Den Einfluß der Rillen auf die Größe der Reibungszahl und auf den Anpreßdruck zeigt die folgende Zusammenstellung, in welcher für 2α der übliche Winkel von 30^0 eingesetzt ist und aus der hervorgeht, daß Rillen bei Werkstoffen mit geringen Reibungszahlen besonders vorteilhaft sind.

Zusammenstellung 145.

Reibungszahlen und Anpreßdrucke an zylindrischen und Rillenreibrädern.

Zylindrische Reibräder:					Rillenreibräder:				
$\mu =$	0,1	0,15	0,2	0,3	0,4	$\mu' =$	0,28	0,37	0,44	0,55	0,62
$Q =$	10	6,7	5	3,3	$2,5 \cdot U$	$Q' =$	3,6	2,7	2,3	1,8	$1,6 \cdot U$

Ein Nachteil der Rillenräder ist die größere Abnutzung, weil reines Rollen nur in einem Punkte der Berührungslinie stattfinden kann, in den übrigen aber Schleifen eintreten muß, und zwar in um so stärkerem Maße, je breiter die Reibflächen sind. Deshalb soll die Breite b, Abb. 1811, in radialer Richtung gemessen, nur etwa 0,05 bis 0,06 D betragen, so daß ein Rad von 200 mm Durchmesser Reibflächenbreiten von 10 bis 12 mm erhält. Bei einem Räderpaar ist stets das kleinere Rad maßgebend; das größere bekommt genau gleich breite Druckflächen, die außen und innen zur Verhütung von Gratbildungen scharf abzusetzen sind. Auf gleichmäßiges Anliegen in allen Rillen kann man nur bei sehr genauer Ausführung und sorgfältigem Zusammenbau rechnen. Zweckmäßigerweise beschränkt man sich deshalb auf höchstens 5 bis 6 Rillen, dreht die Scheiben auf ihren eigenen Wellen fertig und gibt der des einen Rades in axialer Richtung Spiel, damit sich die Scheiben richtig zueinander einstellen können. Auf eine Rille kann man an gußeisernen Rädern etwa 20 kg Umfangskraft rechnen. Der Wirkungsgrad von Rillenreibgetrieben kann nach Ernst zu $\eta = 0{,}88$ bis 0,90 angenommen werden.

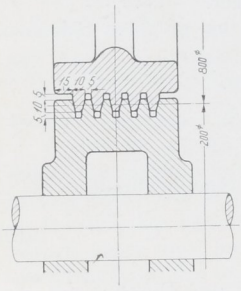

Abb. 1812. Rillenreibräder. R. Dinglinger, Cöthen. M. 1:5.

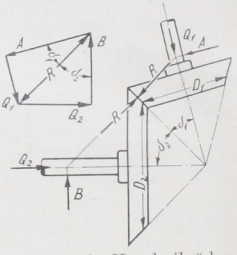

Abb. 1813. Kegelreibräder.

Ein Getriebe nach Abb. 1812 der Maschinenfabrik R. Dinglinger, Cöthen, überträgt, wenn das kleine Rad 240 bis 360 Umdrehungen in der Minute macht, bei rund 335 kg Anpreßdruck $U = 100$ kg Umfangskraft oder:

$$N = \frac{U \cdot \omega}{75} \cdot \frac{D_1}{2} = \frac{100 \cdot 25{,}1}{75} \cdot \frac{0{,}2}{2} = 3{,}3$$

bis 5 Pferdestärken. Bei ziemlich starkem Betriebe, aber sehr sorgfältigem Zusammenbau und mäßigem Anpreßdruck können derartige Räder etwa zwei Jahre laufen, ehe sie nachgedreht werden müssen. Zu empfehlen ist, den Anpreßdruck durch ein Stellgewicht zu regeln, ihn also nicht der Willkür der Maschinisten zu überlassen, die die Räder meist unnötig stark aneinander pressen.

Für sich schneidende Achsen werden Kegelreibräder nach Abb. 1813 mit Kegelflächen verwendet, deren Spitzen im Schnittpunkte der Achsen liegen müssen, wenn reines Rollen erzielt werden soll.

Die Übersetzung u ist durch zusammengehörige Durchmesser, z. B. durch $\frac{D_1}{D_2}$ gegeben. Zu beachten ist, daß der axiale Anpreßdruck der beiden Räder verschieden groß ausfällt. Zwecks Übertragung der Umfangskraft U muß der Druck an der Berührungsstelle $R = \frac{U}{\mu}$ sein; dazu sind die Axialdrücke:

$$Q_1 = R \cdot \sin \delta_1 = \frac{U}{\mu} \cdot \sin \delta_1 \quad \text{und} \quad Q_2 = \frac{U}{\mu} \sin \delta_2 \tag{522}$$