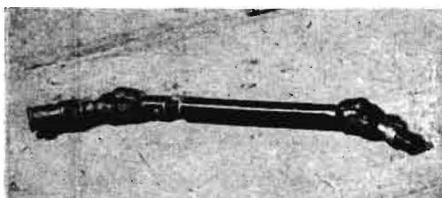


Abb. 2: Gelenkwelle Nr. 1 mit Schnellkupplung auf dem Zapfwellenanschlußstück. Kupplung erst hinter dem 2. Gelenk

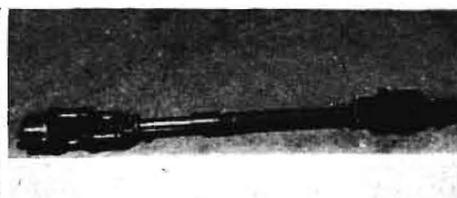


Abb. 3: Gelenkwelle Nr. 2 mit Rundführung und Rutschkupplung auf dem Zapfwellen-Anschlußstück



Abb. 4: Gelenkwelle Nr. 5 mit Rutschkupplung zwischen den beiden Gelenken

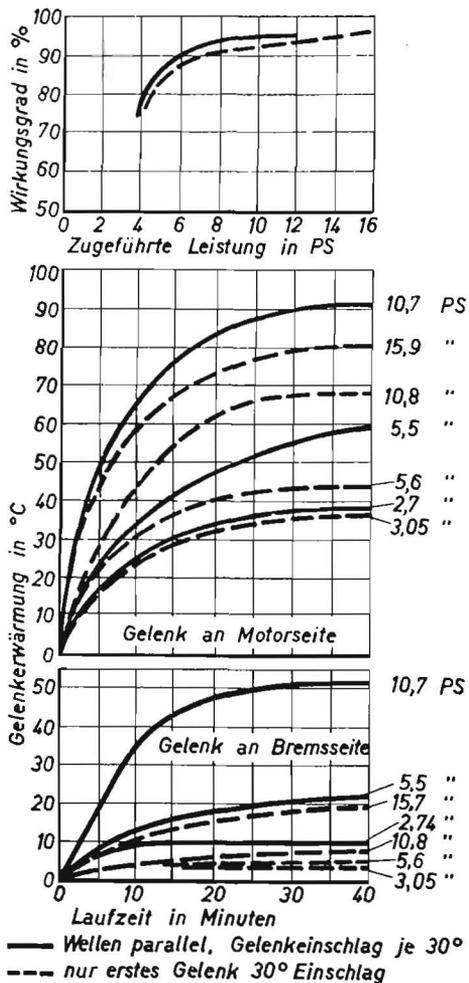


Abb. 6: Gelenkerwärmung und Wirkungsgrad einer Gelenkwelle bei zwei verschiedenen Stellungen und verschiedenen Laststufen

sich hinterher herausstellte, war das Spiel an den Zapfen etwas kleiner als bei den anderen Wellen, doch lief die Welle später mit dem gleichen Spiel einwandfrei. Grund für das Fressen zwischen Zapfen und Lager war vielmehr die ziemlich raue Oberfläche der Zapfenlager, die bei den Ersatzlagern sorgfältig nachgearbeitet wurde.

2. Schmierungseinfluß

Bei der Ermittlung des Übertragungswirkungsgrades (C 3) war von vornherein zu erwarten, daß dem jeweiligen Schmierzustand erhebliche Bedeutung zukommen würde. Um also Unterschiede nach Möglichkeit auszuschalten, wurden beide

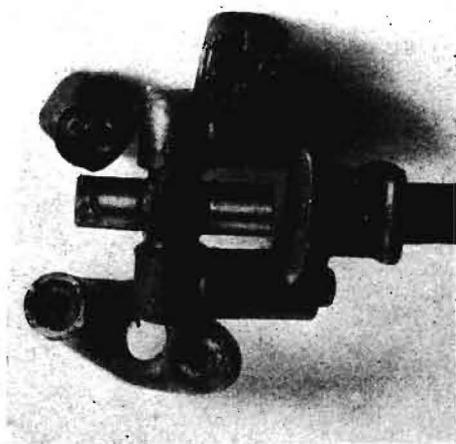


Abb. 7: Durch Gelenkerwärmung gebrochenes Gelenk der Welle 4

Gelenke vor jeder neuen Versuchsreihe mit Staufferfett und Fettpresse durchgeschmiert, bis Fett aus den Lagern austrat. Der Schmierzustand war also im Vergleich zu den praktischen Verhältnissen im Betrieb, wo oft gar nicht geschmiert wird, denkbar günstig.

Wie groß jedoch der Einfluß der Schmierung auf den Übertragungswirkungsgrad ist, zeigt ein Vergleich der beiden Wirkungsgradkurven e und e' bei der Welle 5 (Abb. 8), die sich nur dadurch unterscheiden, daß die tieferliegende Kurve in der gleichen Stellung am nächsten Morgen ohne erneute Schmierung durch die übliche Abbremsung ermittelt wurde. Verglichen mit der Praxis dürfte der Schmierzustand immer noch als recht gut angesprochen werden, zumal die Versuchsdauer im Vergleich zur Arbeit eines ganzen Tages auf dem Feld als gering anzusprechen ist. Trotzdem beträgt der Unterschied des Wirkungsgrades etwa 6%.

3. Wirkungsgrad und Abwinkelung der Gelenke

Um eine Beurteilung der verschiedenen Gelenkwellen zu ermöglichen, wurde der Übertragungswirkungsgrad gewählt, den man erhält, wenn man die abgebremste Leistung in Beziehung setzt zu der maximal übertragbaren Leistung, wie sie durch vorhergehende Eichung mit einer Präzisions-Gelenkwelle (von Schenck-Darmstadt) in ganz gerader Anordnung ermittelt wurde. Durch die Eichung der Gesamtanlage einschließlich beider Getriebe fallen deren Wirkungsgrade als selbständig zu berücksichtigende Faktoren heraus, und man erhält ein direktes Maß für die Güte des ausgewechselten Gliedes in dieser Anordnung, also der Gelenkwelle.

Für die einzelnen Gelenkwellen ergibt sich dann für jede Winkelstellung eine Kurve, deren Verlauf bei allen Wellen ähnlich und aus Abbildung 8 zu ersehen ist. Es zeigt sich dabei, daß ein deutlicher Einfluß der Winkelstellung vorhanden ist, außerdem liegt der Übertragungs-Wirkungsgrad bei der kleinsten Laststufe immer am niedrigsten, um dann mehr oder weniger, stark anzusteigen.

Die Wellen wurden in verschiedenen Stellungen untersucht, und zwar

1. ganz gerade;
2. nur zapfwellenseitiges Gelenk um 15° abgewinkelt,
3. nur zapfwellenseitiges Gelenk um 30° abgewinkelt,
4. beide Gelenke bei parallelen Wellen um $\alpha = 15^\circ$ und $\beta = -15^\circ$ abgewinkelt,
5. beide Gelenke bei parallelen Wellen um $\alpha = 30^\circ$ und $\beta = -30^\circ$ abgewinkelt
6. beide Gelenke bei sich schneidenden Wellen um je 15° abgewinkelt (Kurvenfahrt)
7. beide Gelenke bei sich schneidenden Wellen um je 30° abgewinkelt (Kurvenfahrt)

Die so ermittelten Kurven lassen deutlich das unterschiedliche Verhalten der einzelnen Gelenkwellen erkennen (einige charakteristische Kurven Abb. 8a und b). Besonders ungünstig war die Abwinkelung nur eines Gelenks, da dabei sehr heftige Stöße auftraten, die in verschiedenen Fällen zum Abbruch der Versuche Anlaß gaben, da die Wellen für die weiteren Versuche benötigt wurden und daher Bruchgefahr vermieden werden mußte.

Ein Vergleich der einzelnen Wellen auf Grund der Kurven brachte gewisse Schwierigkeiten, so daß hier mit einem mittleren Wirkungsgrad weiter operiert wurde. Dieser mittlere Wirkungsgrad wurde gewonnen unter Vernachlässigung der ersten Belastungsstufe, da hier zu starke Störungen auftraten, und zum andern auch in der praktischen Landwirtschaft die Leistungsübertragung durch Gelenkwellen erst von ca. 4 bis 5 PS an aufwärts gebräuchlich ist. Die im Betrieb sowieso fast nicht vorkommende Abwinkelung nur eines Gelenks wurde dabei nicht berücksichtigt.

Aus den Wirkungsgraden der dann noch verbleibenden einzelnen Meßpunkte erhält man einen mittleren Wirkungsgrad

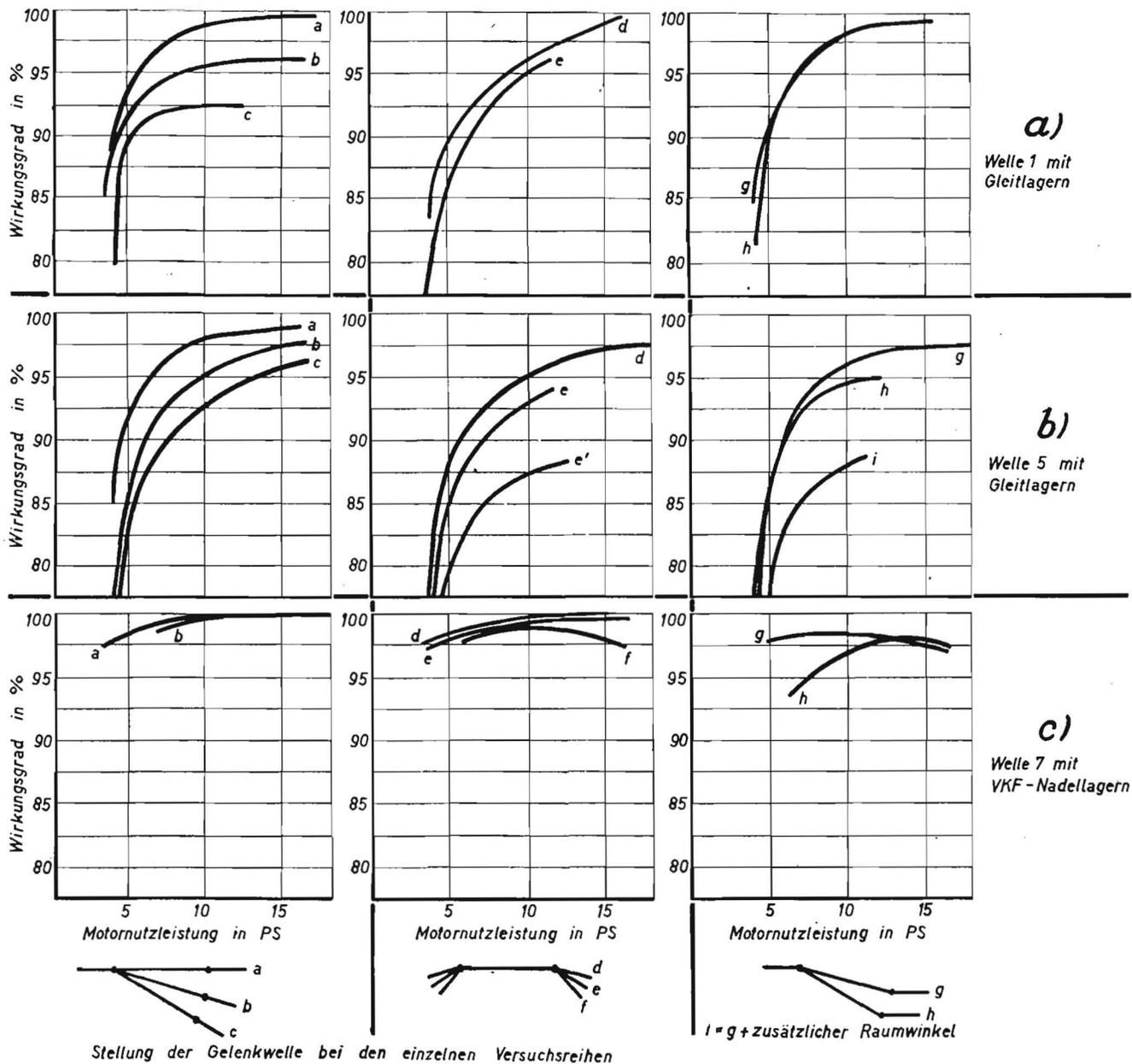


Abb. 8: Verlauf der Wirkungsgradkurven bei verschiedenen Wellenausführungen

für die einzelnen untersuchten Wellen, der einen Wertmaßstab für das durchschnittliche Verhalten bei den untersuchten verschiedenen Winkelstellungen bildet. Es ergab sich dabei folgende Reihenfolge:

| Mittlerer Wirkungsgrad in % | Welle Nr. |
|-----------------------------|-------------------|
| 96,1 | 1) also praktisch |
| 96,0 | 2) kein |
| 95,2 | 3) Unterschied |
| 94,5 | 4 |
| 94,2 | 5 |
| 93,2 | 6 |

Zu berücksichtigen ist, daß die einzelnen Wellen bei bestimmten Winkellagen verschieden reagieren, was nur aus den Wirkungsgradkurven ersichtlich ist. (Über die Erklärung dieses unterschiedlichen Verhaltens s. Abschnitt D.)

II. Dreigelenkanordnung und Raumwinkel:

Beim Antrieb von Zapfwellenbindern werden meist Wellen mit drei Gelenken benutzt, wobei auch das dritte Gelenk eine begrenzte Abwinkelung erfährt. Mit nur zwei Gelenken wird der Abstand zwischen denselben zu groß und die Bewegungsverhältnisse zu ungünstig (s. Abschnitt D): Allerdings wird bei drei Gelenken die Binderwelle nicht mehr ganz gleichmäßig angetrieben, falls das dritte Gelenk überhaupt zur Abwinkelung kommt. Dies ließe sich nur erreichen, wenn

man statt diesem einen dritten Gelenk noch zwei weitere Gelenke einbauen würde.

Um auch die Verhältnisse mit dem üblichen dritten Gelenk zu klären, wurden Versuche mit einer der Wellen in dieser Anordnung durchgeführt.

Benützt wurde hierzu die Welle Nr. 3 und zwar in vier verschiedenen Stellungen entsprechend Abb. 9 oben. Der Wirkungsgradverlauf zeigt dabei den gleichen Charakter wie bei den früheren Versuchen. Es war danach nicht mit grundsätzlich neuen Erkenntnissen zu rechnen, sodaß von der Durchführung weiterer zeitraubender Versuche abgesehen werden konnte.

Bei der Fahrt über Bodenunebenheiten können außer den seitlichen Abwinkelungen der Gelenke auch Winkel in der Vertikalen auftreten. Auch dieser Fall wurde deshalb untersucht, um den Einfluß auf den Übertragungswirkungsgrad festzustellen. Die Welle Nr. 5 diente hier in Zweigelenkanordnung als Versuchsobjekt, und zwar gleichsinnig um je 15° waagrecht abgewinkelt; der Motorkarren mit dem Zapfwellenanschluß war weiterhin um 15° gegen die Horizontale geneigt. Der Einfluß dieser zusätzlichen Abwinkelung ist aus dem Unterschied der Kurven i und g in Abbildung 8b zu ersehen, die sich nur durch diese zusätzliche Abwinkelung unterscheiden. Der Wirkungsgrad-Abfall beträgt demnach zwischen 6 und 13%, so daß sich daraus die Folgerung ergibt:

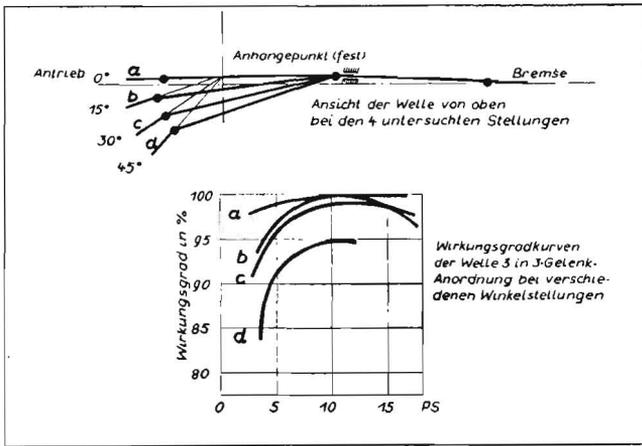


Abb. 9: Verhalten einer Gelenkwelle (Nr. 3) bei 3-Gelenkanordnung

eine solche zusätzliche Abwinkelung ist beim Einbau unbedingt zu vermeiden. Beim Durchfahren von Geländeunebenheiten tritt sie ja nur kurzzeitig auf, ist also unwesentlich.

III. Wellen mit Wälzlagergelenken

1. Vergleich von Gleit- und Wälzlageren bezüglich Wirkungsgrad und Erwärmung:

Während die in Deutschland gebräuchlichen Gelenkwellen landwirtschaftlicher Maschinen bisher nur mit Gleitlagern ausgerüstet sind, verwendet man im Ausland, in Europa und in Übersee auch Gelenkwellen mit Wälzlageren mit gutem Erfolg. Es wurden daher auch Wellen mit dieser Lagerung in die Untersuchungen einbezogen.

Die Firmen VKF-Schweinfurt und Borg-Warner Corporation in Rockford/Ill. stellten uns Nadellager zur Verfügung, mit denen wir die Welle Nr. 2 (in dieser Form als Welle 7 bezeichnet) und eine weitere Nr. 8 ausrüsteten.

Die Welle 7 (Abb. 10) besaß Fettpreß-Schmiernippel üblicher Bauart und wurde daher vor jeder Versuchsreihe neu geschmiert (wie bei den Gleitlagern); die Gelenke der andern Welle Nr. 8 besaßen keine Schmierung, sondern sollten nach Angabe der Herstellungsfirma nur einmal in der Saison geschmiert und zu diesem Zweck ausgebaut werden.

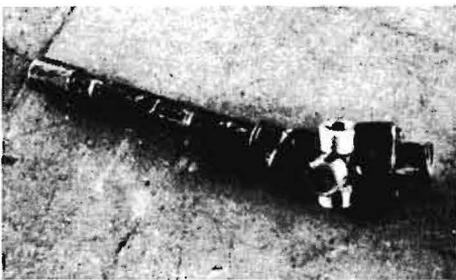


Abb. 10: Gelenkwelle (Nr. 2) umgebaut auf Nadellager (neue Bezeichnung Nr. 7)

Beide Wellen wurden in gewohnter Weise in verschiedenen Stellungen untersucht (Abb. 8c). Da die Lagererwärmung, die bei den früheren Wellen den Anlaß gab, die Abwinkelung im Betrieb auf 30° je Gelenk zu beschränken, hier wesentlich geringer war, wurde als Sonderprüfung noch die Kraftübertragung über zweimal 45° bis zur üblichen Höchstlast, dies waren rd. 15 PS, durchgeführt. Bei dem ca. ¼ Std. währenden Lauf, war die Lagererwärmung in beiden Fällen minimal, bei den amerikanischen Lagern nur unwesentlich höher als bei den VKF-Lagern.

Die aus diesen Versuchen gewonnenen Übertragungswirkungsgrade ergaben bei gleicher Errechnung wie unter C 3 folgende mittleren Wirkungsgrade:

Welle 7 98,8 %
Welle 8 98,7 %.

Der Unterschied beider Wellen ist aller Wahrscheinlichkeit nach damit zu erklären, daß die bessere Schmierung der

Welle 7 diesen kleinen Unterschied bewirkte, zumal größter Wert darauf gelegt worden war, beide Wellen äußerlich bzw. in der Zwischenwelle gleich auszubilden.

Auf Grund der Versuche kann festgestellt werden, daß der mittlere Wirkungsgrad von Gelenkwellen mit Wälzlageren um fast 3% (hier 2,7 und 2,8%) besser ist als der von Gleitlager-Gelenkwellen. Außerdem wird eine wesentlich größere Unempfindlichkeit gegen Abwinkelung der Gelenke erzielt, da die Wärmeentwicklung bei rollender Reibung erheblich geringer wird als bei gleitender Reibung. Selbst bei voller Kraftübertragung war hier eine länger andauernde Abwinkelung um volle 45° für jedes der beiden Gelenke ohne Erhitzung der Lager möglich. Die Entscheidung darüber, ob Gleit- oder Wälzlager in Zukunft Verwendung finden werden, wird unter Berücksichtigung dieser Ergebnisse allein durch den Preis, d. h. die Herstellkosten, bestimmt.

2. Dauerprüfung mit Gelenken beider Art:

Nachdem über das grundsätzliche Verhalten der Wellen Klarheit gewonnen war, wurde noch eine Dauerprüfung über 100 Stunden durchgeführt, bei welcher nur die Welle 2 lief, jedoch ein Gelenk mit Gleitlagern, das andere mit Wälzlageren der Welle 7. Diese 100 Stunden entsprechen bei einem Binder etwa zehn vollen Arbeitstagen, also unter Berücksichtigung der jährlichen Benützungsdauer in der Landwirtschaft und der für einen Dauerbetrieb anormal großen Abwinkelung, bestimmt der Laufzeit einer Binder-gelenkwelle in einem ganzen Jahr.

Die Welle wurde, je Gelenk um 30° abgewinkelt (Abb. 11), in einen Transmissionstrang eingeschaltet, der als Belastung ein

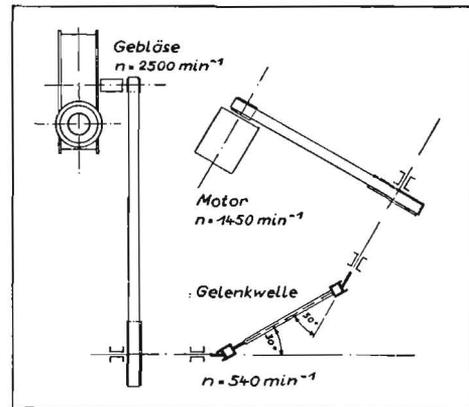


Abb. 11: Dauerprüfstand für Vergleichsuntersuchungen einer Gelenkwelle mit Gleit- und Nadellagern

schnellaufendes Gebläse ($n = 2500/\text{min}$) mit etwa 4,2 PS Leistungsaufnahme antrieb. Beide Gelenke wurden jeden Morgen geschmiert und die Welle lief dann bis zum Abend durch. Nach Beendigung des 100-Stunden-Versuchs wurde die Welle demontiert und die Abnutzung kontrolliert.

Hatten sich während des Versuches beide Gelenke so verhalten, wie dies nach den vorhergehenden Versuchen erwartet werden mußte, d. h. die Gleitlager erwärmten sich stärker als die Wälzlager, zeigte sich hinterher, daß ein Verschleiß bei den letzteren — abgesehen von einem Zapfen, der einseitig, offenbar infolge ungleicher Härting, rauhe Stellen aufwies — praktisch nicht aufgetreten war. Auch bei den Gleitlagern ließ sich kein meßbarer Verschleiß feststellen, lediglich einzelne Stellen der Zapfen waren durch den 100-Stundenlauf blank poliert. Beide Gelenkausführungen sind demnach bei entsprechender Ausbildung auch für einen Dauerbetrieb unter der hier angewendeten starken Abwinkelung von $2 \times 30^\circ$ gut geeignet, solange die übertragene Leistung in mäßigen Grenzen bleibt (In diesem Fall 4,2 PS).

D. Auswertung und Zusammenfassung der Ergebnisse

Über Wirkungsgrade und Verluste von Kreuzgelenken führte Reuth [7/8] ausgedehnte Untersuchungen durch. Benutzt wurden von ihm Zapfen- und Schleifengelenke, wie sie im Werkzeugmaschinenbau üblich sind, also Teile hoher Ge-

nauigkeit. Die übertragene Leistung war entsprechend einem Drehmoment von 0,6 mkg und $n = 500/\text{min}$ recht gering. — Bei diesen Untersuchungen kam es zu dem Ergebnis, daß die Verluste mit dem Verhältnis Zapfendurchmesser d zu Kraftwirkungsdurchmesser D (= Entfernung der gegenüberliegenden Lagermitten in einem Kreuzstück) wachen, und zwar proportional im gesamten untersuchten Bereich bis 45° Abwinkelung.

Versucht man nun die Ergebnisse unserer Untersuchungen mit den Ergebnissen Reuthe's zu vergleichen, erhält man Abbildung 12a, in der die mittleren Wirkungsgrade über dem Verhältnis $d : D$ aufgetragen sind; ein Blick genügt, um die mangelnde Übereinstimmung zu konstatieren.

Der grundlegende Unterschied zwischen den beiden Untersuchungen liegt in der Schiebewelle, die bei den landwirtschaftlichen Gelenkwellen oft ein recht großes Spiel zwischen Welle und Hülse aufweist, während Reuthe nur mit einem gewissen „Drehspiel“/Gelenk zu rechnen braucht. Da dem Spiel der Schiebewellen (C 3) eine große Bedeutung zukommt, lag es nahe, dieses zur Grundlage eines Vergleichs zu wählen. In Abbildung 12b ist dies durchgeführt, und wir sehen, wie der mittlere Übertragungswirkungsgrad mit wachsender Genauigkeit der Schiebewellenführung steigt; selbst die Wellen 1 und 6, die noch außerhalb liegen, scheinen diesen Eindruck kaum zu beeinflussen. Die Frage, ob Rund- oder Vierkantführung besser ist, kann hier nicht eindeutig entschieden werden; da bei den vergleichbaren Wellen 1 und 2

- a) Unterschiede im Spiel der Schiebewelle, und
- b) in ihrem Gewicht vorhanden sind.

Beide Einflüsse müßten aber für ein endgültiges Urteil ausgeschaltet werden. Ein Vorteil scheint jedoch für die Rundwelle zu sprechen, und zwar kann man dort das Spiel leichter gering halten als beim Vierkant. In jedem Fall sind die Kopfkanten der Schiebewelle gut abzurunden, um so das Gleiten in der Hülse zu erleichtern.

Eine noch bessere Übereinstimmung erhält man unter Hinzufügung des kleinsten Zapfenspiels a zum kleinsten Schiebewellenspiel b , wie dies in Abbildung 12c dargestellt ist. Für den Wellenhersteller ergibt sich hieraus die große Bedeutung der Fertigungsgenauigkeit.

Ein gewisser Schönheitsfehler scheint dieser Theorie noch anzuhängen, wenn man die Welle 6 betrachtet, die deutlich getrennt unter der sonst einheitlichen Kurve der Gleitlagerwellen liegt. Ein Blick in die Tabelle 1 zeigt jedoch, daß die Welle 6 allein wesentlich von der sonst üblichen, bei den Versuchen zugrunde gelegten Gelenkentfernung von 800 mm, abweichen mußte. Fordert Reuthe [8] in seiner Veröffentlichung zur Vermeidung des Gelenkschlagens oder -klapperns für die Zwischenwelle ein möglichst kleines GD^2 , wobei G das Gewicht der Zwischenwelle in kg und D der Trägheitsdurchmesser derselben ist, so sehen wir aus Tabelle 2 u. a. auch, daß das Gewicht der Zwischenwelle bei der Ausführung 6 17,03 kg gegenüber 15,05 kg bei Nr. 5 und bis herunter zu 5 kg bei den besten Wellen betrug, also erheblich höher war. Es liegt hier zumindest die Vermutung nahe, daß

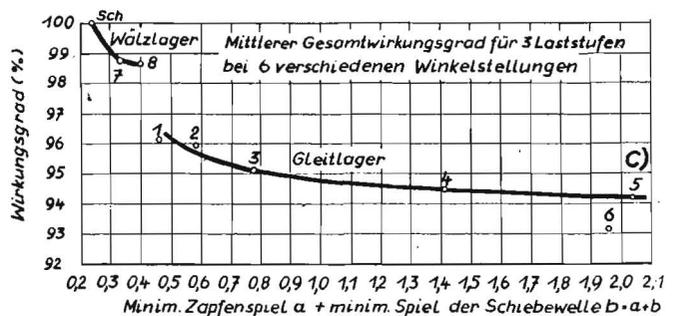
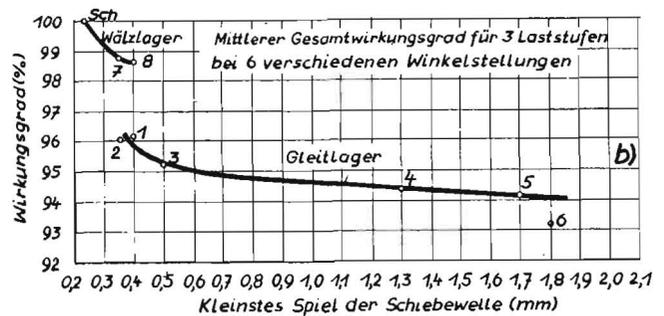
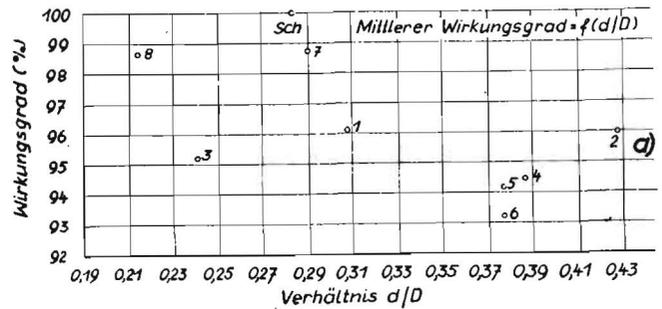


Abb. 12: Wirkungsgrad der untersuchten Wellen in Abhängigkeit von verschiedenen Bezugsgrößen

dies die Ursache für das schlechtere Abschneiden der Welle 6 ist.

Betrachtet man unter diesem Gesichtspunkt die Wellen, die zur Untersuchung kamen, ist festzustellen, daß die Kupplung zwischen den Gelenken notwendig ein erhöhtes Gewicht bedingt, also ungünstiger sein muß:

Kupplung zwischen Gelenk 1 und 2
Welle 5, 6

Kupplung an anderer Stelle
Welle 1, 2, 3, 4

Diese Gegenüberstellung spricht für sich, und wenn man hierzu die Gewichte der Zwischenwelle vergleicht, so erhält man folgende Reihenfolge, vom geringsten Gewicht angefangen: 1, 2, 4, 3, 5, 6, die bis auf die Welle 4 diese Annahme bestätigt. Diese Unstimmigkeit in der Reihenfolge dürfte

Tabelle 2

Gelenkwellen-Untersuchung

Zusammenstellung von Spiel-, Gewichts- und Gelenkdaten der untersuchten Wellen

| Welle Nr. | mittl. Übertragungs-Wirkungsgrad % | Zapfen- $\varnothing d$ mm | mittl. Gelenk- $\varnothing D$ mm | d/D | kleinstes Zapfenspiel a mm | kleinstes Spiel d. Schiebewelle b mm | $a + b$ | Zapfen | | Gewicht d. Zwischenwelle kg | Lager | Lagerwerkstoff |
|-----------|------------------------------------|----------------------------|-----------------------------------|-------|------------------------------|--|---------|--------|-------------|-----------------------------|-------|---------------------|
| | | | | | | | | hart | Oberfläche | | | |
| 1 | 96,1 | 16 | 52 | 0,308 | 0,06 | 0,4 | 0,46 | + | geschliffen | 4,74 | weich | Stahl ¹⁾ |
| 2 | 96,0 | 27 | 63 | 0,428 | 0,23 | 0,35 | 0,58 | + | geschliffen | 6,51 | weich | Stahl |
| 3 | 95,2 | 20 | 83 | 0,241 | 0,28 | 0,5 | 0,78 | + | gedreht | 11,18 | hart | Stahl ¹⁾ |
| 4 | 94,5 | 24 | 62 | 0,387 | 0,11 | 1,3 | 1,41 | + | geschliffen | 7,95 | weich | Te. G. |
| 5 | 94,2 | 27 | 72 | 0,376 | 0,33 | 1,7 | 2,03 | + | gedreht | 15,05 | hart | Stahl |
| 6 | 93,2 | 27 | 72 | 0,376 | 0,16 | 1,8 | 1,96 | + | geschliffen | 17,03 | weich | Stahl |
| 7 | 98,8 | 18,84 | 65 | 0,29 | 0,03 | 0,35 | 0,33 | + | geschliffen | 6,7 | hart | Stahl ²⁾ |
| 8 | 98,7 | 13,4 | 63 | 0,213 | 0,03 | 0,37 | 0,40 | + | geschliffen | 5,8 | hart | Stahl ²⁾ |
| Prüfwelle | prak-tisch = 100 | 32 | 113 | 0,283 | 0,03 | 0,2 | 0,23 | + | geschliffen | — | hart | Stahl ²⁾ |

¹⁾ eingesetzte Büchse, ²⁾ Nadellager.

durch den Einfluß der wesentlich ungenaueren Führung der Welle 4 zu erklären sein.

Was aus kinematischen Gründen bei Lage der Rutschkupplung zwischen Gelenk 1 und 2 gefordert wurde — daß diese nur um 180° weiterschalten sollte —, ist nach obigen Betrachtungen dahin abzuändern, daß die Kupplung nicht auf der Zwischenwelle sitzen darf, da sie dort das GD² erhöht und damit die Tendenz zum Klappern sowie die Verluste der gesamten Übertragung. Liegt die Rutschkupplung vor oder hinter den zwei zusammengehörigen Gelenken, kann auf die Forderung der 180°-Umschaltung verzichtet werden.

Betrachtet man abschließend die vorliegende Versuchsreihe von insgesamt über 300 Einzelversuchen, ergeben sich zusätzlich zu den unter A genannten Bedingungen, die für einen kinematischen Gleichlauf der angetriebenen Welle der Arbeitsmaschine gelten, die nachstehenden Forderungen, die den Wirkungsgrad der Übertragung maßgeblich beeinflussen:

1. Das Spiel der Schiebewelle soll so gering wie möglich gehalten werden, ohne daß natürlich ein Klemmen eintreten darf.
2. Das Gewicht der Zwischenwelle (Schiebewelle) soll möglichst klein sein, deshalb kurzer Gelenkabstand und keine Rutschkupplung auf der Zwischenwelle.
3. Eine zusätzliche Abwinkelung eines Gelenks aus der Ebene heraus sollte beim Einbau vermieden werden, die Welle in Normalstellung also gerade verlaufen.

Résumé:

Prof. Dr.-Ing. Fischer-Schlemm and Dr.-Ing. H. Scheffler: „The transmission of power by means of Cardan Shafts in Tractors for Agricultural purposes“.

The Authors investigate the transmission of power by cardan shafts in agricultural tractors. When the results of more than 300 separate tests are examined, the following conclusions, which definitely affect the efficiency of transmission and are additional to the usual conditions obtaining for the smooth running of a driven shaft, are arrived at.

1. *The play in the inclined shaft must be kept as low as is possible without the joints seizing.*
2. *The weight of the intermediate shaft (inclined shaft) must be as low as possible. This means short distances between joints and no friction couplings on the intermediate shaft.*
3. *Any additional angular displacement from the horizontal plane must be avoided during installation. The shaft must therefore run true in its normal position.*
4. *The ratio of the diameter of the pin to the diameter of the joint should be as low as possible.*
5. *Roller bearings are superior to plain bearings in cardan shafts, and result in increased efficiency, other conditions of finish and accuracy being equal. A larger angular displacement at full load can be adopted. A satisfactory length of life of the roller bearings can be obtained by the provision of dust-proof covers and rings.*

Prof. Dr.-Ing. Fischer-Schlemm et Dr.-Ing. H. Scheffler: „La transmission de force sur les tracteurs agricoles par arbre à articulation“.

A la lumière des résultats acquis avec plus de 300 essais, en plus des conditions déjà connues de marche cinématique régulière de l'arbre, les auteurs ont déterminé de nouveaux facteurs qui peuvent influer essentiellement sur le rendement de la transmission:

1. *Le jeu de la partie télescopique de l'arbre doit être le plus réduit possible, en évitant cependant toute possibilité de blocage.*
2. *Son poids doit être le plus réduit possible, donc courte distance entre les articulations et aucun accouplement à friction sur l'arbre intermédiaire.*
3. *Les articulations devront être montées de façon que l'arbre reste rectiligne en position normale.*
4. *La relation entre les diamètres des pivots et des articulations doit être la plus petite que possible.*
5. *Aux paliers lisses on préférera pour les arbres à articulation les paliers à rouleaux, avec lesquels le rendement est supérieur. Ils permettent en outre un plus grand angle d'articulation lorsqu'on travaille à pleine force. Une longévité suffisante des paliers à rouleaux est assurée par des bagues de protection contre la poussière.*

Professor Dr. Ingeniero Fischer-Schlemm y Dr. Ingeniero H. Scheffler: „Transmisión de fuerza con ejes articulados en los tractores agrícolas“.

Los autores estudian la transmisión mediante ejes articulados en los tractores agrícolas. Si se considera suficiente una serie de más de 300 experiencias aisladas, pueden añadirse a las condiciones generales conocidas que tratan de lograr el movimiento uniforme del eje las condiciones complementarias siguientes, que influyen en el rendimiento de la transmisión.

1. *La holgura del eje deslizando debe mantenerse tan reducido como sea posible, evitando sin embargo agarrotamiento.*
2. *El peso del eje intermedio deslizando debe ser tan pequeño como sea posible; por consiguiente conviene acortar su longitud y evitar el rozamiento.*
3. *Una desviación adicional entre los ejes articulados puede lograrse cuando en la posición normal dichos ejes giran libremente.*
4. *La proporción entre el buje y el diámetro del eje articulado debe ser todo lo pequeña posible.*
5. *Los cojinetes de rodillos son también aplicables a ejes articulados. El rendimiento aumenta con la precisión en el ajuste de las piezas. El ángulo entre los ejes articulados puede aumentarse cuando trabajan a plena carga (en las pruebas efectuadas hasta 45° y 15 C. V.). Se consigue una duración mayor de los cojinetes de rodillos protegiéndolos con añillos guardapolvo.*

4. Das Verhältnis Zapfen- zu Gelenkdurchmesser soll möglichst klein sein.

Bei einer Normung der Gelenkwellen für Schlepper wären also die vorstehenden Punkte 1—4 entsprechend zu berücksichtigen.

Wälzlager sind Gleitlagern auch in den Gelenkwellen überlegen. Der Wirkungsgrad steigt bei sonst gleicher Genauigkeit der Ausführung. Die Abwinkelung im Betrieb kann bei voller Kraftübertragung größer gewählt werden (bei den durchgeführten Versuchen bis 45° und 15 PS). Eine ausreichende Haltbarkeit der Wälzlager läßt sich durch angebaute Staubschutzringe sichern. DK 630.372.022

Schrifttum:

1. Kutzbach, K. Quer- und winkelbewegliche Gleichganggelenke für Wellenleitungen. Z. VDI 1937/889.
2. Rauh, K. Die Kupplungen zwischen sich schneidenden Wellen. Praktische Getriebelehre Bd. 2, S. 116.
3. Erikson, T. Direktdrivning av bogserade orbetmaskiner fran traktor. Mitt. der Schwed. Landtechnischen Vereinigung Nr. 24/1931.
4. Brenner, W. G. Die Zapfwelle und ihre Normung. TidL 1939, S. 97.
5. Segler, G. Was ist beim Zapfwellenantrieb zu beachten? Zeitschrift für Landmaschinen 1941, Nr. 11, S. 1.
6. Vorbach, O. Was wurde durch die bisherige Normungsarbeit am Zapfwellentriebwerk erreicht? TidL 1941, S. 191.
7. Reuthe, W. Ausführungsarten, Belastungsgrenzen und Reibungsverluste von Kreuzgelenken. Konstruktion 1949, Heft 7 u. 8.
8. Reuthe, W. Die Bewegungsverhältnisse bei Kreuzgelenkantrieben. Konstruktion 1950, Heft 10.
9. Arens, Ch. Die Schlepperzapfwelle umkonstruieren. TidL 1943, 1/14, 2/27.
10. Sack, H. Der Zapfwellenantrieb und sein Unfallschutz. TidL 1943, H. 4, S. 52.