

DAS »MERKUR«-LENKGETRIEBE FÜR KRAFTFAHRZEUGE MIT RAUPENLAUFWERK

Von

A. JUREK

Lehrstuhl für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrzeuge, Technische Universität,
Budapest

(Eingegangen am 13. Februar 1961)

Für die Lenkung von Raupenfahrzeugen wurden bisher sehr viele Systeme ausgearbeitet und praktisch angewendet, doch konnte das Problem der Lenkung von keinem so gelöst werden, daß das Kraftfahrzeug unter allen Betriebsverhältnissen auf einem Kreis mit beliebigem Radius wenden könnte. Das »Merkur«-Lenkgetriebe ermöglicht innerhalb gewisser Grenzen in sämtlichen Geschwindigkeitsstufen ein Wenden des Raupenfahrzeuges auf Wendekreisen mit unendlich vielen Wendungshalbmessern, was dem Fahrer eine sehr große Bequemlichkeit bietet. Dieses Lenkgetriebe vermindert bei der Befahrung von Kurven bloß die Geschwindigkeit des äußeren Kettenrades, was im Vergleich zu den Lenkgetrieben mit Ausgleichgetriebe oder Ausgleichersatz vornehmlich bei kleineren Wendekreis halbmessern, die eine hohe Antriebsleistung erfordern, einen erheblichen Vorteil bedeutet. Die Verminderung der Mittelgeschwindigkeit ermöglicht die Ausnützung der kinetischen Energie des Fahrzeuges beim Beginn des Wendens, wodurch der Motor vor Überlastungen und einem gelegentlichen Abwürgen bewahrt wird. Die Servoeinrichtung des Lenkgetriebes arbeitet mit stufenloser, hydromechanischer Kraftübertragung, und in der 1. Geschwindigkeitsstufe des Getriebes ermöglicht sie praktisch selbst ein Wenden des Fahrzeuges auf dem Fleck. Infolge des regenerativen Lenksystems spielt sich im Getriebe der Kettenräder bei jedem möglichen Wendehalbmesser ein mechanischer Leistungsrückgewinn ab. Unter den genannten Verhältnissen sind also die zur Lenkung des Fahrzeuges nötige effektive Leistung und die ideelle Wendeleistung gleich.

Das »Merkur«-Lenkgetriebe ist vor allem für schwere Raupenfahrzeuge mit großer Antriebsleistung bestimmt, doch verwendet man es mit Vorteil auch bei den leichteren — landwirtschaftlichen oder sonstigen — Zugmaschinen.

Der prinzipielle Aufbau des »Merkur«-Lenkgetriebes ist in Abb. 1 dargestellt; das Getriebe ist hier in ein mit einem vierstufigen Schieberadgetriebe ausgestattetes Fahrzeug eingebaut. Der Motor treibt die in das gemeinsame Gehäuse (*E*) der beiden Kettenrad-Planetengetriebe eingebauten innenverzahnten Außenringe (d_1 , d_2) über die Getriebe-Hauptwelle (*S*) und die Kegel-

radübersetzung (r, t) an. Die Sonnenräder (a_1, a_2) können entweder durch die Bremsen (F_1, F_2) gesperrt oder durch die Kupplungen (K_1, K_2) angetrieben werden, wogegen die beiden Kettenräder (L_1, L_2) ihren Antrieb von den Halbachswellen (T_1, T_2) der Planetenradstege (c_1, c_2) erhalten. In Geradeausfahrt sind die beiderseitigen Kupplungen (K_1, K_2) gelöst und die Bremsen (F_1, F_2) der Sonnenräder gesperrt. Beim Wenden vermindert das Lenkgetriebe nur die Drehzahl des inneren Kettenrades (z. B. L_1).

Aus der Skizze geht hervor, daß die Bremstrommel der Sonnenräder als Kupplung (K_1, K_2) ausgebildet ist, und daß der Wenderichtung entsprechend

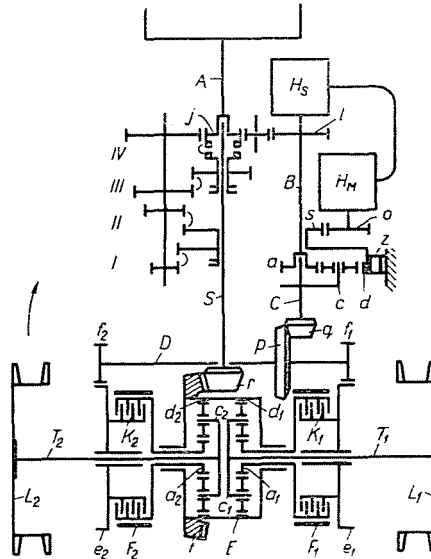


Abb. 1

das innere Sonnenrad eine entgegengesetzte Drehrichtung von der Lenkwelle (D) oder von den Stirnrädern (e_1, f_1) oder (e_2, f_2) erhält, die der Motor in allen Geschwindigkeitsstufen über eine hydromechanische Servoeinrichtung innerhalb gleicher Übersetzungsgrenzen mit stufenlos veränderlicher Drehzahl antreibt. Diese Servoeinrichtung ermöglicht es, daß das Fahrzeug in allen Geschwindigkeitsstufen des Getriebes innerhalb zweier bestimmter Grenzhalfmesser ($R_{\min} - R_{\max}$) auf beliebigem Radius wenden kann.

Beim Rechtswenden des Fahrzeuges (die Wenderichtung ist in Abb. 1 mit einem Pfeil bezeichnet) sind die Bremse (F_2) gesperrt und die Kupplung (K_2) gelöst; beim Linkswenden liegen die entgegengesetzten Verhältnisse vor. Da sich beim Wenden das Sonnenrad (a_2) auf der äußeren Kettenradseite (L_2) nicht bewegt — seine Drehzahl also Null ist —, und auf der inneren Kettenradseite (L_1) die Drehzahlen des Sonnenrades (a_1) innerhalb gewisser Grenzen in allen Geschwindigkeitsstufen gleich sind, entstehen zahlenmäßig ebenso

viele Kurvenfahrtgruppen wie Geschwindigkeitsstufen. Bei diesem Lenkgetriebe bleibt die Geschwindigkeit des Fahrzeuges bei konstanter Motordrehzahl in Geradeausfahrt der Geschwindigkeit der äußeren Kette auch beim Wenden gleich ($V_2 = \text{konst}$). Die in den einzelnen Geschwindigkeitsstufen mit gleicher Lenkungsübersetzung erzielten Wendehalbmesser sind also, an der äußeren Kette gemessen, den Getriebeübersetzungen umgekehrt proportional.

Zur weiteren Erklärung der Arbeitsweise des Lenkgetriebes soll das folgende Beispiel dienen:

Gewicht des Raupenfahrzeuges	$G = 20\ 000\ \text{kg}$
Fahrzeuggeschwindigkeit in der 1. Stufe	$V = 6\ \text{km/St}$
Effektive Motorleistung	$N_M = 400\ \text{PS}$
Motordrehzahl	$n_M = 1680\ \text{U/min}$
Motordrehmoment	$M_M = 170\ \text{mkg}$
Spurweite der Raupenkettens	$B = 2,0\ \text{m}$
Auflagelänge der Raupenkettens	$L = 3,2\ \text{m}$
Lenkungsverhältnis	$L/B = 1,6$
Kettenradteilkreisdurchmesser	$D_L = 0,53\ \text{m}$
Kettenraddrehzahl in der 1. Geschwindigkeitsstufe	$n_L = 60\ \text{U/min}$
Mittlerer mechanischer Wirkungsgrad des Lenkgetriebes ..	$\eta_m = 0,8$
Wendewiderstandszahl (Mittelwert)	$\mu = 0,5$
Rollwiderstandszahl	$f = 0,05$
Getriebeübersetzungen in den einzelnen Geschwindigkeitsstufen	$i_1 = 5; i_2 = 2,5;$ $i_3 = 1,5; i_4 = 1$
Fahrzeuggeschwindigkeit in den einzelnen Geschwindigkeitsstufen	$V_1 = 6, V_2 = 12,$ $V_3 = 20,$ $V_4 = 30\ \text{km/St}$

Getriebeübersetzungen auf Grund der Bezeichnungen in

Abb. 1 beim Kegelradantrieb

$$i_v = t/r = 4,2$$

Planetengetriebe-Verhältnisse des Kettenrades:

$$a_1 = a_2 \quad d_1 = d_2 \quad d_1 = 3 \cdot a_1 \quad d_2 = 3 \cdot a_2 .$$

Übersetzung der Kettenrad-Planetenantriebe

a_1 und a_2 sind gesperrt,

d_1 und d_2 treiben an,

c_1 und c_2 sind angetrieben, man hat also

$$i_L = \frac{a_1 + d_1}{d_1} = \frac{a_2 + d_2}{d_2} = \frac{1 + 3}{3} = \frac{4}{3} .$$

Für die Gesamtübersetzung des Hauptantriebes bis zum Kettenrad in der 1. Geschwindigkeitsstufe gilt

$$\Sigma i_1 = i_1 \cdot i_V \cdot i_L = 5 \cdot 4,2 \cdot 1,33 = 28.$$

Die Berechnung der Lenkgetriebeübersetzung in der 1. Geschwindigkeitsstufe auf dem größten mit ausschließlich mechanischer Kraftübertragung erreichbaren Wenderadius hat folgenden Gang:

Übersetzung des Antriebs-Zahnradpaares zwischen den Wellen A und B : $i_B = \frac{l}{j} = 1$ (konst). Übersetzung des hydraulischen Motors $i_H = \frac{s}{0} = 1$ (konst). Übersetzung des Lenkplanetengetriebes zwischen den Wellen B und C (bei der Grundübersetzung sind a_3 antreibend, c_3 angetrieben und d_3 gesperrt; ferner $d_3 = 2 \cdot a_3$ $b_3 = a_3/2$)

$$i_{Cx} = \frac{a_3 + d_3}{a_3} = 3 \text{ (stufenlos veränderlich zwischen 1:3 und 1:1).}$$

Übersetzung des Kegelradpaares zwischen den Wellen C und D

$$i_D = \frac{P}{q} = 3,1 \text{ (konst).}$$

Übersetzung zwischen der Lenkwelle D und dem Sonnenrad des Kettenplanetengetriebes ($e_1 = e_2$, $f_1 = f_2$), wenn K_1 und K_2 geschlossen sind,

$$i_e = \frac{e_1}{f_1} = \frac{e_2}{f_2} = 3 \text{ (konst), woraus}$$

$$\Sigma i_{Kx} = i_B \cdot i_{Cx} \cdot i_D \cdot i_e = 1 \cdot 3 \cdot 3,1 \cdot 3 = 28$$

stufenlos veränderlich innerhalb der Werte von

$$\Sigma i_{Kx} = 28 \sim 9,3.$$

Unter den gegebenen Verhältnissen gilt für die Übersetzungen auf dem größten Wenderadius in der 1. Geschwindigkeitsstufe

$$\Sigma i_I = \Sigma i_{Kx} = 28.$$

In diesem Falle vollzieht sich die Wendebewegung des Fahrzeuges nur nach Betätigung der Kupplungen K_1 und K_2 und der Bremsen F_1 und F_2 . (Im Kettenradgetriebe sind die Zahnräder der äußeren Kettenseite mit

dem Index 2, die der inneren Kettenseite mit dem Index 1 bezeichnet.) Beim Wenden ist die äußere Kupplung K_2 gelöst, die Bremse F_2 gesperrt, die auf der äußeren Kettenseite das Sonnenrad a_2 des Kettenradplanetenantriebs sperrt. Auf der inneren Kettenseite ist die Bremse F_1 gelöst, über die gesperrte Kupplung K_1 dreht der Motor das Sonnenrad a_1 nach rückwärts, wodurch die Übersetzung des inneren Planetengetriebes vergrößert wird.

Die Übersetzung des Hauptantriebes bis zu den Ringrädern d_1 , d_2 bzw. bis zum Verteilergehäuse E schreibt sich zu

$$i_E = i_1 \cdot i_V = 5 \cdot 4,2 = 21.$$

Da die Motordrehzahl $n_M = 1680$ U/min beträgt, gilt für diejenige des Verteilergehäuses in der 1. Geschwindigkeitsstufe die Beziehung

$$n_E = \frac{n_M}{i_E} = \frac{1680}{21} = 80 \text{ U/min}$$

und die gleiche Drehzahl

$$n_{d_1} = n_{d_2} = 80 \text{ U/min}$$

haben die Ringräder d_1 , d_2 .

Auf der äußeren Kettenradseite steht das Sonnenrad a_2 still, weil es durch die Bremse F_2 gesperrt ist, es ist also

$$n_{a_2} = 0.$$

Die Planetengetriebe-Übersetzung ist normal, u. zw.

$$i_{L_2} = \frac{a_2 + d_2}{d_2} = \frac{1 + 3}{3} = 1,33,$$

die Drehzahl des äußeren Stegs c_2 und der Halbwelle T_2 schreibt sich also zu

$$n_{c_2} = n_{T_2} = \frac{n_M}{\sum i_1} = \frac{1680}{28} = 60 \text{ U/min}$$

und ist mithin der Drehzahl des äußeren Kettenrades L_2

$$n_{L_2} = 60 \text{ U/min}$$

gleich.

Den Geschwindigkeits- und Drehzahlplan der beiden Kettenradplanetenantriebe bei Geradeausfahrt des Fahrzeuges veranschaulicht Abb. 2. Beim

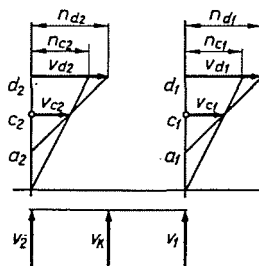


Abb. 2

Wenden in der 1. Geschwindigkeitsstufe liegen die Verhältnisse des inneren Kettenradplanetengeriebes wie folgt:

Die Drehzahl des Ringrades d_1 bleibt unverändert

$$n_{d_1} = 80 \text{ U/min } (= n_{d_2} = n_E),$$

das Sonnenrad a_1 dreht sich nach rückwärts, da die Kupplung K_1 gesperrt ist, man hat also

$$n_{a_1} = \frac{n_M}{\sum i_{Kx}} = \frac{1680}{28} = 60 \text{ U/min } (-).$$

Die Übersetzung des inneren Planetengeriebes steigt an auf

$$i_{L_1} = \frac{d_1 \cdot n_{d_1}}{d_1 \cdot n_{d_1} + a_1 \cdot n_{a_1}} \cdot \frac{d_1 + a_1}{d_1}$$

$$i_{L_1} = \frac{3 \cdot 80}{3 \cdot 80 - 1 \cdot 60} \cdot \frac{3 + 1}{3} = \frac{16}{9} = 1,78.$$

Ebenso hat sich die Übersetzung des Hauptgeriebes auf der inneren Kettenradseite im Vergleich zu der Geradeausfahrt vergrößert, u. zw. auf

$$\sum i_{I,1} = i_1 \cdot i_V \cdot i_{L_1} = 5 \cdot 4,2 \cdot 1,78 = 37,32,$$

während sich die maschinelle Übersetzung beim Wenden in der 1. Geschwindigkeitsstufe auf dem größten Radius zu

$$J_{1\min} = \frac{\sum i_{I,1}}{\sum i_{I,2}} = \frac{37,32}{28} = 1,33$$

schreibt. Dasselbe zahlenmäßige Resultat erhält man aus dem Verhältnis der Übersetzungen der beiderseitigen Planetengetriebe:

$$J_{1\min} = \frac{i_{L_1}}{i_{L_2}} = \frac{16/9}{4/3} = 1,33.$$

Der Geschwindigkeits- und Drehzahlplan des äußeren und inneren Kettenrad-Planetengetriebes und Kurvenfahrt ist auf Abb. 3 dargestellt.

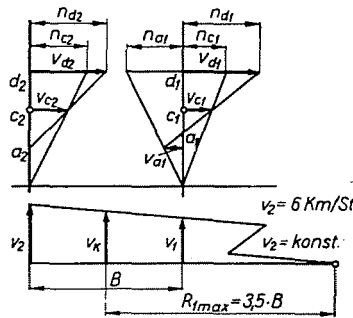


Abb. 3

Die Drehzahl des Innensteiges c_1 und der Halbwelle T_1 beträgt

$$n_{c1} = n_{T_1} = \frac{n_M}{\sum i_{I,1}} = \frac{1680}{37,32} = 45 \text{ U/min.}$$

Aus der maschinellen Übersetzung kann der größte mittlere Wenderadius aus der Formel

$$R_{1\max} = \frac{B}{2} \frac{J_{1\min} + 1}{J_{1\min} - 1} = \frac{B}{2} \frac{1,33 + 1}{1,33 - 1} = 3,5 \cdot B,$$

$$R_{1\max} = 3,5 \cdot 2 = 7 \text{ m}$$

berechnet werden. Demgemäß ist der Wenderadius der äußeren Raupenkette

$$R_{L_2} = R_{1\max} + B/2 = 7 + 1 = 8 \text{ m}$$

und derjenige der inneren Raupenkette

$$R_{L_1} = R_{1\max} - B/2 = 7 - 1 = 6 \text{ m.}$$

Die Fahrzeuggeschwindigkeit in der 1. Geschwindigkeitsstufe ist $V = 6 \text{ km/St}$,

und ebenso gilt beim Wenden mit dem Lenkgetriebe für die Geschwindigkeit der äußeren Raupenkette

$$V_2 = 6 \text{ km/St},$$

während sich die Geschwindigkeit der inneren Raupenkette zu

$$V_1 = \frac{V_2}{J_{\text{imtn}}} = \frac{6}{1,33} = 4,5 \text{ km/St}$$

und die mittlere Fahrzeuggeschwindigkeit zu

$$V_K = \frac{V_1 + V_2}{2} = \frac{4,5 + 6}{2} = 5,25 \text{ km/St}$$

schreibt.

Zur Bewertung des Lenkgetriebes muß auch die Wendeleistung ermittelt werden.

Die Kräfte der Raupenketten an der äußeren Raupenkette errechnen sich unter den gegebenen Verhältnissen zu

$$Z_2 = \frac{G}{2} \left(f + \mu \frac{L}{2 \cdot B} \right) = \frac{20\,000}{2} \left(0,05 + 0,5 \frac{3,2}{2 \cdot 2} \right) = 4500 \text{ kg}, \quad (1)$$

an der inneren Raupenkette zu

$$Z_1 = \frac{G}{2} \left(f - \mu \frac{L}{2 \cdot B} \right) = \frac{20\,000}{2} \left(0,05 - 0,5 \frac{3,2}{2 \cdot 2} \right) = -3500 \text{ kg}. \quad (2)$$

Die auf dem äußeren Kettenrad abgegebene Leistung ist

$$N_{L2} = \frac{Z_2 \cdot V_2}{270 \cdot \eta_m} = \frac{4500 \cdot 6}{270 \cdot 0,8} = 125 \text{ PS}, \quad (3)$$

die auf dem inneren Kettenrad zurückgewonnene Leistung hingegen

$$N_{L1} = \frac{Z_1 \cdot V_1}{270 \cdot \eta_m} = \frac{-3500 \cdot 4,5}{270 \cdot 0,8} = -73 \text{ PS}, \quad (4)$$

und somit die effektive Wendeleistung des Fahrzeuges

$$N_L = N_{L2} + N_{L1} = 125 - 73 = 52 \text{ PS}. \quad (5)$$

Die ideelle Wendeleistung bei einem Wenderadius von $R_{1\max} = 7$ m schreibt sich zu

$$N_0 = \frac{G \cdot V_k}{270 \cdot \eta_m} \left(f + \mu \frac{L}{4 \cdot R_{1\min}} \right) = \frac{20\,000 \cdot 5,25}{270 \cdot 0,8} \left(0,05 + 0,5 \frac{3,2}{4 \cdot 7} \right) = 52 \text{ PS.} \quad (6)$$

Den obigen Feststellungen zufolge sind die effektiven und die ideellen Wendeleistungen gleich, was nur so möglich ist, daß über die innere Raupenkette ein mechanischer Leistungsrückgewinnungsvorgang vor sich geht. Das wird auch durch das Resultat der Formel (2) bewiesen.

Die zurückgemessene Leistung ist

$$N_{L1} = 73 \text{ PS.}$$

Ein Teil der effektiven Wendeleistung wird zur Überwindung des Rollwiderstandes aufgewendet, der sich zu

$$N_r = \frac{G \cdot f \cdot V_k}{270 \cdot \eta_m} = \frac{20\,000 \cdot 0,05 \cdot 5,25}{270 \cdot 0,8} = 24 \text{ PS}$$

errechnet, womit man für die reine Wendeleistung

$$N_w = N_L - N_r = 52 - 24 = 28 \text{ PS}$$

erhält.

Im weiteren sollen nun die im Lenkgetriebe entstehenden Leistungsverzweigungen untersucht werden.

Da die auf der äußeren Raupenkette abgegebene Leistung $N_{L_2} = 125$ PS beträgt, so hat man für das Drehmoment am Kettenrad

$$M_{L_2} = \frac{716,2 \cdot N_{L_2}}{n_{L_2}} = \frac{716,2 \cdot 125}{60} = 1500 \text{ mkg.}$$

Dieses Drehmoment belastet auch die Halbwelle T_2 und den Planetenradsteg c_2 mit

$$M_{T_2} = M_{c_2} = 1500 \text{ mkg.}$$

Aus den mechanischen Verhältnissen des äußeren Raupenplanetengetriebes folgt, daß

$$M_{c_2} = M_{a_2} + M_{d_2}$$

und

$$M_{c_2} : M_{a_2} : M_{d_2} = 4 : 1 : 3,$$

das von der Bremse F_2 aufgenommene Reaktionsmoment des Sonnenrades a_2 ist mithin

$$M_{a2} = \frac{M_{c2}}{4} = \frac{1500}{4} = 375 \text{ mkg.}$$

Da $n_{a2} = 0$, wird

$$N_{a2} = 0$$

und das Drehmoment des Ringrades d_2

$$M_{d2} = \frac{3 \cdot M_{c2}}{4} = \frac{3 \cdot 1500}{4} = 1125 \text{ mkg.}$$

Da $n_{d2} = 80$ U/min, gilt für die übertragene Leistung

$$N_{d2} = \frac{M_{d2} \cdot n_{d2}}{716,2} = \frac{125 \cdot 80}{716,2} = 125 \text{ PS.}$$

Die an dem Steg c_2 , an der Halbwelle T_2 und an der äußeren Raupenkette L_2 übertragene Leistung schreibt sich demgegenüber zu

$$N_{c2} = N_{T2} = N_{L2} = N_{d2} + N_{a2} = 125 \text{ PS.}$$

Beim Wenden steht also das äußere Kettenradplanetenge triebe unter einer um 73 PS höheren Leistung als die vom Motor entwickelten 52 PS. Die übertragene höhere Leistung wird auch Scheinleistung genannt.

Die Verhältnisse des inneren Kettenradplanetenge triebes beim Wenden zeigen folgendes Bild. Da über die inneren Raupenkette n ein mechanischer Leistungsrückgewinnungsvorgang vor sich geht, wird das innenseitige Getriebe nur durch die rückgewonnene Leistung belastet.

Die auf der inneren Raupenkette zurückgewonnene Leistung ist

$$N_{L1} = -73 \text{ PS, } (n_{L1} = 45 \text{ U/min})$$

das Drehmoment bei $n_{L1} = 45$ U/min hingegen

$$M_{L1} = \frac{N_{L1} \cdot 716,2}{n_{L1}} = \frac{-73 \cdot 716,2}{45} = -1150 \text{ mkg.}$$

Dieses Moment belastet auch die Halbwelle T_1 und den Planetensteg c_1 , d. h. es gilt

$$M_{T1} = M_{c1} = -1150 \text{ mkg.}$$

Aus den mechanischen Verhältnissen des inneren Raupenplanetengetriebes folgt, daß

$$M_{c_1} = M_{a_1} + M_{d_1}$$

und

$$M_{c_1} : M_{a_1} : M_{d_1} = 4 : 1 : 3 ,$$

das Drehmoment des Sonnenrades a_1 schreibt sich also zu

$$M_{a_1} = 287,5 \text{ mkg.}$$

Da

$$n_{a_1} = 60 \text{ U/min ,}$$

erhält man für die übertragene Leistung

$$N_{a_1} = \frac{M_{a_1} \cdot n_{a_1}}{716,2} = \frac{287,5 \cdot 60}{716,2} = 24 \text{ PS.}$$

Das Drehmoment auf dem Ringrad d_1 errechnet sich zu

$$M_{d_1} = -862,5 \text{ mkg ,}$$

die übertragene Leistung hingegen zu

$$N_{d_1} = \frac{M_{d_1} \cdot n_{d_1}}{716,2} = \frac{-862,5 \cdot 80}{716,2} = -97 \text{ PS,}$$

während die an dem Planetensteg c_1 übertragene Leistung

$$N_{c_1} = N_{a_1} + N_{d_1} = 24 - 97 = -73 \text{ PS}$$

der an der inneren Halbwelle T_1 und an der Raupenkette L_1 zurückgewonnenen Leistung

$$N_{L_1} = N_{T_1} = 73 \text{ PS}$$

gleich ist. Das am Verteilergehäuse (E) bzw. am Tellerrad t übertragene Motordrehmoment ist der Summe der Momente der beiden Ringräder d_1 und d_2 gleich, d. h. es wird

$$M_E = M_t = M_{d_2} + M_{d_1} = 1125 - 862,5 = 262,5 \text{ mkg,}$$

während sich die übertragene Motorleistung bei $n_E = n_t = 80$ U/min zu

$$N_E = N_t = \frac{M_t \cdot n_t}{716,2} = \frac{262,5 \cdot 80}{716,2} = 28 \text{ PS}$$

schreibt.

Diese Motorleistung ist es, die auf dem Wenderadius $R_{1,\max} = 3,5 \cdot B = 7$ m vom Getriebe in der 1. Geschwindigkeitsstufe übertragen wird. Die auf dem Sonnenrad a_1 übertragene Motorleistung $N_{a1} = 24$ PS belastet nur das Lenkgetriebe und zusätzlich das äußere Raupenkettens-Planetengeräte.

Drehzahl und Drehmoment des Sonnenrades a_1 und des Zahnrades e_1 sind einander gleichfalls gleich, d. h. es gilt

$$\begin{aligned} n_{a1} = n_{e1} &= 60 \text{ U/min} \\ M_{a1} = M_{e1} &= 287,5 \text{ mkg,} \end{aligned}$$

die auch die Kupplung K_1 belasten.

Die Drehzahl der Lenkwelle D und des auf diese aufgekeilten Stirnrades f_1 ist

$$n_{f1} = i_e \cdot n_{e1} = 3 \cdot 60 = 180 \text{ U/min}$$

und das übertragene Moment

$$M_{f1} = M_{e1}/i_e = 287,5/3 = 95,8 \text{ mkg.}$$

Dieses Moment wird auch von dem die Welle D antreibenden Tellerrad p übertragen und man hat

$$M_p = 95,8 \text{ mkg.}$$

Die Drehzahl des Ritzels q errechnet sich zu

$$n_q = i_D \cdot n_p = 3,1 \cdot 180 = 560 \text{ U/min,}$$

sein Drehmoment hingegen zu

$$M_q = M_p/i_D = 95,8/3,1 = 31 \text{ mkg.}$$

Dieses Moment belastet auch die Welle C und den Steg des Lenkplanetengerätes. Für die Übersetzung dieses Planetengerätes gilt bei einem durch Freilaufkupplung gesperrten Ringrad d_3 :

$$i_{Cx} = \frac{a_3 + d_3}{a_3} = \frac{1 + 2}{1} = 3.$$

Die am Antriebs-Sonnenrad a_3 übertragene Leistung

$$N_{a3} = N_{a1} = 24 \text{ PS}$$

und dessen Drehzahl

$$n_{a3} = i_{Cx} \cdot n_q = 3 \cdot 560 = 1680 \text{ U/min}$$

ist der des Motors gleich. Sein übertragenes Drehmoment ist

$$M_{a3} = M_{c3}/i_{Cx} = 31/3 = 10,3 \text{ mkg.}$$

Da

$$M_{a3} + M_{d3} = M_{c3},$$

gilt für das Reaktionsmoment des Ringrades d_3 die Beziehung

$$M_{d3} = M_{c3} - M_{a3} = 31 - 10,3 = 20,7 \text{ mkg.}$$

Es wird von der Freilaufsperrung Z aufgenommen.

Die Leistungsverzweigung der Lenkgetriebe in der 1. Geschwindigkeitsstufe auf dem größten Wenderadius bei reiner mechanischer Kraftübersetzung ist der Abb. 4 zu entnehmen. Bei diesem regenerativen Lenkgetriebe vollzieht

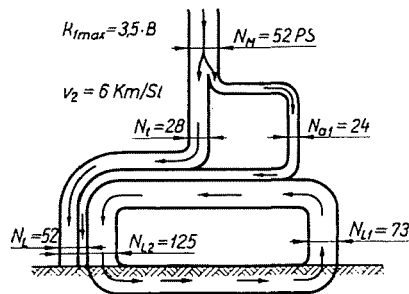


Abb. 4

sich zwischen den äußeren und inneren Kettenrädern über die Raupenkettensysteme und über den Boden ein Leistungsrückgewinn. Obwohl der Motor nur 52 PS abgibt, von denen 28 PS über das Geschwindigkeitsgetriebe und 24 PS über das Lenkgetriebe gehen, ist das äußere Kettenradgetriebe mit 125 PS belastet, wozu das innere Kettenradgetriebe mit 73 PS beiträgt.

Mit diesem Lenkgetriebe lassen sich in allen Geschwindigkeitsstufen innerhalb gewisser Grenzen beliebige Wendehalbmesser verwirklichen, da die

Übersetzung des Lenkplanetengetriebes innerhalb der Grenzen von 1 : 3 mit hydrostatischer Kraftübertragung geändert werden kann.

Die Lenkung geschieht im allgemeinen mit einem Steuerknüppel, praktisch kann aber auch ein Lenkrad verwendet werden. Ein der Wenderichtung entsprechendes geringeres Anziehen des Steuerknüppels durch den Fahrer betätigt nur die Kupplungsorgane $K_1 F_2$ bzw. $K_2 F_1$. In diesem Falle ist die Kraftübertragung vollkommen mechanisch, das Lenkplanetengetriebe arbeitet bei voller Übersetzung (1 : 3), weil die Freilaufsperrung Z das Ringrad d_3 automatisch sperrt. Auf diese Weise ergeben sich in jeder einzelnen Geschwindigkeitsstufe die größten Wendehalbmesser. Das weitere Anziehen des Steuerknüppels schaltet die bisher im Freilauf laufende hydrostatische Pumpe H_S , die in den hydrostatischen Motor H_M Hochdrucköl fördert. Dieser Motor versetzt über das Zahnradpaar $o s$ das bis dahin gesperrte Ringrad d_3 des Lenkplanetengetriebes in Drehung, so daß das innere Kettenrad-Planetengetriebe das Sonnenrad a_1 infolge der Übersetzungsverminderung immer schneller nach rückwärts treibt.

Da die Übersetzung des äußeren Kettenradgetriebes unverändert bleibt, während sich die des inneren erhöht, hat sich der Wenderadius vermindert. In der extremen Stellung des Steuerknüppels fördert die Pumpe H_S so viel Öl in den Motor, daß die Drehzahl des von ihm angetriebenen Ringrades d_3 die des Sonnenrades a_3 erreicht ($n_{d3} = n_{a3}$). Mit dem Steuerknüppel kann also die Übersetzung des Steuer-Planetengetriebes über die hydrostatische Kraftübertragung zwischen 1 : 3 und 1 : 1 stufenlos beliebig geregelt werden, wodurch infolge der Veränderung der Lenkübersetzung auch die Wendehalbmesser verändert werden. Der kleinste Wenderadius läßt sich in allen Geschwindigkeitsstufen in der äußersten Lage des Steuerknüppels erreichen, wobei die hydrostatische Kraftübertragung mit maximaler Leistung arbeitet und die Übersetzung des Lenkplanetengetriebes auf 1 : 1 vermindert. Den guten Wirkungsgrad des Getriebes verbürgt der Umstand, daß ein Teil der Leistung am Sonnenrad a_3 des Lenkplanetengetriebes unmittelbar mechanisch eingeführt ist und bloß das Ringrad d_3 von der hydrostatischen Kraftübertragung angetrieben wird. Der Wirkungsgrad zeitgemäßer hydrostatischer Kolbengetriebe liegt bei 80%. Der Wirkungsgrad des Planetengetriebes dagegen ist mindestens auf 95% zu schätzen, da bei diesem Typ die Roll- und Übertragungsleistung der Zahnräder gleich ist.

Im weiteren soll zunächst der Fall besprochen werden, daß das Fahrzeug in der 1. Geschwindigkeitsstufe auf dem kleinsten Radius wendet, wenn also die Kraftübersetzung des Lenkplanetengetriebes durch die hydrostatische Kraftübertragung auf 1 : 1 vermindert wurde.

Bei kleinster Übersetzung des Lenkgetriebes gilt

$$\sum i_{Kx} = i_B \cdot i_{Cx} \cdot i_D \cdot i_e = 1 \cdot 1 \cdot 3,1 \cdot 3 = 9,3$$

und damit für die Drehzahl des Sonnenrades a_1 des innenseitigen Kettenrad-Planetengetriebes

$$n_{a1} = \frac{n_M}{\sum i_{Kx}} = \frac{1680}{9,3} = 180 \text{ U/min},$$

während die Drehzahl des Ringrades d_1 unverändert

$$n_{d1} = 80 \text{ U/min}$$

bleibt. Die vergrößerte Übersetzung am inneren Kettenrad-Planetengetriebe schreibt sich hingegen zu

$$i_{L1x} = \frac{d_1 \cdot n_{d1}}{d_1 \cdot n_{d1} + a_1 \cdot n_{a1}} \frac{d_1 + a_1}{d_1}$$

und mit den Zahlenwerten zu

$$i_{L1x} = \frac{3 \cdot 80}{3 \cdot 80 + 1 \cdot 180} \frac{3 + 1}{3} = \frac{16}{3} = 5,33.$$

Die neue Übersetzung des Hauptgetriebes an der inneren Kettenradseite wird

$$\sum i_{I,1x} = i_1 \cdot i_V \cdot i_{L1x} = 5 \cdot 4,2 \cdot 5,33 = 112,$$

wogegen sie an der äußeren Seite unverändert

$$\sum i_{I,2} = 28$$

bleibt. Die Wendeübersetzung, d. h. das veränderliche Übersetzungsverhältnis des inneren und äußeren Kettenradgetriebes im besprochenen Fall ist

$$J_{1\max} = \frac{\sum i_{I,1x}}{\sum i_{I,2}} = \frac{112}{28} = 4,$$

der kleinste Wenderadius

$$R_{1\min} = \frac{B}{2} \frac{J_{1\max} + 1}{J_{1\max} - 1} = \frac{B}{2} \frac{4 + 1}{4 - 1} = 0,83 \cdot B$$

$$(B = 2 \text{ m}) \quad R_{1\min} = 1,66 \text{ m},$$

was praktisch dem Wenden des Raupenfahrzeuges auf der Stelle entspricht ($R_{\text{teor. min}} = 0,5 \cdot B$).

Der Geschwindigkeits- und Drehzahlplan des äußeren und inneren Kettenrad-Planetengeriebtes für obigen Fall ist in Abb. 5 dargestellt.

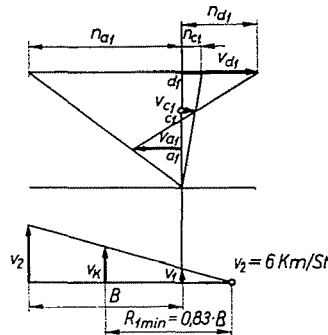


Abb. 5

Die Kettenkräfte sind — die Konstant von f und μ angenommen — auch bei R_{1min} unverändert geblieben, d. h. man hat

$$Z_2 = 4500 \text{ kg und } Z_1 = -3500 \text{ kg.}$$

Die zum Wenden nötige effektive Motorleistung kann aus der Formel (6) der ideellen Wendeleistung berechnet werden, u. zw. mit Rücksicht auf den Leistungsrückgewinn gemäß Gleichung

$$N_0 = N_L = \frac{G \cdot V_k}{270 \cdot \eta_m} \left(f + \mu \frac{L}{4 \cdot R_{1min}} \right).$$

Die mittlere Geschwindigkeit des Fahrzeuges ergibt sich auch auf Grund der Abb. 5 zu $V_2 = 6 \text{ km/St} = \text{konst.}$

$$\frac{V_2}{1,33 \cdot B} = \frac{V_1}{0,33 \cdot B} \quad V_1 = \frac{0,33}{1,33} V_2$$

$$V_1 = \frac{1}{4} 6 = 1,5 \text{ km/St}$$

$$V_k = \frac{V_1 + V_2}{2} = \frac{1,5 + 6}{2} = 3,75 \text{ km/St}$$

$$N_0 = N_L = \frac{20000}{270 \cdot 0,8} \left(0,05 + 0,5 \frac{3,2}{4 \cdot 1,66} \right) = 100 \text{ PS.}$$

Zur Untersuchung der Leistungsverzweigungen ist aber eine weitere, eingehendere Analyse nötig.

Die am äußeren Kettenrad abgegebene Leistung errechnet sich aus Gleichung (3) zu

$$N_{L2} = \frac{4500 \cdot 6}{270 \cdot 0,8} = 125 \text{ PS,}$$

die am inneren Kettenrad zurückgewonnene Leistung aus Gleichung (4) hingegen zu

$$N_{L1} = \frac{-3500 \cdot 1,5}{270 \cdot 0,8} = -25 \text{ PS,}$$

und hieraus die effektive Wendeleistung zu

$$N_L = N_{L2} + N_{L1} = 125 - 25 = 100 \text{ PS,}$$

und weiters zur Bekämpfung des Rollwiderstandes angewendete Leistung gemäß Gleichung (7) zu

$$N_r = \frac{20\,000 \cdot 0,05 \cdot 3,75}{270 \cdot 0,8} = 17 \text{ PS.}$$

Schließlich hat man die zur Bekämpfung des Wendewiderstandes angewendete Leistung

$$N_{\text{wend}} = N_L - N_r = 100 - 17 = 83 \text{ PS.}$$

Die mechanischen Verhältnisse des innenseitigen Kettenrad-Planetengetriebes liegen wie folgt:

Das Drehmoment am Kettenrad L_1 , an der Welle T_1 bzw. am Planetenradsteg c_1 aus der rückgewonnenen Leistung errechnet sich bei $n_{c1} = 15 \text{ U/min}$ zu

$$M_{c1} = \frac{716,2 \cdot N_{L1}}{n_{c1}} = \frac{716,2 \cdot 25}{15} = 1150 \text{ mkg.}$$

Da $c_1 = 2 \cdot a_1$ und $P_{c1} = P_{a1} + P_{d1}$

$$M_{a1} = \frac{M_{c1}}{4} = \frac{1150}{4} = 287,5 \text{ mkg,}$$

wird die über das Sonnenrad a_1 und über die Kupplung K_1 übertragene Lei

stung bei $n_{a1} = 180$ U/min

$$N_{a1} = \frac{M_{a1} \cdot n_{a1}}{716,2} = \frac{287,5 \cdot 180}{716,2} = 72 \text{ PS.}$$

Diese Motorleistung wird vom Lenkgetriebe geliefert. Das Drehmoment am Ringrad d_1 ist

$$M_{d1} = M_{c1} - M_{a1}$$

oder

$$M_{d1} = 3 \cdot M_{a1} = 3 \cdot 287,5 = 862,5 \text{ mkg}$$

und hieraus die übertragene Leistung bei $n_{d1} = 80$ U/min

$$N_{d1} = \frac{M_{d1} \cdot n_{d1}}{716,2} = \frac{862,5 \cdot 80}{716,2} = 97 \text{ PS}$$

$$N_{d1} - N_{a1} = N_{c1} \quad (= N_{T_1} = N_{L_1})$$

$$97 - 72 = 25 \text{ PS,}$$

d.h. der an dem inneren Kettenrad zurückgewonnenen Leistung gleich. Da

$$M_E = M_{d2} + M_{d1}$$

$$M_E = 1125 - 862,5 = 262,5 \text{ mkg,}$$

errechnet sich am Hauptantrieb die am Tellerrad t an das Verteilergewölbe E abgegebene Leistung zu

$$N_E = \frac{M_E \cdot n_E}{716,2} = \frac{262,5 \cdot 80}{716,2} = 28 \text{ PS.}$$

Untersuchung des hydromechanischen stufenlosen Servo-Lenkgetriebes

Die am Lenkplanetengetriebe dem äußeren Kettenrad-Planetengetriebe übergebene Motorleistung ist

$$N_{a1} = N_C = N_{a3} + N_{d3} = 72 \text{ PS.}$$

Da hierbei die Grundübertragung $i_c = 3$ des Lenkplanetengetriebes durch die hydrostatische Kraftübertragung auf $i_{cx} = 1$ vermindert wurde,

rotieren sämtliche Elemente des Planetengetriebes miteinander, d. h. es gilt

$$n_{a3} = n_{c3} = n_{d3} \quad (= n_M).$$

Der Wenderadius des Fahrzeuges kann durch die am Ringrad d_3 des Lenkgetriebes arbeitende hydrostatische Kraftübertragung von $R_{1\max}$ bis $R_{1\min}$ beliebig vermindert werden.

Beim kleinsten Wenderadius treibt die hydrostatische Kraftübertragung das Ringrad d_3 des Lenkgetriebes mit der gleichen Drehzahl wie das Sonnenrad, die Übersetzungszahl des Planetengetriebes ist also $x = 3$ gemäß

$$i_{Cx} \cdot x = i_C; \quad 1 \cdot 3 = 3.$$

In diesem Falle ist die am Sonnenrad a_3 mechanisch übertragene Leistung

$$N_{a3} = \frac{1}{x} N_{c3} = \frac{1}{3} 72 = 24 \text{ PS}$$

und die am Ringrad d_3 mit hydrostatischer Kraftübertragung übertragene Leistung

$$N_{d3} = \left(1 - \frac{1}{x}\right) N_{c3} = \left(1 - \frac{1}{3}\right) 72 = 48 \text{ PS}.$$

Hieraus geht hervor, daß die Verminderung des Wenderadius $R_{1\max} = 3,5 \cdot B$ auf $R_{1\min} = 0,83 \cdot B$ bei konstantem f und μ um 48 PS mehr Leistung beanspruchte, die durch die hydrostatische Kraftübertragung in das

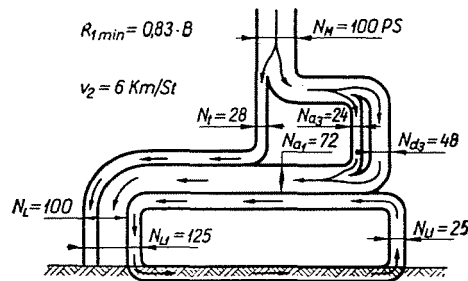


Abb. 6

Planetengetriebe eingeführt wurde, während die vom Sonnenrad a_3 mechanisch übertragene Leistung konstant blieb. Praktisch liegen die Verhältnisse ein wenig anders, denn mit der Verminderung des Wenderadius steigert sich der Wende-Widerstandsfaktor μ auch bei unveränderten Bodenverhältnissen.

Abb. 6 veranschaulicht die Leistungsverzweigung des Fahrzeuges bei dem in der 1. Geschwindigkeitsstufe erreichbaren kleinsten Wenderadius.

Bei gleichen Widerstandsfaktoren f und μ bleibt die durch den Hauptantrieb gehende Leistung, d. h. die innerhalb der geregelten Wendehalb-
messer durch das Geschwindigkeitsgetriebe und das Verteilergehäuse E gehende
Motorleistung konstant, d. h. $N_E = 28$ PS.

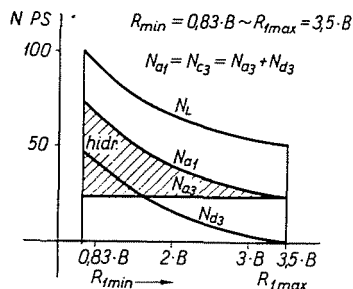


Abb. 7

In Abb. 7 sind die obigen Verhältnisse in ein Diagramm aufgetragen. Mit diesem Lenkgetriebe läßt sich ein kleinerer Wenderadius als $R_{1min} = 0,83 \cdot B$ nicht verwirklichen, doch entspricht auch dieser praktisch dem Wenden an der Stelle.

In der 1. Geschwindigkeitsstufe können größere Wendehalbmesser als $R_{1max} = 3,5 \cdot B$ durch das Gleitenlassen der Lenkkupplungen verwirklicht werden, im Betrieb benötigt man jedoch solche nicht.

Das Gleiten zieht einen Energieverlust nach sich, der sich in Wärme umwandelt. In solchen Fällen ist die zum Wenden des Fahrzeuges nötige Motorleistung größer als die ideale.

Wenden des Fahrzeuges in der 2. Geschwindigkeitsstufe

In der 2. Geschwindigkeitsstufe vermindert sich die Hauptantriebsübersetzung infolge der kleineren Getriebeübersetzung ($i_2 = 2,5$) auf

$$\sum i_{II} = i_2 \cdot i_v \cdot i_L = 2,5 \cdot 4,2 \cdot 1,33 = 14.$$

Diese Übersetzung ist beim Wenden mit derjenigen des äußeren Kettenradgetriebes gleich. Die Hauptantriebsübersetzung bis zum Verteilergehäuse E errechnet sich zu

$$i_E = i_2 \cdot i_v = 2,5 \cdot 4,2 = 10,5,$$

die Drehzahl des Verteilergehäuses E bzw. der Ringräder d_1, d_2 in der 2. Geschwindigkeitsstufe hingegen zu

$$n_{d1,2} = n_E = \frac{n_M}{i_E} = \frac{1680}{10,5} = 160 \text{ U/min.}$$

An der äußeren Kettenradseite rotiert das Sonnenrad a_2 nicht, weil es durch die Bremse F_2 abgebremst ist, es ist also

$$n_{a2} = 0.$$

Für die Übersetzung des äußeren Kettenrad-Planetengeriebes erhält man

$$i_{L2} = \frac{a_2 + d_2}{d_2} = 1,33 \text{ (unverändert),}$$

die Drehzahl des Kettenrades L_2 schreibt sich also zu

$$n_{L2} = \frac{n_M}{\sum i_{11,2}} = \frac{1680}{14} = 120 \text{ U/min.}$$

In der 2. Geschwindigkeitsstufe ist beim Wenden auf dem größten Radius die Übersetzung des Lenkgeriebes am größten, d. h.

$$i_{cx} = 3.$$

(Das Sonnenrad a_3 treibt an, der Steg c_3 ist angetrieben, das Ringrad d_3 ist durch den Freilauf gesperrt.)

Die Übersetzung des Lenkgeriebes ist in allen Geschwindigkeitsstufen gleich. Ihr Höchstwert ergibt sich zu

$$\sum i_{Kx} = i_B \cdot i_{Cx} \cdot i_D \cdot i_e = 1 \cdot 3 \cdot 3,1 \cdot 3 = 28.$$

Dagegen verändert sich die Übersetzung des inneren Kettenrad-Planetengeriebes, da sich das Sonnenrad a_1 nach rückwärts dreht, mit $n_{a_1} = -60 \text{ U/min}$ hat man also

$$i_{L1x} = \frac{d_1 \cdot n_{d1}}{d_1 \cdot n_{d1} + a_1 \cdot n_{a1}} \cdot \frac{d_1 + a_1}{d_1}$$

$$i_{L1x} = \frac{3 \cdot 160}{3 \cdot 160 - 1 \cdot 60} \cdot \frac{3 + 1}{3} = \frac{32}{21} = 1,52,$$

das Übersetzungsverhältnis der beiden Kettenrad-Planetengeriebe ist bei $i_{L2} = 4/3$

$$J_{2\min} = \frac{i_{L1x}}{i_{L2}} = \frac{32/21}{4/3} = \frac{8}{7} = 1,143,$$

der größte mittlere Wenderadius dagegen

$$R_{2\max} = \frac{B}{2} \frac{J_{2\min} + 1}{J_{2\min} - 1} = \frac{B}{2} \frac{8/7 + 1}{8/7 - 1} = 7,5 \cdot B = 15 \text{ m.}$$

Der Wenderadius der äußeren Kette wird

$$R_{L2} = R_{2\max} + \frac{B}{2} = 15 + 1 = 16 \text{ m}$$

und der Wenderadius der inneren Kette

$$R_{L1} = R_{2\max} - \frac{B}{2} = 15 - 1 = 14 \text{ m.}$$

Der Geschwindigkeits- und Drehzahlplan der Kettenrad-Planetengetriebe beim Wenden in der 2. Geschwindigkeitsstufe findet sich in Abb. 8.

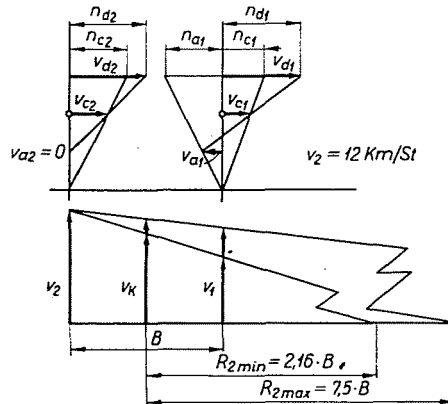


Abb. 8

In dieser Abbildung sind auch die Geschwindigkeitsvektoren der Raupenkette aufgetragen. Die Geschwindigkeit der äußeren Raupenkette ist $V_2 = 12 \text{ km/St}$, die der inneren Raupenkette dagegen

$$V_1 = \frac{V_2}{J_{2\min}} = \frac{12}{8/7} = 10,5 \text{ km/St}$$

und die mittlere Fahrzeuggeschwindigkeit:

$$V_k = \frac{V_1 + V_2}{2} = \frac{10,5 + 12}{2} = 11,25 \text{ km/St.}$$

Die zum Wenden nötige effektive Motorleistung kann aus der Gleichung der ideellen Wendeleistung berechnet werden und man erhält

$$N_L = \frac{20\,000 \cdot 11,25}{270 \cdot 0,8} \left(0,05 + 0,5 \frac{3,2}{4,15} \right) = 80 \text{ PS.}$$

Das erste Glied der in Klammern angegebenen Multiplikation stellt die zur Bewältigung des Rollwiderstandes angewendete Leistung

$$N_r = \frac{20\,000 \cdot 11,25}{270 \cdot 0,8} 0,05 = 52 \text{ PS}$$

dar, das zweite Glied ist die reine Wendeleistung

$$N_{\text{wend}} = N_L - N_r = 80 - 52 = 28 \text{ PS.}$$

Der Wenderadius des Fahrzeuges läßt sich auch in der 2. Geschwindigkeitsstufe mit Hilfe der auf das Ringrad d_3 des Lenkplanetengetriebes wirkenden stufenlosen, hydrostatischen Kraftübertragung bis zu einer gewissen Grenze, d. h. bis $R_{2\text{min}}$ herabsetzen. Unterdessen verändert sich das Übersetzungsverhältnis der beiden Kettenrad-Planetengetriebe. Beim kleinsten Wenderadius treibt die hydrostatische Kraftübertragung des Lenkplanetengetriebes das Ringrad d_3 mit der gleichen Drehzahl an wie das Sonnenrad a_3 , es wird mithin $n_{a3} = n_{d3} = n_{c3}$ und $i_{cx} = 1$, d. h.

$$n_{a1} = -180 \text{ U/min,}$$

und die Übersetzung des Lenkgetriebes

$$i_{Kx} = 9,3,$$

die Übersetzung des inneren Kettenrad-Planetengetriebes hingegen

$$i_{L1x} = \frac{d_1 \cdot n_{d1}}{d_1 \cdot n_{d1} + a_1 \cdot n_{a1}} \frac{d_1 + a_1}{d_1}$$

$$i_{L1x} = \frac{3 \cdot 160}{3 \cdot 160 - 1 \cdot 180} \frac{3 + 1}{3} = \frac{32}{15} = 2,013.$$

Die Wendeübersetzung, d. h. das Übersetzungsverhältnis der inneren und äußeren Kettenrad-Planetengertriebe ($i_{L2} = 4/3$) errechnet sich zu

$$J_{2\max} = \frac{i_{L1x}}{i_{L2}} = \frac{32/15}{4/9} = 1,60$$

und damit der kleinste mittlere Wenderadius zu

$$R_{2\min} = \frac{B}{2} \frac{J_{2\max} + 1}{J_{2\max} - 1} = \frac{B}{2} \frac{1,6 + 1}{1,6 - 1} = 2,16 \cdot B$$

$$R_{2\min} = 4,33 \text{ m.}$$

Ist die Geschwindigkeit der äußeren Raupenkette in der 2. Geschwindigkeitsstufe $V_2 = 12 \text{ km/St}$, dann hat man für diejenige der inneren Raupenkette

$$V_1 = \frac{V_2}{J_{2\max}} = \frac{12}{1,6} = 7,5 \text{ km/St,}$$

als mittlere Fahrzeuggeschwindigkeit dagegen

$$V_{K2} = \frac{V_1 + V_2}{2} = \frac{7,5 + 12}{2} = 9,75 \text{ km/St.}$$

Die effektive Wendeleistung errechnet sich auf einem Radius von $R_{2\min} = 4,33 \text{ m}$ aus der Formel für N_0 zu

$$N_L = \frac{20\,000 \cdot 9,75}{270 \cdot 0,8} \left(0,05 + 0,5 \frac{3,2}{4 \cdot 4,33} \right) = 129 \text{ PS,}$$

woraus die zur Überwindung des Rollwiderstandes aufgewendete Leistung

$$N_r = 45 \text{ PS}$$

d. h. die reine Wendeleistung

$$N_{\text{wend}} = N_L - N_r = 129 - 45 = 84 \text{ PS}$$

hat sich durch die Verminderung des Wenderadius der äußeren Raupenkette um $2/3$ auf das Dreifache erhöht ($3 \cdot 28 = 84$).

Diese Leistung wird vom Lenkgetriebe auf hydromechanischem Wege auf das Sonnenrad a_1 des inneren Kettenrad-Planetengertriebes übertragen.

Diese Verhältnisse sind in Abb. 9 dargestellt.

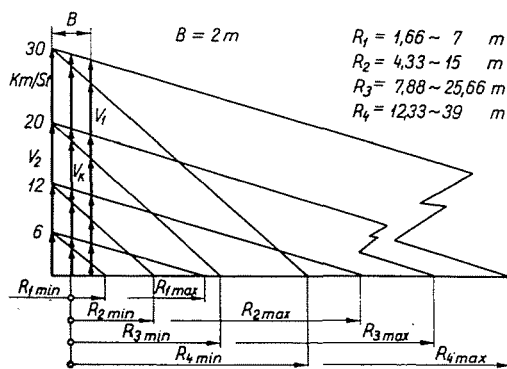


Abb. 9

Wenden des Fahrzeuges in der 3. Geschwindigkeitsstufe

Für die Übersetzung des Hauptantriebes (Getriebeübersetzung $i_3 = 1,5$) gilt

$$\sum i_{III} = i_3 \cdot i_v \cdot i_L = 1,5 \cdot 4,2 \cdot 1,33 = 8,4,$$

für die Geschwindigkeit der äußeren Raupenkette beim Wenden

$$V_2 = \frac{n_m}{\sum i_{III}} \frac{D_L \cdot \pi \cdot 60}{1000}$$

$$V_2 = \frac{1680}{8,4} \frac{0,53 \cdot \pi \cdot 60}{1000} = 20 \text{ km/St.}$$

Die Übersetzung des äußeren Kettenrad-Planetengetriebes ($n_{a2} = 0$) errechnet sich zu

$$i_{L2} = 1,33,$$

die Übersetzung des Lenkgetriebes auf dem größten Wenderadius, auf R_{3max} zu

$$\sum i_{Kx} = 28,$$

die Drehzahl des Sonnenrades a_1 des inneren Kettenrad-Planetengetriebes hingegen zu

$$n_{a1} = \frac{n_M}{\sum i_{Kx}} = \frac{1680}{28} = 60 \text{ U/min, } (-)$$

während die Übersetzung des Hauptantriebes bis zum Verteilergäuse E ,

bzw. bis zu den Ringrädern d_1, d_2

$$i_E = i_3 \cdot i_v = 1,5 \cdot 4,2 = 6,3 ,$$

die Drehzahl des Verteilergehäuses und der Ringräder d_1, d_2

$$n_E = n_{d_{1,2}} = \frac{n_M}{i_E} = \frac{1680}{6,3} = 266,6 \text{ U/min,}$$

die Übersetzung des inneren Kettenrad-Planetengetriebes

$$i_{L1x} = \frac{d_1 \cdot n_{d1}}{d_1 \cdot n_{d1} + a_1 \cdot n_{a1}} \frac{d_1 + a_1}{d_1}$$

$$i_{L1x} = \frac{3 \cdot 266,6}{3 \cdot 266,6 - 1 \cdot 60} \frac{3 + 1}{3} = 1,44$$

und die Lenkübersetzung, d. h. das Übersetzungsverhältnis der beiderseitigen Kettenrad-Planetengetriebe

$$J_{3\min} = \frac{i_{1Lx}}{i_{L2}} = \frac{1,44}{1,33} = 1,081$$

beträgt. Die Geschwindigkeit der inneren Raupenkette ergibt sich zu

$$V_1 = \frac{V_2}{J_{3\min}} = \frac{20}{1,081} = 18,5 \text{ km/St,}$$

die mittlere Fahrzeuggeschwindigkeit zu

$$V_{K3} = \frac{V_1 + V_2}{2} = \frac{18,5 + 20}{2} = 19,25 \text{ km/St}$$

und der größte mittlere Wenderadius zu

$$R_{3\max} = \frac{B}{2} \frac{J_{3\min} + 1}{J_{3\min} - 1} = \frac{B}{2} \frac{1,081 + 1}{1,081 - 1} = 12,83 \cdot B$$

$$R_{3\max} = 25,66 \text{ m.}$$

Die effektive Wendeleistung auf dem Radius $R_{3\max}$ ist

$$N_L = \frac{20\,000 \cdot 19,25}{270 \cdot 0,8} \left(0,05 + 0,5 \frac{3,2}{4 \cdot 25,66} \right) = 118 \text{ PS,}$$

hiervon die zur Überwindung des Rollwiderstandes verwendete Leistung

$$N_r = 90 \text{ PS,}$$

die reine Wendeleistung somit

$$N_{\text{wend}} = N_L - N_r = 118 - 90 = 28 \text{ PS.}$$

Durch Einschalten der hydrostatischen Kraftübertragung kann die Übersetzung des Lenkgetriebes und der Wenderadius bis zu einer gewissen Grenze stets weiter vermindert werden.

Der *kleinste Wenderadius* beträgt, wie aus den bisherigen Ausführungen hervorgeht, bei einem Lenkgetriebe-Übersetzungsfaktor von $x = 3$ ein Drittel des an der äußeren Kette gemessenen Wenderadius, es ist also

$$R_{3\text{min}} = \frac{R_{3\text{max}} + B/2}{3} - \frac{B}{2} = 3,94 \cdot B$$

$$R_{3\text{min}} = 7,88 \text{ m.}$$

Die Geschwindigkeit der äußeren Kette errechnet sich zu

$$V_2 = 20 \text{ km/St,}$$

die Geschwindigkeit der inneren Kette zu

$$V_1 = 15 \text{ km/St,}$$

die mittlere Geschwindigkeit des Fahrzeuges hingegen zu

$$V_{K3} = \frac{V_1 + V_2}{2} = \frac{15 + 20}{2} = 17,5 \text{ km/St,}$$

während man für die Wendeübersetzung

$$J_{3\text{max}} = V_2/V_1 = 20/15 = 1,33$$

und für die effektive Wendeleistung auf dem Radius $R_{3\text{min}}$ ($N_0 = N_L$)

$$N_L = \frac{20\,000 \cdot 17,5}{270 \cdot 0,8} \left(0,05 + 0,5 \frac{3,2}{4 \cdot 7,88} \right) = 166 \text{ PS}$$

erhielt, wovon $N_r = 82 \text{ PS}$ und $N_{\text{wend}} = 84 \text{ PS}$.

Wenden des Fahrzeuges in der 4. Geschwindigkeitsstufe

Die Übersetzung des Hauptantriebes (Übersetzung des Geschwindigkeitsgetriebes $i_4 = 1$) schreibt sich zu

$$\sum i_{IV} = i_4 \cdot i_V \cdot i_L = 1 \cdot 4,2 \cdot 1,33 = 5,6,$$

die Geschwindigkeit der äußeren Raupenkette beim Wenden zu

$$V_2 = \frac{n_M}{\sum i_{IV}} \frac{D_L \cdot \pi \cdot 60}{1000} = \frac{1680}{5,6} \frac{0,53 \cdot \pi \cdot 60}{1000} = 30 \text{ km/St.}$$

Die Übersetzung des äußeren Kettenrad-Planetengeriebtes (a_2 steht still) beträgt

$$i_{L2} = 1,33,$$

die Übersetzung des Lenkgetriebes auf $R_{4\max}$, dem größten Wenderadius hingegen

$$\sum i_{Kx} = 28.$$

Für die Drehzahl des Sonnenrades a_1 des inneren Kettenrad-Planetengeriebtes erhält man

$$n_{a1} = \frac{n_M}{\sum i_{Kx}} = \frac{1680}{28} = 60 \text{ U/min, (-)}$$

für die Übersetzung des Hauptantriebes bis zum Verteilergehäuse E , bzw. bis zu den Ringrädern d_1, d_2

$$\sum i_E = i_4 \cdot i_V = 1 \cdot 4,2 = 4,2,$$

für die Drehzahl des Verteilergehäuses E und der Ringräder d_1, d_2 :

$$n_E = n_{d1,2} = \frac{n_M}{\sum i_E} = \frac{1680}{4,2} = 400 \text{ U/min,}$$

während sich die Übersetzung des inneren Kettenrad-Planetengeriebtes zu

$$i_{L1x} = \frac{d_1 \cdot n_{d1}}{d_1 \cdot n_{d1} + a_1 \cdot n_{a1}} \frac{d_1 + a_1}{d_1} = \frac{3 \cdot 400}{3 \cdot 400 - 1 \cdot 60} \frac{3 + 1}{3} = 1,404,$$

das Übersetzungsverhältnis der beiderseitigen Kettenrad-Planetengetriebe zu

$$J_{4\min} = \frac{i_{L1x}}{i_{L2}} = \frac{1,404}{1,33} = 1,053,$$

die Geschwindigkeit der inneren Raupenkette zu

$$V_1 = V_2/J_{4\min} = 30/1,053 = 28,5 \text{ km/St.},$$

die mittlere Fahrzeuggeschwindigkeit zu

$$V_{K4} = \frac{V_1 + V_2}{2} = \frac{28,5 + 30}{2} = 29,25 \text{ km/St.},$$

der größte mittlere Wenderadius zu

$$R_{4\max} = \frac{B}{2} \frac{J_{4\max} + 1}{J_{4\max} - 1} = \frac{B}{2} \frac{1,053 + 1}{1,053 - 1} = 19,5 \cdot B$$

$$R_{4\max} = 39 \text{ m.},$$

die effektive Wendeleistung auf dem Radius $R_{4\max}$ zu

$$N_L = \frac{20\,000 \cdot 29,25}{270 \cdot 0,8} \left(0,05 + 0,5 \frac{3,2}{4,39} \right) = 164 \text{ PS.},$$

die zur Überwindung des Rollwiderstandes aufgewendete Leistung zu

$$N_r = 136 \text{ PS}$$

und schließlich die reine Wendeleistung zu

$$N_{\text{wend}} = N_L - N_r = 28 \text{ PS}$$

errechnet.

Auch in der 4. Geschwindigkeit kann zur Verkleinerung des Wenderadius die hydrostatische Kraftübertragung geschaltet werden. Für den kleinsten mittleren Wenderadius bei einem Lenkplanetengetriebe-Übersetzungsfaktor von $x = 3$ ergibt sich ein

$$R_{4\min} = \frac{R_{4\max} + B/2}{3} - \frac{B}{2} = \frac{39 + 1}{3} - 1 = 12,33 \text{ m}$$

$$R_{4\min} = 6,16 \cdot B.$$

Bei einer Geschwindigkeit der äußeren Kette von $V_2 = 30$ km/St hat die innere Kette eine Geschwindigkeit von $V_1 = 25,5$ km/St und das Fahrzeug eine mittlere Geschwindigkeit von

$$V_{K4} = \frac{V_1 + V_2}{2} = \frac{25,5 + 30}{2} = 27,75 \text{ km/St.}$$

Für die Wendeübersetzung oder für die Geschwindigkeitsverhältnisse der Raupenkettten hat man

$$J_{4\max} = V_2/V_1 = 30/25,5 = 1,176$$

und für die effektive Wendeleistung auf dem Radius $R_{4\min}$

$$N_L = \frac{20\,000 \cdot 27,75}{270 \cdot 0,8} \left(0,05 + 0,5 \frac{3,2}{4 \cdot 12,33} \right) = 212 \text{ PS.}$$

Hiervon ist $N_r = 128$ PS und $N_{\text{wend}} = 84$ PS.

Die Abb. 9 zeigt die Wendehalbmesser, die in den vier Geschwindigkeitsstufen des Fahrzeuges zu verwirklichen sind. In jeder Geschwindigkeitsstufe läßt sich zwischen den beiden Grenzwerten mit der idealen Wendeleistung jeder beliebige Wenderadius verwirklichen. Die 1. Geschwindigkeitsstufe ermöglicht praktisch auch das Wenden auf der Stelle.

Auf Halbmessern, die kleiner sind als die geregelten kleinsten Wendehalbmesser, kann das Fahrzeug nicht wenden, während die Wendehalbmesser, die die maximalen überschreiten, durch Gleitenlassen der innenseitigen Kupplung verwirklicht werden können. Hierbei entsteht aber ein Leistungsverlust, der sich aber in dem mit diesem Lenkgetriebe erzielbaren weiten Radiusbereich praktisch vermeiden läßt. Die Grenzen der kleinsten und größten Wendehalbmesser können durch Vergrößerung der Getriebeübersetzung erweitert werden.

In der folgenden Tabelle sind die Resultate der ausführlichen Berechnung zusammengefaßt, u. zw. für $f = 0,05$ und $\mu = 0,5$ (konstant).

In der Tabelle zeigen die Pfeile an, daß zwischen den Grenzwerten des Wenderadius jeder beliebige Radius befahren werden kann, da sich mit der Wendeübersetzung (x) auch die Geschwindigkeit der inneren Kette (V_1) verändert, wobei die Geschwindigkeit der äußeren Kette unverändert bleibt. Unter den gegebenen Verhältnissen hat der Motor eine Drehzahl von $n_M = 1680$ U/min.

Der Vorzug des »Mercur«-Lenkgetriebes ist besonders augenfällig, wenn man seine Arbeit mit dem in der Praxis weit verbreiteten Kupplungsgetriebe

Geschwindigkeitsstufe	Fahrzeuggeschwind. in gerader Fahrt V km/St	Wenderadius		Wendeübersetzung zwischen den beiden Kettenrädern $\frac{J_z}{V_z/V_{1z}}$	Geschw. der äußeren Kette V_2 km/St	Geschw. der inneren Kette V_1 km/St	Effektive und ideale Wendeleistung $N_L = N_o$ PS
		Kleinstes R_{min} m	Größter R_{max} m				
1	6	1,66	↙ 7	4 ↓ 1,33	6	1,5 ↓ 4,5	100 ↓ 52
2	12	4,33	↙ 15	1,60 ↓ 1,143	12	7,5 ↓ 10,5	128 ↓ 80
3	20	7,88	↙ 25,66	1,33 ↓ 1,081	29	15 ↓ 18,5	166 ↓ 118
4	30	12,33	↙ 39	1,176 ↓ 1,053	30	25,5 ↓ 28,5	212 ↓ 164

»Rackham« vergleicht. Das Prinzipschema dieses Lenkgetriebes ist auf Abb. 10 dargestellt.

Das Wenden des Fahrzeuges vollzieht sich nach Lösen der Kupplung K_1 durch das Abbremsen der innenseitigen Kette mit der Bremse F_1 . Hier-

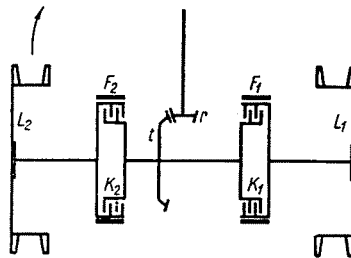


Abb. 10

bei wendet das Fahrzeug auf der Stelle bei einem Radius von $R_{min} = B/2$. Größere als dieser Wendehalbmesser können bei günstigen Lenkverhältnissen ($L/B = 1$) allenfalls auch durch Ausschalten des inneren Kettenradgetriebes erreicht werden (Kupplung K_1 ist gelöst), doch muß im allgemeinen auch die Bremse F_1 betätigt werden. Praktisch ist der Radius des Wendens auf der Stelle bedeutend größer als $B/2$, während die Kurve nur ein Vieleck entlang befahren werden kann, u. zw. durch abwechselnde Verstärkung und Abschwächung der innenseitigen Bremsenwirkung. Dieser Kupplungsleitprozeß erfordert vom Fahrer eines schnelleren Fahrzeuges große Erfahrung und Übung.

Um die benötigten effektiven Wendeleistungen der beiden Lenkgetriebe miteinander vergleichen zu können, setzen wir voraus, daß das als Beispiel erwähnte, 20 Tonnen schwere Fahrzeug mit einem »Rackham« Kupplungsgetriebe ausgestattet ist und in der 1. Geschwindigkeitsstufe eine Wendung auf der Stelle vollführt. In diesem Falle ist die effektive Wendeleistung

$$N_L = \frac{Z_2 \cdot V_2}{270 \cdot \eta_m} = \frac{4500 \cdot 6}{270 \cdot 0,8} = 125 \text{ PS}$$

und die ideale Wendeleistung

$$V_2 = 6 \text{ km/St}, V_1 = 0, V_K = 3 \text{ km/St}$$

und

$$R_1 = B/2 = 1 \text{ m},$$

ferner

$$N_0 = \frac{20\,000 \cdot 3}{270 \cdot 0,8} \left(0,05 + 0,5 \frac{3,2}{4 \cdot 1} \right) = 125 \text{ PS},$$

es wird also $N_L = N_0$.

Bei einem mit dem »Merkur«-Lenkgetriebe in der 1. Geschwindigkeitsstufe durchgeführten Wenden auf der Stelle betrug die effektive Wendeleistung rund $N_L = 100$ PS. Obwohl sich dieser Unterschied von 25 PS theoretisch aus dem größeren Wenderadius ($R_1 = 1$ m und $R_1 = 1,33$ m) ergab, besteht er auch in der Praxis, denn beim »Merkur«-Lenkgetriebe sind die inneren Kettenglieder auf dem Wenderadius in einer langsamen Kurvenbewegung, während beim Lenkgetriebe mit »Rackham«-Kupplung das äußere Kettenradgetriebe die inneren gebremsten Raupenkettens auf dem Boden schleppt.

Noch größer ist der Unterschied zwischen den benötigten Wendeleistungen der beiden Lenkgetriebe in Kurvenfahrt, die das Lenkgetriebe mit »Rackham«-Kupplung nur durch Gleitenlassen annähernd verwirklichen kann. Da wir auch bei konstanten Werten für f und μ ein annähernd reelles Ergebnis anstreben, soll der Kurvenradius des Fahrzeuges nur $2m R_{1x} = B$ sein. In der 1. Geschwindigkeitsstufe ist dann $V_2 = 6$ km/St, $V_{1x} = 2$ km/St und $V_k = = 3$ km/St und das Gleitverhältnis

$$X_1 = V_2/V_{1x} = 6/2 = 3.$$

Die effektive Wendeleistung durch Gleitenlassen der »Rackham«-Kupplung beträgt

$$N_L = \frac{Z_2 (V_2 + V_{1x})}{270 \cdot \eta_m} = \frac{4500 \cdot 8}{270 \cdot 0,8} = 166,5 \text{ PS},$$

mit dem »Merkur«-Lenkgetriebe hingegen

$$N_L = \frac{20\,000 \cdot 4}{270 \cdot 0,8} \left(0,05 + 0,5 \frac{3,2}{4 \cdot 2} \right) = 92,5 \text{ PS.}$$

Der berechnete Leistungsunterschied ist 74 PS, der beim »Rackham«-Kupplungsgetriebe als Gleit-Leistungsverlust erscheint. Da bei diesen einfachen, nur zum Wenden auf der Stelle geeigneten Lenkgetrieben in der Kurvenfahrt ein mechanischer Leistungsrückgewinn nicht zustande kommen kann, läßt sich das Befahren einer Kurve nur mit Verlust durchführen.

Der Vorzug des »Merkur«-Lenkgetriebes tritt noch mehr in Erscheinung, wenn das Fahrzeug mit einem stufenlosen Geschwindigkeitsgetriebe ausgestattet ist.

Zusammenfassung

Der prinzipielle Aufbau des »Merkur«-Lenkgetriebes entstammt einer Idee des Verfassers. In der Konstruktion ist alles verwendet worden, was beim heutigen Stand der Technik verwirklicht werden kann. Das Lenken von Raupenfahrzeugen ließ bisher vieles zu wünschen übrig, weshalb sich ihre Verwendung auf ein enges Gebiet beschränkte. Die vorliegende Konstruktion will die Kurvenfahrt-Probleme bei Raupenfahrzeugen lösen und ihre Lenkung so leicht und sicher gestalten wie die von Räderfahrzeugen. Das zur Erklärung des Arbeitsprinzips der Lenkvorrichtung ausgearbeitete prinzipielle Beispiel dient nur zum leichteren Verständnis.

Prof. A. JUREK, Budapest XI, Stoczek u. 2. Ungarn