

Zur Schwungradbemessung bei Ackerschleppern

Institut für Schlepperforschung, Braunschweig-Völkenrode

Bei Ackerschleppern findet man schon bei rein gefühlsmäßiger Beurteilung des Fahrverhaltens erhebliche „Temperament“-Unterschiede, denen die Fahrweise angepaßt werden muß. Diese lassen sich auf die verschiedenen Schwungradgrößen der Schleppermotoren zurückführen. Bisher scheint man sich meistens damit begnügt zu haben, die durch den jeweiligen Motor bestimmte Schwungradgröße als gegeben hinzunehmen [1; 2; 3]. Hinsichtlich der Auswirkungen auf die Fahreigenschaften wurde stattdessen ein Drehmomentanstieg des Motors bei fallender Drehzahl als primär wichtig betont.

Diese Situation führte, von einer Aufgliederung möglicher Bemessungsgründe für das Schwungrad ausgehend, zu einer Analyse seines Einflusses auf das Fahrverhalten. Diese Untersuchungen wurden zu einem generellen fahrzeugtechnischen Überblick [4] sowie zu der folgenden speziellen Betrachtung zusammengefaßt.

Gründe für die Schwungradbemessung

Bekanntlich wirken sich Massenträgheiten nur bei Änderungen des Bewegungszustandes aus; beim Beschleunigen wird Arbeit gespeichert und beim Verzögern wieder abgegeben. Daher sind zur Analyse der möglichen Bemessungsgründe für die Motorschwungrmassen eines Ackerschleppers entsprechende, mit Drehzahländerungen verbundene Arbeits- und Fahrzustände zu untersuchen. Aus deren Vielgestaltigkeit und den jeweils auch recht verschiedenen Anforderungen an die Arbeitsspeicherung ergeben sich motortechnische und fahrmechanische, zum Teil aber auch psychologische Bemessungsgründe. Diese erfordern, wie noch zu zeigen ist, einen Kompromiß: geringe Trägheit zwecks hinreichend großer „Leerlaufbeschleunigung“ (Winkelbeschleunigung des Motors ohne Leistungsabgabe nach außen) und größere Trägheit für genügendes „Durchzugvermögen“ zum Ausgleich vorübergehender Lastspitzen, zum Teil auch für den Massenausgleich. Mit der Trägheit verlängern sich aber auch die Zeiten für das Aufholen der Drehzahl nach Rückgang der Belastung auf oder unter den Mittelwert. Daraus ergibt sich das auch für den Nichttechniker anschauliche „Temperament“ des Fahrzeuges.

Bemessung nach dem Motor

Die bekannten Verfahren zur Schwungradberechnung [5] gehen davon aus, daß der Ungleichförmigkeitsgrad δ_m der Drehzahl des Motors unter eine gewisse, als Erfahrungswert bekannte Grenze (z. B. $\delta_m = 0,01$) zu senken ist. Belastungsschwankungen oder im Abtrieb befindliche Massen und dergleichen werden nur in Sonderfällen berücksichtigt.

Für die hier interessierenden Vergleiche genügt die angenäherte Bestimmung des „Schwungmoments“ GD^2 (in m^2kg) nach DUBBEL [6]:

$$GD^2 = C_0 \cdot \frac{N_{v_0}}{\delta_m \cdot n_{v_0}^3} \quad (1)$$

(N_{v_0} = Leistung, n_{v_0} = Drehzahl, bei Vollast des Motors an der oberen Drehzahlgrenze).

Die hierzu gegebenen Anhaltswerte [6] für $C_0 \cdot 10^{-6}$ reichen von 51 für Einzylinder-Viertakt-Dieselmotoren bis auf 2,7 für Vierzylinder-Viertaktmotoren herab. Abschätzungen der bei Ackerschlepperdieselmotoren vorhandenen Schwungrmassen ergaben meistens befriedigende Übereinstimmung mit den nach der vorstehenden Überschlagsrechnung mit $\delta_m = 0,01$ bis 0,015 zu erwartenden Werten. Grundsätzliche Abweichungen waren nicht festzustellen. Vereinzelt war jedoch eine etwas reichlichere Bemessung zu finden, die bei Drei- und Vierzylindermotoren vielleicht schon eine Besserung der Fahreigenschaften, bei Ein- und Zweizylinder-Viertaktmotoren jedoch nur ein Erleichtern des Durchdrehens über den Verdichtungshub beim Anlassen des Motors bezwecken mochte. Vielleicht ist eine etwas größere Gleichförmigkeit bei stark herabgesetzter Drehzahl beabsichtigt.

Die Schwungradbemessung richtet sich demnach bisher fast ausschließlich nach dem Ungleichförmigkeitsgrad des Motors. Damit

sind die heute bei Ackerschleppern vorzufindenden großen Unterschiede erklärt, die, auf gleiche Leistung und Drehzahl bezogen, eine Zehnerpotenz weit überschreiten können.

Einfluß des Schleppertriebwerkes

Ackerschlepper wurden bisher vorwiegend mit Schubrad-Schaltgetrieben ausgestattet. Diese sind im Aufbau am einfachsten, lassen sich aber relativ schwer schalten und sind empfindlich gegen Schaltfehler. Bei ihnen steht hinsichtlich der Schwungradbemessung dem Wunsch nach gutem „Durchzugvermögen“ zum Vermeiden des Gangwechsels bei vorübergehenden Lastspitzen der nach „Schalterleichterung“ durch schnelle Motordrehzahländerungen im Leerlauf entgegen.

Nähere Betrachtung zeigt jedoch, daß man die Bedeutung hoher Leerlaufbeschleunigung hierbei leicht überschätzt. So bleibt zum Beispiel bei schwerem Zug der Schlepper auf dem Acker im Augenblick des Auskuppelns fast ruckartig stehen; Zurückschalten ohne Anhalten ist unmöglich. Im Vorgewende, beim Rangieren oder beim Laderbetrieb gestatten schnelle Drehzahländerungen des Motors zwar eine etwas bequemere Fahrweise, haben aber wesentlich weniger Bedeutung als andere Faktoren, wie zum Beispiel günstig liegende Gangstufen und Schalthebelstellungen, ausreichend schnelle Lader- oder Kraftheberbewegungen durch genügend groß bemessene und vom Motor direkt angetriebene Ölpumpe, hinreichende „Schwungradreserve“ für das Anfahren, verschleißfeste Kupplung. Damit bleibt die Möglichkeit des Zurückschaltens von Schleppern mit normalen Schaltgetrieben bei Transporten, zum Beispiel an Steigungen, noch die schärfste Bedingung für die Leerlaufbeschleunigung. Beobachtungen zeigten hierzu, daß es aber im allgemeinen noch genügt, in 2 bis 2½ sec die Motordrehzahl von 70 bis 75% auf die Höchstdrehzahl bringen zu können. Schnellere Drehzahländerungen sind zwar angenehm, aber nur selten zum „glatten Weiterkommen“ erforderlich.

Die Leerlaufbeschleunigung wird aber praktisch gegenstandslos, sofern man die Übersetzung mühe- und gefahrlos ändern kann. Die „Klauen“- oder „Stift-Schaltungen“, die an Verbreitung gewinnen, vertragen schon meist anstandslos ein ab und zu vorkommendes „Einreißen“ eines Ganges nach dem Auskuppeln. Schrittmacher der Entwicklung sind jedoch kraftschlüssig-schaltbare Getriebe, wie neuerdings in den USA ausgeführt [7], oder stufenlos regelbare Leistungsübertragungen [8].

Die bei Straßenfahrzeugen schon recht verbreiteten hydrokinetischen Wandler-Getriebe wären in Ackerschleppern nur für Zugarbeiten brauchbar [8], erfordern andererseits schnelle Änderungen der Motordrehzahl [1] zum Anpassen der Fahrgeschwindigkeit an die Belastung.

Mechanisch- oder hydrostatisch-stufenlose Getriebe haben dagegen ein jeweils festes Übersetzungsverhältnis, das durch Steuerung oder Regelung variiert werden kann. Die Übersetzungsanpassung darf aber um so träger und langsamer sein [9], je mehr Schwungradenergie zum Ausgleich „kurzweiliger“ Lastschwankungen verfügbar ist.

Zum „Temperament“ von Fahrer und Schlepper

Man braucht sich nur gewisse Extremfälle, zum Beispiel einen Schlepper mit äußerst knapp bemessenem Schwungrad und einen sehr ruhigen und bedächtigen Fahrer, vorzustellen, um einzusehen, daß auch psychologische Bemessungsgründe für das Schwungrad vorliegen können.

So ist mit sehr knapper Bemessung bei einer Überlastung schon eine recht schnelle Drehzahlverringern verbunden, die dem Fahrer nicht genug Zeit zum Handeln läßt. Ungeschicktes Einkuppeln führt zu fast plötzlichem Abwürgen. Die ständigen kleineren Lastschwankungen haben bekanntlich ein dauerndes „Sägen“ des Motors zur Folge, wenn man ihn seiner Leistung entsprechend belasten will. Überraschendes Abwürgen ist dann ebenfalls möglich.

Bei sehr reichlicher Schwungradbemessung wird es dagegen schwierig, aus den sehr langsam einsetzenden Drehzahlschwankungen abzuschätzen, welche „Welligkeit“ die Schwankungen haben. Es kann dann leichter passieren, daß man, noch nichts Böses ahnend, gerade an der schwierigsten Stelle steckenbleibt.

Es kommt somit darauf an, daß die Laufgeräusche und Drehzahländerungen des Motors oder eine sinnfällige Belastungsanzeige dem Fahrer ein wahres Bild der Belastungsverhältnisse vermitteln, falls die Motorleistung ausgenutzt werden soll und kann [8]; sonst wird er, vermutlich auch bei längerer Gewöhnung, nervlich stärker als unvermeidbar belastet. Außerdem müßte er sich beim Umsteigen auf andere Schlepper ständig neu auf diese einstellen, sofern sie sehr unterschiedliche relative Schwungradgrößen haben. Aus solchen Beispielen und entsprechenden Beobachtungen gewinnt man den Eindruck, daß dem Bereich der vorkommenden Fahrertemperaturen ein gewisser Bereich jeweils optimaler Schwungradgrößen zugeordnet werden könnte. Dieser dürfte aber wesentlich enger als der heute bei Schleppern vorzufindende sein.

Die Belastungsschwankungen durch Fahr- und Arbeitswiderstand

Messungen der Motor- und Getriebebelastung von Schleppern bei vielerlei Arbeits- und Fahrzuständen [10] haben gezeigt, daß sie praktisch niemals „stationär“ - gleichförmig ist. Ungleichmäßigkeiten des Bodens und seines Zustandes sowie seiner Oberfläche, Unterschiede des Bestandes und dergleichen, ferner auch Straßen und Wege, bewirken eine Vielgestaltigkeit der jeweils zu überwindenden Arbeits- und Fahrwiderstände, die einer strengen mathematischen Behandlung mit Ausnahme statistischer Methoden nur schwer zugänglich sein dürfte [11].

Anhalte über die Auswirkungen der Schwungradbemessung auf die Fahreigenschaften unter diesen Fahr- und Arbeitsbedingungen lassen sich jedoch aus Dauer und Höhe der Vollast-Überschreitungen gewinnen. Dazu empfiehlt sich, die gemessenen Verläufe des Drehmoments in der Kupplungswelle etwa in folgender Weise zu analysieren:

Die auftretenden Drehmomentschwankungen lassen sich grob und ohne scharfe Abgrenzungen in drei Frequenzbereiche unterteilen: 1. Die allgemeine Welligkeit des Geländes sowie Unterschiede des Bodens und seines Bestandes können langsame Belastungsschwankungen mit einer Periodendauer von mehr als zehn Sekunden bis zu völlig nichtperiodischen Schwankungen bewirken, deren Amplituden von geringen bis zu sehr großen Werten reichen können.

Diese lassen sich, von geringen Amplituden abgesehen, auch durch sehr reichliche Schwungradbemessung nicht mehr ausgleichen. Sie erfordern stattdessen entweder die Wahl eines Ganges, bei dem der Mittelwert der Belastung entsprechend weit herabgesetzt ist, oder eine hinreichende Nivellierung der Schwankungen durch geeignete Mittel, zum Beispiel durch stufenlose Übersetzungsanpassung, oder bei Feldarbeiten mit Anbaugeräten durch einen nach dem Zugwiderstand regelnden Kraftheber. Hierzu wie auch zu dem Folgenden sei ausreichende Bodenhaftung der Triebräder vorausgesetzt.

2. Schwankungen des Bodenzustandes und seiner Oberfläche, der Arbeitstiefe, des momentanen Durchsatzes von Erntemaschinen und andere Einflüsse von einer bis etwa 10 Sekunden Periodendauer sind besonders ausgeprägt und oft mit Amplituden von mehr als ± 15 bis 20% des Mittelwerts vorhanden. Maximalwerte ergeben sich beim Anfahren mit schwerer Anhängelast, schweren Arbeitsmaschinen und dergleichen. Die Schwungradbemessung hat in diesem Frequenzbereich den größten Einfluß. Darauf wird noch eingegangen.

3. Kurzzeitliche Ungleichförmigkeiten des Zugwiderstandes mit weniger als einer Sekunde Periodendauer lassen sich im Verlauf kaum noch erkennen, weil sie von den angeregten Triebwerks-Drehschwingungen weitgehend überdeckt werden. Auf deren Frequenzen und Amplituden hat die Schwungradbemessung bei Geschwindigkeiten unter etwa 10 km/h fast keinen Einfluß mehr. Wollte man aus den gemessenen Frequenz- und Amplitudenverhältnissen allein auf die zu ihrem Ausgleich erforderliche relative Schwungradgröße schließen, so gelangte man zu außerordentlich schweren Schwungrädern, die sich aber aus anderen Gründen verbieten. Versuche, auch weitere Bemessungsgründe in eine Rechnung einzubeziehen, blieben ohne Ergebnis, weil unter

anderem die zuvor erwähnten Gründe keine strenge rechnerische Betrachtung gestatten; anstelle eines schlüssigen Nachweises einer optimalen Schwungradgröße ist daher nur ein gegenseitiges Abwägen und Bewerten der verschiedenen Bemessungsgründe möglich. Dazu sind zunächst geeignete Maßstäbe abzuleiten.

Die „relative Schwungradgröße“

Das in irgendeinem Augenblick über die Kupplungswelle oder vergleichbare Abtriebe „nach außen“ abgegebene Drehmoment M_k setzt sich aus einem vom Motor allein erzeugten Anteil M_m sowie einem von den Schwunmassen abgegebenen (+) oder aufgenommenen (-) Anteil M_s zusammen:

$$M_k = M_m + M_s. \quad (2)$$

Für den vorliegenden Zusammenhang sind gewisse Fahrzustände ohne Schwungradbeteiligung ($M_s = 0$) oder solche mit nur teilweise belastetem Motor unwesentlich. In den interessierenden Fällen — Drehzahlabfall durch Vollastüberschreitung, Aufholen der Drehzahl nach deren Rückgang unter Vollast, Leerlaufbeschleunigung und dergleichen — gibt der Motor dagegen fast immer sein Vollastdrehmoment $M_m = M_v$ ab. Dieses kann im Betriebsdrehzahlbereich bis zur Vollast-Höchstzahl n_{vo} meist in guter Näherung mit

$$M_v \approx M_{vo} = 716,2 \cdot N_{vo}/n_{vo} \quad (3)$$

als praktisch konstant angesehen oder gemittelt werden, weil die Abweichungen durch den Drehmomentanstieg bei Absinken der Drehzahl von n_{vo} nur bei wenigen Schlepperdieselmotoren mehr als einige Prozent betragen. — Der Einfluß dieses Drehmomentanstiegs wird noch gesondert behandelt —. Dadurch kann der Schwungradanteil in Gl. (2) mit

$$M_s/M_{vo} = \lambda \quad (4)$$

und λ als „Schwungrad-(Last-)Anteil“ dimensionslos ausgedrückt werden, wobei $\lambda > 0$ nach der obigen Definition einer Arbeitsabgabe des Schwungrades entspricht. Damit erhält man aus den Gl. (2) und (4)

$$M_k \approx M_{vo} (\lambda + 1). \quad (5)$$

Das von den Schwunmassen abgegebene oder gespeicherte Drehmoment ergibt sich andererseits aus

$$M_s = \Theta_s \cdot \dot{\omega} \quad (6)$$

($\Theta_s = GD^2/4g$ = Massenträgheitsmoment; $\dot{\omega}$ = Winkelbeschleunigung oder -verzögerung).

Aus den Gl. (5) und (6) könnten nun für einen bekannten zeitlichen Verlauf des Schwungradanteils $\lambda(t) = f(t)$ der zugehörige Drehzahlverlauf (beziehungsweise umgekehrt) und weitere Relationen erhalten werden:

$$\Theta_s \int \dot{\omega} dt = M_{vo} \int \lambda(t) dt. \quad (7)$$

Wie bereits vorn erwähnt, lassen sich aber für λ keine einfachen funktionellen Abhängigkeiten angeben. Deshalb ist es ratsam, λ als Näherung über gewisse Zeitabschnitte $\Delta t = t_2 - t_1$ als konstant anzusehen oder zu ermitteln und entsprechend $\dot{\omega} = \frac{\Delta \omega}{\Delta t}$ für die Drehzahländerungen zu setzen. Gl. (6) in Gl. (4) eingefügt ergibt dann $\frac{\Delta \omega}{\Delta t} \cdot \frac{\Theta_s}{M_{vo}} = \lambda$. Mit $\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$ und $\Delta \omega = \omega_1 - \omega_2$ sowie Umstellen und Beziehen von $\Delta n = n_1 - n_2$ auf n_{vo} gelangt man so zu

$$\frac{\lambda \cdot \Delta t}{\Delta n/n_{vo}} = \frac{\Theta_s}{M_{vo}} \cdot n_{vo} \cdot \frac{\pi}{30} \quad (8)$$

und damit zu einer für die folgenden Betrachtungen brauchbaren Beziehung.

Für den Zusammenhang zwischen Schwungradbemessung und Drehmoment sowie Drehzahl des Motors ist der nach Gl. (5) mit $M_k = 0$ anzusehende Sonderfall der als Leerlaufbeschleunigung bezeichneten Drehzahlsteigerung ohne Leistungsabgabe „nach außen“ besonders anschaulich, weil hierbei die vom Motor geleistete Arbeit vollständig im Schwungrad sowie den übrigen beteiligten Massen gespeichert wird. Der gleichzeitige Leistungsverbrauch mitlaufender Hilfsmaschinen kann im allgemeinen vernachlässigt werden, weil er an der Kupplung sonst auch nicht zur Verfügung steht.

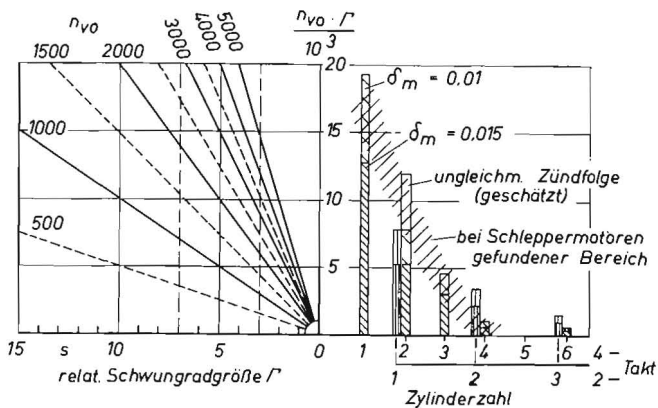


Bild 1: Vergleich der rechnerischen (Säulen), bei Ackerschleppern gefundenen (Streuband) Schwungradgrößen mit der „relativen Schwungradgröße“ Γ

Dabei erhält man (mit $\lambda = -1$) für den Drehzahlanstieg Δn von einer Drehzahl n_i (innerhalb des Betriebsdrehzahlbereichs) zum Beispiel auf n_{vo} mit $\Delta n = n_i - n_{vo}$ die bezogene Arbeitsspeicherung in der Zeit Δt oder allgemeiner die „relative Schwungradgröße“ Γ :

$$\Gamma = \frac{(\lambda \cdot \Delta t)}{\Delta n / n_{vo}} = \frac{\Theta_s}{M_{vo}} \cdot n_{vo} \cdot \frac{\pi}{30} \text{ [s]} \quad (9)$$

beziehungsweise mit dem oft gebräuchlichen „Schwungmoment“ GD^2

$$\Gamma = \frac{GD^2}{M_{vo}} \cdot \frac{n_{vo}}{375} = \frac{GD^2}{M_{vo}} \cdot \frac{n_{vo}}{10^3} \cdot \frac{8}{3} \text{ [s]} \quad (9a)$$

Die relative Schwungradgröße stellt neben der Relation zu Drehmoment und Drehzahl des Motors auch einen Maßstab für die Zustandsänderung dar, weil sie dem Kehrwert der auf n_{vo} bezogenen Leerlaufbeschleunigung entspricht. Sie gibt damit sofort die Zeit an, in der ein Drehmoment vom Betrage des Vollastdrehmoments von den Schwungmassen allein abgegeben oder aufgenommen werden kann, während die Drehzahl im Verhältnis $\Delta n/n_{vo}$ abfällt oder ansteigt.

Damit kann die relative Schwungradgröße Γ als Vergleichswert für Untersuchungen des Schwungradeinflusses auf das Fahrverhalten verwendet werden, ist jedoch, der Ableitung gemäß, auf n_{vo} zu beziehen; sonst bestehen die Vergleichbarkeit und die Einfachheit der Beziehungen nicht mehr. Ferner ist Γ nicht dimen-

sionslos, wie es für eine Kenngröße wünschenswert wäre. Die verbliebene Dimension der Zeiteinheit [s] würde jedoch, weil sie in allen verbreiteten Maßsystemen gleich ist, die universelle Brauchbarkeit als Kenngröße nicht beeinträchtigen.

Für allgemeine Fahrzustände gilt nach Gl. (9):

$$\lambda \cdot \Delta t = \Gamma \cdot \frac{\Delta n}{n_{vo}} \text{ [s]} \quad (10)$$

Dabei können vorliegen:

- a) $M_k > M_{vo}$ (wobei $\lambda > 0$ und $\Delta n = n_{vo} - n_i > 0$) als Vollastüberschreitung um $\lambda \cdot 100$ [%] oder
- b) $M_k < M_{vo}$ (wobei $\lambda < 0$ und $\Delta n_i < 0$) beim Aufholen der Drehzahl.

Vor Betrachtungen der Auswirkungen auf das Fahrverhalten ist die relative Schwungradgröße noch zu der besprochenen Bemessung nach dem Motor in Beziehung zu setzen. Werden dazu Gl. (9a) und Gl. (3) in Gl. (1) eingeführt, so ergibt sich nach kurzem Umformen:

$$n_{vo} \cdot \Gamma = \frac{C_0 \cdot 10^{-6}}{\delta_m} \cdot 3,73. \quad (11)$$

Diesen Zusammenhang zwischen der Schwungradbemessung nach der Ungleichförmigkeit des Motors und der sich daraus ergebenden relativen Schwungradgröße zeigt Bild 1. Die rechts für Vier- und Zweitaktmotoren verschiedener Zylinderzahlen angedeuteten Säulen entsprechen den besprochenen Anhaltswerten für $C_0 \cdot 10^{-6}$. Das darüber gezeichnete schraffierte Streuband soll hierzu den bei Schleppermotoren entsprechender Ausführungen aus der Leerlaufbeschleunigung nach Gl. (9) angenähert ermittelten Bereich zeigen. Die Übereinstimmung der von Säulen und Streuband angedeuteten Bereiche dürfte befriedigen. Sie zeigt auch die große, im Schlepperbau vorkommende Spanne. Daher kann im folgenden auf feinere Unterscheidungen, zum Beispiel Berücksichtigen kleinerer Schwungmassenanteile und dergleichen, verzichtet werden.

Auswirkungen der Schwungradbemessung

Betrachtet man anstelle der besprochenen, tatsächlich vorliegenden funktionellen Einflüsse auf die Motorbelastung vergleichbare „stationäre“ Fahrzustände beziehungsweise deren Änderungen, so lassen sich anschaulichere „Bewertungsmaßstäbe“ gewinnen. Nach Gl. (10) sind Fahrzustände vergleichbar, deren Produkt $\lambda \cdot \Delta t$ gleich ist. Das ermöglicht eine grafische Untersuchung interessierender Fälle nach Bild 2. In diesem ist nach

rechts Γ , nach oben $\lambda \cdot \Delta t$ und nach links $\Delta t = \Delta s / v_m$ aufgetragen, das für Dauer oder Fahrstrecke bei einer angenommenen konstanten Last-erhöhung oder dergleichen steht. Das Strahlenbündel im rechten Feld gibt Verhältniswerte des als zulässig angesehenen oder eintretenden Drehzahlabfalls oder -anstiegs $\Delta n/n_{vo}$ an, das linke Feld entsprechende Werte für die angenommene oder eingetretene Lasterhöhung beziehungsweise -verringern λ .

Bei den eingezeichneten Beispielen wurde ein Drehzahlabfall von 30% für eine (konstante) Vollastüberschreitung um 25% als zulässig unterstellt. Ferner wurden durchschnittliche relative Schwungradgrößen von Ackerschleppern mit Vier-, Zwei- und Einzylinder-Viertakt-Dieselmotoren nach Bild 2 angenommen. Entsprechend verhalten sich auch die Zeiten beziehungsweise Fahrstrecken (bei gleicher Anfangsgeschwindigkeit), in denen der fragliche Drehzahlabfall eintritt, analog aber auch die Zeiten für das Aufholen der Drehzahl nach Rückgang der Belastung unter die Vollast.

In dieses allgemeine Bild lassen sich nun Meßergebnisse interessierender Fahrzustände einordnen, so zum Beispiel Aufzeichnungen von Drehmomentverläufen beim Anfahren des Schleppers (Bild 3a), bei schwerer Zugarbeit (Bild 3b). Ihre Auswertung gibt Werte von $\lambda \cdot \Delta t$, die sich in Bild 2 oder anschaulicher in doppelt-logarithmischen Koordinaten auftragen und nach den Bil-

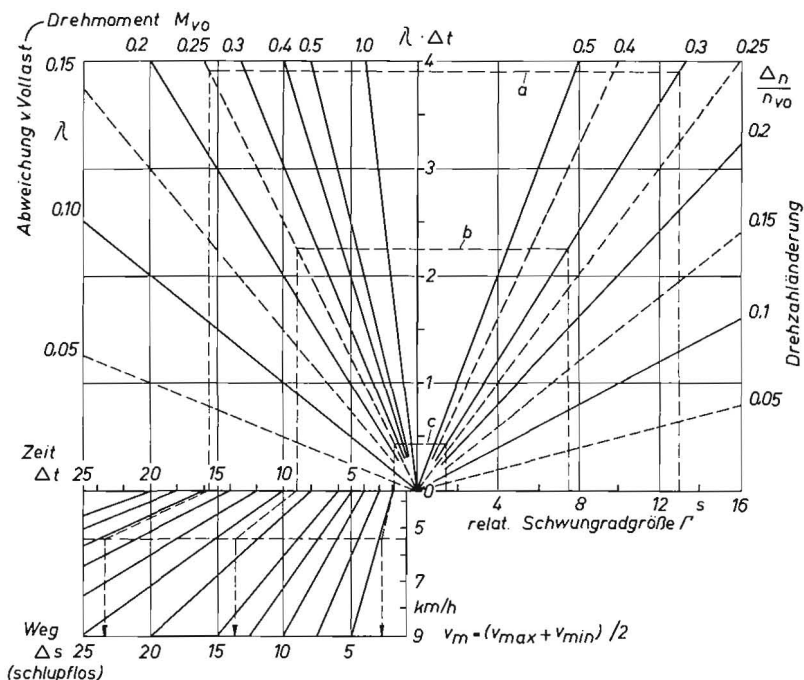


Bild 2: Zusammenhang zwischen relativer Schwungradgröße Γ und der Zeit Δt für Drehzahländerungen $\Delta n/n_{vo}$ bei Abweichungen vom Vollastdrehmoment.

Über v_m kann auf die Fahrstrecke in der Zeit Δt geschlossen werden; die Beispiele stehen für a) Einzylinder-Viertaktmotor, b) Zweizylinder-Viertaktmotor, c) Vierzylinder-Viertakt- oder Zweizylinder-Zweitaktmotor

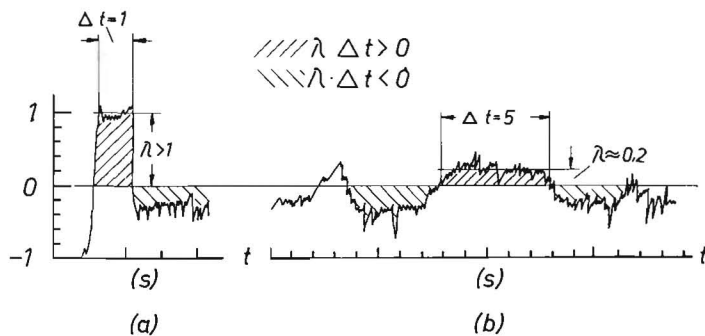


Bild 3: Zur Auswertung gemessener Drehmomentverläufe M_k nach $\lambda \cdot \Delta t$.

- a Anfahren mit Schnappenlassen der Kupplung,
- b Laständerungen bei der Arbeit

den 4 und 2 mit $\Gamma \cdot \frac{\Delta n}{n_{vo}}$ vergleichen lassen. Den jeweils erhaltenen Werten lassen sich dann auch gefühlsmäßige Beurteilungen des Schwungradinflusses bei dem jeweiligen Fahrzustand zuordnen. Dabei zeigt sich, daß Vollastüberschreitungen von $\lambda \cdot \Delta t \leq 1$ unvermeidbar vorkommen. Werte von $\lambda \cdot \Delta t \approx 2,5$ werden aber meist schon als erhebliche „Überlastung“ empfunden, die zwar einen beträchtlichen Drehzahlabfall (30 bis 50%), aber noch kein Abwürgen bewirken darf. Werte über 2,5 sind jedoch meist schon Belastungsfälle, die sich durch besser angepaßte Fahrweise vermeiden lassen.

Vergleich der translatorischen Massen des Schleppers oder Zuges mit der relativen Schwungradgröße

Bisher wurden ausschließlich die zum Beispiel an der Kupplungswelle des Fahrzeuges auftretenden Verhältnisse besprochen. Daneben sind aber noch translatorische Massenkräfte des Acker-schleppers oder des Zuges vorhanden. Gegen „äußere“ Kräfte (nicht Massenträgheit des Schleppers selbst) verhalten sie sich gleichsinnig zur Arbeitsabgabe oder -aufnahme des Schwungrades.

Aus Vergleichen der für irgendwelche Anfangsbedingungen eines Fahrzustandes verfügbaren kinetischen Energien läßt sich aber leicht herleiten, daß der Anteil der translatorischen Massenkräfte nur bei Transporten mit schwerer Anhängelast größer als der gleichzeitige Schwungrad-Anteil wird. Sie sind bei Feldarbeiten, zum Beispiel mit Anbaugeräten, und Geschwindigkeiten unter 8 bis 10 km/Std. erheblich geringer als der Schwungrad-Anteil (sehr geringe Schwungradmassen ausgenommen). So ist der letztere bei $\Gamma = 5$, selbst bei einem Leistungsgewicht (einschl. Arbeitsgerät) von 100 kg/PS, bei einer Nennfahr-geschwindigkeit von etwa 6 km/Std. schon um rund eine Zehnerpotenz größer als der der translatorischen Massenkräfte (schlupfloses Fahren unterstellt).

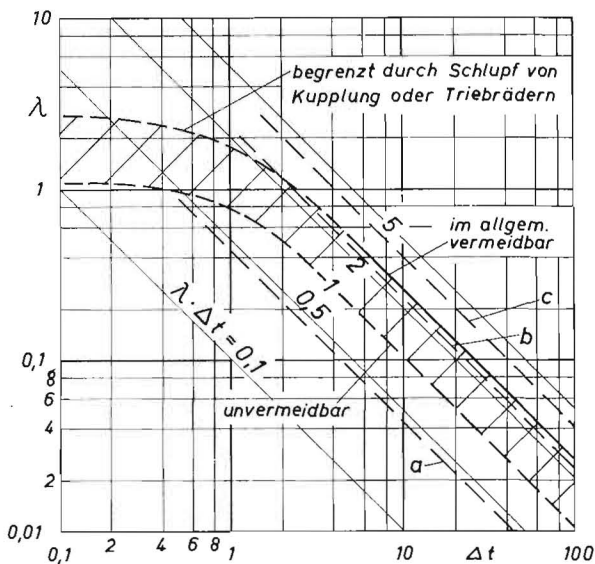


Bild 4: Zu Dauer und Höhe der Überschreitungen des Vollastdrehmoments. Die Geraden a, b und c wurden aus Bild 2 übertragen

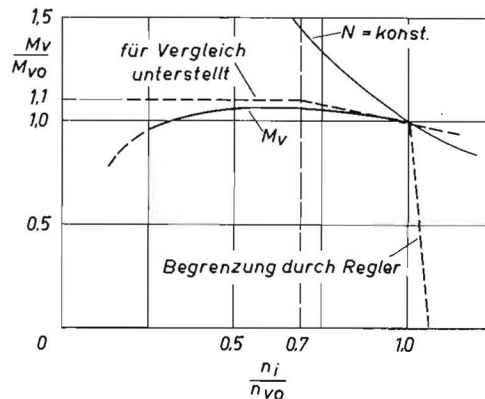


Bild 5: Üblicher sowie für Vergleich unterstellter Drehmomentanstieg von Schlepperdieselmotoren

Damit ist schon hinreichend ersichtlich, daß der Einfluß des Schwungrades bei den üblichen Schlepper-Arbeitsgeschwindigkeiten und nicht zu knappem Schwungrad überwiegt (sofern die Bodenhaftung der Triebräder ausreicht). Bei Analysen der für die Feldarbeiten zweckmäßigen Schwungradbemessung brauchen die translatorischen Massenkräfte daher im allgemeinen nicht berücksichtigt zu werden. Nähere Untersuchungen ihres Einflusses können somit einer fahrzeugtechnischen Studie [4] vorbehalten bleiben.

Drehmomentanstieg des Dieselmotors und relative Schwungradgröße

Bekanntlich beträgt der Drehmomentanstieg von Schlepper-motoren bei absinkender Drehzahl von der Vollast-Höchst-drehzahl meistens nur wenige Prozent. Einem Maximum zwischen meistens etwa der Hälfte bis 70% der Höchstdrehzahl folgt bei weiter absinkender Drehzahl ein zunehmender Abfall des Dreh-momentes (Bild 5).

Unterstellt man zur Veranschaulichung jedoch einen als sehr günstig anzusehenden Drehmomentanstieg von 10% bei einem Drehzahlabfall auf nur 70% der Höchstdrehzahl, so könnte bei vernachlässigbar kleinen Schwungradmassen eine stationäre Last-erhöhung von 10% (über M_{vo}) eben noch bei um 30% verringerter Drehzahl gehalten werden. Stärkere Lasterhöhungen würden unrettbar zum Abwürgen führen.

Andererseits wird bei gleicher Lasterhöhung $\lambda = 0,1$, aber völlig fehlendem Drehmomentanstieg nach Gl. (10) ersichtlich, daß der Drehzahlabfall um 30% bei $\Gamma = 3$ nach 10 Sekunden und bei $\Gamma = 6$ erst nach 20 Sekunden erreicht wird. Zwar werden nach Rückgang der Belastung unter M_{vo} noch entsprechende Zeiten für das Aufholen von Drehzahl beziehungsweise Geschwindigkeit benötigt, die bei fehlenden Schwungradmassen nahezu wegfielen; es ist aber leicht einzusehen, daß die mittlere Fahrgeschwindigkeit in beiden Fällen praktisch gleich bleibt.

Durch Vergleich solcher Beispiele mit den üblichen Einsatzbe-dingungen von Schleppern wird ersichtlich, daß sich der meist nur geringe Drehmomentanstieg von Schlepper-motoren noch weniger und sehr selten einmal fühlbar auswirken kann. Durch mittlere Schwungradgrößen (zum Beispiel $\Gamma \geq 3$) kann er über durchaus hinreichende Zeiten ersetzt werden.

Durch einen von n_{vo} aus einsetzenden Drehmomentanstieg sowie gleichzeitig vorhandene mittlere Schwungradmasse setzt anderer-seits der Drehzahlabfall bei Überschreiten der Vollast langsamer und „weicher“ ein. Er erleichtert dadurch das Abschätzen der Laständerung und ihrer Auswirkungen.

Der Drehmomentanstieg ist somit zwar angenehm und durchaus wünschenswert, wirkt sich auf das Fahrverhalten aber weniger aus als eine hinreichende Schwungradmasse. Seine Bedeutung sollte daher nicht überschätzt werden. Erst ein Mehrfaches der heute meist vorhandenen Werte könnte, aber auch nur bei durch-schnittlicher Schwungradbemessung, ein fühlbar besseres Fahr-verhalten bieten.

Schlußfolgerungen für eine optimale Schwungradbemessung bei Ackerschleppern

Aus Bild 1 war für die Mehrzahl der heute vorzufindenden Acker-schlepper der Zusammenhang zwischen Zylinderzahl, Arbeitsver-

fahren und relativer Schwungradgröße ersichtlich. Daraus ist schon ganz allgemein zu entnehmen, daß bei Drei- und Vierzylinder-Viertaktmotoren sowie Ein- und Zweizylinder-Zweitaktmotoren zum besseren Ausgleich von Belastungsschwankungen einer Erhöhung von Γ im allgemeinen nichts entgegensteht. Bei Ein- und Zweizylinder-Viertaktmotoren wäre dagegen dessen Senkung nur auf Kosten der Drehzahl-Gleichförmigkeit oder durch Erhöhen der Drehzahl (sofern möglich) erzielbar. Daraus können sich gewisse Konsequenzen für die Motorauswahl bei Ackerschleppern und die Entwicklung entsprechender Baureihen ergeben. Der in den letzten Jahren zunehmend häufigere Übergang von Einzylinder-Viertaktmotoren zu Mehrzylindermaschinen sowie die Tendenz zu höheren Drehzahlen hatten allerdings andere Gründe.

Faßt man die Gründe für schnelle *Leerlauf-Drehzahländerungen* zusammen, so zeigt sich, daß Leerlaufbeschleunigungen von mehr als etwa 50% der Höchstdrehzahl in 1 s (beziehungsweise $\Gamma \leq 2$) bei Ackerschleppern kaum noch wirklich ausgenutzt werden können. Bekanntlich lassen sich Schlepper mit Zweizylinder-Viertaktmotoren ($\Gamma \geq 6$) bei Straßentransporten aber auch ohne längeres Eingewöhnen meist noch recht ordentlich schalten. Noch größere Trägheiten des Drehzahlverhaltens werden oft jedoch schon als störend empfunden.

Für den Ausgleich von *Belastungsschwankungen* und *-spitzen*, aber auch für das Reaktionsvermögen des Fahrers werden dagegen Schwungradgrößen von $\Gamma \leq 3$ sehr ungünstig. Schlepper mit $\Gamma \leq 1,5$ sind auf dem Acker nur dann noch wirklich brauchbar, wenn auf Grund sehr geringen Leistungsgewichts eine mittlere Motorbelastung von etwa 60%, auch bei höheren Fahrgeschwindigkeiten als üblich, kaum noch überschritten werden kann; sonst wird der Motor bei Belastungsspitzen unrettbar abgewürgt. Andererseits werden aber auch Schwungradgrößen von $\Gamma \geq 8$ zunehmend ungünstig, weil sie das Abschätzen von Laständerungen und ihren Auswirkungen sowie der Zeit und Möglichkeit für das Aufholen der Drehzahl nach dem Rückgang der Lasterhöhung erschweren.

Daraus läßt sich ein optimaler Bereich für Γ zwischen etwa 3 und 7 [s] ableiten, der den durchschnittlichen Änderungen von Bodenzustand oder -bestand wohl am besten entspricht und auch für durchschnittliche Reaktionsfähigkeit sowie normale Geschicklichkeit des Fahrers am besten geeignet sein dürfte. Je nach Leistungsgewicht, Einsatzverhältnissen, Getriebschaltbarkeit lassen sich vielleicht noch etwas engere Grenzen ziehen, wahrscheinlich oft zwischen 4 und 5 [s]. Für Schlepper mit stufenlosen Getrieben wird im allgemeinen etwa die gleiche Größenordnung richtig sein. Die Unterbringung solcher relativen Schwungradgrößen dürfte nur in wenigen Fällen eine geringe Vergrößerung der Schwungradgehäuse erfordern, zumal die Tendenz zu höheren Drehzahlen künftig zu noch kleineren Abmessungen für gleichbleibendes Γ führen wird.

Es wäre wünschenswert, die Zweckmäßigkeit des in der vorliegenden Studie ermittelten optimalen Bereichs der Schwungradbemessung durch Vergleichsversuche auf größerer Basis und unter Erfassung der nervlichen Belastung der Fahrer schärfer abgrenzen und sichern zu können.

Zusammenfassung

Das Verhalten von Schleppermotoren bei Last- oder Drehzahländerungen zeigt erhebliche Unterschiede ihres „Temperaments“ als Folge der jeweiligen Schwungradgröße. Dafür sollten als Kriterien neben den üblichen nach dem Ungleichförmigkeitsgrad des Motors aber auch die bei Arbeit und Transport vorkommenden Lastschwankungen, die Schaltbarkeit der Wechselgetriebe oder künftig die Regelbarkeit stufenloser Getriebe sowie das Reaktionsvermögen des Fahrers bei schnellen Laständerungen berücksichtigt werden. Für eine allgemeingültige Behandlung und Bewertung dieser Verhältnisse empfiehlt sich als Kenngröße die „relative Schwungradgröße“ Γ . Die Massenträgheit des Fahrzeugs kann, von Transporten abgesehen, oft gegen die Energiespeicherung im Schwungrad vernachlässigt werden; ferner ist der Drehmomentanstieg des Motors bei fallender Drehzahl weniger wirksam, als meist angenommen wird. Relative Schwungradgrößen zwischen 3 und 7, vielleicht nur zwischen 4 und 5 [s], sind ein günstiger Kompromiß zwischen den verschiedenen Anforderungen.

Schrifttum

- [1] JANTE, A.: Kraftfahrt-Mechanik. In: BUSSIEN, Automobiltechnisches Handbuch. Cram, Berlin 1953, (Band 1), S. 1—79
- [2] LWOW, E. D.: Die Theorie des Schleppers. VEB-Verlag Technik Berlin 1954
- [3] SCHILLING, E.: Landmaschinen 1. Band, Ackerschlepper. Verlag Schilling, Rodenkirchen bei Köln 1955
- [4] COENENBERG, H. H.: Zum Schwungradeinfluß auf die Fahreigenschaften speziell bei Ackerschleppern und Erdbewegungsmaschinen, demnächst in ATZ
- [5] LÖHNER, K.: Kurbeltrieb und Schwungradberechnung. Notdruck Wolfenbütteler Verlagsanstalt GmbH, Wolfenbüttel und Hannover 1948
- [6] DUBBEL, H.: Taschenbuch für den Maschinenbau. Verlag Springer, Berlin 1943 (Band 2)
- [7] ERWIN, R. L., and C. T. O'HARROW: Tractor transmission responds to Finger-Tip Control. Agricultural Engineering 40 (1959), S. 198—203 u. 207
- [8] MEYER, H.: Die Bedeutung eines stufenlosen Getriebes für den Ackerschlepper und seine Geräte. In: 16. Konstrukteurheft. Düsseldorf: VDI-Verlag, 1959, S. 5—12 (Grundlagen der Landtechnik, Heft 11)
- [9] MEYER, H.: Probleme und Aussichten stufenloser Getriebe für Ackerschlepper. Landbauforschung 9 (1959), S. 87—94, mit Schrifttum
- [10] GERLACH, A.: Erfassung der Triebwerksbelastung von Ackerschleppern. Landtechnische Forschung 8 (1958), S. 61—67
- [11] COENENBERG, H. H.: Zählverfahren für raue Einsatzbedingungen. Landtechnische Forschung 8 (1958), S. 152—158

Résumé

Hans Helmut Coenenberg: "Dimensions of Flywheels of Agricultural Tractors."

The behaviour of tractor engines when subject to changes in load or revolutions varies greatly according to their "temperament". This is due to differences in the sizes of their flywheels. In addition to the usual criteria of differences in the engines, additional factors such as load variations, the sensitivity of gear boxes and infinitely variable drives, as well as the reactions of drivers to sudden changes in load conditions, must be taken into account. The "relative size of the flywheel" Γ is suggested as a possible characteristic quantity for a generally applicable treatment and evaluation. The mass moment of inertia of the tractor can be neglected as against the storage of energy in the flywheel. Furthermore, the increase in engine torque at decreasing revolutions is less effective than is usually assumed. Relative sizes of flywheels between 3 and 7, perhaps even only between 4 and 5 (s) are a favourable compromise to meet the various energy demands on the flywheel.

Hans Helmut Coenenberg: «A propos des dimensions des volants des tracteurs agricoles.»

Le comportement des moteurs de tracteur agricoles au moment de la variation de la charge ou du régime révèle des différences de «tempérament» considérables qui ont leur cause dans la différence des dimensions du volant. A côté du degré d'irrégularité usuel du moteur, il faut tenir compte, en particulier, des variations de charge lors du travail et des transports, de la facilité d'embrayage des différentes combinaisons de vitesses ou, à l'avenir, du réglage des boîtes à variation continue de vitesse ainsi que de la plus ou moins grande facilité de réaction du conducteur aux variations subites de charge. Pour interpréter et apprécier ces rapports, il est recommandé de se servir des chiffres exprimant la «dimension relative du volant» Γ . Abstraction faite du cas des transports, la prise en considération de l'inertie du véhicule est souvent moins importante que celle de l'accumulation d'énergie dans le volant. De plus, l'augmentation du couple du moteur au régime décroissant a une influence moindre que l'on n'admet en général. Les «dimensions relatives des volants» de 3 à 7, le cas échéant de 4 à 5, représentent un compromis qui concilie favorablement les différentes exigences.

Hans Helmut Coenenberg: «Sobre las dimensiones del volante en los tractores agrícolas.»

El comportamiento de los motores de tractor acusa diferencias notables de "temperamento" en los cambios de la carga o del número de revoluciones, como consecuencia de la diferencia en las dimensiones del volante. Como criterios debían de tenerse en cuenta, además del acostumbrado, o sea el grado de discrepancia entre los motores, los de las oscilaciones de la carga a causa del trabajo y del transporte, las condiciones del cambio de marcha de los engranajes, y en adelante también la regulación por transmisiones sin escalonamiento, así como la rapidez de reacción del conductor a los cambios de carga repentinos. Se recomienda como característica el tamaño relativo del volante Γ . Con frecuencia puede hacerse caso omiso de la inercia del vehículo, salvo en el transporte, compensada por la energía acumulada en el volante. También el momento de giro del motor, al bajar el número de revoluciones, es de menos importancia de lo que suele suponerse. Tamaños relativos de los volantes entre 3 y 7, y aun entre 4 y 5 (s), ofrecen un compromiso favorable entre las exigencias en contraste.