

Kupplungsleistungen:

$$P_{k2} = P_2 - P_{w2} = 17,65 \text{ kW} - 14,8 \text{ kW} = 2,85 \text{ kW}.$$

$$P_{k4} = P_4 - P_{w4} = 0 + 14,8 \text{ kW} = 14,8 \text{ kW}.$$

Berechnung des Wirkungsgrades η_{25} :

$$A = \text{sgn}(P_2) = +1; B = \text{sgn}(P_5) = -1$$

Kontrolle nach Gl. (58):

$$P_5 = \frac{17,65 \text{ kW}}{1 + 5,2} (-1 - 5,2 \cdot \eta_0).$$

Der Verzahnungswirkungsgrad wird mit $\eta_0 = 0,98^2 = 0,96$ angenommen, so daß man erhält:

$$w = \text{sgn}\left(1 - \frac{1}{s}\right) = \text{sgn}\left(1 + \frac{1}{5,2}\right) = +1$$

$$\eta_{25} = \frac{1 + 5,2 \cdot 0,96}{1 + 5,2} = 0,966.$$

Damit muß die tatsächliche Antriebsleistung betragen:

$$P_2 = -\frac{P_5}{\eta_{25}} = -\frac{-17,65 \text{ kW}}{0,966} = 18,27 \text{ kW}.$$

6.1.2. Ausgleichgetriebe

Das Ausgleichgetriebe oder Differential (Bild 9) ist ebenfalls ein Normal-UG mit drei Außenwellen (s. Bild 4). Es dient der Leistungsverzweigung, die zu untersuchen ist. Das Tellerrad mit $z_5 = 39$ ist Antriebsrad und gleichzeitig Planetenradträger 5. Die Kegelräder mit $z_2 = z_4 = 24$ sind Abtriebe, während die Kegelräder mit $z_3 = 15$ Planetenräder sind.

Das Standübersetzungsverhältnis ist dann $s = z_4/z_2 = -1$, das Umlaufübersetzungsverhältnis $i_{45} = 1 - 1/s = 2$. Die Abtriebsmomente $M_2 = M_4$ ergeben sich für Geradeausfahrt aus $M_2 = -P_2/(2\pi n_{21})$ mit $P_2 = 18,27 \text{ kW}$ und $n_{21} = 242,6 \text{ U/min}$.

$$M_2 = \frac{-18,27 \text{ kW} \cdot 60s \cdot \text{kNm}}{2\pi \cdot 242,6 \cdot \text{kW} \cdot s} = M_4 = 0,719 \text{ kNm}.$$

Das Moment am Tellerrad 5 beträgt dann

$$M_5 = -M_2 - M_4 = 2 \cdot 0,719 = 1,438 \text{ kNm}.$$

Die Drehzahl n_{51} erhält man aus Gl. (12) mit $n_{21} = n_{41}$:

$$n_{51} = n_{21} = n_{41} = 242,6 \text{ U/min}.$$

Das Ausgleichgetriebe wirkt bei Geradeausfahrt als Kupplung, die Wälzleistung beträgt nach $P_{w2} = M_2 \cdot 2\pi(n_{21} - n_{51}) = 0$. Für diesen Fall entfällt auch eine Wirkungsgradbetrachtung, da keine Wälzleistung auftritt und damit genähert $\eta = 1$ ist.

Bei Kurvenfahrt stehen die Umfangsgeschwindigkeiten der Räder im Verhältnis wie die Spurreisradien und damit auch die Abtriebsdrehzahlen

$$\frac{v_{w1}}{v_{w2}} = \frac{n_{21}}{n_{41}} = \frac{R}{(R+b)} = \frac{8,0}{9,8} = 0,816.$$

Aus Gl. (12) erhält man $2 \cdot n_{51} - n_{41} - n_{41} \cdot 0,816 = 0$, für

$$n_{41} = \frac{2 \cdot n_{51}}{1 + 0,816} = \frac{2 \cdot 242,6}{1,816} = 267,2 \text{ U/min und } n_{51} = 218,0 \text{ U/min}.$$

Die Drehmomente (ohne Verluste) an den Ausgangswellen bleiben nach Gl. (27)

$$-M_2 = -M_4 = \frac{M_5}{2} = \frac{18,27 \text{ kW} \cdot 60s \cdot \text{kNm}}{2\pi \cdot 242,6 \cdot \text{kW} \cdot s} = 0,719 \text{ kNm}.$$

Die Abtriebsleistungen verhalten sich wie $P_2/P_4 = 0,816$.

Man erhält die Leistungen auch aus Drehmoment und Drehzahl:

$$P_2 = -0,719 \cdot 2\pi \cdot 218 \frac{\text{kNm} \cdot \text{kW} \cdot s}{60s \cdot \text{kNm}} = -16,41 \text{ kW}$$

$$P_4 = -0,719 \cdot 2\pi \cdot 267,2 \frac{\text{kNm} \cdot \text{kW} \cdot s}{60s \cdot \text{kNm}} = -20,12 \text{ kW}.$$

Mit P_2 und den Drehzahlverhältnissen läßt sich der Wirkungsgrad η_{245} des Ausgleichgetriebes berechnen. Nach Gl. (48) sind $A = -1$, $B = +1$, $C = -1$ und nach Gl. (56) wird

$$w = \text{sgn} \left[\left(1 - \frac{267,2}{218} \right) (1 + 1) \left[-1 - 1 + (1 + 1) (-1) \frac{267,2}{218} \right] \right] = +1.$$

Mit Gl. (52) erhält man für

$$P_5 = \frac{16,41 \text{ kW}}{2} \left(1 + \frac{267,2}{218} \right) (1 + 0,96) = 35,79 \text{ kW}$$

und mit Gl. (53) für

$$P_1 = -16,41 \cdot \frac{267,2}{218} \cdot 0,96 = -19,31 \text{ kW}.$$

Der Wirkungsgrad η_{245} des Ausgleichgetriebes bei beschriebenen Betriebszustand wird

$$\eta_{245} = \frac{16,41 + 19,31}{35,79} = 0,998.$$

Auch hier ist der Wirkungsgrad hoch, da bei normaler Kurvenfahrt nur ein geringer Wälzleistungsanteil im Ausgleichgetriebe auftritt.

6.2. Das Verteilergetriebe des allradangetriebenen LKW W 50 LA

Das Verteilergetriebe (Bild 10) hat die Aufgabe, das Drehmoment auf die angetriebenen Achsen zu verteilen. Der Vorderachsantrieb wird vorwiegend nur im Gelände benötigt und ist bei Straßenfahrt mit Hilfe der Schaltmuffe I abzustellen. Dabei wird die Hinterachse direkt angetrieben. Bei eingeschaltetem Vorderachsantrieb wird die Antriebsleistung auf das Stirnrad 5, das mit dem Planetenradträger verbunden ist, übertragen. Bei ausgeschalteter Ausgleichsperre IV erfolgt ein Abtrieb über die Welle 2 auf die Vorderachse und über das Hohlrad mit Hohlwelle 4 auf die Stirnradstufe II über die Schaltmuffe I zur Hinterachse. Bei eingeschalteter Ausgleichsperre IV wird das Hohlrad 4 mit der Welle 2 verbunden, so daß $n_{21} = n_{41} = n_{51}$ ist und damit das Planetengetriebe als Kupplung wirkt.

Im Fall des direkten Antriebs der Hinterachse wird zwar die Stirnradstufe V auch angetrieben und die mitdrehenden Vorderräder treiben die Welle 2 an, aber an der Welle 4 erfolgt keine Leistungsübertragung, so daß am Planetengetriebe insgesamt keine Leistung übertragen werden kann (ein Freiheitsgrad bleibt frei, die Zwanglaufbedingung ist nicht erfüllt). Das UG-III hat den Vorteil, daß bei eingeschaltetem Vorderachsantrieb keine Zwangskräfte durch unterschiedliche Drehzahlen auftreten, die Antriebe entsprechend der jeweiligen Belastung beansprucht werden. Verteilergetriebe ohne Ausgleich lassen keine Drehzahlabweichung zu [7]. Hier erfolgt der Ausgleich durch Reifenschlupf, der nur auf nachgiebiger Fahrbahn (Sandwege, Ackerboden u. ä.) zulässige Getriebebelastungen verursacht. Auf fester Fahrbahn (Straße) muß deshalb eine Antriebsachse abgeschaltet werden, da infolge von Wegunterschieden Verspannungen und damit hohe Blindbeanspruchungen auftreten können, die zu vorzeitigem Verschleiß führen. Auf Zahlenwerte wird an dieser Stelle verzichtet, da die Berechnungen in analoger Weise zu Pkt. 6.1.2. durchzuführen wären.

7. Zusammenfassung

Umlaufrädergetriebe (UG) erlangen in Antrieben landtechnischer Arbeitsmittel durch ihre energie- und materialökonomischen Vorteile zunehmende Bedeutung. Aufbau, Wirkungsweise, Wesensmerkmale und die Gesetzmäßigkeiten der Übertragung von Drehzahlen, Drehmomenten und Leistungen mit Hilfe von UG wurden dargestellt und in wichtigen Punkten hergeleitet. Für die Wirkungsgradermittlung wurde eine allgemeingültige mathematische Methode angegeben. Mit Hilfe von Einbaubedingungen für die Planetenräder sind gegebene UG auf mögliche Reserven überprüfbar. An ausgewählten Beispielen aus der Landtechnik wurden die entwickelten mathematischen und getriebetechnischen Grundlagen angewendet und erläutert.

Anmerkung:

Im Teil I dieser Artikelserie sind folgende Berichtigungen vorzunehmen (halbfett hervorgehoben):

Gl. (24): $F_{w5} = -2 F_{w2}$; Gl. (27): M_4/M_5 ; Gl. (28): $(r_2 + r_4)$; Gl. (29): $1/s - 1$.

Wir bitten diese Fehler zu entschuldigen.

Die Redaktion