

höchstzulässig angesehen. Für die Beurteilung der im Leichtmetallzylinderkopf, insbesondere im Steg zwischen Ein- und Auslaßventil gemessenen Temperaturen ist die Tatsache zu beachten, daß die Warmfestigkeit des Leichtmetalls mit steigender Temperatur erheblich abnimmt; Temperaturen über 300° C sind kritisch.

Andererseits lagen durchweg die Öltemperaturen bei den Motoren mit Brennraum im Kolben verhältnismäßig hoch. Bei ihnen war eine günstigere Temperaturverteilung auf die gesamte Zylinderlänge als bei den Motoren mit Brennraum im Zylinderkopf zu beobachten. Eine wichtige Feststellung war, daß die größten Zylinderwandtemperaturen bei Vollast bei allen untersuchten luftgekühlten Motoren nicht bei der oberen, sondern bei einer niedrigeren Vollastdrehzahl auftraten, im Gegensatz zu den wassergekühlten Motoren, bei denen diese Temperaturen mit fallender Drehzahl abnahmen. Auf den praktischen Fahrbetrieb übertragen, würde das bedeuten, daß diese luftgekühlten Motoren bei wegen hoher Last absinkender Drehzahl nach Möglichkeit nicht betrieben werden sollten, wenn man die Gebiete der höchsten Zylinderkopf- und Zylindertemperaturen vermeiden will.

Von den untersuchten fünf luftgekühlten Motoren waren zwei Zweitaktmotoren; bei ihnen ist die Kühlung der Zylinderwandpartien um die Auspufföffnung wichtig, wenn sie wie hier auf der Kühlluftabströmseite liegt. Die Temperatur am Auspuffsteg lag höher als die Zylinderwandtemperatur in der OT-Ebene. Von den vier wassergekühlten Motoren hatten drei Motoren einen thermostatisch geregelten Kühlwasserkreislauf. Die Überlegenheit der Zweikreiskühlung (geschlossenes Thermostatventil sperrt Wasser zum Kühler ab, Kreislauf wird dann durch eine zweite Kühlwasserleitung aufrechterhalten) gegenüber der Einkreiskühlung (geschlossenes Thermostatventil hat kleinen Wasserdurchgang zur Aufrechterhaltung des Kreislaufes bei belastetem Motor) ging eindeutig aus dem Temperaturunterschied zwischen Kühlein- und -austritt hervor.

Bei allen vier untersuchten wassergekühlten Dieselmotoren (einschließlich eines kleinen Motors mit Thermosyphonkühlung) lagen die Temperaturen zwischen den Ventilen und an der Zylinderwandung höher, als allgemein angenommen wird. Bei einem Motor mit einseitig liegendem Brennraum im Zylinderkopf wurden zum Teil sogar höhere Zylinderwandtemperaturen (200° C) gemessen als bei einem luftgekühlten Motor mit Brennraum im

Kolben. Bei den beiden wassergekühlten Zweitaktmotoren war die Temperatur am Auspuffsteg durch gute Kühlung verhältnismäßig niedrig.

Nach dem Anlassen soll der Motor — insbesondere bei niedrigen Außentemperaturen — rasch auf Temperatur kommen; nach dem Abstellen soll er hohe Temperaturen möglichst lange halten. Die Untersuchungen haben gezeigt, daß rasche Erwärmung jedoch auch rasche Abkühlung bedeuten kann. Für den Temperaturanstieg der Zylinderwandungen sind mitbestimmend die Höhe der Motordrehzahl, die Menge des Schmieröles und des Kühlwassers im Motor. Die untersuchten luftgekühlten Viertaktmotoren erreichten bei schnellem Leerlauf ihre Höchsttemperaturen etwa in der halben Zeit wie die wassergekühlten Motoren; bei langsamem Leerlauf (etwa 500—600 U/min) gleichen sich sowohl die Temperaturen als auch die Anlaufzeiten der luft- und wassergekühlten Motoren einander an.

Bei der Untersuchung des Abkühlungsvorgangs nach dem Abstellen des Motors schnitt naturgemäß der wassergekühlte Dieselmotor mit Thermostat im Kühlwasserkreislauf bei längerem Stillstand günstiger ab als der luftgekühlte Motor heutiger Bauart. Wegen der hohen Ausgangstemperaturen unterschreitet der luftgekühlte Motor erst nach etwa zwanzig Minuten die Temperaturen des wassergekühlten Motors. Die Streuungen sind jedoch groß, so daß luftgekühlte Motoren auch bei längeren Abkühlungszeiten einen ähnlichen Verlauf der Abkühlungskurve aufweisen können wie wenig günstige wassergekühlte Motoren.

Bei langen Talfahrten und tiefen Außentemperaturen können die wassergekühlten Motoren mit Thermostat höhere Zylinderwandtemperaturen halten als die untersuchten luftgekühlten Motoren, deren Kühlluft nicht thermostatisch geregelt ist. Bei kürzeren Talfahrten hingegen liegt die Endtemperatur des luftgekühlten Zylinders wegen der hohen Ausgangstemperatur immer noch verhältnismäßig hoch. Zweifellos würde eine thermostatische Kühlluftmengenregelung günstigere Betriebsbedingungen bei Talfahrten für den luftgekühlten Motor bringen, insbesondere dort, wo an kritischen Stellen, wie zum Beispiel am Zylinderkopf, große Temperaturdifferenzen auftreten können.

Artur Seifert

Schrifttum

[1] SEIFERT, A.: Untersuchungen über den Temperaturverlauf von luft- und wassergekühlten Ackerschlepper-Dieselmotoren. MITZ 20 (1959) S. 73—81.

Kurt Hain und G. Marx:

Erhöhung der Arbeitsgeschwindigkeit einer Strohpresse durch Änderung der Massenwirkungen

Institut für landtechnische Grundlagenforschung, Braunschweig-Völkenrode

Im Zuge der Rationalisierung in der Landwirtschaft wird angestrebt, die Leistung der Landmaschinen zu steigern. Dies kann wirtschaftlich nicht über die Baugröße, sondern besser durch Steigerung der Arbeitsgeschwindigkeit erfolgen. Auf diesem Wege gewinnen dynamische Untersuchungen zunehmend an Bedeutung, was besonders für die Getriebe der Maschinen zutrifft. Bei derartigen Untersuchungen sind neben den statischen vor allem die dynamischen Kräfte zu berücksichtigen. Die statischen Kräfte sind insofern zu suchen, um die durch ein Getriebe beziehungsweise durch eine Getriebegruppe durchgeleiteten Arbeiten und Leistungen ermitteln zu können. Die dynamischen Kräfte lassen sich ermitteln, wenn die entsprechenden Massenverteilungen bekannt sind. Die statischen und dynamischen Kräfte insgesamt bestimmen den gesamten Belastungszustand eines Getriebes beziehungsweise einer Getriebegruppe.

Im allgemeinen ist es schwierig, eine Getriebesynthese einschließlich der Massenkräfte durchzuführen. Will man dieses Ziel erreichen, dann muß das Getriebe zunächst konstruiert werden, um daraus die Massenverteilungen zu erhalten. Ergeben sich nach solchen Untersuchungen ungünstige Verhältnisse, so kann angestrebt werden, durch die Verlagerung der Massen und durch Änderung der Getriebe-Abmessungen optimale beziehungsweise günstigere Ergebnisse zu erhalten.

Die Leistungsgrenze einer Maschine ist im allgemeinen durch eine Spitzenbeanspruchung an einer bestimmten Stelle gegeben. Häufig gelingt es, diese Belastungsspitze durch konstruktive oder

getriebetechnische Maßnahmen mit geringen Mitteln abzubauen. Diese Möglichkeit sei an einem einfachen Beispiel demonstriert, und zwar soll im vorliegenden Beispiel die Leistungsgrenze einer Strohpresse erhöht werden.

Im Bild 1 ist das Schema einer Strohpresse dargestellt¹⁾. Die Antriebskurbel A_0A lief mit einer Drehzahl von 34 bis 36 je Minute. Die Drehzahl konnte nicht wesentlich heraufgesetzt werden, weil die Führung des Preßkolbens den damit steigenden Beanspruchungen nicht mehr gewachsen war. Durch eine geringfügige Verlagerung des Drehpunktes C_0 des Stopfers S konnte eine höhere Drehzahl erreicht und eine aufwendige Konstruktionsänderung vermieden werden.

Vor der Verschiebung dieses Lagerpunktes C_0 wechselte der Preßkolben seine Anlage in der Führung, so daß das Spiel in dieser Führung sich in nachteiliger Form voll auswirken konnte. Mit der Verlagerung des Lagerpunktes C_0 war eine Veränderung der Massenwirkungen insofern verbunden, als der Kolben während der gesamten Bewegungsperiode eine einseitige Anlage in seiner Führung beibehielt. Dieses Beispiel zeigt sehr anschaulich, daß man nicht immer allein durch eine Herabsetzung der Maximalwerte der Beschleunigungen beziehungsweise der Massenkräfte zu einer Leistungssteigerung kommen kann, sondern daß auch auf die Führungs- und Gelenkdrücke Rücksicht genommen werden muß.

¹⁾ Die Unterlagen für diese Strohpresse wurden freundlicherweise von der Firma Gebr. Welger, Wolfenbüttel, zur Verfügung gestellt.

Bild 1: Konstruktion des untersuchten Getriebes der Strohpresse

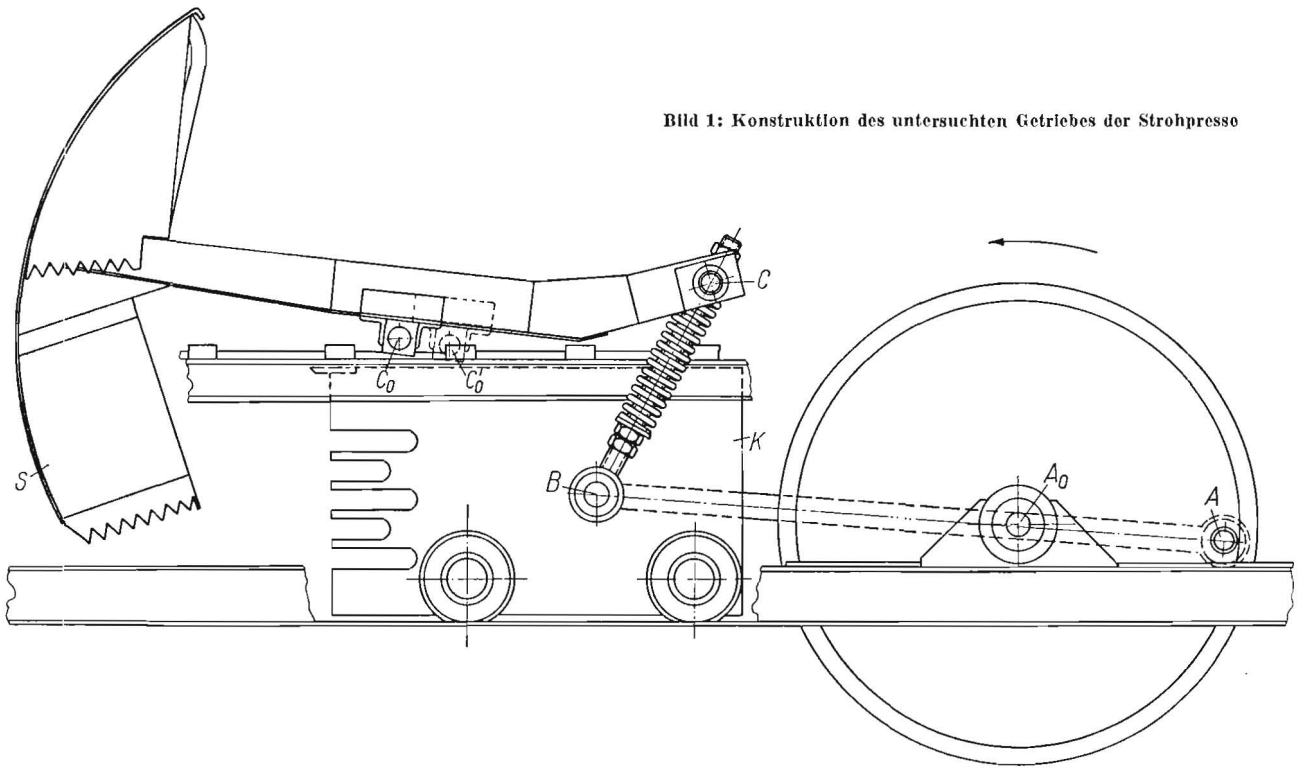
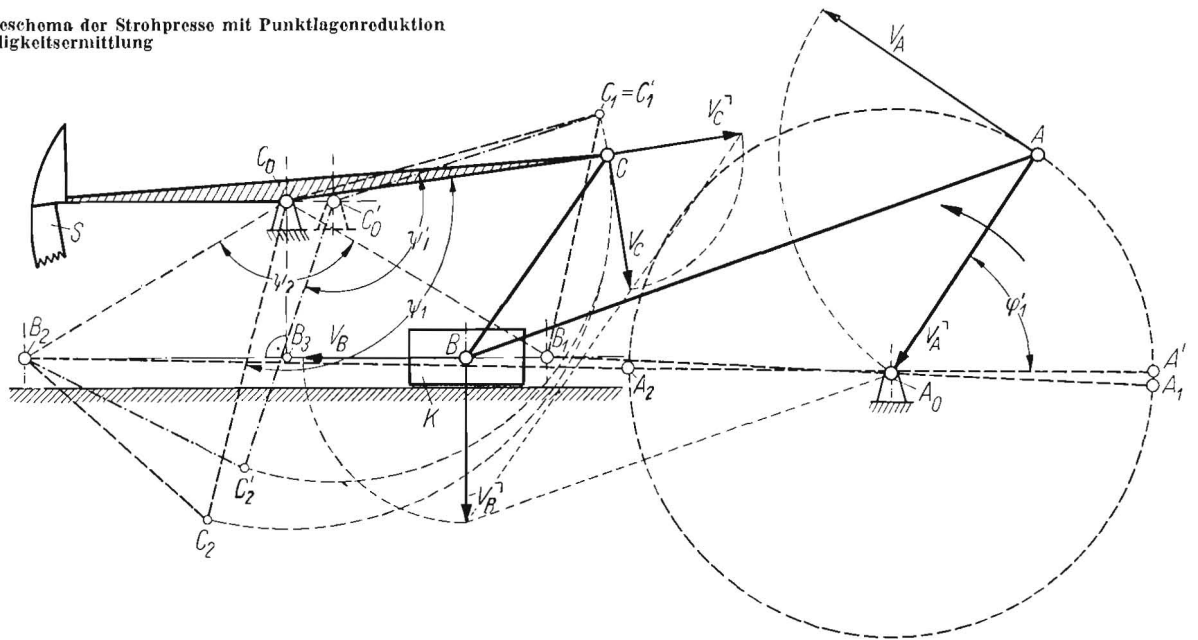


Bild 2: Getriebeschema der Strohpresse mit Punktlagenreduktion und Geschwindigkeitsermittlung



Konstruktive Änderungen

Nach Bild 1 besteht das Hauptgetriebe der Strohpresse aus einem Schubkurbelgetriebe mit der Antriebskurbel A_0A , der Kolbenstange AB und dem Kolben K . Im Kolbengelenk B ist eine Koppelstange BC angelenkt, die den in C_0 gelagerten Stopfer S in eine schwingende Bewegung um C_0 versetzt. Die Koppelstange BC ist mit einer starken Feder als Überlastsicherung versehen.

Im Getriebeschema (Bild 2) sind die beiden Getriebestellungen, die den Endstellungen des Kolbens K und des Stopfergelenkes C entsprechen, eingezeichnet worden. Das Gelenk B nimmt hierbei die Lagen B_1 und B_2 ein. Die neue Lage C_0 des Stopferdrehpunktes wurde auf der Mittelsenkrechten der Strecke B_1B_2 , die durch den Mittelpunkt B_3 dieser Strecke geht, gewählt. In dem so entstandenen gleichschenkligen Dreieck entsteht ein Spitzenwinkel ψ_2 . Durch die gewählte Lage des Drehpunktes C_0 entsteht eine sogenannte Punktlagenreduktion [1]. Deshalb kann man auf der Mittelsenkrechten einen ganz beliebigen Gelenkpunkt C wählen und der Schwingwinkel $\psi_1 = \sphericalangle C_1C_0C_2$ wird immer gleich dem Spitzenwinkel ψ_2 des erwähnten gleichschenkligen

Dreiecks sein. Um die Höhenlage des Lagerpunktes C_0 bestehen zu lassen, konnte eine geringfügige Änderung des vorherigen Schwingwinkels ψ'_1 in Kauf genommen werden.

Im folgenden werden bekannte Verfahren der Geschwindigkeits- und Beschleunigungsermittlungen [1; 2] verwendet, und es wird gezeigt, wie diese verhältnismäßig einfachen, graphischen Verfahren für die Bestimmung der Massenwirkungen eingesetzt werden können.

Geschwindigkeiten

Für die Beurteilung eines Getriebes ist es wichtig, den Verlauf der Geschwindigkeit und Beschleunigung bei einer Umdrehung der Kurbel zu kennen. Die Bestimmung des Geschwindigkeitszustandes in dem gewählten Beispiel zeigt Bild 2. Die Antriebsgeschwindigkeit v_A im Punkte A (in Richtung der Tangente an die Kreisbahn des Punktes A) läßt sich bekanntlich aus der Drehzahl n [1/min] nach der Gleichung

$$v_A = \frac{\pi \cdot n \cdot A_0A}{30} \text{ [m/s]} \quad (1)$$

errechnen. Der Geschwindigkeitsmaßstab wird zweckmäßig so gewählt, daß der Geschwindigkeitsvektor v_A gleich der Kurbellänge A_0A wird. Die Geschwindigkeiten aller anderen Punkte findet man durch einfaches Parallelziehen: Die Parallele durch A_0 zu AB schneidet die Senkrechte in B auf B_1B_2 im Endpunkt von v_B (sprich vau-be-gedreht) und die Parallele durch diesen Endpunkt zu BC schneidet die Verlängerung von C_0C im Endpunkt von v_C . Die gedrehten Geschwindigkeiten v_B und v_C , um 90° zurückgedreht (im gleichen Drehsinn wie v_A nach v_A), ergeben die wahren Geschwindigkeiten v_B und v_C der Punkte B und C . Um den Verlauf der Geschwindigkeit bei einer Umdrehung der Kurbel zu erhalten, wird diese Konstruktion für beliebig viele Getriebestellungen wiederholt und in einem Geschwindigkeits-Zeit-(Winkel)-Diagramm (Bild 3) aufgetragen. Das Beschleunigungs-Zeit-Diagramm ist die Differentialkurve des Geschwindigkeits-Zeit-Diagramms; damit läßt sich zum Beispiel durch graphisches Differenzieren die Beschleunigung aus der Geschwindigkeit ermitteln [1; 2]. Die ausgezogene Kurve des Bildes 3 zeigt den Verlauf der Geschwindigkeit v_C und die gestrichelte Kurve den Verlauf der Tangentialbeschleunigung b_{tC} des Punktes C .

Beschleunigungen

Das vorliegende Getriebe besteht aus zwei hintereinandergeschalteten Schubkurbeln, und zwar aus der Schubkurbel A_0A mit dem Antrieb an der Kurbel A_0A und aus der Schubkurbel BCC_0 mit dem Antrieb am Kolben K .

Wird für das erste Teilgetriebe A_0AB eine Beschleunigung b_A , wirkend im Punkt A der Kurbel A_0A , angenommen (Bild 4), so ist das Lot durch den Endpunkt von b_A auf A_0A der Endpunkt von b_{nA} (die Normalbeschleunigung des Punktes A). Mit Hilfe des Kathetensatzes (das Lot auf A_0A im Endpunkt von b_{nA} schneidet den Thaleskreis über A_0A in E , der Kreisbogen um A mit A_0E als Halbmesser schneidet A_0A im Endpunkt von v_A) oder rechnerisch $v_A^2 = A_0A \cdot b_{nA}$ läßt sich v_A ermitteln. Die Vektorengleichung für den Geschwindigkeitszustand in diesem Getriebe lautet

$$v_B = v_A + \rightarrow v_{BA} \quad (2)$$

worin v_{BA} die Rückdrehgeschwindigkeit des Punktes B um den Punkt A ist, wenn B vorher translatorisch mit der Geschwindigkeit v_A bewegt wurde. Die Geschwindigkeit v_{BA} ist also nicht die wirkliche Relativgeschwindigkeit des Punktes B um A . In ähnlicher Weise läßt sich für die Beschleunigungen eine Vektorengleichung aufstellen:

$$b_B = b_A + \rightarrow b_{BA} \quad (3)$$

Die Absolutbeschleunigungen in ihre Komponenten in Richtung der Normalen und Tangenten zerlegt (bei geradliniger Bewegung von B wird die Normalbeschleunigung b_{nB} Null) und in Gleichung (3) eingesetzt ergeben:

$$b_B = b_{tB} = b_{nA} + \rightarrow b_{tA} + \rightarrow b_{nBA} + \rightarrow b_{tBA} \quad (4)$$

Mit diesen Größen kann der Beschleunigungszug wie folgt gezeichnet werden (Bild 4a): An b_A wird b_{nBA} (bestimmt mit dem Kathetensatz oder rechnerisch: $b_{nBA} = \frac{v_{BA}^2}{BA}$) in Größe, Richtung

und Richtungssinn angetragen²⁾, b_{tBA} (senkrecht auf b_{nBA}) und $b_B = b_{tB}$ (in der Führungsrichtung des Gelenkpunktes wirkend), deren Richtung nur bekannt ist, werden in den Endpunkten von b_{nBA} und b_A angetragen und schneiden sich in ihren Endpunkten. Im allgemeinen wird die Kurbel A_0A mit einer konstanten Winkelgeschwindigkeit angetrieben. Die Tangentialbeschleunigung des Punktes A wird dann 0 und die Gleichung (4) ändert sich zu

$$b_B = b_{tB} = b_{nA} + \rightarrow b_{nBA} + \rightarrow b_{tBA} \quad (5)$$

Für diese Vektorengleichung ist der Beschleunigungsplan in Bild 4b gezeigt.

Für das zweite Teilgetriebe lassen sich die Vektorengleichungen in der folgenden Weise schreiben (Bild 5)

$$v_C = v_B + \rightarrow v_{CB}, \quad (6)$$

$$b_C = b_{nC} + \rightarrow b_{tC} = b_B + \rightarrow b_{nCB} + \rightarrow b_{tCB} \quad (7)$$

Die Normalbeschleunigung $b_{nC} = \frac{v_C^2}{C_0C}$ und die Normalbeschleunigung $b_{nCB} = \frac{v_{CB}^2}{CB}$ sind im Bild 5 mit Hilfe des Kathetensatzes

²⁾ Die Normalbeschleunigung zeigt immer zum Drehpunkt hin!

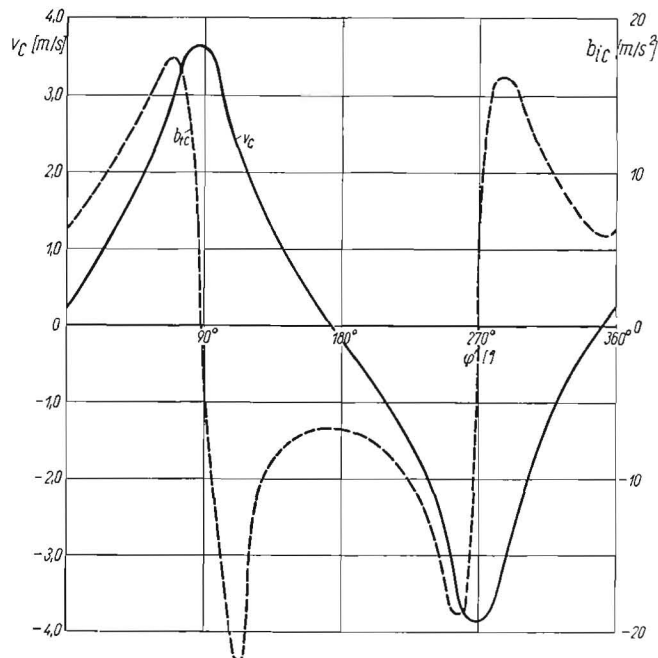


Bild 3: Verlauf der Geschwindigkeit und der Tangentialbeschleunigung bei einer Umdrehung

ermittelt worden. Im Beschleunigungsplan, Bild 5a, beginnt man also mit b_B und daran anschließend b_{nCB} . In der anderen Richtung trägt man entsprechend Gl. (7) die bekannte Beschleunigung b_{nC} an. Die Senkrechten auf b_{nCB} und b_{nC} schneiden sich in den neuen Endpunkten der Tangentialbeschleunigungen b_{tCB} und b_{tC} .

Kräfteermittlung

Wird ein Getriebeglied um einen festen Drehpunkt mit einer Beschleunigung bewegt und sind die Lage des Schwerpunktes S

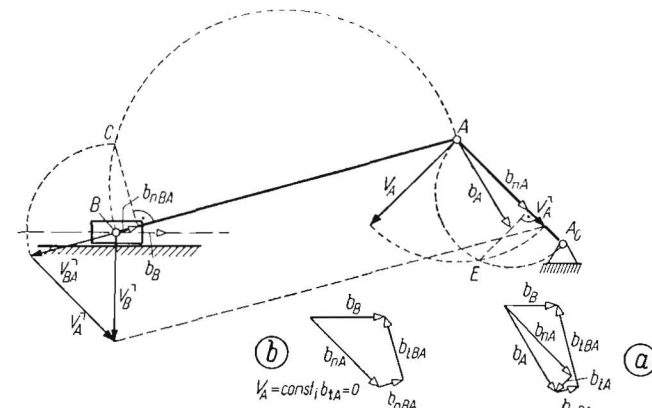


Bild 4: Geschwindigkeits- und Beschleunigungsermittlung im 1. Teilgetriebe

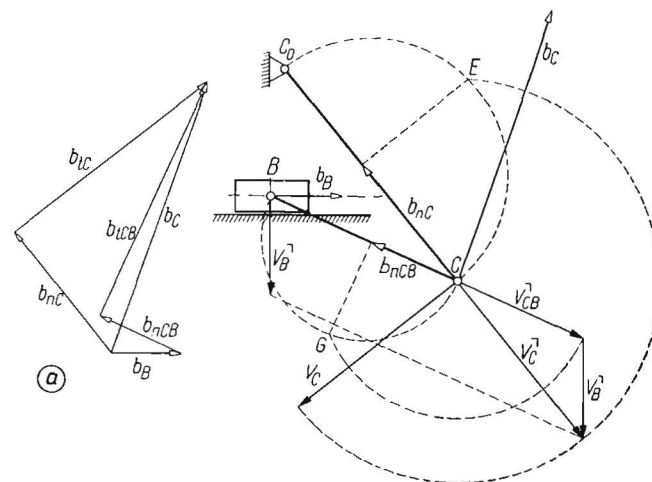


Bild 5: Geschwindigkeits- und Beschleunigungsermittlung im 2. Teilgetriebe

Der Schwerpunkt des Kolbens liegt angenähert im Gelenkpunkt B . Damit läßt sich die resultierende Trägheitskraft P_k [aus Gl. (8) der Beschleunigung b_p entgegenwirkend] mit dem Gewicht G_k des Kolbens zu der resultierenden Kraft R zusammensetzen (Bild 6b). Die Massenkräfte der Glieder CB und BA sind gegenüber denen des Stopfers und des Kolbens so gering, daß sie das Endergebnis nur unwesentlich beeinflussen, demgegenüber aber einen sehr großen zusätzlichen zeichnerischen Arbeitsaufwand erfordern. Darum sind sie in der vorliegenden Untersuchung vernachlässigt worden.

Von den im Punkt B wirkenden Kräften sind $-K$ und R bekannt, während Q als die Kraft in dem Glied AB und N als die Gleitbahn-Querkraft nur in ihrer Wirkungslinie vorliegen. Im Kräftezug (Bild 6b) wird an R und $-K$ die Kraft Q parallel zum Glied AB und an $-K$ die Wirkungslinie von N senkrecht zu der Bewegungsrichtung des Gleitsteines aufgetragen. Im Schnittpunkt dieser beiden Wirkungslinien liegt ein Endpunkt der Kräfte N und Q . Die Kraft Q , mit dem senkrechten Abstand r vom Drehpunkt A_0 multipliziert, ergibt das Rückdrehmoment M_R auf die Kurbel A_0A .

Ergebnis der Untersuchungen

Wie bereits erwähnt, bestand vorliegende Aufgabe darin, die Gleitbahn-Querkraft N so zu verändern, daß sie während einer Bewegungsperiode ihr Vorzeichen nicht mehr wechselt. Aus Bild 7 ist der Verlauf dieser Kraft für eine Kurbelumdrehung zu erkennen³⁾. Die Diagramme gelten für eine Drehzahl $n = 40 \text{ min}^{-1}$. Die ausgezogene Kurve entspricht der ursprünglichen Form des Getriebes, während die gestrichelt gekennzeichnete Kurve für das geänderte Getriebe gilt. Es ist ersichtlich, daß die gesamte Kurve ungefähr ihren Verlauf beibehalten hat, daß sie aber durch die Getriebeänderung insgesamt nach oben verschoben wurde. Besonders kennzeichnend ist aber, daß bei einer Kurbelstellung, die ungefähr einem Winkel φ von 120° entspricht, das ursprüngliche Getriebe eine Gleitbahn-Querkraft vom Betrag 0 aufweist, das heißt in dieser Getriebebestellung steht das Eigengewicht des Kolbens im Gleichgewicht mit den auf ihn einwirkenden Massenkräften. Bei geringfügiger Erhöhung der Drehzahl erfolgt also ein Springen des Kolbens in seiner Führung und durch diese harten Stöße eine Abnutzung der Gleitbahn um so stärker, je größer das Führungsspiel ist. Dabei hat die Gleitbahn-Querkraft N ihren Richtungssinn geändert. In Bild 8 ist eine derartige Getriebebestellung in dem noch nicht geänderten Getriebe mit den dazugehörigen Kräfteplänen gezeigt. Bei dem geänderten Getriebe, der gestrichelten Kurve entsprechend, erreicht die Gleitbahn-Querkraft überhaupt nicht den Wert 0 und damit ist die Gefahr des Wechsels der Anlage für die gesamte Bewegungsperiode beseitigt. Es ist klar, daß auch dieses verbesserte Getriebe bei wachsenden Geschwindigkeiten einen 0-Durchgang aufweisen muß. Wichtig ist aber, daß mit dem beschriebenen, geringen Konstruktionsaufwand die Leistungsgrenze der Maschine um einen geforderten Betrag heraufgesetzt werden kann.

Die im Bild 7 gezeigten Verhältnisse gelten für Bewegungen ohne Berücksichtigung der Reibungsverhältnisse. Diese Einflüsse können aber nur geringfügig sein, weil der Kolben mit einer Rollenführung versehen ist. Sie wurden deshalb vernachlässigt.

Zur Vervollständigung der dynamischen Untersuchungen wurde auch der Verlauf des Antriebsdrehmomentes an der Kurbel A_0A untersucht. Bild 9 zeigt die Schwankungen des Antriebsdrehmomentes. Es ist zu erkennen, daß durch die konstruktiven Veränderungen die Charakteristik erhalten geblieben ist. Wegen der großen Massen, die mit der Antriebskurbel in unmittelbarer Verbindung stehen, konnte mit sehr guter Annäherung mit einer konstant bleibenden Antriebswinkelgeschwindigkeit gerechnet werden.

Zusammenfassung

Die Leistungsgrenze einer Maschine ist im allgemeinen durch eine Spitzenbeanspruchung an einer bestimmten Stelle gegeben.

³⁾ Für den Konstrukteur ist es nur wichtig, in dem kritischen Bereich zwei oder drei Punkte, die den Spitzenwert einschließen, nach den vorgenannten Verfahren zu bestimmen. Die Zeichnung der ganzen Kurve ist vielfach nicht notwendig.

Häufig gelingt es, diese Belastungsspitze durch konstruktive oder getriebetechnische Maßnahmen mit geringen Mitteln abzubauen. Diese Möglichkeit wird an einem einfachen Beispiel demonstriert, und zwar soll die Leistungsgrenze einer Strohpresse erhöht werden.

Es handelt sich dabei in erster Linie um die Erfassung der dynamischen Kräfte. Diese ändern während einer Bewegungsperiode ihr Vorzeichen. Die Folge ist ein Springen des Kolbens in seiner Führung und damit verbunden ein starker Verschleiß der Gleitbahn. In der vorliegenden Arbeit werden an diesem praktischen Beispiel die dynamische Untersuchung eines mehrgliedrigen Getriebes und Verfahren zur Bestimmung der dynamischen und statischen Kräfte beschrieben.

Schrifttum

- [1] HAIN, K.: Angewandte Getriebelehre. Hermann-Schroedel-Verlag, Hannover, Darmstadt 1952.
- [2] WITTENBAUER, F.: Graphische Dynamik. Julius-Springer-Verlag, Berlin 1923.
- [3] TOLLE, O.: Massenkräfte in ebenen Getrieben (Zeichnerische Ermittlung). AWF-VDMA Getriebeblatt 637—638 (1932).
- [4] MEWES, E.: Kraftmessung an Strohpressen. Grundlagen der Landtechnik, Heft 10, VDI-Verlag, Düsseldorf (1958) S. 18—35.
- [5] SKALWEIT, H.: Kräfte und Beanspruchungen in Strohpressen. RKTL-Schriften, Heft 88, Berlin 1938, S. 30/35, Bd. 14.

Résumé

Kurt Hain and G. Marx: "Increasing the Operating Speed of a Straw Press by Changes in the Mass Effect."

The limits to the capacity of a machine are generally determined by a peak load on some individual part thereof. It has frequently been found possible to reduce these peak points by changes in the design or in the gearing of the machine. These possibilities are effectively demonstrated by their application to a simple example whereby the capacity of a straw press was increased. The first step necessary is the determination of the dynamic forces involved. These change their sense during a working cycle of the press, with the result that the plunger rises and falls between its guides, thereby causing excessive wear of the guide surfaces. The article concludes with a practical example of the determination of the dynamic and static forces involved in a multi-membered machine.

Kurt Hain et G. Marx: Augmentation de la vitesse de marche d'une presse à paille par modification des effets de masse.

La limite de rendement d'une machine est généralement déterminée par une pointe des efforts à un certain endroit. Il est souvent possible de réduire cette pointe d'une façon peu coûteuse par des mesures constructives ou une technique des engrenages appropriée. Cette possibilité est démontrée par l'exemple simple d'une presse à paille dont on veut augmenter la limite de rendement. Il s'agit en premier lieu de déterminer les forces dynamiques. Celles-ci changent pendant un cycle de mouvement leurs signes. Il en résulte que le piston saute dans son guidage et que l'usure du chemin de glissement est considérable. Dans le présent article, les auteurs décrivent à l'aide de cet exemple pratique les recherches dynamiques effectuées sur un engrenage à éléments multiples et des procédés utilisés pour la détermination des forces dynamiques et statiques.

Kurt Hain y G. Marx: "Aumento de la velocidad de trabajo de una prensa para paja por la modificación de los esfuerzos de inercia."

El rendimiento límite de una máquina depende generalmente de un esfuerzo pico en un punto determinado. Con frecuencia se consigue reducir este esfuerzo pico con pequeñas modificaciones constructivas o del mecanismo. Esta posibilidad se demuestra en un ejemplo sencillo, o sea que se trata de aumentar el rendimiento de una prensa para paja. Se trata en primer lugar de la determinación de los esfuerzos dinámicos que, en el transcurso de un ciclo, cambian de signo. En su consecuencia el pistón da saltos en las guías, dando lugar al rápido desgaste de las superficies de deslizamiento. En el presente trabajo se describen en un ejemplo práctico la investigación de la dinámica de un engranaje compuesto y los procedimientos para la determinación de los esfuerzos dinámicos y de los estáticos.