

und zugehörigen Wellen geschehen kann und vielfach geschieht. Eine derartig eingerichtete Station heisst wegen der Theilung der zugeleiteten Kraft eine Theilstation oder ein Theilstock.

Was die Grösse der Leit-, Trag- und Zwischenrollen betrifft, so ist hervorzuheben, dass mit dieser nicht gespart werden sollte. Manche Drahtseiltriebe haben raschen Seilverschleiss, weil man sich nicht hat entschliessen wollen, genügend grosse Tragrollen anzuwenden. Die Stationsrollen für das führende Trum müssen unter allen Umständen so gross gemacht werden wie die Kraftrollen, damit die Spannungssumme  $\mathcal{E} + s$  (vergl. §. 291) nicht grösser werde, als bei letzteren. Für das geführte Trum indessen dürfen die Rollen kleiner gewählt werden, weil die Spannung  $\mathcal{E}_2$  des Seiles an demselben kleiner ist als  $\mathcal{E}_1$ , gewöhnlich  $\frac{1}{2} \mathcal{E}_1$ , bei straffem Treibseil (§. 289)  $(2m - 1) 2m \mathcal{E}_1$ . Man findet die statthafte kleinste Rollengrösse  $R_2$  aus (279) und der Tabelle §. 291.

1. *Beispiel.* Gewöhnlicher Drahtseiltrieb mit  $\mathcal{E}_1 = 6$ ,  $\mathcal{E}_2 = 3$ . Die Drahtdicke sei 1,5 mm, das Material Eisen, so erhält man für die kleinste Grösse des Treibrollenhalbmessers nach der genannten Tabelle:  $R = 833 \cdot 1,5 \sim 1250$  mm, und für die Tragrollen  $R_2 = 666 \cdot 1,5 \sim 1000$  mm.

2. *Beispiel.* Für ein Treibseil sei  $\delta = 1$ ,  $\mathcal{E}_1 = 4$ ,  $\mathcal{E}_2 = 2$ , Material wieder Eisen, so kommt  $R = 714$ ,  $R_2 = 625$  mm.

3. *Beispiel.* Das Treibseil sei ein straffes und  $m = 3$ , so wird bei  $\delta = 1,5$  und  $\mathcal{E}_1 = 6$  die Spannung  $\mathcal{E}_2 = \mathcal{E}_1 (2 \cdot 3 - 1) : 6 = 5$  und deshalb  $R$  wie vorhin  $= 1250$ ,  $R_2 = 769 \cdot 1,5$ , d. i. 1153 mm, was aber einen zu geringen Unterschied zwischen Treib- und Tragrollengrösse ergibt, als dass er von erheblichem praktischen Werth wäre.

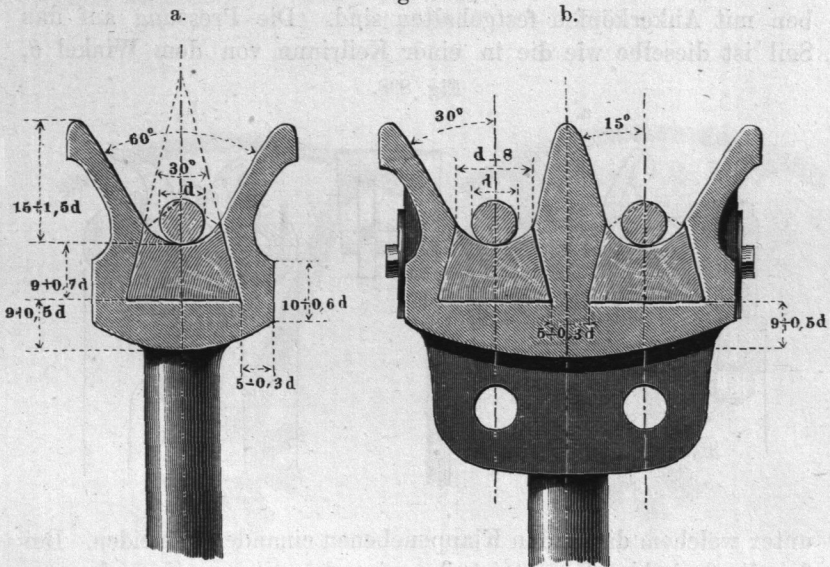
## §. 298.

### Bau der Seilscheiben.

Die Treibseile auf der nackten eisernen Kimme laufen zu lassen, geht wegen der Kleinheit des Koëffizienten der Reibung von Eisen auf Eisen nicht an. Man griff deshalb früh zur Besetzung des Rollenkranzes mit einem weichen Stoff. Nachdem man anfänglich hölzerne Rollenfelgen mit Längsbesatz aus Leder oder Guttapertscha u. s. w. angewandt, hat man sich durch grosse Praxis überzeugt, dass zunächst eiserne, genau abgedrehte Rollenkränze fraglos vorzuziehen sind und dass der beste Besatz der aus Lederabschnitten, welche in der Achsenebene stehen —

stehender Lederbesatz — sei\*). Fig. 897 a einfacher, b doppelter gusseiserner Rollenkranz. Die Ränder der einfachen Kimme sind um  $30^\circ$  gegen die Mittelebene des Rades geneigt. Bei der Doppelkimme liefert diese Neigung ein sehr schweres Mitteltheil, weshalb hier (entsprechend vielen erprobten Ausführungen) die Mittelrippe steiler, nämlich mit nur  $15^\circ$  Neigung angegeben ist. Die Verhältnisszahlen beziehen sich auf die Seildicke  $d$ , wobei  $d=10$  als kleinstes Maass vorausgesetzt ist. Der Flächendruck  $p$  zwischen Seil und Besatz lässt sich aus (274) berechnen. Er ergibt sich z. B. bei  $i=36$ ,  $R:\delta=1000$ ,  $\mathfrak{C}=6$  zu  $2.6.8\delta:1000\delta=0,096 \sim 1/10$ , welche Pressung das Leder gut vertragen kann.

Fig. 897.



Die inneren Ränder der Kimmen sind unterschritten, damit die Zentrifugalkraft die Besatzstücke nicht hinauszuschleudern vermag. Man fertigt die Lederbesatzstücke aus altem durchgefettetem Riemenleder, oder hat, wenn neues Leder benutzt werden soll, dasselbe durch Kochen in Fischthran gehörig einzufetten. Die trapezförmig ausgeschnittenen Lederstücke werden mit einem Stemmholz fest in die Kimme eingetrieben und der zuletzt ver-

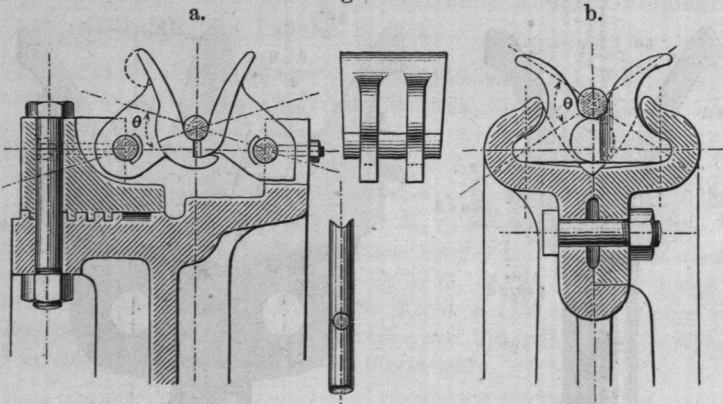
\*) Vergl. D. H. Ziegler, „Erfahrungsergebnisse über Betrieb und Instandhaltung des Drahtseiltriebs“, Winterthur, Westföling, 1871.

bleibende Raum, in welchem das Stemmen nicht mehr angeht, mit Guttapertscha vollgeschlagen, darauf der Besatz abgedreht.

Die Seilscheiben der Fördermaschinen, welche nur Tragrollen sind, hat man früher bei uns gar nicht besetzt, sondern das Seil auf dem glatten Eisen laufen lassen; mehr und mehr führt man aber jetzt Besetzung ein. Besatz aus vulkanisiertem Kautschuk hat man in Amerika fast durchweg eingeführt und sehr bewährt gefunden.

Die von Fowler erfundene Greifer- oder Greiftrommel, Klappentrommel (vergl. Fig. 794 c) hat einen Kranz von der in Fig. 898a dargestellten Konstruktion. Die Klappen sind um eiserne Bolzen drehbar gemacht, welche in würfelförmigen Knaggen durch Schrauben mit Ankerköpfen festgehalten sind. Die Pressung auf das Seil ist dieselbe wie die in einer Keilrinne von dem Winkel  $\theta$ ,

Fig. 898.



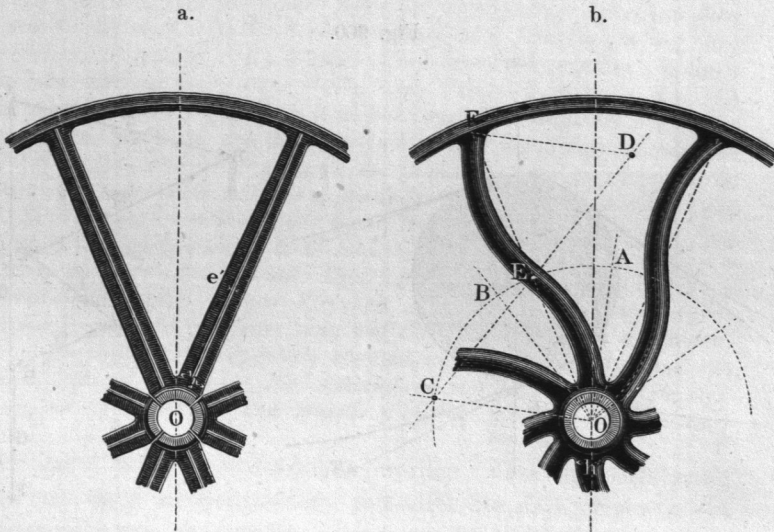
unter welchem die beiden Klappenebenen einander schneiden. Bei der Fowler'schen Bauart ist der eine der Klappenringe beweglich, und zwar auf Gewinde gesetzt, um dem andern genähert werden zu können, wenn die Abnützung der Greifer oder die Verdünnung des Seiles es erheischt. Ist die Rollenachse stehend anzubringen, so erhalten die unteren Klappen einen (durch Punktierung in unserer Figur angedeuteten) Beschwerungswulst am äusseren Rande. Fig. 898 b zeigt die amerikanische Form der Greiftrommel, welche ungleich einfacher herzustellen ist als die englische. Statt der Bolzen sind Halbzapfen benutzt (§. 95), die Klappen der einen und anderen Seite nicht verschieden modellirt. Der Keilwinkel  $\theta$  findet sich dabei nicht so klein gemacht, als bei der Fowler'schen Trommel geschieht.

Der Radkörper der Seilscheibe wird gewöhnlich der Felge gleich aus Gusseisen hergestellt; doch hat man bei Trag- und Zwischenrollen auch eingegossene schmiedeiserne Speichen angewandt (vergl. Fig. 901). Grössere gusseiserne Scheiben werden zweitheilig hergestellt, schon weil sie anders zu schwierig zu transportiren sind. Eine brauchbare Anzahl  $\mathfrak{A}$  der Speichen erhält man, wenn man nimmt:

$$\mathfrak{A} = 4 + \frac{1}{40} \frac{R}{d} \dots \dots \dots (305)$$

Die gusseisernen Speichen erhalten kreuzförmigen oder ovalen Querschnitt, für dessen Höhe  $h$  in der Rollenmitte man in beiden Fällen nehme:

Fig. 899.



$$h = 4d + \frac{1}{4} \frac{R}{\mathfrak{A}} \dots \dots \dots (306)$$

Beim Kreuzquerschnitt wird die Rippendicke  $e = \frac{1}{5} h$ , die Dicke  $e'$  der Nebenrippe  $= \frac{2}{3} e$  genommen; der ovale Querschnitt erhält wie bei den Riemscheibenspeichen an jeder Stelle die halbe Höhe zur Breite. Nach aussen wird die Speichenhöhe bis auf  $\frac{2}{3}$  der Höhe in der Radmitte verjüngt.

Die Speichen mit Kreuzquerschnitt werden in der Regel gerade, die mit ovalem gerne gebogen ausgeführt, siehe Fig. b. Zur Auffindung einer guten (zweifachen) Armkrümmung beschreibe man zuerst mit  $OA = \frac{1}{2} R$  einen Kreis aus der



2. *Beispiel.* Die Berlin-Anhaltische Maschinenbau-Aktiengesellschaft liefert Tragrollen mit schmiedeisernen Stangenarmen, wie Fig. 901 andeutet, von folgenden Gewichten G:

R = 500 600 700 800 900 1000 1250 1500 1750  
 G = 80 96 112—140 128—156 144—176 144—230 240—285 340 400

Hiernach sind die Belastungen der Rollenzapfen nicht gross. Man kann hieraus den wichtigen Vortheil ziehen, den Zapfen grosse Längenverhältnisse und damit kleine Flächendrucke zu geben, wobei alsdann gusseiserne Schalen in gelenkigen Lagern (§. 116) zu benutzen wären, welche durch Selbstöler leicht in gutem Zustande zu erhalten sind. In vielen Fällen empfiehlt es sich, die Rollennachsen aus Kernstahl\*) herzustellen, um die Zapfendicken bei vollster Sicherheit der Konstruktion auf ein ganz kleines Maass zu bringen.

3. *Beispiel.* Die im ersten Beispiele angeführten Zwischenrollen üben gemäss den nach Fig. 900 b zusammengesetzten Belastungen auf ihre (schmiedeisernen) Zapfen einen Gesamtdruck von 1380, auf den einzelnen Zapfen also 690 kg aus. Dies ergäbe nach Tabelle §. 91 bei  $l:d = 1,5$  nur die Zapfendicke  $d = 30$  mm. Man hat ihnen aber thatsächlich 95 mm Dicke gegeben, wohl um den Flächendruck  $p$  auf die Schalengrundfläche thunlichst herabzuziehen und dadurch die Schmierhaltung zu sichern. In der That ergibt sich bei  $l = 120$ , wie angewandt ist,  $p = 690 : 95 \cdot 120 \sim \frac{1}{16}$  kg (vergl. S. 272 Anm.). Wählten wir unter Benutzung von Formel (89)  $l:d = 4$  und  $S$  wie gewöhnlich  $= 6$ , so erhielten wir  $d = \sqrt{16 \cdot 4 \cdot 690 : 6\pi} = 48,43 \sim 50$ ,  $l = 4d = 200$  mm. Dies liefert  $p = 690 : 50 \cdot 200 = 1:14,5$ , was bereits sehr günstig wegen Kleinheit des Werthes ist; dabei würde zudem das Moment der Zapfenreibung auf rund die Hälfte des stattfindenden herabgehen (Zapfen und Schale könnten so, wie in Fig. 324 und 25 angegeben, gebaut werden). Bei Anwendung von Kernstahl könnte man  $d = 30$ ,  $l = 240$  nehmen und erhielte  $p \sim \frac{1}{10}$ , den Effektverlust nur etwa  $= \frac{1}{4}$  des obigen.

Es muss noch hervorgehoben werden, dass die Erfahrung gezeigt hat, dass die Seilscheiben mit aller Sorgfalt ausgewuchtet (ausbalancirt) werden müssen, damit ein ungleichförmiger, den Betrieb schädigender Gang derselben verhütet werde.

## §. 299.

### Bau der Stationspfeiler.

Die ausserordentliche Höhe der spezifischen Leistung des Drahtseiltriebs hat, wie schon gesagt, dahin geführt, denselben zur Ueber-

\*) Kernstahl von Mannesmann in Remscheid, glasharter Gussstahlkörper mit weichem Schmiedeisenkern, welche Materialverwendung mit grossem Vortheil u. a. für Lokomotivtheile in Aufnahme kommt.