

Versuche mit Getriebeölen der Viskosität SAE 80 und SAE 90

Schlepper-Prüffeld des KTL, Darmstadt

Bis etwa zum Jahr 1955 waren im Kraftfahrzeug-Getriebebau Schmieröle der Viskositätsstufe SAE 90 allgemein üblich. Seitdem setzen sich aber Öle mit der niedrigeren Viskosität SAE 80 mehr und mehr durch. Im Ackerschlepperbau dagegen beginnt man erst zögernd, diese Öle einzuführen; über den Versuchsbetrieb ist man bis heute kaum hinausgekommen. Hierfür sind mehrere Gründe bestimmend: erschwerte Abdichtung der Wellen gegenüber dem dünnflüssigeren Öl, geringere Geräuschkämpfung und so weiter. Diese Schwierigkeiten werden sich aber im Lauf der Zeit durch konstruktive Maßnahmen beherrschen lassen, so daß dann einer Einführung dieser Getriebeöle auch im Ackerschlepper nichts mehr im Wege steht, sofern die Druckfestigkeit ausreicht.

Zu erwartende Verbesserung

Durch die Einführung der Getriebeöle mit der Viskosität SAE 80 im Kraftfahrzeugbau ergaben sich unter anderem folgende Vorteile: Die geringere Synchronisationsarbeit und damit die erleichterte Schaltbarkeit der Getriebe, das bessere Startvermögen der Motoren, da bei nicht entkuppeltem Motor die Vorgelegewelle des Schaltgetriebes, die in dessen Ölbad eintaucht, vom Anlasser mit durchgedreht werden muß, und schließlich der höhere Getriebewirkungsgrad, verbunden mit einem geringeren Kraftstoffverbrauch im Fahrbetrieb. Die beiden letzten sprechen für die Einführung dieser Öle im Ackerschlepperbau. Es ist daher angebracht, zahlenmäßig festzustellen, welche Vorteile das Getriebeöl mit der Zähflüssigkeit von SAE 80 gegenüber dem von SAE 90 bringen kann.

Schon durch eine überschlägige Rechnung kann man sich ein Bild von der zu erwartenden Verbesserung des Getriebewirkungsgrades machen. Man kann heute annehmen, daß die Schleppergetriebe im Mittel einen Wirkungsgrad von 92 % bei vollem Motordrehmoment erreichen — das haben die inzwischen durchgeführten über 150 Prüfungen beim Schlepperprüffeld Marburg bestätigt [1]. Bei der heutigen Zahnradfertigung kann man mit einem Wirkungsgrad von 99 % je Stirnradpaar und 98,5 % je Kegelpaar rechnen. Da die Schleppergetriebe meistens drei Stirnrad- und eine Kegelpaaruntersetzung haben, werden etwa 4,5 % des zu übertragenden Drehmomentes durch reine Zahnreibung, selbstverständlich einschließlich der hierbei erforderlichen Schmierung, vernichtet. Der Rest der im Getriebe auftretenden Verluste entfällt auf die Ölpannarbeit, die Lagerreibung und auf die Reibung eventuell vorhandener Dichtringe. Da heute allgemein Kugellager verwendet werden und an Dichtringen nur verhältnismäßig niedrige Umfangsgeschwindigkeiten herrschen, kann man bei dieser nur überschlägigen Rechnung diese Verluste als vernachlässigbar klein ansetzen. Da sich die Zahnflankenreibung nicht merklich verkleinern läßt, besteht also durch den Übergang auf ein dünnflüssigeres Öl nur die Möglichkeit, die Ölpannarbeit im Getriebe zu verringern.

In Abbildung 1 sind die Viskositäts-Temperatur-Kurven von zwei sonst gleichen Getriebeölen desselben Herstellers der SAE-Klassen 80 und 90 dargestellt. Wenn auch die SAE-Klassen genormt sind, so ist doch der Verlauf der Viskositäts-Temperatur-Kurven damit keineswegs festgelegt; je nach Herkunft des Grundöles und je nach Fabrikationsgang (z. B. durch Beimischen von EP-Zusätzen) kann sich die Lage der Kurven innerhalb der SAE-Klassen sehr wohl ändern, wobei außer dem Neigungswinkel der Kurven, der bekanntlich vom Viskositätsindex beziehungsweise der Polhöhe abhängt, auch der Abstand der Kurven voneinander, wenn auch in Grenzen, enger oder auch weiter werden kann. Immerhin sind aber die Kurven aus Abbildung 1 allgemeine, mittlere Kurven für die Getriebeöle der beiden SAE-Klassen, so wie diese zur Zeit wohl von allen namhaften Herstellern einge-

halten werden. Vergleicht man nun in diesen Kurven die Zähflüssigkeiten der beiden Getriebeöle nach SAE 80 und SAE 90 bei einer Temperatur von 30° C, wobei angenommen sei, daß dies die mittlere Öltemperatur ist, die sich im laufenden, belasteten Getriebe einstellt, so findet man, daß das Öl nach SAE 80 hierbei eine kinematische Viskosität von 130 cSt aufweist. Das bedeutet aber, daß die Viskosität des Öles nach SAE 80 nur rund 30 % der des Öles nach SAE 90 beträgt, oder aber, daß der Ölpannschverlust sich um etwa 70 % vermindern lassen muß, da die hierbei aufzuwendende Arbeit direkt proportional der kinematischen Zähigkeit ist. Der Gesamtwirkungsgrad eines Schleppergetriebes könnte sich also damit, roh gerechnet, um 2 % von 92 % auf 94 % verbessern lassen.

Diese grobe, überschlägige Rechnung soll nur einen Begriff von der Größenordnung der zu erwartenden Verbesserung vermitteln. Die Rechnung gilt natürlich nur für volle Belastung des Getriebes, wenn also das volle Motordrehmoment zu übertragen ist. Sinkt die Belastung unter den Maximalwert, so steigt der Wert für die Verbesserung des Ge-

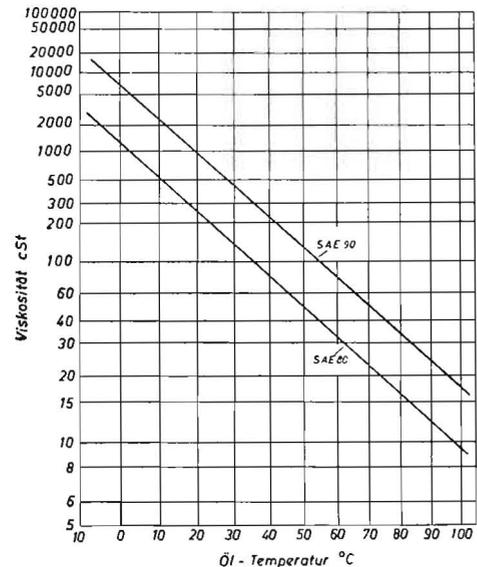


Abb. 1: Viskosität-Temperatur-Kurven von Getriebeölen der Viskositätsstufen SAE 80 und SAE 90

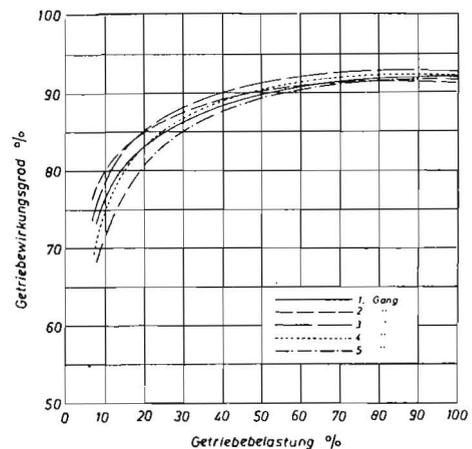


Abb. 2: Getriebewirkungsgrad eines Ackerschleppers mit 5 Vorwärtsgängen, abhängig von der Belastung bei Nenndrehzahl des Motors

triebewirkungsgrades, weil gleichzeitig der Gesamtwirkungsgrad des Getriebes kleiner wird (Abb. 2). Zwar wird mit geringer werdender Getriebebelastung auch der absolute Getriebeverlust kleiner, weil die Zahnflankenreibung wegen der kleineren Zahndrücke ebenfalls kleiner wird, die Ölpanchverluste werden dagegen größer, weil bei kleinerer Getriebebelastung die Beharrungstemperaturen im Getriebeöl, wenn auch nur wenig, so doch niedriger liegen und dessen Viskosität damit etwas höher ist. Das Mehr an Ölpancharbeit gleicht aber das Weniger an Zahnflankenreibung nicht voll aus. Der prozentuale Anteil der Ölpanchverluste am Gesamtverlust im Getriebe wird daher größer, und damit muß auch bei kleinerer Getriebebelastung als der maximalen die Verbesserung des Getriebewirkungsgrades bei Öl mit der Viskosität SAE 80 größer werden.

Beim Schlepperprüffeld Marburg wurden nun Versuche gefahren, die Aufschluß über die mögliche Verbesserung des Getriebewirkungsgrades und die damit erzielbare Kraftstoffersparnis geben sollten.

Zugkraftmessungen

Aus zeitlichen Gründen wurden diese Versuche in den Monaten Februar und März durchgeführt, also zu einer Zeit, in der kein Frost mehr herrschte und auch nicht mit allzu starken Lufttemperaturschwankungen zu rechnen war. Zunächst wurden reine Zugkraftmessungen durchgeführt, wie sie bei den Prüfungen im Rahmen des Marburg-Tests üblich sind [2]. Dazu stand ein 19-PS-Schlepper zur Verfügung, dessen Getriebe mit 5 Vorwärtsgängen und einem Rückwärtsgang ausgerüstet war. Die Versuche wurden im 2. Gang gefahren, der eine Gesamtübersetzung von 63,7 : 1 aufwies; dies entspricht einer Geschwindigkeit von 5,12 km/h bei Nenndrehzahl des Motors und einer Bereifung von 10—28 AS. Die statische Triebachsbelastung war 1167 kg, der Radstand 1730 mm und die Zughakenhöhe 760 mm. Hierbei war eine maximale Zugkraft von 895 kg auf der Betonbahn bei Nenndrehzahl des Motors und Füllung des Getriebes mit Öl der Viskosität SAE 90 möglich. Das Getriebe hatte eine Ölfüllung von 10,8 Liter, die sich wie folgt aufteilte:

Schaltgetriebe einschließlich Mähantrieb	7,5 l
Hinterachsgehäuse einschließlich Riementrieb	3 l
Kegelradgehäuse	0,3 l

Diese Zugkraftmessungen — zunächst mit Getriebeöl SAE 80, dann mit SAE 90 — wurden auf der Betonprüfbahn des Schlepperprüffeldes gefahren. Belastet wurde mit einem Bremswagen, und zwar stufenweise von Null- bis Vollast, wobei der Fahrhebel des Schleppers auf Vollrehzahl eingestellt war. Die Belastung wurde aber nur so weit gesteigert, daß die Nenndrehzahl des Motors nicht unterschritten wurde. Dieser arbeitete also während der Messungen auf der Abregelkurve.

Die Getriebeöltemperatur betrug zu Beginn der Messungen bei dem Öl der Viskosität SAE 80 13° C und am Ende der Messungen nach 3 Stunden 29° C, bei dem Öl der Viskosität SAE 90 waren die Temperaturen 15,5° C und 31° C. Da die Messungen mit dem 90er-Öl unmittelbar anschließend an die mit dem 80er-Öl gefahren wurden, nahm das 90er-Öl etwas Wärme aus dem Getriebegehäuse auf. Daher lagen hier die Temperaturen um ein Geringes höher. Dies wurde aber in Kauf genommen, da für den nächsten Tag sicher nicht mit genau der gleichen Außentemperatur und damit auch nicht mit der gleichen Ölanfangstemperatur gerechnet werden konnte, so daß keine bessere Temperaturgleichheit hätte erzielt werden können.

Die Motoröltemperaturen lagen bei beiden Meßreihen gleich, und waren zu Beginn 29° C und am Ende 40° C. Die Außentemperatur war 7 bis 8° C bei bedecktem Himmel.

Gemessen wurden die jeweils eingestellte Zugkraft und die dazugehörigen Werte für die Fahrgeschwindigkeit, den Reifenschlupf, die Motordrehzahl und den Kraftstoffverbrauch. Aus Zugkraft und Fahrgeschwindigkeit ergab sich dann die Zugleistung.

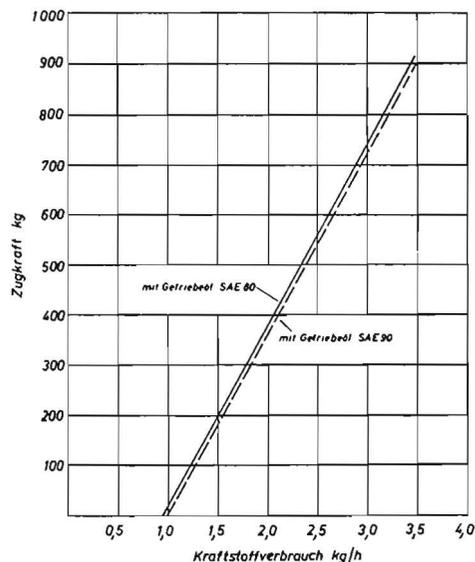


Abb. 3: Zugkräfte eines 19-PS-Ackerschleppers bei Füllung des Getriebes mit Ölen der Viskosität SAE 80 und SAE 90 im 2. Gang, abhängig vom stündlichen Kraftstoffverbrauch

Ergebnisse der Zugkraftmessungen

Das Ergebnis dieser Messungen zeigt Abbildung 3. Hier ist die Zugkraft in Abhängigkeit vom Kraftstoffverbrauch dargestellt. Diese Darstellungsweise wurde gewählt, weil während der Messungen die Motorleistung nicht unmittelbar gemessen werden konnte. Durch sorgfältige Versuchsdurchführung wurde aber dafür gesorgt, daß die äußeren Versuchsbedingungen erhalten blieben; deshalb ist der stündliche Kraftstoffverbrauch ein Maßstab für die aufgewendete Motorleistung, und damit die erzielte Zugkraftverbesserung auch ein Maßstab für die Verbesserung des Getriebewirkungsgrades, denn einerseits ist

$$N_e = \frac{(Z + G) v}{75 \eta_g (1 - \varphi)}$$

worin

- Z = die Zugkraft in kg
- G = das Fahrzeuggewicht in kg
- l = der Rollwiderstandsbeiwert
- v = die Fahrgeschwindigkeit in m/s
- φ = der Triebadschlupf
- N_e = die aufgewendete Motorleistung in PS und
- η_g = der Getriebewirkungsgrad

sind. Andererseits ist

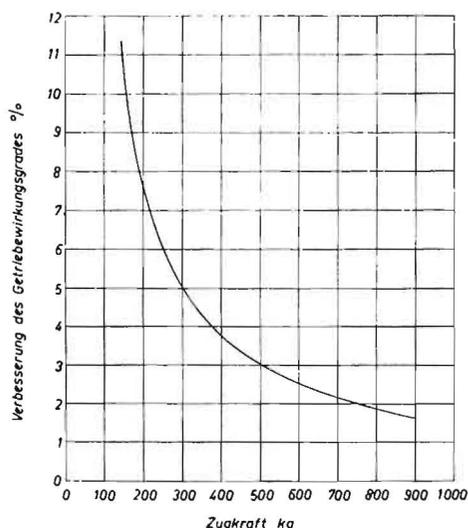


Abb. 4: Verbesserung des Getriebewirkungsgrades eines 19-PS-Ackerschleppers im 2. Gang beim Übergang von Getriebeöl der Viskosität SAE 90 auf SAE 80, abhängig von der Zugkraft

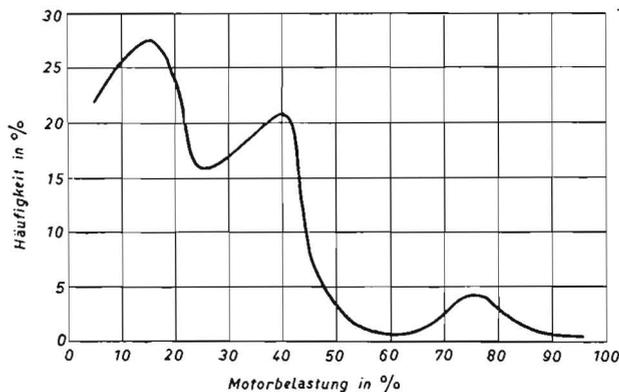


Abb. 5: Häufigkeitsverteilung der Belastung eines Ackerschleppers in einem 25-ha-Betrieb nach Seifert

$$N_e = K B n$$

worin

B = die dem Motor zugeführte Kraftstoffmenge

n = die Drehzahl und

K = eine Konstante, die sich aus mehreren Faktoren zusammensetzt, die aber beim gleichen Motor und gleichbleibenden Versuchsbedingungen unveränderlich sind [3].

Die erzielte Zugkraftverbesserung betrug bei diesem Schlepper durchgehend 15 kg, das heißt bei einer Höchstzugkraft von 895 kg bei vollem Drehmoment des Motors 1,65 %. Da einerseits f für die Fahrbahn nur 20 kg/t beträgt und damit das Produkt $G \cdot f$ vernachlässigbar klein wird, andererseits auch der Wert φ für gleiche Zugkräfte sich nicht ändert, beträgt auch die Verbesserung des Getriebewirkungsgrades 1,65 % bei vollem Drehmoment.

Aus dem Diagramm nach Abbildung 3 ließ sich Abbildung 4, die Verbesserung des Getriebewirkungsgrades in Abhängigkeit von der aufgebrachten Zugkraft errechnen. Diese Zahl von 1,65 % für die Verbesserung des Getriebewirkungsgrades hat allerdings nur theoretischen Wert, da in der landwirtschaftlichen Praxis nur sehr selten das volle Motordrehmoment ausgenutzt wird. Nach Untersuchungen von Seifert [4] liegt die durchschnittliche Jahresbelastung eines Ackerschleppers erheblich niedriger.

Abbildung 5 zeigt die Häufigkeit der Belastungsverteilung. Danach sind drei Belastungen für den Schlepper charakteristisch: 15, 40 und 75 %. Für diese drei Belastungen ergeben sich Wirkungsgradverbesserungen von

11 %	bei 15 % Belastung
4 %	bei 40 % „
2 %	bei 75 % „

Nimmt man an, daß ein Ackerschlepper im bäuerlichen Familienbetrieb im Jahresmittel nur zu etwa 30 % belastet ist, wie dies aus Abbildung 5 hervorgeht und wie es die Kleinschlepper-Vergleichsprüfung der DLG im Jahre 1955/56 ebenfalls gezeigt hat [5], so ergibt sich für den Versuchsschlepper eine Verbesserung des Getriebewirkungsgrades von 5,5 %.

Kraftstoffverbrauchsmessungen

Für den praktischen Landwirt sind aber die Zahlen für die durch diese Wirkungsgradsteigerung mögliche Kraftstoffersparnis interessanter. Auch hierzu wurden Versuche gefahren. Um diese der Wirklichkeit anzunähern, wurden Transportfahrten mit einem Anhänger mit verschiedenen Belastungen auf öffentlichen Straßen durchgeführt. Hierzu stand ein 17-PS-Schlepper zur Verfügung, dessen Getriebe mit 6 Vorwärtsgängen und einem Rückwärtsgang ausgerüstet war. Gefahren wurde — abgesehen von einigen Steigungen oder schwierigen Verkehrslagen — vorzugsweise im 6. Gang, der eine Geschwindigkeit von 17,9 km/h aufwies. Es war eine Rundstrecke von 94 km Länge ausgesucht worden, die nur einige geringe Steigungen hatte. Obwohl der Schlepper im 6. Gang theoretisch einen Anhänger mit einem Gesamtgewicht von 12 t hätte ziehen können, wurde das Anhängergewicht von 6,2 t wegen der Tragfähigkeit des Anhängers

und aus Gründen der Verkehrssicherheit nicht überschritten. Damit war der Motor bei den Fahrversuchen maximal mit 58 % belastet. Fünf verschiedene Belastungsstufen, Anhängergewichte, wurden sowohl mit dem Getriebeöl der Viskosität SAE 80 als auch mit dem der SAE 90 gefahren, wobei jede Belastungsstufe mehrmals (bis zu sechsmal, mindestens jedoch viermal) gemessen wurde. Die Fahrzeit wurde mit Stoppuhr auf eine Minute, der dabei verbrauchte Kraftstoff mit Schaltkolbenzähler auf 20 cm³ genau gemessen. Haltezeiten wurden von der Fahrzeit abgezogen.

Bei den Fahrversuchen herrschten Außentemperaturen von 0 bis + 7° C. Die nach Abschluß jeder einzelnen Fahrt im Getriebe herrschenden Öltemperaturen betragen 21 bis 32° C, je nach Belastung und Außentemperaturen, wobei die Differenz zwischen Getriebeöltemperatur und Außentemperatur mit höher werdender Belastung anstieg. Bei dem Getriebeöl der Viskosität SAE 80 war diese Temperaturzunahme wegen der geringeren Ölpannscharbeit, wie zu erwarten, geringer als bei dem nach SAE 90; dies zeigt Abbildung 6. In Abbildung 7 ist der Temperaturanstieg des Getriebeöles in Abhängigkeit von der Fahrzeit bei zwei verschiedenen Belastungen dargestellt. Die Kurven gelten für das Öl der Viskosität SAE 80. Die Kurve für 58 % Belastung zeigt, daß die bei der überschlägigen Rechnung getroffene Annahme einer mittleren Öltemperatur von 30° C im Getriebe etwa richtig ist. Das Diagramm zeigt auch, daß das Temperaturgleichgewicht um so später eintritt, je höher die Belastung ist.

Da die Fahrversuche auf einer öffentlichen Straße durchgeführt wurden und der Fahrer des Zuges sich den jeweils herrschenden Bedingungen, Verkehrsdichte, Stoppstraßen und so weiter anpassen mußte, streuten die Meßwerte natürlich mehr als bei den vorangegangenen Zugkraftmessungen; trotzdem zeigt die Auswertung, daß die Ergebnisse mit hinreichender Genauigkeit übereinstimmen.

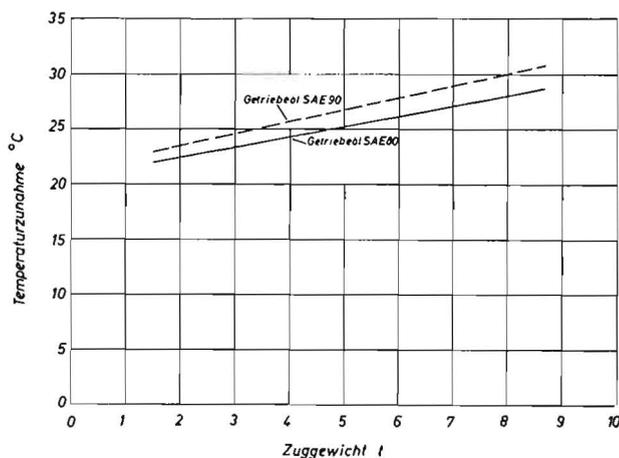


Abb. 6: Temperaturzunahme in Getriebeölen der Viskosität SAE 80 und SAE 90 bei Straßenfahrt, abhängig vom Gesamtgewicht des Schleppers mit Anhänger

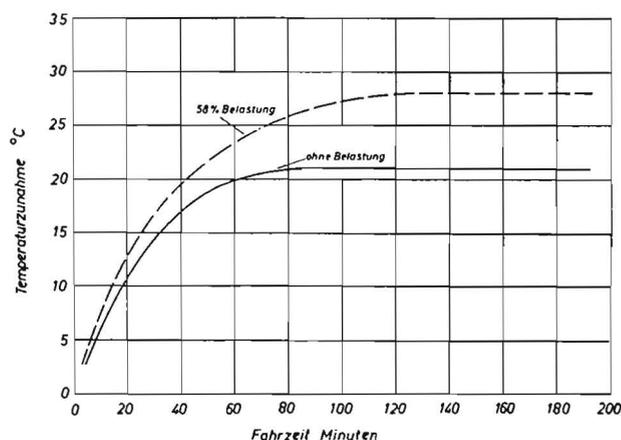


Abb. 7: Temperaturzunahme im Getriebeöl bei der Viskosität SAE 80 bei verschiedener Belastung, abhängig von der Fahrzeit

Ergebnisse der Kraftstoffverbrauchsmessungen

Das Ergebnis dieser Fahrversuche zeigt Abbildung 8. Hier ist der stündliche Kraftstoffverbrauch in Abhängigkeit vom Gesamtgewicht des Zuges dargestellt. Die Kraftstoffersparnis beträgt durchgehend 0,07 Liter oder, auf den stündlichen Kraftstoffverbrauch bei Höchstleistung von 3,6 kg/h bezogen, 1,65 % bei einem spezifischen Gewicht von 0,84 kg/dm³.

Abbildung 9 zeigt die prozentuale Kraftstoffersparnis in Abhängigkeit vom Gesamtgewicht des Zuges. Da der Kraftstoffverbrauch mit abnehmender Belastung nicht auf Null zurückgeht, weil eine nicht unbedeutende Menge zur Überwindung der inneren Reibung im Motor gebraucht wird, verläuft die Kurve für die prozentuale Kraftstoffersparnis etwas anders als die für die Verbesserung des Getriebewirkungsgrades; sie hat aber mit kleiner werdender Belastung ebenfalls ansteigende Tendenz. Für die drei typischen Belastungspunkte nach Abbildung 5 ergeben sich folgende Kraftstoffersparnisse:

3,80 %	bei 15 % Belastung
3 %	bei 40 % „
2,25 %	bei 75 % „

Rechnet man wieder mit einer mittleren Jahresbelastung des Schleppers von 30 %, so ergibt sich eine Kraftstoffersparnis von 3,25 %. Bei 800 Schlepperstunden im Jahr bedeutet dies, daß bei einem 17-PS-Schlepper rund 56 Liter, bei 1200 Schlepperstunden im Jahr 84 Liter und bei einer geschätzten Gesamtlebensdauer des Schleppers von 6000 Stunden insgesamt etwa 400 Liter Kraftstoff eingespart werden können, eine Menge, die immerhin beachtenswert erscheint.

Diese in den beschriebenen Versuchsreihen ermittelten Zahlen sind zwar keine streng zu wertenden, absoluten Zahlen, vielmehr nur Richtwerte, die sich je nach Getriebekonstruktion, verwendeter Ölart und -marke und auch entsprechend den Einsatzbedingungen des Schleppers in gewissen Grenzen ändern können, auch sind die Versuche nicht in allen Getriebegehängen gefahren worden; sie zeigen aber, daß die Verbesserung des Getriebewirkungsgrades und die damit erzielte Kraftstoffersparnis beim Übergang von Getriebeölen mit der Viskosität SAE 90 auf solche der SAE 80 immerhin so groß ist, daß deren Einführung unter diesem Gesichtspunkt von Vorteil ist. Voraussetzung ist allerdings, daß der Unterschied der VKA-Zahlen, die bei 80er-Ölen in der Regel etwas niedriger liegen als bei 90er-Ölen, nicht so groß ist, daß dadurch die Sicherheit des Getriebes gefährdet ist.

Diese Ergebnisse gelten zumindest für die Ackerschlepper der Leistungsklasse von 15 bis 24 PS, die für die Vollmotorisierung der bäuerlichen Familienbetriebe in erster Linie in Frage kommen, und für die die beiden Versuchsschlepper typische Beispiele sind.

Résumé:

Dipl.-Ing. W. Kiene: „Versuche mit Getriebeölen der Viskosität SAE 80 und SAE 90.“

Bis vor wenigen Jahren waren für Kraftfahrzeuggetriebe Schmieröle der Viskositätsstufe SAE 90 allgemein üblich. Neuerdings setzen sich aber Öle mit der niedrigeren Viskosität SAE 80 immer mehr durch. Im Ackerschlepperbau beginnt man dagegen nur zögernd, diese Öle einzuführen. — Der Verfasser berechnet zunächst überschlägig, daß sich der Gesamtwirkungsgrad eines Schleppergetriebes durch Übergang von Getriebeöl SAE 90 auf SAE 80 theoretisch von 92 auf 94 % verbessern müßte, und zwar bei voller Belastung des Getriebes. Dann wurden mit beiden Ölen reine Zugkraftmessungen durchgeführt, wie sie bei den Schlepperprüfungen im Schlepperprüffeld üblich sind. Dabei ergab sich beim Übergang von SAE 90 auf SAE 80 eine Verbesserung des Getriebewirkungsgrades um 1,65 %, wiederum bei vollem Drehmoment. Da jedoch in der landwirtschaftlichen Praxis nur selten das volle Motordrehmoment ausgenutzt wird, folgte eine weitere Versuchsserie mit Transportfahrten mit einem Anhänger unter unterschiedlicher Belastung. Aus den Ergebnissen wurde bei einer mittleren Jahresbelastung des Schleppers von 30 % bei Verwendung von Getriebeöl mit SAE 80 eine Kraftstoffersparnis von 3,25 % gegenüber SAE 90 berechnet; das sind bei 1200 Schlepperstunden im Jahr 84 Liter Kraftstoff.

Dipl. Ing. W. Kiene: "Experiments with Lubricating Oils of Viscosity S.A.E. 80 and S.A.E. 90."

Up to a few years ago lubricating oils having a viscosity equivalent to S.A.E. 90 were in general use for trucks and all types of automotive equipment. Of late, oils having a viscosity equivalent to S.A.E. 80 are coming more and more into general use. Tractor designers, however, appear reluctant to use these oils. The Author opens his article with calculations, the result of which prove that a change of oils from type S.A.E. 90 to type S.A.E. 80 would, in theory, increase the overall efficiency of the transmission under full load from 92 % to 94 %. Some tests were made with both types of oils on tractors on the tractor testing grounds. The results of these tests proved that, at maximum torque, an improvement of 1,65 % in the efficiency of the transmission was obtained. It is only very rarely in actual agricultural practice that the maximum torque available is utilised, and a number of tests were therefore made with a tractor and a trailer with varying loads. It was calculated from the results of these tests that, under the average loading conditions of tractors of approximately 30 %, using oils of type S.A.E. 80 in place of type S.A.E. 90 transmission oils, a saving in fuel of 3,25 % would be obtained. At an annual consumption of 1,200 litres, this represents an annual saving of 84 litres of fuel oil.

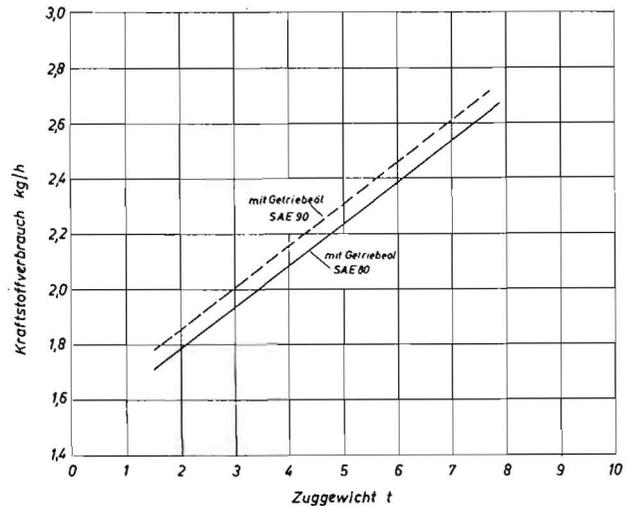


Abb. 8: Kraftstoffverbrauch eines 17-PS-Ackerschleppers bei Straßenfahrt im 6. Gang mit beladenem Anhänger, abhängig vom Gesamtgewicht des Schleppers mit Anhänger, bei Füllung des Getriebes mit Getriebeölen der Viskosität SAE 80 und SAE 90

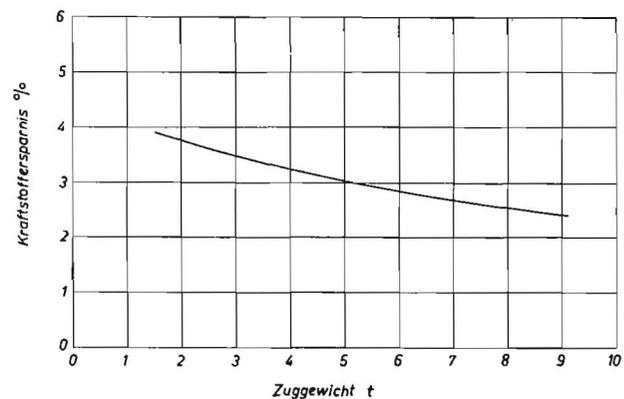


Abb. 9: Kraftstoffersparnis eines Ackerschleppers bei Straßenfahrt mit beladenem Anhänger im 6. Gang bei Übergang von Getriebeöl der Viskosität SAE 90 auf SAE 80

Schrifttum:

- [1] Berichte über die technische Prüfung von Ackerschleppern. Beilagen der Landtechnik seit 1950
- [2] Franke, R.: Einrichtungen für die Prüfung von Ackerschleppern. Landtechnische Forschung 1 (1953) H. 2 S. 33/41
- [3] Kiene, W.: Leistungs- und Verbrauchskennfeld des Ackerschlepper-Dieselmotors. Landtechnische Forschung 5 (1955) H. 2 S. 33/42
- [4] Seifert, A.: Belastung und Kraftstoffverbrauch von Schleppermotoren. In: Berichte über Landtechnik, H. VII d. Wolftrathausen 1950
- [5] Bericht über die DLG-Kleinschlepper-Vergleichsprüfung, Marburg 1956. Unveröffentlichtes Manuskript

Dipl.-Ing. W. Kiene: «Essais avec les huiles de graissage de viscosité SAE 80 et SAE 90.»

Il y a quelques années, on a utilisé partout les huiles de graissage de viscosité SAE 90 dans les véhicules automobiles. Depuis peu, l'emploi des huiles de viscosité inférieure, c'est-à-dire de SAE 80 s'impose de plus en plus. Toutefois, dans le domaine des tracteurs agricoles, ce type d'huile n'est utilisé qu'avec une certaine hésitation. L'auteur arrive par des calculs sommaires à la conclusion que le rendement d'une boîte de vitesses d'un tracteur sous pleine charge peut être amené de 92 à 94% par l'emploi d'huile de graissage de SAE 80 au lieu d'huile de SAE 90. De plus, on a entrepris avec les deux types d'huile des mesures de l'effort de traction comme elles sont effectuées couramment dans les essais de tracteurs sur les terrains d'essai. On a constaté que le rendement de la boîte de vitesses à pleine charge a pu être amélioré de 1,65% en utilisant l'huile de SAE 80 à la place de l'huile SAE 90. Etant donné que les travaux agricoles n'exigent que rarement que le tracteur tourne au couple maximum, on a exécuté une autre série d'essais consistant en des transports avec une remorque et en variant la charge. Des résultats on a déduit que l'emploi de l'huile de SAE 80 à la place de l'huile de SAE 90 permet une économie de combustible de 3,25%, ceci en admettant une charge annuelle moyenne de 30%. L'économie s'élève à 84 litres de combustible si le tracteur est utilisé 1200 heures par an.

Ing. dipl. W. Kiene: «Ensayos con aceites para engranajes, con viscosidad SAE 80 y SAE 90.»

Hasta hace pocos años el empleo de aceites con viscosidad SAE 90 en el engranaje de automóviles ha sido corriente. Últimamente los aceites con viscosidad más baja de SAE 80 tienen cada vez más aceptación, mientras que en los tractores agrícolas se duda todavía en emplearlos. El autor empieza estableciendo un cálculo aproximado que lo lleva al resultado de que en teoría el efecto útil total de un engranaje de tractor agrícola subiría del 92 al 94%, empleándose un aceite SAE 80 en vez de SAE 90, y esto con plena carga en el engranaje. Se hicieron entonces mediciones puramente del esfuerzo de tracción con ambos aceites, en la forma que suelen hacerse en las pruebas de tractores en el campo de ensayos, con el resultado de que con el paso del aceite SAE 90 al aceite SAE 80 el esfuerzo de tracción aumentó en un 1,65%, también con todo el momento de giro. Pero como en la práctica agrícola raras veces se aprovecha el momento de giro total, se hizo otra serie de ensayos con un vehículo de remolque con diferentes cargas. Fundándose en los resultados y tomando por base una carga media anual del tractor de 30%, se ha calculado un ahorro de carburante del 3,25% con aceite SAE 80, en comparación con SAE 90. Calculándose con 1200 horas de trabajo anual, el ahorro sería de 84 litros de carburante anuales.

Obering. F. Kliefoth:

Die Vergleichbarkeit der Meßergebnisse verschiedener Prüfinstitute

Schlepper-Prüffeld des KTL, Darmstadt

Die Prüfung von Ackerschleppern erfolgt in den jeweiligen Instituten der verschiedenen Länder nach festgelegten Prüfregeln [1], die in der großen Linie wohl ähnlich gehalten sind, in Einzelheiten aber doch voneinander abweichen, so daß ein unmittelbarer Vergleich der zahlenmäßigen Ergebnisse aus verschiedenen Ländern nicht möglich ist. Ihre Gleichwertigkeit kann nur durch Rechnungen, welche Erfahrungen voraussetzen, festgestellt werden [2].

Die Organisation für europäische wirtschaftliche Zusammenarbeit (OEEC) ist seit einigen Jahren bestrebt, einheitliche Prüfregeln zu schaffen, nach denen die Institute der Mitgliedstaaten messen sollen [3, 4, 5]. Um die Gleichwertigkeit der Versuchsbedingungen und der Versuchsdurchführungen in den verschiedenen Instituten zu überprüfen, ließ die OEEC im Jahre 1955 nach den vorgesehenen Prüfregeln einen großangelegten Vergleichsversuch durchführen, an dem die Prüfstellen von fünf Ländern teilnahmen. Die Messungen wurden an acht Schleppertypen mit jeweils zwei verschiedenen Exemplaren durchgeführt [6]. Trotz des umfangreichen Zahlenmaterials, welches diese 16 Prüfungen erbrachten, waren die Ergebnisse nicht befriedigend. Durch die Unterschiedlichkeit in der Einstellung der Maschinen gleichen Typs bei der Fertigung, die Verschiedenheit des Einlaufzustandes, durch unterschiedliche Auffassungen bei der Durchführung der Messungen, zum Beispiel hinsichtlich des Warmlaufens, war eine einwandfreie Bestätigung der Gleichwertigkeit der Ergebnisse nicht zu finden. Eine solche konnte auch auf rechnerischem Wege nicht gefunden werden, da hierfür die einzig sichere Grundlage, die Ermittlung der Motorencharakteristik, fehlte, weil die Messungen der Motorenleistung in den Regeln nicht vorgesehen ist. An diese Stelle tritt die Bestimmung der Riemenleistung, deren Wert für eine Vergleichsrechnung jedoch mit einem unbestimmten Wirkungsgrad behaftet ist und somit keinen einwandfreien Ausgangspunkt gibt.

Um eine Klärung herbeizuführen, wurden 1957 weitere Versuche, jedoch auf anderer Grundlage und in zwei Richtungen durchgeführt. Eine Gruppe von Instituten hatte die Aufgabe, den Einfluß der Einstellungstoleranzen des gleichen Schleppertyps zu untersuchen. An diesen Arbeiten nahm das Schlepper-Prüffeld Marburg nicht teil. Die andere Gruppe, welche aus den Instituten der Länder Österreich, Schweiz, Schweden und Deutschland gebildet wurde, führte an demselben Schlepper, welcher also von einem Institut zum nächsten wanderte, gleiche Messungen durch. Es wurden ermittelt die Motorleistung, die Riemenleistung und, sofern das jeweilige Institut hierfür eingerichtet war, die Leistung an der Riemenscheibenwelle und an der Zapfwelle, ferner die Zugleistung auf Betonfahrbahn mit zwei Triebachsbelastungen.

Für die Versuche wurde von der OEEC ein Hanomag-Schlepper R 12 ausgewählt, den die Hanomag-Hannover hier-

für in großzügiger Weise zur Verfügung stellte, und für welchen sie auch die Betreuung während der Transporte zwischen den Instituten weitgehend übernahm.

Über die Ergebnisse dieser Messungen und über die Folgerungen daraus, welche wohl über den Rahmen dieser Aufgabe hinaus interessant sein dürften, soll hier berichtet werden.

Die Arbeiten begannen bereits im Herstellerwerk mit dem sorgfältigen Einfahren der ganzen Maschine, der Aufnahme der Motor- und der Riemenleistung. Der Schlepper ging dann zum Schlepper-Prüffeld Marburg, von dort nach Österreich, in die Schweiz und nach Schweden und kehrte schließlich nach Marburg zu Abschlußmessungen zurück. Es ist wichtig, den zeitlichen Ablauf der Versuche, der sich in den Tabellen stets wiederfindet, hier festzuhalten.

Die Messungen auf festen Prüfständen

Die Auswertung der Ergebnisse zeigte, daß im Verlauf der Messungen eine gewisse Veränderung in der Einstellung des Reglers eingetreten oder eine Unstabilität in der Endstellung des Reglerhebels vorhanden sein muß. Die hierdurch auftretende Wanderung des Höchstleistungspunktes zunächst zu einer höheren, über der Nennzahl von 2200 U/min liegenden Drehzahl hin, und gegen Ende der Messung stark wechselnd, ist als solche praktisch bedeutungslos, führt aber leicht zu falschen Schlüssen, wenn sie bei dem Vergleich vernachlässigt wird. Die Ursache hierfür konnte nach Abschluß aller Versuche und nach Rückkehr des Schleppers zum Herstellerwerk einwandfrei geklärt werden: Die Halterung der Anschlagschraube für den Reglervorstellhebel kann bei starker Anspannung des Hebels federnd nachgeben, so daß keine absolute Begrenzung vorhanden war. Darüber hinaus war die Halterung um etwa 0,2 mm verbogen, wodurch die Begrenzung der Einstellung höher geworden ist. Diese Art der Halterung ist inzwischen bereits zugunsten einer starren verlassen worden. Um dennoch einen Vergleich zu ermöglichen, sind in den Tabellen neben der Maximalleistung auch noch die maximale Leistung bei der Nennzahl von 2200 U/min und die Dauerleistung über zwei Stunden aufgenommen worden, wobei die beiden ersteren den jeweiligen Kurvendarstellungen entnommen wurden.

Die Motorleistung (Abb. 1 und Tab. 1)

Die gemessenen Maximalleistungen zeigen so lange eine recht gute Übereinstimmung, als sich die Änderung der Drehzahlleistung in geringen Grenzen hält. Die Werte der Höchstleistung bei 2200 U/min lassen zunächst eine fallende Tendenz erkennen. Es muß aber beachtet werden, daß auch der stündliche Kraftstoffverbrauch etwas zurückgegangen ist. Da diese Werte infolge der Verschiebung des Abregelpunktes der Kraftstoffpumpe bereits in dem Vollastgebiet