

die auf dem Kraftstoffverbrauch beruht, ist es jedoch entscheidend, welcher Einstellungszustand beim Motor besteht.

Wird von der Darstellung des Schlepperwirkungsgrades, der sich als Hüllkurve der Schlepperausnutzungsgrade verschiedener Fahrgeschwindigkeiten nach Bild 2 ergibt, ausgegangen, so ist nach den im Bild 1 gezeigten Einsatzgrenzkurven der Bereich des optimalen Schleppereinsatzes unterhalb der vollen Motorauslastung darzustellen (Bild 3). Hiernach sind die Schlepperwirkungsgrade zugkraftabhängige und geschwindigkeitsunabhängige Geraden, die sich um den maximalen Wert von 0,613 bei zu- und abnehmender Zugkraft scheideln. Die Schlepperausnutzungsgrade sind Hyperbeln (Teillasthyperbeln von 20 PS N_e), die an der Grenzkurve den Verlauf der Wirkungsgrade naturgemäß schneiden.

Aus dieser Darstellung ist der energetisch günstigste Einsatz eines Schleppers zu kennzeichnen. Bei geringerer Zugkraftabforderung ist angesichts eines guten Ausnutzungsgrades eine hohe Arbeitsgeschwindigkeit und bei geringerer Arbeitsgeschwindigkeit (bedingt durch das Arbeitsverfahren) angesichts eines guten Wirkungsgrades eine größere Zugkraftforderung (Gerätekopplung) anzustreben. Radschlepper größerer Leistung (30 bis 60 PS) mit einer Auslegung entsprechend ihrem Haupteinsatz als Zugschlepper weisen eine opti-

male energetische Ausnutzung bei Fahrgeschwindigkeiten von 6 bis 13 km/h auf, d. h., ihr künftiger Einsatz sollte unter diesen Gesichtspunkten bei wesentlich größeren Arbeitsgeschwindigkeiten erfolgen. Unterstützt wird diese Auffassung noch durch Messungen auf schlechteren Fahrbahnen (schlechter im Sinne der Grenzkurven, jedoch üblich im Sinne des landwirtschaftlichen Einsatzes), wonach dem optimalen Einsatzbereich der Schlepper noch größere Arbeitsgeschwindigkeiten zuzuordnen sind. Im praktischen Einsatz bedeutet dies, die Fahr- bzw. Arbeitsgeschwindigkeiten in dem Maße zu erhöhen, wie die Abstützeigenschaften für die Umfangskraft auf der Fahrbahn abnehmen. Die Wirkungs- und Ausnutzungsgradverläufe im Teillastgebiet (Bild 3) sind gleichermaßen von den Eigenschaften der Umfangskraftabstützung abhängig und verschieben sich in jedem Falle in Zuordnung zum max. Wirkungsgrad der Grenzkurve zu höheren Geschwindigkeiten.

Die auf diese Weise ermittelten Fahr- bzw. Arbeitsgeschwindigkeiten bedeuten bei entsprechender Anpassung der Geräte gegenüber den bisherigen Arbeitsgeschwindigkeiten eine wesentliche Steigerung der Arbeitsproduktivität für diejenigen Arbeitsverrichtungen, die vom Verfahren her diese Geschwindigkeitserhöhung zulassen.

A 4230



Ing. H. KREYE, VEB Schlepperwerk Nordhausen

Tunnelkonstruktion, eine Möglichkeit des Leichtbaues im Schleppermotorenbau

Eine Hauptrichtung der Entwicklungstendenzen im modernen Schlepperbau ist der Leichtbau, d. h. man versucht, die Schlepper mit möglichst geringer Eigenmasse herzustellen. Die anzustrebende geringere Masse der Konstruktion ist notwendig, um Struktur-schäden beim Befahren des Ackerbodens durch den Schlepper zu vermeiden bzw. in tragbaren Grenzen zu halten. Die beim Vergleich von Schleppern bezüglich des Leichtbaues eingebürgerte Kennziffer ist die Leistungsmasse. Diese Leistungsmasse des Schleppers kann indirekt durch Erhöhung der Motorleistung bei gleicher Masse des Schleppers bzw. direkt durch Verringerung der Masse des Schleppers bei gleicher Motorleistung günstig beeinflusst werden. Die Forderung nach Leichtbau eines Schleppers geht auch den Motorenkonstrukteur an, er muß also die Motoren, die im Schlepper verwendet werden sollen, möglichst leicht bauen.

Die Möglichkeiten, die versucht wurden, um die Leistungsmasse der Motoren zu verringern, liegen bisher in der Hauptsache in einer Leistungssteigerung der Motoren bei gleicher Masse. Das vorzüglichste Mittel für den Konstrukteur bei gleicher Masse des Motors die Leistung zu steigern, ist das Heraufsetzen der Drehzahl.

Wurde vor Jahren als maximale Drehzahl für den Schleppermotor 1500 U/min^{-1} als oberste Grenze angesehen, so haben sich diese Grenzen in der heutigen Entwicklungsperspektive weit nach oben verschoben. Motorendrehzahlen bis 2000 min^{-1} für übliche Radschlepper und bis 2500 min^{-1} für Sonderschlepper, wie z. B. Geräteträger, gelten heute als übliche obere Grenze. Der Leistungserhöhung durch Drehzahlsteigerung, wodurch bei konstantem Drehmoment die Masse des Motors im wesentlichen gleich bleibt, sind aber durch die notwendige Lebensdauer, die gerade bei Schleppermotoren eine ausschlaggebende Rolle spielt, Grenzen gesetzt. Man

darf also heute nicht nur auf indirektem Wege versuchen, eine geringe Leistungsmasse zu bekommen, sondern muß auch den direkten Weg durch effektive Verringerung des Motorengewichtes beschreiten. Dieser Weg ist im Schleppermotorenbau deshalb nicht ganz einfach, weil der Motor als tragendes Element in der Blockbauweise eine entsprechende Steifigkeit mitbringen muß, um dem Fahrwerk des Schleppers im Hinblick auf seinen robusten Einsatz die notwendige Sicherheit zu verleihen. Verzichtet man auf die selbsttragende Bauweise, dann könnte die Gehäusekonstruktion leichter gehalten werden, wodurch sich die Leistungsmasse verringerte. Hier ergibt sich aber insofern ein Trugschluß, als man für diesen an sich leichteren Motor einen Halbrahmen benötigt, der zur Motormasse hinzugerechnet werden muß, um die eigentlich vergleichbare Leistungsmasse zu bekommen. Ein Weg zum leichteren Motor ist die Verwendung anderer Materialien anstelle des bisher üblichen Graugusses. Unter den Werkstoffen, die heute zur Verfügung stehen, bieten sich Aluminium-Guß-Legierungen besonders an.

Kurbelgehäuse in Tunnelkonstruktion

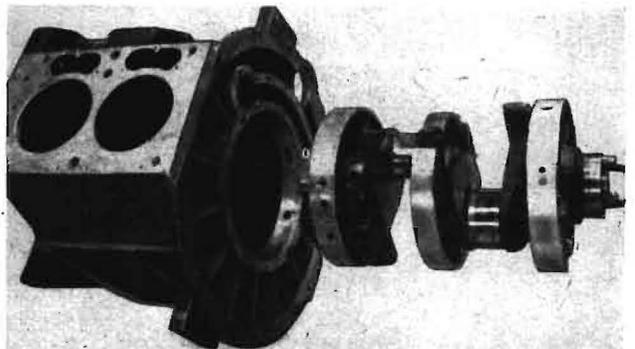
Bei Verwendung einer Aluminium-Guß-Legierung sind die besonderen Eigenschaften dieses Werkstoffes in der Konstruktion zu berücksichtigen. Eine Möglichkeit hierzu bietet die sogenannte Tunnelkonstruktion. Sie weist im besonderen die notwendige innere Steifigkeit auf, wie sie ein Motorengehäuse in selbsttragender Bauweise für einen Blockschlepper braucht.

In der Abt. Forschung und Entwicklung des VEB Schlepperwerk Nordhausen wurde eine solche Tunnelkonstruktion für den Motor 2 KVD 14,5 (EM 2-15) entwickelt, dessen besondere Merkmale anschließend beschrieben werden sollen.



Bild 1. Das neue Gehäuse in Tunnelkonstruktion

Bild 2. Die Kurbelwelle wird von der Schwingscheibenseite her eingeführt ▶



Verwendeter Werkstoff

Für die Tunnelkonstruktion des Motorengehäuses wurde eine Aluminium-Guß-Legierung GAL Si 5 Cu 1 verwendet. Tabelle 1 zeigt eine Gegenüberstellung der physikalischen Werte des verwendeten Aluminiumguß-Werkstoffes zu dem bisher verwendeten Werkstoff GG 26:

Tabelle 1

	GAL Si 5 Cu 1	GG 26
Dichte	2,7 kg/dm ³	≈ 7,8 kg/dm ³
Wärmeleitfähigkeit	140 $\frac{\text{kcal}}{\text{m grd h}}$	50 $\frac{\text{kcal}}{\text{m grd h}}$
Lineare Ausdehnung (20 bis 100 grd)	22 · 10 ⁻⁶ $\frac{\text{cm}}{\text{cm grd}}$	10,4 · 10 ⁻⁶ $\frac{\text{cm}}{\text{cm grd}}$
Bruchfestigkeit	19 $\frac{\text{kp}}{\text{mm}^2}$	24 $\frac{\text{kp}}{\text{mm}^2}$

In der Gegenüberstellung der in der Tabelle enthaltenen Werte zeigen sich besonders die spezifischen Eigenschaften des verwendeten Aluminiumguß-Werkstoffes. Vor allem ist es die geringe Dichte von 2,7 kg/dm³, die zur Masseinsparung führt. Als besonders günstig bietet sich beim Aluminiumguß-Werkstoff auch die relativ gute Wärmeleitfähigkeit an, wodurch die beim Grauguß notwendige großvolumige Ölwanne wegfällt kann und trotzdem die Temperaturbelastung des Motorenöls in tragbaren Grenzen bleibt. Die beim Aluminiumguß-Werkstoff etwa doppelt so hohe lineare Ausdehnung (gegenüber dem Grauguß) muß bei der Konstruktion entsprechende Berücksichtigung finden. Die geringeren Festigkeitswerte des Aluminiumgusses ausgleichen zu können, erweist sich die geschlossene Bauform der Tunnelkonstruktion als besonders zweckmäßig.

Beschreibung der ausgeführten Tunnelkonstruktion

Das Gehäuse ist geschlossen aufgebaut. Die Trennfläche im geteilten Gehäuse, entsprechend der bisher üblichen Konstruktion in Grauguß, entfällt (Bild 1). Die Kurbelwelle wird mit ihren Lagerbuchsen von der Schwungscheibenseite her durch Einstecken in das Kurbelgehäuse eingeführt (Bild 2). Vorgesehene Arretierschrauben sichern die Lagerschilder gegen Verdrehung. Vom Kurbelwellenrad wird die Ölpumpe angetrieben. Sie ist in das Lagerschild harmonisch eingebaut. Die Ölzuführung zu den einzelnen Lagerstellen erfolgt sowohl

durch eingegossene Ölkanäle im Gehäuse als auch durch ein vorgesehene Verbindungsrohr. Eine entsprechend den auftretenden Kräften vorgesehene Verrippung gibt dem Gehäuse seine besondere Steifigkeit. Das an der Seite vorgesehene relativ große Fenster sorgt für eine leichte Zugänglichkeit zu den Pleuelschrauben, was die Demontage von Kolben und Pleuelstange außerordentlich erleichtert. Die Pleuelschrauben brauchen nicht mehr wie bisher von unten nach Abnehmen der Ölwanne gelöst zu werden, sondern sind von der Seite leicht zugänglich. Das ist im Schlepperbau besonders vorteilhaft, weil hier der seitliche Zugang zum Gehäuse immer gewährleistet ist. Die bisher übliche Konstruktion des Kurbelgehäuses wiegt ohne Kurbelwelle, einschließlich Ölwanne, 100 kg. Beim neuen Gehäuse der Tunnelkonstruktion in Aluminiumausführung mit 49 kg ergibt sich eine Masseinsparung von 51 kg.

Der in der Entwicklung befindliche Motor mit Tunnelgehäuse wiegt 328 kg. Entsprechend den Leistungsdaten, Drehzahl 2000 min⁻¹, Leistung 46 PS erhält man eine Leistungsmasse von 7,12 kg/PS. Stellt man die Daten des bisherigen Motors, Leistungsmasse 8,5 kg/PS bei einer Masse von 396 kg gegenüber, so erhält man eine Verringerung der Leistungsmasse von ≈ 17%.

Bei Verwendung von Aluminiumwerkstoffen ist einigen besonderen Eigenheiten dieses Werkstoffes Rechnung zu tragen. So müssen die angegossenen Augen für die Aufnahme von Schrauben entsprechend gestaltet werden, um der längeren Einschraubtiefe zu genügen. Ferner sind die eingesetzten Schrauben entsprechend zu behandeln, um eine Kontaktbildung, die starke Korrosionen verursachen kann, zu vermeiden.

Für eine Serienherstellung ergeben sich wichtige technologische Veränderungen, die in der Hauptsache in der Lagerung des rohen Gußstückes sowie in der Bearbeitung bestehen.

Zusammenfassung

An der Entwicklung eines Kurbelgehäuses in Tunnelkonstruktion für den Motor 2 KVD 14,5 wurde gezeigt, daß eine direkte Masseverringerung des Motors durch Anwendung neuer Konstruktionsmerkmale und anderer Werkstoffe möglich ist.

Literatur

Aluminium-Taschenbuch. Aluminium-Zentrale e.V., Aluminium-Verlag G.m.b.H., Düsseldorf.

A 4268



Ing. K.-J. SCHULZE, KDT, VEB Schlepperwerk Nordhausen.

Luftgefederte Vorderachse im Traktorenbau?

Ein Schlepper mit Masse G bewegt sich mit einer Fahrgeschwindigkeit v im Gelände. Dabei treten in allen schwingungsfähigen Teilen freie oder erzwungene Beschleunigungen auf. Durch die Kopplung einzelner Schwingungssysteme wird auch der Schleppersitz zu Schwingungsausschlägen angeregt, die den Schlepperfahrer oft in unangenehmem Ausmaß belästigen. Ein Prinzip unserer sozialistischen Gesellschaftsordnung ist die Sorge um den werktätigen Menschen, deshalb muß auch alles getan werden, um die Arbeit unserer Traktoristen zu erleichtern.

Eine der modernsten Federungsarten ist die Luftfederung. Es soll nun hier erörtert werden, ob sich die Luftfederung an einem Traktor mit ungefederter Hinterachse sinnvoll an der vorderen Pendelachse einsetzen läßt. Gleichzeitig wird die Untersuchung auf andere Federungssysteme ausgedehnt und ein Vorschlag für eine fortschrittliche Schleppervorderachse gegeben.

1 Rechnerische Grundlagen für die Gestaltung der Schlepperfederung

Die Vorderachsfederung eines luftbereiften Ackerschleppers mit ungefederter Hinterachse ist umstritten [1] [2]. Die Vorderachsfederung ist von Vorteil, wenn dadurch die schwingungstechnischen Eigenschaften des Schleppers verbessert werden. Durch ein Ersatzschema lassen sich die Schwingungsvorgänge am Schlepper vereinfachen und rechnerisch erfassen. Bei dem im Bild 1 dargestellten Grundschema ist das gekoppelte System der Sitzschwingungen nicht berücksichtigt. Gleichzeitig können die geschwindigkeitsabhängigen Dämpfungswerte nicht erfaßt werden.

Das gezeichnete System kann beim Überfahren von Hindernissen Hub- und Nickschwingungen auslösen, wobei sich letztere besonders auf den Schlepperfahrer unangenehm auswirken, da sie den Sitz zu Schwingungen anregen. Um dies zu vermeiden, trachtet man danach, die Eigenfrequenzen des gekoppelten Systems der Vorderachse weit auseinanderzulegen, damit von der Vorderachse keine zusätzlichen Nickschwingungen durch Resonanzüberlagerung eingeleitet werden.

Nach HAACK [1] gelten für die Grundschwingungen folgende Beziehungen:

$$\omega^2 = \frac{c_{res}}{m_v} \quad \text{hierin} \quad m_v = \frac{G_v}{g} \quad \begin{matrix} (G_v \text{ Vorderachsbelastung}) \\ (c_{res} \text{ result. Vorderachsfederzahl}) \end{matrix}$$

$$c_{res} = \frac{c_1 \cdot c_2}{c_1 + c_2} \quad (g \text{ Erdbeschleunigung})$$

Um reine Hubschwingungen zu erhalten, wird symmetrische Federung gefordert, d. h. das Moment der Vorderachsfederung bezogen auf den Schwerpunkt ist gleich dem Moment der Hinterachsfederung.

$$c_{res} \cdot \Delta x \cdot l_1 = c_3 \cdot \Delta x \cdot l_2$$

und

$$\frac{c_1 \cdot c_2}{c_1 + c_2} \cdot l_1 = c_3 \cdot l_2$$

Hieraus ergibt sich die zu fordernde Federzahl c_2 der Vorderachsfederung zu:

$$c_2 = \frac{c_1 \cdot c_3}{c_1(\lambda - 1) - c_3} \quad \text{hierin} \quad \lambda = \frac{l}{l_2}$$