

Getriebeatlanten als Hilfe für den Entwurf ungleichförmig übersetzender Getriebe

Von Kurt Hain, Braunschweig-Völkenrode

Ungleichförmig übersetzende Getriebe sind durch das sich stetig verändernde Übersetzungsverhältnis gekennzeichnet. Unter Übersetzungsverhältnis versteht man nach den deutschen Normen das Verhältnis der Winkelgeschwindigkeit des Antriebsgliedes zu der des Abtriebsgliedes. Im Gegensatz zu den gleichförmig übersetzenden Getrieben treten bei den ungleichförmig übersetzenden Getrieben die kinematischen Probleme in den Vordergrund. Bei den gleichförmig übersetzenden Riemen- und Seilgetrieben erschöpfen sich die kinematischen Betrachtungen in der Bestimmung des Verhältnisses der Riemen- bzw. Seilscheibendurchmesser. Bei den Zahnrad- und Kettengetrieben kommt noch die Gestaltung der Zahnprofile hinzu, die für ein konstantes Übersetzungsverhältnis zu entwerfen sind.

Die Getriebe mit konstantem Übersetzungsverhältnis sind allgemeinen Berechnungen im Hinblick auf ihre Gestaltung leichter zugänglich als die ungleichförmig übersetzenden. So stehen z. B. ausreichende Unterlagen über die Beanspruchung der Getriebeteile sowie über die Reibungs- und Verschleißverhältnisse zur Verfügung. Da auch die Belastungen für Lager und Gelenke wegen des konstanten Übersetzungsverhältnisses während des Betriebes annähernd gleich groß bleiben, konnten genaue Unterlagen zur Berechnung von Lagern der verschiedensten Art erarbeitet werden. Der Stand der Technik auf dem Gebiete der gleichförmig übersetzenden Getriebe erlaubte deshalb auch die Entwicklung ganzer Baureihen in sich abgeschlossener Getriebeeinheiten, so daß gegenwärtig für alle Geschwindigkeiten und Belastungen günstige Getriebe von Spezialfirmen hergestellt und angeboten werden.

Die meisten dieser Voraussetzungen treffen für die ungleichförmig übersetzenden Getriebe nicht zu. Mit dem sich ändernden Übersetzungsverhältnis ist auch eine stetige Änderung der im Getriebe wirkenden Kräfte verbunden. Der Anteil der dynamischen Kräfte, die von den Massen und den Beschleunigungen der Getriebeteile abhängen, ist insbesondere bei der Forderung nach höheren Arbeitsgeschwindigkeiten so hoch, daß solche Kräfte neben den statischen Kräften, die von den durch das Getriebe zu übertragenden Leistungen abhängen, nicht mehr vernachlässigt und auch nicht mehr nur überschlägig berücksichtigt werden können. Das Beste für einen bestimmten Verwendungszweck zu fordernde Getriebe ist das mit den geringsten Spitzen der Massenkkräfte. Die Massenkkräfte sind aber erst dann zu übersehen, wenn das Getriebe in all seinen Teilen durchkonstruiert ist, d. h. die Massenverteilung in den Getriebeteilen bekannt ist. Die Massenkkräfte sind ferner abhängig von den Beschleunigungen der einzelnen Glieder des Getriebes, die ihrerseits von der reinen Geometrie des Getriebes abhängen. Daraus ist ersichtlich, daß nach dem gegenwärtigen Stand der Erkenntnisse der systematische Entwurf eines ungleichförmig übersetzenden Getriebes für alle gegebenen praktischen Bedingungen unmöglich ist, daß man vielmehr noch gezwungen ist, eine stufenförmige Weiterentwicklung mit Zwischenergebnissen anzustreben.

Eine Entwicklung von Baureihen ungleichförmig übersetzender, in sich abgeschlossener Getriebeeinheiten ist daher gegenüber den gleichförmig übersetzenden Getrieben ungleich schwieriger durchzuführen. Immerhin sind für bestimmte

Getriebegruppen schon Ansätze in dieser Richtung zu verzeichnen, so z. B. für Getriebe mit aussetzender Bewegung. Im allgemeinen wird man aber noch lange Zeit gezwungen sein, die organisch mit der ganzen Maschine verbundenen, ungleichförmig übersetzenden Getriebe von Fall zu Fall für gegebene Bedingungen entwerfen zu müssen. Eine spätere Leistungssteigerung durch Erhöhung der Arbeitsgeschwindigkeit und der Übertragung größerer Kräfte wird nur erreichbar sein, wenn man in jedem Einzelfall das die Leistungssteigerung hindernde Getriebe in allen seinen Eigenschaften verbessert. Diesem Ziele können u. a. auch Getriebeatlanten mit großem Vorteil dienen.

Zu den ungleichförmig übersetzenden Getrieben werden u. a. Kurbelgetriebe, Kurvengetriebe und Bandgetriebe gerechnet. Ein sich stetig änderndes Übersetzungsverhältnis ist aber auch mit Hilfe kombinierter Getriebe möglich, wie z. B. durch eine Kombination von Kurbelgetrieben mit Zahnradgetrieben oder von Kurvengetrieben mit Zahnradgetrieben. In vorliegender Arbeit werden lediglich Kurbelgetriebe, das sind Getriebe aus einfachen Hebeln und Dreh- oder Schubgelenken, behandelt. Als Grundlage dient das einfachste aller dieser Getriebe, das Gelenkviereck. Es besteht aus vier im allgemeinen ungleich langen Hebeln, die miteinander in vier einfachen Drehgelenken gelenkig verbunden sind. Aus den verschiedenen Möglichkeiten dieses Gelenkviereckes lassen sich durch Hinter- oder auch durch Übereinanderschaltung mehrerer Einzelgetriebe vielgliedrige Getriebe mit besonderen Eigenschaften ableiten, die dem einfachen Gelenkviereck nicht zu eigen sind.

Das Gelenkviereck hat trotz seiner geringen Gliederzahl so vielfältige Variationsmöglichkeiten, daß es bisher noch nicht gelungen ist, über alle Einzelheiten eine befriedigende Übersicht zu erhalten. Da in solchen Getrieben die Bewegungsverhältnisse bezüglich der Winkelveränderungen gleich bleiben, wenn man nur eine maßstäbliche Vergrößerung oder Verkleinerung des Getriebeschemas vornimmt, so kann man alle Abmessungen solcher ähnlicher Getriebe auf ein bestimmtes Getriebeglied, z. B. das Gestell, beziehen und kommt damit auf dimensionslose Werte. Beim Gelenkviereck bleiben sodann nur noch drei veränderliche Größen übrig. Aber allein diese drei Variablen führen zu überaus komplizierten rechnerischen Ansätzen, deren Auflösung zwar nicht unmöglich, aber doch verhältnismäßig zeitraubend ist. Deshalb beruhen die meisten für den Getriebeentwurf entwickelten Verfahren auf graphischen Methoden.

Eine Getriebeanalyse, bei der vorhandene Getriebe mit bekannten Abmessungen z. B. auf die Geschwindigkeits- und Beschleunigungsverhältnisse untersucht werden, ist noch verhältnismäßig leicht durchzuführen gegenüber einer Getriebesynthese, die sich damit befaßt, die Abmessungen eines optimalen Getriebes für gegebene Bedingungen zu ermitteln. Vielfach werden die Dimensionen eines Getriebes noch durch Probieren festgelegt, indem man z. B. die Längen der einzelnen Hebel an einem Modell so lange ändert, bis die gewünschten Winkelzuordnungen annähernd erreicht sind. Da damit nur bescheidene Ansprüche erfüllt werden können, sind vor längerer Zeit Verfahren entstanden, die schon auf dem Reißbrett nicht nur ein einziges Getriebe für den verlangten Zweck, sondern eine größere Anzahl brauchbarer Getriebe zu übersehen gestatten. Diese sogenannte Maßsynthese ist so weit entwickelt worden, daß man ziemlich genau voraussagen kann, wie weit bestimmte Bedingungen mit einem Getriebe von gegebener Gliederzahl erfüllt werden. Dabei handelt es sich in der Hauptsache um die Erfüllung von bestimmten Lager- oder Winkelzuordnungen, also

um rein geometrische Bedingungen. Erfreulicherweise sind aber auch schon Ansätze vorhanden, darüber hinaus den Geschwindigkeits- und Kräfteverlauf, ja sogar schon den der Beschleunigung in einem Getriebe vorschreiben zu können. Allerdings reichen diese Verfahren bei weitem noch nicht aus, um mit einiger Sicherheit feststellen zu können, ob das jeweils günstigste Getriebe gefunden wurde. Die Erreichung eines höchsten technischen Wirkungsgrades ist naturgemäß anzustreben; der Weg zu Lösung dieser Aufgabe ist außerordentlich schwierig und langwierig und setzt eine planmäßige Weiterentwicklung der maßsynthetischen Verfahren auf lange Sicht voraus.

Eine Weiterentwicklung in anderer Richtung verspricht die Aufstellung eines Getriebeatlantes, der in Kurvendarstellungen alle Variationsmöglichkeiten des Gelenkviereckes einschließt. Mit ihm können damit auch sämtliche aus dem Gelenkviereck entstandenen vielgliedrigen Getriebe beherrscht werden. Die Vorarbeiten für solche Atlaswerke sind im allgemeinen außerordentlich umfangreich, weshalb versucht werden muß, deren Anwendung auf möglichst viele technische Gebiete auszuweiten. Um aber zu einer umfassenden Benutzung eines Getriebeatlantes anzuregen und damit zu einer vollen Ausschöpfung seiner Möglichkeiten zu kommen, ist es unbedingt notwendig, dem Benutzer des Atlantes möglichst viele praktische Beispiele in die Hand zu geben. Auf diese Weise bekommt er wertvolle Anregungen, vorhandene Konstruktionen aus seinem Gebiet, vor allen Dingen aber auch aus anderen Gebieten miteinander zu vergleichen und auf seine Arbeit zu übertragen.

Ein Getriebeatlas im Zusammenhang mit einer Beispielsammlung kann Anregungen vermitteln, schon bei Neukonstruktionen alle getriebetechnischen Lösungen von Anfang an zu berücksichtigen. Es zeigt sich immer wieder, wie wichtig es für den Getriebeentwurf ist, die Aufgabe richtig zu formulieren. Wie oft sind die dem Getriebe zugeordneten Funktionen zu eng begrenzt, was in den meisten Fällen eine starke Einengung der konstruktiven Möglichkeiten bedeutet. In vielen Fällen ist z. B. dem ungleichförmig übersetzenden Getriebe ein gleichförmig übersetzendes Zahnrad- oder Kettenradgetriebe vorgeschaltet; es ist durchaus möglich, das Übersetzungsverhältnis dieses vorgeschalteten Getriebes so festzulegen, daß das ungleichförmig übersetzende Getriebe einfacher zu gestalten ist. Die Übersicht aber, wie man zu dem einfachsten und besten Getriebe kommt, soll ein Getriebeatlas vermitteln.

Vorhandene Getriebeatlanten

Bei der Erarbeitung von Hilfsmitteln für den Getriebe-konstrukteur zeichnen sich etwa die drei folgenden Wege ab. Zunächst ist es ratsam, die in wissenschaftlichen Aufsätzen dargestellten und bewiesenen maßsynthetischen Verfahren in Rezeptform darzustellen, so daß sie unmittelbar nach kurzer Anleitung angewendet werden können. Hierzu gehören auch Rechenanleitungen mit entsprechenden Gleichungen.

Ein anderer Weg besteht in der Zusammenfassung einer ganzen Getriebe-gruppe in einem Übersichts-atlas. Ein treffendes Beispiel hierfür ist der Koppelkurvenatlas für Gelenkvierecke [1]. In einem solchen Atlas sind auf jeder Seite für bestimmte Abmessungen eines Gelenkviereckes und für bestimmte Lagen der die Koppelkurven beschreibenden Koppelpunkte die zugehörigen Koppelkurven aufgezeichnet. So enthält der Atlas mit einem Umfang von etwa 800 Seiten in bestimmten Abstufungen der Lage der Koppelpunkte und der Abmessungen der Gelenkvierecke nahezu eine umfassende Übersicht über eine bestimmte Art dieser Gelenkvierecke, die sogenannten Kurbelschwingen, bei denen die im Gestell gelagerte Kurbel umläuft, während ein anderes im Gestell gelagertes Getriebe-glied hin- und herschwingt. Die Koppelkurven sind gestrichelt gezeichnet, wobei der Abstand der Einzelstriche jeweils einem bestimmten Kurbelwinkel der gleichförmig umlaufenden Kurbel entspricht. Damit ist eine Zuordnung des Kurbelwinkels zu den Bewegungen des Koppelpunktes gegeben. Da jede Koppelkurve des Gelenkviereckes mathematisch genau noch von zwei anderen Gelenkvierecken, die keine Kurbelschwingen zu sein brauchen, erzeugt wird, sind

zur Erfassung aller überhaupt möglichen Gelenkvierecke neuere Vorschläge gemacht worden [2]. Hierbei soll auch der Nachteil des normalen Koppelkurvenatlantes vermieden werden, der darin besteht, daß die Koppelkurvenformen nur in einer bestimmten Größe, abhängig von dem Maßstab des Gelenkviereckes, zur Verfügung stehen, und daß man gezwungen ist, eine gewünschte Koppelkurve immer im Maßstabe des Atlantes zeichnen zu müssen.

Eine dritte Möglichkeit, dem Getriebe-konstrukteur Unterlagen zur Erleichterung des Entwurfes in die Hand zu geben, besteht in der Festlegung von Kennwerten für bestimmte Getriebetypen und in der Aufstellung von Kurventafeln, in denen ein solcher Kennwert als Vergleichsmaßstab zur Bewertung der einzelnen Getriebe benutzt wird. Auf diese Weise ist es möglich, für begrenzte Aufgaben das für den praktischen Verwendungszweck jeweils günstigste Getriebe auszusuchen. Als wichtiger und außerordentlich gut brauchbarer Vergleichswert für einfache Getriebe hat sich der sogenannte Übertragungswinkel ergeben, der unmittelbar die Güte der Bewegungsübertragung eines Getriebes ohne Berücksichtigung von Massenwirkungen anzeigt [3].

Mit Hilfe des Übertragungswinkels kann man z. B. die besten Gelenkvierecke zur Verfügung stellen, wenn eine umlaufende Drehbewegung in eine hin- und herschwingende Bewegung umgewandelt werden soll. Bei gegebener Größe des Schwingwinkels und des anteiligen Kurbelwinkels für den Hingang und für den Rückgang des Abtriebsgliedes ist aus der entsprechenden Kurventafel sofort dasjenige Gelenkviereck abgreifbar, bei dem während der gesamten periodischen Bewegung die günstigsten Übertragungsverhältnisse, bezogen auf die optimale Größe des Übertragungswinkels, vorhanden sind [4; 5]. Eine ähnliche Kurventafel gibt es auch für Schubkurbelgetriebe, die zur Umwandlung einer gleichförmig umlaufenden Antriebsbewegung in eine hin- und hergehende Schubbewegung dienen [6]. Das Gelenkviereck kann auch als Doppelkurbel zur Erzeugung ungleichförmiger Umlaufbewegungen verwendet werden. In diesem Fall vollführen beide im Gestell gelagerten Getriebe-glieder volle Umläufe, wobei im allgemeinen das Antriebsglied gleichförmig umläuft und dem Abtriebsglied ungleichförmige Bewegungen erteilt [7; 8].

Als Vergleichswert für Getriebe kann auch die Genauigkeit angesetzt werden, mit der bestimmte Bewegungen zu erzielen sind. So werden z. B. sehr oft Teile von Koppelkurven gebraucht, die mit möglichst guter Annäherung eine Gerade beschreiben. Für solche Geradföhrungen sind Konstruktionstafeln aufgestellt worden, aus denen sofort dasjenige Gelenkviereck abgegriffen werden kann, von dem ein Koppelpunkt die verlangte Gerade mit den geringsten Abweichungen beschreibt [9 bis 13]. Eine ähnliche Kurventafel gibt es für Koppelrastgetriebe, die eine gleichförmig umlaufende Antriebskurbel haben und ein Abtriebsglied, das zeitweise trotz weiterlaufender Antriebskurbel stillsteht. Das beste Rastgetriebe ist dann dasjenige, das bei einer bestimmten Rastdauer den genauesten Stillstand des Abtriebsgliedes aufweist [14].

Wenn auch ungleichförmig übersetzende Getriebe im allgemeinen für Bewegungen mit sich stetig änderndem Übersetzungsverhältnis eingesetzt werden, so gibt es doch manche Fälle, in denen man von diesen Getrieben auch ein möglichst konstant bleibendes Übersetzungsverhältnis verlangt. Wenn dies erreicht wird, können ungleichförmig übersetzende Getriebe, z. B. das Gelenkviereck, mit gutem Erfolg als Ersatz für Zahnradgetriebe eingesetzt werden. Dies ist aber nur für hin- und herschwingende Bewegungen möglich, und deshalb erscheinen in den entsprechenden Kurventafeln diejenigen Getriebe als die günstigsten, bei denen ein möglichst großer Schwingbereich und eine beste Annäherung an ein konstantes Übersetzungsverhältnis vorhanden ist [15; 16]. Es ist zu begrüßen, daß bei den meisten dieser Kurventafeln auch noch der während der Bewegung auftretende kleinste Übertragungswinkel enthalten ist und somit wertvolle Anhaltspunkte zu Getriebevergleichen gibt.

In die Reihe der Getriebeatlanten können ebensogut alle Verfahren eingereiht werden, die die harmonische Analyse oder sogar die harmonische Synthese benutzen [17; 18; 19]. Hier

kommt es meist darauf an, ein verlangtes mehr oder weniger kompliziertes Bewegungsgesetz mit Hilfe eines ungleichförmig übersetzenden Getriebes zu verwirklichen. Dieses verlangte Bewegungsgesetz wird in „Harmonische“ zerlegt, und die Aufgabe besteht darin, ein Getriebe mit den gleichen Harmonischen zu finden, wie sie das Bewegungsgesetz vorschreibt.

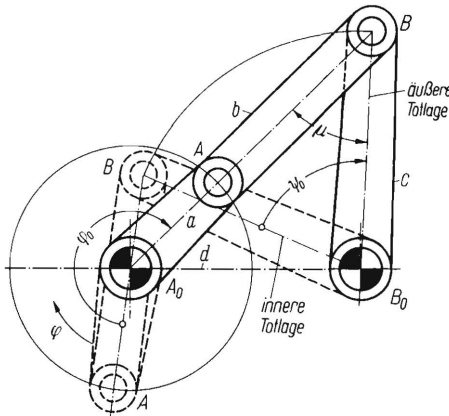
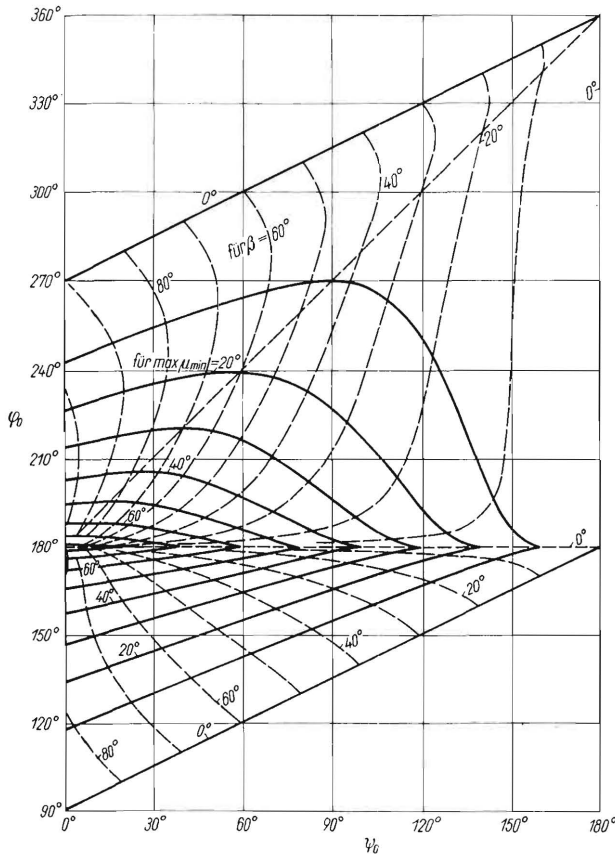


Bild 1. Kurbelschwinge (Gelenkvierecke) zur Umwandlung einer gleichförmig umlaufenden Bewegung in eine Schwingbewegung.

Ganz besonders sei auf die umfassenden Möglichkeiten der elektronischen Rechenmaschinen bzw. Datenverarbeitungs-maschinen hingewiesen. Durch ihre fast unbegrenzten Speicher-fähigkeiten sind sie in der Lage, jede beliebige Getriebegruppe mit allen ihren Kennwerten und Variationen in den Abmessungen zu speichern. Ein wesentlicher Bestandteil der Arbeiten mit diesen Maschinen besteht in der Programmierung der Aufgaben, die im allgemeinen zeitraubender ist als die Lösung selbst. Zur



Tafel 1. Der beste Kleinstwert $\max \mu_{\min}$ des Übertragungswinkels μ und Hilfswinkels β in Abhängigkeit von den Totlagenwinkeln ψ_0 und φ_0 der Kurbelschwinge nach Bild 1 (nach Volmer [5]).
(Tafel 1, 2 und 3 sind stark verkleinert und vereinfacht gezeichnet).

Aufstellung eines Speicherprogrammes müssen selbstverständlich zahlenmäßige Unterlagen bzw. sämtliche Kennwerte aus zeichnerischen Untersuchungen in das Speichersystem eingegeben werden [20]. Da die Bedienung der elektronischen Datenverarbeitungs-maschinen nicht unmittelbar vom Konstrukteur erfolgt, setzt die Benutzung dieser modernen Maschinen eine enge Zusammenarbeit der Konstrukteure mit den Spezialisten der Rechenmaschinen voraus. Die Einrichtung und Benutzung solcher Rechenanlagen ist mit hohen Kosten verknüpft, und es sind Überlegungen anzustellen, ob gegenwärtig genügend praktische Aufgaben vorliegen, um zu einem wirtschaftlichen Einsatz zu kommen.

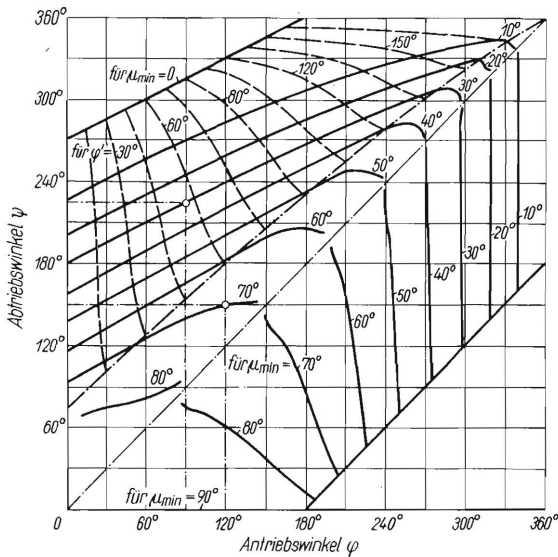
Im VDI/AWF-Handbuch „Getriebetechnik“⁽¹⁾ ist eine Anzahl von Kurventafeln enthalten, die zur Erleichterung der Konstruktionsarbeit dienen sollen. So zeigt z. B. **Tafel 1** eine Kurventafel für übertragungsgünstige Kurbelschwinge [5]; Kurbelschwinge sind Gelenkvierecke, die eine gleichförmig umlaufende Bewegung in eine Schwingbewegung umwandeln. Sie haben nach **Bild 1** eine umlaufende Kurbel a, die über eine Koppel b das Abtriebsglied c antreibt. Das Abtriebsglied c schwingt um den Winkel ψ_0 , der durch die Totlagen dieses Gliedes begrenzt ist. Während das Abtriebsglied c den Winkel ψ_0 von links nach rechts durchläuft, dreht sich die Antriebskurbel a um den Kurbelwinkel φ_0 . Den Rückgang des Gliedes c bewirkt die Kurbel beim Durchlaufen des Winkels φ von φ_0 bis 360° . Bei gleichförmig umlaufender Kurbel a wird also für den Hingang des Abtriebsgliedes eine längere Zeit gebraucht als für den Rückgang. Die Forderung nach ungleich langen Hin- und Rückbewegungszeiten ist für den Einsatz der Kurbelschwinge von großer Bedeutung. Man wird also den Kurbelwinkel φ_0 und den Schwingwinkel ψ_0 für die Konstruktion einer Kurbelschwinge zugrunde legen. Für die Paarung dieser Winkel gibt es aber unendlich viele Kurbelschwinge [4]. Der Konstrukteur möchte nun aus dieser unendlich großen Anzahl das beste Getriebe herausfinden. Ein solches Getriebe kann z. B. dadurch gekennzeichnet sein, daß die Kräfteübertragung am günstigsten ist. Zur Überprüfung dieser Forderung kann der sogenannte Übertragungswinkel μ zwischen der Koppel b und dem Abtriebsglied c verwendet werden. Die Kraftübertragung ist am besten, wenn $\mu = 90^\circ$ ist, und sie ist unmöglich, wenn $\mu = 0^\circ$ oder 180° ist. Da der optimale Wert von $\mu = 90^\circ$ ist und ein spitzer Winkel z. B. von 70° in der Bewertung einem stumpfen Winkel von 110° entspricht, ist es zweckmäßig, immer nur den spitzen Winkel zwischen Koppel b und Abtriebsglied c der Übertragungsgüte zugrunde zu legen.

Der Übertragungswinkel μ ändert sich während der Bewegung des Getriebes und erreicht dabei einen Kleinstwert μ_{\min} . Bei mehreren Gelenkvierecken ist dasjenige das übertragungsgünstigste, bei dem μ_{\min} am größten ist ($\max \mu_{\min}$). Es gibt also für jeden Kurbelwinkel φ_0 und jeden zugeordneten Schwingwinkel ψ_0 ein durch den optimalen Wert $\max \mu_{\min}$ gekennzeichnetes übertragungsgünstigstes Gelenkviereck. Alle diese übertragungsgünstigsten Kurbelschwinge sind in der Tafel 1 enthalten.

Sind also für ein Gelenkviereck, das als Kurbelschwinge laufen soll, z. B. ein Schwingwinkel $\psi_0 = 60^\circ$ und ein Kurbelwinkel $\varphi_0 = 210^\circ$ vorgeschrieben, so liest man aus dieser Tafel für das günstigste Gelenkviereck einen Übertragungswinkel $\mu_{\min} = 33^\circ$ ab. Auf Grund von praktischen Versuchen ist bei geringen Arbeitsgeschwindigkeiten für ein solches Gelenkviereck ein Übertragungswinkel von $\mu_{\min} = 30^\circ$ noch zulässig; bei höheren Geschwindigkeiten ist die untere Grenze für den kleinsten Übertragungswinkel höher anzusetzen. In Tafel 1 ist noch ein Hilfswinkel β angeführt, der für die Ermittlung der Getriebeabmessungen gebraucht wird. Aus weiteren Kurventafeln können diese Abmessungen unmittelbar abgegriffen werden [5].

In **Tafel 2** und **3** [22; 23] sind Kurven von ähnlichen Gelenkvierecken enthalten wie in Tafel 1; es handelt sich hier aber um die Übertragung von nur schwingenden Bewegungen, **Bild 2 bis 6**. Wenn ein Antriebshebel a um einen bestimmten Winkel φ

¹⁾ VDI/AWF = Verein Deutscher Ingenieure, Ausschuß für wirtschaftliche Fertigung.



Tafel 2. Übertragungswinkel μ_{\min} und Winkel φ' für gleichläufige Gelenkvierecke mit einer Totlage (nach Langosch [22]).

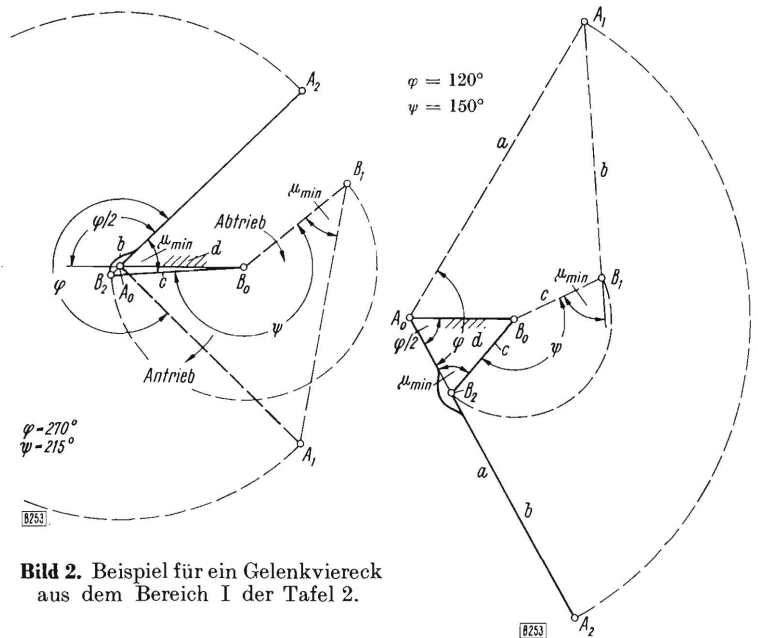


Bild 2. Beispiel für ein Gelenkviereck aus dem Bereich I der Tafel 2.

verschwenkt wird und mit dieser Verschwenkung eine Schwingbewegung eines Abtriebsgliedes c um den Winkel ψ gekoppelt sein soll, so kann man auch hier in Tafel 2 und 3 sofort ablesen, mit welchem günstigsten Übertragungswinkel μ_{\min} eine solche Bewegung weitergeleitet werden kann. Der Winkel μ_{\min} ist auch hier wieder der während der schwingenden Bewegung auftretende kleinste Wert des Übertragungswinkels μ . Die Kurven in Tafel 2 und 3 unterscheiden sich dadurch, daß in Tafel 2 gleichläufige Gelenkvierecke (Bild 2 bis 4), bei denen Antriebsglied und Abtriebsglied im selben Sinne schwingen, aufgetragen wurden, während Tafel 3 für gegenläufige Gelenkvierecke gilt (Bild 5 und 6), bei denen das Abtriebsglied c im entgegengesetzten Sinne wie das Antriebsglied a hin- und herschwingt.

Tafel 2 enthält drei voneinander abgegrenzte Kurvenbereiche I, II, III. Für jeden dieser Bereiche ist in Bild 2, 3 und 4 ein entsprechendes Gelenkviereck aufgezeichnet. Der in den Diagrammen eingetragene Anfangswinkel φ' ist in den Bereichen I und II immer gleich dem halben Schwingwinkel φ des Antriebsgliedes a , während er im Bereich III den gestrichelten Kurven entnommen

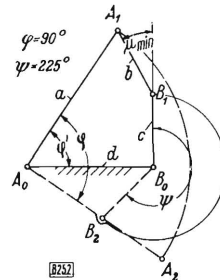
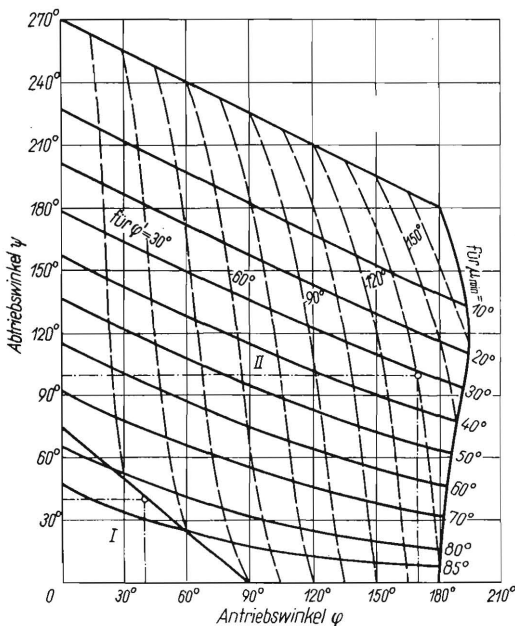


Bild 3. Beispiel für ein Gelenkviereck aus dem Bereich II der Tafel 2. Der Übertragungswinkel μ_{\min} tritt in den Lagen $A_0A_1B_1B_0$, $A_0A_2B_2B_0$ und $A_0A_3B_3B_0$, d. h. in der Steglage, auf (s. a. Bild 2).

Bild 4. Beispiel für ein Gelenkviereck aus dem Bereich III der Tafel 2. Der Übertragungswinkel μ_{\min} tritt in der Anfangslage $A_0B_1B_1B_0$ und in der Steglage auf. Wenn sich die Kurbel a mit dem Gestell A_0B_0 deckt, befindet sich das Gelenkviereck in der Steglage.



Tafel 3. Übertragungswinkel μ_{\min} und Winkel φ' für gegenläufige Gelenkvierecke. Im Bereich I haben diese keine Totlage, im Bereich II eine Totlage (nach Langosch [23]).

werden kann. Die Anfangsstellungen des Gelenkviereckes sind in Bild 2 bis 4 mit $A_0A_1B_1B_0$ und diejenigen der Endstellung mit $A_0A_2B_2B_0$ gekennzeichnet, ebenso der jeweils kleinste Übertragungswinkel μ_{\min} . Sämtliche Gelenkvierecke in Tafel 2 weisen in einer ihrer Endstellungen eine Totlage auf, d. h., in dieser Getriebebestellung ist eine natürliche Sperrlage vorhanden; in ihr ist es unmöglich, vom Getriebeabtriebsglied c eine Bewegung in das Getriebe zurückzuleiten. Diese Totlagen sind jeweils durch eine Streck- oder Decklage der Glieder a und b erkennbar.

Das Diagramm nach Tafel 3 hat die beiden Bereiche I und II; Bereich I umfaßt nur wenige Gelenkvierecke gegenüber Bereich II. Im Bereich I ist wiederum der Anfangswinkel $\varphi' = \frac{1}{2} \varphi$, während er im Bereich II den Werten auf den gestrichelt gezeichneten Kurven entspricht. Im Bereich I ist keine Totlage vorhanden; im Bereich II ist wieder in einer Endstellung des Gelenkviereckes eine durch die Strecklage $A_0A_2B_2$ gekennzeichnete Totlage zu verzeichnen.

Die bisher gezeigten Kurventafeln sind deshalb von besonderer Bedeutung, weil sie dem Benutzer die Gewißheit geben, daß für den gedachten Zweck die besten Getriebe ohne jede Probierarbeit sofort zur Verfügung stehen. Von großem praktischem Wert ist außerdem die Übersicht über die Grenzen dieser Getriebe. So sieht man z. B. in Tafel 1 sofort, daß ein Schwingwinkel von $\psi_0 = 120^\circ$ bei einem Kurbelwinkel von $\varphi_0 = 120^\circ$ mit Hilfe des einfachen Gelenkviereckes nicht erreichbar ist. Aus Bild 3 kann man z. B. sagen, daß ein Antriebswinkel von $\varphi = 300^\circ$ mit Hilfe des Gelenkviereckes nicht in einen Schwingwinkel $\psi = 60^\circ$ bei gleichläufiger Bewegung des Antriebs- und Abtriebshebels umgewandelt werden kann. Tafel 3 läßt beispielsweise

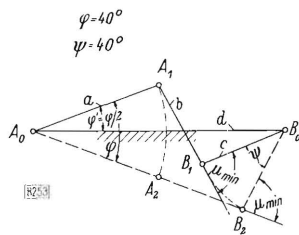


Bild 5. Beispiel für ein gegenläufiges Gelenkviereck ohne Totlage aus Bereich I der Tafel 3.

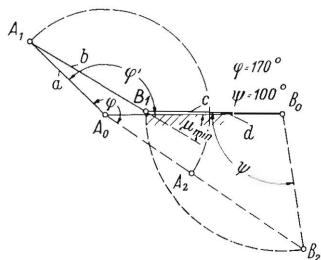


Bild 6. Beispiel für ein gegenläufiges Gelenkviereck mit einer Totlage aus Bereich II der Tafel 3.

erkennen, daß die Umwandlung eines Antriebswinkels φ von größer als 200° in irgendeinen beliebigen anderen Abtriebswinkel ψ bei gegenläufiger Bewegung des An- und Abtriebsgliedes nicht durchführbar ist. Zu Tafel 2 und 3 muß hinzugefügt werden, daß die Diagramme für eine stetige Bewegung des Antriebs- und Abtriebsgliedes gelten, d. h., keines der beiden Glieder darf während seiner Schwingbewegung von einem Stillstand oder einer mehr oder weniger kurzen Rückbewegung unterbrochen werden [21 bis 24].

Ähnliche Diagramme gibt es auch für Schubkurbelgetriebe [25; 26], bei denen eine hin- und herschwingende Bewegung in eine Schubbewegung, oder umgekehrt, zu verwandeln ist. Diese Diagramme zeigen mit ihren Begrenzungslinien somit auch die Grenzen der Möglichkeiten eines Getriebes in Abhängigkeit von seiner Gliederzahl an. Will man darüber hinausgehende Forderungen erfüllen, so steht der Weg zur Benutzung mehrgliedriger Getriebe offen, die sich z. B. durch Hinter- oder Übereinanderschalten einfacher Gelenkvierecke oder Schubkurbelgetriebe ergeben.

Atlas der Vierwinkelfunktionen eines Gelenkviereckes

Es ist ersichtlich, daß die bisher beschriebenen Getriebe-Kurventafeln nur für begrenzte Aufgaben verwendet werden können. So kann man z. B. den Tafeln 1 bis 3 keine Angaben über den Bewegungsverlauf der Getriebe zwischen den Endlagen entnehmen; man weiß lediglich, daß dies die besten Getriebe für die zu durchlaufenden Winkel bzw. die vorgeschriebenen Totlagenstellungen sind. Es gibt aber sehr viele Getriebe-Probleme, bei denen nicht nur bestimmte Lagen eines Getriebes vorgeschrieben sind, sondern das gesamte Bewegungsgesetz eines Getriebes erfüllt werden muß.

Die Winkelbewegungen eines ungleichförmig übersetzenden Getriebes, die die einzelnen Hebel zueinander machen, verlaufen nach einem mathematischen Gesetz. Dieses Gesetz ist jedoch in Abhängigkeit von den Getriebeabmessungen so vielseitig abwandelbar, daß es nach dem derzeitigen Stand der Erkenntnisse unmöglich ist, allgemeingültige und übersichtliche Aussagen zu machen. Es liegt deshalb der Gedanke einer übersichtlichen Darstellung möglichst vieler Funktionen solcher Getriebe nahe. Zu diesem Zwecke kann man die Abmessungen aller möglichen Getriebe in Stufen variieren und die den Getriebestufen entsprechenden Diagramme in einem Atlas zusammenstellen. Da die Ermittlung dieser Bewegungsdiagramme im allgemeinen zeichnerisch für eine bestimmte Anzahl von Getriebestellungen durchgeführt wird, wurde vorgeschlagen, diese Diagramme selbsttätig von dem zugehörigen Getriebe aufzeichnen zu lassen [27; 28].

Die bisher für Atlanten dieser Art ausgearbeiteten und bekanntgewordenen Vorschläge erstrecken sich lediglich auf Funktionen für zwei Winkelzuordnungen. In den einfachen Getrieben sind aber weit mehr Möglichkeiten vorhanden. Das Gelenkviereck z. B. weist vier Winkel auf, die sich bei der Bewegung stetig ändern.

In einer besonderen Untersuchung werden die Grundlagen für die Aufstellung eines Atlases für die Funktionen der vier Winkel eines Gelenkviereckes erarbeitet [29], und die Verwendung eines solchen Atlases an einigen praktischen Beispielen aus dem Landmaschinenbau erörtert.

Schrifttum

- [1] Hrones, J. A. u. G. L. Nelson: Analysis of the four-bar linkage. The Technology Press of M.I.T. and J. Wiley and Sons, Inc., New York, N.Y. 1951.
- [2] Volmer, J.: Koppelkurvenatlas als Mittel zur Konstruktionsvereinfachung. VDI-Ber. Band 29, Düsseldorf 1958, S. 103/08.
- [3] Alt, H.: Der Übertragungswinkel und seine Bedeutung für das Konstruieren periodischer Getriebe. Werkstattstechn. **26** (1932) H. 4, S. 61/64.
- [4] Alt, H.: Das Konstruieren von Gelenkvierecken unter Benutzung einer Kurventafel. VDI-Z. **85** (1941) Nr. 3, S. 69/72.
- [5] Volmer, J.: Ebene Kurbelgetriebe — Konstruieren von Kurbelschwingen zur Umwandlung einer umlaufenden Bewegung in eine Schwingbewegung. VDI-Richtlinien 2130, Düsseldorf 1959.
- [6] Volmer, J.: Ebene Kurbelgetriebe — Konstruieren von Schubkurbeln zur Umwandlung einer umlaufenden Bewegung in eine Schubbewegung. VDI-Richtlinien 2132, Düsseldorf 1959.
- [7] Hain, K.: Übertragungsgünstigste unsymmetrische Doppelkurbel-Getriebe. In: VDI-Forsch.-h. 461; Erzeugung ungleichförmiger Umlaufbewegungen. Düsseldorf 1957, S. 23/25.
- [8] Hain, K.: How to apply Drag-Link Mechanisms in the synthesis of mechanisms. Transactions of the Fourth Mechanisms Conference, Purdue University, Lafayette, Indiana (1957), S. 66/75 and Machine Design **30** (1958) No. 13, S. 104/13.
- [9] Lichtenheldt, W.: Konstruktionstabellen für Gelenkgetriebe. VDI-Ber. Band 5: Getriebetechnik, Düsseldorf 1955, S. 31/34.
- [10] Lichtenheldt, W.: Konstruktionstabellen für Gelenkmechanismen. VDI-Ber. Band 12, Düsseldorf 1956, S. 37/39.
- [11] Lichtenheldt, W.: Konstruktionstabellen für Geradföhrungsmechanismen. Die Verwendung des Ballschen Punktes bei der Ermittlung der Abmessungen von Lenkergeradföhrungen. Masch.bautechn. **7** (1958) H. 11, S. 609/11.
- [12] Volmer, J.: Ebene Kurbelgetriebe — Konstruktion zentrischer Schubkurbeln für gegebene Geradföhrung. VDI-Richtlinien 2136, Düsseldorf 1959.
- [13] Volmer, J.: Ebene Kurbelgetriebe — Konstruktion zentrischer Kurbelschleifen mit Geradföhrung. VDI-Richtlinien 2137, Düsseldorf 1959.
- [14] Luck, K.: Konstruktionstabellen für Koppelastgetriebe. Masch.bautechn. **4** (1955) H. 8, S. 415/21.
- [15] Hain, K. u. G. Marx: How to replace gears by mechanisms (linkages). ASME-Paper 58-SA-33 and Transactions of the ASME, **81** (1959) No. 2, pp. 126/30.
- [16] Hain, K. u. G. Marx: Die Verwendung von Kurventafeln für günstige, gleichförmige Umwandlungen hin- und hergehender Dreh- und Schubbewegungen. Feinwerktechn. **62** (1958) Nr. 12, S. 419/24.
- [17] Bach, K.: Die Verwirklichung vorgegebener Winkelgeschwindigkeitsgesetze bei Doppelkurbelgetrieben. Ing. Arch. **18** (1950), H. 3, S. 167/77.
- [18] Meyer zur Capellen, W.: Harmonische Analyse an Kurbelgetrieben (Leistungsfähigkeit und wirtschaftliche Getriebe-konstruktion, Getriebeabtragung Aachen 1959). Konstruktion **12** (1960), H. 1, S. 38/41.
- [19] Rankers, H.: Angenäherte Getriebe-Synthese durch harmonische Analyse der vorgegebenen periodischen Bewegungs-verhältnisse. Diss. Aachen 1958.

- [20] *Freudenstein, F., u. G. N. Sandor*: Synthesis of pathgenerating mechanisms by means of a programmed digital computer. ASME — Paper 58 — A-85.
- [21] *Hain, K.*: Die günstigste Übertragung von Schwingbewegungen. Landtechn. Forsch. **3** (1953) H. 1, S. 24/26.
- [22] *Langosch, O.*: Ebene Kurbelgetriebe — Konstruktion übertragungsgünstiger Gelenkvierecke für gleichläufige Schwingbewegung. VDI-Richtlinien 2123, Düsseldorf 1959.
- [23] *Langosch, O.*: Ebene Kurbelgetriebe — Konstruktion übertragungsgünstiger Gelenkvierecke für gegenläufige Schwingbewegungen. VDI-Richtlinien 2124, Düsseldorf 1959.
- [24] *Langosch, O.*: Sperrlagen in geforderten Schwingbereichen der Gelenkvierecke. Techn. f. prakt. Metallbearb. **53** (1959), H. 5, S. 175/80 und **54** (1960) H. 7, S. 311/17.
- [25] *Langosch, O.*: Ebene Kurbelgetriebe — Konstruktion übertragungsgünstiger Schubkurbeln zur Umwandlung von Schub- in Schwingbewegungen. VDI-Richtlinien 2125, Düsseldorf 1959.
- [26] *Langosch, O.*: Ebene Kurbelgetriebe — Konstruktion übertragungsgünstiger Schubkurbeln zur Umwandlung von Schwing- und Schubbewegungen. VDI-Richtlinien 2126, Düsseldorf 1959.
- [27] *Beyer, R.*: Ein neuer Zeichenapparat zur Synthese der Koppeltriebe. Reuleaux-Mitt. **2** (1934) H. 2, S. 16.
- [28] *Kiper, G.*: Die näherungsweise Lösung von Getriebeaufgaben durch Funktionsvergleiche. VDI-Ber. Band 12, Düsseldorf 1956, S. 165/70.
- [29] *Hain, K.*: Die Bedeutung eines Getriebeatlases über die Vierwinkelfunktionen von Gelenkvierecken an Hand einiger Beispiele aus dem Landmaschinenbau (In diesem Heft).

Die Bedeutung eines Getriebeatlases über Vierwinkelfunktionen von Gelenkvierecken an Hand von Beispielen aus dem Landmaschinenbau

Von Kurt Hain, Braunschweig-Völkenrode

Zur Erleichterung des Entwurfes ungleichförmig übersetzender Getriebe können Konstruktionstafeln von großem Wert sein. Solche Tafeln gibt es bereits für begrenzte Anwendungen [1]. Wenn z. B. bestimmte Grenzlagen von Getriebegliedern oder auch Totlagen vorgeschrieben sind, kann man hierfür sofort die übertragungsgünstigsten Getriebe abgreifen [2; 3]. Ist ein vollständiges Bewegungsgesetz von einem ungleichförmig übersetzenden Getriebe zu erfüllen, so müssen möglichst viele Zwischenlagen des Getriebes mit diesem Bewegungsgesetz übereinstimmen, d. h., die mathematische Funktion des Getriebes ist dem verlangten Gesetz möglichst gut anzupassen.

Zur Lösung solcher Aufgaben sind bereits Funktionsatlanten vorgeschlagen worden [4; 5]. Diese Vorschläge beziehen sich auf die Zuordnung zweier Winkel in einem Gelenkviereck. Es hat sich aber gezeigt, daß das Gelenkviereck weit mehr Möglichkeiten bietet, wenn man alle seine vier Winkel mit ihren Relativbewegungen zueinander ausnutzt.

Vierwinkelzuordnungen im Gelenkviereck

Bei den vier Winkeln des Gelenkvierecks sind insgesamt sechs Variationsmöglichkeiten der Zuordnung dieser Winkel vorhanden. Darüber hinaus ist es weiterhin erwünscht, auch den Kräftefluß in einem Getriebe erfassen zu können. Die Kräfte bzw. die Drehmomente um die Drehachsen des Gelenkviereckes stehen aber in unmittelbarem Zusammenhang zum Geschwindigkeitszustand des Getriebes. Sieht man einmal von den Verlusten durch Reibungswiderstände ab, so ist die durch ein Getriebe hindurchgeleitete Leistung in jedem Augenblick gleich groß, d. h., das Produkt aus Drehmoment M und Winkelgeschwindigkeit ω ist konstant

$$M \cdot \omega = \text{konst} \quad \dots \quad (1).$$

Versieht man die Drehmomente und Winkelgeschwindigkeit für das Antriebsglied mit dem Index 1 und für das Abtriebsglied mit dem Index 2, so erhält man:

$$M_1 \cdot \omega_1 = M_2 \cdot \omega_2 \quad \dots \quad (2)$$

und daraus

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{M_2}{M_1} = i \quad \dots \quad (3),$$

d. h., die Drehmomente um die Drehachsen verhalten sich umgekehrt wie die Winkelgeschwindigkeiten. Das Verhältnis der Winkelgeschwindigkeit des Antriebsgliedes zur Winkelgeschwindigkeit des Abtriebsgliedes ist das jeweilige Übersetzungsverhältnis eines Getriebes. Es kann sowohl aus den Winkelgeschwindigkeiten als auch aus den Drehmomenten abgeleitet werden. Die Übersetzungsverhältnisse im Gelenkviereck lassen sich mit zeichnerischem Verfahren sehr einfach darstellen. Dies wurde bereits in einer früheren Arbeit [6] ausführlich behandelt.

Bild 1 bis 3 ist eine Zusammenstellung von Kurvenblättern, wie sie einem Atlas über die Funktionen der vier Winkel eines Gelenkviereckes entsprechen könnte. Das Gelenkviereck besteht aus den Gliedern a, b, c und d; die dazwischen liegenden Winkel sind mit φ , β , μ und ψ bezeichnet worden. Alle Abmessungen des Getriebes werden auf das Gestell d bezogen, so daß nur die voneinander abhängigen Verhältniswerte a/d , b/d und c/d übrig bleiben. Die Kurven in Bild 1 bis 3 gelten für die in der Unterschrift zu diesen Tafeln angegebenen Verhältniswerte. Man kann nun in dem ausgewählten Gelenkviereck zunächst das Glied d als Gestell wählen und in diesem so entstehenden Mechanismus die Kurbel a gleichförmig mit dem Winkel φ umlaufen lassen. Die Abszisse in Bild 3 ist mit dem Verlauf dieses Winkels φ identisch. Als Koordinaten sind dann die Winkel β , μ und ψ gewählt worden. Stellt man nun bei demselben Gelenkviereck das Getriebeglied a als Gestell fest und läßt das Glied d links herumlaufen (wenn im ersten Fall die Kurbel a sich rechts gedreht hat), so bleibt das Bewegungsschaubild für den Winkel μ erhalten. Der Winkel (β) ist mit dem Winkel ψ im ersten Gelenkviereck und der Winkel (ψ) ist mit dem Winkel β im ersten

Ing. Kurt Hain VDI ist wissenschaftlicher Mitarbeiter des Institutes für landtechnische Grundlagenforschung (Direktor: Prof. Dr.-Ing. Wilhelm Batel) der Forschungsanstalt für Landwirtschaft Braunschweig-Völkenrode.