

# Untersuchung indirekter Meßmethoden zur Ermittlung des Motordrehmomentes bei Dieselmotoren

Von Johannes Fischer, Stuttgart-Hohenheim\*)

DK 631.372:629.1.056

Einfacher Einbau, niedriger Preis und hohe Funktionssicherheit sind wesentliche Forderungen, die eine Meßeinrichtung für das Motordrehmoment als Komponente eines Fahrer-Informationssystems erfüllen sollte. Eine sehr hohe Meßgenauigkeit ist in diesem Fall nicht unbedingt notwendig.

Im folgenden Beitrag werden drei unterschiedliche Möglichkeiten zur indirekten Ermittlung des Motordrehmomentes an Dieselmotoren dargestellt: Über den Schlupf einer Turbokupplung, den Regelstangenweg an der Einspritzpumpe und den Abgasdruck.

## 1. Einleitung

Die wichtigsten Kenngrößen für den Betriebszustand eines Schleppermotors sind die Motordrehzahl und das abgegebene Drehmoment. Aus diesen beiden Größen ergibt sich der Betriebspunkt im Motorkennfeld und die Motorleistung, deren Kenntnis für den Schlepperfahrer von Bedeutung ist, wenn er beispielsweise beim Pflügen die Schlagkraft maximieren oder den Kraftstoffverbrauch minimieren möchte. Zur Messung der Motordrehzahl und des Drehmomentes müssen entsprechende Sensoren verwendet werden.

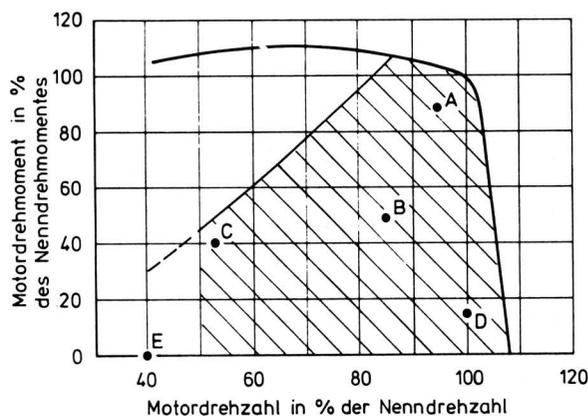
Die Messung der Motordrehzahl bereitet kaum Probleme, da es hierfür einfache und genaue Meßverfahren gibt, die man auch im nachhinein am eingebauten Schleppermotor anbringen kann. Dagegen ist die Messung des Motordrehmomentes erheblich aufwendiger. Das Anbringen von Dehnungsmeßstreifen auf der Getriebeingangswelle erfordert eine teilweise Demontage des Schleppers und einen nicht unerheblichen Aufwand an Elektronik. Eine andere Möglichkeit wäre die Anwendung indirekter Verfahren zur Messung des Motordrehmomentes.

Im Rahmen der Forschungsarbeit<sup>1)</sup>, über die im folgenden berichtet wird, werden verschiedene Möglichkeiten indirekter Verfahren der Motordrehmomentmessung untersucht und bezüglich ihrer Eignung im Schlepper beurteilt. Es wird insbesondere untersucht, inwiefern sich der Schlupf einer Turbokupplung, der Weg der Regelstange an der Einspritzpumpe und der Druck des Abgases im Auspuffrohr eignen, um das Motordrehmoment indirekt zu ermitteln.

Dabei werden im folgenden nur solche Betriebspunkte diskutiert, die in der landwirtschaftlichen Praxis von Bedeutung sind. Um den diesbezüglichen Bereich des Motorkennfeldes festlegen zu können, wird auf Ergebnisse von *Welschhof* [1] zurückgegriffen. **Bild 1** enthält die aufgrund von Feldmessungen ermittelten Betriebspunkte A bis E, die für einen Schlepper charakteristisch sind. Entsprechend diesen Punkten wurde ein Betriebsbereich festgelegt (schraffiert), in dem gleichmäßig verteilt die in den folgenden Untersuchungen berücksichtigten Betriebspunkte liegen.

<sup>1)</sup> Die Arbeit wurde mit Mitteln der Deutschen Forschungsgemeinschaft im Rahmen des DFG-Forschungsprojektes "Optimierung Schlepper-Pflug" durchgeführt. Dafür sei auch an dieser Stelle gedankt.

\*) *Dipl.-Ing. agr. J. Fischer* ist wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Verfahrenstechnik in der Pflanzenproduktion (Leiter: Prof. Dr.-Ing. W.N. Busse) des Instituts für Agrartechnik der Universität Hohenheim.



**Bild 1.** Kurve des maximalen Drehmomentes (vereinfacht dargestellt) und wichtige Betriebspunkte A bis E (nach [1]); Betriebsbereich, der in dieser Arbeit diskutiert wird, schraffiert.

Die Versuche wurden auf dem Motorprüfstand des Instituts für Agrartechnik der Universität Hohenheim durchgeführt. Es wurde ein Vierzylinder-Dieselmotor der Firma MWM (Typ D 226-4) verwendet, der mit einer Turbokupplung der Firma Voith (Typ 358 TD-F) ausgerüstet war. Der Motor verfügte über eine Bosch-Reiheneinspritzpumpe PE S4 A80 D230 [2, 3].

## 2. Messung des Drehmomentes über den Schlupf der Turbokupplung

Die Turbokupplung, die bei einigen Schleppern zwischen Motor und Getriebe eingebaut ist, zählt zu den kraftschlüssigen, drehelastischen Kupplungen. Sie besteht im wesentlichen aus dem Pumpenrad (Antriebsseite) und dem Turbinenrad (Abtriebsseite) mit jeweils radialer, achsparalleler Beschauelung. Zusammen mit einer Schale bilden die beiden Schaufelräder einen geschlossenen Raum, der mit Betriebsflüssigkeit gefüllt ist. Tritt zwischen Pumpen- und Turbinenrad eine Drehzahldifferenz auf, so entsteht aufgrund unterschiedlicher Zentrifugalbeschleunigung ein geschlossener Flüssigkeitskreislauf zwischen den beiden Schaufelrädern. Durch Impulsänderung dieses Flüssigkeitsstromes wird ein Drehmoment vom Pumpenrad auf das Turbinenrad übertragen.

Das übertragene Moment, das bei Verwendung der Turbokupplung im Schlepper dem zu bestimmenden Motordrehmoment entspricht, ist von der Winkelgeschwindigkeit  $\omega_p$  des Pumpenrades, dem Durchmesser  $D$  der Beschauelung, der Dichte  $\rho$  der Betriebsflüssigkeit und einem Koeffizienten, der sog. spezifischen Leistungszahl  $\lambda$ , abhängig. Das Drehmoment ist dann

$$M = \lambda \rho \omega_p^2 D^5 \quad (1)$$

Das Ziel dieser Untersuchung ist die Messung des Drehmomentes  $M$  über den Schlupf der Turbokupplung, d.h. über den Drehzahlunterschied zwischen Pumpen- und Turbinenrad. Die Leistungszahl  $\lambda$  hängt unmittelbar vom Schlupf  $\sigma$  ab. Ist also die entsprechende, d.h. für die jeweilige Turbokupplung charakteristische Funktion  $\lambda(\sigma)$  bekannt, so kann man gemäß Gl. (1) für jeden beliebigen Schlupfwert das Drehmoment berechnen [4, 5].

Es ist hierbei allerdings eine weitere Einflußgröße zu beachten, die sich während des Betriebes ändern kann: die Temperatur der Betriebsflüssigkeit. Diese Temperatur hat auf drei Größen in Gl. (1) einen Einfluß: Die Dichte der Betriebsflüssigkeit verringert sich bei steigender Temperatur, der Schaufelraddurchmesser vergrößert sich bei steigender Temperatur und die Leistungszahl verändert sich mit der Temperatur.

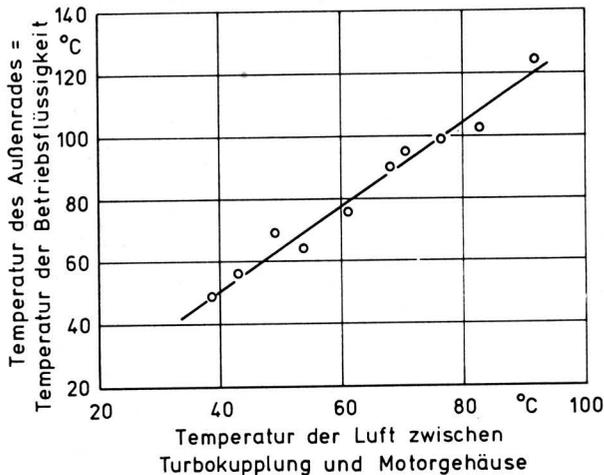
Um neben dem Einfluß des Schlupfes auch denjenigen der Temperatur ermitteln zu können, werden die temperaturabhängigen Größen zu einer neuen Leistungszahl  $\lambda'$  zusammengefaßt und anstelle von  $\omega_p$  die Pumpenradrehzahl  $n_p$  eingeführt. Die Gleichung für das Drehmoment lautet dann:

$$M = \lambda' \cdot n_p^2 \quad (2).$$

Um nun die Zusammenhänge zu überprüfen, wurden auf dem Motorprüfstand verschiedene Wertepaare für  $M$  und  $n_p$  eingestellt und für diese Betriebspunkte der Schlupf  $\sigma$  der Turbokupplung und die Temperatur der Betriebsflüssigkeit gemessen. Aus  $M$  und  $n_p$  wurde die Leistungszahl  $\lambda'$  errechnet.

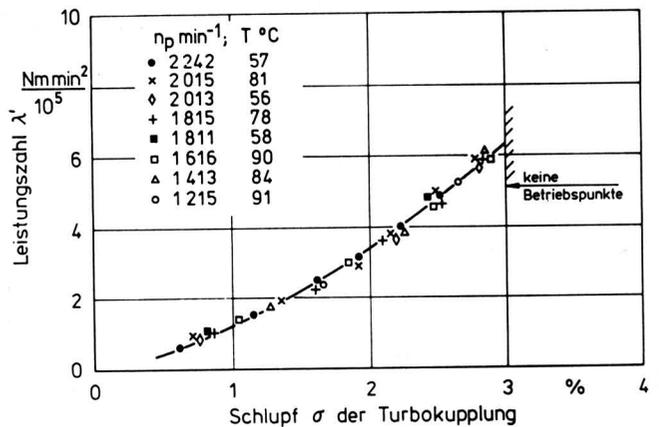
Die Messung des Schlupfes über die Drehzahlen des Pumpenrades und des Turbinenrades ist unproblematisch. Sie erfolgte mit Hilfe zweier Lichtschranken.

Demgegenüber ist die Messung der Temperatur der Betriebsflüssigkeit wesentlich problematischer, da die Flüssigkeit von einem im Betrieb rotierenden Gehäuse umschlossen und deshalb nicht unmittelbar zugänglich ist. Deshalb wurde die Temperatur indirekt gemessen, und zwar über die Temperatur der Luft, die sich zwischen dem Außenrad (Pumpenrad) der Turbokupplung und dem Motorgehäuse befindet. Für die Abhängigkeit zwischen dieser Temperatur und der Temperatur des Außenrades der Turbokupplung wurde eine Eichkurve ermittelt, Bild 2, wobei unterstellt wurde, daß die Temperatur des Außenrades in erster Näherung gleich der Temperatur der Betriebsflüssigkeit ist. Die Temperaturmessung wurde mit Hilfe von Thermoelementen durchgeführt.



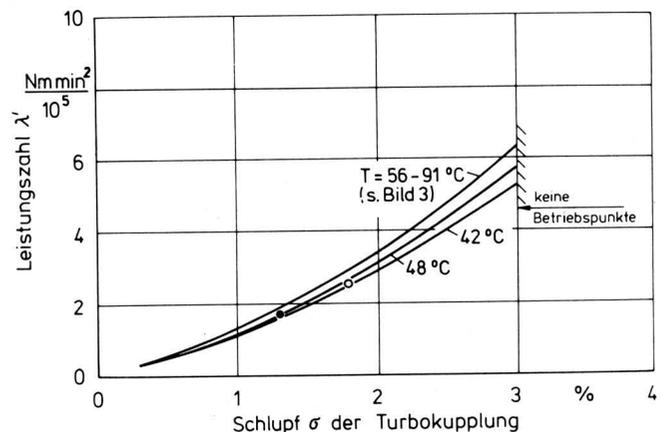
**Bild 2.** Temperatur des Außenrades der Turbokupplung (Temperatur der Betriebsflüssigkeit) in Abhängigkeit von der Lufttemperatur im Raum zwischen Außenrad und dem Motorgehäuse.

In Bild 3 sind einige Versuchsergebnisse dargestellt. Es wurde die Leistungszahl  $\lambda'$  über dem Schlupf  $\sigma$  der Turbokupplung für verschiedene Pumpenradrehzahlen  $n_p$  und Temperaturen  $T$  der Betriebsflüssigkeit aufgetragen. Wie das Bild zeigt, besteht zwischen der Leistungszahl  $\lambda'$  und dem Schlupf ein klarer Zusammenhang. Ferner ist zu erkennen, daß in dem untersuchten Drehzahl- und Temperaturbereich die Leistungszahl weitgehend unabhängig von der Drehzahl und der Temperatur ist. Ist also der Schlupf bekannt, so kann man bei Verwendung der untersuchten Turbokupplung mittels dieser Kurve und über Gl. (2) das Motordrehmoment berechnen.



**Bild 3.** Leistungszahl  $\lambda'$  in Abhängigkeit vom Schlupf  $\sigma$  der Turbokupplung bei unterschiedlichen Pumpenradrehzahlen  $n_p$  und Betriebsflüssigkeitstemperaturen  $T$ ;  $T = 57-91$  °C.

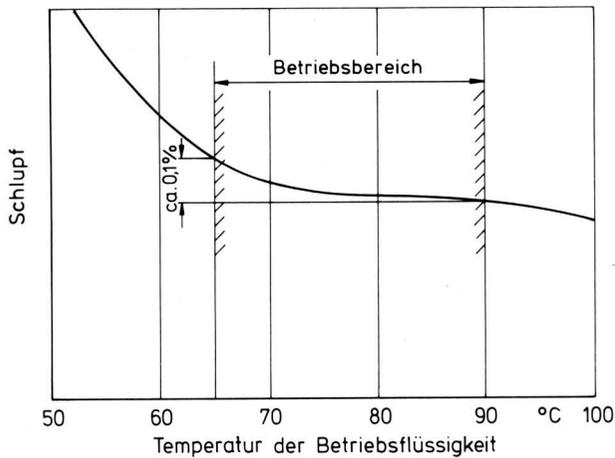
Abweichungen von der Kurve in Bild 3 treten dann auf, wenn die Temperatur der Betriebsflüssigkeit niedriger als etwa 50–55 °C ist, was aus Bild 4 deutlich hervorgeht, in dem neben der Kurve aus Bild 3 noch zwei weitere Versuchsergebnisse für Betriebstemperaturen von 42 und 48 °C eingetragen sind.



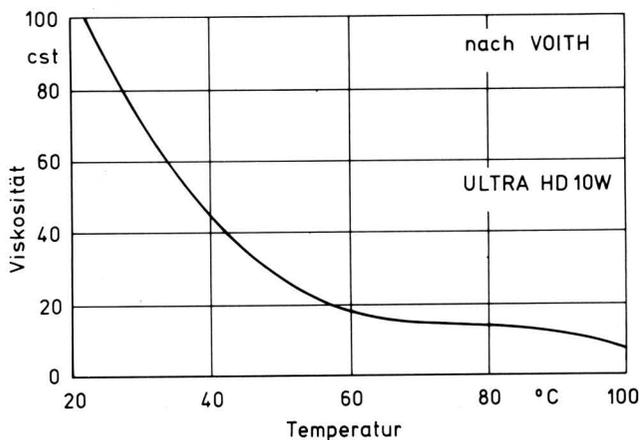
**Bild 4.** Leistungszahl  $\lambda'$  in Abhängigkeit vom Schlupf  $\sigma$  der Turbokupplung bei verschiedenen Temperaturen  $T$  der Betriebsflüssigkeit.

Zusätzlich wurden Versuche bei konstanter Drehzahl und konstantem Übertragungsmoment durchgeführt, wobei die Änderung des Schlupfes in Abhängigkeit von der Temperatur der Betriebsflüssigkeit gemessen wurde. Das Ergebnis ist tendenziell wiedergegeben in Bild 5. Es bestätigt die Temperaturabhängigkeit, insbesondere bei niedrigen Temperaturen bis 65 °C. Da jedoch die Betriebstemperatur der Kupplung im Ackerschlepper im Bereich 65–90 °C liegt, kann der Einfluß der Temperatur auf das Übertragungsmoment vernachlässigt werden. Unter diesen Bedingungen ermöglicht dieses Meßverfahren eine recht genaue Ermittlung des Motordrehmomentes.

Eine Erklärung für die geringe Temperaturabhängigkeit im Bereich 65–90 °C bietet der Verlauf der Viskositätskurve der Betriebsflüssigkeit in Abhängigkeit von der Temperatur, der Bild 6 entnommen werden kann. Die Ähnlichkeit der Kurvenverläufe in Bild 5 und 6 ist unverkennbar. Es ist deshalb zu vermuten, daß der wichtigste Temperatureinfluß auf das Übertragungsmoment von der Viskositätsänderung der Betriebsflüssigkeit hervorgerufen wird.



**Bild 5.** Schluß der Turbokupplung in Abhängigkeit von der Temperatur der Betriebsflüssigkeit bei konstantem Übertragungsmoment und konstanter Pumpenradrehzahl (tendenziell).



**Bild 6.** Viskosität der Betriebsflüssigkeit einer Turbokupplung in Abhängigkeit von der Temperatur.

Ob eine Übertragung der hier erarbeiteten Versuchsergebnisse auf andere Kupplungen des gleichen Bautyps möglich ist, muß noch überprüft werden. Es ist nämlich mit Fertigungstoleranzen bei der Herstellung und Befüllung der Kupplung zu rechnen. Fertigungstoleranzen beim Kupplungsdurchmesser können durchaus unerwartet große Auswirkungen auf das Übertragungsmoment haben, da der Durchmesser in Gl. (1) mit der 5. Potenz eingeht.

Die Methode der Ermittlung des Motordrehmomentes über den Schluß einer Turbokupplung besitzt die Eigenschaft, daß das so ermittelte Drehmoment immer dem an der Kupplung abgegebenen Motordrehmoment entspricht. Für die in den folgenden Kapiteln beschriebenen Meßmethoden (Regelstangenweg und Abgasdruck) gilt dies nur im Falle eines stationären Betriebs, da sich bei Beschleunigungsvorgängen die Massenträgheit der bewegten Motorteile bemerkbar macht.

### 3. Messung des Drehmomentes über den Regelstangenweg

Den Weg der Regelstange an der Einspritzpumpe als Indikator für das Drehmoment zu nutzen, basiert auf einem Zusammenhang zwischen der pro Motorumdrehung eingespritzten Kraftstoffmenge und dem Motordrehmoment. Die eingespritzte Kraftstoffmenge führt bei ihrer Verbrennung im Brennraum des Motors zu erhöhtem Druck. Dieser Verbrennungsdruck wird über den Kurbel-

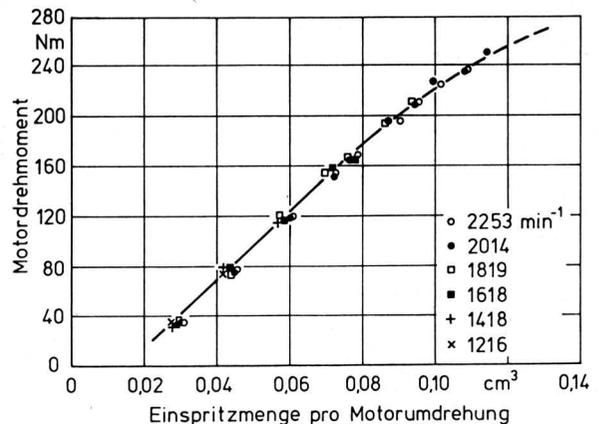
trieb in ein Drehmoment an der Kurbelwelle umgewandelt. Das an der Kupplung gemessene Motordrehmoment hängt also unmittelbar mit dem mittleren Verbrennungsdruck zusammen, welcher seinerseits wesentlich durch die Einspritzmenge bedingt ist, die wiederum vom Regelstangenweg abhängt.

Im folgenden werden zuerst Versuchsergebnisse zur Abhängigkeit zwischen der Einspritzmenge und dem Motordrehmoment dargestellt. Im Anschluß daran wird die Frage untersucht, inwieweit sich der Regelstangenweg eignet, um die Einspritzmenge zu ermitteln. Aufbauend auf diesen Ergebnissen wird die Beziehung zwischen Regelstangenweg und Motordrehmoment bestimmt.

Die Messung des Kraftstoffverbrauchs erfolgte mit Hilfe eines Seppeler-Gerätes. Zur Ermittlung des Regelstangenweges wurde die Einspritzpumpe des Versuchsmotors mit einem Wegaufnehmer ausgerüstet.<sup>2)</sup> Dieser Wegaufnehmer lieferte eine dem Regelstangenweg proportionale Spannung, die sich bei den Versuchen zwischen 1,4 Volt bei Nullförderung und etwa 2,6 Volt bei Vollaststellung bewegte.

**Bild 7** zeigt einige Versuchsergebnisse. Es ist das Motordrehmoment in Abhängigkeit von der Einspritzmenge pro Umdrehung für verschiedene Motordrehzahlen aufgetragen. Die Kurve zeigt im Einspritzmengenbereich bis etwa 0,1 cm<sup>3</sup> pro Umdrehung einen nahezu linearen Verlauf. Bei großen Einspritzmengen ist der Kurvenverlauf degressiv. Eine geringe Drehzahlabhängigkeit ist dem Diagramm ebenfalls zu entnehmen.

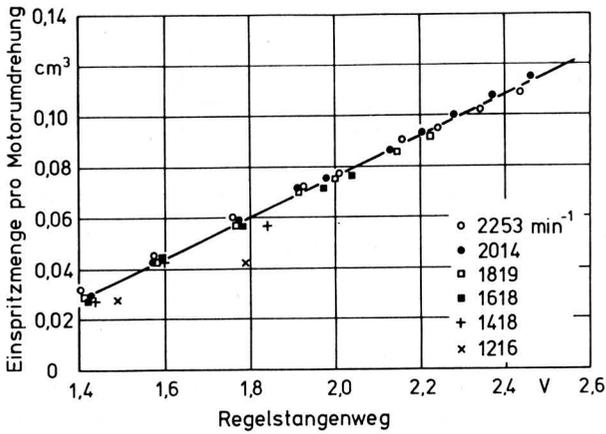
Aufgrund der Ergebnisse in Bild 7 scheint die Beziehung zwischen Einspritzmenge und Motordrehmoment durchaus geeignet zu sein, um als Grundlage für eine indirekte Drehmomentbestimmung zu dienen. Man müßte nur die Einspritzmenge pro Motorumdrehung ermitteln, wozu eine Verbrauchs- und Drehzahlmessung notwendig ist.



**Bild 7.** Motordrehmoment in Abhängigkeit von der Einspritzmenge pro Motorumdrehung bei verschiedenen Motor-drehzahlen.

Wie schon erwähnt, soll die Einspritzmenge nicht direkt ermittelt werden, sondern indirekt über den Regelstangenweg, weil diese Methode einfacher und billiger ist. **Bild 8** zeigt, daß die Einspritzmenge in weiten Bereichen nahezu linear vom Regelstangenweg und nur wenig von der Motordrehzahl abhängt. Bei niedrigen Drehzahlen (1216 und 1418 min<sup>-1</sup>) treten allerdings erhebliche Abweichungen auf, was nachteilig ist. Der Grund liegt darin, daß die Fördermenge der Einspritzpumpe bei gleicher Regelstangenstellung durch Drosselwirkung an der Steuerbohrung der Pumpenelemente mit steigender Drehzahl zunimmt [6]. Diese Charakteristik der Einspritzpumpe beeinflußt die Beziehung zwischen Regelstangenweg und Einspritzmenge stark. Wenn also niedrige Motor-drehzahlen nicht ausgeschlossen werden können, dann ist der Drehzahleinfluß nicht vernachlässigbar.

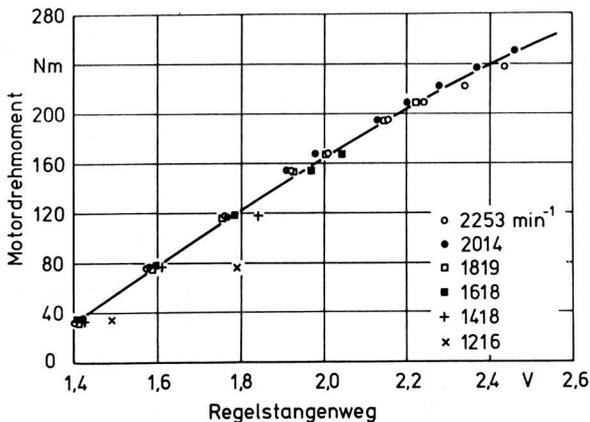
<sup>2)</sup> Der Firma Bosch, Stuttgart, sei an dieser Stelle für die tatkräftige Unterstützung gedankt.



**Bild 8.** Einspritzmenge pro Motorumdrehung in Abhängigkeit vom Regelstangenweg bei verschiedenen Motordrehzahlen.

Faßt man die Ergebnisse der Bilder 7 und 8 zusammen, so erhält man **Bild 9**. Wie aufgrund der Ergebnisse in Bild 8 nicht anders zu erwarten war, zeichnet sich die Beziehung zwischen Regelstangenweg und Motordrehmoment ebenfalls durch eine Drehzahlabhängigkeit im unteren Drehzahlbereich aus.

Zusammengefaßt kann man folgendes feststellen. Die bei der Ermittlung des Motordrehmomentes aus dem Regelstangenweg erreichbare Genauigkeit ist stark von der Motordrehzahl abhängig. Bei Vernachlässigung des Einflusses der Motordrehzahl ergibt sich nur für den Drehzahlbereich über 1500 min<sup>-1</sup> eine ausreichende Genauigkeit. Bei Berücksichtigung der Motordrehzahl kann man die Genauigkeit des Meßverfahrens steigern. Allerdings wird sich damit auch die Auswertung der Meßergebnisse komplizierter gestalten, da in diesem Falle ein zusätzlicher Parameter berücksichtigt werden muß.



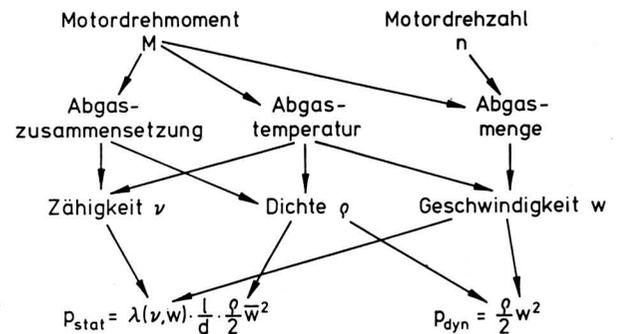
**Bild 9.** Motordrehmoment in Abhängigkeit vom Regelstangenweg bei verschiedenen Motordrehzahlen.

#### 4. Messung des Drehmomentes über den Druck des Abgases im Auspuffrohr

Der Gesamtdruck des Abgases ist die Summe aus dem dynamischen und dem statischen Druck. Diese Drücke werden entsprechend **Bild 10** in vielfältiger Weise durch das Motordrehmoment und die Motordrehzahl beeinflusst. Je höher die Motordrehzahl, desto größer wird zeitbezogen die Abgasmenge und damit auch die Geschwindigkeit  $w$  des Abgasstromes. Die Folge ist eine Veränderung des dynamischen und des statischen Druckes im Abgasrohr. Wie in Abschnitt 3 näher erläutert wurde, besteht zwischen

der Einspritzmenge und dem Motordrehmoment ein enger Zusammenhang. Die Einspritzmenge hat aber auch in dreifacher Hinsicht Einfluß auf den Abgasdruck: Zum einen wird die zeitliche Abgasmenge beeinflusst, und damit über die Abgasgeschwindigkeit  $w$  der dynamische und statische Druck. Zum zweiten wird die Abgaszusammensetzung beeinflusst, und damit die Zähigkeit  $\nu$  und die Dichte  $\rho$  des Abgases. Auch diese Größen beeinflussen den dynamischen und statischen Druck. Zum dritten hat die Einspritzmenge einen wesentlichen Einfluß auf die Temperatur des Abgases, womit ebenfalls die Abgasgeschwindigkeit, die Viskosität und die Dichte beeinflusst werden [7].

Im folgenden soll nun geklärt werden, inwieweit der Abgasdruck als indirekte Meßgröße für das Drehmoment herangezogen werden kann. Mit Hilfe zweier U-Rohr-Manometer wurde am Auspuffrohr sowohl der statische Druck als auch der Gesamtdruck gemessen. Bei den Messungen stellte sich heraus, daß das angewandte Meßverfahren hinsichtlich seiner Genauigkeit etwas kritisch zu beurteilen ist. Während einer Messung, d.h. bei konstantem Motordrehmoment und konstanter Motordrehzahl, stieg der Abgasdruck zum Teil mehr als 0,1 kPa an, wobei dieser Anstieg höchst wahrscheinlich auf eine Änderung der Abgastemperatur zurückzuführen ist. Die Meßwerte für den statischen Druck bewegten sich zwischen 1,3 und 5,7 kPa und für den Gesamtdruck zwischen 1,5 und 6,2 kPa. Der daraus errechnete dynamische Druck lag zwischen 0,15 und 0,5 kPa, woraus zu erkennen ist, daß der Aussagewert der Messungen bezüglich des dynamischen Druckes wegen der aufgetretenen Druckschwankungen gering ist. Deswegen wird im folgenden nur der Gesamtdruck  $p_{ges}$  weiter betrachtet.



**Bild 10.** Zusammenhang zwischen den Betriebskenngrößen des Motors, den Kenngrößen des Abgases und dem Abgasdruck (vereinfachte Darstellungen).  $\lambda$  Rohrreibungszahl,  $L$  Rohrlänge,  $d$  Rohrdurchmesser.

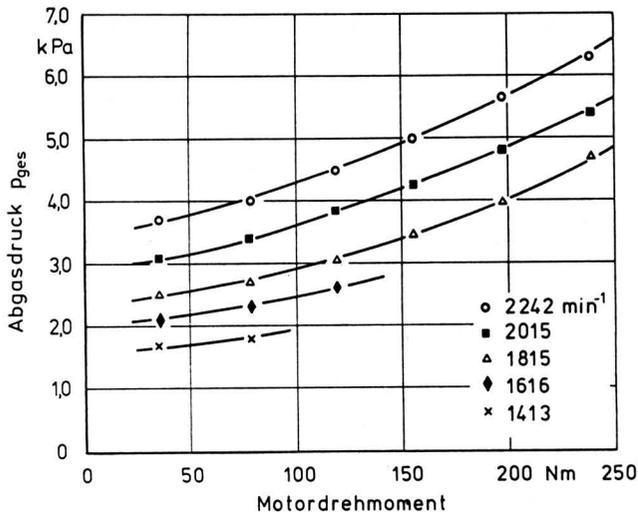
Einige Ergebnisse der Abgasdruckmessungen sind in **Bild 11** und **12** dargestellt. Man erkennt, daß der Gesamtdruck deutlich von der Motordrehzahl und vom Motordrehmoment abhängt. Ferner ist festzustellen, daß sowohl die Motordrehzahl als auch das Motordrehmoment sich stärker als linear auf den Gesamtdruck auswirken.

Um nun die Drehzahl zu eliminieren, wurde aufgrund der Kurvenverläufe in Bild 12 folgender mathematischer Ansatz gemacht, wobei  $c$  nur noch eine Funktion vom Drehmoment und  $z$  eine Konstante sein soll:

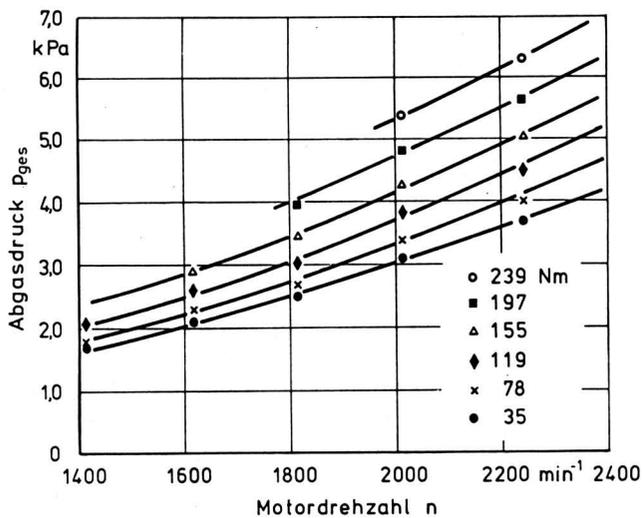
$$p_{ges} = c n^z \quad (3)$$

Um zu überprüfen, ob  $z$  eine Konstante ist und welchen Wert sie hat, wurde Gl. (3) logarithmiert:

$$\log p_{ges} = \log c + z \log n \quad (4)$$



**Bild 11.** Gesamtdruck des Abgases in Abhängigkeit vom Motordrehmoment bei verschiedenen Motordrehzahlen.



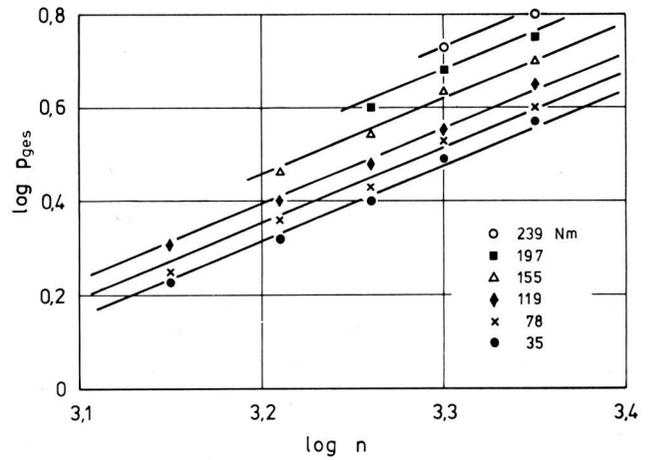
**Bild 12.** Gesamtdruck des Abgases in Abhängigkeit von der Motordrehzahl bei verschiedenen Motordrehmomenten.

Das Ergebnis ist in **Bild 13** dargestellt. Die Steigung der Geraden entspricht  $z$ . Man erkennt, daß man in erster Näherung die Geraden als Parallele zeichnen kann, deren Steigung hier  $z = 1,6$  beträgt.

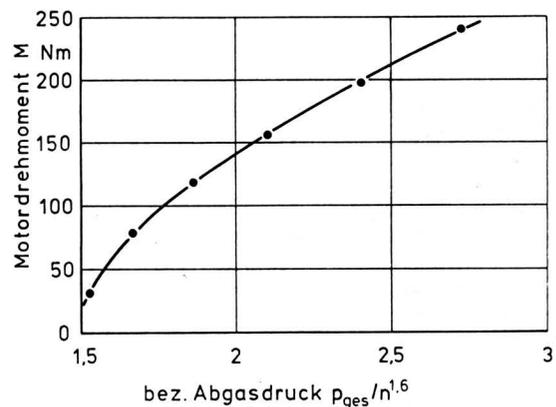
Trägt man nun entsprechend Gl. (3) das Drehmoment als Funktion der Werte für  $c$  oder  $p_{ges}/n^{1,6}$  auf, so erhält man **Bild 14**. Die Meßwertabweichungen, die unter anderem temperatur- und drehzahlbedingt sind, bewegen sich zwischen 3 und 7 %. Dies ist jedoch nicht aus **Bild 14** ersichtlich, da hier nur die Mittelwerte eingetragen sind.

## 5. Zusammenfassung

Um den Betriebspunkt eines Dieselmotors im Motorkennfeld festlegen zu können, ist neben der Motordrehzahl auch die Kenntnis des Motordrehmomentes erforderlich. Mit Hilfe indirekter Meßmethoden läßt sich das Motordrehmoment auf relativ einfache Weise ermitteln.



**Bild 13.** Auftragung von  $\log p_{ges} = f(\log n)$  zur Ermittlung der Größe  $z$  für die Beziehung  $p_{ges} = c n^z$ .



**Bild 14.** Motordrehmoment  $M$  als Funktion der Größe  $p_{ges}/n^z$  für  $z = 1,6$ .

Die Abhängigkeit zwischen dem übertragenen Drehmoment und dem Schlupf einer Turbokupplung ermöglicht es, das Motordrehmoment allein durch Messen zweier Drehzahlen zu bestimmen. Bei der untersuchten Kupplung ist das Übertragungsmoment im Betriebstemperaturbereich nur geringfügig von der Temperatur abhängig, wobei dem Viskositätsverhalten der Betriebsflüssigkeit erhebliche Bedeutung zukommt.

Der Regelstangenweg an der Einspritzpumpe läßt sich mit Hilfe eines Wegaufnehmers ebenfalls leicht erfassen. Für die bei den Versuchen verwendete Einspritzrüstung ist bei Motordrehzahlen über  $1500 \text{ min}^{-1}$  mit befriedigender Genauigkeit ein direkter Schluß vom Regelstangenweg auf das Motordrehmoment möglich. Bei kleineren Drehzahlen muß für eine eindeutige Bestimmung des Motordrehmomentes aus dem Regelstangenweg zusätzlich die Motordrehzahl berücksichtigt werden.

Auch der Druck des Abgases im Auspuff kann in Verbindung mit der Motordrehzahl zur Ermittlung des Motordrehmomentes herangezogen werden. Eine Verfeinerung dieser Meßmethode ließe sich durch eine zusätzliche Berücksichtigung der Abgastemperatur erreichen, wozu aber weitere Untersuchungen erforderlich sind.

## Schrifttum

Bücher sind durch ● gekennzeichnet

- [ 1 ] *Welschhof, G.*: Der Ackerschlepper – Mittelpunkt der Landtechnik.  
VDI-Bericht Nr. 407, S. 11/17; Düsseldorf: VDI-Verlag, 1981.
- [ 2 ] *Reich, R.*: Methoden zur Bestimmung des Betriebspunktes im Motorkennfeld.  
Vortrag anlässlich der 40. Internationalen Tagung Landtechnik, Neu-Ulm, 28./29. Okt. 1982.
- [ 3 ] *Fischer, J.*: Untersuchung indirekter Meßmethoden für das Drehmoment an Dieselmotoren.  
Studienarbeit am Inst. f. Agrartechnik der Universität Hohenheim, 1982.
- [ 4 ] *Keller, R.*: Hydrodynamische Kupplungen als Anlauf- und Schlupfkupplungen.  
Antrieb mit Steuerung und Regelung – asr (1976) Nr. 3, S. 31/34.
- [ 5 ] ● *Bohl, W.*: Strömungsmaschinen (Aufbau und Wirkungsweise).  
Würzburg: Vogel, 1978.
- [ 6 ] Technische Unterrichtung Diesel-Einspritzausrüstung (2).  
Stuttgart: Robert Bosch GmbH, 1975.
- [ 7 ] ● *Doering, E.*: Technische Wärmelehre.  
Stuttgart: B.G. Teubner, 1968.

# Netzbindung erhöht die Bergeleistung bei Großballenpressen

Von Gustav Ackermann, Marienfeld\*)

DK 631.364.5

Aus arbeitswirtschaftlichen Gründen konnten sich Großballenpressen schnell ihren Platz unter den Erntemaschinen erobern. Der Vorteil der Rundballenpressen ist, daß die Verdichtung des Gutes mit relativ geringen Drücken erzielt wird und eine hohe Bergeleistung erreichbar ist.

Die weitere Erhöhung der Bergeleistung ist möglich durch eine Verkürzung des Bindevorganges, der bei der bisher üblichen Garnbindung etwa 45 % der Arbeitszeit beansprucht und bei Netzbindung auf weniger als 20 % der Arbeitszeit vermindert wird.

## 1. Einleitung

Bei der Einführung von Großballenpressen benutzte man in Anlehnung an Kolbenpressen als Bindemittel das handelsübliche Bindemittel. Man erkannte aber bald, daß das nicht das optimale Verfahren sein und bleiben konnte. Ein neuer Weg wurde mit dem Netz als Bindemittel gefunden. Die beiden Verfahren sollen nachfolgend gegenübergestellt und verglichen werden.

## 2. Aufbau und Funktion von Großballenpressen

Bild 1 zeigt eine Übersicht über Form und Funktionsprinzip von Großballenpressen. In der oberen Reihe sind Funktionsprinzipien gezeigt, die im Markt mit unterschiedlichem Erfolg Bedeutung bekommen haben.

Die Howard-Großballenpresse ist im Jahre 1972 auf den Markt gekommen, wird aber seit ca. 1981 nicht mehr produziert. Die Hesston-Großballenpresse, die seit 8 Jahren auf dem Markt ist, wurde in den USA entwickelt und wird seit 1978 auch in Europa verkauft. In diese Gruppe gehört u.a. auch die hier nicht dargestellte Vicon-Presse.

Die beiden rechts oben dargestellten Pressen gehören der Vollständigkeit halber in diese zusammenfassende Systematik, werden aber in Bild 2 nochmals in einer umfangreicheren Zusammenstellung von Rundballenpressen gezeigt.

\*) Dr.-Ing. G. Ackermann ist als Hauptabteilungsleiter unter anderem verantwortlich für die Entwicklung von Pick-up-Pressen in der Fa. Claas OHG, Harsewinkel.

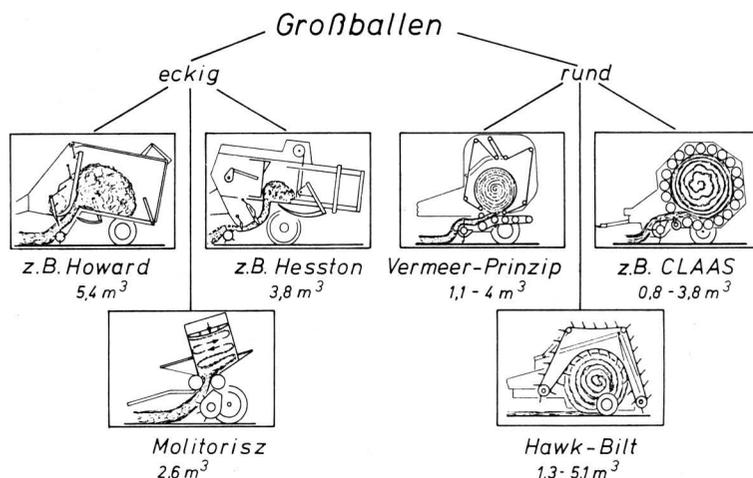


Bild 1. Übersicht über Verfahren zur Herstellung von Großballen.

In der unteren Reihe sind 2 Maschinen abgebildet, die weder in Europa noch in Nordamerika – wo sie entwickelt wurden – Bedeutung erlangt haben. Unten rechts ist das Hawk-Bilt-Prinzip gezeigt, bei dem das Material von den umlaufenden Zinkenbändern auf dem Boden aufgerollt wird. Hier ist kein geschlossener Wickelraum vorhanden. Die wesentlichen Nachteile dieses Prinzips liegen in der Verschmutzung des Erntegutes und in Schwierigkeiten beim Binden des Ballens. Bei dem links unten gezeigten Funktionsprinzip pendelt der gesamte Preßraum hin und her, wodurch sich eine Schichtung ergibt, wie man sie bei der Verpackung von Verbands-watte kennt. Dieses Prinzip ist jedoch bisher noch nicht funktions-reif.

Die ersten Rundballenpressen in Europa arbeiteten nach dem amerikanischen Vermeer-Prinzip, wie Bild 2 links in zwei Beispielen zeigt. Während der Arbeit vergrößert sich hier der Wickelraum bis zur gewünschten Ballengröße. Demgegenüber ist bei den drei rechts dargestellten Bauformen ein konstanter Wickelraum durch die Maschine vorgegeben.