

DER FEDERAUSGLEICH VON LASTEN

Von Kurt Hain

Die technischen Federn ermöglichen durch ihre grosse elastische Verformungsfähigkeit eine ihren Abmessungen und ihrer Form entsprechende Speicherung einer mechanischen Arbeit. Wenn man diese Speicherarbeit zum Ausgleich der Hubarbeit von Lasten benutzt und dabei die Forderung nach einem möglichst guten Wirkungsgrad stellt, müssen alle Reibungsverluste herabgesetzt werden.

Bei der Verwendung von Federn auf anderen Gebieten, z.B. im Kraftfahrzeugbau, sind andere Forderungen zu erfüllen. Dämpfungsfedern müssen die auftretenden Stösse weitgehend vernichten, wobei die Umwandlung der zu vernichtenden Arbeit z.B. in Reibungsarbeit erwünscht ist [1]. In drehfedernden Kupplungen dienen die Federn bei entsprechendem Einbau zur Milderung von Stössen durch ein zeitweiliges Speichern mechanischer Arbeit und zur Sicherung gegen schädliche Resonanzschwingungen [2].

Für den hier zu behandelnden Verwendungszweck als Speicherfedern eignen sich die meisten bekannten Federarten. Im allgemeinen kann man mit einer geradlinig ansteigenden Federkennlinie rechnen, z.B. bei Schrauben- und Blattfedern mit einem linearen Anstieg der Kraft über dem Federweg und bei Drehstab- und gewundenen Biegefedern mit einem linearen Anstieg des Drehmomentes über dem Drehwinkel.

Da bei einem Federausgleich, der z.B. bei den Schlepper-Anbaugeräten durch Vermittlung eines Hubgetriebes eine Handaushebung ermöglichen soll, die Feder die angehobene Last in jeder beliebigen Zwischenstellung mehr oder weniger ausreichend im Gleichgewicht zu halten hat, muss durch die Art der Federaufhängung und durch ein Zwischengetriebe die Federwirkung dem Verlauf des Lastmoments angepasst werden [3]. Wenn die Forderung nach dem Gleichgewicht der Momente in jeder Zwischenstellung erfüllt ist, so muss auch die beim Senken der Last frei gewordene Arbeit gleich der von der Feder gespeicherten Arbeit sein. Dies gilt dann für jeden Teilbereich der Bewegung.

Wenn es gelingt, Federelemente zu entwickeln, die eine vorgesehene, nicht lineare Form der Kennlinie haben, können dadurch u.U. einige Getriebeteile eingespart werden. Es müssen deshalb alle in dieser Richtung liegenden Ergebnisse aus anderen Gebieten für den vorliegenden Zweck zu übertragen versucht werden [4].

Über gefederte oder federnde Getriebe liegen bisher nur wenige Untersuchungen vor. In der Reihe der

Lehrbücher der Feinwerktechnik sind von Sieker [5] erstmalig derartige Getriebe in systematischer Übersicht behandelt worden. Die in diesem Buche dargebotenen Untersuchungen sind in vielen Fällen ohne weiteres auch auf die Landtechnik übertragbar.

Im folgenden sollen einige Verfahren für den Einbau von Schraubenfedern an Hand von Beispielen erläutert werden, bei denen der Drehmomentenverlauf der zu hebenden Last bekannt ist und die Feder in jeder Zwischenstellung ein möglichst gleich grosses, entgegengesetzt gerichtetes Drehmoment erzeugen soll.

Berechnung des Federdrehmomentes

Wird eine Schraubenfeder, die als Zugfeder wirkt, so aufgehängt, dass sie sich zwischen einem gestellfesten Punkt M und einem beweglichen Punkt A in ihrer Achsrichtung bewegen kann (Bild 1), so übt sie auf einen im Punkt O gelagerten Hebel mit dem Halbmesser r ein Drehmoment $M_F = P \cdot h$ aus. Es ist damit möglich, in einer oder mehreren Stellungen des Hebels ein Gewicht G an einem Hebelarm ρ im Gleichgewicht zu halten. Das Drehmoment der Federkraft P ergibt sich nach Bild 1 zu:

$$M_F = r \cdot b \cdot c \cdot \sin \varphi \cdot \left(1 - \frac{a}{\sqrt{r^2 + b^2} - 2rb \cdot \cos \varphi} \right).$$

In dieser Gleichung ist M_F in Abhängigkeit vom Winkel φ ausgedrückt, alle übrigen Grössen sind unter gegebenen Verhältnissen konstant. Die Federkonstante einer Schraubenfeder errechnet sich zu:

$$c = \frac{P}{f} = \frac{G \cdot d^4}{8D^3 \cdot i},$$

worin G = Gleitmodul des Federwerkstoffes (für Stahl $G = 8300 \text{ kg/mm}^2$),

d = Durchmesser des runden Federdrahtes,

D = Windungsdurchmesser der zylindrischen Schraubenfeder und

i = Anzahl der Schraubengänge der Feder bedeuten.

Da man für den gleichen Wert c beliebig viele, verschiedene Federn durch Variieren der Grössen D , d und i herstellen kann, ist man beim Entwurf eines Federausgleichs in der Lage, die Federabmessungen zunächst unberücksichtigt zu lassen, d.h. man kann eine willkommene Aufspaltung der Aufgabe in zwei Teilaufgaben vornehmen, indem man mit einer bestimmten vorgegebenen oder angenommenen Kennlinie den Federeinbau festlegt und danach die Abmessungen der Feder bestimmt.

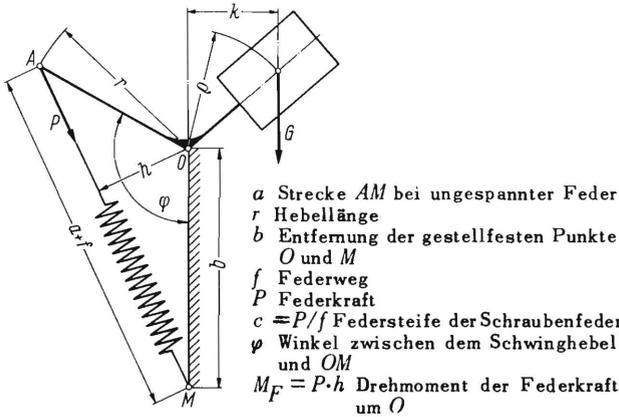


Bild 1. Bestimmung des durch eine Schraubenfeder auf einen Schwinghebel ausgeübten Drehmomentes.

Bekanntlich muss bei der Schraubenfeder auch eine Nachrechnung ihrer höchstzulässigen Beanspruchung vorgenommen werden [6]:

$$\tau = \epsilon \cdot \frac{8 \cdot D \cdot P}{\pi \cdot d^3} = \frac{\epsilon \cdot G \cdot d \cdot f}{\pi \cdot D^2 \cdot i}$$

Da es sich bei den Schraubenfedern um die Verdrehung eines gekrümmten Stabes handelt, entstehen zusätzliche Beanspruchungen, die mit stärkerer Krümmung des Stabes (Drahtes) wachsen. Sie werden durch den Beiwert ϵ , der vom Durchmesserverhältnis D/d abhängt, berücksichtigt. Die folgende Tabelle gibt die Grösse von ϵ an:

D/d	26	20	10	9	8	7	6	5	4	3
ϵ	1,05	1,06	1,14	1,15	1,17	1,20	1,24	1,29	1,38	1,55

Für die Bestimmung des Drehmomentenverlaufs genügt es in vielen Fällen, die angenäherten zeichnerischen Verfahren zu Hilfe zu nehmen, zumal für die meisten, später zu behandelnden Verfahren, die sich mit der Massgebung (Masssynthese) der Federgetriebe befassen, nur die zeichnerischen Methoden verwendet werden können. An einem praktischen Beispiel soll die Bestimmung des Drehmomentenverlaufes gezeigt werden.

Es sei eine Schraubenfeder mit dem Drahtdurchmesser $d = 8$ mm, dem Windungsdurchmesser $D = 60$ mm, der Gangzahl $i = 40$ und der ungespannten Federlänge $a = 400$ mm gegeben. Daraus ergibt sich der Kennwert:

$$c = \frac{P}{f} = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot i \cdot D^3} = \frac{8300 \cdot 8^4}{8 \cdot 40 \cdot 60^3} = 4,9 \text{ kg/cm}$$

Mit einer zulässigen Verdrehbeanspruchung $\tau = 50 \text{ kg/mm}^2$ und einem nach obiger Tabelle für das Durchmesserverhältnis $D/d = 60/8 = 7,5$ gültigen Kennwert $\epsilon = 1,18$ kann der Feder ein grösster Federweg f_{\max} zugemutet werden:

$$f_{\max} = \frac{\tau \cdot \pi \cdot D^2 \cdot i}{\epsilon \cdot G \cdot d} = \frac{50 \cdot \pi \cdot 60^2 \cdot 40}{1,18 \cdot 8300 \cdot 8} = 288 \text{ mm}$$

Bei dem Federeinbau nach Bild 2 mit $b = 300$ mm und $r = 500$ mm schlägt man um den Punkt M mit dem Halbmesser $(a + f_{\max})$ den Kreisbogen, der den Kreisbogen um O mit r als Halbmesser im Punkt A_5 schneidet und damit die Endstellung des Federhebels bei der grösstzulässigen Federlängung kennzeichnet. Von einer vorgegebenen Anfangsstellung OA_1 ausgehend zeichnet man eine Anzahl von Zwischenstellungen OA_1 bis OA_5 überträgt den jeweiligen Abstand $MA = a + f$ in

das Federdiagramm in Bild 3 und kann auf der Federkennlinie ($c = 4,9 \text{ kg/cm}$) die dazugehörige Kraft P ablesen. Mit dem jeweiligen Abstand h (Bild 2) multipliziert erhält man die Federdrehmomente $M_F = P \cdot h$.

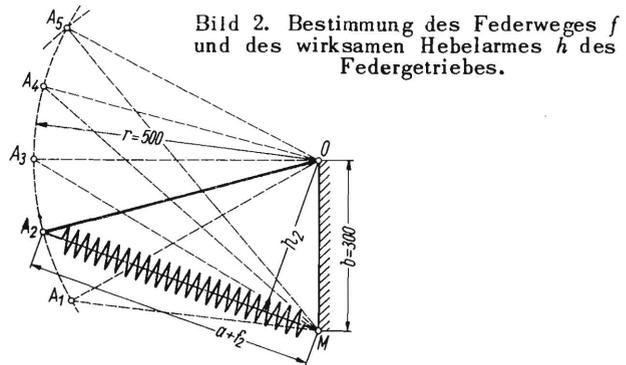


Bild 2. Bestimmung des Federweges f und des wirkenden Hebelarmes h des Federgetriebes.

Das Aufzeichnen des Federdiagramms kann man sich sparen, wenn man aus den in Bild 2 ermittelten Werten f die jeweilige Kraft $P = f \cdot c$ errechnet.

Wird die Feder von der Stellung MA_1 bis zur Stellung MA_5 gelängt, so hat sie die durch die schraffierte Fläche im Federdiagramm (Bild 3) gekennzeichnete Arbeit gespeichert. Die gleiche Arbeit muss sich auch, wenn die Reibungsverluste vernachlässigt werden, ergeben, wenn man in Bild 4 die am Hebel r wirkenden Drehmomente über den Drehwinkeln aufträgt. Setzt man die letzteren im Bogenmass ein, so entspricht die Fläche unter der Drehmomentenkurve ebenfalls der von der Feder gespeicherten Arbeit.

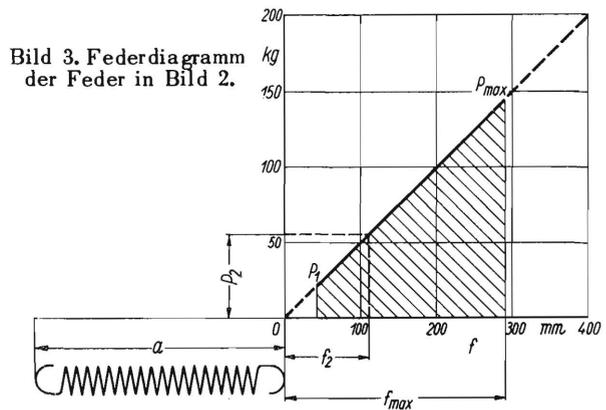


Bild 3. Federdiagramm der Feder in Bild 2.

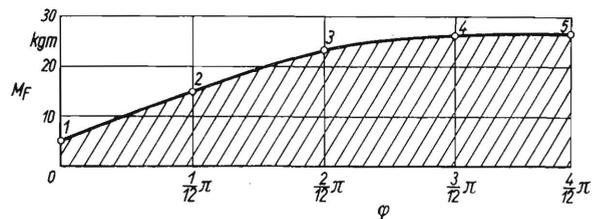


Bild 4. Drehmomentenverlauf des Federgetriebes nach Bild 2.

In Bild 5 ist der Drehmomentenverlauf eines Federhebels über dessen Drehwinkel für gleiche Getriebeabmessungen und verschiedene Federkonstanten c

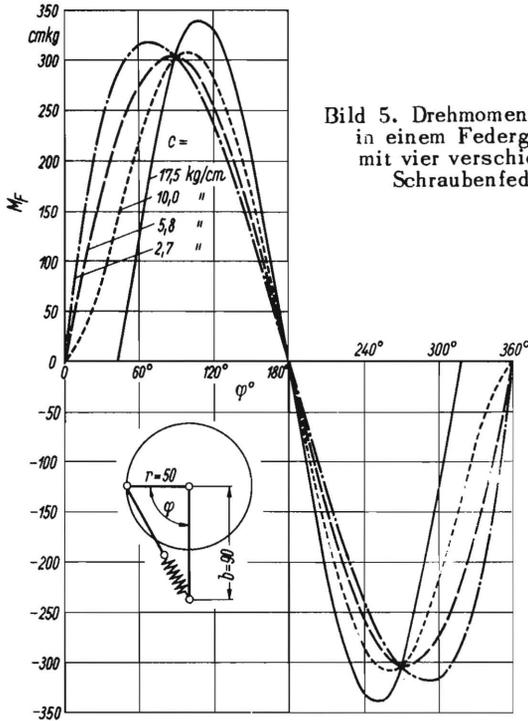


Bild 5. Drehmomentenverlauf in einem Federgetriebe mit vier verschiedenen Schraubenfedern.

(Bild 6) aufgezeichnet. Um das maximale Drehmoment etwa gleich gross zu machen, sind die Federn mit verschiedener Vorspannung eingebaut.

Greifen nach Bild 7 an einem Winkelhebel zwei Federn F_1 und F_2 an, so müssen die durch sie hervorgerufenen Drehmomente addiert bzw. subtrahiert werden. Solange man die Lagerreibung unberücksichtigt lässt, kann man die Feder in ihrer Aufhängung um den Punkt O beliebig verdrehen, also z.B. das Dreieck $O B M_2$ in die Lage $O B' M'_2$, ohne an dem Drehmomentenverlauf etwas zu ändern. Im Bild 8 ist die Momentenkurve der Feder F_1 und die Momentenkurve der Feder F_2 gezeigt. Der resultierende Drehmomentenverlauf ergibt sich aus der algebraischen Summe der beiden Kurven. Die Anordnung von zwei Federn ergibt im allgemeinen einen resultierenden Drehmomentenverlauf mit der gleichen Charakteristik wie bei

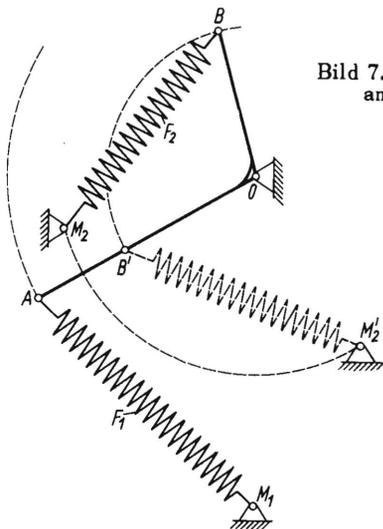


Bild 7. Zwei Schraubenfedern am gleichen Hebel.

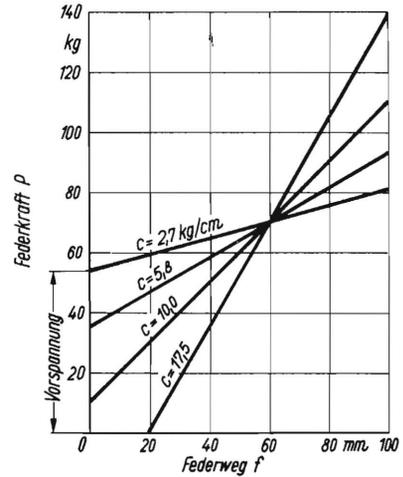


Bild 6. Die Federkennlinien der Schraubenfedern in Bild 5.

einer Feder. Man kann aber die Belastung des Lagers in O durch die zweite Feder und deren Aufhängung beeinflussen.

Man kann auch eine Federaufhängung nach Bild 9 wählen, indem man im Punkt A des Federhebels eine Rolle anbringt und um diese ein Seil oder Band legt. Das Seil ist im Punkt M befestigt und wird durch eine im Punkt N aufgehängte Schraubenfeder unter Spannung gehalten. Wenn die Feder mit der Kraft P_1 gespannt wird, so ist die im anderen Seilende wirkende Kraft $P_2 = P_1$ (sofern die Lagerreibung im Punkt A unberücksichtigt bleibt). Man kann im Punkt A die Kräfte P_1 und P_2 zur resultierenden Kraft P vereinigen und erhält das Federmoment

$$M_F = P \cdot h .$$

Es muss aber auch sein:

$$M_F = P_1 \cdot h_1 + P_2 \cdot h_2 = P_1 (h_1 + h_2) .$$

Der Vektor der resultierenden Kraft P muss durch den Schnittpunkt Q der beiden Seilenden gehen. Man kann auch die Feder im Punkt M aufhängen und das Seil-

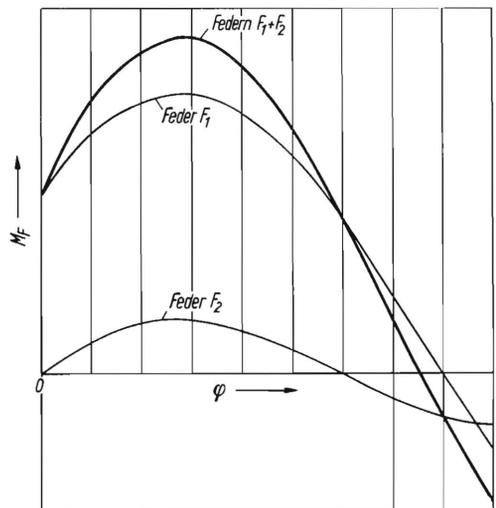


Bild 8. Drehmomentenverlauf bei zwei verschiedenen Federn am gleichen Hebel nach Bild 7.

ende im Punkt N, ohne dass sich der Drehmomentenverlauf ändert. Ob man an jedem Seilende je eine Feder mit verschiedener Kennlinie nimmt, oder beide Federn auf einer der beiden Seiten der Rolle anordnet, jedesmal erhält man denselben Drehmomentenverlauf. Für hintereinandergeschaltete Federn mit den Federkennwerten c_1 und c_2 ergibt sich ein resultierender Kennwert c aus:

$$\frac{1}{c} = \frac{1}{c_1} + \frac{1}{c_2},$$

so dass man beide Federn durch eine Feder mit dem Kennwert c ersetzen kann.

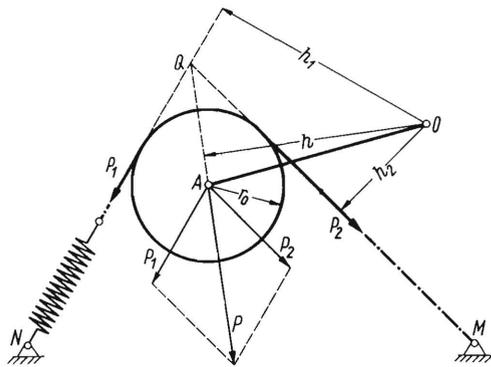
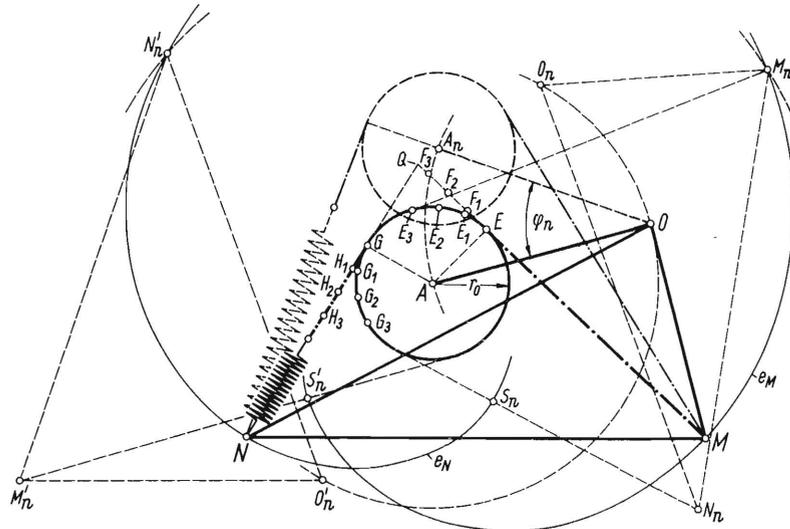


Bild 9. Federhebel mit Rolle.

bekanntlich, dass die Gesamtlänge des abwälzenden Bandes konstant bleibt. Die Evolventen sind sehr einfach und schnell zu zeichnen, wenn man von den Berührungspunkten E und G ausgehend Kreis und Gerade in jeweils gleiche, möglichst kleine Teile $EE_1 = EF_1$; $E_1E_2 = F_1F_2$ usw. sowie $GG_1 = GH_1$; $G_1G_2 = H_1H_2$ usw. einteilt. Zunächst zeichnet man die Kreise um E und G mit EM und GN als Halbmesser. Daran schließen sich die Kreise um $E_1, E_2 \dots$ mit $F_1M, F_2M \dots$ als Halbmesser bzw. um $G_1, G_2 \dots$ mit $H_1N, H_2N \dots$ als Halbmesser an. Die Kreisbögen bilden die Hüllkurven der Evolventenkurven e_M und e_N .

Soll der Federhebel OA um den Winkel φ_n verdreht werden, so schlägt man um A den Kreisbogen mit dem Halbmesser AM , der die Evolvente e_M in M_n schneidet (Bild 10). Um M_n schlägt man den Kreis mit MO als Halbmesser, der den Kreisbogen um A durch O in O_n schneidet. Über O_nM_n zeichnet man das Dreieck ONM und findet den Punkt N_n . Zeichnet man nunmehr von N_n die Tangente an die Rolle r , so schneidet diese die Evolvente e_N in S_n , und die Strecke N_nS_n ist der Betrag, um den sich die Feder verlängert hat, wenn der Federhebel OA in die Lage OA_n bewegt wurde.

Bild 10. Federweg f bzw. Drehmomentenverlauf eines Federhebels mit Rolle. Für den Drehwinkel φ_n ist $f_n = N_nS_n = M_nS_n$.



Bei der Ermittlung der Drehmomente für verschiedene Stellungen des Hebels OA mit der Rolle muss man berücksichtigen, dass die Seillänge konstant bleibt und die Veränderung der Gesamtlänge von M bis N sich nur als eine Änderung der Federlänge und damit der Federkraft darstellt. Man muss also in jedem Falle den sich ändernden Umschlingungswinkel des Seiles um die Rolle berücksichtigen. Dies ist ohne Berechnung des Umschlingungswinkels möglich, wenn man ein zeichnerisches Verfahren nach Bild 10 benutzt.

Man lässt die Rolle feststehen und zeichnet für die Punkte M und N durch Abwickeln der Seilenden die Evolventen e_M und e_N . Die Evolvente bedeutet

Man kann selbstverständlich in Bild 10 auch den Kreisbogen mit dem Halbmesser A_nN um A zum Schnitt N'_n mit der Evolvente e_N bringen, den Punkt O'_n auf dem Kreis um A mit AO als Halbmesser und der Entfernung $N'_nO'_n = NO$ bestimmen und $\Delta N'_nO'_nM'_n = \Delta NOM$ machen. Die Tangente von M'_n an die Rolle r_0 schneide die Evolvente e_N in S'_n , und es muss sein: $M'_nS'_n = N_nS_n$.

Bei der Verwendung einer Differentialrolle nach Bild 11, wenn also z.B. das mit der Feder verbundene Seilende auf die Rolle mit dem Halbmesser R_0 und das andere Seilende auf die Rolle mit dem Halbmesser r_0 aufläuft und beide Seilenden nach einem beliebigen Umschlingungswinkel mit den Rollen fest verbunden sind (die Rollen sind starr miteinander

verbunden und auf dem Hebel in A drehbar gelagert), erhält man im Gegensatz zum vorhergehenden Beispiel ein verschieden grosses Drehmoment M_F um O , wenn man die Federn vertauscht. Da die beiden Seilenden die Rolle im Gleichgewicht halten müssen, muss die Summe der Momente um A Null sein.

$$P_1 \cdot R_0 = P_2 \cdot r_0$$

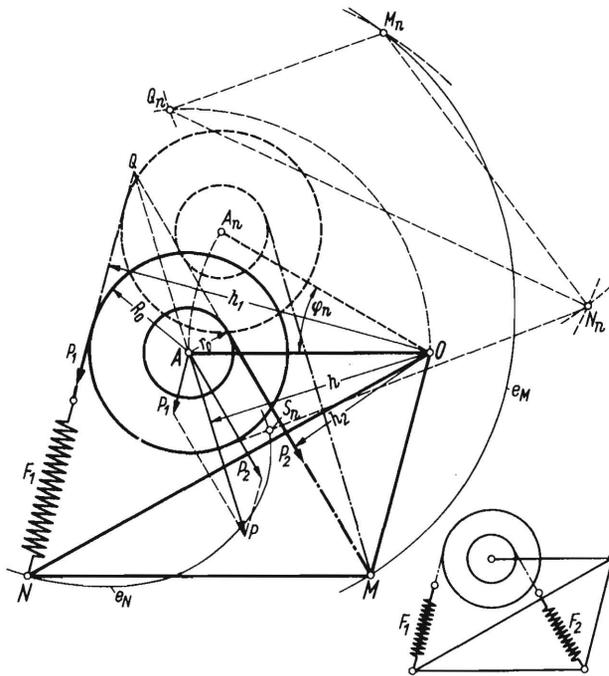


Bild 11. Drehmomentenverlauf für einen Federhebel mit einer Differentialrolle mit einer bzw. zwei Federn.

Die resultierende Kraft P aus P_1 und P_2 muss auch hier durch den Schnittpunkt Q der rückwärts verlängerten Seilenden gehen, sodass man bei bekannter Federkraft P_1 mühelos aus den Richtungen der Kräfte P und P_2 auch deren Grösse bestimmen kann. Für die gezeichnete Ausgangsstellung des Federhebels ist das Drehmoment um O :

$$M_F = P \cdot h = P_1 \cdot h_1 + P_2 \cdot h_2$$

Bei der Drehung des Federhebels OA um einen Winkel φ_n bis in die Stellung OA_n schlägt man wie in Bild 10 mit A_nM als Halbmesser den Kreis um A , der die Evolvente e_M in M_n schneidet, wobei die Evolventen e_M und e_N durch das Abwälzen der gestreckten Seilenden auf der jeweiligen Rolle entstehen. Man macht $\Delta O_nM_nN_n = \Delta OMN$, wenn $O_nM_n = OM$ gemacht wird und der Punkt O_n auf dem Kreis um A mit AO als Halbmesser liegt. Die Tangente von N_n an die grosse Rolle schneidet die Evolvente e_N im Punkt S_n und die Strecke N_nS_n ist wiederum der gesuchte Federweg f_n , um den die Feder sich verlängert, wenn der Federhebel von OA nach OA_n gedreht wird.

Schwierigere Verhältnisse liegen vor, wenn bei der Anordnung nach Bild 11 an beiden Seilenden

je eine Feder F_1 und F_2 mit verschiedener Kennlinie und verschiedener Vorspannung angenommen werden. Auch dann muss, wie bei einer Feder, das Verhältnis der Seilkräfte

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{r_0}{R_0} = i$$

sein, nur wird die Seilrolle durch die zusätzliche Längung der Feder F_2 eine andere Einstellung annehmen. Dreht man den Federhebel OA um einen Winkel φ_n , so ergibt sich in der gleichen Weise wie vorher (Bild 11) eine Gesamtverlängerung f_n beider Federn von der Strecke N_nS_n . Dieser Federweg $f_n = f_{1n} + f_{2n}$ muss so auf die beiden Federn verteilt werden, dass das Verhältnis der Seilkräfte dem obigen Wert i entspricht.

Nimmt man die Federkennlinien I und II für die Federn F_1 und F_2 des Bildes 11 an, so sollen in der Ausgangsstellung OA des Federhebels die Federkräfte gleich P_1 bzw. P_2 sein. In Bild 12 sind für einen bestimmten Drehwinkel φ_n die Federwege f_{1n} und f_{2n} und damit die Federkräfte P_{1n} und P_{2n} graphisch ermittelt. Es wird in die P, f -Koordinaten vom Nullpunkt aus die Kennlinie I der Feder F_1 und an der Stelle 1 die gegebenen Ausgangsfederkräfte P_1 und P_2 eingetragen. Durch den Punkt 2 zeichnet man die gegebene Kennlinie II sowie die durch den Nullpunkt gehende Gerade III. Zwischen den Geraden III, I und der Abszisse haben die Federkräfte immer das geforderte Verhältnis $P_1/P_2 = i$. Errichtet man in dem beliebig gewählten Punkt 3 der Abszisse die Senkrechte bis zum Schnitt 4 mit III, durch 4 eine Waagerechte bis zum Schnitt 5 mit II, durch 5 eine Senkrechte bis zum Schnitt 6 mit der Abszisse, so erhält man die Strecke $g = \overline{16}$ auf der Abszisse, die vom Punkt 3 nach 7 zu übertragen ist. Trägt man nun noch auf einem beliebigen Strahl vom Punkt 1 aus die Strecke $\overline{18} = f'$ ($= N_nS_n$ in Bild 11) ab, so teilt die Parallele zu $\overline{78}$ durch 3 in 9 die Strecke $\overline{18}$ in die gesuchten Federwege f_{1n} und f_{2n} , sodass man nach Antragen von f_{1n} und f_{2n} an Punkt 1 unmittelbar die

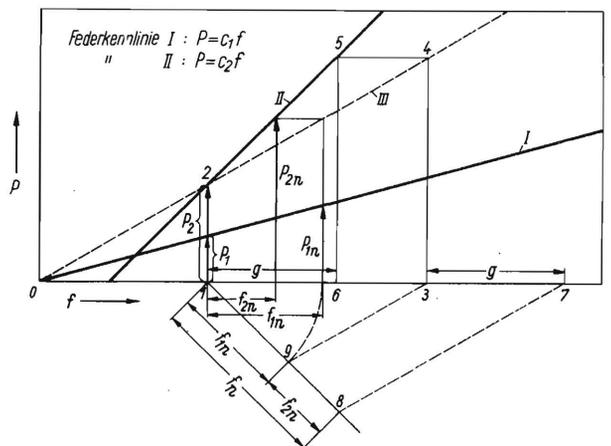


Bild 12. Graphische Ermittlung der Federwege und der Federkräfte der Federn F_1 und F_2 für den Federhebel mit Differentialrolle nach Bild 11.

Federkräfte P_{1n} und P_{2n} an den Kennlinien I und II abgreifen und nach Bild 11 das Federdrehmoment bestimmen kann.

Die Federwege f_{1n} und f_{2n} für beliebige Hebelstellungen kann man auch rechnerisch bestimmen

$$f_{1n} = \frac{f_n}{\frac{1}{i} \cdot \frac{c_1}{c_2} + 1} \quad \text{und} \quad f_{2n} = \frac{f_n}{i \cdot \frac{c_2}{c_1} + 1},$$

wenn f_n der nach Bild 11 ermittelte Gesamt-Federweg, c_1 und c_2 die Federkennwerte der Federn F_1 und F_2 und $i = r/R$ das Rollen-Übersetzungsverhältnis bedeuten.

Die Rolle des Bildes 10 oder auch die Doppelrolle des Bildes 11 kann man durch eine Kurve ersetzen und kann damit höhere Ansprüche erfüllen. Da es hierbei nicht mehr gleichgültig ist, auf welchem Teil der Kurve das Seil augenblicklich abwältzt, ist es zweckmässig, das Seil an einer Stelle, an der es immer Berührung mit der Kurve behält, mit dieser fest zu verbinden. Es kann auch ein doppeltes Umschlingen des Seiles genügen. Eine Verschiebbarkeit der Seilbefestigung auf der Kurve hat den Vorteil der Justiermöglichkeit.

Wenn bei der Kurvenanordnung nach Bild 13 die Feder F mit der Kraft P_1 wirkt, so muss für den Punkt A die Kurve im Gleichgewicht sein:

$$P_1 \cdot a_1 = P_2 \cdot a_2 \quad \text{oder} \quad P_2 = P_1 \cdot \frac{a_1}{a_2}.$$

Man erhält das Federdrehmoment um Punkt O zu:

$$M_F = P_1 \cdot h_1 + P_2 \cdot h_2$$

und mit dem Wert für P_2 :

$$M_F = P_1 \cdot \left(h_1 + h_2 \cdot \frac{a_1}{a_2} \right).$$

Trägt man im Punkt A die Kräfte P_1 und P_2 auf, so muss die Resultierende P aus beiden wieder durch den Schnittpunkt Q der beiden Seilenden gehen, so dass man bei bekanntem P_1 die beiden anderen Kräfte aus ihren gegebenen Richtungen im Kräfteparallelogramm konstruieren und das Drehmoment

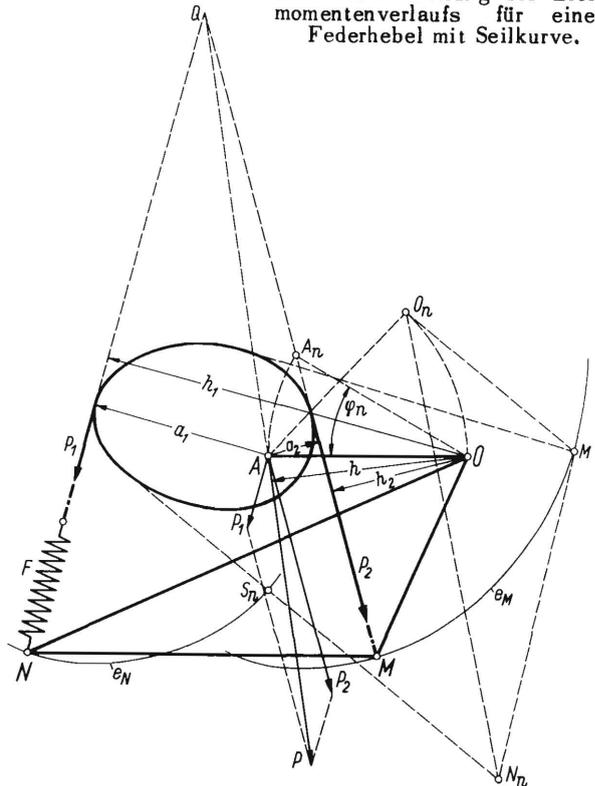
$$M_F = P \cdot h$$

bestimmen kann.

Die Federverlängerung, aus der man im Federdiagramm die jeweilige Federkraft P_1 ermitteln kann, ergibt sich in Bild 13 als die Strecke $N_n S_n$ in der gleichen Weise wie in Bild 11 (s. die Beschreibung dazu). Die Evolventen e_M und e_N entstehen durch das Abwälzen der Seilenden auf der feststehend gedachten Kurve.

Bei der Seilkurve nach Bild 13 ist es erstmalig gegenüber allen bisher beschriebenen Anordnungen möglich, bei Verdrehung des Federhebels OA durch die besondere Form der Seilkurve während eines bestimmten Winkelbereiches überhaupt keine Längen-

Bild 13. Ermittlung des Drehmomentenverlaufs für einen Federhebel mit Seilkurve.



änderung der Feder F zu erhalten. Das bedeutet aber, dass der Federhebel OA trotz grosser Federspannung nicht unter der Wirkung eines Drehmomentes steht und demzufolge leicht bewegt werden kann. Es ist auch durch entsprechende Wahl der Kurve bei wachsender Federkraft ein geradliniges Absinken des Drehmomentes oder auch dessen Gleichhaltung möglich.

Entwurf von Ausgleichgetrieben

Ist für ein Federgetriebe nach Bild 1 der Gewichts-drehmomentenverlauf in Abhängigkeit vom Drehwinkel φ gegeben, so soll die Aufgabe gelöst werden, die Grössen r , b , c und a so zu bestimmen, dass möglichst in jeder Zwischenstellung das Federdrehmoment M_F entgegengesetzt gleich dem Gewichts-drehmoment M_G ist. Betrachtet man die bereits erwähnte Gleichung für das Federdrehmoment

$$M_F = r \cdot b \cdot c \cdot \sin \varphi \left(1 - \frac{a}{\sqrt{r^2 + b^2 - 2rb \cdot \cos \varphi}} \right),$$

so sind in dieser Gleichung die Werte r , b , c und a frei wählbar. Man kann also vier Gleichungen, die vier angenommenen Getriebestellungen entsprechen, mit diesen vier Werten als Unbekannten und den Grössen M_{F1} bis M_{F4} und φ_1 bis φ_4 als Bekannten aufstellen, wobei der jeweilige Winkel φ je eine willkürlich gewählte Stellung des Federhebels in dem verlangten Ausgleich-Bereich kennzeichnet. Diese rechnerische Bestimmung der vier Konstruktionswerte scheidet aber wegen des hohen Grades der Gleichungen und der damit verbundenen Schwierigkeiten aus. Man muss sich auch darüber im klaren sein, dass mit

der einfachen Federaufhängung nach Bild 1 nur ein bestimmter Kurvencharakter im Drehmomentenverlauf erfüllbar ist, dass also beispielsweise ein konstantes Drehmoment bei wachsender Federspannung unmöglich ist. Bei der rechnerischen Behandlung würden hierbei imaginäre Zahlenwerte als Lösungen erscheinen.

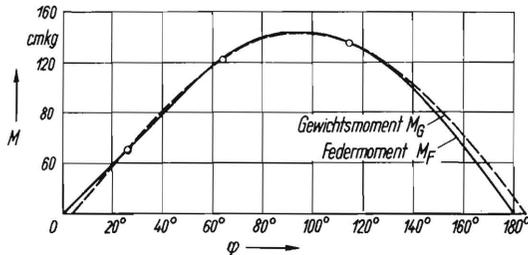


Bild 14. Wahl eines Federausgleichs durch Vergleich von Federmomentkurven untersuchter Federgetriebe mit den gegebenen Gewichtsmomentkurven.

Ein einfaches Verfahren zur Erzielung eines Federausgleichs besteht nach Bild 14 darin, dass man die gegebene Gewichtsmomentkurve in dem in Frage kommenden Bewegungsbereich zur Deckung zu bringen versucht mit einer Federmomentkurve, die sich nach Annahme sämtlicher Abmessungen und der Federkennwerte ergeben hat. Am günstigsten wäre es, wenn ein Atlas mit einer grossen Anzahl von Federmomentkurven verschiedener Getriebeanordnungen und Abmessungen zur Verfügung stünde, sodass man die gegebene Gewichtsmomentkurve nur auf durchsichtiges Papier zu zeichnen braucht und durch Verschieben in Abszissenrichtung eine möglichst gute Übereinstimmung mit einer der darunterliegenden Federmomentkurve herbeizuführen versucht. In Bild 14 bedeuten in den gleichen Kurventeilen die Schnittpunkte der beiden Kurven einen genauen Ausgleich der Momente, während dazwischen geringe Abweichungen nach oben und unten vorhanden sind. Die Verschiebung in Abszissenrichtung entspricht in Bild 1 einer Verdrehung des Systems OMA relativ zum Gewichtshebel, also einer Winkeländerung des Winkelhebels.

Ein theoretisch genauer Federausgleich ist für ein um einen festen Drehpunkt bewegtes Gewicht (Bild 1) möglich, wenn man in der Gleichung für das Moment M_F den Wert $a = 0$ macht. Dann ist nämlich:

$$M_F = r \cdot b \cdot c \cdot \sin \varphi.$$

Diese Bedingung kann man z.B. nach Bild 15 erfüllen, wenn man im Punkt A des Federhebels zunächst ein Seil gelenkig befestigt, dieses über eine Rolle führt und erst dann die Feder anordnet, wobei die Rolle so angebracht werden muss, dass das Seil durch den Schnittpunkt M des Kreisbogens um O (mit r als Halbmesser) mit der Tangente MO an die Rolle geht. Wenn nun A mit M bei ungespannter Feder zusammenfällt, ist $a = 0$, und für alle Getriebebestellun-

gen ist die Strecke $A_n M$ gleich der entsprechenden Federverlängerung f_n . Stehen der Gewichtshebel mit dem Halbmesser ρ im Winkel φ zur Vertikalen und der Federhebel OA unter dem gleichgrossen Winkel φ' zur Geraden MO , so besteht, da $M_F = M_G$ sein muss, die Gleichung:

$$r \cdot b \cdot c \cdot \sin \varphi = G \cdot \rho \cdot \sin \varphi',$$

und da $b = r$ ist:

$$r^2 \cdot c = G \cdot \rho,$$

d.h. es ist bei diesem Getriebe unter der Voraussetzung, dass $\varphi = \varphi'$ ist, über den gesamten Bewegungsbereich hinweg ein genauer Federausgleich möglich, wenn das Produkt aus dem Quadrat der Hebellänge r und der Federkonstanten c gleich dem Produkt aus dem Gewicht und dessen Schwerpunktsentfernung vom Drehpunkt gemacht wird.

Da der auszugleichende Drehmomentenverlauf aber nicht immer einer Sinusfunktion entspricht und andere zusätzliche Bedingungen zu erfüllen sind [3], muss man im allgemeinen andere Massnahmen ergreifen. In gewissen Fällen genügt es, wenn bei vorhandener Feder in zwei oder drei Getriebebelagen ein genauer Ausgleich erreicht wird und man die Abweichungen in den dazwischenliegenden Stellungen in Kauf nimmt.

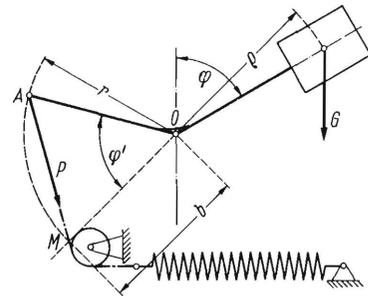


Bild 15. Genauer Ausgleich für ein um einen festen Drehpunkt bewegtes Gewicht durch einen Federausgleich mit Seilrollenführung.

Soll eine vorhandene Feder zum Federausgleich benutzt und in zwei Getriebebelagen 1 und 2, die einen Winkel φ einschliessen, ein genauer Ausgleich zwischen Federdrehmoment M_F und gemessenem Gewichtsmoment M_G erreicht werden, so geht man nach Bild 16 folgendermassen vor. Um die Feder auszunutzen, ermittelt man zu der höchstzulässigen Federkraft P_1 die Federlänge $a + f$. Aus dem für die Getriebebelage 1 ermittelten Gewichtsmoment M_{G1} errechnet man den Abstand

$$h_1 = M_{G1} / P_1,$$

mit dem man als Halbmesser einen Kreis um O zeichnet. Auf den beiden, den gegebenen Winkel φ einschliessenden Strahlen $\overline{O1}$ und $\overline{O2}$ kann man beliebig die Punkte A_1 und A_2 mit gleichem Abstand von O annehmen und von A_1 die Tangente an den erwähnten Kreis zeichnen. Auf dieser nimmt man einen beliebigen, in der Nähe des vermuteten Federaufhängepunk-

tes M liegenden Punkt S an und beschreibt um diesen den Kreis durch A_2 bis zum Schnitt T mit SA_1 . Dann ist die Strecke TA_1 angenähert gleich der Federverkürzung f , die der Drehung des Federhebels von OA_1 nach OA_2 entspricht. Aus dem Federkennwert $c = P/f$ und dem für die Getriebestellung 2 ermittelten Gewichtsmoment M_{G2} errechnet man den Abstand

$$h_2 = M_{G2}/P_2,$$

worin $P_2 = P_1 - cf$

ist. An den Kreis um O mit h_2 als Halbmesser zeichnet man von A_2 die Tangente, die die Tangente von A_1 an den Kreis h_1 im Federdrehpunkt M schneidet.

Liegt der angenommene Punkt S sehr weit vom gefundenen Punkt M entfernt, so kann man die Konstruktion für einen günstigeren Punkt S wiederholen.

Es leuchtet ein, dass man für jedes beliebige Punkt-paar A_1' und A_2' auf den Strahlen 1 und 2 einen Schnittpunkt M' (der bei parallelen Tangenten im Unendlichen liegt) findet. Alle diese Punkte M' liegen auf der Kurve k . Die Federhebellänge darf naturgemäss nicht kleiner werden als der Halbmesser h_1 oder h_2 ,

Bild 16. Federausgleich für zwei Getriebelagen bei gegebener Feder.

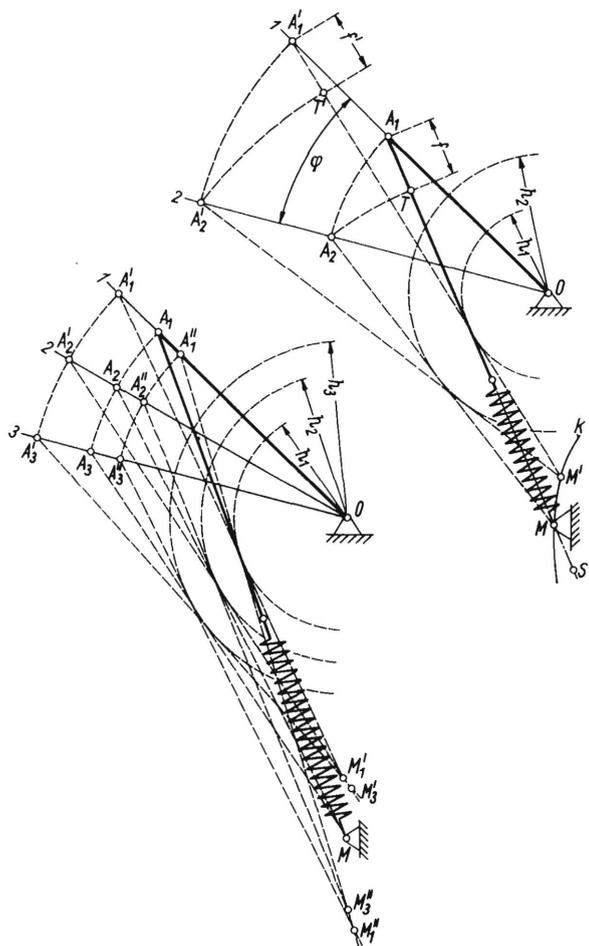


Bild 17. Federausgleich für drei Getriebelagen bei gegebener Feder.

da dann von dem Punkt A_1 oder A_2 keine Tangente mehr an den zugehörigen Kreis gezeichnet werden kann. Auch die Lage des Punktes M oberhalb von OA_1 ergibt keine brauchbaren Lösungen, es sei denn, man verwendet Druckfedern anstelle der bisher angenommenen Zugfedern.

Da es bei gegebener Feder für zwei Getriebestellungen unendlich viele Lösungen gibt, kann man unter den gleichen Voraussetzungen auch für drei Getriebestellungen eine praktisch verwertbare Lösung anstreben, indem man wie im Bild 17 die Konstruktion des Bildes 16 für verschiedene, jedoch gleich-grosse Federhebellängen $OA_1 = OA_2 = OA_3$ so lange durchführt, bis die Punkte M_1' und M_3' (M_1'' und M_3'') auf der Tangente von A_2' (A_2'') an den Kreis h_2 in einem Punkt M zusammenfallen. Die Halbmesser h_1 , h_2 und h_3 findet man in der gleichen Weise wie in dem vorstehenden Beispiel:

$$h_n = M_{Gn}/P_n.$$

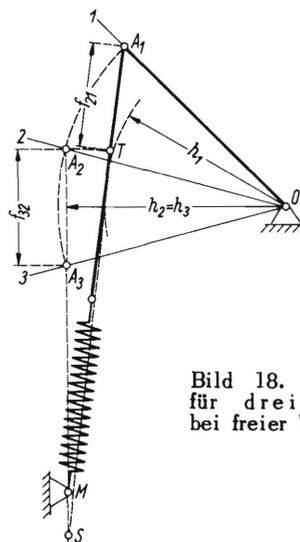


Bild 18. Federausgleich für drei Getriebelagen bei freier Wahl der Feder.

Der Federausgleich ist einfacher durchzuführen, wenn man die Feder frei wählen bzw. den Bedingungen der Aufgabe anpassen kann. In Bild 18 sollen für drei gegebene Getriebestellungen, gekennzeichnet durch die Strahlen $\vec{O1}$ und $\vec{O2}$ und $\vec{O3}$, die gegebenen Gewichtsdrehmomente ausgeglichen werden. Man wählt einen beliebigen Halbmesser $OA_1 = OA_2 = OA_3$; wählt man nun ferner den Federdrehpunkt M auf der Verlängerung der Geraden A_2A_3 (oder auch A_1A_2) in einer noch zu bestimmenden Entfernung, so wird die Aufgabe wesentlich vereinfacht. Dann ist nämlich der wirksame Abstand $h_2 = h_3$, und die Strecke A_2A_3 entspricht der Federlänge f_{32} , wenn der Federhebel von OA_3 nach OA_2 gedreht wird. Dividiert man die gegebenen Gewichtsmomente durch die Abstände $h_2 = h_3$, so erhält man die Federkräfte P_2 und P_3 , die man im Abstand f_{32} wie in Bild 19 aufträgt. Die Gerade durch ihre Endpunkte stellt somit die Federkennlinie dar, der man die gesuchte Konstante c entnehmen kann. In Bild 18 nimmt man auf der Geraden

A_2A_3 in dem vermuteten Bereich für die Lage des Punktes M einen Punkt S an und schlägt um diesen den Kreis durch A_2 bis zum Schnitt T mit SA_1 . Die Strecke TA_1 ist dann der Federweg f_{21} , der der Drehung des Federhebels von OA_2 nach OA_1 entspricht. Trägt man diesen Federweg f_{21} im Federdiagramm (Bild 19) an, so erhält man die Federkraft P_1 für die Hebelstellung OA_1 . Teilt man nun das gegebene Gewichtsdrehmoment M_{G1} für die Getriebestellung 1 durch diese Kraft P_1 , so erhält man den senkrechten Abstand h_1 , mit dem man als Halbmesser in Bild 18 einen Kreis um O schlägt. An diesen Kreis zeichnet man von A_1 aus die Tangente, die A_2A_3 im Federdrehpunkt M schneidet. Man kommt ohne das Zeichnen des Federdiagramms aus, wenn man folgende einfache Rechnung zur Bestimmung von P , ausführt.

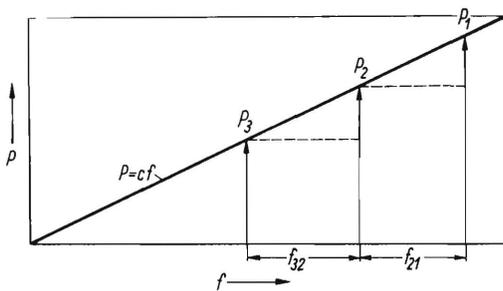


Bild 19. Federdiagramm zum Federausgleich in Bild 18.

Nach Bild 19 ist:

$$c = \frac{P_2 - P_3}{f_{32}} = \frac{P_1 - P_2}{f_{21}}$$

oder

$$P_1 = \frac{f_{21}}{f_{32}} \cdot (P_2 - P_3) + P_2$$

Wenn in Bild 18 der angenommene Punkt S in allzu grosser Entfernung vom gefundenen Punkt M liegt, so bedeutet dies eine mehr oder weniger grosse Abweichung des ermittelten Federweges f_{21} vom wahren Wert. Eine Berichtigung ist leicht durch nachträgliche Verschiebung des Punktes M auf A_2A_3 möglich.

Die Neigung der Federkennlinie kann durch andere Wahl der Hebellänge OA beeinflusst werden. Ergibt sich auf Grund der Annahmen bei der Konstruktion von Bild 18 die Gleichheit $P_2 = P_3$, so ist für die Federkonstante $c = 0$ keine einfache Feder herstellbar. Findet man den Schnittpunkt M oberhalb OA_1 liegend, so ist die Anwendung einer Schrauben-Druckfeder möglich. Es gibt aber zwei weitere Möglichkeiten für den Beginn der Konstruktion. Man kann nämlich auch $h_1 = h_2$ oder $h_1 = h_3$ wählen, d.h. für den Punkt M die Gerade A_1A_2 oder A_1A_3 als geometrischen Ort festlegen.

Da es nach dem Verfahren des Bildes 18 für drei willkürlich gewählte Getriebelagen mit veränderlicher Hebellänge OA unendlich viele Lösungen gibt, kann man auch für vier ebenfalls willkürlich gewählte Ge-

triebelagen einen Federausgleich herbeizuführen versuchen. Man kann z.B. in Bild 20 als geometrischen Ort für den Punkt M die Gerade A_3A_4 wählen und für die drei Strahlen $\overline{O2}$, $\overline{O3}$ und $\overline{O4}$ in Abhängigkeit von veränderlichen Hebellängen OA die Kurve k_2 aller Punkte M_{234} und für die drei Strahlen $\overline{O1}$, $\overline{O3}$ und $\overline{O4}$ die Kurve k_1 aller Punkte M_{134} punktweise aufzeichnen. Der Schnittpunkt M beider Kurven bedeutet die Lösung des genauen Federausgleichs für die vier vorgegebenen Getriebelagen.

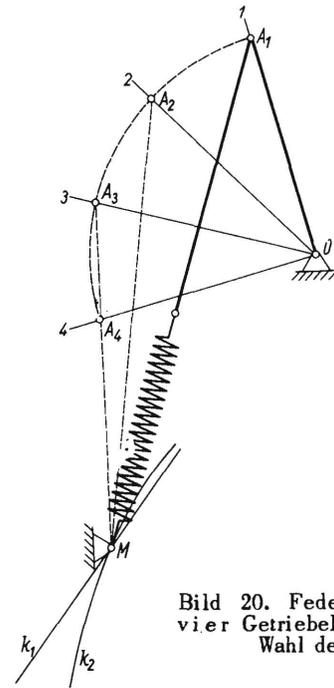


Bild 20. Federausgleich für vier Getriebelagen bei freier Wahl der Feder.

Will man einen Federausgleich in mehr als vier Getriebelagen herbeiführen, so ist das in exakter Weise nicht mehr möglich, und man muss für die einfache Federaufhängung versuchen, eine möglichst gute Annäherung herbeizuführen. Als Beispiel soll entsprechend Bild 21 ein geradlinig abfallender Drehmomentenverlauf von einem einfachen Federgetriebe nach Bild 22 ausgeglichen werden, wobei die Federabmessungen nicht gegeben sein sollen, sondern in Anpassung an einen möglichst guten Federausgleich festzulegen sind.

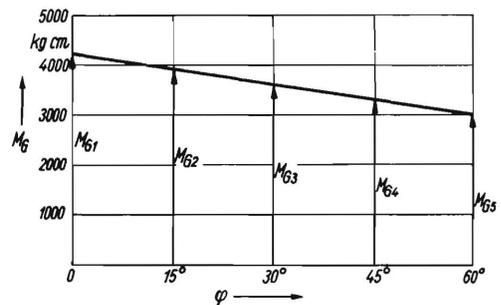


Bild 21. Angenommener Verlauf der Gewichtsmomente in Abhängigkeit vom Drehwinkel φ (zu Bild 22 und 26).

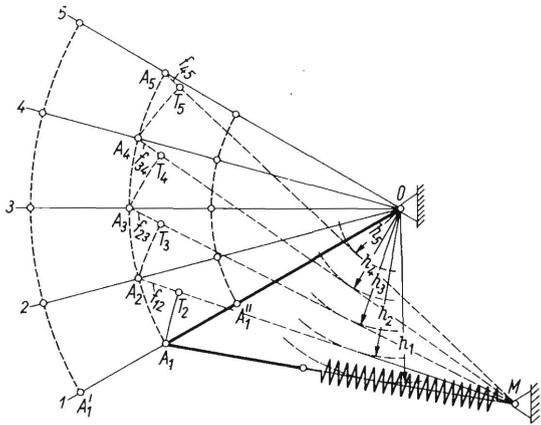


Bild 22. Angenäherter Federausgleich für fünf Getriebe-
lagen für den gegebenen Drehmomentenverlauf nach Bild 21.

Man zeichnet in Bild 22 vom Punkt O aus das Strahlenbüschel $\overline{O1}$ bis $\overline{O5}$ und nimmt eine beliebige Hebellänge OA an. Verbindet man einen ebenfalls beliebig angenommenen Federdrehpunkt M mit den Punkten A_1 bis A_5 , so erhält man die senkrechten Abstände h_1 bis h_5 des Punktes O von diesen Geraden. Die Gewichtsdrehmomente M_{G1} bis M_{G5} dividiert man durch diese Abstände und erhält die gesuchten Federkräfte P_1 bis P_5 . Beschreibt man ferner um O durch $A_1, A_2, A_3 \dots$ Kreisbögen, so erhält man auf den entsprechenden Strahlen die Punkte $T_2, T_3 \dots$. Die Strecken $A_2T_2, A_3T_3 \dots$ sind die Federwege $f_{12}, f_{23} \dots$. Trägt man nun in Bild 23 über den so ermittelten Federwegen f die ebenfalls ermittelten Federkräfte P auf, so erhält man als Federkennlinie die

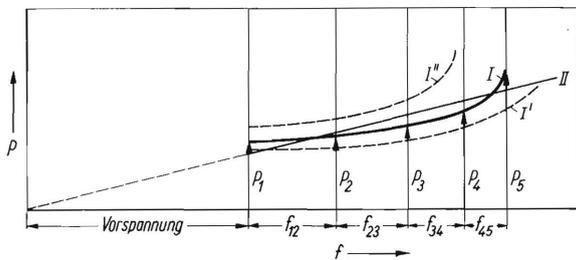


Bild 23. Ermittelte Kraftkurven für das Federgetriebe in
Bild 22 und angenäherter Ausgleich durch eine geradlinige
Federkennlinie einer Schraubenfeder.

Kurve I. Hätte sich eine geneigte Gerade ergeben, so wäre ein vollkommener Federausgleich möglich. So bleibt nur die Möglichkeit, eine gerade Federkennlinie II mit $c = \text{const}$ so zu legen, dass sie möglichst geringe Abweichungen von der Kurve I hat. Man kann sogar durch die Wahl der Geraden II die Bereiche festlegen, in denen man geringere oder grössere Abweichungen haben will. Für die Gerade II ist es, wie bereits beschrieben, möglich, die Federabmessungen zu bestimmen. Die Kurve I' des Bildes 23 gilt für die Hebellänge OA'_1 und die Kurve I'' für die Hebellänge OA''_1 des Bildes 22. Ausser der Hebellänge OA kann man noch die Lage des Punktes M relativ zu dem gezeichneten Strahlenbüschel will-

kürlich verändern und so eine bessere Anpassung der jeweiligen P, f -Kurve an eine Gerade herbeizuführen versuchen.

Die Anpassung eines Federgetriebes an einen gegebenen Drehmomentenverlauf kann wesentlich genauer erreicht werden, wenn man den Federhebel als eine Kurve ausbildet, auf der sich ein hinter die Feder geschaltetes Seil bzw. Band abwälzt (Bild 24 – 26). Es ist klar, dass hierfür nur konvex gekrümmte Kurvenstücke verwendbar sind.

Bei dem Entwurf einer derartigen Kurve kann man wie in Bild 26 die Entfernung OM_1 zwischen Kurvendrehpunkt und Federdrehpunkt sowie die Federkennlinie $c = P/f$ vorgeben. In diesem Beispiel soll wieder der Drehmomentenverlauf nach Bild 21 erfüllt werden, d.h. wenn die Kurve sich in φ -Richtung dreht, soll das Drehmoment trotz steigender Federspannung geradlinig abfallen. Die Kurve dient dazu, in jeweiliger Abhängigkeit von der Federkraft den zugehörigen Hebelarm h herzustellen.

Bei dem Entwurf kann man nach Bild 26 verfahren, indem man die Strecke OM_1 um den Punkt O in entgegengesetztem Sinne verdreht, wie sich der Kurvenhebel drehen soll. Dabei sollen die Teilwinkel mit denjenigen von Bild 21 übereinstimmen (also Winkel $M_1OM_2 = 15^\circ$ usf.). Im gegebenen Federdiagramm (Bild 27, Kennlinie I) nimmt man für die Stellung 1 (in Bild 21 gleichbedeutend mit 0°) eine Kraft P_1 an. Daraus erhält man $h_1 = M_{G1}/P_1$; zeichnet in Bild 26 den Kreis um O mit h_1 als Halbmesser und legt an diesen Kreis von M_1 die Tangente, auf der man einen Punkt A_1 in der Nähe der vermuteten Seilauflage der Kurve annimmt und diesen mit M_2 verbindet. Zieht man um A_1 einen Kreis durch M_1 bis zum Schnitt T_2 auf A_1M_2 , so ist M_2T_2 gleich dem Federweg f_{12} . Addiert man in Bild 27 den Federweg f_{12} zu der Vorspannung, so kann man an der betreffenden Stelle der Kennlinie I die Federkraft P_2 ablesen. Dann ist $h_2 = M_{G2}/P_2$. In Bild 26 schneidet die Tangente von M_2 an den Kreis mit h_2 als Halbmesser die Tangente M_1A_1 in Punkt A_2 . Diese Konstruktion setzt man für alle M -Punkte fort; z.B. verbindet man A_2 mit M_3 , macht $A_2T_3 = A_2M_2$ und ermittelt mit $f_{23} = M_3T_3$ im Federdiagramm (Bild 27, Kennlinie I) die Kraft P_3 , aus der man $h_3 = M_{G3}/P_3$ berechnet. An den Kreis um O mit h_3 als Halbmesser zeichnet man wieder von M_3 die Tangente, die die Tangente M_2A_2 im Punkt A_3 schneidet. Sämtliche Tangenten M_1A_1 bis M_5A_5 hüllen nunmehr die den gegebenen Drehmomentenverlauf erfüllende Kurve, auf der sich das Federseil bzw. Federband abwälzt, ein.

Da diese Kurve beim Abwälzen des Seiles, wenn man also die Evolvente des Punktes M_1 bei feststehender Kurve aufzeichnet, nicht genau die gleichen Federwege wie bei der Konstruktion mit den Tangenten ergibt, stellt die beschriebene Konstruktion eine Annäherung an die theoretisch genauen Werte dar.

Bild 24 - 26. Konstruktion einer Seil- bzw. Bandkurve für einen gegebenen Drehmomentenverlauf (nach Bild 21) und verschiedene Federkennlinien (nach Bild 27).

Bild 26: nach Federkennlinie I zwischen P_1 und P_5
 Bild 25: " " II " P_1'' " P_5''
 Bild 24: " " I " P_1' " P_5'

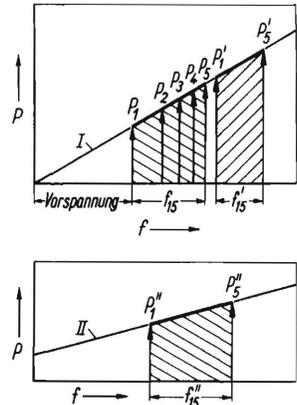
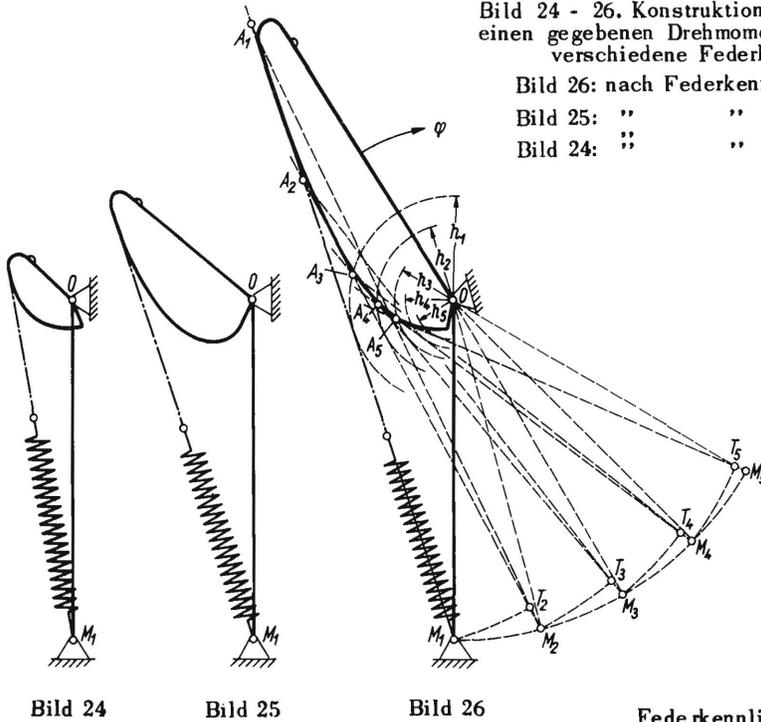


Bild 27.

Federkennlinien für die Wälzkurvenkonstruktion in Bild 24-26.

Diese Annäherung kann man aber durch Annahme weiterer Zwischenlagen genügend weit treiben.

Es leuchtet ein, dass man diese Kurve in ihrer Form durch verschieden grosse Strecken OM und durch andere Federkennlinien vielfältig beeinflussen kann. Wählt man beispielsweise bei gleicher Strecke OM_1 nach Bild 27 (Kennlinie I) die Anfangskraft P_1' , so ergibt sich eine Kurve nach Bild 24. Nimmt man dagegen die geringere Steigung der Kennlinie II nach Bild 27 mit der Anfangskraft P_1'' an, so erhält man eine Kurve nach Bild 25. Es muss noch darauf hingewiesen werden, dass die schraffierten Trapezflächen in den Federdiagrammen in Bild 27 untereinander gleich sein müssen; denn sie stellen ja jeweils die gleiche, von der Feder aufzunehmende Arbeit dar, wenn der gleiche Drehmomentenverlauf nach Bild 21 verwirklicht werden soll.

Federausgleich mit Zwischengetrieben

Im Vorhergehenden wurde angenommen, dass die Ausgleichfeder unmittelbar an dem die auszugleichende Last tragenden Hebel angreift. Da aber bei den meisten Hubgetrieben noch einige Zwischenglieder notwendig sind, um z.B. eine günstige Lagerung des Handhebels zu erhalten, kann man diese Zwischenglieder so zueinander anordnen, dass durch sie und die entsprechende Anordnung der Feder ein besserer Ausgleich erreicht wird.

Für Hubgetriebe mit drei bewegten Hebeln, von denen einer als Lasthebel dienen soll, ergeben sich nach Bild 28 bis 39 zwölf verschiedene Möglichkeiten der Aufhängung einer Schraubenfeder. Wenn man auch das Maschinengestell als Getriebeglied betrachtet, so sind die Federn in Bild 28 bis 30 zwischen benachbarten Gliedern angeordnet, während in Bild 31 und 32 die Federn zwischen gegenüberliegenden

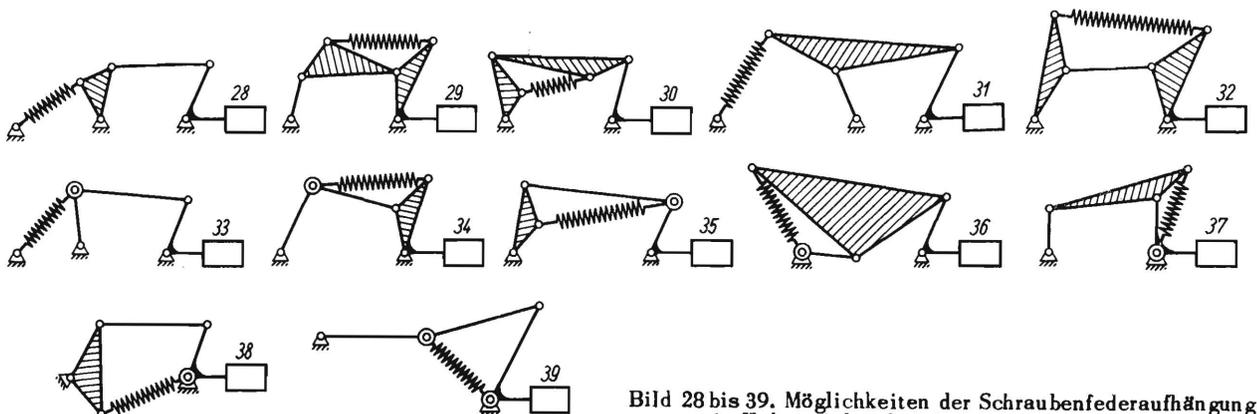


Bild 28 bis 39. Möglichkeiten der Schraubenfederaufhängung in Hubgetrieben bei drei bewegten Hebeln.

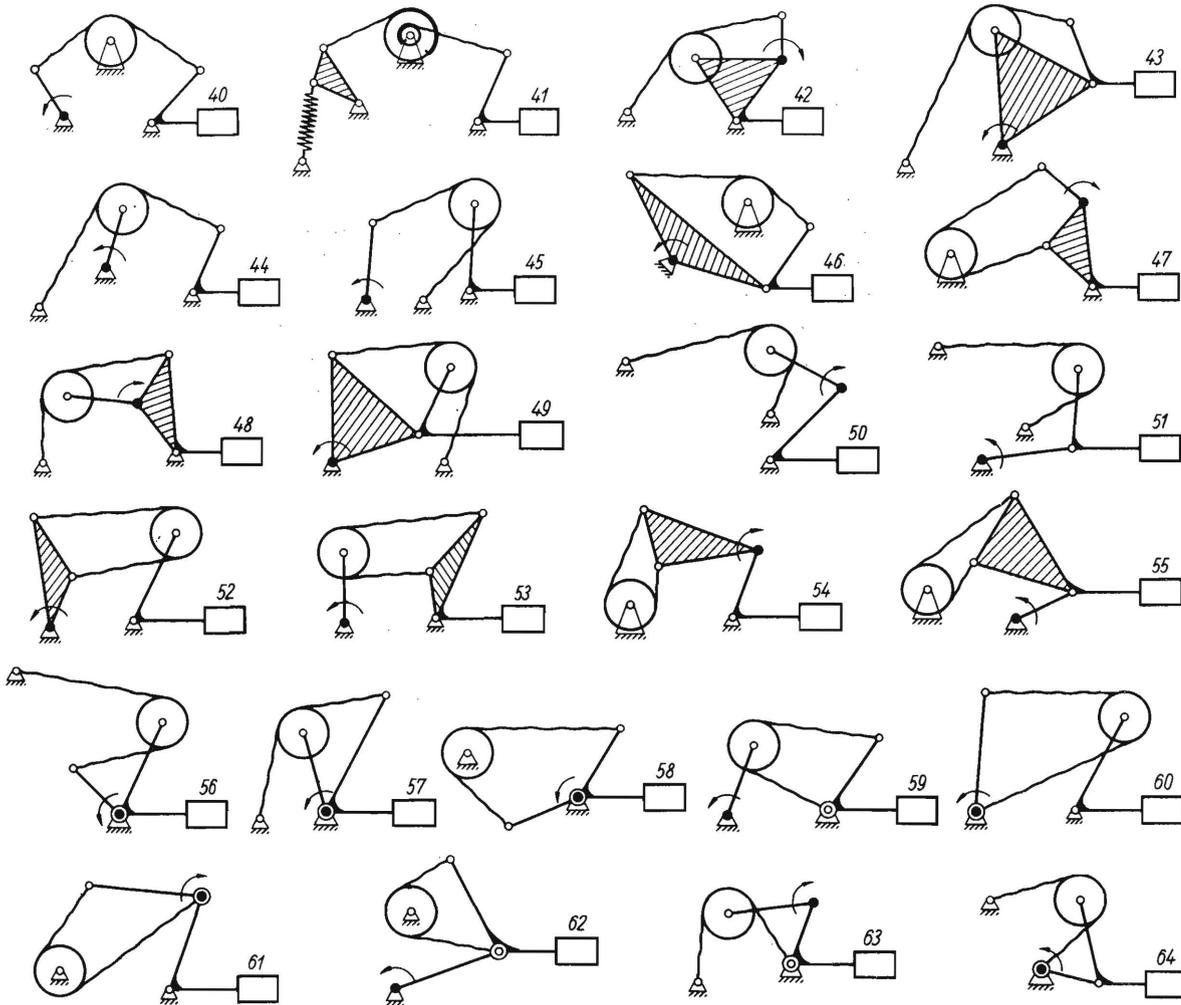


Bild 40 bis 64. Möglichkeiten von Hubtrieben mit zwei bewegten Hebeln, Seil und Rolle.

Gliedern angeordnet sind. Bei den Getrieben nach Bild 33 bis 39 dienen die Gelenkpunkte des Getriebes gleichzeitig zur Aufhängung der Feder, was durch zwei konzentrische Kreise angedeutet werden soll. In Bild 39 ist die Feder zwischen zwei Gelenkpunkten des Getriebes aufgehängt.

Weitere Getriebeformen für Ausgleichgetriebe findet man, wenn man einige starre Getriebeglieder durch ein um eine Rolle geschlungenes Band, Seil oder eine Kette ersetzt. Das Straffhalten ist bei richtiger Anordnung der Getriebeglieder z.B. nach Bild 41 durch die Federwirkung am einen Ende und durch die Wirkung des Gewichtes am anderen Ende der Getriebekette gewährleistet. Bei zwei bewegten Hebeln, Rolle und Band gibt es 24 Möglichkeiten verschiedenartiger Getriebe nach Bild 40 bis 64. In diesen Bildern bedeuten die schwarz angelegten Nullenkreise ein Gelenk, in dem das Feder-Ausgleichmoment in der angegebenen Pfeilrichtung wirkt. Dieses Moment kann z.B. durch eine Drehstabfeder (Bild 40) oder durch eine Schraubenfeder (Bild 41) erzeugt werden. In Bild 41 ist ausserdem gezeigt, dass in sämtlichen

Getrieben auch eine Differentialrolle, bestehend aus zwei gleichachsigen, starr miteinander verbundenen Rollen, vorgesehen werden kann. Beide Bandenden sind nach einem genügend grossen Umschlingungswinkel mit ihrer Rolle fest verbunden. Es besteht auch die Möglichkeit, dass man die Rolle durch einen konvex geformten Kurvenkörper ersetzt und dass man weiterhin die Seilenden nicht nur drehbar befestigt, sondern ebenfalls auf je eine Kurve auflaufen lässt. Durch diese Kurven kann man sich dem verlangten Drehmomentverlauf noch besser anpassen. Die Getriebe in Bild 56 bis 64 unterscheiden sich von denjenigen in Bild 40 bis 55 dadurch, dass in den durch Doppelkreise dargestellten Gelenken drei Getriebeglieder gelenkig miteinander verbunden sind, wobei auch hier das Gestell und das Band als Getriebeglieder anzusehen sind.

Zusammenfassung und Ausblick

An Federgetrieben verschiedener Form wurden zunächst die Drehmomentenkurven ermittelt, wenn Schraubenzug – und Schraubendruckfedern zur Erzeugung des Ausgleich-Drehmomentes dienen sollen. Daraufhin wurden für die einfachste Federaufhängung an einem Federhebel die Getriebeabmessungen für einen vorgeschriebenen Drehmomentenverlauf bestimmt. Zum Schluss wurde eine einfache Konstruktion einer den einfachen Federhebel ersetzenden Wälzkurve bekanntgegeben, mit deren Hilfe man einen wesentlich besseren Angleich an einen gegebenen Drehmomentenverlauf erzielen kann. Eine solche Kurve erleidet im Betrieb nur geringe Abnutzungen, da sie nur zur Auflage des Seiles oder Bandes dient und keine Kräfte bzw. Drehmomente durch Seil- oder Bandreibung zu übertragen braucht. Die Kurve kann ohne weiteres als unbearbeitetes Gusstück verwendet werden. Massabweichungen bedeuten dann nur geringe Abweichungen vom verlangten Drehmomentenverlauf. Entsprechende Toleranzuntersuchungen können mühelos am Zeichenbrett vorgenommen werden. Man kann aber auch die Wälzkurve durch eine mehr oder weniger grosse Anzahl billiger, zylindrischer Bolzen ersetzen, an die sich das Seil anlegen kann [7].

Bei den bisherigen Untersuchungen wurden die Reibungsverluste in den Lagern und Gelenken noch nicht berücksichtigt. Die Reibungsmomente wachsen bekanntlich mit den Lagerdrücken und diese entstehen durch Stützkräfte in Abhängigkeit von der Richtung und Grösse der durch die Federaufhängung und durch die Gewichtbelastungen entstehenden äusseren

Kräfte. In diesem Falle ist es wichtig, möglichst grosse Federhebellängen zu wählen, um beim gleichen Drehmoment geringe Federkräfte zu bekommen. Diese Forderung widerspricht der Forderung nach raumsparender Bauweise, und es muss deshalb ein Kompromiss gefunden werden.

Der Federausgleich, der im allgemeinen kleinere Hubkräfte und bei schwereren Anbaugeräten die Handaushebung ermöglichen kann, muss noch im Hinblick auf die auswechselbaren Schlepperanbaugeräte mit ihren verschiedenen Gewichten und damit verschiedenen Drehmomentenverläufen untersucht werden. Wenn billige und einfache Ausführungen angestrebt werden, ist es zweckmässig, die gleiche Feder für die verschiedenen Geräte bei entsprechender Änderung des Federgetriebes zu verwenden.

Schrifttum

- [1] *Lehr, E.*: Progressive Federung von Kraftwagen. Deutsche Kraftfahrtforschung, H. 58, Berlin 1941.
- [2] *Altmann, F.G.*: Drehfedernde Wellenkupplungen. Kraftfahrtechnische Forschungsarbeiten, H. 6, Berlin 1937. Drehfedernde Kupplungen. Z.VDI 80 (1936) S. 245/252.
- [3] *Hain, K.*: Zum Federausgleich der Schlepper-Anbaugeräte. Landtechnik 6 (1951) H. 1 S. 6/9.
- [4] *Blaise, H.*: Die Bandfeder – ein neuartiges Maschinenelement. Z.VDI 94 (1952) Nr. 9, S. 253/258.
- [5] *Sieker, K.-H.*: Getriebe mit Energiespeichern. Leipzig 1952.
- [6] *Wolf, A.*: Die Schraubenfedern. Essen 1950.
Gross, S.: Berechnung und Gestaltung von Metallfedern. Berlin/Göttingen/Heidelberg 1951.
- [7] *Hain, K.*: Die Kinematik von Aushebevorrichtungen. Grundlagen der Landtechnik 1951, H. 1, S. 36 ff.

Institut für Landtechnische Grundlagenforschung
der Forschungsanstalt für Landwirtschaft Braunschweig-Völkenrode
Direktor: Prof. Dr. Ing. W. Kloth

Anschrift des Verfassers: Ing. Kurt Hain, (20b) Braunschweig, Forschungsanstalt für Landwirtschaft