

Die mechanische Weberei

Lehrbuch zum Gebrauch
an technischen und gewerblichen Schulen
sowie zum Selbstunterricht

Von

H. REPENNING

Lehrer an der Preuß. höheren Fachschule für Textilindustrie
in Aachen, Leiter des Dessinateur- und Fabrikationskursus

Mit 398 Figuren im Text



BERLIN W
Verlag von M. Krayn
1911

Die mechanische Weberei

Lehrbuch zum Gebrauch
an technischen und gewerblichen Schulen
sowie zum Selbstunterricht

Von

H. REPENNING

Lehrer an der Preuß. höheren Fachschule für Textilindustrie
in Aachen, Leiter des Dessinateur- und Fabrikationskursus

Mit 398 Figuren im Text



BERLIN W.
Verlag von M. Krayn
1911

Copyright 1911 by
M. Krayn, Berlin W. 57

Inhaltsverzeichnis.

	Seite
Einleitung	1–6
1. Teil. Das Gestell und die Hauptwelle (Kurbelwelle, Exzenterwelle) mit dem Antrieb	7
Das erste Stuhlsystem. Webstühle mit zwei Wellen von ungleicher Tourenzahl und der Antrieb a) durch Fest- und Losscheibe, b) durch Friktion	7–16
Das zweite Stuhlsystem. Webstühle mit einer Welle und der Antrieb a) durch Fest- und Losscheibe, b) durch Friktion	16–24
Das dritte Stuhlsystem. Webstühle mit zwei Wellen von gleicher Tourenzahl und der Antrieb a) durch Fest- und Losscheibe, b) durch Friktion	24–26
Das vierte Stuhlsystem. Webstühle mit einer seitlich am Gestell gelagerten Welle und der Schloßradantrieb	26–28
Der Antrieb mechanischer Webstühle insbesondere durch Elektromotore	28–41
Die Berechnung der Tourenzahl mechanischer Webstühle	41–44
2. Teil. Die Bewegungen der Kette und Ware in der Längsrichtung	45–46
Die Ketten- oder Garnbäume	46–51
Die Kettenbaumbremsen	51–54
a) Seilbremsen	54–57
b) Kettenbremsen	57–58
c) Backenbremsen	58
d) Bandbremsen	58–60
e) Mulden- und Bandbremsen	60–61
f) Bremsen für Band- und Plüschwebereien	62–64

Vorwort.

Das vorliegende Lehrbuch über mechanische Weberei ist für den Unterricht an Textilschulen und zum Selbstunterricht für Anfänger, Textiltechniker und Meister bestimmt. Es soll einem Bedürfnis nach einem Unterrichtsbuche abhelfen, das auch die neuesten Fortschritte auf dem Gebiete der Weberei berücksichtigt. Bei der Bearbeitung habe ich mich von meinen langjährigen Erfahrungen im Unterricht über mechanische Webstühle leiten lassen. Ueberall dort, wo es zweckmäßig ist, habe ich an Stelle der Schnittzeichnungen und Skizzen perspektivische Abbildungen gesetzt, weil dadurch das Verständnis und Interesse gefördert wird. Das Ganze ist so gehalten, daß auch dem Anfänger das Studium erleichtert und er systematisch in den Bau und die Arbeitsvorgänge der mechanischen Webstühle eingeführt wird. An die allgemeine Uebersicht über die Arbeitsorgane schließen sich deshalb die charakteristischen Typen, die Bauarten der verschiedenen Webstühle an, ohne zu früh in die dem Anfänger noch unverständlichen Details einzugehen, wobei die Ausgangspunkte aller Bewegungen für die später zu besprechenden Arbeitsleistungen des mechanischen Webstuhles übersichtlich behandelt sind. Naturgemäß muß hierauf der Antrieb und die Berechnung der Tourenzahl an Hand der einfachen Buchstabenrechnung besprochen werden, so daß dadurch zugleich eine Einleitung für die später folgenden Berechnungen gegeben ist. Bei dem außerordentlich reichhaltigen Material, das zur Bearbeitung vorlag, habe ich eine sorgfältige Auswahl getroffen und nur das unbedingt Notwendige und das, was sich in der Praxis bewährt hat, besprochen. Ueberall ist auf die Einordnung der einzelnen Mechanismen in das Ganze, d. h. auf ihre Verbindung mit andern Teilen des Webstuhles und ihre Zugehörigkeit zu den verschiedenen Webstuhlarten hingewiesen worden.

Aachen, im April 1911.

H. Repenning.

	Seite
Die Kettenbaumbremsen mit selbsttätiger Regulierung	64–68
Die negativen Kettenbaumregulatoren	68–73
Die positiven Kettenbaumregulatoren	73–77
Die Warenbaumregulatoren	77–80
a) Die negativen Warenbaumregulatoren	80–84
b) Die positiven Warenbaumregulatoren	84–94
c) Die Kompensationsregulatoren	94–98
Die Verbindung eines positiven Kettenbaumregulators mit einem positiven Warenbaumregulator und die Anwendung mehrerer Kettenbäume	98–99
Die Einrichtungen zur Unterstützung der Bewegung von Kette und Ware in der Längsrichtung	99
a) Die Streichbäume	99–102
b) Die Brustbäume	102–105
c) Die Breithalter	105–109
3. Teil. Die Bewegungen der Kette für die Fachbildung	110–119
Die Schaftweberei	119–122
a) Geschirrbewegung durch Exzenter	122–130
1. Geschirrbewegung durch Innentritte	130–140
2. Geschirrbewegung mit Außentritten	140–147
3. Geschirrbewegung mit vertikalen Tritten	147–149
4. Geschirrbewegung durch Exzentertrommel und Tritthebel	149–150
5. Geschirrbewegung durch Exzenterketten	150–152
b) Geschirrbewegung durch Schaftmaschinen	152–153
1. Hochfachschaftmaschinen	154–155
2. Tieffachschaftmaschinen	155
3. Hoch- und Tieffachschaftmaschinen (Geschlossen- oder Klappfachschaftmaschinen)	155–173
4. Offenfachschaftmaschinen	173–188
Vorrichtungen an Schaftmaschinen für Ersparnisse an Karten	188–193
Die Jacquard- oder Harnischweberei	193
Harnischeinrichtungen	193–203
Die Doppelhub-Jacquardmaschinen	203–204
Die Verdolmaschine	204–206
Jacquard- und Verdolmaschinen mit Vorrichtungen für Kartenersparnisse	206–210
Die Aufstellung und der Antrieb der Jacquardmaschinen	210–216
Antrieb der Jacquardmaschinen für die Schrägfachbildung	216–218
Die Teilruten und Kettenfadenwächter	218–224
4. Teil. Die Bewegungen des Schusses	224
A. Die gewöhnlichen oder lancierten Gewebe	224–228
Die Lade und Ladenbewegung	228
a) Ladenbewegung durch Kurbeln	229–230
b) Ladenbewegung durch Kurbeln mit doppeltem Anschlag	230–231

	Seite
c) Ladenbewegung durch Kurbeln mit zwei Anschlagstellungen	231 – 232
d) Ladenbewegung mit Exzenterantrieb	232 – 233
e) Ladenbewegung mit Nachschlag oder Blattschlag	233 – 234
f) Freifallende Laden	234
Die Schützenbewegung	234 – 238
Die Konstruktion der Schlagorgane und Schützenkasten	238
I. Oberschlagwebstühle	239 – 242
a) Der Oberschlag an Wechselstühlen mit Steigkasten	242 – 244
b) Der Oberschlag für Revolverwechsel	244 – 245
c) Losblatteinrichtung (Blattflieger)	245 – 246
II. Unterschlagwebstühle	246
a) Exzentschlag mit Rollenkurbel	246 – 248
b) Exzentschlag mit Schlagmuschel	248 – 249
c) Exzentschlag an Buckskinstühlen	249 – 251
d) Exzentschlag an Seidenwebstühlen und Northropstühlen	252
e) Exzentschlag durch Schlagdaumen	252 – 254
f) Der Kurbelschlag	254 – 256
g) Der Federschlag	256 – 257
Der Schützenschlag mit Mittelschlägern	258
Die Schußfadenwächter	258 – 260
Vorrichtungen zur Entlastung der Schützen vom Bremsdruck der Kastenklappen	260 – 262
Steuerungen für den Schützenschlag und Sicherheitsvorrichtungen gegen Bruch am Schlagzeug	262 – 267
Der Schützenwechsel	267
1. Der Schützenwechsel mit Steigladen	267 – 268
I. Die negative oder freifallende Schützenkastenbewegung	268 – 270
II. Die positive Schützenkastenbewegung	270 – 271
a) Wechsellvorrichtungen mit verschiedenen Karten für gleiche Kastenstellungen	271 – 272
b) Wechsellvorrichtungen mit gleichen Karten für gleiche Kastenstellungen	272 – 279
Sicherheitsvorrichtungen gegen Bruch an Steigkasten	279 – 280
Die Ausführung des Schützenwechsels an Steigladen	280 – 281
2. Der Schützenwechsel mit Revolverladen	281 – 282
a) Revolverwechsel der Reihe nach	282 – 284
b) Der beliebige Revolverwechsel oder Ueberspringer	284 – 285
Die selbsttätige oder automatische Schützen- und Spulenauswechslung	286 – 288
I. Webstühle mit automatischer Schützenauswechslung	288 – 299
II. Webstühle mit automatischer Spulenauswechslung	292 – 302
III. Spulenauswechslung für Buntwebereien	302 – 303
IV. Die halbautomatischen Webstühle	303 – 305

	Seite
B. Die Bewegungen des Schusses bei broschierten Geweben, a) Kreisladen, b) Schiebeladen	305 - 310
C. Gewebebildung durch Eintragnadeln und Greiferschützen	310 - 314
D. Die Bewegungen des Schusses an Rutenwebstühlen	315 - 317
E. Die Bewegungen des Schusses an Bandwebstühlen, a) Bogenschläger, b) gerade Schläger	317 - 323
5. Teil. Allgemeines	324
1. Die Schnitt- oder Mittelleistenapparate und die hiermit verwandten Einrichtungen zur Herstellung besonderer Gewebe	324 - 334
2. Die Tourenzahl und der Kraftverbrauch mech. Webstühle	334 - 339
3. Unfallverhütung	340

Einleitung.

Der mechanische Webstuhl ist eine Zusammenstellung zahlreicher Mechanismen. In der Verbindung dieser Mechanismen unter sich und in ihrer Bewegung oder ihrem Antriebe von einer Zentralstelle aus liegt das bezeichnende Merkmal des mechanischen Betriebes. Der Antrieb kann nun durch die Muskelkraft des Webers oder durch motorische Kraft geschehen. Man bezeichnet die Webstühle der ersten Art als mechanische Hand- oder Fußtrittwebstühle. Hierzu gehören die bereits gegen Ende des 16. Jahrhunderts bekannt gewordenen Bandmühlen, auf denen 20 und mehr Bänder zugleich gewebt werden konnten. Ende des 19. Jahrhunderts versuchte man mehrfach vergebens, die mechanischen Hand- oder Fußtrittwebstühle zu verbessern und für die Industrie gewinnbringend zu gestalten.

Die eigentlichen mechanischen Webstühle oder Kraftwebstühle, die durch motorische Kraft in Betrieb gesetzt werden, sind seit dem ersten Entwurf im Jahre 1678 von De Genne in London und den Versuchen von Vaucanson im Jahre 1745 außerordentlich vervollkommenet. Cartwright war der erste, der im Jahre 1787 durch seinen erbauten Webstuhl öffentliche Anerkennung fand. Wirkliche Bedeutung erlangten die mechanischen Webstühle jedoch erst im Jahre 1813 durch Horrocks und noch mehr 1822 durch Roberts.

Der mechanische Betrieb entwickelte sich naturgemäß aus der Handweberei. Als älteste Form des Handwebstuhles sieht man die senkrechte Anordnung der Kette an. Man bezeichnet sie als haute-lisse-Weberei. Später entstand der Webstuhl mit horizontal gelagerter Kette, die basse-lisse-Weberei. Im Bau der mechanischen Webstühle hat man beide Arten berücksichtigt. Der haute-lisse-Webstuhl ist über allgemeine Versuche nicht hinausgekommen. Auch der Rundwebstuhl, von Gebr.

Herold in Brünn, bei dem die Kette ebenfalls senkrecht angeordnet war, hat sich keinen dauernden Erfolg zu erringen vermocht. In den Kreis der Besprechung gehört demnach nur der Webstuhl mit horizontal gelagerter Kette, die basse-lisse-Manier.

Eine allgemeine Uebersicht über die Gewebbildung und die Organe eines mechanischen Webstuhles gibt die schematische

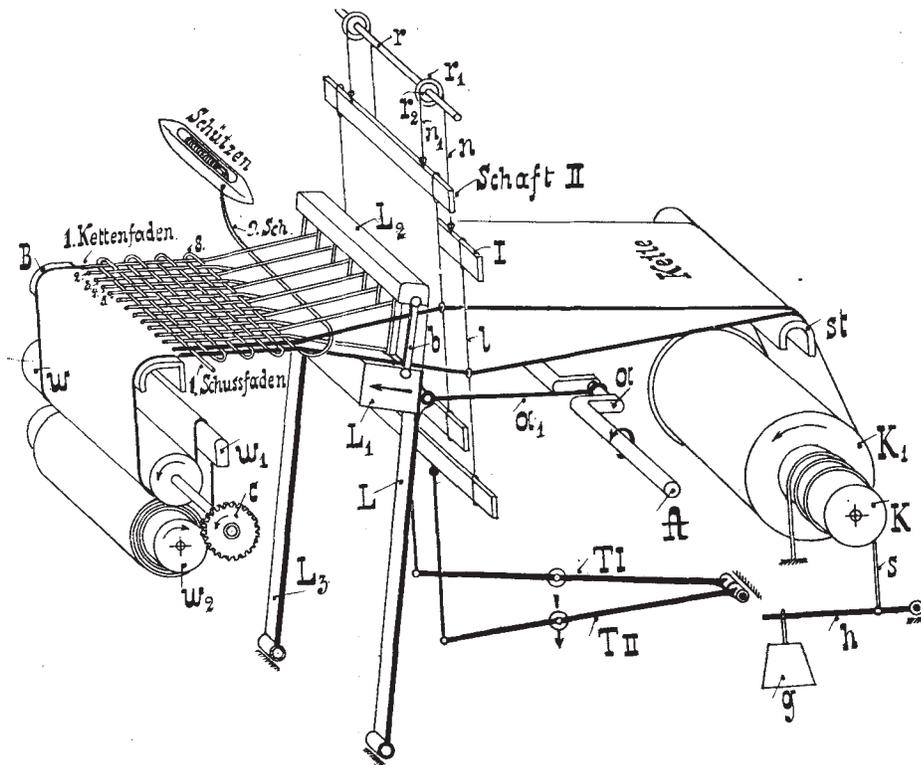


Fig. 1. Schematische Abbildung eines mechanischen Webstuhles.

Abbildung Fig. 1. Zum besseren Verständnis der späteren Besprechungen sollen zunächst über die Gewebbildung einige Bemerkungen gemacht werden. Der 1. Kettenfaden ist stets links und der letzte rechts; in vorliegender Abbildung sind es 14 Kettenfäden. Eingetragen sind bisher 8 Schussfäden; der 9. liegt in der Fachöffnung, die auch Kehle genannt wird. Demnach ist der Warenanfang beim 1. und das Warenende beim 8. oder 9. Schussfaden. Diese Anordnung der Fäden stimmt auch mit der bildlichen Darstellung eines Gewebes, mit der Bindung oder Patrone von Fig. 2 überein; sie ist in der

Höhe und Breite von 8 Fäden gezeichnet. Diese Kreuzungsart wiederholt sich nach 2 Ketten- und Schußfäden. Eine solche Wiederholung bezeichnet man als Rapport. In Fig. 1 bestehen somit in der Breite des Gewebes $14:2=7$ Rapporte und in der Schußfolge $8:2=4$ Rapporte. Bei Besprechung der Schaffweberei und des Jacquardwebstuhles soll auf weitere Bindungen näher eingegangen werden. Hier sei nur auf die Bindung von Fig. 2a hingewiesen, die eine Rapporthöhe und -breite von 4 hat und deren längste Flottierungen über 3 Fäden gehen.

Die Erklärung zeigt, daß es sich um Webstühle für die Herstellung rechtwinklig gekreuzter Gewebe handelt. Die Kette oder der Zettel ist hierbei auf den Kettenbaum (Garnbaum) K aufgewickelt. K_1 sind Garnscheiben, welche die aufgewickelte

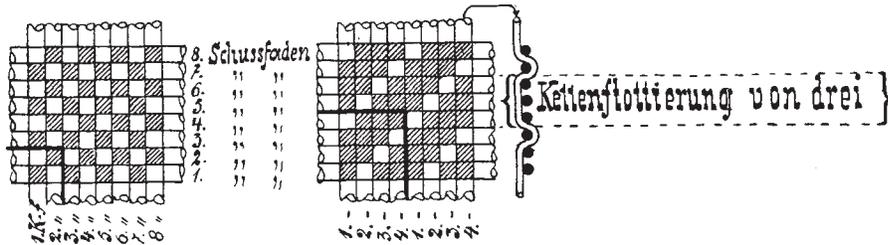


Fig. 2.

Fig. 2a.

Kette seitlich begrenzen. Wie es die Abbildung erkennen läßt, gehen die Kettenfäden über den Streichbaum st, einzelne durch die Litzen l der beiden Schäfte I und II und paarweise durch das Rief oder Blatt b. Durch das Heben und Senken der Schäfte entsteht vor dem Blatt eine Oeffnung, welche, wie schon oben bemerkt, Fach genannt wird. Das Eintragen des Schußfadens geschieht mit Hilfe des Schützens sch (auch die Schütze oder das Schiffchen genannt). Das Blatt, das in der Lade zwischen Ladenklotz L_1 und -deckel L_2 festgehalten wird, schlägt den Schußfaden (Einschlag) an das Warenende. Das fertige Gewebe gleitet weiter über den Brustbaum B, um den Warenbaum w, über die Leitschiene w_1 und wird dann von dem Wickelbaum w_2 aufgewickelt.

Die beschriebenen Bewegungsarten von Kette und Schuß gehen alle von der Kurbelwelle A aus. Wie man aus den später folgenden Zeichnungen sehen wird, hat die Kurbelwelle zwei Kröpfungen; in Fig. 1 ist nur die Kröpfung a erkennbar. Von hier geht die Schubstange a_1 an die Ladenstelze L, und die zweite Schubstange, die aus der Zeichnung nicht erkennbar ist, geht an die Stelze L_3 . Durch Drehung der Kurbel-

welle in der Pfeilrichtung wird zunächst die Lade in Schwingungen versetzt. Jede Umdrehung von A bewirkt einen Ladenanschlag und -rückgang. Eine solche Bewegung ist eine Tour oder ein Schuß des Webstuhles.

Man unterscheidet zwei Bewegungsarten der Kette: 1. eine Bewegung vom Kettenbaum auf den Warenbaum und 2. eine Bewegung für die Fachbildung.

Die Bewegung in der Längsrichtung wird, abgesehen von einigen Ausnahmen, durch die Lade bewirkt. Bekannt ist, daß das Blatt den Schußfaden an das Warenende anschlägt. Von der Ladenstelze wird nun die Weiterbewegung des so gebildeten Gewebes besorgt, indem von hier aus die Drehung des Rades c (oder des Warenbaumes w) durch geeignete, in der Zeichnung nicht wiedergegebene Organe geschieht. Dabei wird nur so viel Kette von dem Kettenbaum abgegeben, wie zur Bildung des Gewebes nötig ist. Die Kettenabgabe reguliert sich durch die Kettenbaumbremse. Sie besteht aus einem Seil s, das $2\frac{1}{2}$ mal um den Kettenbaum geschlungen ist. Das eine Seilende ist an dem Bremshebel h und das andere an dem Stuhlgestell befestigt. Durch das Gewicht g läßt sich die Kettenspannung oder der Widerstand gegen die auf Drehung des Baumes wirkende Kraft regulieren. — Die Bewegung der Kette für die Fachbildung wird ebenfalls von der Welle A besorgt. Es ist nötig, daß die Schäfte I und II abwechselnd gehoben und gesenkt werden; dies geschieht durch Einwirkung geeigneter, von A beeinflussbarer Mechanismen auf den Tritthebel T II, wodurch sich Tritthebel T I hebt, weil oberhalb der Schäfte eine sogenannte Gegenzugvorrichtung vorhanden ist: Die Schnur (Riemen usw.) n geht um die Rolle r_1 , und eine zweite Schnur n_1 führt von der kleineren Rolle r_2 an den Schaft II. Das Umtreten oder Umwechseln der Schäfte geschieht während des Ladenanschlages, so daß der Schuß bei zurückgehender Lade eine Fachöffnung vorfindet und eingetragen werden kann.

Schließlich ist noch als 3. Bewegung beim mechanischen Webstuhl das Eintragen des Schusses zu erwähnen. Auch diese Arbeit wird mittelbar von der Kurbelwelle A geleistet. Die hierzu nötigen Vorrichtungen und Mechanismen sind aus Fig. 1 absichtlich weggelassen, um die Deutlichkeit der Zeichnung nicht zu beeinträchtigen.

Aus dieser Besprechung wird der Leser den Plan, der dem vorliegenden Lehrbuche zugrunde gelegt ist, leicht entnehmen können. Das allgemeine Bindeglied der Organe oder Mechanismen ist das Gestell, und als Zentralstelle, wovon die Bewegungen ausgehen, sieht man die Kurbelwelle, die durch motorische Kraft angetrieben, d. h. in Umdrehung gesetzt wird. Von hier aus pflanzen sich alle andern Bewegungen gleichmäßig in genau vorgeschriebenen Intervallen fort. Wenn die

Bewegung der Kette vor der Bewegung des Schusses genannt wurde, so geschah dies aus guten, mit der Entstehung eines Gewebes zusammenhängenden Gründen. Die Versuchung liegt allerdings nahe, zuerst die Bewegung des Schusses anzuführen, weil ja die Lade bewegt und der Schuß in vielen Fällen zuerst eingetragen werden muß, bevor die Kette in der Längsrichtung bewegt werden kann. Auch ist es üblich, bei dem Bau und der Montage mechanischer Webstühle zuerst die Kurbelwelle und den Antrieb in das Gestell einzubauen, dann die Lade einzusetzen und jetzt die Mechanismen für die Schützenbewegung anzubringen. Man probiert, mit andern Worten gesagt, zuerst die Kurbelwelle und den Antrieb auf ihren leichten Lauf, dann die Lade und hierauf den Schützen-schlag; erst jetzt folgen die weiteren Webstuhlteile.

Die Anordnung oder Reihenfolge, in der die mechanische Weberei bzw. die mechanischen Webstühle besprochen werden sollen, ist also:

1. das Gestell, die Hauptwelle und der Antrieb,
2. die Bewegungen der Kette und Ware in der Längsrichtung,
3. die Bewegungen der Kette für die Fachbildung,
4. die Bewegungen des Schusses,
5. Allgemeines.

In der Praxis ist es üblich, jeden Webstuhl näher zu bezeichnen. Man unterscheidet:

a) nach dem Gestell und der allgemeinen Ausführung der Webstuhllorgane: leichte und schwere, sowie schmale und breite Webstühle,

b) nach dem Verwendungszweck: Baumwoll-, Leinen-, Seiden-, Jute-, Flanell-, Buckskin-, Tuch-, Dreher-, Teppich-, Band- usw. Webstühle,

c) nach der Hauptwelle: Kurbel- und Exzenter-(Scheiben-) Webstühle,

d) nach dem Ursprungslande oder dem Erbauer: z. B. Webstühle englischer (Bradford), sächsischer usw. Bauart, oder Schönherr'sche, Hartmann'sche usw., dann Honegger-, Crompton-, Hattersley-Webstühle usw., oder nur nach dem Erfinder z. B. Northrop-Webstühle,

e) nach den Bewegungen der Kette für die Fachbildung: Exzenter-, Schaft-, Jacquard-(oder Harnisch-)Webstühle; oder man leitet die Bezeichnung aus der besonderen Art der Tritthelbelanordnung oder der Art der Schaftmaschine ab, usw.,

f) nach den Bewegungen für den Schuß: Ober- oder Unterschlag-Webstühle, Exzenter-, Kurbel- oder Federschlagstühle, einspulige (einschützige oder Webstühle mit glatter Lade) und

Wechselstühle und dabei nach der Art des Wechsels: Steigladen und Revolverwechsel, ferner Automatenstühle.

Man spricht auch von Webstühlen mit Hänge- und Stehladen, Stickladen, ferner von Lancier- und Broschier-Webstühlen usw.

1. Teil.

Das Gestell und die Hauptwelle (Kurbelwelle, Exzenterwelle) mit dem Antrieb.

Der Bau mechanischer Webstühle hat verschiedene Entwicklungsstufen durchgemacht, bevor die jetzige Höhe der Vollkommenheit erreicht wurde. Es entstanden verschiedene Typen mit charakteristischen Merkmalen. In allen Fällen ist eine gewisse Anpassung an die verlangte Leistungsfähigkeit des Webstuhles für die verschiedenen Warengattungen erkennbar. Für leichte, schmale Stoffe werden schnell- und leichtlaufende Stühle gebaut. In demselben Verhältnis, wie die Waren breiter und schwerer sein sollen, müssen die Webstühle kräftiger sein und langsamer laufen. Die Schnelligkeit oder Tourenzahl ist ferner von dem zu verarbeitenden Gespinnstmaterial oder Garne und von der technischen Schwierigkeit, womit die Herstellung des Gewebes verbunden ist, abhängig.

Wenn man von dem leichteren oder kräftigeren Bau der Webstühle absieht, so lassen sich vier verschiedene Typen oder Arten unterscheiden. Die Einteilung in diese vier Webstuhl-Systeme ist gewählt worden, um dem angehenden Textiltechniker eine bessere Lehrmethode an die Hand zu geben und ihm das Verständnis für die verschiedenen Arbeitsvorgänge zu erleichtern. Der Lernende soll sich gewöhnen, alle Arbeitsvorgänge auf die Zentralstelle zurückzuführen oder von ihr aus zu verfolgen.

Das erste Stuhlsystem.

Webstühle mit zwei Wellen von ungleicher Tourenzahl und Antrieb durch Fest- und Losscheibe.

Die charakteristische, englische Bauart für das erste Stuhlsystem, wie sie für Baumwoll-, Leinen-, Jute-, Halbwoll- und

gewisse Wollwaren Verwendung findet, ist in Fig. 3 gegeben. Das gußeiserne Gestell besteht aus den Seiten- oder Stuhlwänden b und b_1 , den Querriegeln c , c_1 , den Mitteltraversen c_2 und c_3 und dem Brustbaume d . Teilweise wird auch der Streichbaum als fester Riegel ausgeführt und dient dann ebenfalls, wie c und d , zur Verbindung oder Versteifung der Stuhlwände. Der sogenannte Geschirrbogen e , der verschiedene

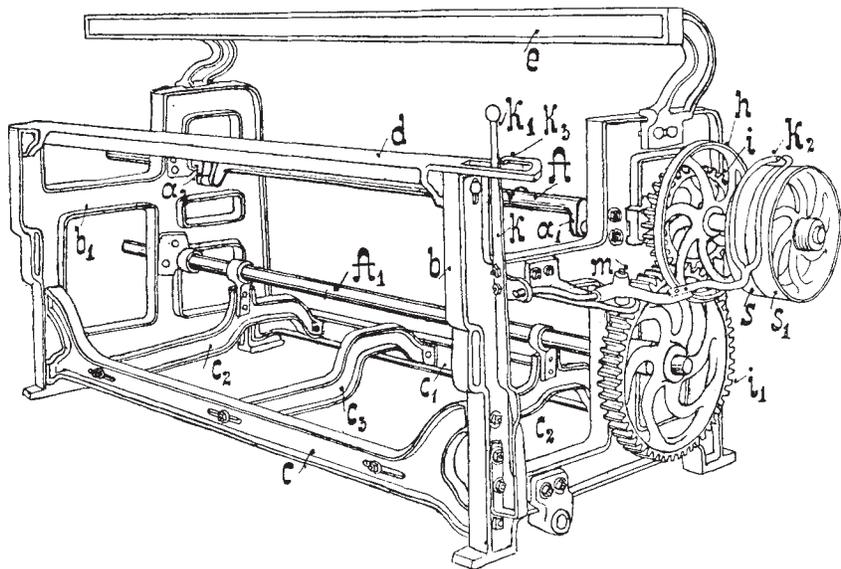


Fig. 3. Erstes Stuhlsystem mit zwei Wellen von ungleicher Tourenzahl (Rechtsantrieb).

Formen annimmt, ist als Querriegel für die Erhöhung der Stabilität des Webstuhles vorteilhaft.

Die Zentralstelle, von welcher alle Bewegungen ausgehen, ist die schmiedeeiserne Kurbelwelle A mit den beiden Kröpfungen a_1 und a_2 . Auf dieser Kurbelwelle ist die Riemenscheibe s festgekeilt und teilweise noch verschraubt; die Losscheibe s_1 ist lose drehbar gelagert. Ferner ist auf A das Stirnrad i und das Handrad h befestigt. Von i wird das Stirnrad i_1 der Schlag- oder Triebwelle A_1 im Verhältnis 1:2 angetrieben, d. h. A_1 macht halbsoviele Touren als A . Die Welle A_1 beeinflusst den Schützen-schlag und vielfach die Bewegungen der Kettenfäden zum Zwecke der Fachbildung.

Der Standpunkt des Webers ist vor dem Brustbaume. Von hier aus befindet sich die Fest- und Losscheibe rechts. Fig. 3 zeigt uns deshalb einen Webstuhl mit Rechtsantrieb. Auf Wunsch werden die Webstühle von den Maschinenfabriken auch

mit Linksantrieb geliefert. In Fig. 3 bezeichnet k den Ausrücker, der auch Ausrückfeder genannt wird, weil der Ausrückergriff k_1 unten als starke Flachfeder ausgebildet ist. Mit k steht die Riemengabel k_2 , die in m ihren Drehpunkt hat, in Verbindung. k zeigt die Ausrückstellung, so daß der Riemen mit Hilfe der Gabel k_2 auf der Losscheibe Führung erhält. Drückt nun der Weber die Ausrückfeder k mit der Hand so nach rechts, daß sie von dem Ansatz k_3 festgehalten wird, so wird k die Einrückstellung einnehmen und dadurch den Riemen von der Los- auf die Festscheibe führen.

Als Ergänzung zu Fig. 3 zeigt Fig. 4 den Grundriß oder die Aufsicht von oben. Die aus der Beschreibung von Fig. 1 bekannten Teile sind in Fig. 4 eingeschrieben, so daß eine nähere Beschreibung überflüssig ist. Sofern einige mit Buchstaben bezeichnete Teile der Abbildung hier keine Erwähnung finden, wird später auf die Gegenstände verwiesen werden. Handrad h ist auf A nach links versetzt.

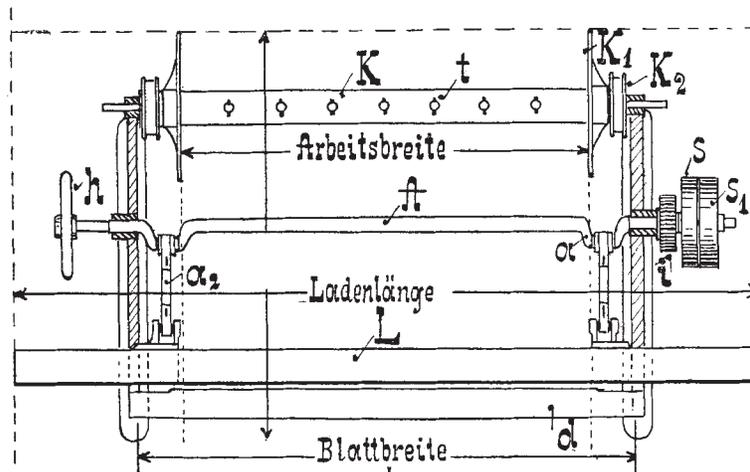


Fig. 4. Grundriß eines mechanischen Webstuhles.

Von besonderem Interesse sind an jedem Webstuhl die Maßverhältnisse. Wir unterscheiden:

1. die Ladenlänge, welche meistens auch die Gesamtbreite des Stuhles ist,
2. die Blattbreite, dieselbe wird auf dem Ladenklotz L_1 , Fig. 1, gemessen und gibt die äußerste Länge des Blattes b , Fig. 1, an, siehe auch Fig. 4, 5 und 8,
3. die Arbeitsbreite, die gewöhnlich abhängig ist von der äußersten Stellung der Garnscheiben K_1 , Fig. 1, 4

und 5; die Arbeitsbreite ist kleiner als die Blattbreite, Fig. 18 und 18a (Maße der Sächs. Webstuhlfabrik),

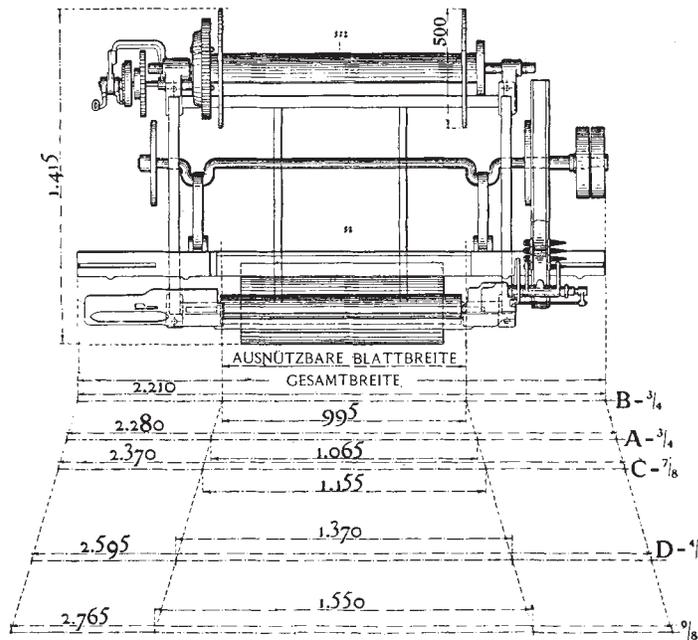


Fig. 5. Webbreiten in mm der Elsässischen Maschinenbauanstalt.

4. die Tiefe des Stuhles, Fig. 4 und 5, siehe auch den Grundriß von Fig. 18 und 18a,

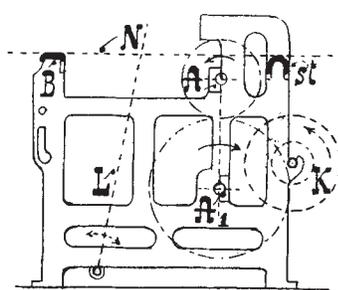


Fig. 6. Querschnitt eines Webstuhles (erstes Stuhlsystem).

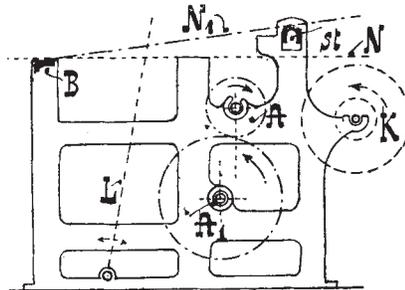


Fig. 7. Querschnitt eines Webstuhles (erstes Stuhlsystem).

5. die Gestellweite, die gewöhnlich nicht angegeben wird, und das Maß zwischen den Stuhlwänden bedeutet, Fig. 18—18a.

Aus Fig. 6 und 7 findet man

6. die Brustbaumhöhe B, die von dem Gestellfuße bis an die Linie N gemessen wird,
7. die Höhe des Streichbaumes, die in Fig. 6 mit der Brustbaumhöhe gleich ist, in Fig. 7 aber durch die Linie N₁ angegeben wird, siehe näheres unter Fachbildung,
8. an Band- und Jacquardwebstühlen die Gesamthöhe.

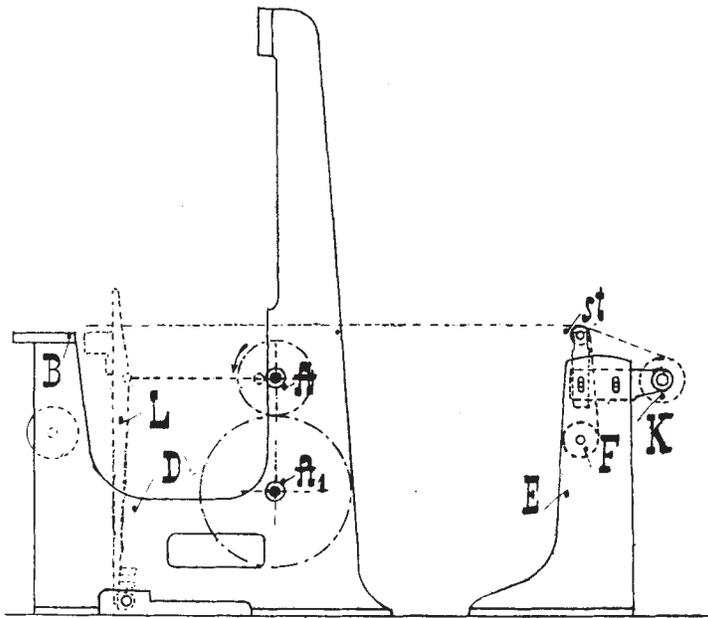


Fig. 8. Gestellwand mit Bock eines Seidenwebstuhles (erstes Stuhlsystem).

Die Formen der Gestellwände von Fig. 6 und 7 unterscheiden sich im wesentlichen durch die Lagerung der Wellen A und A₁. In Fig. 6 liegen beide senkrecht übereinander, auch ist ihre durch Pfeile angegebene Drehrichtung allgemein üblich, siehe Fig. 1 und 3. Es kommen jedoch Abweichungen vor, wie in Fig. 7, wo Kurbel- und Schlagwelle entgegengesetzt laufen. Die Gestellwand von Fig. 6 stammt von einem Baumwoll-, Leinen-, Halbwooll- oder Wollwebstuhl, während diejenige von Fig. 7 einem Jutewebstuhl entnommen ist. Es ist aber auch an dem Baumwoll- usw. Webstühle vielfach üblich, die Wellen A und A₁ nicht senkrecht übereinander, sondern so wie in Fig. 7 zu lagern oder A₁ noch mehr nach rechts zu legen.

Die Gestellwand von Fig. 8 ist für Seidenwebstühle typisch. Der Kettenbaum K ist hier nicht in der Stuhlwand gelagert,

sondern in einem besonderen Kettenbaumgestell untergebracht. Der Zweck hiervon ist, den Abstand zwischen Kettenbaum und Lade L oder Geschirr möglichst groß zu machen. Im übrigen sind die Formen der Gestellwände ebenso wie für die vorher besprochenen auch für Seidenwebstühle außerordentlich verschiedenartig; es würde aber zu weit führen, hier alle zu besprechen, siehe auch die Kettenbaumbremsen.

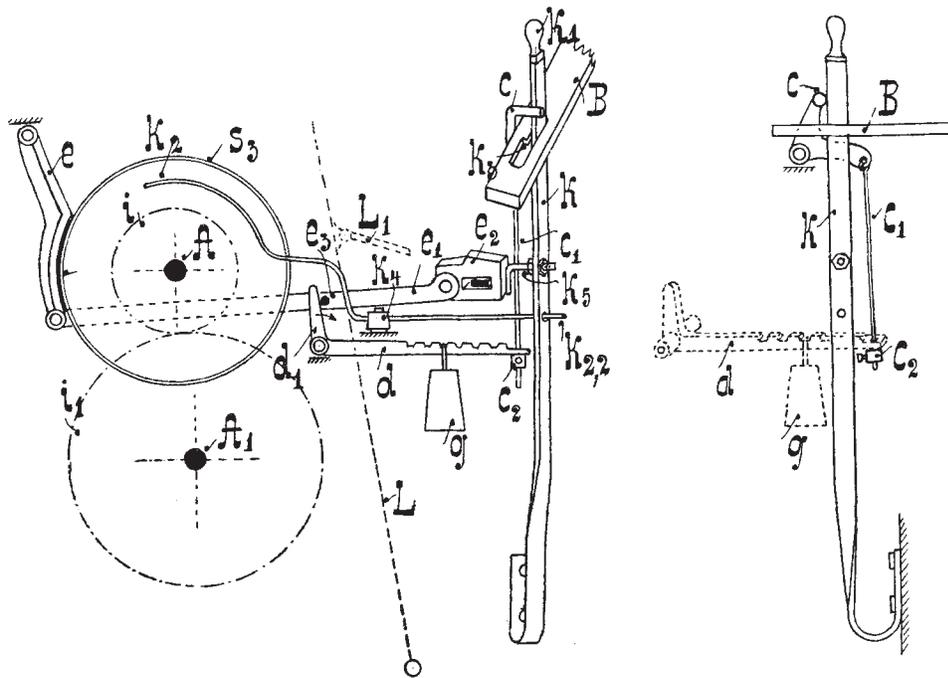


Fig. 9. Antrieb mit Ausrückvorrichtung bei Fest- und Losscheibe.

Fig. 9a.

a) Allgemeines über den Antrieb durch Fest- und Losscheibe.

Bei Besprechung der Fig. 3 wurde der einfache Antrieb durch Fest- und Losscheibe kurz erklärt. An Webstühlen mit größerer Tourengeschwindigkeit genügt die Ausrückvorrichtung nicht, weil es an einem Mittel fehlt, den Webstuhl im Bedarfsfalle plötzlich still zu setzen oder zu bremsen. In den Fig. 9 und 10 sind Vorrichtungen zum Bremsen abgebildet.

In Fig. 9 sind die Teile in der Seitenansicht, wegen der besseren Uebersicht, teilweise auch in schräger Ansicht gezeichnet. Es ist hier Linksantrieb vorgesehen. B ist der verlängerte Brustbaumriegel, der den Ausrücker k in dem langen,

mit dem Ansatz k_3 versehenen Ausschnitt aufnimmt. An k ist k_5 angeschraubt und so gestellt, daß der Teil e_3 nicht berührt wird. Die Ausrückgabel k_2 , die den Riemen führt, ist mit dem Hebelarm $k_{2,2}$ in die Bohrung von k geschoben und macht dadurch jede Bewegung von k mit. Ferner tritt der Hebel c in Berührung mit k , Fig. 9a. c steht durch die Stange c_1 mit dem Bremshebel d in Verbindung. In der Ausrückstellung von Fig. 9 zieht das Gewicht g den Hebel d abwärts, und durch d_1 wird die Stange e_1 , die in e_3 einen Zapfen trägt, nach rechts in der Pfeilrichtung bewegt und dadurch die

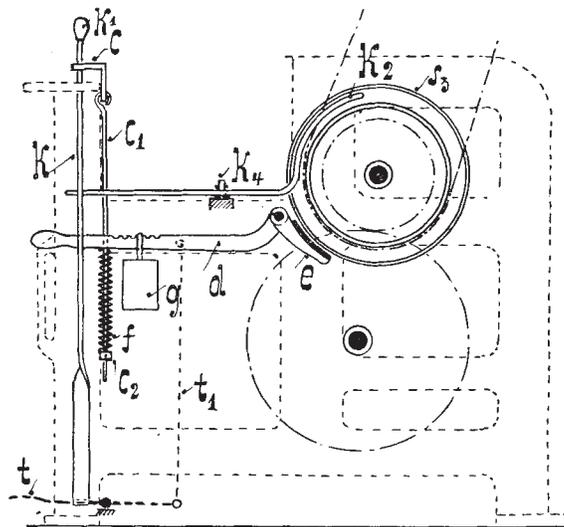


Fig. 10. Antrieb mit Ausrückvorrichtung bei Fest- und Losscheibe.

Bremse e gegen die Bremsscheibe S_3 gepreßt. Beim Ausrücken bremsst also e den Stuhl mit Hilfe von d oder g . Zur Erhöhung der Bremsreibung ist e an der Berührungsstelle mit S_3 vielfach mit Leder bekleidet.

Außer der eben beschriebenen Bremsung ist noch eine zweite Art vorgesehen. Sie tritt dann ein, wenn die Lade vor dem Anschlag plötzlich stillstehen oder gestoppt werden muß. Der Stößel L_1 stößt dabei gegen den Ansatz von e_3 , der mit e_1 und weiterhin mit e verbunden ist. Tritt dieser Fall ein, so drückt e_2 gegen k_5 , und dadurch wird der Ausrücker k von k_3 abgestoßen und der Stuhl außer Betrieb gesetzt, weiteres siehe später.

An Hand der vorstehenden Beschreibung wird der Leser auch die Einrichtung zum Lösen der Bremse, Fig. 10, verstehen. d ist vorne als Handgriff ausgebildet. Wird dieser Hebel ge-

unten) ist der Führungsausschnitt für k_4 ausgebogen, damit die Gabel k_2 in der Ein- oder Ausrückstellung sicherer gehalten wird.

b) Der Friktionsantrieb.

Der Antrieb durch Fest- und Losscheibe hat den Nachteil, daß der Riemen beim Ausrücken oder Anlassen durch eine Gabel von der einen auf die andere Scheibe geführt werden muß, und daß die Ueberführung verhältnismäßig langsam geschieht. Beim Ausrücken des Stuhles ist deshalb ein momentaner Stillstand nicht möglich, oder es muß ein solcher Widerstand eintreten, daß der Riemen gleitet. Aus diesem Grunde erweist sich ein Friktionsantrieb vorteilhafter, weil der Antrieb beim Lösen der Kupplung augenblicklich wegfällt. Indessen sind mit ihm auch einige Nachteile verbunden. Der Friktionsantrieb ist nämlich teurer als der durch Fest- und Losscheibe, und außerdem tritt mit der Einrichtung von Fig. 12 eine Achsialverschiebung der Kurbelwelle ein, nämlich durch den seitlichen Druck beim Einrücken der Kupplung, und dadurch entsteht eine, wenn auch nur geringe, vermehrte Reibung und ein etwas schwererer Gang. Wenn von einigen Seiten als weiterer Nachteil angeführt wird,

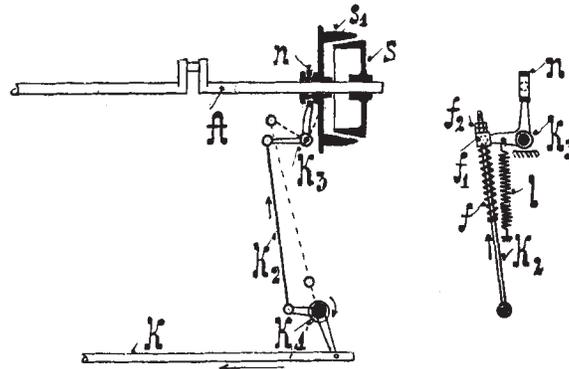


Fig. 12. Friktionsantrieb.

Fig. 12a.

das Anlaufen sei beim Einrücken an schnellaufenden Stühlen von 150—200 Touren zu ruckweise, so ist dieser Einwand nicht zutreffend, weil der Friktionsantrieb bei sehr schweren Stühlen, die mit 100—110 Touren laufen, tadellos arbeitet. An den viel leichteren Stühlen von 150—200 Touren kann sich nachteiliges nicht bemerkbar machen.

Fig. 12 zeigt die Ansicht eines Friktionsantriebes von oben. S ist die Festscheibe oder der sogenannte Konus und S_1 die achsial verschiebbare und auf der Welle A lose drehbar ge-

lagerte Riemenscheibe; beide Scheiben sind im Schnitt gezeichnet. Wird die angetriebene Scheibe S_1 durch den Anrücken auf S gepreßt, so muß sich die Stuhlwellen drehen, weil zwischen S_1 und S Friktion oder Reibung entsteht. Zur Erhöhung dieser Reibung bekleidet man den Konus S mit Leder. Der Anrücken besteht aus der quer über den Brustbaum gehenden hölzernen Stange k , der Kurbel k_1 , der Stange k_2 und dem Winkelhebel k_3 . Wird nun k und damit k_1 in der Pfeilrichtung bewegt, so nehmen die beschriebenen Teile die punktiert gezeichnete Stellung ein, wodurch S_1 auf S gepreßt wird. k_1 mit k_2 steht auf dem sog. toten Punkt, und der Anrücken bleibt dadurch in der Anrückstellung.

Es ist zweckmäßig, wenn die Riemenscheibe auf den Konus S elastisch durch eine Feder aufgepreßt wird. Auf k_2 , Fig. 12a, ist deshalb eine Druckfeder F vorgesehen. Das Gelenkstück f_1 , das in k_3 drehbar ist, befindet sich zwischen f und den beiden Schraubenmutter f_2 . Mit Hilfe dieser Muttern ist k_3 einstellbar. n ist mit k_3 gelenkig verbunden. l unterstützt das Ausrücken, indem sie, wenn die Kurbel k_1 die Todpunktstellung verlassen hat, die Riemenscheibe kräftig von dem Konus abzieht.

In der Ausrückstellung ist der Stuhl mit der Hand beweglich und kann zum Zwecke des Schußsuchens rückwärts gedreht werden.

Das zweite Stuhlsystem.

Webstühle mit einer Welle und der Antrieb

a) durch Fest- und Losscheibe, b) durch Friktionsscheiben.

Das in Fig. 13 abgebildete Stuhlmodell findet vielfach Verwendung zum Weben von Wollwaren, insbesondere von Buckskinstoffen, ferner von Baumwoll- und Leinenwaren usw. Von der Kurbelwelle A mit den Kröpfungen a, a_1 werden alle Bewegungen übertragen. S_1 ist die Los- und S die Festscheibe. Die Riemengabel k_2 ist in k_4 drehbar gelagert und steht durch i mit der Ausrückstange k , die quer über den Stuhl geht, in Verbindung. k_1 ist der Griff einer im Vorhergehenden kennen gelernten Ausrückfeder k , Fig. 3. Die Scheiben S_2 erfüllen mehrere Zwecke; sie dienen nämlich zur Bewegung des Schützenschlages (siehe den betreffenden Artikel), dann als Handrad und zugleich als Schwungrad.

Die Seitenwände B und B_1 werden durch die Traversen (Querriegel) T , den Brustbaum, den Streichbaum und die Bogen- (Geschirr-)traverse P verbunden. Der Drehpunkt der Lade ist in L . Der Streichbaum wird meistens beweglich gemacht; dann

tritt zu dem festen Riegel noch ein beweglicher oder an Stelle des beweglichen Riegels ein drehbarer Streichbaum, siehe den Artikel über Streichbäume.

Der Antrieb ist mehrfach verbessert worden. Man hat an den schweren, für das Weben von Buckskinstoffen bestimmten Stühlen auf das Zurückdrehen Wert gelegt. Der Webstuhl muß nämlich, wenn ein Schußfaden gebrochen ist, rückwärts arbeiten (siehe die späteren Bemerkungen). Man nennt diese Arbeit das Schußsuchen. Das Zurückdrehen der Kurbelwelle um eine

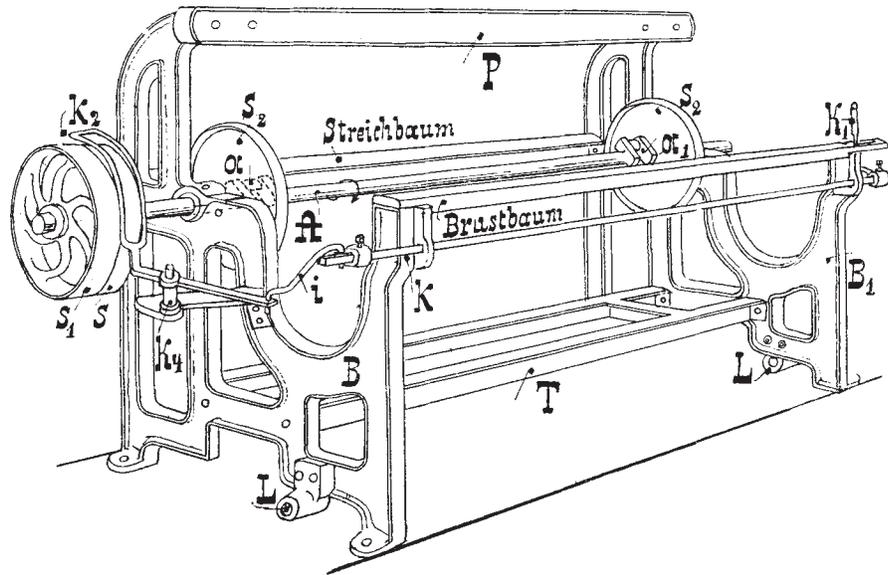


Fig. 13. Zweites Stuhlsystem mit einer Welle, Antrieb durch Fest- und Losscheibe.

oder mehrere Touren geschieht sonst durch die Hand des Webers und ist bei den vorher besprochenen Stuhlsystemen fast allgemein üblich, bei schweren Webwaren aber mit großem Kraftaufwand verbunden, weil der Weber den Ladendeckel L_2 , Fig. 1, mit der Hand anfaßt und dann die Lade in geschickter Weise so zurückstößt, daß sich die Kurbelwelle dreht.

Um das Zurückdrehen auf mechanischem Wege auszuführen, muß rechts und links von der Festscheibe S , Fig. 13, je eine Losscheibe kommen; der Riemen auf der ersten Scheibe läuft z. B. offen und dreht die Kurbelwelle, wenn er auf die Festscheibe geführt wird, in der Pfeilrichtung, also vorwärts; der zweite Riemen läuft alsdann verschränkt und wird den Stuhl, wenn er durch einen besonderen Anrucker auf die Festscheibe gebracht wird, rückwärts drehen. Die Geschwindigkeit oder

Tourenzahl bei dem Vor- und Rückwärtsweben kann gleich sein. Zweckmäßiger wird man das Zurückweben mit halber Geschwindigkeit ausführen und den zweiten Riemen von einer

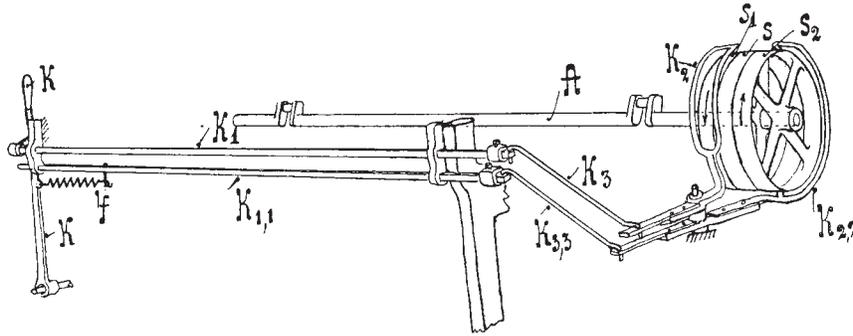


Fig. 14. Rücklaufvorrichtung mit Riemenbetrieb.

Transmissionsscheibe aus antreiben lassen, die halb so groß wie die erste ist. In Fig. 14 ist eine solche Einrichtung mit zwei Losscheiben S_1 und S_2 der Rhein. Webstuhlfabrik in Dülken

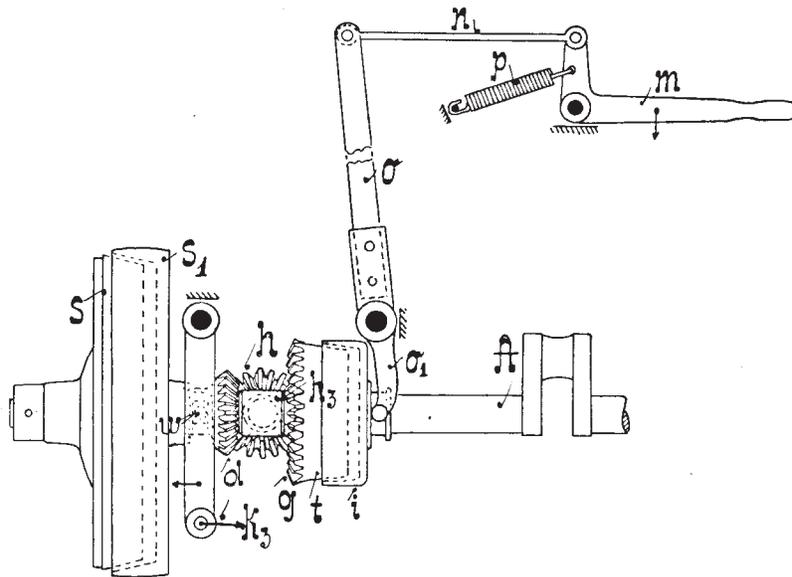


Fig. 15. Rücklaufvorrichtung mit Differentialgetriebe.

abgebildet. k_2 ist die Riemengabel zum Vorwärts- und $k_{2,2}$ die zum Rückwärtsweben. Quer über den Stuhl dicht vor dem Brustbaum laufen die beiden Anrückstangen k_1 und $k_{1,1}$. k steht mit k_1 und f mit $k_{1,1}$ in Verbindung.

Die Sächs. Webstuhlfabrik führt an ihren Webstühlen vom Modell S. G. IV einen Friktionsantrieb mit der Vorrichtung zum Rücklauf aus. Der Stuhl wird nur mit einem Riemen angetrieben und kann sich beim Schußsuchen mit der halben Geschwindigkeit rückwärts drehen, Fig. 15—15a. Auf der Kurbelwelle A ist der Konus S festgekeilt und die Riemenscheibe S_1 lose drehbar gelagert. S_1 ist mit dem Kegelrad d fest verbunden, siehe Schnittzeichnung von Fig. 15a. d treibt das doppelte Kegelrad $h = h_1$ und $h = h_1$ wieder g. $h = h_1$ ist jedoch außer um die eigene Achse h_2 auch noch radial um A drehbar, Fig. 15a. Das Kegelrad g ist zugleich als Konus t ausgebildet, sitzt aber lose drehbar auf A. Dagegen ist der Ring b (mit dem Daumen b_1) mit A fest verbunden. Die Friktions Scheibe i ist auf A achsial verschiebbar, aber durch den Daumen b_1 mit b

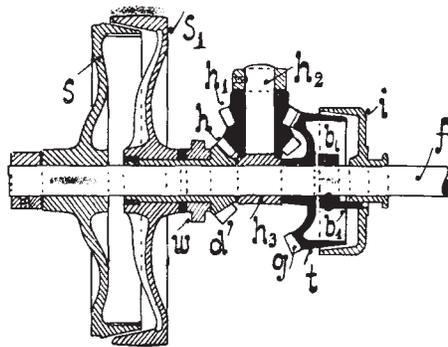


Fig. 15a.

bzw. A gekuppelt. Durch das Differentialgetriebe d, $h = h_1$, g erhält g von S_1 eine halbe Tourenzahl. Bleibt S_1 in der Ausrückstellung, so kann i durch Friktion mit t gekuppelt werden, und dann dreht sich A mit halber Geschwindigkeit rückwärts.

Es sind zwei Ausrücker vorgesehen, nämlich m, n, o und o_1 mit Rückzugfeder p, Fig. 15, und der gewöhnliche Ausrücker, wie er ähnlich in Fig. 14 mit k_1 beschrieben wurde und dabei mit k_3 in Verbindung steht (siehe auch die Friktionskupplung mit Ausrücker von Fig. 12 und 12a).

Um den Stuhl rückwärts laufen zu lassen, zieht der Weber den Hebel m abwärts, wodurch i mit t gekuppelt wird.

Damit aus den vorstehenden Erklärungen nicht irrtümliche Ansichten abgeleitet werden, sei bemerkt, daß das Schußsuchen vielfach ohne ein Rückwärtsdrehen des Stuhles vorgenommen wird. Es bestehen nämlich für das Schußsuchen noch zwei Möglichkeiten: Man kann erstens die Fachbildungsvorrichtung von dem Webstuhl entkuppeln und den Schuß für sich suchen

und zweitens das Kartenprisma (oder -Zylinder, -Walze) rückwärts, den Stuhl aber vorwärts drehen lassen. In den späteren Besprechungen werden solche Einrichtungen erklärt werden.

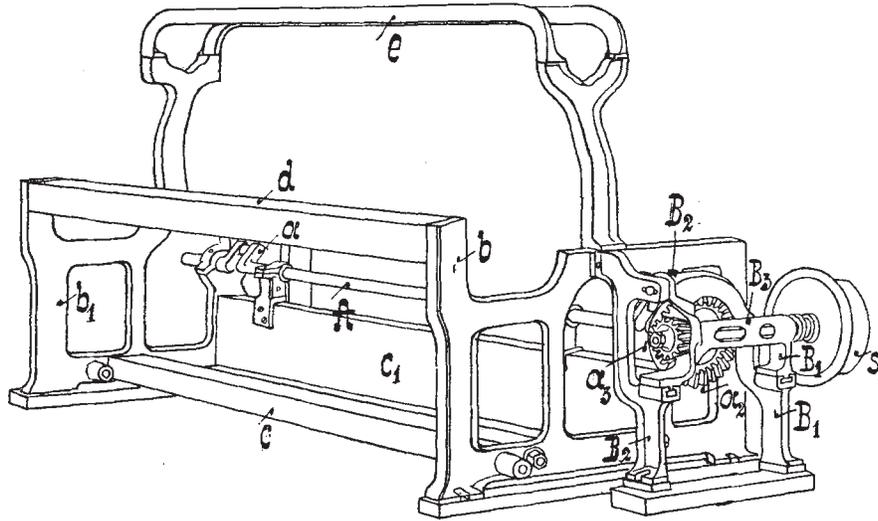


Fig. 16. Zweites Stuhlsystem. Modell eines Bucksinstuhles.

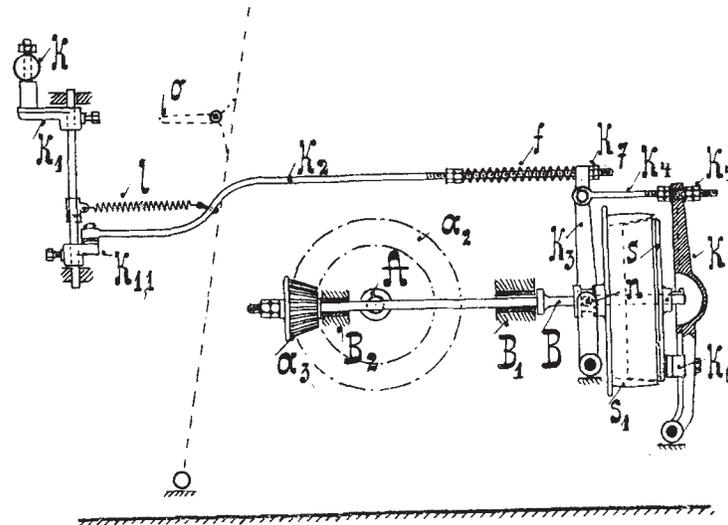
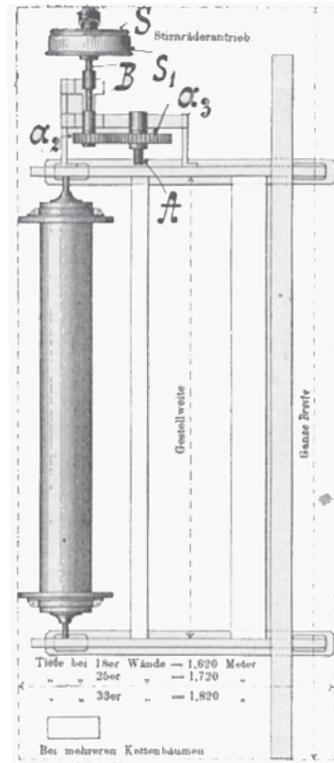


Fig. 17. Friktionsantrieb für Bucksinstühle.

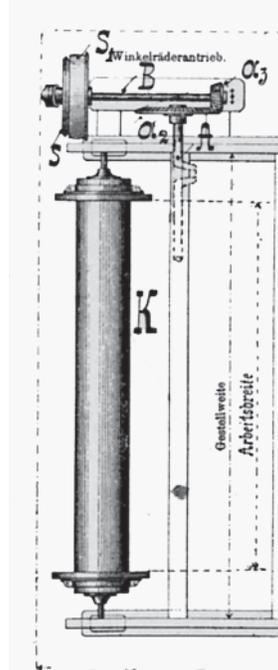
Sehr bekannt sind die schweren und mittelschweren sogen. Bucksinstühle, wie sie von der Sächs. Webstuhlfabrik, der Sächs. Maschinenfabrik, der Großenheiner Webstuhl- und Maschinen-

fabrik und von Georg Schwabe in Bielitz ausgeführt werden. Charakteristisch ist das Modell von Fig. 16. A ist die Kurbelwelle mit den beiden Kröpfungen a. Die Drehung von A geschieht mittelst eines Vorgeleges, indem das Kegelrad a_2 von dem kleinen Kegelrad a_3 der Vorgelegewelle B angetrieben wird, Fig. 17. Die Welle B ist in einem Bock B_1, B_2 gelagert, und



das aus einem Stück gegossene Lager B_3 , das mit dem Bock verschraubt ist, bildet zugleich eine Schutzvorrichtung gegen die Kammräder a_2 und a_3 . Auf dem rechten Ende von B, Fig. 17, sitzt die lose drehbare Riemenscheibe S_1 , die mit Hilfe des Hebels k_3 , der Stange k_2 , der Kurbeln $k_{1,1}$ und k_1 achsial auf B verschiebbar ist. Beim Anrücken, wie es an Hand von Fig. 12 und 12a schon bekannt geworden ist, wird S_1 auf S gepreßt und dabei die Bremse k_6 von S entfernt, weil die Stange k_4 den Hebel k_5 mit k_3 verbindet. Die Schraubenmutter k_4 gestattet das Einstellen von k_5 (k_6 ist hiermit verschraubt),

und k_7 stellt k_2 ein. Ebenso läßt sich die Spannung der Feder f durch Schraubenmuttern regulieren. n greift in die Nut der Nabe von S_1 und verbindet somit k_3 mit S_1 . Zur Verminderung der Reibung ist auf der Nabe von S_1 bei n ein Ring aus Weichmetall oder Vulkanfiber eingesetzt. Vielfach werden die Lager B_1 und B_2 , Fig. 17, und auch die Riemenscheibe S mit Weichmetall ausgebücht.



Grundriß f. Kurbel-Webstuhl

Modell CA, CBI, CBII.

$\frac{1}{4}^\circ$ sächs.	Arbeitsbreite		Laden- länge	Gestell- weite
	Meter	Blatt- breite		
$\frac{17}{4}$	3,822	4,082	5,590	4,298
$\frac{16}{4}$	3,680	3,940	5,448	4,156
$\frac{15}{4}$	3,538	3,798	5,306	4,014
$\frac{14}{4}$	3,397	3,657	5,165	3,873
$\frac{13}{4}$	3,255	3,515	5,023	3,731
$\frac{12}{4}$	3,114	3,374	4,882	3,590
$\frac{11}{4}$	2,972	3,232	4,740	3,448
$\frac{10}{4}$	2,831	3,091	4,599	3,307
$\frac{9}{4}$	2,689	2,949	4,457	3,165
$\frac{8}{4}$	2,548	2,808	4,316	3,024
$\frac{7}{4}$	2,407	2,667	4,175	2,883
$\frac{6}{4}$	2,265	2,525	4,033	2,741
$\frac{5}{4}$	2,123	2,383	3,892	2,600
$\frac{4}{4}$	1,982	2,242	3,750	2,458
$\frac{3}{4}$	1,840	2,100	3,608	2,316
$\frac{2}{4}$	1,699	1,959	3,466	2,174
$\frac{1}{4}$	1,557	1,817	3,325	2,033
$\frac{0}{4}$	1,415	1,675	3,182	1,890
$\frac{3}{8}$	1,274	1,534	3,040	1,748
$\frac{2}{8}$	1,132	1,392	2,899	1,607
$\frac{1}{8}$	0,990	1,250	2,758	1,466
$\frac{0}{8}$	0,849	1,109	2,616	1,324

Fig. 18a. Grundriß und Winkelräderantrieb.

Der Antrieb durch Winkel- oder Kegelhäder a_2 und a_3 ist an Bucksinstühlen dieser Art fast allgemein üblich, weil dadurch ein sicherer Gang erreicht wird und eine Aenderung in der Stuhlgeschwindigkeit durch Auswechseln von a_3 vorgenommen werden kann. So hat z. B. a_2 51 Zähne, und für a_3 können Räder mit 17, 18 oder 19 Zähnen genommen werden. Näheres siehe unter Berechnung der Tourenzahl, siehe auch den Grundriß von Fig. 18a als Ergänzung zu Fig. 17.

Die Bedeutung des Hebels o in Fig. 17 wird später näher besprochen werden.

Georg Schwabe benutzt zur Aenderung der Tourenzahl eine Stufenscheibe für zwei verschiedene Geschwindigkeiten.

In einzelnen, für den Antrieb mit Kegelrädern ungeeigneten Fällen benutzt man Stirnräder. Fig. 18 gibt den Grundriß eines solchen Antriebes der Sächs. Webstuhlfabrik wieder. Die Buchstaben weisen auf bekannte, schon besprochene Maschinenteile hin. Man achte auf die Tiefe des Stuhles bei verschiedenen großen Schafftmaschinen. So versteht man unter „Tiefe bei 18er Wände = 1,620 Meter“ einen mit 18 Schäften ausgerüsteten Webstuhl.

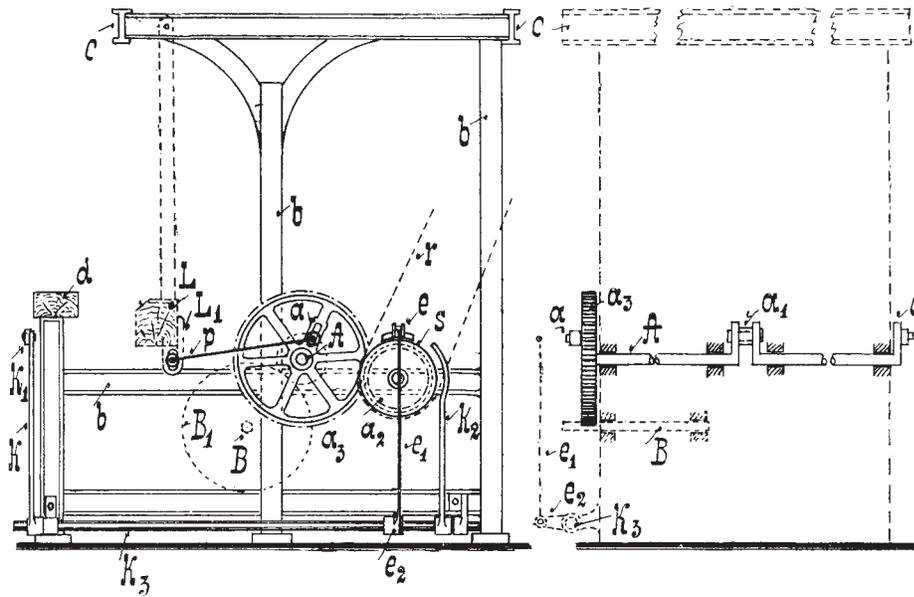


Fig. 19. Zweites Stuhlsystem. Bandwebstuhl mit Hängelade (Schläger).

Fig. 20.

Die verschiedenen Maßverhältnisse der Webstühle oben genannter Firma bei einem Winkelrädernantrieb nach verschiedenen Modellen sind in dem Grundriß von Fig. 18a enthalten. Die Arbeitsbreiten sind in $\frac{1}{4}$ sächs. Ellen angegeben. Bei $2\frac{3}{4}$ Arbeitsbreite = 3,822 m besteht z. B. eine Blattbreite von 4,082 m und eine Ladenlänge von 5,590 m.

Zu den Webstühlen mit einer Welle zählen auch die meisten Bandwebstühle, Fig. 19 und 20. Mit b wird wieder die Seitenwand, mit d der Brustbaum und mit c werden die Traversen bezeichnet. S ist die Riemenscheibe (Fest- und Losscheibe), auf deren Achse Kammsrad a_2 mit der Festscheibe lose drehbar gelagert ist. a_2 treibt a_3 und damit die Kurbelwelle A. Der Hub der Kurbeln in a und a_1 (letztere in der Mitte des Stuhles)

sind verstellbar und läßt sich nach Lösen der Bolzen in a und a_1 verändern. Für breite Bänder stellt man die Bolzen (nach Figur 19) höher, so daß der Hub der Kurbeln und damit die Schwingung (oder der Sprung) des Schlägers (Lade) L (siehe Ladenbewegung) länger wird. Schmale Bänder webt man mit einem kleinen Sprung und stellt deshalb die Bolzen der Kurbeln mehr nach dem Drehpunkt der Welle A . Von den drei Kurbeln a , a_1 und a gehen je eine Schubstange p an L_1 des Schlägerklotzes L .

An Bandwebstühlen findet man oft neben der Kurbelwelle A eine kurze Welle B , wie sie punktiert gezeichnet ist. Der Antrieb von A aus erfolgt meistens im Verhältnis 1:4, dann 1:5 oder 1:8, siehe Kammrad B_1 . Welle B wird auch als Exzenterwelle bezeichnet. Wenn die Welle hier schon und nicht später unter der Schaftweberei erwähnt wird, so geschieht es aus dem Grunde, weil von ihr aus in besonderen Fällen noch die Schußspulen und die Wechselkastentritte beeinflußt werden.

Der Ausrücker besteht aus der quer über den Stuhl eben unterhalb des Brustbaumes herlaufenden Ansetzstange k_1 (die durch Führungen mehrfach unterstützt wird) und dem auf der Welle k_3 befestigten Ausrückhebel k . Ferner geht von k_3 aus die Riemengabel k_2 nach oben. r bezeichnet den Riemen. Um den Stuhl nach dem Ausrücken sofort still zu setzen, wirkt der Bremsklotz e auf der Festscheibe, indem e durch Stange e_1 und Hebel e_2 (Fig. 20) von Welle k_3 aus gesenkt wird.

Das dritte Stuhlsystem.

Webstühle mit zwei Wellen von gleicher Tourenzahl und der Antrieb

a) durch Fest- und Losscheibe, b) durch Friktion.

Die Webstühle dieser Art werden hauptsächlich in der Buckskinweberei benutzt. Der Unterschied gegenüber den beiden vorher besprochenen Systemen besteht darin, daß die untere Welle, Fig. 21, die zugleich Schlagwelle ist, durch ein Vorgelege mittelst Kegelräder angetrieben wird. Stirnräder von gleicher Größe übertragen die Drehbewegung von A_1 auf die Kurbelwelle A . Alle andern Bewegungen der Webstuhlteile gehen dann in der Regel von A aus.

Der Antrieb der Vorgelegewelle B läßt sich in bekannter Weise durch Fest- und Losscheibe vornehmen und bietet nichts Neues.

An Hand von Fig. 21 soll das dritte Stuhlsystem näher beschrieben werden. Es ist eine Konstruktion der bekannten Firma Hutchison, Hollingsworth & Co. in Dobcross. S ist wieder

ein Konus und S_1 die Riemenscheibe; es besteht also Friktionsantrieb. Die An- und Ausrückung ist mit der nach Fig. 17 beschriebenen gleich. Auch die Buchstaben weisen auf die besprochenen Einrichtungen hin. Die Druckfeder f ist in Fig. 21 weggelassen, aber nötig, damit die Pressung von S_1 auf S elastisch geschieht. k ist als Handgriff ausgebildet. Bewegt man k nach links, so schwenkt der untere Arm nach rechts und steuert k_1 ebenfalls nach rechts. Die erkennbare Ausbiegung in k_1 ist nötig, damit der in k_1 eingreifende Zapfen die Einrückstellung,

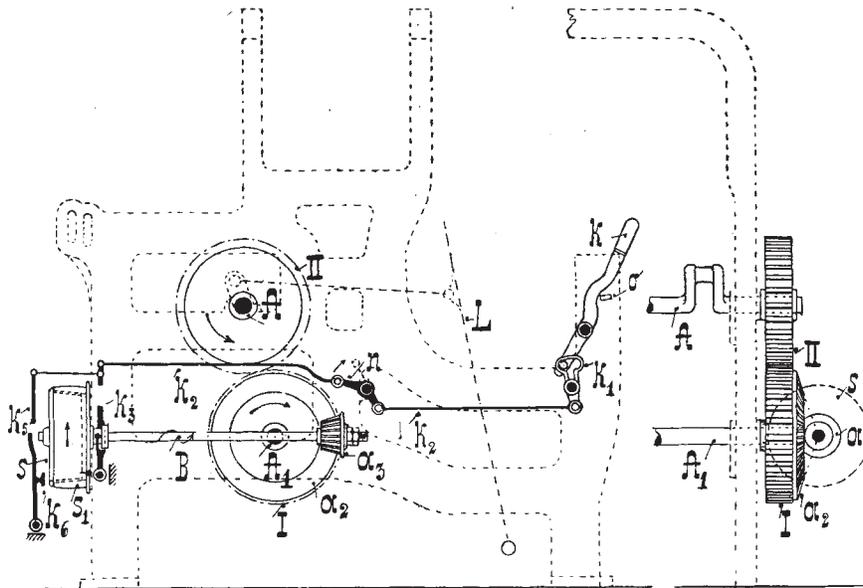


Fig. 21. Drittes Stuhlsystem mit zwei Wellen von gleicher Tourenzahl.

wie sie in der Zeichnung gegeben ist, festhält. Die Feder f von Fig. 17 (in Fig. 21 weggelassen) unterstützt dieses Festhalten, indem sich k_1 mit dem Zapfen von k festklemmt. Sobald aber k oben nach links gesteuert wird, zieht l kräftig nach der Ausrückstellung und preßt Hebel k_5 mit k_6 gegen S , so daß der Stuhl gebremst wird. Der Zwischenhebel n zwischen den beiden Stangen k_2 ist so gestellt, daß er in der Anrückstellung fast eine Todpunktstellung einnimmt. Die punktierte Stellung von n deutet die Ausrückstellung an.

Die Vorgelegewelle B , wie sie aus Fig. 17 hinlänglich bekannt geworden ist, treibt durch a_3 Kegelrad a_2 . a_2 ist mit Stirnrad I verbunden, und I treibt mit der Uebersetzung 1:1

Stirnrad II, siehe die Ansicht von hinten, Fig. 21. Man achte auf die durch Pfeile angegebene Drehrichtung.

An Stelle der Ausrückung k, k_1 kann natürlich auch eine andere Konstruktion genommen werden.

Das vierte Stuhlsystem.

Webstühle mit einer seitlich an dem Gestell gelagerten Welle und der Schloßradantrieb.

Die Schönherrschen Federschlagstühle sind die einzigen Repräsentanten dieses Systems. Auf der Welle A ist die Riemenscheibe s lose drehbar gelagert, dagegen die Handkurbel h mit A fest verbunden, so daß A auch mit der Hand gedreht werden kann, Fig. 22. Die Drehrichtung ist mit Pfeilen angegeben. Ferner ist auf A eine Exzentrerscheibe aufgekeilt und so dicht

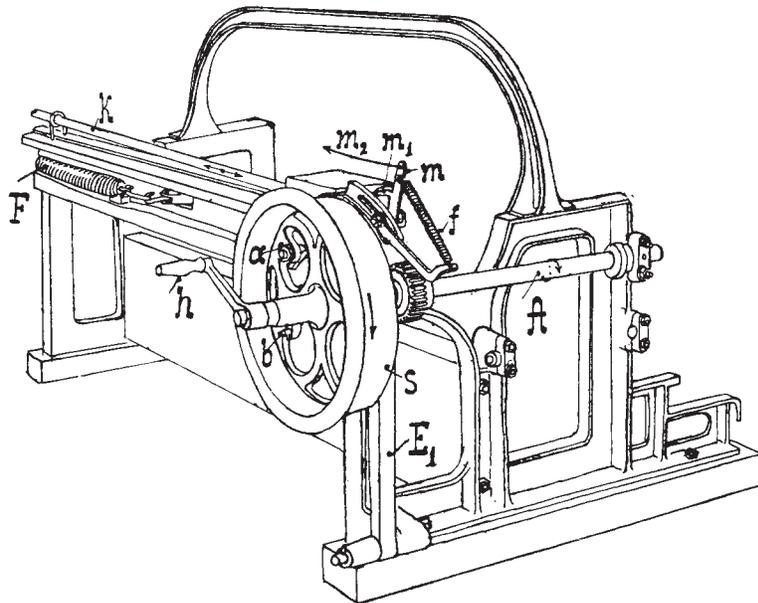


Fig. 22. Schloßradantrieb.

hinter s (in Fig. 22 ist die Exzentrerscheibe E, Fig. 23, nicht erkennbar) angebracht, daß sie der Riemenscheibe zwischen sich und der Handkurbel h eine Führung gibt. Exzenter E arbeitet gegen Hebel E_1 , Fig. 22 und 27, und bewegt dadurch die Lade, siehe näheres unter Ladenbewegung. E trägt aber einen Zapfen c , Fig. 23 und 24, der für den Antrieb

von großer Bedeutung ist, weil die Klinke b_1 an c greift, Fig. 24. Der Drehpunkt von b_1 liegt in b , und b ist mit der Riemenscheibe s verschraubt, Fig. 22, und ebenso auch der Drehpunkt a . Wird b_1 durch e ausgelöst, so dreht sich die Riemenscheibe s nur mit b , b_1 und Schloß a , a_1 ohne c ; der Webstuhl bleibt daher stehen. Es ist hier zu bemerken, daß sich b_1 und a_1 durch die Einwirkung einer nicht gezeichneten Fachfeder, die in g befestigt ist, stets in der angegebenen Pfeilrichtung drehen. b_2 ist für b_1 Stützpunkt. Wird b_1 aus dem Eingriff mit c ausgehoben, so legt sich die Spitze in die Auskerbung von a_1 . In diesem Falle bleibt das Schloß so lange geöffnet, bis die Ausrückstange k , Fig. 22 und 25, nach links in der Pfeilrichtung geschoben wird. k steht durch Winkelhebel k_1 , Fig. 25, mit e in Verbindung, und e steuert a_1 so, daß b_1 von a_1 ab-

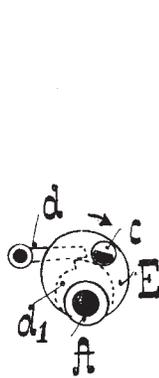


Fig. 23.

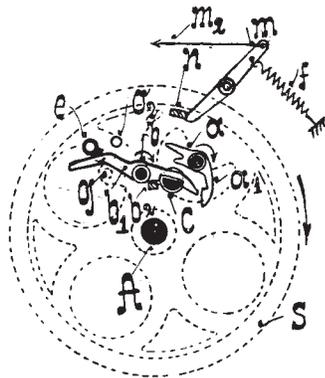


Fig. 24. Schloßradantrieb.

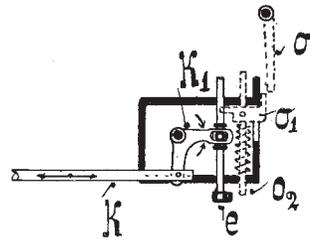


Fig. 25.

gleitet, den Zapfen c erfaßt und die Welle A wieder dreht. Das Ausrücken geschieht ebenfalls von k aus, indem k in der Pfeilrichtung nach rechts bewegt wird, so daß Stange e nach hinten geht und dann auf b_1 einwirkt. Der Winkelhebel k_1 wird durch zwei Flachfedern, wovon jede in der Pfeilrichtung drückt, in der Mittelstellung gehalten.

Hebel m mit dem Ansatz n , Fig. 24, ist nur zum Ausrücken bestimmt, nämlich dann, wenn die Lade kurz vor dem Anschlag an dem Warenende stehen bleiben soll, damit der Weber gerissene Kettenfäden usw. einziehen kann. Um diese Stellung der Lade zu erhalten, zieht der Weber nur an der Schnur m_2 , Fig. 22 und 24, und dreht dadurch Hebel m , so daß n Schloß b_1 aushebt. Die Drehbewegung von m ist durch den Ansatz m_1 beschränkt.

Wird b_1 durch n ausgehoben, so wird E die Drehrichtung ändern, also zurücklaufen, weil der die Lade bewegende Hebel

E_1 (Fig. 27) auf E einen Gegendruck ausübt. Dieser Rücklauf wird durch die sich gegen d_1 legende Klinke d gehindert, Fig. 23. Die Feder f ist an einem verstellbaren Arm befestigt und zieht m in die Ruhestellung zurück.

Die eben erwähnte Ladenstellung kurz vor dem Blattanschlag ist noch an Hand von Fig. 26 und 27 erkennbar. Die Abbildungen zeigen einen Antrieb für schwerere Stühle, nämlich mit Stirnräderübersetzung, indem die Riemscheibe s das in Fig. 27 gezeichnete kleine Kammrad s_2 und dieses das große

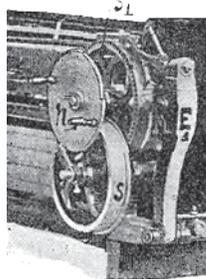


Fig. 26.

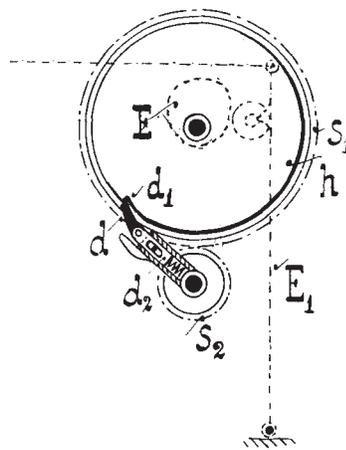


Fig. 27.

s_1 treibt. s_1 übernimmt sonst dieselbe Arbeit, wie die in Fig. 22 bezeichnete Riemscheibe s . Die Handkurbel h von Fig. 22 ist als Scheibe h in Fig. 26 mit zwei Griffen versehen. h trägt am Umfange eine Auskerbung d_1 , und in diese Auskerbung legt sich die Stoppklinke d , die auf dem Zapfen der Riemscheibe gehalten wird. d ist an dem Gleitstück d_2 gelagert. Beim Angriff von d in d_1 wird der Rückstoß von einer unter d_2 angebrachten Feder aufgefangen, Fig. 27.

Der Antrieb mechanischer Webstühle, insbesondere durch Elektromotore.

Der Antrieb mechanischer Webstühle geschieht, wie wohl am meisten gebräuchlich, von der Transmissionswelle aus, somit als Gruppenantrieb. Ihre Drehgeschwindigkeit erhält die Welle in bekannter Weise entweder von der Dampfmaschine, einem Explosions- oder Wassermotor oder von Elektromotoren. Der

elektrische Antrieb geschah früher von Gleichstrommotoren aus. Seitdem die Konstruktion von Drehstrommotoren mit Kurzschlußanker so außerordentlich vervollkommen ist, findet der Einzelantrieb mechanischer Webstühle, wenn die Kraftzentrale den Strom billig genug liefert, immer mehr Verbreitung. Solche Drehstrommotore laufen in Kugellagern, sind auf allen Seiten geschlossen und können daher durch den sich in den Webereien entwickelnden Staub nicht verschmutzen. Sie bedürfen keiner großen Wartung, wie die Gleichstrommotore, und haben den großen Vorteil des sicheren Anlaufens unter voller Belastung. Ihre gedrängte Bauart gestattet ihre Anwendung selbst in ganz beschränkten Räumen. Gegenüber dem Transmissionsantriebe ist besonders hervorzuheben, daß die langen Riemen wegfallen und der Raum oberhalb der Stühle für Licht frei wird.

Man rühmt dem Einzelantrieb sonst noch folgende Vorteile nach:

Der Grund und Boden läßt sich besser ausnutzen, weil die Maschinen von der Transmission unabhängig sind;

die Lage des Maschinen- und Kesselhauses ist unabhängig von der Weberei;

jeder Stuhl arbeitet unabhängig für sich, wodurch eine große Betriebssicherheit gegeben ist: der Betrieb braucht nicht still zu stehen, wenn z. B. ein Riemen aufgelegt werden soll oder sonstige Betriebsstörungen eintreten;

die Kraftersparnisse ergeben sich aus dem Umstande, daß die Stühle nicht ununterbrochen laufen und der Stromverbrauch während des Stillstandes aufhört, wogegen die Transmission stets mitläuft und Kraft verbraucht.

Die Tourenzahl mit elektrischem Einzelantrieb ist im allgemeinen gleichmäßiger als beim Gruppenantrieb. Bei letzterem kommen in der Tourenzahl deshalb Schwankungen vor, weil die Arbeitsmaschinen oft ein- und ausgerückt werden und der Hauptriemen der Transmission rutscht. Allerdings können solche Schwankungen auch auf die Dampfmaschine mit einem weniger empfindlichen Regulator oder auf Ueberlastungen der motorischen Zentrale zurückgeführt werden. Wo sie aber vorhanden sind, muß man mit ihrer Maximal- und Minimalgeschwindigkeit rechnen und zwischen beiden die mittlere nehmen und sie der Tourenzahl des Webstuhles zugrunde legen. Es ist also nicht möglich, den Webstuhl dauernd mit voller Tourenzahl laufen zu lassen, um seine volle Leistungsfähigkeit auszunutzen. So laufen die Webstühle z. B. durchschnittlich mit 95 Touren; die Maximalgeschwindigkeit steigt auf 100 und die Minimalgeschwindigkeit geht auf 90 zurück. Es ist nicht gut möglich, den Webstuhl so einzurichten, daß er bei solchen Schwankungen, auch wenn sie etwas geringer sind, tadellos arbeitet. Bei zu großen oder zu geringen Geschwindigkeiten wird

der Schützenschlag zu wünschen übrig lassen. Daß auch die Schußdichte unter dem unregelmäßigen Betrieb leiden soll, ist nach den Untersuchungen des Verfassers innerhalb obiger Grenzen unzutreffend, aber der nicht gleichmäßige Schützenschlag ist auf die Produktion von viel größerem Einflusse, als man im allgemeinen annimmt. Es treten dadurch nur zu leicht Störungen ein, wie Ausrücken des Stuhles, Abschleudern der Schußspule, Versetzen der Ausrückteile evtl. Brüche und Schaftmaschinenfehler usw.

An Hand eines Rechenbeispieles läßt sich der Vorteil eines gleichmäßigen Betriebes besser beweisen: Ein Webstuhl kann z. B. mit 100 Touren als höchste Geschwindigkeit laufen. Der Nutzeffekt nach Abrechnung der Stillstände beträgt 70%. Bei 10stündiger Arbeitszeit macht der Webstuhl effektiv

$$\frac{100(\text{Tourenzahl}) \times 60(\text{Minuten}) \times 10(\text{Stunden}) \times 70\%}{100\%} = 42000 \text{ Schüsse.}$$

Muß dagegen intolge eines unregelmäßigen Betriebes, weil die Tourenzahl z. B. zwischen 90 und 100 oder 92 und 98 schwankt, eine mittlere Geschwindigkeit von 95 Touren innegehalten werden, so erhält man:

$$\frac{95(\text{Tourenzahl}) \times 60(\text{Minuten}) \times 10(\text{Stunden}) \times 70\%}{100\%} = 39900 \text{ Schüsse.}$$

Zuungunsten des zweiten Beispieles sind es nur

$$\frac{39900 \text{ (Schüsse)} \times 100\%}{42000 \text{ (Schüsse)}} = 95\% \text{ Leistung.}$$

Somit $100 - 95 = 5\%$ Mehrleistung bei einem gleichmäßigen Betrieb. Dieser Vorteil steigert sich noch, wenn man die oben angeführten Störungen berücksichtigt.

Die Entscheidung darüber, ob dem Einzelantrieb der Vorzug zu geben ist, muß von Fall zu Fall, evtl. auf Grund von Versuchen getroffen werden. In einer Buckskinweberei hat man beispielsweise durch Messungen gefunden, daß der Gruppenantrieb, wenn die Amortisation und Verzinsung einer Neuanlage berücksichtigt wird, ebenso günstig arbeitet, wie der Einzelantrieb.

Ein größerer Motor für Gruppenantrieb hat, was nicht außer acht bleiben darf, meist einen höheren Wirkungsgrad, als ein kleiner für Einzelantrieb. Er braucht auch nicht proportional um das Vielfache stärker zu sein, weil stets eine Anzahl Stühle still steht.

Es ist andererseits nicht außer acht zu lassen, daß der Kraftverbrauch der Transmission viel größer ist, als man bisher annahm. Die Elektromotorenfabriken weisen denn auch mit Recht darauf hin, daß eine belastete Transmission viel mehr Kraft absorbiert, als eine leerlaufende. Man darf sich nicht wundern,

daß der Kraftverbrauch in alten, langen und gesenkten Gebäuden mit großem Wellendurchmesser und langsamem Lauf von der Gesamtkraft oft 50 % beträgt. Bei den neuesten Transmissionsanlagen, besonders in Verbindung mit Kugellagern, stellt sich der Verlust wesentlich geringer.

Die Gründe, warum in der oben erwähnten Buckskinweberei, obgleich deren Transmissionsanlage nicht mehr der Neuzeit entspricht, mit dem Gruppenantrieb Kraftersparnisse erzielt werden konnten, sind nicht ganz klar. Sie sind zweifellos auf besondere Umstände des betreffenden Betriebes zurückzuführen.

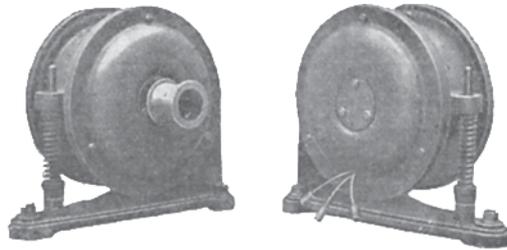
Man war bisher auch der Ansicht, daß der elektrische Strom an den schweren Buckskinstühlen mit Friktionantrieb (siehe 2. Stuhlssystem, Fig. 17 und 21) bei elektrischem Einzelantrieb, wie an den leichten Stühlen, mit dem Ausrücken des Stuhles abgestellt werden müsse, um Ersparnisse vorzunehmen. Durch Messungen von verschiedenen Seiten ist jedoch gefunden worden, daß es unter Umständen vorteilhafter ist, den Motor durchlaufen zu lassen und den Strom nur während einer längeren Arbeitsunterbrechung abzustellen.

Ueber das zweckmäßigste Uebertragungsmittel vom Motor auf den Webstuhl ist man sich noch nicht ganz einig. Erste Webstuhlfirmer erklären den Riemenantrieb für den besten und einfachsten. Der Riemen ist, wenn der Stuhl plötzlich durch fehlerhaftes Arbeiten gestoppt wird, als gleitender Faktor oder als Rutschkupplung anzusehen. An schweren Webstühlen muß der Riemen ziemlich breit und sehr stramm gespannt sein, so daß er wenig oder gar nicht gleiten kann und, wenn die Sicherheitsvorrichtungen nicht funktionieren, Brüche unvermeidlich sind.

Zugunsten des Riemenantriebes gegenüber dem durch Zahnräder sprechen die früher unvermeidlichen Zahnbrüche. Sie entstanden dadurch, daß der Motor beim Stoppen des Webstuhles nicht plötzlich genug abgestellt werden konnte und daher mit voller Kraft arbeitete. Zur Vermeidung der Brüche schob man sog. Rutschkupplungen ein. Das Kammrad der Kurbelwelle wird hierbei nicht fest mit der Welle verbunden, sondern trägt z. B. ein Bremsband oder Bremsbacken, die sich gegen eine Bremscheibe legen. Eine spannbare Feder gestattet die Regulierung der Bremsung. An schweren Webstühlen, z. B. Buckskinstühlen, sind solche Rutschkupplungen ganz ungeeignet, wie es die Versuche lehrten. Sind die Kupplungen zu lose gespannt, so rutschen sie namentlich beim Anrücken und in den schweren Arbeitsmomenten und nehmen den Stuhl nicht energisch genug mit. Spannt man sie aber soweit, wie es zur Vermeidung des im regelmäßigen Laufe zu starken Rutschens nötig ist, so wirkt die Kupplung in den meisten Fällen wie eine feste Verbindung. Diese Tatsache ergibt sich aus dem bisherigen Riemenantrieb

von der Transmission aus ohne weiteres. Ist der Riemen nicht genügend gespannt, so gleitet er. Bei hinreichender Spannung hat er soviel Triebkraft, daß Brüche eintreten, wenn die Sicherheitsvorrichtungen versagen.

Die Rutschkupplungen können also nur an leichteren Stühlen zweckentsprechende Verwendung finden. Sonst müssen



zur Vermeidung der Zahnbrüche z. B. Friktionskupplungen, wie sie bei Besprechung von Fig. 12, 15, 17 und 21 hinreichend bekannt geworden sind, eingeschoben werden.

Für die Kammräder wendet man als Material, soweit die Räder mit dem Stuhl verbunden sind, Gußeisen an.

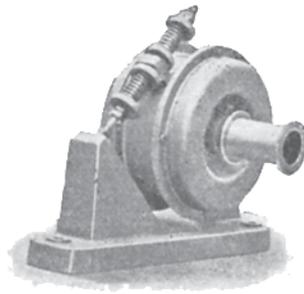


Fig. 29. Drehstrommotor.

Die Motorachse trägt Kammräder aus Stahl, Rohhaut oder Bronze. Mit Rücksicht auf einen tadellosen Gang müssen die Kammräder jedoch gefräßt sein. Die Kämmlung von Eisen auf Eisen verursacht viel Lärm, der aber im Rauschen eines Websaales mit vielen Stühlen im einzelnen nicht störend bemerkbar ist. Ruhig, fast geräuschlos laufen die Kammräder aus Rohhaut. Das Urteil von elektrotechnischer Seite geht dahin, daß man mit der Anwendung der Rohhauträder an schweren Stühlen vorsichtig sein müsse, weil sich die Zahnform durch Verschleiß

leicht so ändert, daß durch harte Stöße Brüche im Kugellager des Motors entstehen. Aus diesem Grunde verdienen die Bronzeräder den Vorzug. Wenn ihr Preis auch höher ist, so ist auch die Haltbarkeit der Räder größer.

Drehstrommotore mit Kurzschlußanker sind in den Fig. 28 bis 30 abgebildet. Die Konstruktion von Fig. 28 stammt von

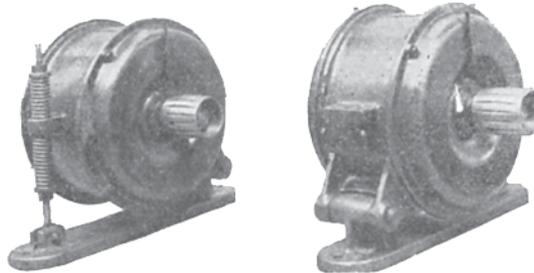


Fig. 30.

der bekannten Firma Max Schorch & Co. in Rheydt. Der Motor ist wippenartig so gelagert, daß er auf der einen Seite um einen festen Punkt schwingen kann und auf der anderen durch eine Feder elastisch gehalten wird. In Fig. 29 (Konstruktion von den Felten & Guillaume-Lahmeyerwerken) ist die Federung

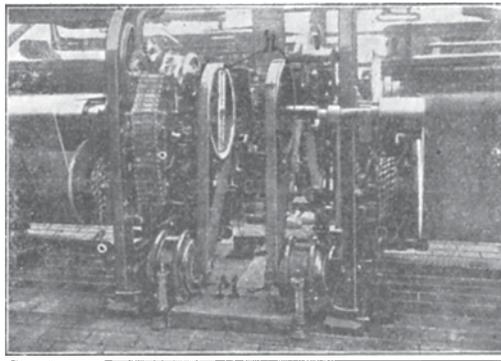


Fig. 31. Einzelantrieb durch Drehstrommotore.

zweiseitig. Die Riemenscheibe, wie sie von der Firma Brown, Boveri & Co. A.-G. in Mannheim ausgeführt wird, ist gekerbt, Fig. 30. Die Firma liefert natürlich auch glatte Scheiben. Gegen die Einkerbung ist geltend zu machen, daß sie beim Gleiten des Riemens fräbt und dadurch einen außerordentlichen Riemenverschleiß verursacht.

Die Federung des Motors ist nur für leichte und mittelschwere Stühle empfehlenswert, dagegen für schwere unzuweckmäßig, weil der kurze Riemen vom Motor bis an den Webstuhl, um kräftig durchziehen zu können, so stark gespannt sein muß, daß er bei jeder federnden Lagerung rutschen würde. An schweren Stühlen ist es empfehlenswert, den Motor schlittenartig zu lagern, damit der Riemen leicht nachgespannt werden kann. Auch darf die Riemenscheibe bei einer Breite von 75—80 mm nicht einen zu kleinen Durchmesser haben. Die Firma Schorch & Co. baut in neuerer Zeit Motore mit 1500 Touren per Minute, wogegen die bisher bekannten Webstuhl-motore mit etwa 1000 Touren laufen. Bei 1500 Touren nimmt

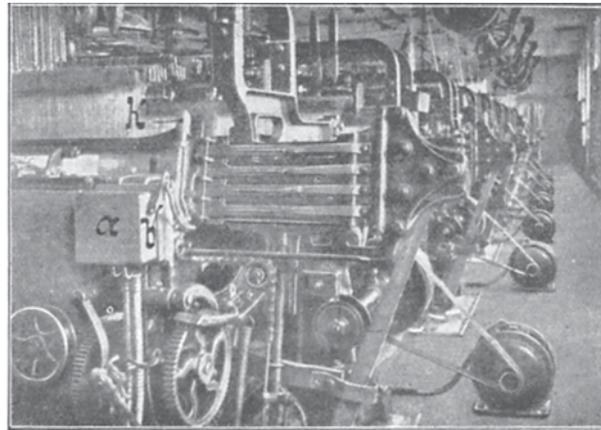


Fig. 32. Einzelantrieb englischer Bucksinstühle.

man das Uebersetzungsverhältnis der Vorgelegewelle (siehe Abbildungen von Fig. 16 und 17) auf Welle A nicht mehr im Verhältnis 1:3, sondern 1:4.

In Fig. 31 sind zwei Webstühle, die zu dem zweiten Stuhl-system gehören, gezeigt, wie sie durch federnd gelagerte Motore angetrieben werden. M sind die Schorch-Motore. Auf der Kurbelwelle sitzen Holz-scheiben h.

In der nächsten Abbildung steht der Schorch-Motor auf dem Fußboden, Fig. 32. Der Webstuhl gehört zu dem dritten Stuhl-system. Ursprünglich war der Stuhl mit Fest- und Losscheibe ausgerüstet. Jetzt ist die Festscheibe durch einen Riemen direkt mit dem Motor gekuppelt. k ist der Ausrücker, a der Schaltkasten und b der Schalthebel für den elektrischen Strom. Durch die elektrische Schaltung von k aus (denn b ist mit k verbunden) wird der Stuhl in Betrieb gesetzt. Aehnlich ist die

Einrichtung an dem leichteren Webstuhl, der in Fig. 33 teilweise abgebildet ist und von der Maschinenfabrik Rütli her-

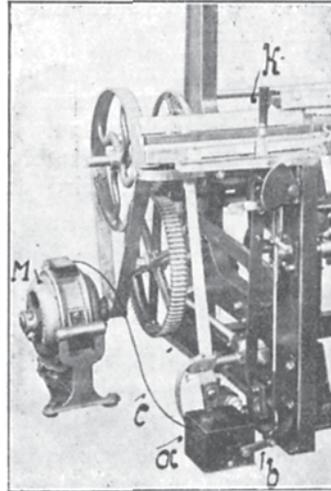


Fig. 33.

stammt; der Motor hat hier Wippenlagerung, ist also federnd. Die Stromzuleitung vom Schaltkasten a an den Motor M ist durch die Linie C angedeutet.

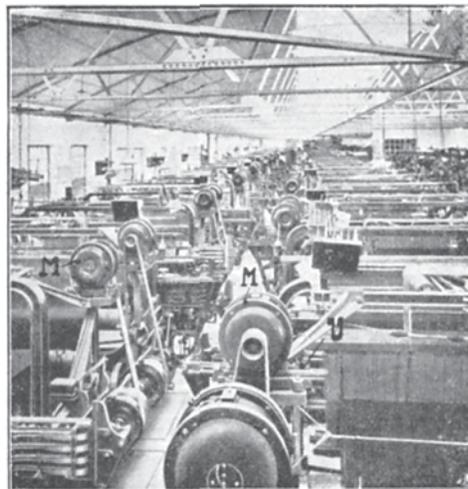


Fig. 34. Einzelantrieb von Buckskinstühlen.

An den Buckskinstühlen sächsischer Bauart usw. lagert man die Motore in neuerer Zeit auf einem Konsol, das auf dem

Webstuhlgestell errichtet ist, Fig. 34. Man gewinnt dadurch Platz und hat den Motor M (ebenfalls von Schorch) zugleich mit dem Stuhl so fest verbunden, daß der Riemen stets eine gleichbleibende Spannung behält, auch mit Hilfe des Schlittens v nachgespannt werden kann.

Der Antrieb an Webstühlen mit Friktionskupplung, Fig. 34, gestaltet sich deshalb günstig, weil beim Anrücken zuerst der Motor und dann die Webstuhlkupplung eingeschaltet wird. Der Motor kann somit unbelastet anlaufen; nachdem er seine volle Geschwindigkeit erreicht hat, wird der Stuhl in Betrieb

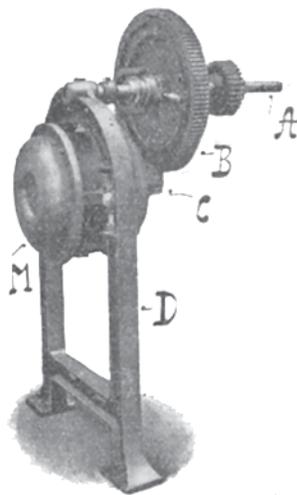


Fig. 35.
Zahnradantrieb mit Rutschkupplung.

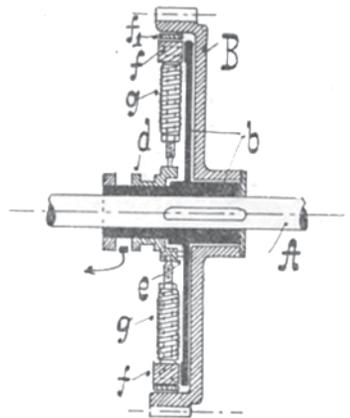


Fig. 36.
Rutschkupplung.

gesetzt, so daß er von allen Stellungen aus sicher funktioniert, was unbedingt nötig ist.

Die dem Riemenantrieb anhaftenden Nachteile, nämlich das Rutschen oder (bei großer Riemen-Spannung) der übermäßige Lagerdruck, werden mit dem Zahnradantrieb beseitigt. Die Abbildung, Fig. 35, zeigt einen Schorch-Motor. A ist die Kurbelwelle des Stuhles, B das Kammrad, das auf A lose drehbar ist, C der Rohhautritzel der Motorachse und D der Lagerbock für den Motor M. Die Verbindung zwischen B und A wird durch eine Friktions-Rutsch-Kupplung hergestellt. In Fig. 36 ist sie im Schnitt gezeichnet. b ist eine mit A fest verbundene Scheibe, die dem zweiteiligen Ring f zur Anlage dient und auf deren Nabe Zahnrad B lose gedreht werden kann. d ist auf b axial verschiebbar, muß aber an der Drehung von b durch den Fassonstift e teilnehmen. Beim Ausrücken wird d in der Pfeilrichtung

nach links bewegt, in der gegebenen Einrückstellung aber f bzw. die Holzschicht f_1 gegen den inneren Kranz von B gepreßt. Die Federn g gestatten ein elastisches Anpressen und bei zu großen Widerständen ein Rutschen von f_1 an dem Kranz von B. Die Kupplung ist deshalb interessant und bietet eine Ergänzung zu den vorher besprochenen Friktionskupplungen, weil der seitliche Lagerdruck nach der Einrückung fast vollständig aufgehoben ist. Die Feder g steht nämlich senkrecht zur Achse.

Auch die Felten & Guilleaume-Lahmeyerwerke liefern eine in Fig. 37 abgebildete Friktionskupplung für Zahnradantrieb. k ist der Anrucker für die Kupplung.

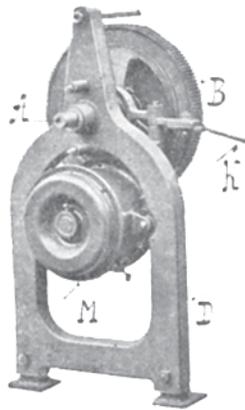


Fig. 37. Zahnradantrieb.

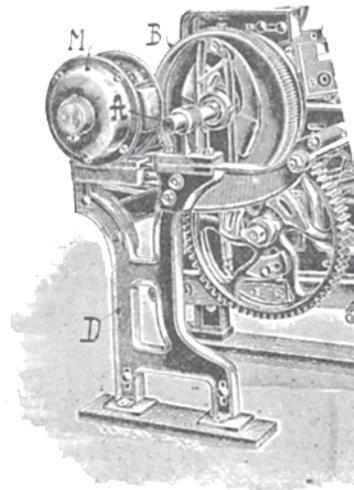


Fig. 38. Zentrifugalkupplung.

Sehr interessant ist die Zentrifugal-Reibungskupplung von Herm. Schroers in Crefeld, Fig. 38—43. Eine Doppelschaltung zuerst für den Motor und dann die Kupplung fällt weg. Der Stuhl wird selbsttätig von der Zentrifugalkupplung mitgenommen, sobald letztere durch den Motor eine hinreichende Drehgeschwindigkeit erhalten hat. Bei Störungen wird, wenn der Strom abgestellt ist oder die Drehgeschwindigkeit nachläßt, selbsttätig entkuppelt. Zugleich ist eine Rutschkupplung gegeben, die bei großen Widerständen sicher arbeitet und Zahnradbrüche verhindert.

Die Firma baut die Kupplung in zwei Ausführungen. An schweren Stühlen kann, wie es schon ausgeführt wurde, mit einer Rutschkupplung nicht gerechnet werden. Die Zentrifugalkupplung wirkt dann so kräftig, daß ohne Sicherheitsvorrichtungen nicht gearbeitet werden kann. Tritt eine Störung ein,

so wird mit dem Anstellen des Anrückers zugleich der Strom ausgeschaltet und somit selbsttätig entkuppelt.

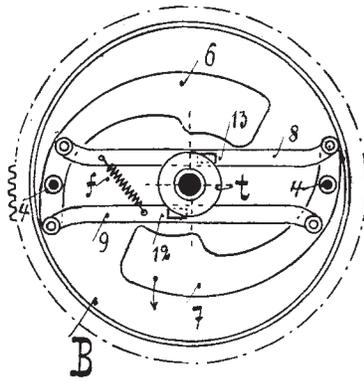


Fig. 39.

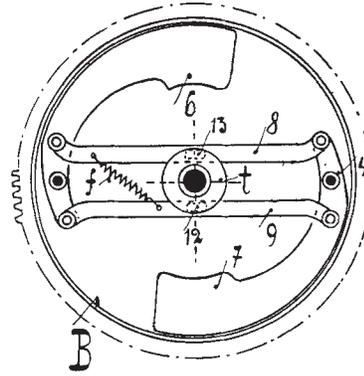


Fig. 40.

Die Gesamtansicht der Neuerung zeigt Fig. 38. Die Buchstaben weisen auf bekannte Teile hin. Die Zentrifugalkupplung ist in dem großen Zahnrad B der Welle A eingebaut. In

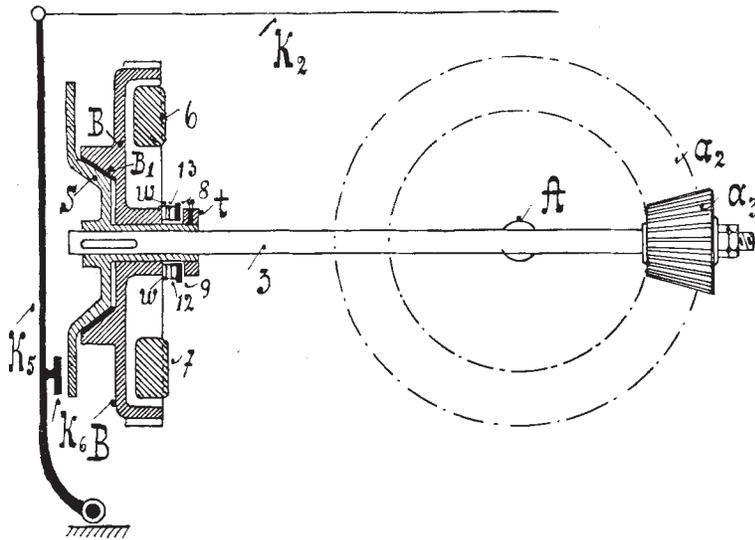


Fig. 41. Zentrifugalkupplung am Bucksinstuhl.

Fig. 39 und 40 ist die Vollansicht wiedergegeben. Die Schwinghebel 6 und 7, die ihren Drehpunkt in 4 haben, sind in Fig. 39 in Ruhestellung und in Fig. 40 in Tätigkeit gezeichnet; sie sind an B gelagert und in jeder Stellung gegenseitig aus-

balanziert. Die Feder *f* ist verhältnismäßig schwach gehalten und unterstützt daher die Ruhestellung von 6 und 7 nur mäßig. Treten die Schwunghobel in Tätigkeit, so verschieben sich die Parallelogrammhebel 8 und 9, Fig. 40. Beide tragen Keilstücke 12 und 13, und mit ihrer Hilfe tritt die Kupplung in Funktion,

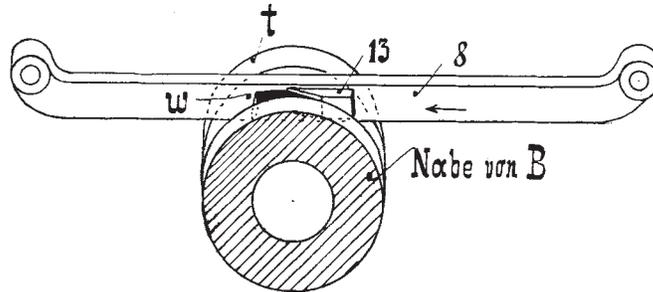


Fig. 42.

wie es an Hand der Zeichnung Fig. 41 und 42 erklärt werden soll. Auf der Welle 3 (es ist hier ein Bucksinstuhl mit Vor-gelegewelle gedacht) ist der Konus *s* festgekeilt. Die verlängerte Nabe von *s* trägt den Ring *t*, der mit Schrauben befestigt ist. Zwischen dem Konus *s* und dem Ring *t* ist das

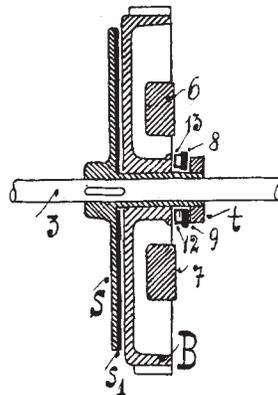


Fig. 43.

Kammrad *B* lose drehbar aufgeschoben. Ferner werden die Parallelogrammhebel 8 und 9 zwischen der Nabe von *B* und dem Ring *t* aufgenommen. Außer den schon genannten Keilstücken 12 und 13 von 8 und 9 ist auch Nabe *B* mit zwei Keilstücken *w* ausgerüstet. Von Hebel 8 und Nabe *B* sind die Keilstücke 12 und 13 in Fig. 42 wiedergegeben. Verschiebt sich 8 in der

Pfeilrichtung, so wird die Nabe von B nach vorne (in der Abbildung Fig. 41 nach links) geschoben und Zahnrad B mit B kräftig auf den Konus s gepreßt, also die Kupplung mit der Vorgelegewelle 3 hergestellt. Die andern in dieser Abbildung noch enthaltenen Teile sind aus den früheren Besprechungen von Fig. 12, 17 und 21 bekannt.

Eine achsiale Verschiebung von Welle 3 oder ein seitlicher Lagerdruck ist gänzlich vermieden.

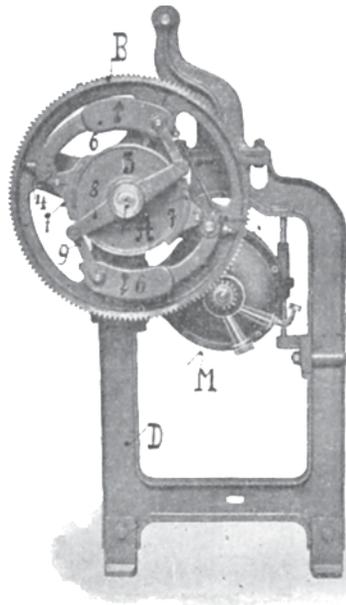


Fig. 44. Zentrifugalrutschkupplung.

An leichteren Stühlen tritt an Stelle des Konus eine flache Scheibe s , die mit s_1 (Leder) belegt ist, Fig. 43. B wird gegen s_1 bzw. s gepreßt. Die Schwunghebel 6 und 7 sind hier in der Ruhestellung gezeichnet (Querschnitt).

Als letztes Beispiel einer Zentrifugalrutschkupplung soll das D. R.-P. 204648 angeführt werden, Fig. 44. Der Schorch-Motor M ist an D gelagert und treibt durch den Rohhautritzel das Kammrad B. An B sind die Zentrifugalhebel 6, 6 mit dem Drehpunkt in 4 und 5 gelagert. Hebel 8 sitzt lose drehbar auf der Welle A, wogegen Scheibe 3 festgekeilt ist. Wird der Motor eingeschaltet, so fliegen die Hebel 6, 6 nach außen in der Pfeilrichtung und pressen, weil die Backen 7 mit 6 verbolzt sind, 7 gegen Scheibe 3, so daß die Stuhlwelle A eine Drehung erhält.

Bei stärkeren Stößen rutschen die Backen 7 auf 3. Wird der Motor abgestellt, so löst sich die Friktion durch Verminderung der Fliehkraft, und der Stuhl bleibt stehen. Die Kupplung eignet sich nicht für schwere Stühle.

Das Schußsuchen an Webstühlen mit Elektromotorenbetrieb ist sehr einfach. Es ist nur nötig, den Stuhl in bekannter Weise von Hand aus zurück zu drehen, wobei der Motor mitläuft. Allerdings wird dieses Zurückdrehen infolge der Riemen- spannung und Motorbelastung etwas erschwert. An Webstühlen mit Zentrifugalkupplungen ist der Motor von der Kurbelwelle vollständig gelöst, so daß das Rückwärts-(oder auch Vorwärts-) drehen leichter geht als mit gewöhnlichem Motorenbetrieb, natürlich nur dann, wenn nicht gebremst wird.

Es ist mit geringen Kosten (ca. 6 M.) möglich, einen Umschalter einzubauen, so daß der Motor vom Standpunkte des Webers aus eingeschaltet werden kann und dabei rückwärts läuft und somit das Schußsuchen wesentlich erleichtert.

Dieser Umschalter oder Rücklaufschalter ist nur an solchen Stühlen nötig, wo die Webstuhlteile zum Zwecke des Schußsuchens sämtlich rückwärts laufen müssen. In den andern Fällen behält der Stuhl seinen regelmäßigen Lauf.

Die Berechnung der Tourenzahl mechanischer Webstühle.

Um zu finden, wie schnell ein Webstuhl läuft, d. h. wie viele Touren die Kurbel- oder Hauptwelle macht, muß die Geschwindigkeit der Transmissionswelle oder bei Einzelantrieb die des Motors und die Größe der Riemenscheiben oder der Kamm- räder bekannt sein. An Hand von Fig. 45 soll eine Berechnung durchgeführt werden. In der Rechnung gilt: $\frac{\text{Treibendes Rad}}{\text{Getriebenes Rad}} =$ Geschwindigkeit oder Tourenzahl d. h. Uebersetzungsverhältnis, wenn das treibende Rad als mit einer Tour in einer Zeiteinheit laufend angenommen wird. So soll z. B. Welle A in der Minute 90 Touren machen; a hat 20, b = 40, c = 30 und d = 45 Zähne.

Wie schnell läuft B, d. h., welche Tourenzahl macht die Welle? Antwort: Nach der Erklärung von Fig. 45 heißt es:

$$\frac{a}{b} \cdot \frac{c}{d} = \text{Tourenzahl von B, d. h. unter Berücksichtigung von A.}$$

$$\text{Also: } A \cdot \frac{a}{b} \cdot \frac{c}{d} = \frac{A \cdot a \cdot c}{b \cdot d} = B \text{ oder } \frac{90 \times 20 \times 30}{40 \times 45} = 30 \text{ Touren.}$$

Demnach muß die umgekehrte Rechnung, wenn B als treibendes Rad angesehen wird, dasselbe Produkt ergeben, nämlich:

$$B \cdot \frac{d}{c} \cdot \frac{b}{a} = \frac{B \cdot d \cdot b}{c \cdot a} = \frac{30 \times 45 \times 40}{30 \times 20} = 90 \text{ Touren für A.}$$

1. Aufgabe: Nach der Skizze Fig. 46 wird von A die Kurbelwelle B getrieben. A macht 250 Touren, die Riemenscheibe a hat 30 cm und b hat 45 cm Durchmesser. Wie schnell dreht sich B?

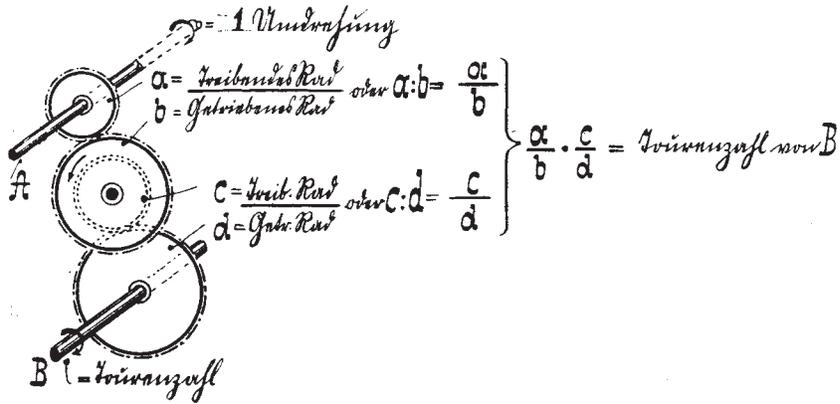


Fig. 45.

Antwort: $A \cdot \frac{a}{b} = B$ oder $\frac{A \cdot a}{b} = \frac{250 \times 30}{45} = 166\frac{2}{3}$ Touren.

2. Aufgabe: Die Kurbelwelle B soll mit 150 Touren laufen. Wie groß muß die Scheibe a sein, wenn die andern Verhältnisse nach Aufgabe 1 bleiben?

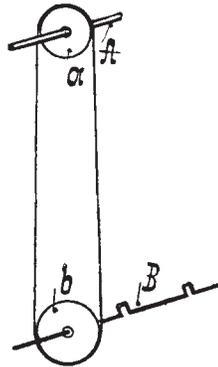


Fig. 46.

Antwort: $\frac{A \cdot a}{b} = B$. Demnach muß a gesucht werden,

also: $a = \frac{B \cdot b}{A} = \frac{150 \cdot 45}{250} = 27$ cm Durchmesser.

3. Aufgabe: Wie schnell muß nach Aufgabe 1 A laufen, wenn B 180 Touren machen soll?

Antwort: Aus $\frac{A \cdot a}{b} = B$ folgt

$$A = \frac{B \cdot b}{a} = \frac{180 \cdot 45}{30} = 270 \text{ Touren.}$$

4. Aufgabe: Nach Fig. 38 soll A 180 Touren machen, der Motor M läuft mit 950 Touren, und B hat 150 Zähne. Wie groß, d. h. wie viele Zähne muß der Rohhautritzel = X von dem Motor haben?

Antwort: $M \frac{x}{B} = A = 180$ Touren.

$$\text{Somit } x = \frac{A \cdot B}{M} = \frac{180 \times 150}{950} = 27\frac{1}{3} = \text{abger. } 27 \text{ Zähne.}$$

5. Aufgabe: Wie schnell läuft A nach Aufgabe 4 mit 27 Zähnen genau?

$$\text{Antwort: Es besteht } A = \frac{M \cdot x}{B} = \frac{950 \times 27}{150} = 171 \text{ Touren.}$$

6. Aufgabe: Die Schroerssche Zentrifugalkupplung, Fig. 41, soll für einen Bucksstuhl Anwendung finden. A soll 90 Touren machen; a_2 hat 59, $a_3 = 21$ und $B = 120$ Zähne. Wie viele Zähne muß der von der Motorwelle getriebene Rohhautritzel = X (nicht gezeichnet) haben, wenn M (in Fig. 41 nicht gezeichnet) mit 950 Touren läuft?

Antwort: $M \frac{x \cdot a_3}{B \cdot a_2} = A$.

$$\text{Demnach } x = \frac{A \cdot B \cdot a_2}{a_3 \cdot M} = \frac{90 \times 120 \times 59}{21 \times 950} = \text{abgerundet } 32 \text{ Zähne.}$$

Aus der vorstehenden Aufstellung folgen weitere Formeln, nämlich:

$$M = \frac{A \cdot B \cdot a_2}{x \cdot a_3}$$

$$\text{Oder: } a_3 = \frac{A \cdot B \cdot a_2}{x \cdot M}$$

$$\text{Weiterhin: } a_2 = \frac{a_3 \cdot M \cdot x}{A \cdot B}$$

$$\text{Und: } B = \frac{a_3 \cdot M \cdot x}{A \cdot a_2}$$

7. Aufgabe: Die kleinen Kegelräder a_3 , Fig. 41, werden in drei Größen geliefert, nämlich mit 19, 20 und 21 Zähnen. Die Geschwindigkeit ist nun mit einem 21er Rade 90 Touren. Wie schnell läuft der Stuhl, wenn das 21er Rad durch ein 19er ersetzt wird?

Antwort: $90:21 = x:19$

Somit $\frac{90}{21} = \frac{x}{19}$ ergibt $\frac{90 \times 19}{21} = x = 81,4$ Touren.

Oder auch man beachte, daß die Tourenzahl, weil a_3 treibt, mit einem kleineren Rade reduziert wird. Einfacher ist die Regel zu merken:

$$\frac{90 \times 19 \text{ (kleineres Rad)}}{21 \text{ (größeres Rad)}} = 81,4 \text{ Touren.}$$

2. Teil.

Die Bewegungen der Kette und Ware in der Längsrichtung.

Aus der Einleitung und an Hand der Abbildung Fig. 1 ist bereits bekannt, daß die Kette bei ihrem Gleiten über den Streichbaum und ihrer Führung durch das Geschirr und das Blatt eine Bewegung in der Längsrichtung macht. Nach der Verflechtung der Kette mit dem Schuß oder der Bildung des Gewebes geht die Bewegung über den Brustbaum weiter bis an den Warenbaum. Es besteht also ein inniger Zusammenhang zwischen dem Ablassen der Kette und dem Aufwickeln der Ware. Die Maßeinheit einer abgewickelten Kettenstrecke wird sich durch die Kreuzung mit den Schußfäden verkleinern, weil die Kette einwebt. Dieses Einweben ist ganz verschieden und schwankt zwischen 0 bis 12 und mehr Prozent. Die Florkette der Plüsch- oder Teppichgewebe usw. webt noch stärker ein und beträgt oft das Vielfache der Grundkette.

Es ist somit nicht möglich, das Ablassen der Kette und Aufwickeln der Ware innerhalb der Grenzen des vermutlichen Einwebens zu halten. Man hat deshalb solche Vorrichtungen getroffen, die das Einweben berücksichtigen, und die sich den verschiedenartigsten Garnen anpassen. Eine solche Anpassungsfähigkeit beim Ablassen der Kette und Aufwickeln der Ware ist auch deshalb nötig, weil die Dicke oder Stärke der Garne (insbesondere die der Streichgarne, Seidengarne) innerhalb einer bestimmten Feinheitsnummer oft stark schwankt und die Dicke des Gewebes ohne einen Ausgleich sehr ungleich sein würde.

Die Vorrichtungen zum Ablassen der Kette, welche auf das Einweben oder den ungleichmäßig gesponnenen Schuß Rücksicht nehmen, sind:

1. die Kettenbaumbremsen und
2. die negativen oder passiven Kettenbaumregulatoren.

Es gibt noch weitere Vorrichtungen, die sich aber dadurch von den vorher genannten unterscheiden, daß sie bei jeder Tour des Stuhles ein genau vorgeschriebenes Stück Kette abwickeln. Es sind dies die positiven (aktiven) Kettenbaumregulatoren.

Auch das Aufwickeln der Ware läßt sich in zwei verschiedenen Arten ausführen, nämlich:

- a) durch die negativen (passiven) Warenbaumregulatoren und
- b) durch die positiven (aktiven) Warenbaumregulatoren.

Von den angeführten Einrichtungen zum Ablassen der Kette oder Aufwickeln der Ware ist nicht jede Kombination praktisch ausführbar, das sei schon an dieser Stelle erwähnt, ohne vorher auf die Besprechung der Vorrichtungen einzugehen. So lassen sich positive Kettenbaumregulatoren nur unter eng begrenzten Verhältnissen mit positiven Warenbaumregulatoren verbinden, weil das Einweben der Kette vorher nicht bestimmt werden kann und auch jeder ungleichmäßig gesponnene Schuß, wie schon erwähnt, Schwankungen hervorruft. Eine Verbindung ist nach folgender Aufstellung möglich:

- | | | |
|--------------------------------------|---|---|
| 1. Negative Warenbaumregulatoren mit | { | 1. Kettenbaumbremsen,
2. negativen Kettenbaumregulatoren,
3. positiven „ |
| 2. Positive Warenbaumregulatoren mit | { | 1. Kettenbaumbremsen,
2. negativen Kettenbaumregulatoren,
3. positiven „ jedoch
nur in ganz besonderen Fällen. |

Die Ketten- oder Garnbäume.

Vor der Besprechung der Kettenbaumbremsen und -regulatoren sind die Kettenbäume zu erwähnen. Dieselben werden aus Holz oder Eisen verfertigt. Damit sich der hölzerne,

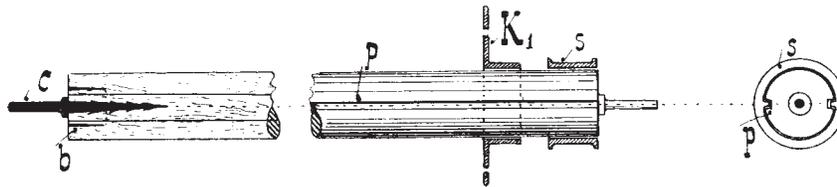


Fig. 47. Kettenbaum im Schnitt und in der Ansicht.

massive Baum nicht werfen kann, wird er aus mehreren Teilen, wie es die Schnittzeichnung Fig. 47 erkennen läßt, zusammengeleimt, die Enden mit einem eingekleiteten eisernen Ring b umschlossen und alsdann die Zapfen c hineingetrieben. Hierauf werden Zapfen und Baum auf der Drehbank rund ge-

dreht. Rechts in der Abbildung ist die Vollansicht des Baumes mit der Schnittzeichnung der Bremsscheibe s und der Garnscheibe K_1 wiedergegeben. p ist eine Längsnut, in der die Ansätze von s Führung haben. Mit solchen Ansätzen können auch die Garnscheiben versehen und dabei zugleich mit der Bremsscheibe verbunden sein. Eine so vereinigte Garn- und Bremsscheibe läßt sich in der Breite beliebig einstellen.

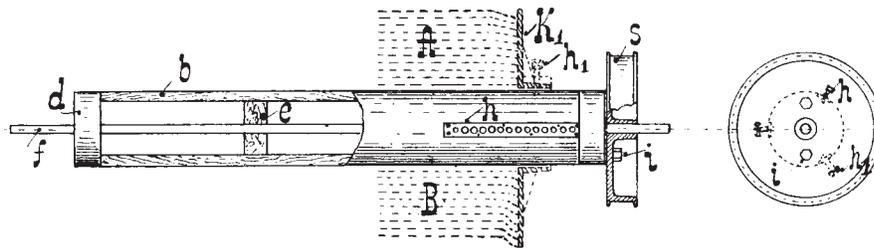


Fig. 48. Kettenbaum.

Wo die Garn- und Bremsscheiben getrennt sind, verwendet man auf die richtige Befestigung der Garnscheiben ebenfalls besondere Sorgfalt, damit sie senkrecht zur Achse des Baumes stehen und sich auch nicht verstellen können. Verschieben sich die Scheiben, so rutscht die Leiste zwischen Garnwicklung und Scheibe und verursacht Fehler und Aufenthalt beim Weben. Es ist außerordentlich schwierig,

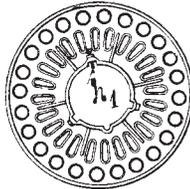


Fig. 49.

solche Schäden tadellos auszubessern. Schiefgestellte Garnscheiben haben zur Folge, daß der Kettenbaum beim Aufbäumen auf der einen Seite zu hohe und auf der andern zu niedrige Wicklungen, d. h. ungleiche Radien erhält. Nebensächlich sei noch angeführt, daß die Leisten nicht zu niedrig gebäumt sein dürfen, nicht so, wie es die punktierten Linien, Fig. 48, in A zeigen, aber auch nicht zu hoch, wie in B. Uebrigens würde sich bei einer schiefgestellten Garnscheibe K_1 der oben genannte Uebelstand so vereinigt finden, wie es eben gezeigt ist, Fig. 48.

Demnach gewinnen die Vorrichtungen zum Feststellen der Garnscheiben besonderes Interesse. Die genannte Abbildung, Fig. 48, zeigt einen Garnbaum mit eingelassenen und mit Bohrungen versehenen Schienen h , die am Umfange an drei Stellen angebracht sind. Die Flanschen der Scheiben tragen

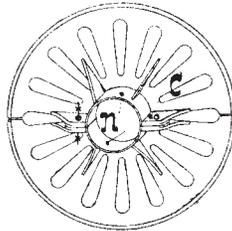


Fig. 50.

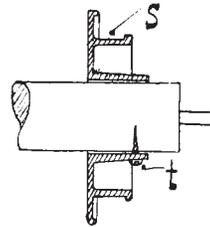


Fig. 51.

Stellschrauben h_1 . Mit h_1 wird K_1 an h festgestellt, siehe Stirnansicht. Die nächste Abbildung, Fig. 49, gibt die Vollansicht einer Garnscheibe mit h_1 wieder.

Uebrigens ist über Fig. 48 noch zu bemerken, daß der Kettenbaum hohl ist. Auf einer an den Enden als Zapfen f hervortretenden Welle sind die eisernen Kopf-

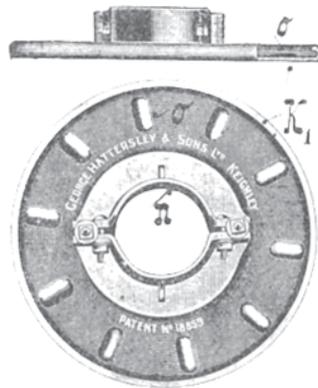


Fig. 52.

oder Sternscheiben d und, in geeigneten Abständen verteilt, die hölzernen Scheiben e befestigt und letztere mit Holzsegmentteilen b umkleidet, wobei die Enden von b in d gesteckt sind. Auf die Zapfen f werden die Garnscheiben S geschoben und an d mit i verschraubt. Nach Lösen von i kann die Bremscheibe s für f als Lager dienen, eine Vorrichtung, die einseitig dann an Buckskinstühlen gewählt wird, wenn es

sich um das Weben sehr leichter Waren handelt (siehe Band- und Muldenbremsen).

Nach dieser Zwischenbemerkung müssen die Garnscheiben noch näher besprochen werden, wie sie in Fig. 50, 51 und 52 gezeigt sind. Erstere Abbildung, Fig. 50, läßt eine geteilte Scheibe aus Gußeisen erkennen; n ist die Nabe mit Verstei-

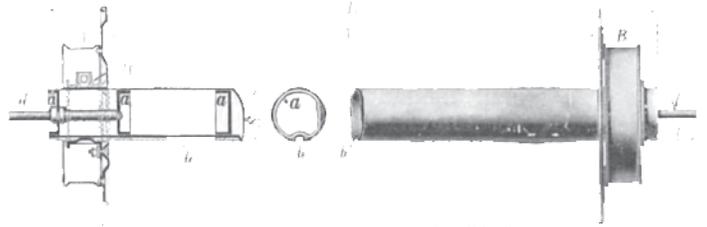


Fig. 53. Kettenbaum aus Stahlblech.

fungsrippen. Durch C werden Schraubenbolzen gesteckt und dadurch beide Scheibenhälften verbunden und zugleich durch Andrehen der Schraubenmutter auf dem Baum festgeklemmt. Die vereinigte Garn- und Bremscheibe s, Fig. 51, wird durch Schrauben t mit dem hölzernen Baum verbunden, so daß sich s weder drehen, noch in irgendeiner Weise verstellen kann, was mit den Klemmscheiben, Fig. 50, nur unvollkommen erreicht wird. Man ist im letzteren Falle nur zu oft gezwungen, vor der Flansche Nägel in den Baum zu treiben und dadurch ein Ver-



Fig. 54.

stellen zu vermeiden. Mit Klemmflanschen n ist auch die in Fig. 52 abgebildete und aus Stahlblech gefertigte Scheibe K_1 versehen. Es ist eine Konstruktion der Firma Hattersley & Sons, wobei die Ränder umgebogen und die Scheiben in O mit Auspressungen versehen sind, so daß eine wesentliche Versteifung erreicht worden ist.

Die Firma Tourtellier & Fils in Mülhausen i. E. baut Kettenbäume aus $1\frac{1}{2}$ bis 2 mm starkem Stahlblech, Fig. 53 und 54. a sind Versteifungsbödchen (Scheiben mit Rand), d die Zapfen und A B Stahlblechscheiben, welche zugleich als Bremscheiben ausgebildet sind. n sind Klemmflanschen, siehe auch die Abbildung Fig. 55. b ist die Keil- oder Längsnut, Fig. 54. Die

Bäume zeichnen sich durch ihr leichtes Gewicht in Verbindung mit großer Stabilität aus.

Die eisernen, aus Rohr (z. B. Mannesmannrohr) verfertigten Bäume sind viel im Gebrauch. Sie sind schwerer als die hölzernen und die aus Stahlblech verfertigten, dafür aber außerordentlich widerstandsfähig, so daß sich die Brems- und Garnscheiben mit Stellschrauben in jeder Lage gehörig festklemmen lassen. Die Enden der eisernen Bäume bleiben offen, oder man schließt sie mit Scheiben. Diese Scheiben haben oft vierkantige Oeffnungen, durch die eine vierkantige Welle gesteckt wird. Die Welle ist mit Bremsscheiben oder Schneckenrädern versehen, so daß man imstande ist, mehrere Kettenbaumteile auf der Welle zu vereinigen.

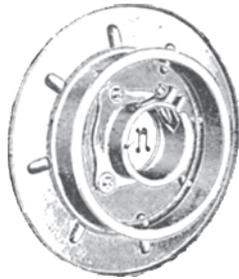


Fig. 55.

Uebrigens baut man auch hölzerne Kettenbäume mit einer durchgehenden vierkantigen Oeffnung. In diese wird ebenfalls eine vierkantige, an den Enden mit einem Schneckenrade (an Stelle der Bremsscheibe) versehene Welle geschoben. Die Welle tritt an beiden Seiten des Baumes als Zapfen hervor.

Für die Befestigung oder Verbindung der Kette mit dem Kettenbaum gibt es verschiedene Arten. Bekannt ist schon die Längsnut p, Fig. 47, oder b, Fig. 53 und 54. Quer zur Nut legt man, in ganzer Breite gleichmäßig verteilt, die Kette und klemmt sie durch eine eiserne oder hölzerne Rute fest, so daß die Rute mit dem Umfang des Kettenbaumes eine gleiche Höhe hat.

Die eisernen Kettenbäume, Fig. 69, haben in Abständen von 10, 15—20 cm Bohrungen t mit Einschnitten. Man knotet die Kettenteile zusammen, schiebt den Knoten in die Bohrung t und zieht den Kettenteil in die Einschnitte, so daß der Knoten im Innern des Baumes festgeklemmt ist.

Handelt es sich um wertvolleres Material, so webt man die Kette bis dicht hinter dem Geschirr auf, was mit der vorher besprochenen Befestigungsart nicht möglich ist, weil sonst

die Verbindung zwischen Baum und Kette aufgehoben wird. Bei den Ruten läßt man mindestens noch eine, evtl. zwei Umwicklungen auf dem Baum. In der Herrenstoffweberei usw. ist es üblich, auf den Kettenbaum Leinenstoff usw. in normaler Webbreite zu nageln. Das Leinen ist so lang, daß auf dem Baum mindestens noch $\frac{1}{2}$ oder besser 1–2 Wicklungen enthalten sind, wenn das eine Ende an das Geschirr reicht. In das Leinen näht man eine Rute und bindet daran in gewissen Abständen haltbare Schnüre. Mit diesen Schnüren wird die eiserne Rute, auf welche die Kette geschoben ist, verbunden. Es ist teilweise auch üblich, die Schnüre ohne Vermittlung der Rute an dem Leinen zu befestigen.

Wickelt man ein solches Leinen mit Ruten auf den glatten Baum, so wird er etwas unrund, was sich dadurch vermeiden läßt, daß der Baum mit einer bekannten Längsnut versehen und die Länge des Leinens so abgemessen wird, daß die Ruten gerade auf die Nut zu liegen kommen. Das Leinen preßt sich so in die Nut, daß die darüberliegenden Ruten keine Erhöhung bilden.

An Stelle des Leinens kann man, was allerdings sehr unzweckmäßig ist, Schnüre nehmen, die Enden mit einem Knoten versehen und dann in die Bohrungen t, Fig. 69, stecken. Oder man bohrt in hölzerne Kettenbäume in gewissen Abständen Vertiefungen, treibt Haken hinein und hängt daran die Schnüre oder evtl. auch die zu Knoten vereinigten Kettenteile.

Die Kettenbaubremsen.

Das Anschlagen der Schuffäden an das Warenende verlangt eine regulierbare Kettenspannung, damit sich der Stoff lose oder fester weben läßt. Die Kettenspannung ist abhängig von dem Widerstand, welcher der Drehung des Kettenbaumes durch das Bremsen entgegengesetzt wird. Weil es nun Gewebe von den leichtesten bis zu den schwersten Qualitäten gibt, und weil die Technik der Weberei oft besondere Anforderungen stellt, so hat man die verschiedensten Arten von Bremsen konstruiert. Nach ihrer Konstruktion unterscheidet man:

- a) Seilbremsen für leichte bis mittelschwere Waren,
- b) Kettenbremsen, hauptsächlich für schwere Waren,
- c) Backenbremsen für leichte und mittelschwere, selten schwere Waren,
- d) Bandbremsen für mittelschwere und schwere Waren,
- e) Mulden- und Bandbremsen für mittelschwere und schwere Waren,
- f) Bremsen für Band- und Plüschwebereien.

Es ist natürlich, daß der mit Kette bewickelte Baum seinen Durchmesser beim Weben fortwährend verändert, weil Garn abgelassen wird. Fig. 56 zeigt den voll bewickelten Kettenbaum mit dem Durchmesser a , und Fig. 57 den leeren oder abgewebten, dessen Durchmesser a_1 ist. Weil die Kettenspannung

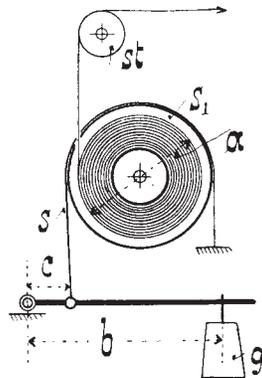


Fig. 56.

in beiden Verhältnissen gleich bleiben muß, so ist das Bremsgewicht g beim Weben fortwährend zu verschieben. Es führt daher auch die Bezeichnung Laufgewicht. Aus der Hebellänge b , Fig. 56, wurde schließlich b_1 , Fig. 57. Es besteht also:

$$a : a_1 = b : b_1.$$

Ist $a = 60$ cm, $a_1 = 24$ cm, $b = 80$ cm, so erhält man für b_1

$$\frac{80 \cdot 24}{60} = 32 \text{ cm}$$

Mit dem Kettenbaumdurchmesser verändert sich somit in demselben Verhältnis auch die Hebellänge des Laufgewichts.

An dieser Stelle müssen noch einige wichtige Bemerkungen über die Bremsreibung gemacht werden, um zeigen zu können, wodurch oft Fehler entstehen. Aus den vorhergehenden Erklärungen ist bekannt, daß es verschiedene Arten von Kettenbaumbremsen gibt. Bei einer Seilbremse tritt die Reibung z. B. zwischen einem Hanfseil und Eisen auf, bei andern Bremsen zwischen Wollfilz und Eisen, weiter zwischen Eisen und Eisen oder Holz und Eisen, auch zwischen Leder und Eisen.

Nun sagt ein bekannter Lehrsatz: Die Reibung ist dem Drucke direkt proportional, d. h. je größer die Last, um so größer die Reibung. Wird z. B. ein glatter Eisenblock auf eine horizontale, glatte eiserne Schiene gelegt, so bedarf es zur Fortbewegung des Eisenblockes durch Ziehen an einem Seile einer Kraftaufwendung. Das Seil könnte über eine Rolle ge-

führt und dann an dem herabhängenden Seilende das zur Fortbewegung des Eisenblockes nötige Gewicht gehängt werden. Das Gewicht des Eisenblockes sei z. B. 444,44 kg = N und das Gewicht zur Fortbewegung bzw. zur Haltung desselben im Gleichgewicht 80 kg = R, so erhält man

$$\frac{R}{N} = f$$

Mit f bezeichnet man allgemein den Reibungskoeffizient. Derselbe ist hier

$$\frac{80}{444,44} = 0,18$$

Es gibt folgende Koeffizienten für gleitende Reibung:

1. Seil auf Holz = f = 0,33—0,50;
2. Seil auf Eisen = f = 0,30;
3. Holz auf Eisen = f = 0,40—0,42;
4. Wollfilz auf Eisen = f = 0,30;
5. Eisen auf Eisen = f = 0,18; wie oben berechnet.

Wird die eiserne Schiene geölt, so sinkt der Reibungskoeffizient auf 0,07—0,08, und das Gewicht R kann wesentlich leichter sein, hier

$$R = f \cdot N = 0,07 \times 444,44 = 30 \text{ kg.}$$

So kann es vorkommen, daß die Reibfläche von Holz auf Eisen durch den beim Weben abfallenden Staub usw. verun-

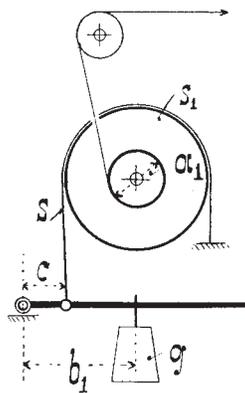


Fig. 57.

reinigt wird und der Koeffizient von 0,42 auf 0,18 sinkt. Man begreift ohne weiteres, daß bei einer solchen Bremse oder überhaupt bei allen Bremsen jede Verunreinigung und Witterungseinflüsse auf den Reibungskoeffizient und dadurch auch auf die Kettenspannung von großer Bedeutung sind, und daß dann die

Veränderungen in der Schußdichte ihre einfache Erklärung finden.

a) Die Seilbremsen.

Es lassen sich hier unterscheiden erstens Seilbremsen mit Hebel- und Gewichtsbelastung und zweitens nur mit Gewichtsbelastung.

Was unter einer Seilbremse der ersten Art zu verstehen ist, wurde bereits an Hand von Fig. 1 usw. erklärt. Das Seil wird $2\frac{1}{2}$ mal, höchstens $3\frac{1}{2}$ mal entweder direkt um den Kettenbaum oder um eine mit ihm verbundene Bremsscheibe oder einen Bremsmuff (sehr kleine Bremsscheibe) geschlungen. Bei

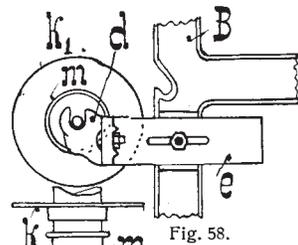


Fig. 58.

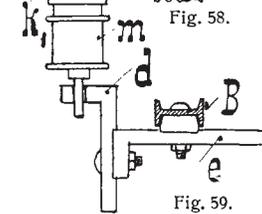


Fig. 59.

Kettenbaumlagerung.

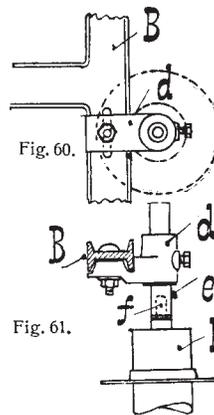


Fig. 60.

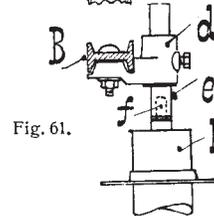


Fig. 61.

Kettenbaumlagerung.

mehr Wicklungen wird das Seil leicht durch die Drehung des Kettenbaumes mitgenommen und dadurch der Bremshebel gehoben.

Die Lagerung des Kettenbaumes geschieht entweder direkt in dem Stuhlgestell, Fig. 6 und 7, oder es werden, wenn es in dem Stuhl an Platz fehlt, besondere Lagerböcke angeschraubt. Fig. 58 zeigt das Gestell B mit dem zweiteiligen verstellbaren Bock in der Seitenansicht und die von Fig. 59 in der Ansicht von oben. e ist mit B verschraubt und d durch die Verbindung mit e in der Breite beliebig einstellbar. Es können also verschieden lange Kettenbäume Verwendung finden. Eine ähnliche Einrichtung ist in Fig. 60 und 61 wiedergegeben, nur ist das Lager e als Bolzen, in d verstellbar, ausgebildet. Der Zapfen f des Kettenbaumes k ist in e hineingeschoben.

Wenn es nötig ist, mit zwei oder mehreren Kettenbäumen zu arbeiten, so lagert man die Bäume entweder nach der Anordnung von Fig. 62 oder nach Fig. 63. Die erstere Art setzt

voraus, daß im Stuhlgestell Platz genug ist, die Bäume aufnehmen zu können. Sonst wendet man Lagerböcke an. Die Anordnung von Fig. 63 wird oft an Frottiertuch- und Dreher-

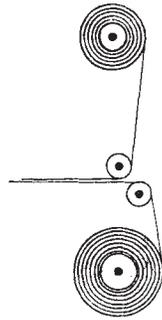


Fig. 62.

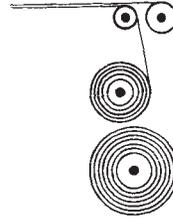


Fig. 63.

webstühlen, teilweise auch an Ruten- und Teppichwebstühlen genommen.

Die Verbindung des Seiles mit dem Bremshebel ist noch beachtenswert. Die Hinteransicht vom Teile eines Webstuhles in

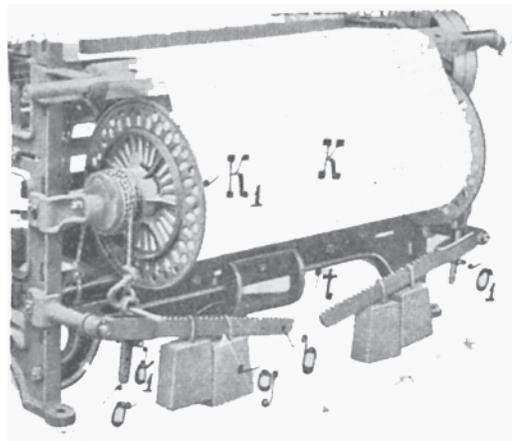


Fig. 64. Seilbremse.

Fig. 64 läßt deutlich erkennen, daß das eine Seilende direkt mit der Stuhltraverse t verknüpft und das andere an dem Stellisen o befestigt ist. Soll der im vorliegenden Falle mit zwei Gewichten belastete Bremshebel b in die annähernd horizontale Lage gebracht werden, so versetzt man in dem unteren Teile von o den Stift o_1 . o kann unten auch als Schraubenbolzen

ausgebildet sein und durch eine Schraubenmutter in der Höhe eingestellt werden. Ferner kann der Bremshebel, wie in Fig. 65, oben und unten mit Einkerbungen versehen sein. Die oberen halten das Bremsgewicht und die unteren gestatten eine Aenderung in der Hebellänge vom Drehpunkte bis an o.

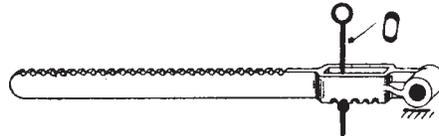


Fig. 65.

Fig. 66 gibt eine Seilbefestigung wieder, die ein sehr bequemes Einstellen des Bremshebels gestattet. r ist eine an dem Muff a des Bremshebels b befestigte Rolle und r_1 ein Sperrrad mit der Klinke n . Setzt man einen Schlüssel auf die vierkantige Verlängerung r_2 des Sperrades r_1 oder der Rolle r , so läßt sich das Seil s auf- oder (nach Lösen der Klinke) leicht abwickeln.

Die Seilbremsen ohne Hebelarm, also nur mit Gewichtsbelastung, finden hauptsächlich an Seidenwebstühlen und in solchen Fällen Verwendung, wo der Kettenbaum durch das Oeffnen und Schließen des Faches oder auch durch den Ladenanschlag eine spielende Bewegung machen muß. Bei der Fachöffnung wird der Garnbaum etwas Kette ab- und beim Schließen wieder aufwirbeln, so daß die Kette fortwährend gespannt bleibt. Das Seil darf nicht so viele Wicklung um die Bremsscheibe machen, daß es beim Weben mitgenommen wird; es muß dem Ketten-

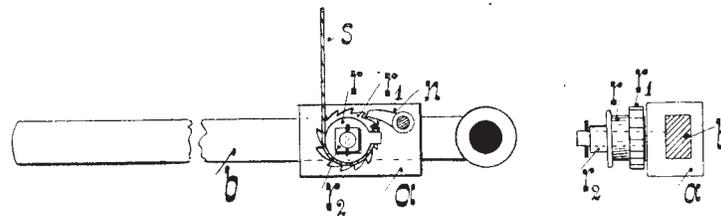


Fig. 66. Seilbefestigung am Bremshebel.

baum im Augenblick des Ladenanstrages eine kleine, ruckweise Drehung gestatten. Nach der Einrichtung für Seidenwebstühle von Fig. 67 ist das Seil s $1\frac{1}{2}$ mal um den Kettenbaum k geschlungen. Quer über den Stuhl geht der Gewichtsbalken b und wird ebenso auf der entgegengesetzten Stuhlseite von dem Seil s getragen. Um die nötige Kettenspannung zu erreichen, muß b durch g belastet werden. Das an dem anderen

Seilende hängende Gegengewicht C ist in geeigneter Schwere zu wählen, C berührt fast den Fußboden und wird, wenn es zu schwer ist, beim Ladenanschlag aufstoßen und die Bremsung des Seiles an dem Kettenbaum lockern.

Nach der Anordnung von Fig. 68 fällt der Balken b weg. Das Seil ist mit dem Bolzen a verbunden, und die Gewichte b, die scheibenförmig ausgebildet sind, lassen sich in größerer

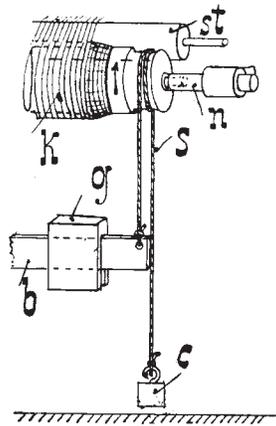


Fig. 67. Seilbremse an Seidenwebstühlen.

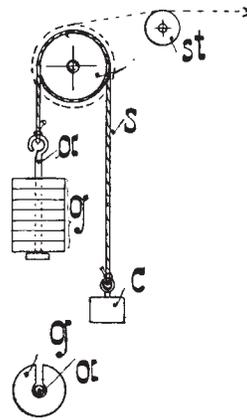


Fig. 68.

Anzahl je nach der nötigen Kettenspannung so auf a setzen, daß sie mit dem Bolzen ein Ganzes bilden.

Man kann die an Hand von Fig. 67 und 68 beschriebenen Bremsen auch als schwebende bezeichnen, weil die Gewichte frei hängen, d. h. bei richtiger Ausbalanzierung gegen keinen festen Teil stoßen.

b) Kettenbremsen.

Wird das Seil durch eine eiserne Kette ersetzt, so entsteht eine Kettenbremse, Fig. 69. Gewöhnlich wird die Kette

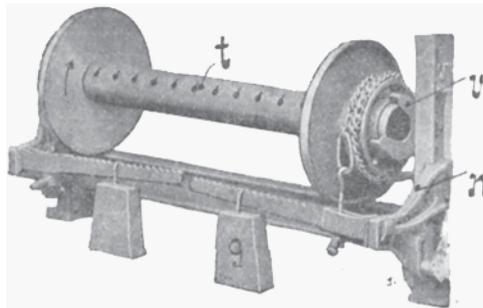


Fig. 69. Kettenbremse.

$1\frac{1}{2}$ mal um die Bremsscheibe geschlungen und dann in ähnlicher Weise, wie es bei den Seilbremsen erwähnt wurde, befestigt. Die Abbildung läßt die Lagerung des eisernen Baumes in v deutlich erkennen, ebenso die Form des Bremshebels und seine Lagerung in n. Der die Kette mit dem Bremshebel verbindende Schraubenbolzen trägt unten eine mit der Hand leicht drehbare Flügel-Mutter.

Anwendung finden die Kettenbremsen in Leinen- und Jutewebereien. Sie haben den Vorteil, daß sie eine starke Bremsung gestatten, den Nachteil, leicht eine unegale Ware zu liefern, weil jede Verunreinigung der Bremsfläche eine Aenderung in der Kettenspannung hervorruft. Dieser Nachteil wird jedoch durch die Verbindung mit einem positiven Warenbaumregulator kompensiert.

c) Backenbremsen.

Eine an leichten englischen Stühlen Verwendung findende Backenbremse zeigt Fig. 70. Der Kettenbaum (ohne Zapfen) ist mit dem eisernen Bremsring e auf den beiden Backen v gelagert. Die Backe w wird durch a, b, c und d mit Hilfe

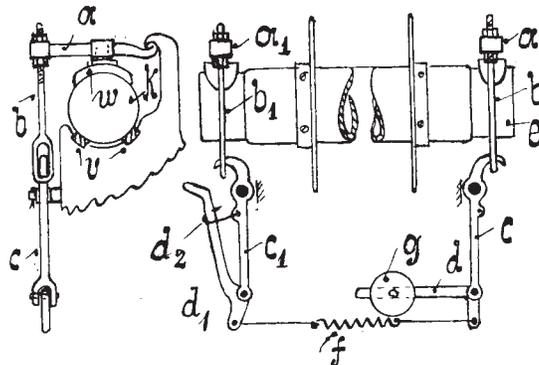


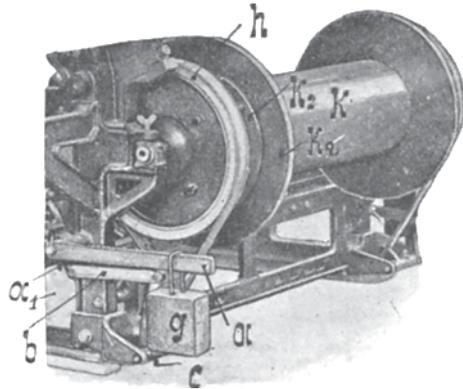
Fig. 70. Backenbremse.

des Gewichts g auf den Bremsring e gepreßt und dadurch der Kettenbaum gebremst. Das Gewicht g, das auf d befestigt ist, drückt durch die Verbindung mit F zugleich auf d_1 , c_1 , b_1 und a_1 . Um den Kettenbaum von dem Bremsdruck zu befreien und ihn mit der Hand leicht drehen zu können, braucht man den Hebel d_1 , der durch den Haken d_2 mit c_1 verbunden ist, nur zu lösen. Das Gewicht g kommt dann aus dem Gleichgewicht und fällt auf den Fußboden. Hebt man es jetzt mit der Hand auf, so ist jeder Bremsdruck beseitigt.

d) Bandbremsen.

Eine Bandbremse, wie sie von der Sächs. Webstuhlfabrik an ihren Leinenstühlen zum Weben von Planen- und schweren

Sackstoffen verwendet wird, zeigen die Abbildung Fig. 71 und 72. An dem Kettenbaum k ist die Bremsscheibe k_1 in ähnlicher Weise befestigt, wie es an Hand von Fig. 48



erklärt wurde. Fig. 71 zeigt die hölzerne Garnscheibe k_2 mit der eisernen Flansche k_2 . Die eiserne Bremsscheibe k_1 ist mit Holz h bekleidet. s ist ein Stahlband, das in s_1 , Fig. 72,

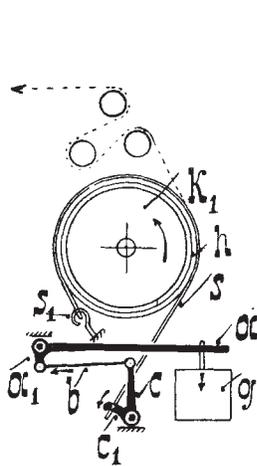


Fig. 72. Bandbremse.

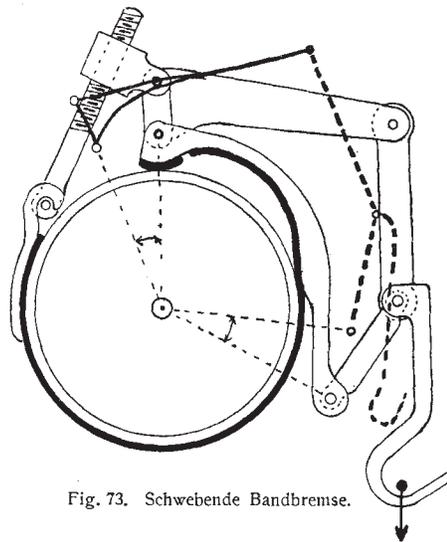


Fig. 73. Schwebende Bandbremse.

an einem verstellbaren Haken und in c_1 an einem Hebel befestigt ist. g wirkt in der Pfeilrichtung auf a (Fig 71 und 72), dadurch auf a_1 und durch die Verbindung b weiterhin auf c , c_1 . Um die Kettenspannung noch mehr zu erhöhen, wird die

Kette oberhalb des Baumes über drei eiserne Streichriegel geführt, Fig. 72.

Eine schwebende Bandbremse nach dem D. R.-P. 157253, die praktisch gute Erfolge hatte, ist in Fig. 73 abgebildet. Die punktiert gezeichneten Hebel und Hakenstellungen lassen die Wirkungsweise erkennen. Geht der mit einem Pfeil bezeichnete und das Bremsgewicht aufzunehmende Haken zu hoch, so rutschen die Bremssteile zurück.

e) Mulden- mit Bandbremsen, Strickbremsen und Kettenbremsen.

Eine an Buckskinstühlen meistens angewendete Bremse ist die sogenannte Band- und Muldenbremse von Fig. 74 (Seiten-

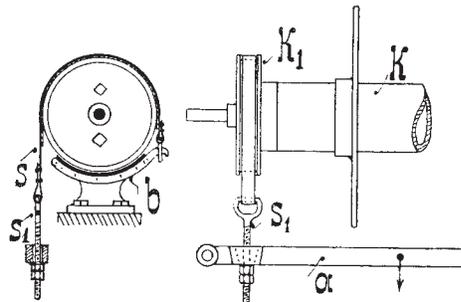


Fig. 74. Band- und Muldenbremse.

und Vollansicht). Die Bremsscheibe k_1 , die in dem muldenförmigen Gußstück b ruht, wird von dem Bremsbande s $\frac{1}{3}$ mal umspannt. s ist an b befestigt und durch s_1 mit dem Bremshebel a verbunden. Sowohl die Mulde b wie auch das Stahl-



Fig. 75.



Fig. 76.

band s sind mit Filz oder Leder belegt, so daß eine Reibung zwischen der eisernen Bremsscheibe und dem Wollfilz (oder Leder) entsteht. s_1 ist ein Schraubenbolzen, dessen obere Oese das umgelegte und dann vernietete Stahlband aufnimmt, wo-

gegen das untere Ende durch eine Schraubenmutter in dem Bremshebel einstellbar ist. Fig. 75 gibt ein Stahlband mit den zur Befestigung des Wollfilzes dienenden Nieten *n* und Fig. 76 eine Strickbremse wieder. In diesem Falle ist das Stahlband durch eine größere Anzahl von Stricken *s* (Seilen), die nebeneinander gelegt sind, ersetzt worden. Beim Weben schützt man zweckmäßig sowohl die Stahlband- wie auch die Strickbremse gegen die Einwirkung von Staub oder Oel durch übergelegte Tuchstreifen usw.

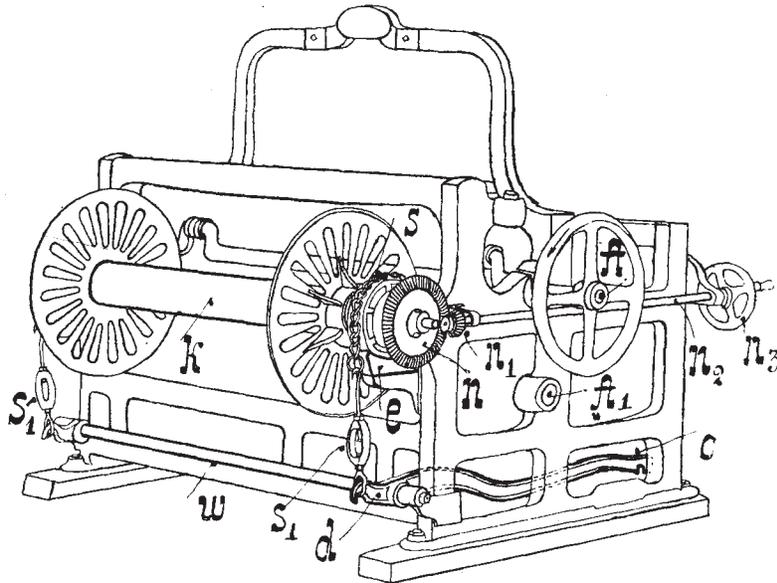


Fig. 77. Vereinigte Ketten- und Muldenbremse.

In Fig. 77 ist eine Muldenbremse in Verbindung mit einer Kette wiedergegeben, wie sie zum Weben von Jutestoffen Verwendung findet. Das bekannte Stuhlgestell mit Welle *A* und dem Lager für *A*₁ ist mit einer Bremsmulde *e* ausgerüstet. Auf *e* ruht *k*, und über die Bremscheibe ist die Kette *s* gelegt und mit *s*₁ in *d* eingehakt. Die Querwelle *w* verbindet beide Seiten, so daß nur *c* angehoben zu werden braucht, um auf beiden Seiten eine Bremsung hervorzurufen. Das Anheben von *c* geschieht mit Hilfe geeigneter Hebel, die sich vom Standpunkte des Webers leicht umsteuern und senken lassen, so daß der Bremsdruck aufgehoben ist. Mittelst der Handkurbel *n*₃, der Welle *n*₂ und der Kegelräder *n*₁, *n* kann der Kettenbaum vor- oder rückwärts gedreht werden.

f) Bremsen und Kettenfädenspannvorrichtungen für Band-, Sammet- und Plüschwebereien usw.

In der Band-, Plüsch- und Teppichweberei werden die Poilfäden von einer größeren Anzahl Spulen oder Rollen abgelassen. In der Regel sind hierbei Scheibenspulen in Benutzung. Ob nun Fadengruppen oder einzelne Fäden abgewickelt werden, ist abhängig von der Gewebeart. Handelt es sich z. B. um Bildgewebe mit gezogenem oder geschnittenem Plüsch usw., so wird man die Pol- (Poil-) fäden von den Spulen meistens einzeln ablaufen lassen. Auch sei an dieser Stelle in der Buckskinweberei an die Drapéstoffe erinnert, bei denen man die Leistenfäden zweckmäßig für sich und länger als die Kette schert. Man wickelt sie dann auf ein Knäuel oder ebenfalls auf Scheibenspulen.

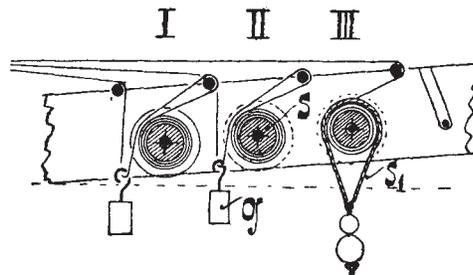


Fig. 78. Poilfädenspannvorrichtung.

In den genannten Fällen handelt es sich um das Ablassen der Kettenfäden von den Spulen mittelst Vorrichtungen, die von den bisher besprochenen abweichen. Allgemein bekannt dürfte die Vorrichtung von Fig. 78 für Plüsch-, Sammet- oder Teppichweberei sein. Die Scheibenspulen sind in einem etwas schräge gestellten Rahmen so auf Stiften gelagert, daß sie sich leicht herausnehmen lassen. In I und II wird die Spule durch den Kettenfaden selbst gebremst, weil der Faden von der Spule s über einen Draht, um den Haken des Gewichts g und dann wieder über einen Führungsdraht geht. In III wird die Spule durch die Schnur s_1 , die unten mit zwei kleinen Bleigewichten belastet ist, gebremst. Der Kettenfaden muß kräftig genug sein, daß er sich bei einer Klemmung unter der Schnur herausziehen läßt.

Fig. 79 läßt den Rahmenbau eines Bandwebstuhles teilweise erkennen. Die von den Spulen I ablaufenden Fäden gehen über das sog. Gerölle a, b, a_1 und dazwischen um die Rollen der Spangewichte g und g_1 . g besteht aus einzelnen, bereits bekannt gewordenen Gewichtsscheiben. Die Kettenfäden laufen nun von a_1 um die Glasstäbe C und gehen dann durch das

Geschirr. Die Spulen sind auf konische Stifte *d* aufgesteckt und lassen sich von diesen mit der Hand leicht lösen, damit Garn abgelassen werden kann. An Stelle der konischen Stifte verwendet man auch Stifte mit Schraubengewinde an der Spitze und klemmt die Spulen mit einer Flügelschraube fest, oder die Spulen haben an der dem Rahmen zugekehrten Seite Einbohrungen. Dann greift ein Stift, der in dem Rahmen befestigt ist, zum Festhalten der Spule in die Einbohrung.

Die Scheibenspulen in II (Fig. 79) unterscheiden sich von I nur dadurch, daß sie in anderer Richtung gelagert sind.

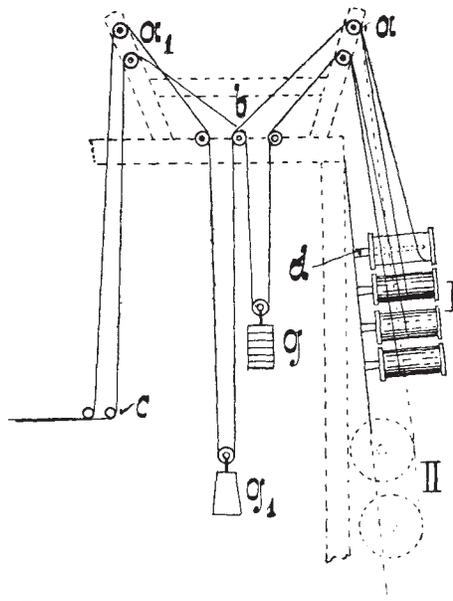


Fig. 79. Kettenspannvorrichtung an Bandwebstühlen.

Nach der besprochenen Einrichtung muß die Kette stets mit der Hand nachgelassen werden, was immer zeitraubend ist. Man hat deshalb auf Mittel gesonnen und eine große Anzahl Vorrichtungen zum selbsttätigen Nachlassen der Kette gebaut. In Fig. 80 und 81 sind einige solcher Einrichtungen erwähnt. In Fig. 80 ist es der Hebel *h*, der sich infolge der Belastung durch *g* bremsend gegen die Scheibe *s*₁ der Spule *s* legt. Von *s* geht die Kette über das Gerölle und dann um die Rolle des Spannungsgewichts *g*. *g* ist durch *i* mit der Rolle verbunden. Ist zu wenig Kette abgelassen, so hebt sich *i*, *g* und damit auch der linke Hebelarm von *h*, sodaß die Bremsung aufgehoben ist und sich die Kette abwickeln kann, bis das Gewicht *g* tief genug gesunken ist und eine aber-

malige Bremsung durch h hervorruft. Die Scheibe s_1 kann dabei auch mit Einkerbungen versehen sein.

In Fig. 81 ist eine Vorrichtung mit einer über die Spule s , die seitlich eine Rillenscheibe hat, gehenden Bremsschnur s_1 abgebildet. Der Kettenfaden geht um die Rolle a , die an dem Hebel h gelagert ist, und dann über b wieder nach unten. Infolge der Spannung des Fadens kann sich a heben. Durch die Befestigung von s_1 an dem ungleich langen Hebel h , h_1 wird erreicht, daß die Bremsung nicht stoßweise vor sich geht, weil die Spule beim Bremsen durch das sich senkende Gewicht g nicht plötzlich angehalten werden kann.

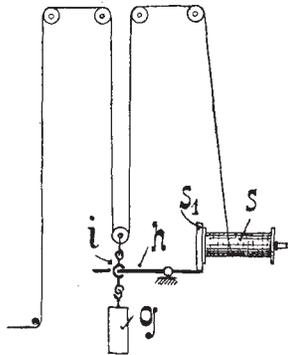


Fig. 80.

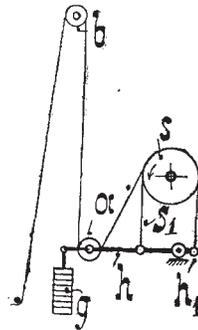


Fig. 81.

Auf weitere Besprechungen zum selbsttätigen Ablassen der Kettenfäden durch Bremsung an Bandwebstühlen soll an dieser Stelle verzichtet werden; die Regulatoren finden später Erwähnung.

Zum Ablassen der für Drapéstoffe einzeln zu scherenden Leiste findet vielfach eine ähnliche Einrichtung Anwendung, wie sie an Hand von Fig. 79 beschrieben ist.

Kettenbaumbremsen mit selbsttätiger Regulierung.

Aus der vorhergehenden Erklärung ist bekannt, daß sich die Hebellängen der Bremsgewichte wie die Durchmesser der mit Garn bewickelten Kettenbäume verhalten. Die Berechnung an Hand der Fig. 56 und 57 ergab:

$$a : a_1 = b : b_1.$$

Theoretisch braucht man demnach nur die Laufgewichte in dem Verhältnis der sich ändernden Kettenbaumdurchmesser zu verschieben. Indessen ergeben sich praktisch doch Abweichungen von diesem Verhältnis. Beobachtet man z. B. eine

malige Bremsung durch h hervorruft. Die Scheibe s_1 kann dabei auch mit Einkerbungen versehen sein.

In Fig. 81 ist eine Vorrichtung mit einer über die Spule s , die seitlich eine Rillenscheibe hat, gehenden Bremsschnur s_1 abgebildet. Der Kettenfaden geht um die Rolle a , die an dem Hebel h gelagert ist, und dann über b wieder nach unten. Infolge der Spannung des Fadens kann sich a heben. Durch die Befestigung von s_1 an dem ungleich langen Hebel h , h_1 wird erreicht, daß die Bremsung nicht stoßweise vor sich geht, weil die Spule beim Bremsen durch das sich senkende Gewicht g nicht plötzlich angehalten werden kann.

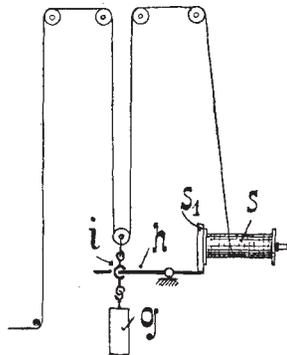


Fig. 80.

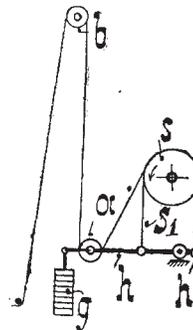


Fig. 81.

Auf weitere Besprechungen zum selbsttätigen Ablassen der Kettenfäden durch Bremsung an Bandwebstühlen soll an dieser Stelle verzichtet werden; die Regulatoren finden später Erwähnung.

Zum Ablassen der für Drapéstoffe einzeln zu scherenden Leiste findet vielfach eine ähnliche Einrichtung Anwendung, wie sie an Hand von Fig. 79 beschrieben ist.

Kettenbaumbremsen mit selbsttätiger Regulierung.

Aus der vorhergehenden Erklärung ist bekannt, daß sich die Hebellängen der Bremsgewichte wie die Durchmesser der mit Garn bewickelten Kettenbäume verhalten. Die Berechnung an Hand der Fig. 56 und 57 ergab:

$$a : a_1 = b : b_1.$$

Theoretisch braucht man demnach nur die Laufgewichte in dem Verhältnis der sich ändernden Kettenbaumdurchmesser zu verschieben. Indessen ergeben sich praktisch doch Abweichungen von diesem Verhältnis. Beobachtet man z. B. eine

Band- und Muldenbremse, wie sie für Buckskinstühle üblich ist, so findet man, daß der vollbewickelte Baum bei jedem Ladenanschlag eine entsprechende Drehung erhält; bei einem fast leergewebten Baum sieht man außer der Drehbewegung fast jedesmal ein kleines Heben aus der Mulde. Hier übt also das Gewicht des beim Ladenanschlag angehobenen Kettenbaumes (außer der Bremsung) einen Einfluß auf die Schußdichte aus. Der vollbewickelte Baum hat natürlich ein größeres Gewicht als der leere, und sein Durchmesser überragt weit den der Bremsscheibe, bei einem leeren ist es umgekehrt. Diese Verhältnisse sind bei dem geschilderten Arbeitsvorgang nicht ohne Einfluß. Wenn ein Kettenbaum mit seinen Zapfen fest gelagert ist, so kann er sich selbstverständlich nicht heben. Aber das Beharrungsvermögen oder der Trägheitszustand der Masse eines bewickelten Kettenbaumes von 500 cm ist bedeutend größer als bei einem leeren von 200 cm. Es folgt daraus, daß im ersten Falle jeder Ladenanschlag das ganze Gewicht des Kettenbaumes in Bewegung setzen muß und im zweiten außer dem allerdings geringen Beharrungsvermögen des Baumes auch noch die Zapfenreibung (weil sich der Baum nicht heben kann) zu überwinden ist. Die Regulierung für die Schußdichte durch das Bremsen mit dem Laufgewicht kann demnach nicht genau in dem Verhältnis des sich ändernden Kettenbaumdurchmessers geschehen.

Die Kettenbaumbremsen mit selbsttätiger Regulierung sind so eingerichtet, daß ein Versetzen des Laufgewichts mit der Hand überflüssig sein soll. An geeigneter Stelle ist deshalb ein sogenannter Differentialhebel eingesetzt. Eine mit dem Umfange des Kettenbaumes in Berührung stehende Fühlrolle sorgt dafür, daß sich die Länge des Differentialhebels in dem gleichen Verhältnis verändert, wie der Durchmesser des Kettenbaumes. Wie die vorhergehende Besprechung beweist, genügt eine solche Einrichtung für eine durchaus zuverlässige Regulierung nicht. Hierzu kommen noch andere Umstände, welche zu ungunsten der selbsttätigen Bremsregulierung wirken. Zunächst muß an das Verschmutzen oder die sonstige Beeinflussung der Bremsreibung erinnert werden. Wenn also eine Kombination einer selbsttätigen Bremse mit einem negativen Warenbaumregulator vorliegt, wie meistens in der Buckskinweberei, so ist der Weber trotzdem zu einer fortwährenden Schußdichtenkontrolle gezwungen.

Schließlich ist nicht außer acht zu lassen, daß die oben genannte Fühlrolle, die mit dem Differentialhebel zusammen arbeitet, von fast allen Webstuhlkonstrukteuren falsch gelagert ist. Es braucht nur an das Unrundwerden eines Kettenbaumes, worauf die vorhergehenden Besprechungen schon kurz hinwiesen, erinnert zu werden. Dann kommt es vor, daß die Fühlrolle einen kleineren Durchmesser auf dem Differenzial-

hebel anzeigt, als für die abgezogene Kette in Wirklichkeit besteht. Dort, wo die Kette den Garnbaum verläßt, ist also der Halbmesser größer als bei der Fühlrolle. Später ändert sich dies Verhältnis in das umgekehrte: Der Halbmesser des Kettenbaumes ist größer für die Fühlrolle als für die Abzugstelle der Kette. Daß in solchen Fällen eine ungleiche Regulierung vorkommen muß, ist selbstverständlich, und das Unrunde der Kettenbäume findet man sehr oft.

Auf der andern Seite soll den selbsttätigen Kettenbaumbremsen nicht jeder Wert abgesprochen werden. Es kommt eben darauf an, welche Kombination zwischen dem Ablassen der Kette und dem Aufwickeln der Ware besteht. Arbeitet der Warenbaum positiv, so wird sich die Schußdichte trotz

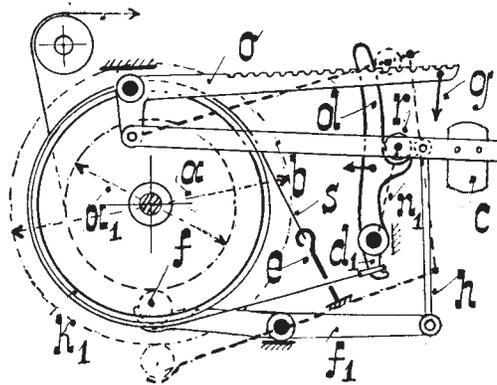


Fig. 82. Selbsttätige Bandbremse.

der Abweichung in der Kettenspannung bzw. dem Bremsen nicht ändern. Aufgabe des Webers ist es dann, beim Beginn des Webens auf eine annähernd richtige Kettenspannung zu achten, damit das Weben ohne (soweit es am Bremsen liegt) nennenswerte Fadenbrüche vor sich geht und der Ausfall der Ware den zu stellenden Anforderungen entspricht. Wenn im Laufe des Webprozesses eine ganz kleine Abweichung in der Kettenspannung durch die geschilderten Umstände eintritt, so schadet es nichts. Webt man aber mit einer unselftätigen Bremse, so muß der Weber unausgesetzt auf eine annähernd richtige Kettenspannung achten, wenn er sich durch vermehrte Fadenbrüche oder mangelhaften Ausfall der Ware nicht einen Nachteil aussetzen will.

Bevor in die Besprechung einiger selbsttätiger Bremsen eingetreten wird, muß noch auf einen anderen Fehler hingewiesen werden. So findet man, allerdings nur noch vereinzelt, auf der einen Kettenbaumseite eine selbsttätige und auf der andern

richtung derselben bewegte Platte v erfolgt, die sich gegen den in der Rohröffnung eingesetzten Ring (Ventilsitz) legt.

Die Bewegung derselben erfolgt entweder selbsttätig durch den Druck der Flüssigkeit (Gas), selbsttätiges Ventil, Fig. 167, oder durch eine Schraubenspindel s mit Handrad h , Fig. 168; zuweilen durch eigene Mechanismen. (Gesteuerte Ventile bei der Ventilsteuerung der Dampfmaschinen.)

Die Ventile sind entweder als Eck-, Fig. 167, oder Durchgangsventile, Fig. 168, ausgeführt.

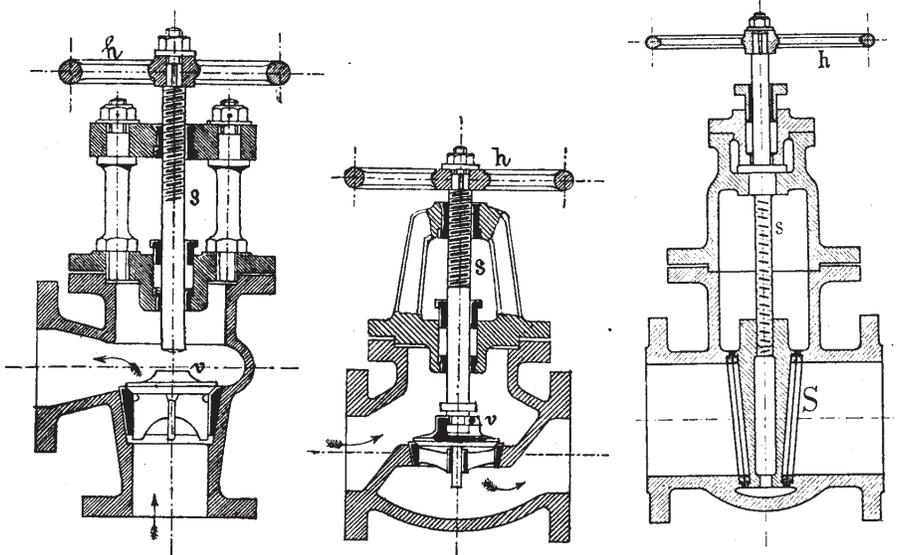


Fig. 167. Eckventil.

Fig. 168. Durchgangsventil.

Fig. 169. Schieber.

Erfolgt der Abschluß durch eine senkrecht zur Rohrachse bewegte Platte (in ihrer Ebene), so erhält man den Schieber Fig. 169, welcher namentlich für größere Rohrdurchmesser zur Verwendung kommt.

Mit den Rohrleitungen sind mitunter noch andere Teile (Rohrarmatur) verbunden, wie Luftventile, Schlammkasten, Windkessel, Manometer u. s. w.

Bei langen Rohrleitungen, welche verschiedenen Temperaturen ausgesetzt sind, werden, um der Verlängerung bzw. der Verkürzung Rechnung zu tragen, ineinander verschiebbare, abgedichtete oder elastische Rohrstücke eingeschaltet, welche Kompensationsstücke genannt werden.

Zum Schutz gegen Abkühlung werden die Rohre mit Wärmeschutzmitteln, wie Seidenabfall, Stroh, Lehm, Korkschalen, Schlackenwolle u. s. w. umgeben.

eine unselbsttätige, also mit der Hand regulierbare Bremse. Warum eine solche halbe Arbeit gemacht wurde, ist den Konstrukteuren offenbar nicht zum rechten Bewußtsein gekommen. Eine einseitige selbsttätige Bremse in Verbindung mit einer von der Hand regulierbaren hat gar keinen Zweck.

Die bekannte selbsttätige, an den Schönherrschen Feder Schlagstühlen in Anwendung kommende Bandbremse zeigt Fig. 82. Der Kettenbaum ist in Zapfen gelagert und die Bremse nur einseitig angewendet. Das Stahlband s ist an dem verstellbaren Haken e und dem Hebel d_1 befestigt, so daß die mit Stirnholz bekleidete Brems Scheibe k_1 ungefähr $\frac{3}{4}$ mal um-

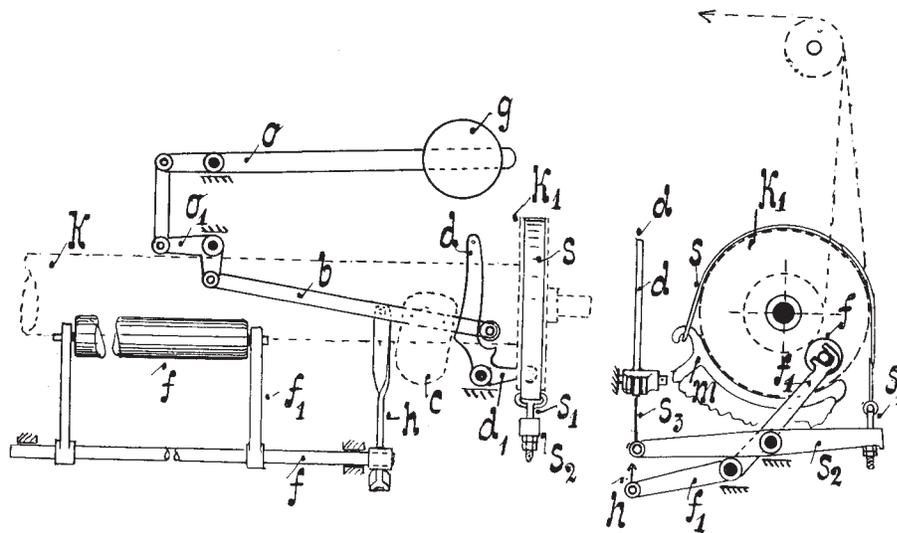


Fig. 83. Selbsttätige Band- und Muldenbremse.

schlungen wird. Der Differentialhebel ist mit d und die Fühlwalze mit f bezeichnet. Der Bremshebel o , der durch g in bezeichneter Pfeilrichtung gepreßt wird, steht durch b mit d in Verbindung und bewegt d in der Pfeilrichtung. Dadurch wird das Bremsband gespannt. b besteht aus zwei Flachschiene, die zwischen sich die Rolle r und das Gewicht c aufnehmen. c sorgt dafür, daß die Fühlwalze, die an f_1 gelagert ist und durch die Stange h mit b Verbindung hat, stets mit dem Umfange des Kettenbaumes in Kontakt bleibt. In der gezeichneten Stellung ist der Kettenbaum leer gedacht und die Rolle r bzw. die Schiene b nimmt an dem Differentialhebel d die tiefste Stellung ein. Diese Stellung ändert sich bei einem vollbewickelten Baum, wie es die punktierten Linien angeben.

Sind a und a_1 wieder die Durchmesser des Kettenbaumes, und ist n_1 die Länge des Differentialhebels d (von der Mitte

der Rolle r bis an den Drehpunkt von d gemessen), so muß sein:

$$a : a_1 = n : n_1, \text{ d. h. } n = \frac{a \cdot n_1}{a_1},$$

wobei n die Länge des Differentialhebels bei vollbewickeltem Kettenbaum bedeutet. Die Hebellängen von f_1 müssen also so berechnet werden, daß b mit Hilfe der Stange h in dem Verhältnis der Kettenbaumdurchmesser an d verschoben wird.

Eine selbsttätige Band- und Muldenbremse mit Selbstregulierung auf beiden Seiten (die in der Abbildung nur einseitig dargestellt ist), ebenfalls von Schönherr, gibt Fig. 83 wieder. Die Beschreibung bietet nicht viel Neues, weil die Buchstaben auf bekannte, vorher schon genannte Teile hinweisen. Die Bremsscheibe ruht auf der Mulde m , die mit Filz gefüttert ist. Es besteht somit eine Band- und Muldenbremse, weil s ein gefüttertes Stahlband ist, aber durch eine Strickbremse ersetzt werden kann. Die Verlängerung von s in s_1 führt an den zweiarmigen mit d_1 verbundenen Hebel s_2 . d_1 oder d ist der bereits kennengelernte Differentialhebel. Fühlrolle f mit Hebel f_1 oder Welle f steht durch h mit b in Kontakt.

Die negativen Kettenbaumregulatoren.

Die negativen oder passiven Kettenbaumregulatoren gleichen in ihrer Wirkungsweise den selbsttätigen Bremsen, ohne deren Nachteile aufzuweisen. Sie geben also nur Kette ab, wenn Schuß eingetragen, oder richtiger ausgedrückt, wenn Ware aufgewickelt wird. Handelt es sich um eine Verbindung der negativen Warenbaumregulatoren mit den hier zu besprechenden negativen Kettenbaumregulatoren, so wird das Eintragen des Schusses auch ein Ablassen der Kette in dem Verhältnis der hergestellten Warenlänge + dem Einweben der Kette zur Folge haben. Bei den positiven oder aktiven Warenbaumregulatoren wird bei jeder Tour des Stuhles Ware aufgewickelt, unabhängig davon, ob man Schuß einträgt oder nicht. Dann muß auch der negative Kettenbaumregulator jedesmal Kette ablassen. Weitere Bemerkungen siehe unter Fachbildung.

Ein negativer Kettenbaumregulator englischen Ursprungs ist in Fig. 84 skizziert. Die Abbildung gestattet eine allgemeine Uebersicht und daher leichte Einführung in das Verständnis für die negativen Regulatoren.

Bei jedem solchen Regulator wird der Kettenbaum mit einem Schneckenrade b verbunden. In dieses greift die Schnecke a_1 der Welle a . Das Ablassen der Kette ist dabei abhängig von einem Schaltgetriebe, nämlich dem Schaltrade a_2 mit der dazu gehörigen Schaltklinke n_2 . In Tätigkeit tritt dieses

Schaltgetriebe aber erst dann, wenn es die Stellung des Streichbaumes zuläßt. Auf diese Umstände muß ganz besonders hingewiesen und bemerkt werden, daß der Streichbaum bei seiner zu weit nach links in der Pfeilrichtung gehenden Stellung ein weiteres Ablassen der Kette nicht zuläßt, weil das Schaltgetriebe dann nicht in Tätigkeit treten kann. Wird regelmäßig Schuß eingetragen oder Ware aufgewickelt bzw. abgezogen, so geht der Streichbaum nach rechts; dann hebt sich h in die punktierte Stellung und damit Hebel h_2 mit dem zur Regulierung der Schußdichte dienenden Gewicht g . Mit dieser Veränderung der Hebelstellung hebt sich die an der Stange h_1 befestigte Stellvorrichtung c . c ist der Stützpunkt für Hebel n ,

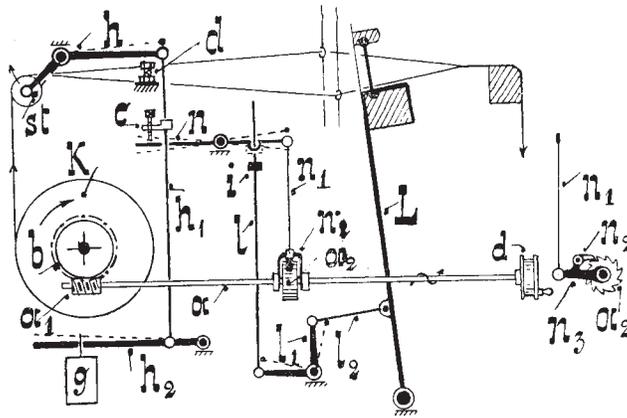


Fig. 84. Negativer Kettenbaumregulator.

so daß sich n mit dem linken Arm heben und mit dem rechten senken muß.

Nun beachte man, daß die Lade L eine ozcillierende Bewegung macht und sich die Stange l dadurch heben und senken muß. An l ist der Ansatz i (Stelling) befestigt. Er hebt und senkt sich mit l . l hat aber in der Oese von n Führung. Stößt deshalb i gegen n , so muß sich dieser Hebel ebenfalls heben und senken. Dieser Zustand tritt dann ein, wenn sich die Streichbaumlage ändert und c damit gehoben wird. Bei einer auf- und abgehenden Bewegung von n muß die Stange n_1 und die Schaltklinke n_2 folgen. Diese Umstände veranlassen die Schaltung oder das Ablassen der Kette. Man vergleiche die Nebenzeichnung von Fig. 84, aus der das Schaltrad a_2 mit dem (in der Hauptzeichnung weggelassenen) Hebel n_3 ersichtlich ist. n_3 ist auf Welle a lose drehbar gelagert, und an n_3 ist Klinke n_2 befestigt. Die Verbindung von n_1 mit n ist vorher bekannt geworden.

Die Welle a trägt noch eine Bremsscheibe d . Das Bremsen ist nötig, weil sich a durch die starke Kettenspannung oder den Druck von b auf a_1 sonst unbeabsichtigt drehen würde. Das Bremsen geschieht hier durch einen Riemen, der um die Bremsscheibe gelegt und mit Gewicht belastet wird.

d ist eine Stellscheibe und nur Stützpunkt für h , wenn die Kette ganz gelockert wird.

Der vorstehend beschriebene Regulator von der Firma Hutchison, Hollingsworth & Co. Ltd. in Dobcross ist im Schaltgetriebe verbessert worden, nämlich deshalb, weil die Schaltung jedesmal beim Vorgang der Lade zu stoßweise mit Hilfe der

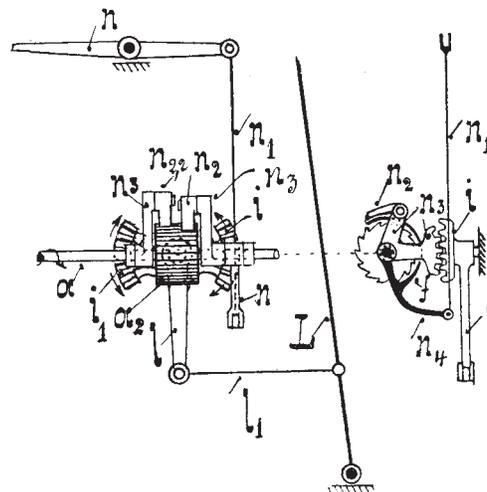


Fig. 85.

Stange l und des Ansatzes i geschieht. In Fig. 85 ist die bekannte Welle wieder mit a bezeichnet und auf ihr das Schaltrad a_2 festgekeilt. Es treten zwei Schaltklinken n_2 und $n_{2,2}$ durch ihre (von der Lade besorgte) hin- und hergehende Bewegung wechselweise in Tätigkeit. Bei jeder Tour des Stuhles wird also nicht mehr einmal, sondern zweimal geschaltet und dadurch nahezu ein stoßfreies Drehen des Kettenbaumes ermöglicht. Man merke: der Unterschied in der Arbeitsweise gegenüber der vorher an Hand von Fig. 84 erklärten Einrichtung besteht darin, daß die Schaltklinken n_2 und $n_{2,2}$ unausgesetzt arbeiten. Ihre Regulierung für den Eingriff in das Schaltrad wird durch ein bogenförmiges Blechstück f vorgenommen und von der Stellung des Streichbaumes durch n , n_1 und n_4 beeinflusst. Ist genügend Kette abgelassen, so schiebt sich f soweit vor, daß die Klinken n_2 und $n_{2,2}$ nicht in das Schaltrad eingreifen können, sondern auf f gleiten. Die genannten Klinken

sind an den beiden Hebeln n_3 (es befindet sich rechts und links von a_2 je eine), die als Zahnsegmente ausgebildet sind, gelagert. Durch das Schwingen von l werden die Zahnkluppen i, i_1 mitbewegt. Und weil letztere in n_3 kämmen, so werden n_3 mit n_2 bzw. $n_{2,2}$ schalten.

Der negative Regulator, Fig. 86, fand an den älteren Bucksinstühlen von Schönherr Verwendung. Das Schaltgetriebe wird von A durch z, n, n_1, n_2 in Bewegung gesetzt. Die Kurvenscheibe t sorgt dafür, daß n_2 nur dann in a_2 greifen kann, wenn Kette abgelassen werden muß, wenn der Streichbaum also zu weit

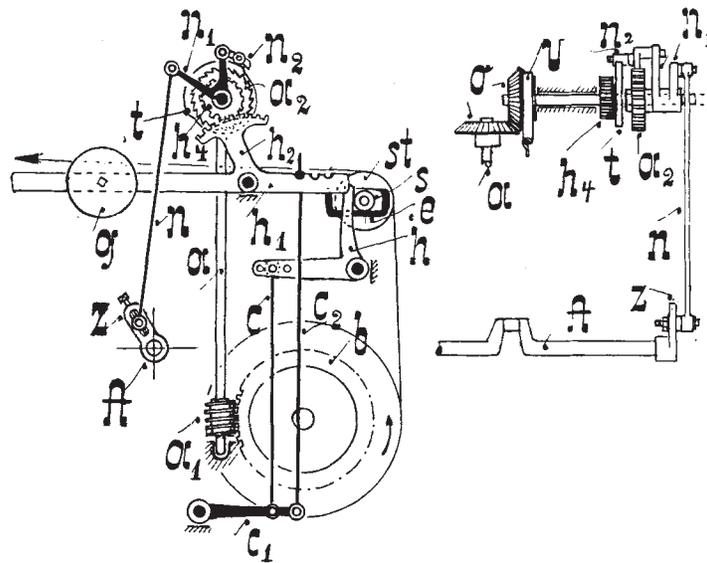


Fig. 86. Negativer Kettenbaumregulator der Sächsischen Webstuhlfabrik.

nach links steht. Dann drückt Streichbaum st , der durch die Rolle s auf dem Gußstück e hin und her rollen kann, gegen h , die Druckstange c gegen c_1 , und die Zugstange c_2 bewegt den Hebel h_1 . h_2 ist als Zahnsektor mit h_4 in Eingriff. h_4 und Kurvenscheibe t sind verbunden, siehe Abbildung rechts. Jede Drehung von h_2 ist somit von Einfluß auf h_4 und t . Hat sich g zu weit gesenkt, so kann n_2 nicht in a_2 eingreifen. Die Kegelräder o übertragen die Drehbewegung des Schaltgetriebes auf a und dann auf a_1 und den Kettenbaum oder das Schneckenrad b .

Als letztes interessantes Beispiel soll der verbesserte negative Regulator (Fig. 87) erwähnt werden, wie er von der Maschinenfabrik Rütli an den Northropstühlen usw. verwendet wird. Die Zeichnung ist zum besseren Verständnis teils in schräger Ansicht gegeben. Der hölzerne Kettenbaum hat eine

durchgehende vierkantige Oeffnung, durch die eine vierkantige, an den Enden abgedrehte Welle gesteckt wird. Auf dieser Welle ist an der einen Stuhlseite das Schneckenrad *b* befestigt. Die Schaltung wird durch die Lade mit der Schiene *l* eingeleitet. Bei jedem Ladevorgang stößt *l* gegen den Keil *d*, dieser wieder

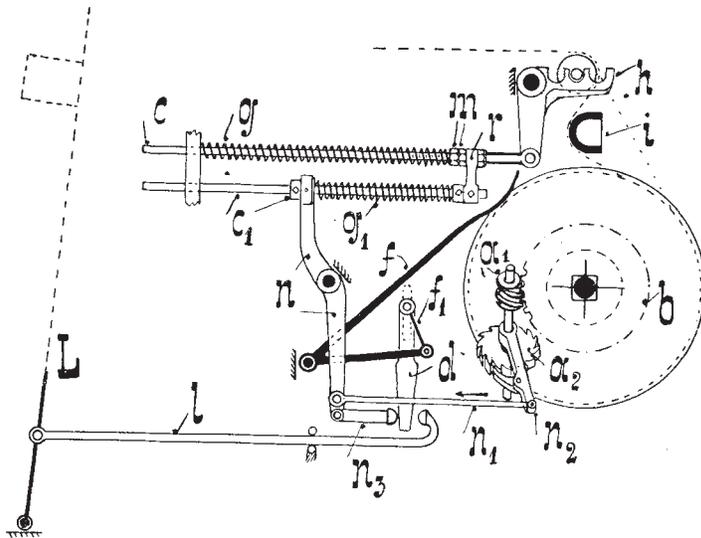


Fig. 87. Negativer Kettenbaumregulator der Maschinenfabrik Rüti.

gegen *n₃*, so daß die Stoßbewegung auf *n*, dann auf *n₁* in der Pfeilrichtung und schließlich auf den Schalthebel *n₂* mit der daran befestigten Klinke übertragen wird. Die bekannte Schaltbewegung von *a₂* wird auf *a₁*, *b* fortgepflanzt.

Besondere Erwähnung verdient die Kettenspannovrichtung durch die Schraubendruckfeder *g* der Stange *c*. Die Schußdichte wird durch das Verstellen der Schraubenmutter *m* reguliert. Die Druckfeder *g₁*, die auf der Stange *c₁* mit dem dazu gehörigen Stellring sitzt, bringt den Hebel *n* mit *n₁*, *n₂*, *n₃* nach dem Rückgang der Lade in die gezeichnete Stellung zurück. Zugleich wird der Druck, der sich beim Ladenanschlag auf *h* überträgt, außer von *g* auch von *g₁* aufgenommen.

Der mit dem Fühlhebel *f*, *f₁* in Verbindung stehende Keil *d*, der in dem punktiert angedeuteten Schlitz geführt wird, ist nicht unbedingt nötig. Indessen ist die Differenz zwischen den Durchmessern des vollbewickelten und des leeren Kettenbaumes zu groß, und um eine bessere Schaltung zu erhalten, ist *d* eingesetzt. Je dünner der Kettenbaum wird, um so schneller muß er gedreht werden. Der Keil *d* senkt sich nun in dem Verhältnis, wie der Kettenbaumdurchmesser kleiner wird. Damit verkleinert

sich auch der Zwischenraum zwischen d und dem Haken von l, wodurch sich, weil die Bewegungstrecke von l gleich bleibt, die Schaltbewegung vergrößert.

Die Kette braucht nicht um den festen Riegel i geführt zu werden und kann von dem Kettenbaum direkt über h gehen. Dann vergrößert sich aber auch der Druck der Kettenspannung, der auf die Drehung von h einwirkt; und die Spannung der Feder g muß stärker werden, als bei der Führung um i. Uebrigens gestattet auch der Streichbaumhebel h verschiedene Hebellängen, je nach der Kettenspannung, einzurichten. Bei großer Spannung wird man das erste Lager vom Drehpunkte des Hebels h benutzen.

Die positiven Kettenbaumregulatoren.

Diese Regulatoren lassen sich in zwei Arten einteilen, nämlich 1. in solche mit direktem Ablassen der Kette von dem Garnbaum und 2. in solche mit Transportwalzen zum indirekten Abwickeln von dem Kettenbaum.

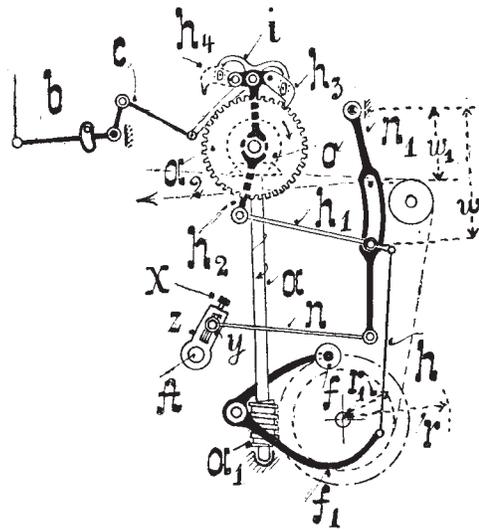


Fig. 88. Positiver Kettenbaumregulator.

Bei der ersten Art steht der Kettenbaum mit einem ähnlichen Schaltgetriebe in Verbindung, wie es die negativen Regulatoren erkennen ließen, nur mit dem Unterschiede, daß die Schaltung nicht mehr von der Stellung des Streichbaumes abhängig ist, sondern zwangsläufig von der Welle A, Fig. 88,

durch die einstellbare Kurbel z geschieht. Bei einer großen Schußdichte muß die Kurbel z kleiner genommen und deshalb der Zapfen y, von dem aus die Stange n bewegt wird, mit Hilfe der Stellschraube x mehr nach dem Mittelpunkte von A gestellt werden. Je kleiner der Hub von z ist, um so geringer wird auch die von n auf n_1 , dann auf h_1 , h_2 und die Klinke h_3 übertragene oszillierende Bewegung sein, und je geringer die Schaltung, um so weniger Kette wird abgegeben und um so dichter muß der eingetragene Schuß auf einer Maßeinheit sein. Es ist aber zu beachten, daß sich der Kettenbaumdurchmesser bei der Abgabe von Kette fortwährend ändert.

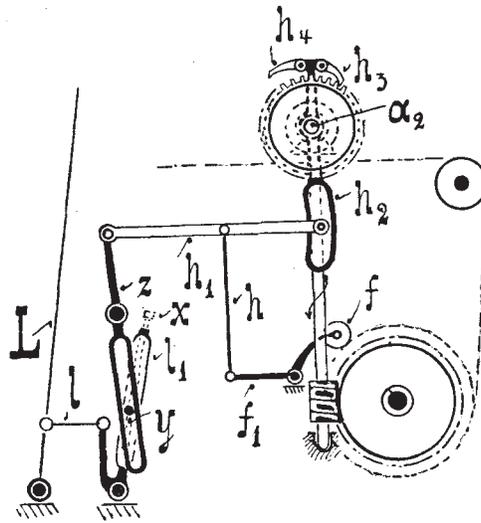


Fig. 89. Positiver Kettenbaumregulator.

Deshalb muß auch die Schaltbewegung die gleiche Aenderung erhalten. Aus diesem Grunde ist die Fühlwalze f mit f_1 verbunden. Jede Aenderung durch f, f_1 und h auf den Angriff der Stange h_1 an den Kulissenhebel n_1 macht sich in der Schaltung von h_3 bemerkbar. Die Abbildung von Fig. 88 zeigt die Stellung der Teile bei einem leeren Kettenbaum; h_1 greift tief an n_1 und erhält dadurch eine große Bewegung. Bei einem vollbewickelten Baum hebt sich f und damit h_1 , und die Klinke h_3 macht eine kleinere Schaltbewegung. Es muß sein:

$$r : r_1 = w : w_1 \quad \text{d. h.} \quad w_1 = \frac{w \cdot r_1}{r}$$

Um möglichst genau schalten zu können, sind in h_3 (oder h_4) 8 Klinken so nebeneinander angeordnet, daß jede um $\frac{1}{8}$ Zahnteilung kürzer ist als die vorhergehende längere. Beim

Zurückweben zieht man an der Schnur von b und dreht damit den dreiarmligen Hebel i so, daß die Klinken h_3 ausgehoben und die von h_4 in Eingriff kommen.

Genau die gleiche Arbeitsweise besteht bei dem positiven Kettenbaumregulator von Fig. 89, wie er ebenfalls an den Schönherrschen Buckskinstühlen ausgeführt wird. Von einer näheren Beschreibung kann abgesehen werden, weil die Einrichtung in der Hauptsache mit der an Hand von Fig. 88 besprochenen übereinstimmt. Der Kulissenhebel h'_2 hat seinen Schwingpunkt auf Welle a_2 und wird von der Ladenstelze L aus in Schwingung gesetzt, indem l an den Kulissenhebel l_1 führt. Das Gleit-

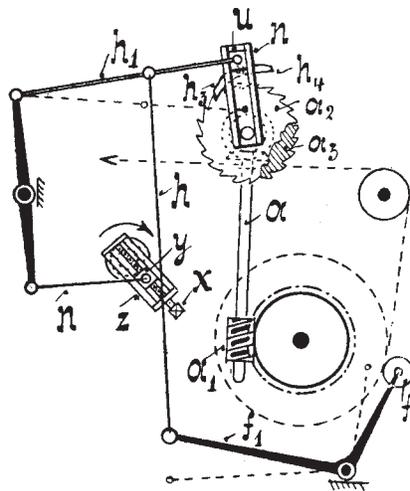


Fig. 90.

stück y (als Punkt gezeichnet) läßt sich mit Hilfe der Schraubenspindel x hoch oder tief stellen, so daß beim Hochstellen die Schußdichte verringert und umgekehrt beim Tiefstellen verdichtet wird, weil im letzteren Falle h_3 weniger stark schaltet. Die Fühlrolle f zeigt die Veränderung in dem Kettenbaumdurchmesser in h_2 an.

Ueber die beschriebenen Einrichtungen von Fig. 88 und 89 ist zu bemerken, daß die Welle a_2 mit einer Bremsscheibe ausgerüstet ist, damit sich die Schnecke a_1 durch den von der Kettenspannung ausgeübten Druck nicht dreht.

Mit Rücksicht auf die Lagerung der Fühlwalzen darf der Kettenbaum nicht unrund sein, weil sonst die bei den selbsttätigen Bremsen besprochene falsche Regulierung eintritt.

Der positive Kettenbaumregulator der Großenhainer Webstuhlfabrik. Fig. 90, zeigt nicht viel Neues, und weil die Buch-

stabenbezeichnung auf bekannte Teile hinweist, ist eine Beschreibung unnötig. Die Regulierung der Schußdicke geschieht wieder von der Kurbelwelle aus. Die Fühlrolle f verstellt durch f_1 , h und h_1 den Angriff von h_1 an dem Schalthebel n . In n der Klinken h_3 und h_4 ist zu diesem Zwecke ein Gleitstück u angeordnet und mit h_1 verbunden.

Die beiden Schalträder a_2 und a_3 sind gegenüber den vorher genannten von etwas abweichender Form, nämlich mit entgegengesetzt gerichteter Zahnstellung. Durch Umsteuerung der Klinken wird zurückgewebt, d. h. der Kettenbaum rückwärts gedreht.

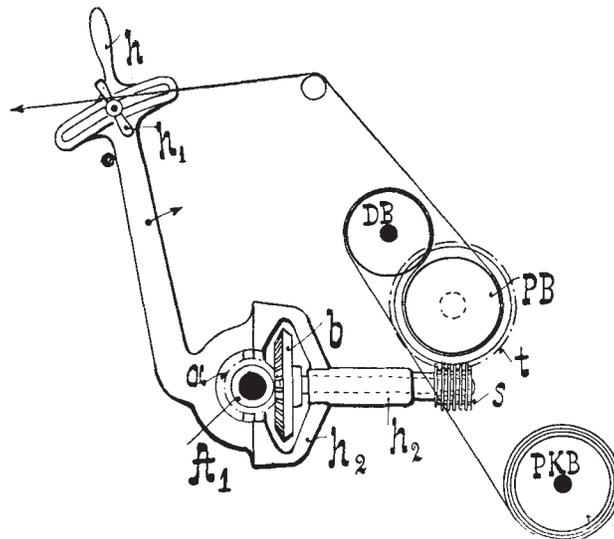


Fig. 91. Positiver Kettenbaumregulator an Doppelplüschstühlen.

Einen positiven Kettenbaumregulator der zweiten Art in seiner Anwendung an Doppelplüschstühlen zeigt Fig. 91, wie er von Herm. Schroers in Crefeld gebaut wird. A_1 ist die Schlagwelle des Stuhles. Das kleine Kegelrad a dieser Welle treibt b und die kurze Welle mit der Schnecke s . PB ist eine mit Plüsch usw. bezogene, also am Umfang rauhe Walze. Gegen sie preßt DB , so daß die Poilkette nicht gleiten kann. Die Kettenabgabe der Poilkette wird also von der Schlagwelle besorgt, indem die Schnecke s den PB dreht, weil das Schneckenrad s in t greift. t ist zugleich Wechselrad zur Regulierung der Kettenabgabe. Je kleiner man t nimmt, um so mehr Poilkette wird abgegeben, und um so höher ist die Florbildung im Gewebe.

Es ist Vorsorge getroffen, den Baum PB von s entkuppeln zu können, so daß sich die Poilkette beliebig auf- oder ab-

wickeln läßt. Man braucht nämlich nur die Flügelschraube h_1 zu lösen und kann darnach h in der Pfeilrichtung drehen. h hat seinen Drehpunkt auf A_1 . Mit h dreht sich auch h_2 und das Lager h_2 der Welle für b und s . s kommt somit außer Eingriff mit t .

Infolge der von A_1 aus besorgten kontinuierlichen Drehbewegung des PB-Baumes wird sich die Kette beim Schußsuchen, wenn der Stuhl eine Rückwärtsdrehung erhält, selbsttätig aufwickeln.

Die Warenbaumregulatoren.

Die Warenbaumregulatoren werden nach der Einleitung bekanntlich eingeteilt:

1. in negative oder schwebende,
2. in positive oder aktive,
3. in kompensierende mit negativer Wirkungsweise.

Die Wahl eines passenden Regulators für die verschiedenen Warengattungen ist nicht schwer zu treffen, wenn der Charakter des herzustellenden Gewebes und das zu verwendende Schußgarn bekannt sind. Im allgemeinen kann man sagen, daß Baumwoll-, Leinen- und Jutegewebe, selbst in ihren weiteren Unterarten, wie Frottiertücher, Decken, Vorhangstoffe, Plüsch usw. mit einem positiven Warenbaumregulator gewebt werden, wenn dabei auch Ausnahmen vorkommen. Man läßt die positiven Warenbaumregulatoren meistens mit Seilbremsen oder überhaupt mit Kettenbaumbremsen zusammenarbeiten. Neben den Bremsen finden die negativen Kettenbaumregulatoren, die in der Anschaffung teurer sind als erstere, besonders in den letzten Jahren immer mehr Anwendung, weil sie sicherer arbeiten, von keinen Witterungseinflüssen oder keinem Verschmutzen abhängig sind und, einmal richtig eingestellt, sicher funktionieren. Man vergleiche hiermit jedoch die späteren Bemerkungen unter den Artikeln Streichbäume und Fachbildung.

Anders verhält es sich in der Fabrikation der Streichgarnstoffe. Meistens bevorzugt man negative Warenbaumregulatoren, die mit Bremsen zusammen arbeiten. Bestimmend ist hierfür das ungleich gesponnene Schußgarn, das sich je nach seiner Dicke im Gewebe aneinanderschließen muß und dadurch einen Ausgleich herbeiführt. Die mit positiven Regulatoren gewebten Waren weisen vielfach Schußbanden (Querstreifen) auf, die sich hauptsächlich bei durchfallendem Licht zeigen. Werden die Waren einer Walke unterworfen, so filzen die losen Stellen schneller und gehen dadurch mehr in der Breite ein.

Ist man sich bei der Anschaffung von Webstühlen klar, welche Art von Streichgarnwaren fabriziert werden sollen, so wird man eventuell den positiven Warenbaumregulatoren den

Vorzug geben können. Wo viele Shoddy- oder Mungogarne auch mit Zusatz von Baumwolle verarbeitet werden, hat man selbst an den Bucksinstühlen den Vorteil der positiven Regulatoren kennen gelernt. Man braucht nur die Vorsicht, das Schußgarn mit zwei oder drei Spulen zu verweben. Derartige Waren werden einem guten Waschprozeß unterworfen und filzen wenig oder garnicht. Gegenüber den negativen Warenbaumregulatoren hat man die Gewähr einer gleichen Schußdichte, die sich nicht ändern kann. Die fortwährende Schußkontrolle und die Gefahr, daß das eine Stück schwerer als das andere wird, fallen weg. Voraussetzung ist natürlich, daß die vorgeschriebene durchschnittliche Garnnummer auch wirklich vorhanden und die Dicke der Garne ziemlich gleichmäßig ist.

Auch an den Bucksinstühlen zum Weben von Herrenkammgarnstoffen bevorzugt man meistens die negativen Warenbaumregulatoren. Reine Herren-Kammgarnstoffe lassen sich vorteilhafter mit positiven Regulatoren weben, weil der Faden gleichmäßig genug gesponnen ist. Wenn man trotzdem negative Regulatoren gewählt hat, so liegt der Grund in dem Umstande, daß die Kammgarnketten vielfach mit Streichgarnschuß verarbeitet werden und die Waren dann leicht zu Schußbänden neigen.

Aus dieser Bemerkung läßt sich ohne weiteres entnehmen, daß Damenkleiderstoffe ohne festanschließenden Schuß am vorteilhaftesten mit positiven Warenbaumregulatoren gewebt werden. Bei Anwendung von Streichgarnschuß wird man, wo aus alter Gewohnheit ein negativer Warenbaumregulator in Benutzung war, mit einem positiven mindestens ebenso gute Resultate erzielen. So erhält man im Durchschnitt in Damentuchen, die meistens aus Kammgarnkette und Streichgarnschuß bestehen und einer Walke und Räuherei unterworfen werden, mit positiven Warenbaumregulatoren sehr gute Resultate.

In Seidenwebereien werden Warenbaumregulatoren benutzt, die sich als positive und negative verwenden lassen. Das Seidengarn ist im Durchschnitt ungleichmäßig, und bei geschlossener, dichter Ware können nur negative Regulatoren mit indirekter Uebertragung, sogenannte Kompensationsregulatoren, Anwendung finden. Fassionierte Artikel mit einer stets wiederkehrenden, gleichmäßigen Figurenbildung oder nicht geschlossene Waren, wie Musselinstoffe, wo der Schuß gleichstufig anzuschlagen ist, webt man mit positiven Warenbaumregulatoren.

Es gibt noch eine Gewebeart mit periodisch wiederkehrender ungleicher Schußdichte oder ungleich dicken Schußgarnen. Der Warenbaumregulator muß dann periodisch verschieden stark schalten. Wenn es sich dabei um fassionierte Waren handelt, die mit ungleicher Schußdichte zu weben sind, so wählt man positive Warenbaumregulatoren mit periodisch einstellbarer Regulatur. Bei periodisch wiederkehrendem, verschieden dickem

Schußgarn kann ein negativer Warenbaumregulator benutzt werden, natürlich nur bei geschlossener Ware.

Faßt man die Ausführungen kurz zusammen, so werden auf den mechanischen Webstühlen folgende Arten von Geweben hergestellt :

- | | | |
|---|---|--|
| <p>1. Art.
a) geschlossene Waren, d. h. mit anschließender Schußlage bei ungleichmäßigem Schußgarn,</p> | } | <p>I. negative Warenbaumregulatoren in Verbindung mit Kettenbaumbremsen,
II. negative Warenbaumregulatoren in Verbindung mit negativen Kettenbaumregulatoren,
III. Kompensationsregulatoren (negative) in Verbindung mit Bremsen,
IV. negative Warenbaumregulatoren in Verbindung mit positiven Kettenbaumregulatoren. Wird sehr selten angewendet und ist unzweckmäßig;</p> |
| <p>b) geschlossene Waren, d. h. mit anschließender Schußlage bei gleichmäßigem Schußgarn,</p> | } | <p>Anwendung wievorher, indessen praktisch zweckmäßiger:
I. positive Warenbaumregulatoren mit Kettenbaumbremsen,
II. positive Warenbaumregulatoren mit negativen Kettenbaumregulatoren,
III. negative Warenbaumregulatoren mit positiven Kettenbaumregulatoren. Findet praktisch sehr wenig Anwendung.</p> |
| <p>2. Art.
a) fassonierte oder nicht geschlossene Waren bei ungleichmäßigem Schußgarn (gleichstufige Schußlage),</p> | } | <p>Anwendung wie unter 1. Art b;</p> |
| <p>b) fassonierte oder nicht geschlossene Waren bei gleichmäßigem Schußgarn,</p> | } | <p>Anwendung ebenfalls wie 1. Art b.</p> |
| <p>3. Art.
Waren mit periodisch wiederkehrender ungleich dichter Schußlage,</p> | } | <p>I. positive Warenbaumregulatoren mit periodisch verschieden starker Schaltung in Verbindung mit Kettenbaumbremsen,
II. wie vorher, nur treten an Stelle der Bremsen negative Kettenbaumregulatoren.</p> |

- 4. Art.**
- Waren mit Flor- oder Poilketten,
 - a) Doppelpflüschweberei,
 - b) Frottiertücher und dergleichen,
- {
- I. positive Warenbaumregulatoren in Verbindung mit Bremsen für die Grundkette und positiven Kettenbaumregulatoren für die Poilkette,
 - II. wie vorher, nur treten an Stelle der Bremsen negative Kettenbaumregulatoren, oder man wendet für die Flor-kette ein Kantergestell an;
 - III. wie vorher, meistens kommen für die Kettenbäume Bremsen in Anwendung.

Dazu kommen als

- 5. Art.**
- Rutenwebstühle: Velour-, Tapestry-, Brüssel-, Tournay - Teppiche, Moquettstoffe usw.
- {
- I. positive Warenbaumregulatoren in Verbindung mit Bremsen für alle Kettenbäume,
 - II. positive Warenbaumregulatoren in Verbindung mit negativen Regulatoren für alle Kettenbäume,
 - III. positive Warenbaumregulatoren in Verbindung teils mit Bremsen und teils mit negativen Regulatoren für die Kettenbäume,
 - IV. wie vorher, nur wird die Poilkette von einem Kantergestell abgesehen.

1. Die negativen Warenbaumregulatoren.

Die Wirkungsweise oder das Prinzip der Arbeitsweise, welches den negativen Regulatoren zugrunde liegt, läßt sich am besten an Hand der Fig. 92 erklären. Die Abbildung zeigt einen an Bucksinstühlen unter der Bezeichnung „schwebender“ angewendeten Warenbaumregulator.

Das Gewebe w geht über den Brustbaum und wird direkt von dem Warenbaum so aufgewickelt, daß dem Weber die linke Seite des Gewebes sichtbar ist. Damit sind verschiedene Vorteile gegenüber der älteren Einrichtung eines schwebenden Regulators, wie ihn Fig. 94 zeigt, verbunden. Es ist nämlich dem Weber möglich, vorher nicht bemerkte Fehler in Geweben mit Unterkette oder in Doppelgeweben nachzusehen und für ihre Beseitigung Sorge zu tragen. So kommt es oft vor, daß etwaige fehlende, also gerissene Kettenfäden der Unterseite erst auf dem Warenbaum sichtbar werden, oder es zeigen sich Maschinenfehler usw. Man hatte an den älteren Webstühlen durch das Aufbewahren des von dem Warenbaum ab-

laufenden und auf den Fußboden usw. fallenden Gewebes viel mit Beschädigungen (Löchern) zu rechnen. Der Umstand, daß das bei Militärtüchern usw. naß einzutragende Schußgarn durch das Aufwickeln auf den Warenbaum nicht trocknen und daher zur Stockfleckenbildung (Moderflecken) Veranlassung geben kann, ist nicht von Bedeutung; so lange bleibt die Ware nicht aufgewickelt, und nach dem Abweben, d. h. Fertigstellen eines Stückes, wird sofort getrocknet.

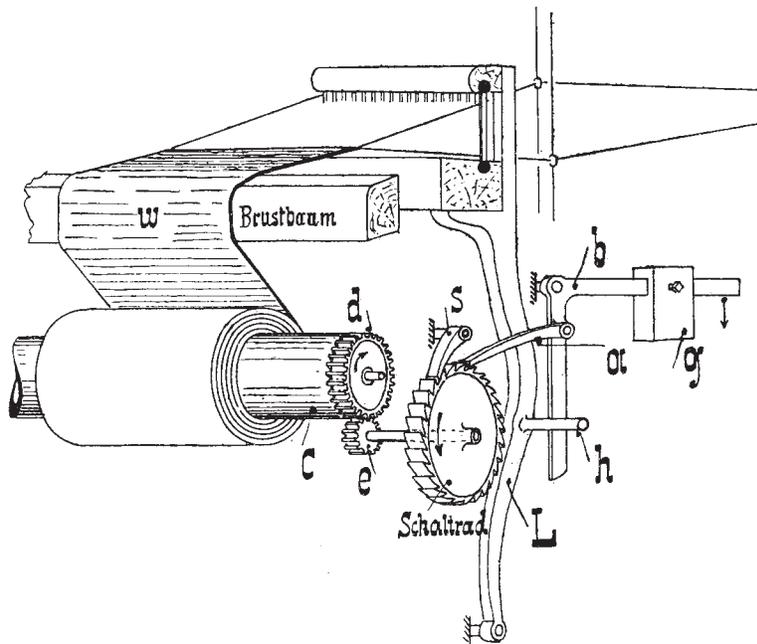


Fig. 92. Negativer oder schwebender Warenbaumregulator an Buckskinstühlen.

Schwebend heißt der Regulator, weil das Schaltrad, das durch die Kammräder e und d (Fig. 92) den Warenbaum dreht, mit einer durch die Spannung der Ware in der Schweben gehaltenen Schaltvorrichtung in Verbindung steht. Die Drehung des Schaltrades geschieht in der Pfeilrichtung, jedoch nur im Augenblicke des Ladenanschlages, d. h. dann, wenn der eingetragene Schußfaden durch das Blatt an das Warenende gedrückt wird. In diesem Augenblicke läßt die Warenspannung nach, und jetzt ist das auf dem Hebel b befestigte Gewicht g so schwer, daß es sich senken und mittelst der Klinke a das Schaltrad in der Pfeilrichtung drehen kann. Die Sperrklinke s hindert das Sperrrad beim Rückgange der Lade, wenn also die Ware wieder ihre Spannung erhält, am Rückwärtsdrehen. Beim Ladenrückgange wird das Gewicht g bzw. der Hebel b durch

den in der Zeichnung erkennbaren Bolzen oder Zapfen *h* gehoben, und Schaltklinke *a* kann um die vorher gedrehte Zahnteilung nachgreifen, um beim nächsten Blattanschlag das eben geschilderte Spiel zu wiederholen.

In dem Maße, wie Ware aufgewickelt wird, vergrößert sich der Durchmesser des Warenbaumes, und in diesem gleichen Verhältnis (wie durch das Gewicht der aufgewickelten Ware auch eine vermehrte Zapfenreibung des Warenbaumes auftritt) muß das Gewicht *g* kräftiger schalten. Es besteht somit dasselbe Verhältnis, wie es bei den selbsttätigen Bremsen besprochen wurde. Deshalb braucht nur eine mit dem Umfange des Warenbaumes in Verbindung stehende Fühlvorrichtung das Verschieben

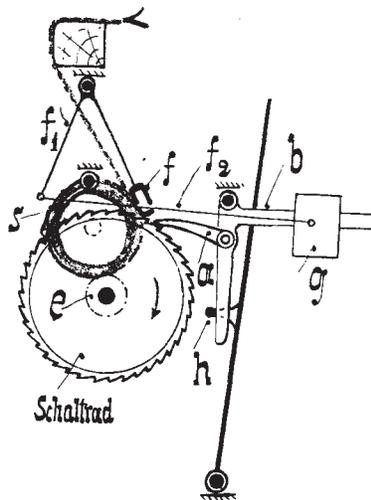


Fig. 93. Negativer Warenbaumregulator.

von *g* vorzunehmen, siehe Fig. 93. *f* ist die Fühlvorrichtung und *f*₁ der hierzu gehörige Hebel, der durch *f*₂ mit *g* verbunden ist.

Wenn trotzdem viele Regulatoren ohne eine Fühlvorrichtung angewendet werden, so hat es seine berechtigten Gründe. Erfahrungsgemäß funktionieren fast alle von den Webstuhlfabriken gelieferten Vorrichtungen nicht genau genug, weil der oben angeführten Zapfenreibung oder dem veränderlichen Gewicht des Warenbaumes nicht genügend Beachtung geschenkt wird. Und außerdem haben viele Weber die Gewohnheit, das Gewicht *g* mit der Hand zu verschieben und dadurch die Schußdichte innerhalb gewisser Grenzen zu regulieren, wobei die Fühlvorrichtung stören würde. Der Weber spart also den Weg um den Stuhl, um das Bremsgewicht des Kettenbaumes versetzen zu müssen.

Nach dieser Erklärung kann man die Besprechung der folgenden Warenbaumregulatoren abkürzen. Fig. 94 zeigt den schon genannten älteren Regulator der Bucksinstühle. Die Ware

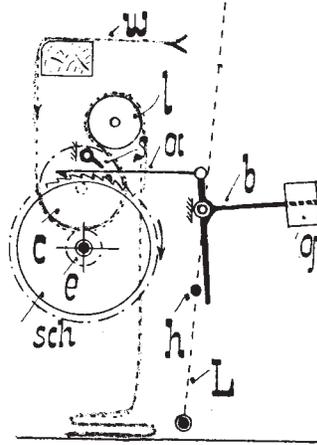


Fig. 94. Negativer Warenbaumregulator.

geht um den Warenbaum *c* und dann über die Leitwalze *l. c* verändert somit seinen Durchmesser nicht, und eine Fühlvorrich-

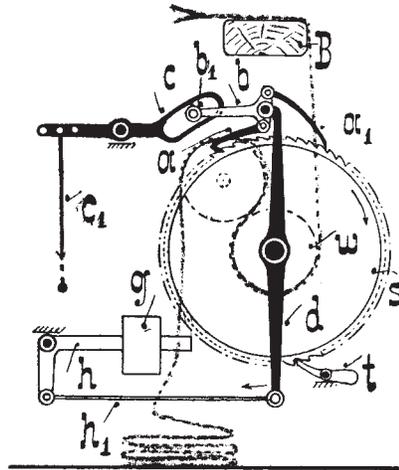


Fig. 95. Negativer Regulator von Schönherr.

tung zum Verschieben von *g* fällt weg. Damit *c* die Ware sicher transportiert, ist der Baum mit gelochtem, rauhem Blech bekleidet oder auf ihm Schmirgel evtl. Sand festgeleimt (Sand-

baum). Im übrigen sind die Teile mit denselben Buchstaben bezeichnet, wie in Fig. 92 und 93.

Es ist noch zu bemerken, daß s , wie auch bei den vorher besprochenen Regulatoren, aus drei (oder vier) Klinken besteht, so daß jedesmal um $\frac{1}{3}$ Zahn gesperrt werden kann.

In Fig. 95 ist der an den Schönherrschen Federschlagstühlen zur Verwendung kommende Regulator skizziert. d ist ein langer Schalthebel, der durch g , h , h_1 stets in der Pfeilrichtung gezogen wird und oben den dreiarmigen Hebel b mit dem Schaltknoten a und der Schaltklinke a_1 trägt. b greift mit der an dem langen Arm befestigten kleinen Rolle b_1 in die Kulisse von c . Durch c_1 ist c mit der Lade verbunden, so daß c auf- und abgeht und dadurch auf a und a_1 eine schaltende Bewegung ausübt. Je mehr sich b_1 in c nach rechts verschiebt, um so

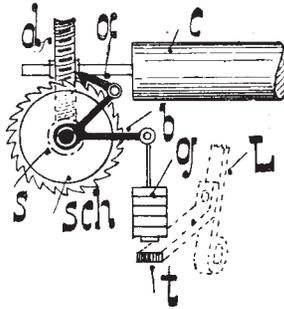


Fig. 96.

stärker muß geschaltet werden. t ist eine Sperrklinke, Anwendung finden vier Klinken; in a und a_1 sind es je zwei. Die Ware geht von B um w (durch aufgeleimten Schmirgel rau gemacht), dann um die Leitwalze und fällt von hier aus unter den Stuhl, wo man sie vielfach in Kasten auffängt.

In Fig. 96 wird ein Schneckenregulator gezeigt. Winkelhebel b trägt den Schaltknoten a und das Gewicht g . sch dreht die Schnecke s und das Schneckenrad d , das mit dem Warenbaum c verbunden ist. Durch t wird das Gewicht g bzw. der Hebel b von der Lade gehoben. Bei großer Warenspannung ist es nötig, die Welle der Schnecke s zu bremsen.

2. Die positiven Warenbaumregulatoren.

Der Warenbaum der positiven Regulatoren ist in seinem Durchmesser in den meisten Fällen unveränderlich. Er erhält dann seinen Antrieb entweder durch ein Schaltwerk oder durch eine kontinuierliche Drehbewegung. Der Antrieb durch ein

Schaltwerk geschieht in zwei Arten, wobei zur Fortpflanzung der Schaltung erstens nur Stirnräder benutzt werden und zweitens ein Schneckenrad eingesetzt ist. Die Bedeutung dieser Unterscheidung liegt in der Berechnung der Räder für die verschiedenen Schußdichten. Man bezeichnet daher auch die erste Art als Wechselregulatoren, weil die Schußdichten hauptsächlich durch eine Aenderung in den Uebersetzungsverhältnissen der Stirnräder bestimmt werden. Die zweite Art kennt man unter dem Namen Schneckenregulator, und die Schußdichten sind dabei abhängig von den auswechselbaren Schalträdern.

Wo der Antrieb des Warenbaumes durch kontinuierliche Drehbewegung eingerichtet ist, treten ebenfalls, um das lang-

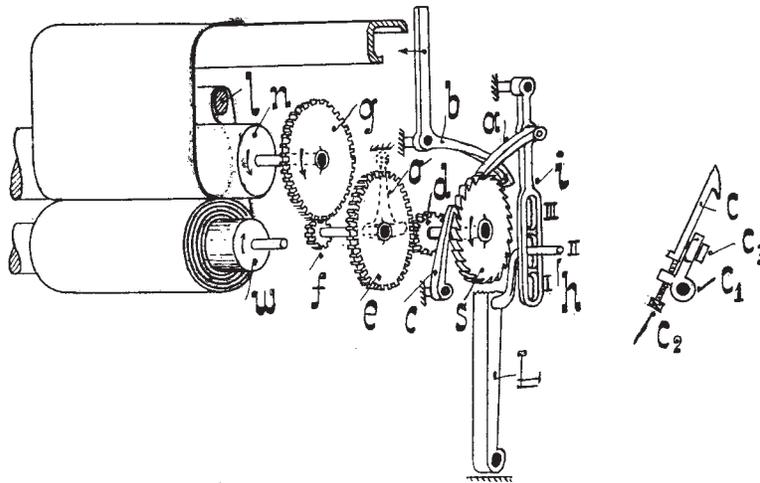


Fig. 97. Positiver Warenbaumregulator.

same Uebersetzungsverhältnis zu erhalten, Schneckenräder in Funktion. Aber die Schußdichte wird dabei hauptsächlich durch Auswechseln der Stirnräder reguliert.

Der Fall, daß der Warenbaum durch Aufwickeln des Gewebes variabel ist, wie hauptsächlich an Seidenwebstühlen, bedingt in der Schaltung eine Veränderung, ähnlich wie bei den positiven Kettenbaumregulatoren. Es treten in diesem Falle Fühlvorrichtungen mit dem Umfange des Warenbaumes in Berührung.

Einer der gebräuchlichsten Warenbaumregulatoren, der an Webstühlen englischer Bauart und in kleinen Abänderungen auch an andern Verwendung findet, ist in Fig. 97 in perspektivischer Ansicht dargestellt. Er gehört zu der ersten Art, ist also ein Wechselregulator. Das Gewebe gleitet über den Brustbaum und von hier um den rauhen Warenbaum n (Riffelbaum,

Sandbaum), die Leitschiene l und wird schließlich von dem Wickelbaum w, der durch später zu besprechende Vorrichtungen an den Warenbaum gepreßt und demnach durch Friktion mitgedreht wird, aufgewickelt.

Die Schaltung wird von L durch den Bolzen h auf i und die Klinke a übertragen. Je nach der Stellung von h in L und dem Angriff an i kann a um 1, 2 oder 3 Zähne schalten, siehe I, II und III an i. Auf der Welle von s sitzt das sogenannte Wechselrad d. d ist auswechselbar, und seine Größe ist abhängig von der Schußdichte. d treibt e mit f und f das auf der Achse des Warenbaumes sitzende Kammrad g.

Die Rückwärtsdrehung wird durch die Klinken b und c gehindert. Beide haben eine besondere Bedeutung. Beim regelmäßigen Gang des Stuhles ist c überflüssig und tritt nur in Funktion, wenn beim Schußfadenbruch ausgerückt wird. Die Klinke b steht nämlich mit dem Schußwächter in Verbindung und wird beim Stillsetzen des Stuhles in der Pfeilrichtung gedreht. Dadurch wird auch die Schaltklinke a (weil b unter a greift) ausgehoben und die Schaltung an s unterbrochen. Diese Vorkehrung zur Vermeidung von Gassen in der Ware ist nötig, weil der Stuhl bei seiner großen Geschwindigkeit nach dem Ausrücken durch den Schußwächter immer noch eine oder zwei Touren bis zum Stillstand macht. Das Rückwärtsdrehen von s wird jetzt von der sogenannten Expansionsklinke c gehindert. c ist in der Nebenzeichnung deutlicher und besteht aus mehreren Teilen, nämlich dem an c_1 durch c_3 gehaltenen Haken c und der Stellschraube c_2 . c_3 ist in c_1 auf und ab beweglich; die Bewegung wird durch c_2 begrenzt oder reguliert und kann um eine Strecke von ein, zwei oder drei Zahnteilungen des Schaltrades eingestellt werden, also um soviel, wie die Schaltung von a ausmacht und beim Stillsetzen des Stuhles durch den Schußwächter nötig ist.

Das Auswechseln von d durch größere oder kleinere Stirnräder macht eine Verschiebung bzw. eine Einstellbarkeit von e und f nötig. Am Stuhlgestell (und auf der Achse des Warenbaumes drehbar) ist das punktiert angedeutete Lager o der kleinen Welle für e und f verstellbar.

Das Warenstück, das bei jedem Schuß aufgewickelt wird, ist, wenn jedesmal um einen Schuß geschaltet wird:

1 Schuß = $\frac{1}{s} \cdot \frac{d}{e} \cdot \frac{f}{g} \cdot n$, wenn n der Umfang des Warenbaumes in cm bedeutet.

Bezeichnet man mit S die Schußdichte auf 1 cm Ware, so ist:

$$1 \text{ cm Ware} = S \cdot \frac{1}{s} \cdot \frac{d}{e} \cdot \frac{f}{g} \cdot n = \frac{S \cdot d \cdot f \cdot n}{s \cdot e \cdot g}$$

Von Bedeutung ist der Wert d , also:

$$\text{Wechselrad } d = \frac{e \cdot g \cdot s}{f \cdot n \cdot S}$$

$$\text{oder: } S = \frac{e \cdot g \cdot s}{f \cdot n \cdot d}$$

Nach einem Beispiel: $s = 67$ Zähne, $d = ?$, $e = 125$ Zähne, $f = 12$ Zähne, $g = 79$ Zähne, $n = 40$ cm Umfang.

$$d = \frac{e \cdot g \cdot s}{f \cdot n \cdot S} = \frac{125 \times 79 \times 67}{12 \times 40 \times S} = \frac{1378,39}{S}$$

Wenn also die zwischen den Breithaltern der gespannten Ware*) gemessene Schußdichte auf 1 cm 20 betragen soll, so rechnet man mit der Konstanten:

$$d = \frac{1378,39}{S} = \frac{1378,39}{20} = 68,919 = 69 \text{ Zähne}$$

$$\text{oder: } S = \frac{1378,39}{d} = \frac{1378,39}{68,919} = 20 \text{ Schüsse.}$$

In der Praxis führt man vielfach Tabellen, welche die Zähnezahl des Wechselrades d für eine bestimmte Schußdichte angeben.

Wenn nun ein 69. Wechselrad nicht zur Verfügung steht, so kann i, Fig. 97, um 3 Zähne schalten und für ein 69:3=23er Rad genommen werden.

Sollen auf 1 cm 30 Schüsse eingetragen werden, so erhält man $\frac{1378,39}{30} =$ abgerundet 46 Zähne.

Aus den beiden Rechenbeispielen ergibt sich:

Die Schußdichten verhalten sich umgekehrt wie die Zähnezahl der Wechselräder.

Die Bedeutung dieses Lehrsatzes läßt sich am besten an Hand von Rechenaufgaben erläutern.

1. Aufgabe. Ein 23er Wechselrad gibt bei 3 Zähnen Schaltung auf 1 cm Ware 20 Schüsse. Welche Schußdichte erhält man unter den gleichen Verhältnissen mit einem 25er Rad?

Auflösung: Weil das Wechselrad größer ist, muß die Schußdichte geringer werden, also:

$$\frac{20 (\text{Schußzahl}) \times 23 (\text{kleineres Wechselrad})}{25 (\text{größeres Wechselrad})} = 18,4 \text{ Schüsse}$$

2. Aufgabe. Bei 20 Schüssen ist ein 69. Wechselrad (1 Zahn Schaltung) nötig. Es sollen 24 Schüsse eingetragen werden. Welches Wechselrad?

*) Nach Verlassen der Breithalter zieht sich die Ware in der Breite zusammen und dehnt sich dafür in der Länge. Wird die Ware vom Stuhl abgezogen, so verdichtet sich der Schuß wieder und ist mit der vorher zwischen den Breithaltern gemessenen Schußzahl annähernd gleich.

Auflösung: Weil mehr Schüsse einzutragen sind, so muß das Wechselrad kleiner werden.

$$\frac{69 \text{ (Wechselrad)} \times 20 \text{ (kleinere Schußdichte)}}{25 \text{ (größere Schußdichte)}} = 55,2 = \text{abger. 55 Zähne,}$$

oder bei 2 Zahn Schaltung:

$$55:2 = 27 \text{ er oder } 28 \text{ er Wechselrad.}$$

Der positive Warenbaumregulator, wie er an den Schönherrschen Automatenstühlen Verwendung findet und in Fig. 98 abgebildet ist, ist auf ein weiteres Auswechseln der Stirnräder eingerichtet und gestattet ebenfalls eine Schaltung um 1, 2 oder 3 Zähne. n ist der Warenbaum. $A = 24$, $B = \text{Grundrad} = 50,60$ oder 80 , $C = 86$, $D = 90$, $b = 24$ und $c = 15$ Zähne. $n = \text{Umfang des Warenbaumes} = 37 \text{ cm}$. $a = \text{Zähnezahl des Wechselrades}$.

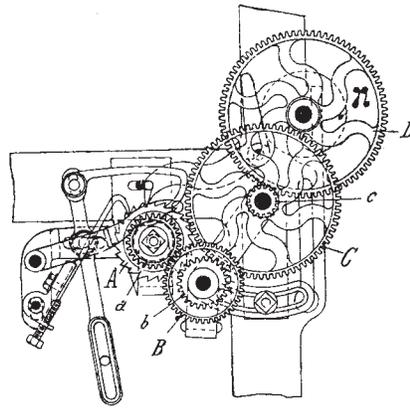


Fig. 98.

$$a = \frac{A \cdot B \text{ (Grundrad)} \cdot C \cdot D}{S \cdot b \cdot c \cdot n} \quad \text{Nach Einsetzen der Zahlen:}$$

$$a_1 = \frac{24 \cdot 50 \text{ (Grundrad)} \cdot 86 \cdot 90}{S \cdot 24 \cdot 15 \cdot 37} = \frac{697,3}{S} \quad \text{bei einem 50er Grundrad,}$$

$$a_2 = \frac{24 \cdot 60 \text{ (Grundrad)} \cdot 86 \cdot 90}{S \cdot 24 \cdot 15 \cdot 37} = \frac{836,7}{S} \quad \text{bei einem 60er Grundrad,}$$

$$a_3 = \frac{24 \cdot 80 \text{ (Grundrad)} \cdot 86 \cdot 90}{S \cdot 24 \cdot 15 \cdot 37} = \frac{1115,6}{S} \quad \text{bei einem 80er Grundrad,}$$

wobei 1 Zahn Schaltung angenommen wurde; bei 2 oder 3 Zahn Schaltung muß das Resultat mit 2 oder 3 geteilt werden.

Wenn auf 1 cm 20 Schüsse eingetragen werden sollen und ein 80er Grundrad zu nehmen ist, so erhält man:

$$a_3 = \frac{1115,6}{20} = 55,8 = 56 \text{ Zähne oder bei } a_1 = \frac{697,3}{20} = 34,85 = \text{abger. 35 Zähne.}$$

Es ist vielfach üblich, die Schußdichte auf $\frac{1}{4}$ franz. Zoll (= $\frac{1}{4}$ " frz.) anzugeben. Dann braucht man nur den Umfang des Warenbaumes in $\frac{1}{4}$ " umzurechnen und damit die Konstante zu berechnen.

Das Anpressen des Wickelbaumes an den Warenbaum geschieht auf verschiedene Arten. Die Skizze Fig. 99 zeigt

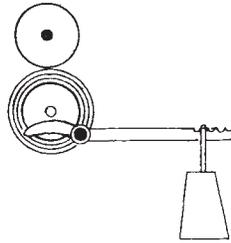


Fig. 99.

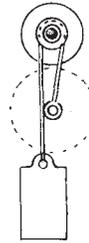


Fig. 100.

einen Hebel, der seinen Drehpunkt in der Nähe des Wickelbaumes hat, und dessen entgegengesetzter Hebelarm mit Gewicht belastet ist.

Nach der Einrichtung von Fig. 100 ist der Wickelbaum punktiert gezeichnet. Von hier aus geht eine Kette oder ein

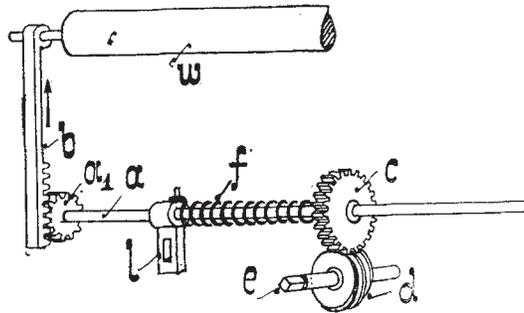


Fig. 101.

Seil nach oben über eine Rolle, die auf der Welle des gezeichneten Warenbaumes drehbar ist. Das Seil oder die Kette wird mit Gewicht belastet und preßt den Wickelbaum gegen den Warenbaum.

Fig. 101 zeigt die sog. amerikanische Art. Auf der Querwelle a sitzen an beiden Enden Zahnräder a_1 , die in die Zahnstangen b der Wickelwalze w eingreifen. Die Feder f ist so kräftig, daß sie den Wickelbaum hebt. f wird durch das

Schneckengetriebe c, d mit Hilfe einer Handkurbel, die auf e aufgesetzt wird, gespannt.

Von den Besprechungen der zahlreichen sonst noch bestehenden und den gleichen Zweck erfüllenden Einrichtungen muß abgesehen werden.

Der Schneckenregulator von Schönherr, der in Fig. 102 abgebildet ist und an den Bucksinstühlen Verwendung findet, gehört zu der zweiten Art. Die Buchstaben weisen wieder auf bekannte Teile hin. Das Schaltrad s ist zum Vorwärts- und s_1 beim Schußsuchen zum Rückwärtsschalten. s_1 hat deshalb eine von s entgegengesetzt gerichtete Zahnstellung. b dient zum

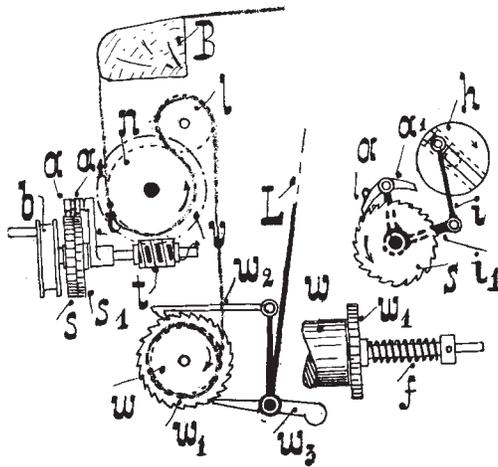


Fig. 102. Positiver Warenbaumregulator.

Bremsen. Die Ware geht um n, l und wird von w aufgewickelt. w erhält durch die Friktionsscheibe w_1 Antrieb, indem w_1 von w_2 geschaltet und w_3 gesperrt wird. Durch die Feder f wird w_1 an w gepreßt.

Die Stärke der Schaltung von a (oder a_1) wird durch den Hub der Stange i von der Kurbelscheibe h beeinflusst. Dieser Kurbelhub von i ist für 1—5 Zähne Schaltung einstellbar. Die Drehung von h geschieht nach der älteren Ausführung von der Schlagwelle aus. Später wurde die Konstruktion geändert und i_1 von der Lade aus in oszillierende Bewegung gesetzt. s kann 20—80 Zähne enthalten.

Wenn 1 Zahn Schaltung bei jedem Schuß vorausgesetzt wird, so ist:

$$1 \text{ Schuß} = \frac{a}{s} \cdot \frac{t}{v} n \text{ oder hier } \frac{1}{s} \cdot \frac{t}{v} \cdot n$$

Die Schußdichte auf 1 cm = S.

$$1 \text{ cm Ware} = \frac{1}{s} \cdot \frac{t}{v} \cdot n \cdot S.$$

Wenn t eingängig ist, so erhält man:

$$1 \text{ cm Ware} = \frac{1}{s} \cdot \frac{1}{v} \cdot n \cdot S = \frac{n \cdot S}{s \cdot v}$$

$$\text{Demnach: } S = \frac{v \cdot s}{n}$$

$$\text{und } s = \frac{S \cdot n}{v}$$

Die Schußdichten verhalten sich bei diesen Regulatoren wie die Zähnezahzahl der Schalträder. Dieser Lehrsatz läßt sich am besten an Beispielen verständlich machen.

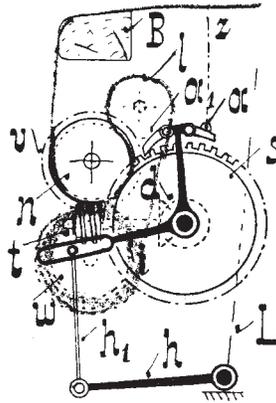


Fig. 103.

1. Man erhält mit einem 25er Schaltrad (25 Zähne) der in Fig. 102 skizzierten Reg. bei 1 Zahn Schaltung auf 10 cm Ware 231 Schüsse. Wie viele Schüsse gibt ein 32er Schaltrad?

Auflösung: Nach dem Lehrsatz muß die Schußdichte mit einem 32er Schaltrade größer werden, also:

$$\frac{231 \times 32 \text{ (größeres Schaltrad)}}{25 \text{ (kleineres Schaltrad)}} = 296 \text{ Schüsse auf 10 cm.}$$

2. Ein 46er Schaltrad gibt auf 10 cm 425 Schüsse. Welches Schaltrad muß genommen werden, wenn 324 Schüsse eingetragen werden sollen?

Auflösung: Nach dem Lehrsatz muß das Schaltrad kleiner werden, deshalb:

$$\frac{46 \times 324 \text{ (kleinere Schußdichte)}}{424 \text{ (größere Schußdichte)}} = 35 \text{ er Schaltrad.}$$

An dem Schneckenregulator von Georg Schwabe, Fig. 103, ist das Schaltrad s nicht mehr auswechselbar. Die Schußdichte wird durch den mit verschieden großem Hub einstellbaren Hebel i reguliert. In a und a_1 sind je 8 Schaltklinken. Die Zeichnung gibt die Stellung der Klinken zum Rückwärtsschalten an. Läßt der Zug in z nach, so greift a ein und arbeitet vorwärts, wobei a_1 aufgehoben ist.

Die Firma Herm. Schroers in Crefeld baut einen sog. Präzisions-Differentialregulator, der außer an Seidenwebstühlen auch an Bandwebstühlen, Fig. 104 und 104a, Anwendung findet. a ist die Schaltscheibe, Fig. 104, mit 31 Schaltklinken a_1 . a wird mit der abgebildeten Seite auf die Welle a_3 gesteckt,

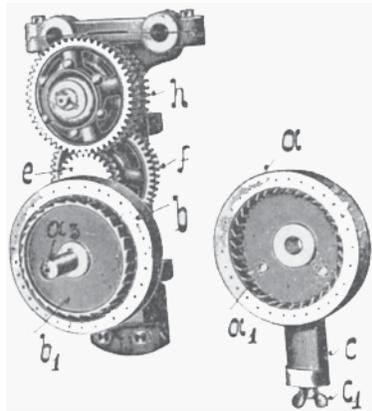


Fig. 104.

sodaß die Klinken a_1 auf dem Schaltrade b_1 arbeiten. Sperrscheibe b trägt wieder 31 Klinken, die ebenso wie die von a um einen Bruchteil der Zahnteilung verstellbar sind, weil b_1 nur 30 Zähne hat, sodaß eine genaue Schaltung möglich ist. Welle a_3 trägt ein kleines mit b_1 vereinigttes Stirnrad, das in f kämmt. e steht mit f in Verbindung, und e greift in h .

Man vergleiche hiermit Fig. 104a. A ist die auf der Kurbelwelle befestigte Kurbelscheibe, die eine an Hebel d gehende Schubstange bewegt. Von d_1 geht die Verbindung an c . Die Schußdichte wird mit Hilfe der Schraubenspindel c_1 eingestellt. Durch eine Verkürzung von c (wenn der Angriffspunkt von c höher an den Drehpunkt von c gestellt wird) wird die Schußdichte reduziert, weil dann eine stärkere Schaltung eintritt. Auch in dem Hebel d bzw. d_1 liegt die Möglichkeit für eine Veränderung in der Schußdichte. Von a , b , e aus geht eine weitere Stirnräderübersetzung an l , und l ist auf der Welle

des Warenbaumes n befestigt, sodaß sich n mit l dreht. n_1 ist zum Aufwickeln des Bandes bestimmt.

Die eben genannte Firma baut an ihren Doppel-Plüschwebstühlen einen positiven Warenbaumregulator, der mit kontinuierlicher Drehbewegung von der Welle A_1 (Schlagwelle) aus arbeitet, Fig. 105. Die Kegelräder a und a_1 treiben die Welle a_2 mit der Schnecke a_3 . Hiermit dreht sich Schneckenrad b und weiterhin die Kammräder c , d , e und f . g und h sind Zwischenräder für i . w und w_1 sind die beiden Warenbäume, die am Umfange mit Nadeln besetzt sind, sodaß der Transport der

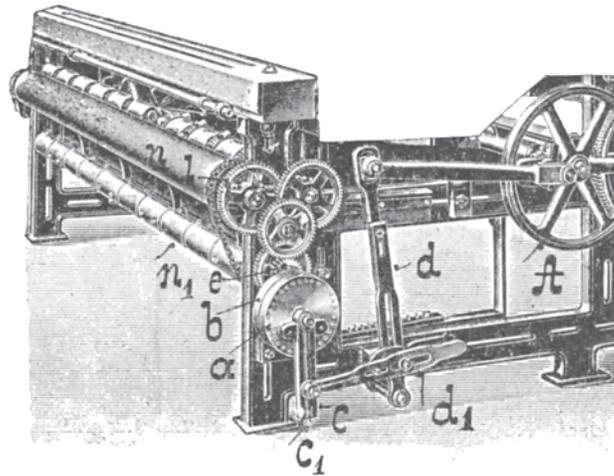


Fig. 104a. Positiver Präzisions-Differential-Warenbaumregulator an einem Bandwebstuhl.

Ware ohne Druckwalzen möglich ist. Von w oder w_1 geht die Plüschwalze über eine Leitwalze und wird von den Wickelbäumen v aufgewickelt. e ist ein Wechselrad und dient zur Regulierung der Schußdichte.

Es besteht das Uebersetzungsverhältnis:

$$\frac{A_1}{2} \cdot \frac{a}{a_1} \cdot \frac{a_3}{b} \cdot \frac{c}{d} \cdot w \text{ oder, wenn } d \text{ eine andere Zähnezahl als } f$$

hat, und weil e nur als Transport- oder Zwischenrad dient:

$$\frac{A_1}{2} \cdot \frac{a}{a_1} \cdot \frac{a_3}{b} \cdot \frac{c}{f} \cdot w = \frac{1}{2} \cdot \frac{a}{a_1} \cdot \frac{1}{b} \cdot \frac{c}{f} \cdot w = 1 \text{ Schuß.}$$

Hierbei ist zu berücksichtigen, daß sich A_1 bei jedem Schuß $\frac{1}{2}$ mal dreht, und die Schnecke a_3 als eingängig angesehen werden muß. S ist die Schußdichte auf 1 cm Ware, w ist Umfang des Warenbaumes, somit:

$$1 \text{ cm Ware} = \frac{a \cdot c \cdot w}{2 \cdot a_1 \cdot b \cdot f} \cdot S.$$

$$\text{Deshalb: } c = \frac{2 \cdot a_1 \cdot b \cdot f}{a \cdot w \cdot S},$$

$$\text{und } S = \frac{2 \cdot a_1 \cdot b \cdot f}{a \cdot w \cdot c}$$

Das Handrad h mit a_3 besteht aus einem Stück und ist durch h_1 mit a_2 verschraubt. Löst man h_1 , so läßt sich a_3 unabhängig von a_2 drehen.

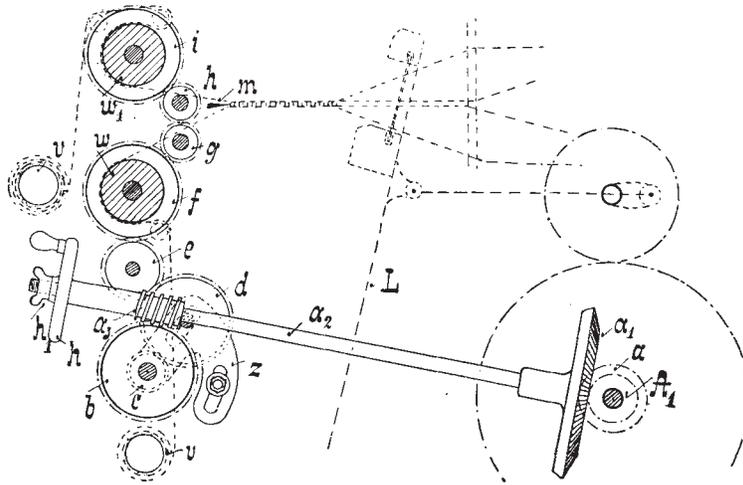


Fig. 105. Positiver Warenbaumregulator mit kontinuierlicher Drehbewegung.

Das Messer m trennt die beiden Gewebe durch Zerschneiden der Poilfäden, indem es fortwährend über die Breite des Gewebes hin- und hergeführt wird. Es schärft sich dabei selbsttätig an einem Wetzstein.

3. Die Kompensationsregulatoren.

Das Prinzip der Arbeitsweise an den Kompensationsregulatoren, wie sie für die Seidenwebstühle Verwendung finden, läßt sich durch einen Vergleich mit den negativen Kettenbaumregulatoren am besten erklären. Bei jenen war es die Veränderung in der Lage des Streichbaumes, wodurch eine Schaltung oder Drehung des Kettenbaumes hervorgerufen wurde. Hier, an den Kompensationsregulatoren, liegt die Veränderung in dem mit der Lade nicht fest verbundenen Blatt. Dieses Blatt ist in einem Rahmen u, u , Fig. 106, gelagert und u, u selbst ist mit dem Arm (Hebel) t verschraubt.

dichte vergrößert wird. Beim Ladenanschlag, und wenn der Blattanschlag durch den Schuß hinreichenden Widerstand findet, wird der Rahmen u , u durch das Blatt etwas zurückgedrängt. Hierdurch kann der Stift s_2 , der im Ladenklotz angebracht ist und gegen den Rahmen u stößt, mit Hilfe der auf s_2 sitzenden Feder (ohne Buchstabenbezeichnung) zurückweichen. s_2 berührt dann nicht die Stellschraube s_1 des Hebels s . Weil s unter a greift, so bleibt a zum Angriff an die Knagge a_1 liegen. Wird s_1 bzw. s von s_2 dagegen berührt, so hebt s die Klinke a hoch.

Der Arbeitsgang ist folgender: Beim Hin- und Herschwingen der Lade werden b_2 , b_1 und b in oszillierende Bewegung versetzt. Die Kulisse von b hat auf a_3 der Schiene a_2 Führung. Klinke a ist an b befestigt. a_2 hat auf den Vierkanten a_4 und a_4 Führung und durch die Stange c auch mit d und durch d_1 weiterhin mit e Verbindung. Von e geht der Angriff mittelst der Schiene f , f_1 an den Kulissenhebel g . f_1 (oder f) kann in g hoch oder tief stehen; die Stellung ist abhängig von dem Durchmesser des Warenbaumes n , weil die Ware direkt auf n aufgewickelt wird. o ist die Brustbaumwalze und p die Fühlwalze für n . Mit dem Steigen oder Senken von p und dem Verbindungsstück q verändert sich demnach der Angriff von f_1 oder f an g . Damit ist auch eine Veränderung in der Größe der Schaltbewegung gegeben, weil Kulissenhebel g mit dem Schaltrad g_1 verbunden ist. Die an h befestigten 32 Schaltklinken drehen durch die Einwirkung von g_1 die Scheibe h und damit die Kammräder i und i_1 . Das mit Stirnrad i_1 befestigte Kegelrad k treibt k_1 . k_1 dreht Welle r , die Schnecke l und das Schneckenrad m . m ist auf der Warenbaumachse festgekeilt.

Die Feder II verhindert den toten Gang der Hebel e , d und der Stange c . Feder I zieht Schiene a_2 stets nach rechts, nämlich dann, wenn Klinke a die Knagge a_1 frei gibt. Bleibt die Klinke a liegen, so stößt sie die Schiene a_2 nach links oder, (was dasselbe ist) nach vorne; a_2 bewegt Stange c , den Kulissenhebel d (d_1 verbindet d mit e), ferner den Kulissenhebel e und die Schiene f . Weil nach der obigen Erklärung f durch f_1 mit g verbunden ist, so muß auf die Klinkenscheibe h eine Schaltbewegung ausgeübt werden. B ist eine Bremse, die h an der Rückwärtsdrehung hindert. An Stelle dieser Bremse wird auch eine Klinkenscheibe, wie sie an Hand der Fig. 104 und 105 besprochen wurde, angewendet.

Der vorher beschriebene Regulator kann auch ohne Kompensation arbeiten; er läßt sich also in einen positiven dadurch verwandeln, daß Hebel s bzw. s_1 oder s_2 ausgeschaltet werden. Alsdann erfolgt die Regulierung der Schußdichte mit Hilfe des Stellstückes d_1 . Bei größerer Schußdichte stellt man d_1 in d hoch, umgekehrt bei geringerer tief.

Der Kompensationsregulator von Herm. Schroers in Crefeld ist in den Fig. 107 bis 108 abgebildet. Er kann mit kleinen Aenderungen sofort in einen positiven verwandelt werden und arbeitet dann so, wie es unter den positiven Warenbaumregulatoren, Fig. 104 und 104a, besprochen worden ist.

Das Blatt u , u ist in gleicher Weise so federnd gelagert, wie es schon Fig. 106 angibt. s_2 , s_1 und s arbeiten

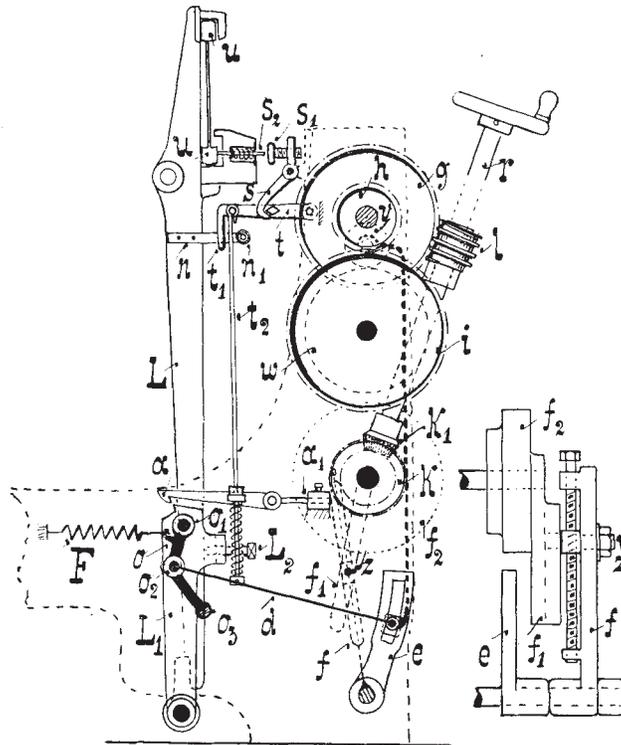


Fig. 107.

Fig. 108.

Kompensationsregulator von Herm. Schroers.

ebenso. Wird somit das Blatt beim Anschlagen an das Warenende nicht zurückgedrängt, so hebt s_2 den Haken s aus und Hebel t senkt sich. Dann greift Platine a auf L_1 . L_1 ist auf dem Zapfen der Ladenstelze lose drehbar und durch die Schraube L_2 für a einstellbar. Senkt sich a , so wird L_1 zurückgehalten und kann die Stange d , die an den Kulissenhebel e geht, nicht bewegen, e also auch nicht in Schwingung versetzen. Auf der Welle von e ist der Kulissenhebel f (siehe auch Fig. 108) befestigt und ist durch Stellstück z mit Kulissenhebel f_1 verbunden. f_1 ist an f_2 befestigt. f_2 ist ein Präzisions-Differential-

Repenning, Webstühle.

regulator, wie er an Hand der Fig. 104 und 104a beschrieben wurde; es besteht also ein Sperrrad mit 30 Zähnen, wogegen die Klinkenscheiben mit je 31 Klinken arbeiten und auch sperren. f_2 (Fig. 108) dreht das auf gleicher Welle sitzende Kegelrad k , dieses wieder k_1 und damit die Schnecke l . Von l geht die Drehbewegung auf g , dann h und schließlich auf das Kammrad i . i ist auf der Welle des Warenbaumes w befestigt. Die Ware wird direkt auf den Warenbaum aufgewickelt. Weil sich sein Umfang oder Durchmesser mit der aufgewickelten Ware ändert, so überträgt die Fühlwalze v diese Veränderung auf den Kulissenhebel e durch die Verbindungsstange, die stark punktiert gezeichnet ist. Somit wird bei zunehmendem Warenbaumdurchmesser weniger geschaltet.

Ist t mit s nicht mehr in Eingriff, so wird die durch n mit L verbundene Rolle n_1 bei zurückgehender Lade (fast erst in der äußersten Stellung) gegen Finger t_1 stoßen und dadurch t so hochheben, daß s wieder mit t in Eingriff kommt.

Hebel o ist in o_1 mit L_1 und in o_2 mit Stange d verbunden und legt sich mit dem Ansatz o_3 gegen L_1 . Die Feder f hält somit o mit dem Ansatz o_3 kraftschlüssig gegen L_1 . Ist der Widerstand an e zu groß, so gibt die Feder f nach und unterbricht die Schaltung von e , d. h. die Bewegung auf f , f_1 und f_2 .

Hebel o kann ebensogut wegfallen und Stange d an L_1 gehen. Die Feder F wird dann an passender Stelle ebenfalls mit L_1 verbunden.

Die Verbindung eines positiven Kettenbaumregulators mit einem positiven Warenbaumregulator und die Anwendung mehrerer Kettenbäume.

Als ein Beispiel der Vereinigung von Ketten- und Warenbäumen soll die Einrichtung an einem Doppelsamtwebstuhl der

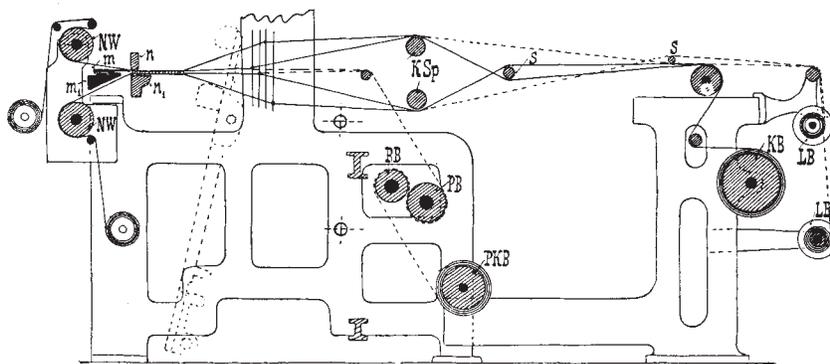


Fig. 109. Ketten- und Warenbäume am Doppelsamtwebstuhl.

Firma Herm. Schroers erwähnt werden, Fig. 109. Die mit NW und WB bezeichneten Walzen sind aus Fig. 105 (i, f) bekannt. PB ist der Poilbaum, BB dessen Druckwalze und PKB der Poilkettenbaum, siehe auch Fig. 91. Die NW und der PB werden somit positiv gedreht. KB ist der Grundkettenbaum und LB sind die Kettenbäume für die Kanten. Ferner sind KSp die Walzen für die Kettenführung und dazwischen ist die Poilkettenführung.

Die KB, PKB und LB Bäume werden gebremst oder können von negativen Kettenbaumregulatoren beeinflusst werden.

Die Einrichtungen zur Unterstützung der Bewegung von Kette und Ware in der Längsrichtung.

Die Mittel, welche die Fortbewegung in der Längsrichtung unterstützen, sind a) die Streichbäume, b) die Brustbäume und c) die Breithalter. Die konstruktive Ausbildung der genannten

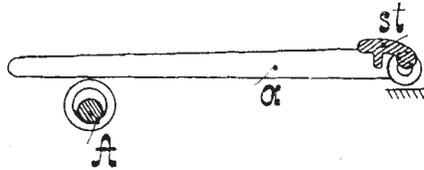


Fig. 110.

Teile ist verschieden, je nachdem es sich um Baumwoll-, Leinen-, Woll- oder Seidenwebstühle handelt.

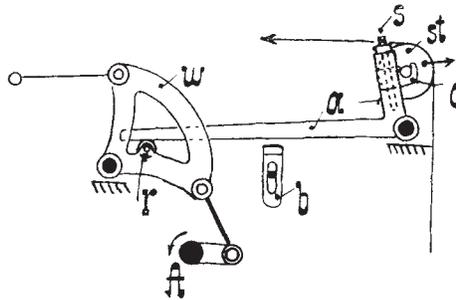


Fig. 111. Streichbaumbewegung.

a) Die Streichbäume.

Der Zweck der Streichbäume und ihre allgemeine Einrichtung ist aus den vorhergehenden Besprechungen bekannt geworden. Die Einteilung läßt sich vornehmen 1. in feste und

2. in bewegliche Streichbäume. Die festen sind gewöhnlich aus Gußeisen hergestellt und dienen in der Regel gleichzeitig zur Verbindung und daher Versteifung der Stuhlwände. Bei den beweglichen kennt man Riegel und Walzen (eiserne oder hölzerne).

Die Bewegung der Streichbäume ist verschieden und wird hauptsächlich durch die Art der Fachbildung bestimmt. Der

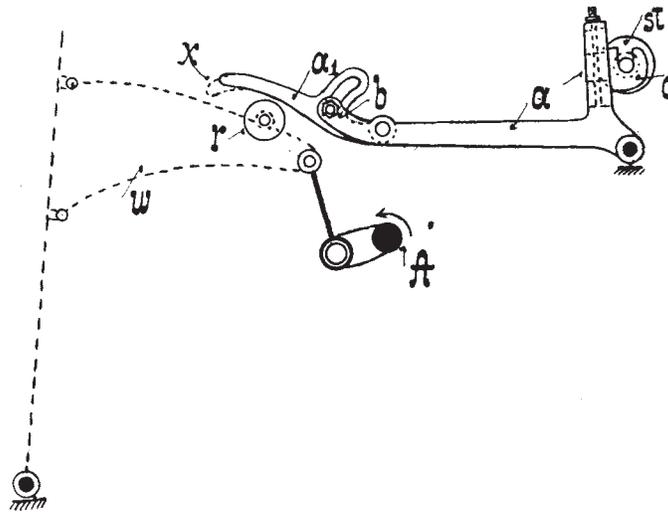


Fig. 112. Streichbaumbewegung.

Zweck ist, eine hinreichende Kettenspannung und dabei Schonung der Fäden vorzunehmen. Auf eine nähere Besprechung kann erst bei der Fachbildung eingegangen werden. An dieser Stelle muß sich die Beschreibung auf einige Konstruktionen beschränken, soweit sie aus dem Vorhergehenden nicht schon bekannt geworden sind.

Die Skizze Fig. 110 zeigt als Streichbaum einen beweglichen Riegel *st*, der an beiden Enden in Hebeln *a* gelagert ist. *a* wird von einem Exzenter der Welle *A* bewegt. Anwendung findet diese Einrichtung an Baumwoll- und Leinenstühlen usw. des 1. Stuhlsystems.

Die Bewegung der Streichbäume an Buckskinstühlen hat verschiedene Aenderungen erfahren. Am ältesten ist die von Fig. 111, wo der Streichbaumhebel *a* durch den Ladenwinkel *w* bzw. Rolle *r* mitgenommen wird. Die Größe der Bewegung wird durch den Stützpunkt *b*, der höher oder tiefer gestellt werden kann, geregelt. Beim Ladenvorgang geht der Streichbaum nach rechts in der Pfeilrichtung. Das Lager *c* ist in *a* verstellbar und kann durch die Schraubenspindel *s* hoch oder

tief gestellt werden, je nachdem es die Fachbildung nötig macht, siehe den betreffenden Artikel.

Als Uebelstand der Einrichtung hat man beim Mitnehmen des Streichbaumhebels das Anstoßen der Rolle r , die mit dem Ladenwinkel verbunden ist, gegen den Hebel a erkannt und deshalb verschiedene Neuerungen vorgenommen. Von denselben soll die der Sächsischen Maschinenfabrik in Chemnitz zuerst angeführt werden, Fig. 112. Hebel a ist durch a_1 verlängert und so konstruiert, daß mittelst der Kulisse von a_1 und des Bolzens b der Hebel a_1 mit a in verschiedene Winkel gestellt werden kann. Dadurch ist ein besonderer Stützpunkt überflüssig, weil a_1 unausgesetzt auf Rolle r des Ladenwinkels w geführt wird und jeder Stoß beseitigt ist. Auch ist jede Größe der Streichbaumbewegung möglich.

Man vergleiche hiermit die Einrichtung von Fig. 113 der Sächsischen Webstuhlfabrik, welche durch Patent geschützt ist.

Die Streichbaumbewegung älterer Ausführung der zuletzt genannten Firma, Fig. 114, ist noch bemerkenswert, weil hierbei auch jeder direkte Stoß vermieden ist, und weil dennoch die

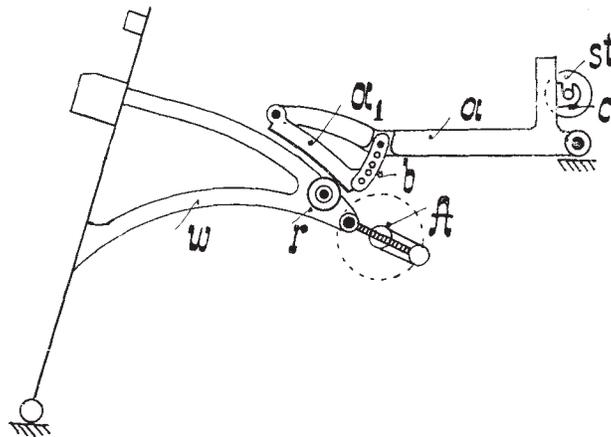


Fig. 113. Streichbaumbewegung.

Bewegung im letzten Augenblick kurz vor dem Ladenanschlag energisch einsetzen kann. Dieselbe Arbeitsweise ließe sich übrigens auch mit der Einrichtung von Fig. 112 erreichen, wenn Hebel a_1 in x verändert würde. Dieser Umstand, nämlich die kurz vor dem Blattanschlag einsetzende Streichbaumbewegung, hat für die Schonung der Kette gewisse, bei der Fachbildung zu besprechende Vorteile. Hebel a , Fig. 114, trägt in bekannter Weise den Streichbaum st , und Hebel a_1 , der mit a in Berührung

steht, wird durch die Stange p von dem Ladenwinkel w aus bewegt.

An dem 4. Stuhlsystem, den Schönherrschen Federschlagstühlen, erfolgt die Bewegung des Streichbaumes durch eine

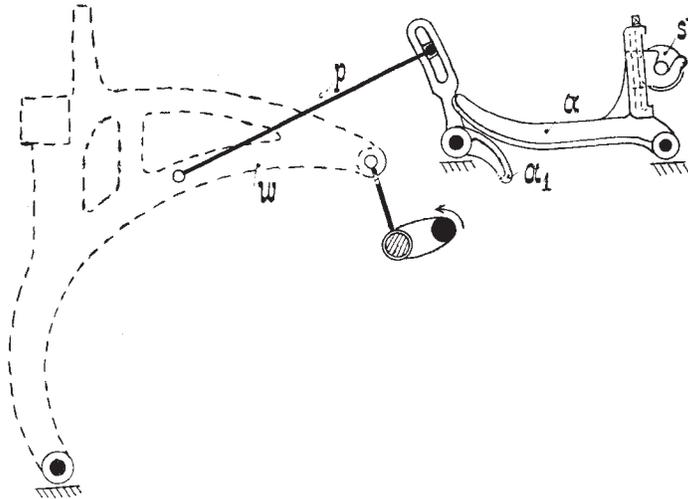


Fig. 114. Streichbaumbewegung.

Nockenscheibe b, Fig. 115. Der zweiarmige Hebel n, der in t den Drehpunkt hat, trägt die konische, an b laufende Rolle o. Die Nocke von b setzt den Hebel n und damit den Streichbaum st in Bewegung.

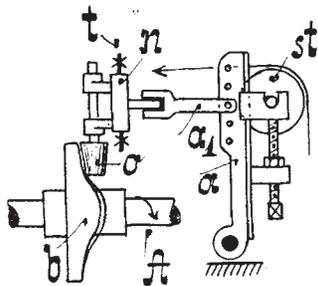


Fig. 115.

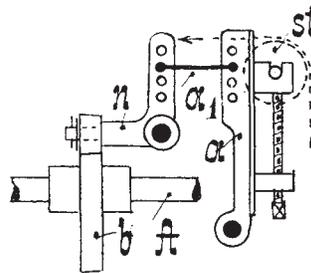


Fig. 116.

In Fig. 116 ist statt der Nockenscheibe eine Kurvenscheibe b genommen worden, Winkelhebel n überträgt die Bewegung durch Stange a_1 auf a.

b) Die Brustbäume.

Zu einigen interessanten Bemerkungen gibt die Besprechung der Brustbäume Anlaß. In den meisten Fällen ist der Brust-

baum als fester Riegel zur Versteifung der Stuhlwände ausgeführt, sodaß er, wie es aus der Besprechung der Warenbaumregulatoren hinlänglich bekannt ist, gleichzeitig zur Führung des Gewebes dient. Er kann aus Holz oder Eisen gefertigt sein. Nur beim Naßweben sind eiserne Streichbäume wegen der Rostbildung nicht zu verwenden. Bei sehr empfindlichen Waren bekleidet man die Stelle, über die das Gewebe gleitet, mit Glasstangen usw. An Stelle des Riegels tritt oft eine Walze. So verwendet man in der Seidenweberei mit Vorliebe Walzen, die mit Wollfilz bezogen sind, siehe die Abbildung des Kompensationsregulators der Maschinenfabrik Rüti, Fig. 106.

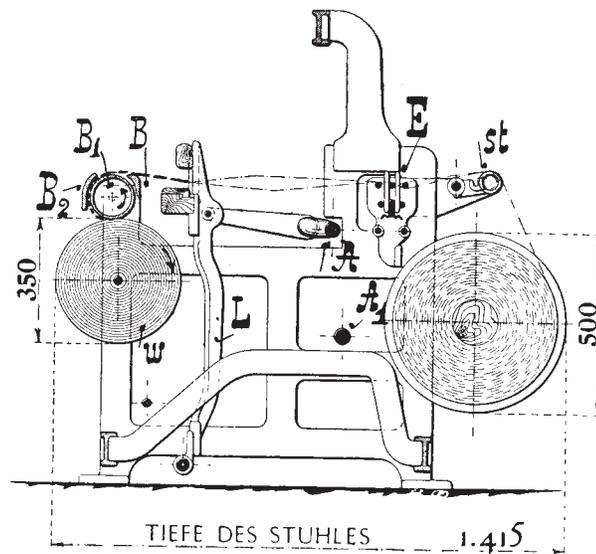


Fig. 117.

In Fig. 117 wird die Ausführung an den neuen automatischen Webstühlen der Elsässischen Maschinenbau-Gesellschaft in Mülhausen i. E. gezeigt. Zum Transport des Gewebes dient der Warenbaum B₁, und an diesen wird der Wickelbaum w gepreßt. Unterhalb des Stuhles ist auf diese Weise viel Platz gewonnen, sodaß sich Reparaturen usw. durch leichten Zugang bequem ausführen lassen. B ist als Riegel anzusehen und B₂ außer als Riegel auch noch zum Schutz der Ware gegen Verschmutzen angebracht. Im übrigen ist noch zu bemerken, daß das Stuhlmodell zu dem 1. Stuhlsystem gehört. Die Welle A₁ liegt etwas weiter zurück als A.

Nun ist der Abstand zwischen dem Warenende und Brustbaum in der Regel sehr groß. Der Nachteil dieses Abstandes zeigt sich ganz besonders an Geweben mit Unterschuß, Doppel-

geweben und dergleichen, wobei das eine Mal viel mehr Kette ins Ober- als ins Unterfach geht und sich das Verhältnis beim nächsten Male ins Gegenteil ändert. In Fig. 118 ist die Wirkung in der Fachbildung wiedergegeben. *a* zeigt die gehobene Ware, wovon die Ursache in dem im Oberfach entstandenen, vermehrten Kettenzug (hervorgerufen durch eine bedeutend größere Fadenzahl) liegt. Die punktierten Linien von a_1 lassen einen vermehrten Zug nach unten erkennen.

Wenn das Fach aus den oben erklärten Ursachen ungleich hochsteht, so ist es schwer, dem Webschützen einen richtigen

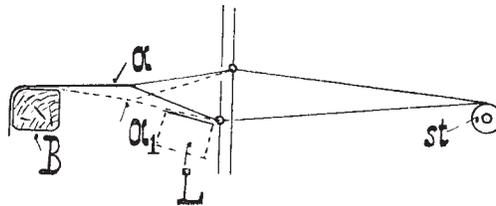


Fig. 118. Brustbaum und Fachbildung.

Lauf zu geben. Er wird aus seiner Bahn abgelenkt, trifft schlecht in den Schützenkasten, zerreißt leicht Kettenfäden oder wird ganz aus dem Fache herausgeschleudert.

Hier wird durch die Brustbaumkonstruktion der Buckskinstühle sächsischer Bauart Abhilfe geschaffen, Fig. 119. *B* ist

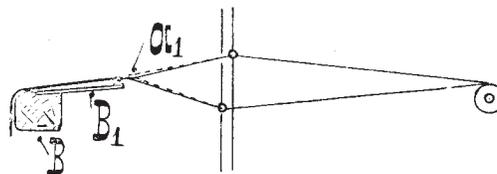


Fig. 119. Brustbaum und Fachbildung.

durch das starke Blechstück B_1 verlängert, geht fast bis an das Warenende und läßt nur soviel Platz, daß sich der Schützen zwischen B_1 und dem Blatt nicht klemmen kann. An dem äußersten rechten Ende von B_1 ist die Erhöhung durch eine quer über den Stuhl (parallel mit dem Brustbaum) laufende Holzlatte hergestellt, sodaß die (evtl. naß gewebte) Ware mit dem Eisenblech nicht in Berührung kommt. Die ungleiche Höhenstellung des Faches, wie a_1 , ist jetzt für das regelmäßige Weben bedeutungslos geworden.

In Fig. 120 besteht zwischen dem Streich- und Brustbaum eine Verbindung, wodurch es möglich ist, *b* und *st* von einem Exzenter oder einer sonstigen geeigneten Vorrichtung aus in

zwei verschiedene Stellungen zu bringen, wie es für Frottiertücher angewendet wird. Statt die Lade bzw. das Blatt in der Anschlagstellung zu verändern, geschieht es hier durch die

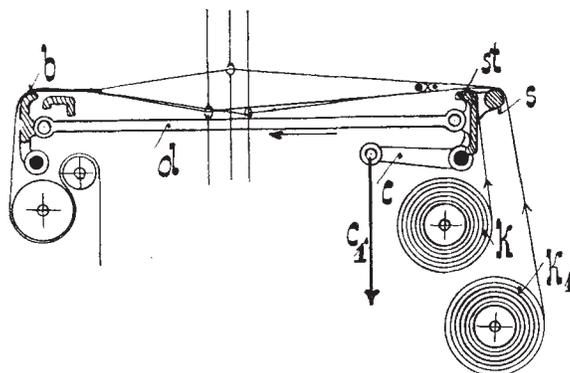


Fig. 120. Beweglicher Streich- und Brustbaum.

beiden verbundenen Riegel. Beide stehen z. B. für zwei Schüsse links und gehen beim Anschlagen des dritten nach rechts, sodaß jetzt alle drei Schüsse zusammen an das Warenende angeschlagen werden.

c) Die Breithalter.

Das Eingehen der Ware in der Breite ist verschieden und in der Regel um so größer, je stärker die Kette gespannt werden muß, um den Schuß in der vorgeschriebenen Dichte anschlagen zu können. Die Art der Bindung ist dabei von großem Einfluß. Vermehrt wird der Breiteneingang bei naß zu verwebendem Schußgarn, wie bei gewissen Militärtüchern oder Paletotstoffen usw. Durch die Breithalter muß der Eingang verhindert werden, damit die Kettenfäden an den Rietstäben nicht eine seitliche Reibung erhalten und reißen.

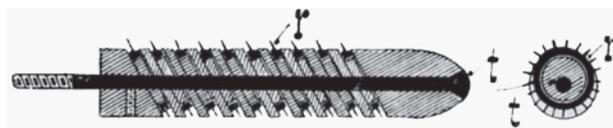


Fig. 121. Zylinderbreithalter.

Man unterscheidet hand- und selbsttätige oder mechanische Breithalter. Die ersteren finden nur in sehr seltenen Fällen in Verbindung mit den selbsttätigen Verwendung, nämlich dann, wenn der Breiteneingang so stark ist, daß die Leiste reißt

oder sonst eine Beschädigung der Ware zu befürchten ist. Der Handbreithalter muß hinter dem selbsttätigen arbeiten und in dem Maße mit der Hand vorgesetzt werden, wie Ware hergestellt wird.

Die selbsttätigen teilt man ein in Stachelrädchen-, Walzen- oder Kettenbreithalter. Die Stachelrädchen- und Walzenbreithalter werden verschieden angeordnet. Man unterscheidet hier- nach weiterhin Zylinder- und Sonnenbreithalter.

Fig. 121 zeigt einen Zylinder-(Stachelrädchen-)Breithalter im Schnitt mit zehn einzelnen Rädchen r , die so exzentrisch gelagert sind, daß die Spitzen nach unten von dem Zylinder ge-

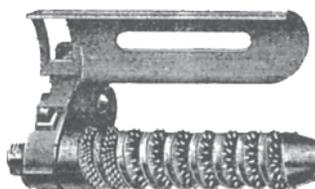


Fig. 122.

schützt werden; sie sind schräg gestellt, damit die Ware von den Rädchen erfaßt und breitgehalten werden kann. Fig. 122 gibt die Ansicht mit einem aufgeklappten Deckel wieder; die Ware wird zwischen Zylinder und Deckel hindurchgeführt. Wie die Abbildung erkennen läßt, sind die Rädchen mit zwei Reihen von Nadelspitzen versehen und verschieden geneigt, am schrägsten nach der Lagerseite hin gestellt, wo die beiden Rädchen



Fig. 123.

noch stärker mit Nadelspitzen besetzt sind. Wegen der verschiedenen Schrägstellung der Rädchen bezeichnet man den Breithalter auch als Differential-Zylinderbreithalter.

Die Anzahl der Rädchen ist abhängig von dem Verwendungszweck. Es gibt Waren, die schon bei mittlerer Spannung leicht durch die Nadelspitzen beschädigt werden. So verziehen sich bei vielen Herrenkammgarnstoffen die Kettenfäden und bilden Gassen, die sich nicht mehr beseitigen lassen. Die Stachelrädchen dürfen deshalb nur in die Leiste eingreifen. Es ist dies der Grund, weshalb man Zylinderbreithalter mit nur 4 oder 5 Rädchen verwendet, Fig. 123.

Natürlich ist jede Beschädigung der Nadelspitzen zu vermeiden. Sind sie hakenförmig umgestoßen, so dringen sie in die Ware und zerreißen beim Herausziehen die Fäden. Auch

ist zu kontrollieren, ob sich zwischen Rädchen und Lager nicht Staub oder Härchen ansetzen und die Drehung hindern. Beim gewaltsamen Durchziehen wird die Ware sonst leicht beschädigt, von den Nadelspitzen geritzt; auch sind die Spitzen nach kurzer Zeit abgeschleuert und zum Breithalten unbrauchbar.

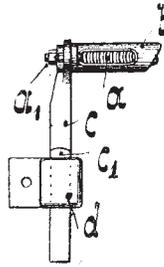


Fig. 124. Breithalter.



Fig. 125. Breithalter.

Auf eine zweckmäßige Lagerung der Zylinderbreithalter hat man viel Sorgfalt verwendet. Fig. 124 zeigt die Befestigung des Zylinders a (b ist der Deckel für a) durch die Schraubenmutter a_1 an dem Halter c. d ist das mit dem Brustbaum zu verbindende Lager. c wird in d durch die Flachfeder c_1 (nur mit dem Kopf erkennbar) gehalten bzw. gebremst, sodaß sich c in d dann verschieben kann, wenn sich der Schützen zwischen Blatt und Breithalter beim Ladenanschlag klemmt.

Die verbesserte Form der Zylinderlagerung von Fig. 125 trägt der walkenden Bewegung der Ware Rechnung. Schwere

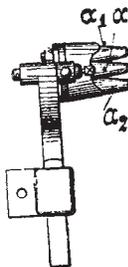


Fig. 126.

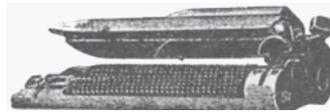


Fig. 127. Stachelbreithalter.

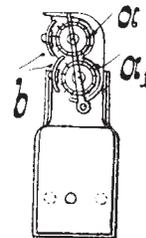


Fig. 128. Sonnenbreithalter.

Waren werden bekanntlich beim Ladenanschlag vorgeschoben und beim Rückgang durch die Kettenspannung zurückgezogen, sodaß ein sog. Walken entsteht. Die Ware wird dadurch zwischen Zylinder und Deckel des Breithalters vor- und rückwärts scheuern und außerordentlich schädlich auf die Stachelrädchen einwirken. Man hat deshalb dem ganzen Breithalter

eine pendelnde Bewegung gegeben, sodaß er der walkenden Warenbewegung Folge leistet. d ist im Schnitt gezeichnet, a_2 der Schwingpunkt für a mit Deckel b , und c_1 ist die Bremsfeder.

Der erhöhte Arm von c (Fig. 125) ist beim Schützeinlegen oder sonst beim Arbeiten anfangs etwas hinderlich, nach Gewöhnung aber wenig störend. Es ist dies der Grund gewesen, weshalb man nach einer andern Lagerung des Zylinders suchte, ohne die Vollkommenheit der vorher beschriebenen zu erreichen. So entstand ein Zylinderbreithalter, dessen Spitze beweglich ist, sodaß der Teil des Zylinders, der die Rädchen trägt, der Walkbewegung des Gewebes folgen kann.

In Fig. 126 ist ein dreifacher Zylinderbreithalter abgebildet. Die Ware geht zwischen den drei Zylindern, nämlich unter a und über a_1 und a_2 , hindurch.

Einen Stachelbreithalter mit zwei Wälzchen, wie ihn unter anderen die Firma Lupton Bros. in Accrington baut, gibt Fig. 127 wieder. Der Deckel ist etwas abgehoben.

Ein sog. Sonnenbreithalter ist in Fig. 128 abgebildet. a und a_1 sind zwei liegende Scheiben, die Nadelspitzen tragen. b sind Warenführungsstücke, die denselben Zweck erfüllen, wie die vorher erwähnten Deckel. Statt zwei Nadelscheiben (auch Stern- oder Nadelrädchen genannt) kann eine einzige verwendet werden. Der Vorteil dieses Breithalters liegt darin, daß die Nadelspitzen nur in die Leiste eingreifen. Nachteilig sind sie, weil die Ware leicht von den Rädchen abspringt, besonders beim Zurückweben.

Die Walzenbreithalter ohne Nadelspitzen tragen schraubenförmige Rillen, die durch Auskerbungen pyramidenartig ausge-

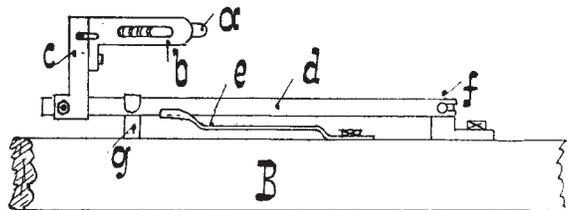


Fig. 129. Breithalter.

bildet und infolge ihrer so entstandenen Spitzen imstande sind, die Ware, wenn sie keine große Spannung hat, breit zu halten. Die Ware kann dabei über oder unter den Walzen hindurchlaufen, und ein Deckel sorgt für genügende Umspannung der Walze mit der Ware.

Die Stachelkettchenbreithalter sind aus einer kleinen, endlosen Kette mit eingelassenen Nadelspitzen gebildet. Die Kette läuft über zwei Röllchen, wovon das zweite, also dem Blatt

am entferntesten stehende, durch eine Rolle, die auf der Achse des Röllchens sitzt, mit Hilfe einer Schnur und Gewichtsbelastung angetrieben werden kann.

Die beiden in Fig. 129 und 130 abgebildeten Befestigungsarten sind noch bemerkenswert, weil sie beim Klemmen der Schützen zwischen Blatt und Breithalter nachgiebig sind und außerdem bei der Walkbewegung des Tuches etwas mitgehen. Besonders die Einrichtung von Fig. 129 ist für schwere Ware

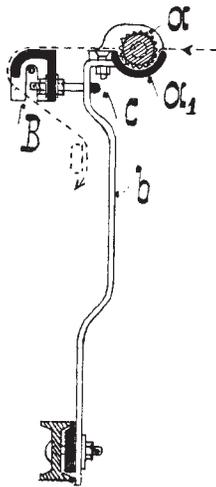


Fig. 130.

geeignet; die Ansicht ist von oben gegeben. B ist der Brustbaum, a der Zylinder und b der dazu gehörige Deckel. a ist an c und c an d befestigt. Für d ist der Drehpunkt in dem (an dem Brustbaum festgeschraubten) Lager f. g ist Führung und Halter für d. Flachfeder e preßt d nach der Lade hin. Dieser beschriebene Breithalter ist links; der rechte muß hiervon entgegengesetzt stehen.

In Fig. 130 bezeichnet B den Brustbaum, a den geriffelten Walzenbreithalter, a₁ die Warenführung und b den Halter. b ist durch den erkennbaren Bolzen c mit B in Verbindung gebracht worden, wobei sich b federartig gegen c legt.

3. Teil.

Die Bewegungen der Kette für die Fachbildung.

Das Heben und Senken der Kettenfäden für die Fachbildung geschieht mittelst der Litzen, und die Mittel zu ihrer Bewegung bestehen a) in den Schäften und b) in den Harnischschnüren. Von den maschinellen Einrichtungen zum Weben mit Schäften sind eine große Anzahl bekannt, und wenn man von den alten Vorrichtungen zum Bewegen der Harnischschnüre absieht, so ist nur die Jacquardmaschine im Gebrauch. Man unterscheidet daher eine Schaft- und eine Jacquard- oder Harnischweberei. Ihre Besprechung setzt die Bekanntschaft mit der Fachbildung voraus.

Das charakteristische Merkmal der verschiedenen Arten von Fachbildung liegt in der Stellung der Kettenfäden oder in ihrer Arbeitsweise erstens während der Schützenbewegung, also während der Fachöffnung, und zweitens während des Fachwechsels oder (was im allgemeinen dasselbe besagt) in der Zeit des Blattanschlages (in der Zeit des Ladenvor- und -rückganges).

Die erste Arbeitsweise während der Schützenbewegung wurde schon an Hand von Fig. 1 erklärt. Es handelte sich dort aber nur um zwei Schäfte oder um zwei Reihen hintereinander stehender Litzen, die zum Bewegen der Kettenfäden dienen. Nimmt man acht (wie in Fig. 131) oder noch mehr solcher Litzenreihen, so ist ihre Höhenstellung nicht mehr gleichgültig. In Fig. 131 haben die acht hintereinander stehenden Litzen durch Heben und Senken ebenfalls ein Fach, aber ein sog. Schrägfach gebildet, indem die hintersten, also vom Brustbaum am entferntesten Litzen stärker als die vorderen bewegt bzw. ausgehoben sind. Sie liegen in dem Oberfach = o oder Unterfach = u parallel und geben dem Schützen s eine glatte Bahn. b bedeutet hier das Blatt oder Riet. Im Gegensatz hierzu zeigt Fig. 132 eine Fachöffnung ohne Schrägfach, wobei die

acht Litzen gleich stark gehoben und gesenkt sind. Die Fäden im Ober- und Unterfach sind nicht parallel, und der Schützen wird hauptsächlich (nach Fig. 132) über den Faden der hinteren Litze gleiten. Die Kettenfäden liegen nicht glatt auf der Ladenbahn L, sodaß der Schützen keinen ruhigen, sichern Lauf erhalten kann.

Die Fachbildung ohne Schrägfach läßt sich durch die maschinellen Einrichtungen zum Bewegen der Litzen verbessern,

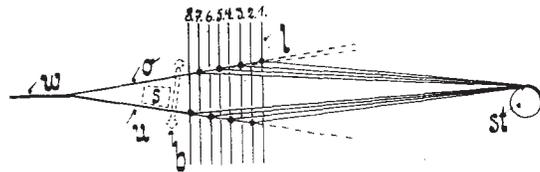


Fig. 131. Schräges Fach.

wie in Fig. 133, wo das Unterfach u eine Schrägstellung hat, wogegen das Oberfach in der Schrägstellung noch mehr benachteiligt ist. Im praktischen Weben ist dies bei wenigen Litzenreihen und genügend großem Fach ohne Bedeutung; hauptsächlich muß dem Schützen durch günstige Fachstellung in u eine gute Führung gegeben und die Kettenfäden geschont werden.

Die zweite Arbeitsweise in der Zeit des Ladenvor- und rückganges oder des Blattanschlages (also die Arbeit des Fach-

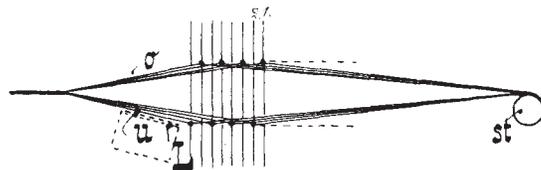


Fig. 132. Fachbildung ohne Schrägfach.

wechsels) ist in vier Arten zu unterscheiden, nämlich in 1. Hochfach, 2. Tieffach, 3. Hoch- und Tieffach und 4. Offenfach evtl. Halboffenfach.

1. Das Hochfach. Hierbei werden die Kettenfäden während des Blattanschlages im Unterfach gehalten. Das Fach ist dann geschlossen. Das Heben für die Fachbildung geschieht in der Zeit des Ladenrückganges, sodaß der Schützen die vollendete Fachöffnung vorfindet. Die Litzenstellung kann dabei mit oder ohne Schrägfach sein.

2. Tieffach. Es besteht hier das Gegenteil der vorher besprochenen Arbeitsweise. Die Kettenfäden werden also während

des Blattanschlages im Oberfach gehalten und zum Zwecke der Fachbildung gesenkt (mit oder ohne Schrägfach).

3. Das Hoch- und Tieffach, auch Geschlossenfach oder Klappfach genannt, arbeitet so, daß die Kettenfäden während des Blattanschlages in der Mitte stehen und für die Fachbildung (also beim Ladenrückgang) teils in das Ober- und teils in das Unterfach gehen. Der Beginn der Fachöffnung kann nun eben vor, oder kurz nach dem Blattanschlag fallen. Dies setzt voraus, daß das Schließen des Faches früher oder später be-

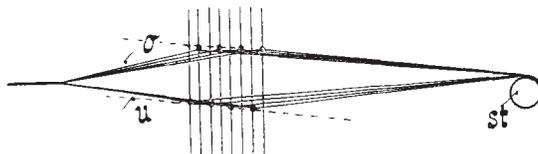


Fig. 133. Schrägfach im Unterfach.

ginnt, was mit Hilfe der maschinellen Einrichtungen in der Schaft- oder Jacquardweberei leicht ausführbar und unter bestimmten Verhältnissen von großer Bedeutung für das praktische Weben ist, siehe die späteren Bemerkungen.

4. Das Offenfach ist in seiner Arbeitsweise durch die Bezeichnung schon charakterisiert. Während des Ladenvorganges werden nicht alle Kettenfäden bzw. Litzen bewegt, sondern bleiben teilweise im Ober- oder Unterfach stehen. Die von oben nach unten oder umgekehrt arbeitenden Kettenfäden sind

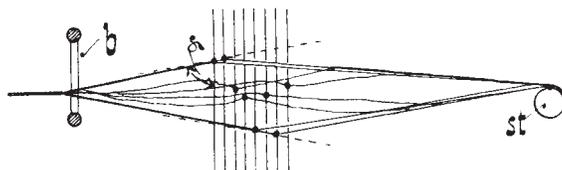


Fig. 134. Offenfach.

beim Ladenanschlag nicht gespannt, Fig. 134. Es ist aber auch hier möglich, die Bewegung der Kettenfäden so zu beschleunigen, daß sie ihre Stellung im Ober- oder Unterfach dann einnehmen, wenn der Blattanschlag erfolgt. Die Fachöffnung kann auch hier mit oder ohne Schrägstellung der Litzen sein. Nicht alle Bindungen, wie unter andern Taft (Leinwand), lassen eine Offenfachbildung zu.

Das Halboffenfach findet man praktisch nur bei den Doppelhub-Jacquardmaschinen, siehe diese. Die nicht wechselnden Litzen bleiben im Unterfach, und die (eigentlich) im Oberfach zu haltenden senken sich bis zur Mitte und werden dann wieder mit gehoben.

Das Halboffenfach der weiteren Art, wobei sich die im Ober- und Unterfach stehenbleibenden Litzen bis halb zur Mitte bewegen und dann mit den wechselnden zurückgehen, hat sich praktisch nicht einbürgern können.

An Hand von Fig. 135 entsteht die besondere Frage nach der Sprunghöhe der Litzen und ihrer Bedeutung für die Praxis. Unter Sprunghöhe versteht man die Höhe der Fachöffnung, die bei einer Schrägfachbildung verschieden ist. Sie richtet sich nach der Webart, ob Baumwoll-, Leinen-, Seiden- oder Wollgarne verarbeitet werden, und wie dicht die Ketten stehen. Bei glatten Garnen, z. B. Baumwollgarnen, nimmt man die Fachhöhe kleiner als bei Wollgarnen. Insbesondere Streichgarne und auch dichte Kammgarnketten usw. verlangen einen großen Sprung. An Buckskinstühlen findet man für c, Fig. 135, eine Höhe von zirka 13 und für d von zirka 26 cm. Dabei ist der Abstand vom Warenende bis c gleich 25 cm = a. a_1 , wenn 33

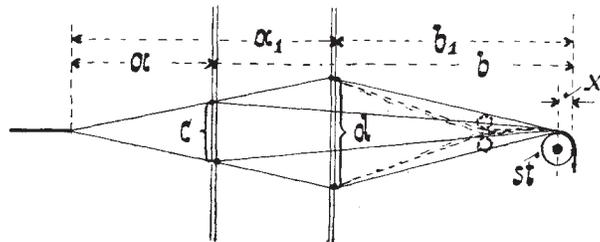


Fig. 135.

Schäfte vorhanden sind = 60 cm. Die Sprunghöhe der vorderen Litzen ist für andere Webstühle vielfach nur 7, 8 oder 9 usw. cm.

Die große Sprunghöhe ist nun nötig mit Rücksicht auf die Größe der Schützen (damit sie möglichst viel Garn fassen) und mit Rücksicht auf die reine Fachbildung. Das rauhe Streichgarn hindert sich gegenseitig an dem glatten Ausspringen, und dann entsteht z. B. das in Fig. 136 charakterisierte Bild; die Kettenfäden bleiben hängen wie bei a. Auch dichte Kammgarnketten (auch Seidenketten) neigen sehr leicht zu einer unreinen Fachbildung, wobei die Art der Bindung von großem Einfluß ist. So kennt man z. B. unter den Herrenkleiderstoffen eine Kammgarndrapéware, wobei sog. Ueberspringer (durch das unreine Fach gehinderte Kreuzung der Kettenfäden) unvermeidlich sind. Außer diesen Ueberspringern zeigen sich noch andere Fehler. Dort, wo die Kettenfäden nicht rein ausspringen, wie bei a (Fig. 136), bleibt der Schußfaden schleifenförmig hängen, hebt sich beim nächsten Blattanschlag heraus und gibt zu Ausbesserungen oder Fehlern Veranlassung. Auch liegt Gefahr vor, daß die Kettenfäden von dem Schützen abgeschossen und der

Schützen bei stärkerem Kettengarn aus seiner Bahn abgelenkt wird.

Die Art der Fachbildung ist auf das glatte Ausspringen von großem Einfluß. Das Klappfach gibt eine reinere Fachöffnung als das Offenfach. Dies gilt sowohl für Woll- wie auch für Seidenketten usw. Zur Begründung sagt man auch wohl in der Seidenweberei, daß die Fäden kämmen müssen, um rein ausspringen zu können. Auf jeden Fall ist das energischere Ausheben der Kettenfäden ins Ober- oder Unterfach, wie bei dem Klappfach, vorteilhaft; die Fäden springen dadurch besser auf. Nun weiß man aus Erfahrung, und ist aus Fig. 136 leicht begründet, weil der Abstand bis an das Warenende größer ist, daß die Fäden der hinteren Litzen mehr zur unreinen Fachbildung neigen als die der vorderen.

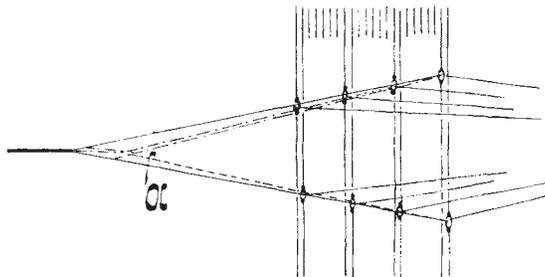


Fig. 136. Unreines Fach.

Es gibt Mittel, die reine Fachbildung an dem Klappfach zu befördern. Hierbei ist die Streichbaumbewegung von großem Einfluß. Der Abstand vom Warenende bis an den Streichbaum ist im geschlossenen Zustande größer als während der Fachöffnung. Deshalb darf der Streichbaum nicht still stehen und muß sich, damit die Kettenfäden geschont werden, nach innen bewegen, nämlich um die Strecke x , Fig. 135. Wie groß diese Strecke ist, kann deshalb nicht berechnet werden, weil sie stets von dem Garn und der Ware abhängig ist. Neigt das Fach zur Unreinheit, so spannt man die Kette durch eine geringere Streichbaumbewegung. Wo dies nicht genügt, bindet man Ruten (punktiert gezeichnet), Fig. 135, hinter dem Geschirr über die Kette (siehe später unter Kreuzschienen). Durch dieses Mittel erreicht man hauptsächlich für die Kettenfäden der hintern Litzen (die hauptsächlich zur unreinen Fachbildung neigen) eine vorteilhafte stärkere Spannung. Auch kann man die Gesamtspannung der Kette (wenn es die Haltbarkeit der Fäden zuläßt) dadurch erhöhen, daß die Bremsen oder negativen Kettenbaumregulatoren stärker belastet werden als sonst nötig; die Schußdichte wird sich dabei mit den positiven Warenbaumregulatoren nicht än-

dern; sind aber negative (schwebende) in Gebrauch, so muß das Gewicht derselben (oder dafür eine Feder) eben kräftiger ziehen, um die vermehrte Kettenbelastung auszugleichen.

Auch findet der Verfasser in der Art der Streichbaum-bewegung ein Mittel zur Beförderung des reinen Faches und zugleich der Kettenschonung. Es wurde schon bei Besprechung der Streichbäume darauf hingewiesen, daß die Bewegung im letzten Augenblicke kurz vor dem Ladenanschlag in genügender Stärke einsetzen kann. Geht die Lade zurück, so wird der Streichbaum z. B. schon nach einem Viertel Rückgang die Bewegung vollendet und die Kettenspannung gelockert haben; dann setzt die durch das weitere Aufspringen der Litzen (durch Erweiterung der Fachöffnung) entstehende etwas ruckartige Kettenspannung ein, sodaß die Fäden rein ausgehoben werden (ausspringen). Macht der Streichbaum dagegen eine mit der fortschreitenden Fachöffnung gleichbleibende Bewegung (wobei die Endspannung der Kette nach vollendeter Fachbildung mit der oben erwähnten gleich ist), so fehlt bei ganz gleicher Beanspruchung auf Haltbarkeit der Fäden doch der kleine Ruck, die plötzliche, auf die reine Fachbildung so vorteilhaft einwirkende Spannung.

Die Fachbildung nach Fig. 132 (ohne Schrägfach) wird auch als unrein bezeichnet, jedoch nicht in dem oben erwähnten Sinne.

Zur Beförderung der reinen Fachbildung bei Offenfach bleibt nur eine stärkere Kettenspannung übrig. Die Streichbaum-bewegung fällt weg, weil eine Aenderung im Abstände vom Warenende bis an den Streichbaum wegen der im Ober- und Unterfach während des Blattanschlages stehenden Kettenfäden unmöglich ist.

Es muß aus diesem Grunde und an dieser Stelle hervorgehoben werden, daß sich die negativen Kettenbaumregulatoren hauptsächlich in Verbindung mit Offenfach eignen. An Geschlossenfach-(Klappfach-)Stühlen sind sie, besonders wenn die Sprunghöhe etwas groß ist, wie an Bucksinstühlen, durchaus zu verwerfen. Der Grund liegt in dem Umstande, daß die Regulierung der Schaltbewegung für die Kettenbaumdrehung bekanntlich von der Streichbaumstellung abhängig ist. Auch wird die Schußdichte durch Belastung des Streichbaumes bzw. der hiermit in Verbindung stehenden Hebel bestimmt. Die Folge dieses Umstandes wird sein, daß der Streichbaum des negativen Regulators (wie er z. B. nach Fig. 86 besprochen wurde) an Geschlossenfachwebstühlen beim Öffnen des Faches nach innen und beim Schließen desselben nach außen geht, und daß die Belastungsgewichte g (oder an deren Stelle eine Feder) dieser Bewegung mit folgen, also immer auf und ab spielen. Damit ist eine (besonders bei schweren Waren) übermäßige Belastung der Litzen und ungünstige, zum Fadenbruch führende Beein-

flussung der Kettenfäden verbunden; es ist also eine Regulierung der Kettenspannung und Schonung der Fäden während der Fachöffnung bei großer Sprunghöhe ausgeschlossen.

Ist die Frage, unter welchen Verhältnissen Geschlossen- und Offenfach anzuwenden sind, teilweise schon beantwortet, so bleibt doch noch die Besprechung der Vor- und Nachteile beim Weben schwerer Waren übrig. Aus der Erfahrung weiß man, daß sich schwere Waren besser mit Geschlossen- als mit Offenfach weben lassen, weil der Schuß fester angeschlagen werden kann und die Kettenfäden besser halten. Die Erklärung hierfür gibt dem Leser Fig. 134 an die Hand. Nicht alle Fäden nehmen an der Kettenspannung während des Blattanschlages teil; und wenn der Fachwechsel auch so beschleunigt wird, daß er wäh-

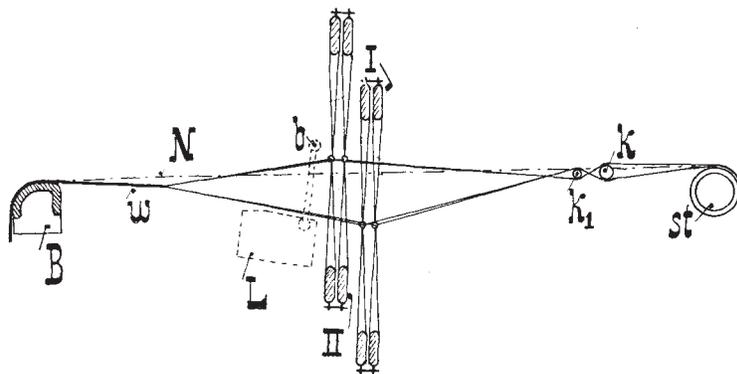


Fig. 137. Fachstellung.

rend des Blattanschlages beendet oder fast beendet ist, so sind die betreffenden, im Fach wechselnden und dann lose hängenden Kettenfäden von dem vom Blatt vorgedrückten Schußfaden wenigstens teilweise mitgeschleift worden und müssen hernach durch das Ausheben der Litzen herausgezogen und plötzlich stark gespannt und dadurch auf die Haltbarkeit sehr beansprucht werden. Auch reiben die Kettenfäden zu ihrem Nachteil beim Blattanschlag zu viel in den Litzenaugen, weil sie (die Kettenfäden) mit den Litzen einen Winkel α , Fig. 134, bilden.

Dagegen eignet sich Offenfach besser als Geschlossenfach für nicht zu dicht stehende Ketten und leichte Waren besonders an schnellaufenden Stühlen.

Weiter ist bei der Fachbildung noch ein wichtiger Umstand, nämlich die Höhe der Streichbaumstellung (worauf schon im 1. Teil, Fig. 6 und 7, hingewiesen wurde, siehe die Linien N), zu erwähnen. Diese Höhenstellung hat folgende Bedeutung:

Man spricht z. B. von gassigen oder paarigen Waren und findet sie u. a. häufig in Baumwollgeweben oder Leinentüchern

(besonders bei Anwendung der Taftbindung [Leinwandbind.]). Die Ketten- und Schußfäden sind dabei paarweise gestellt. Diese paarige (gassige) Stellung der Fäden entsteht durch den Blatteinzug (à 2 Fäden im Blatt oder Rohr) und muß durch eine geeignete Höhenstellung des Faches oder durch die geeignete Stellung des Streichbaumes gehoben werden, wie es in Fig. 137 angegeben ist. *st* ist der Streichbaum und *B* der Brustbaum;

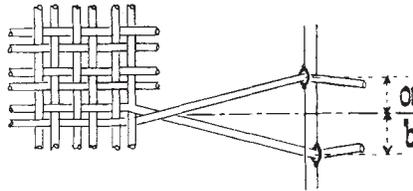


Fig. 138.

die gerade Linie *N* zeigt die Höhenstellung der Litzen in den Doppelschäften I und II an. Die Kettenfäden müssen dabei dicht auf der Ladenbahn von *L* gehalten werden. Weil die Litzenaugen mehr unterhalb als oberhalb der Linien *N* stehen, so ist das Unterfach viel mehr gespannt als das Oberfach, die Kettenfäden verziehen sich dadurch und egalisieren sich im Gewebe. Dieser Umstand ist also für die Beseitigung der gassigen Fadenstellung sehr vorteilhaft, wie es auch aus der Be-

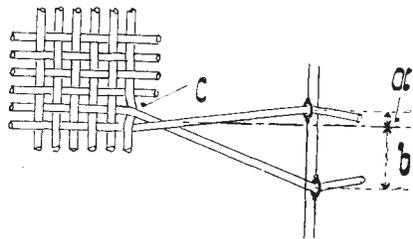


Fig. 139.

sprechung der Gewebezeichnungen von Fig. 138 und 139 zu entnehmen ist. Die Fadenstellung von Fig. 138 ist paarig, also fehlerhaft. Voller und schöner, daher auch wertvoller, ist das Gewebe mit der glatten Fadenstellung in Fig. 139. Die Fachstellung von *a* und *b* ist in Fig. 138 gleich, in Fig. 139 ungleich, wie es an Hand von Fig. 137 besprochen wurde.

Ein anderes, weniger bekanntes Verfahren zur Beseitigung der Gassen besteht in dem schnellen Umtreten des Faches. Geschieht dieser Wechsel sehr schnell, so gelingt die Vermeidung der Gassenbildung auch dann, wenn das Ober- und Unterfach

annähernd gleich gespannt sind. Durch den zu schnellen Fachwechsel leiden allerdings die Kettenfäden mehr, und diese Art und Weise ist deshalb bei sehr schnellaufenden Stühlen nicht zu empfehlen.

Aus den mit Hilfe von Fig. 137 bis 139 gegebenen Erklärungen soll der angehende Textiltechniker nicht ohne weiteres schließen, daß dem Unterfach in jedem Falle mehr Spannung als dem Oberfach gegeben werden müsse. Beim Weben von Streichgarn- und Kammgarnketten hält man die Regel der größeren Spannung für das Unterfach gern bei, wenn in ihm mehr Kettenfäden als im Oberfach sind, aber nicht in dem Maße, wie es an Hand von Fig. 137 oder 139 besprochen wurde, und auch nicht aus dem Grunde, die Gassen zu beseitigen

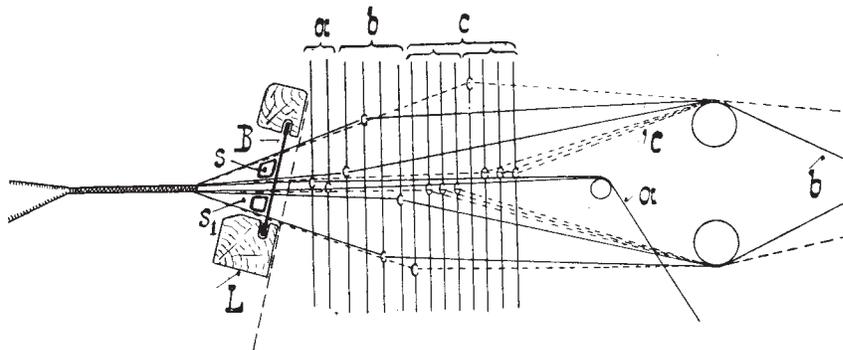


Fig. 140. Doppelfach.

bzw. zu vermeiden. Es geschieht mit Rücksicht auf das praktische Weben, nämlich auf die Haltbarkeit der Kette, damit weniger Fadenbrüche entstehen. Ueberhaupt wird man, wenn z. B. der dreischäftige Kettenkörper und dergleichen Bindungen zu weben sind, die rechte Seite auf dem Webstuhl nach unten nehmen, sodaß der Schützenlauf von mehr Kettengarnmaterial getragen wird, als es sonst (mit der linken Seite nach unten) möglich wäre.

Wenn beim Weben gleich viele Fäden im Ober- und Unterfach sind, so gilt als allgemeine Regel, auch die Kettenspannung gleich zu nehmen. Es lassen sich aber nicht genaue Vorschriften für alle Arten geben. So kann es unter Umständen vorteilhafter sein, das Oberfach mehr zu spannen. Entscheidend ist die Reinheit des Faches und der gute Gang der Kette, aber auch das Mittel zur Herstellung des Faches.

Später wird der Leser mit einer Geschirrbewegung durch Außentritte und einem Gegenzug bekannt werden. Man übt hierbei (eben mit Rücksicht auf den unterhalb der Schäfte an-

gebrachten Gegenzug) meistens die Praxis, dem Oberfach mehr Spannung zu geben als dem Unterfach.

Wo in Wollwaren Gassen auftreten, werden sie durch geeigneten Blatteinzug, hauptsächlich aber durch den Appreturprozeß, beseitigt. Für Seidengewebe usw. benutzt man zum Egalisieren und Glätten Scheuermaschinen; in einzelnen Fällen bringt man solche Scheuervorrichtungen auf dem Webstuhl an, wo sie von den Organen des Stuhles in Tätigkeit gesetzt werden.

In Fig. 140 ist schließlich noch ein Doppelfach, wie es für Doppelpflüschwebstühle nötig ist, gezeichnet. Beide Fächer arbeiten mit Schrägfachstellung. *b* sind die Grundketten-, *a* die Poil- und *c* die Kanten-(Leisten-)Fäden. Der obere Schützen hat keine feste Bahn, sondern wird von den Kettenfäden getragen. Die Riet- oder Blattstäbe *B* sind länger als beim einfachen Fach.

1. Die Schaftweberei.

Es besteht ein bekannter Lehrsatz, daß zum Weben so viele Schäfte nötig, wie verschieden webende Kettenfäden vorhanden sind. Bestätigt wird das Gesagte in der Einleitung, wo die einfachste Fadenverflechtung, die sogenannte Tuch-, Taft- oder Leinwandbindung, Anwendung findet. Die verschieden kreuzenden Kettenfäden, die ungeradzahligen und geradzahligen, setzen die Verwendung von zwei Schäften voraus. Beide müssen abwechselnd gehoben und gesenkt werden. Aus rein praktischen Gründen vermehrt man die Schaftzahl meistens um das Doppelte, Drei- oder Vierfache, nämlich nur deshalb, weil sich dicht stehende Ketten mit zwei Schäften nicht gut weben lassen. Die gegenseitige Reibung ist zu groß, und Kettenfadenbrüche sind unvermeidlich. Dieselben Gründe kommen bei drei- und vierschäftigen Bindungen (wenn auch viel seltener, weil die Kreuzung der Fäden ohnehin loser ist) zur Geltung.

Um eine Bindung weben zu können, muß ein Einzug bestimmt und das Heben und Senken der Schäfte näher bezeichnet werden. Oberhalb der Bindung, Fig. 141, sind die Schäfte, von oben gesehen, horizontal gezeichnet und der Einzug auf dem betreffenden Schaft mit einem Kreuz angegeben. Es sind 4 Schäfte vorgesehen. Rechts (oder links) von den Schaftlinien steht die Angabe für das Heben der Schäfte, die sogenannte Tritt- oder Kartenzeichnung. Jeder Punkt, Kreis oder jedes Kreuz bedeutet also ein Heben und jede nicht bezeichnete Stelle ein Senken. Fig. 142 lehrt, daß die Reihenfolge des Einzuges verschieden sein kann, und daß dadurch die Kartenzeichnung eine Veränderung erfahren muß. Wenn statt der vier noch mehr, also z. B. 8 Schäfte, Fig. 143, genommen werden, so ändert sich die Kartenzeichnung nur durch den Einzug.

In der Weberei spricht man oft von einem reduzierten Einzug. Man versteht darunter die Beschränkung oder Reduzierung der Schaftzahl, soweit es das praktische Weben zuläßt. Streng genommen könnte man den an Hand der Fig. 141 oder 143 kennen gelernten Einzug als reduziert ansprechen, wenn

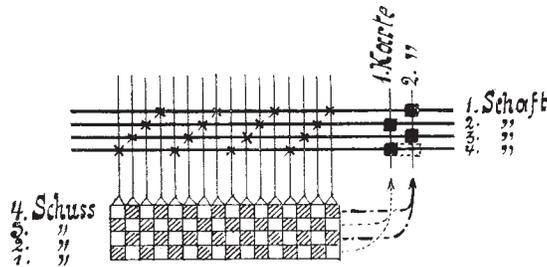


Fig. 141. Einzug und Kartenzeichnung.

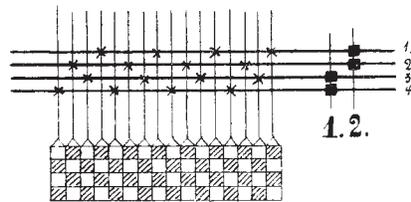


Fig. 142.

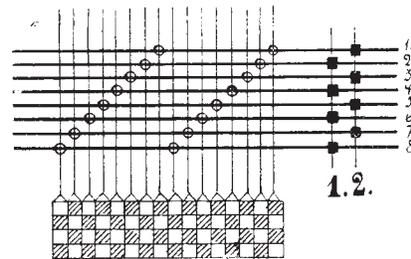


Fig. 143.

man bedenkt, daß z. B. 1760 Kettenfäden auf 4 oder 8 Schäfte beschränkt bzw. reduziert sind. Im engeren Sinne handelt es sich aber um Einzüge, die eine geringere Schaftzahl ergeben als die Bindung in der Rapportbreite Fäden hat. Fig. 144 gibt nähere Aufklärung. Bindung und Einzug sind hier in die schematische Form eines Webstuhles gebracht worden. In der Rapportbreite der Bindung von 44 Fäden sind nur vier verschieden webende Kettenfäden enthalten, sodaß auch nur 4 Schäfte nötig

sind. Die gleichwebenden Fäden sind auf gleiche Schäfte gezogen. Es ist natürlich nicht ausgeschlossen, daß auch 8 Schäfte benutzt werden können. Rechts von den Schaftlinien steht wieder die Bezeichnung für das Heben, nämlich zuerst die „Tritt“-

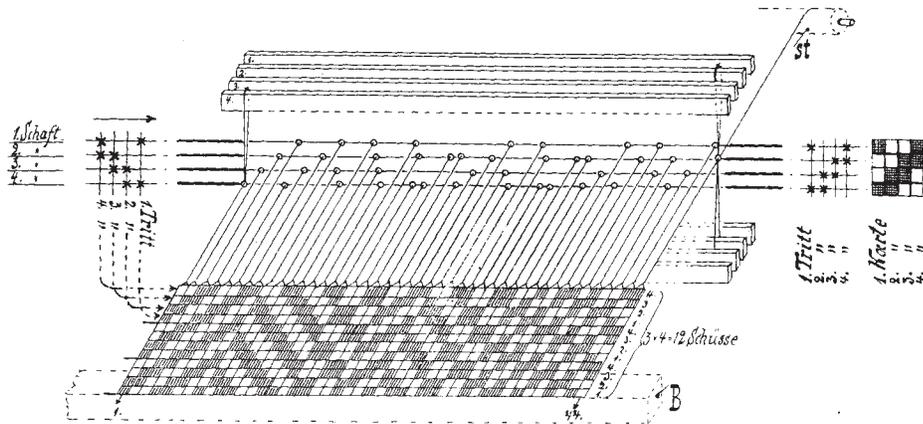


Fig. 144. Reduzierter Geschirreinzug und Tritt- oder Kartenzeichnung.

Bezeichnung und an zweiter Stelle die „Karte“ oder Kartenzeichnung. Auch links sind, um etwaige Mißverständnisse zu heben, nochmals die Tritte angegeben. Auf dem 1. Schuß müssen also der 1. und 4., auf dem 2. Schuß der 3. und 4., auf dem

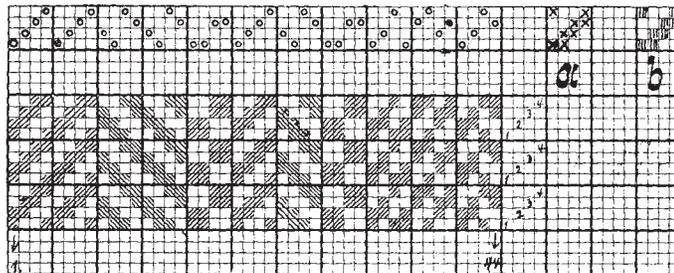


Fig. 145.

3. Schuß der 2. und 3. Schaft usw. gehoben werden. Nach vier Karten oder Tritten ist Wiederholung.

Unter Benutzung von Patronenpapier ist die Bindung nebst Einzug von Fig. 144 in Fig. 145 wiederholt; a ist die aus Fig. 144 her bekannte Angabe für die Tritte und b die Kartenzeichnung. Demnach sind die oberhalb der Bindung in der

Querrichtung aneinanderschließenden Quadrate als Schaftlinien oder Schäfte anzusehen.

Bestände nun (um das vorher genannte Beispiel zum Vergleich heranzuziehen) eine Kette mit 1760 Fäden, so würde sich die in Fig. 144 oder 145 angeführte Bindung $1760:44 = 40 \times$ in der Breite des Gewebes wiederholen. In jedem Bindungsrapport sind:

auf dem	1. Schaft	9 Litzen	oder Kettenfäden,	somit	9×40	(Anzahl der	Rapporte)	=	360 Litzen,
" "	2. "	13 "	" "	" "	13×40	" "	" "	=	520 "
" "	3. "	9 "	" "	" "	9×40	" "	" "	=	360 "
" "	4. "	13 "	" "	" "	13×40	" "	" "	=	520 "
									1760 Litzen.

Das Heben und Senken der Schäfte oder des Geschirrs geschieht also nach der Angabe, wie es in der Tritt- oder Kartenzeichnung enthalten ist. Man unterscheidet hierbei zwei Gruppen von maschinellen Einrichtungen, nämlich:

- a) Geschirrbewegung durch Exzenter (Trommel, Exzenterkarten);
 - b) Geschirrbewegung durch Schaftmaschinen.
- Beide Gruppen zerfallen in viele Unterabteilungen.

a) Geschirrbewegung durch Exzenter.

Um die Zergliederung in die Unterabteilungen nicht zu weit zu treiben und dadurch wiederum Unklarheit oder Unübersichtlichkeit in die Besprechung hineinzubringen, sollen unterschieden werden:

1. Geschirrbewegung durch Exzenter mit Innentritten,
2. " " " " Außentritten,
3. " " " " vertikalen Tritten,
4. " " Exzentertrommel mit geeigneten Tritthebeln,
5. " " Exzenterkarten " " "

Die Besprechung der genannten Geschirrbewegungen setzt zunächst voraus, daß die verschiedenen Arten von Exzentern und ihre Formen bekannt sind.

Es lassen sich unterscheiden:

Exzenter α für Offenfach, dabei gewöhnl. oder geschl. (Nuten-)Exzenter
 " β " Geschlossenfach, " " " " "

Die Drehbewegung ist dabei kontinuierlich oder gleichmäßig, was durch Kammräderantrieb geschieht. Es gibt noch einen periodischen oder ruckweisen Antrieb durch Stern- und Stift-rad (Greifer). Die Exzenterform ist diesem Antriebe anzupassen, wie es in dem Nachstehenden erklärt werden wird.

Die Exzenterformen müssen ferner den Vorschriften angepaßt werden, wie sie die Tritt- oder Kartenzeichnungen (z. B. nach

den Abbildungen von Fig. 141 bis 145) vorschreiben. Es muß zunächst (vorbehaltlich der weiteren Besprechung) daran festgehalten werden, daß jedes Kreuz, jeder Kreis oder jede sonst übliche Bezeichnung (in Fig. 141—143 sind Vierkantfelder genommen) ein Heben des Schaftes bedeutet, und daß dafür in den Exzentern eine Erhöhung konstruiert wird, im Gegensatz zu

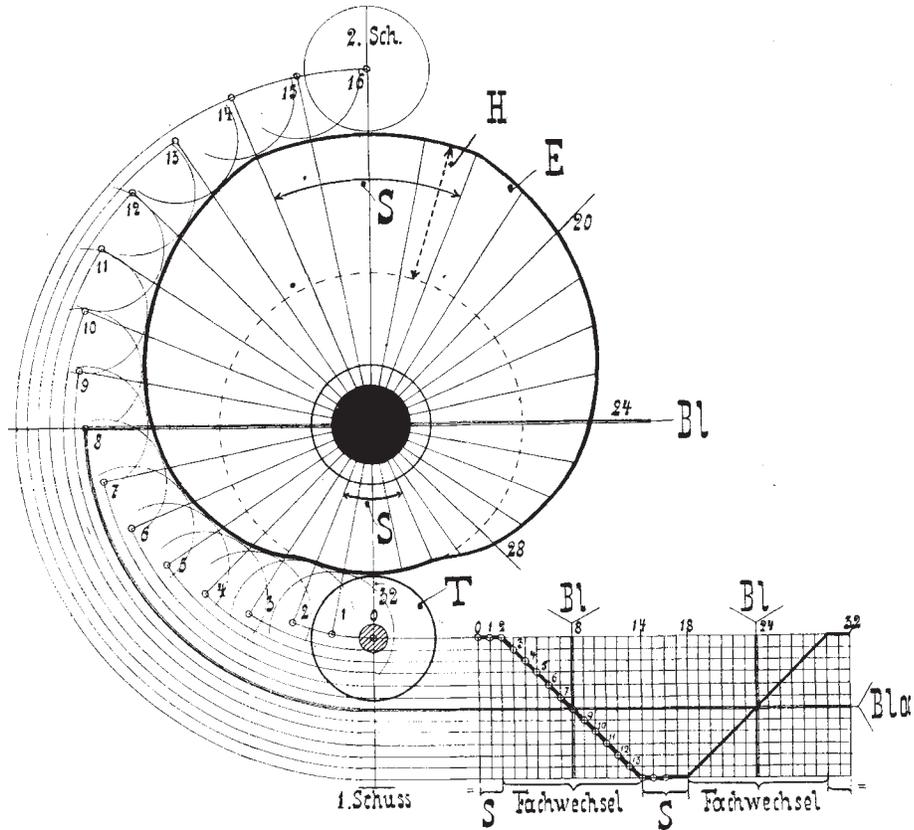


Fig. 146. Leinwandexzenter mit gleichmäßiger Hebung und Senkung.

den Stellen, wo in den Tritt- oder Kartenzeichnungen kein Zeichen steht und die Exzenterform deshalb eine Vertiefung (Abflachung) aufweist. Der Exzenterkonstruktion von Fig. 146 liegt die Vorschrift der Karten-(Tritt-)Zeichnung von Fig. 141 (auch die von Fig. 142 oder 143 ergeben das gleiche Resultat) zugrunde. Gewählt ist die Querreihe auf dem 4. Schaft, Fig. 141, wo die leere Stelle (für das Senken des Schaftes) durch Punktierung eingefaßt ist.

Die Konstruktion des Trittexzenter (der Name stammt von dem Zusammenarbeiten der Exzenter mit Tritten, d. h. Tritthebeln) wird aus dem Diagramm für die Bewegung der Schäfte hergeleitet, Fig. 146. Die Trittrolle T, die mit einem später zu besprechenden Tritthebel in Verbindung steht, rollt bei

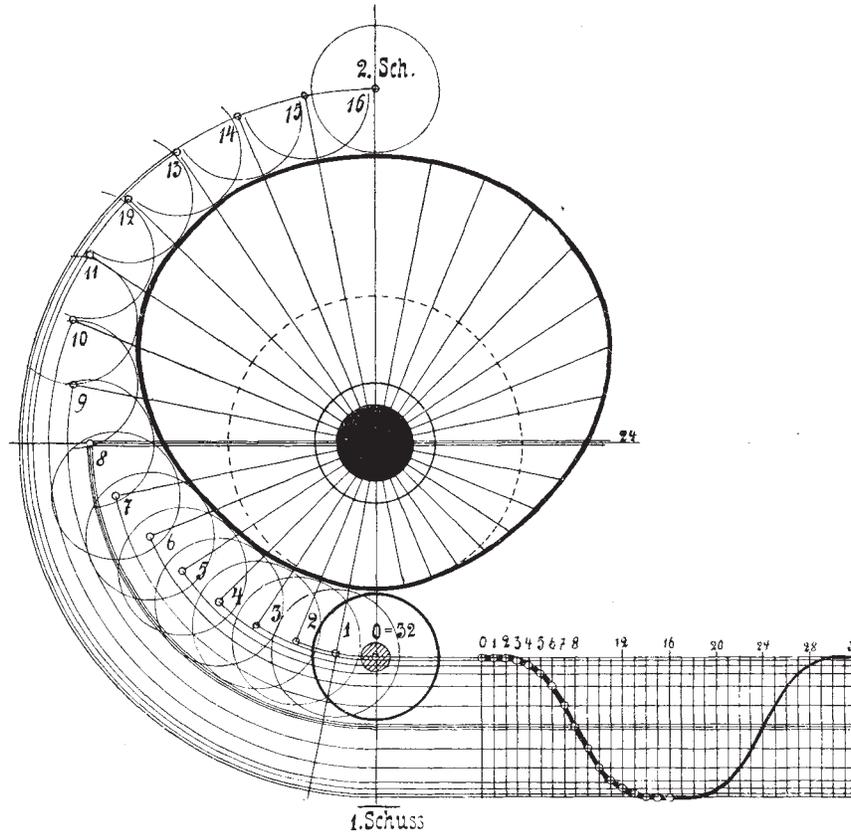


Fig. 147. Leinwandexzenter mit gleichförmig beschleunigter und verzögerter Schaftbewegung.

zwei Touren (zwei Schüssen) des Stuhles rund an dem Exzenter E ab. E wird bei einer Tour $\frac{1}{2} \times$ gedreht, sodaß nach ihrer Vollendung der Teilstrich 16 unten steht; 0 oder 32 stehen dann oben. Nach zwei Touren hat E, weil sich der Exzenter um seine Achse dreht, eine Umdrehung gemacht. Die Erhöhung bei dem Teilstrich 14—18 bedeutet nach der vorher abgegebenen Erklärung ein Heben des Schaftes. (Je nachdem die Tritthebel mit den Schäften in Verbindung stehen, kann eine Erhöhung des Exzenter auch ein Senken des Schaftes bewirken, siehe später.)

Bei der Einleitung zu der Fachbildung wurde unterschieden
erstens eine Arbeitsweise (Zeiteinheit) für die Fachöffnung oder

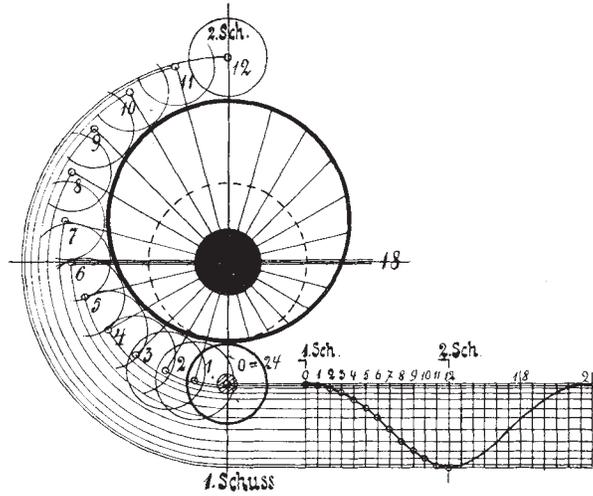


Fig. 148. Kreisexzenter.

Schützenbewegung = S (siehe Exzenter E und das dazu ge-
hörige Diagramm), Fig. 146, und zweitens eine Arbeitsweise
für den Fachwechsel, siehe Diagramm. Der Blattanschlag = Bl

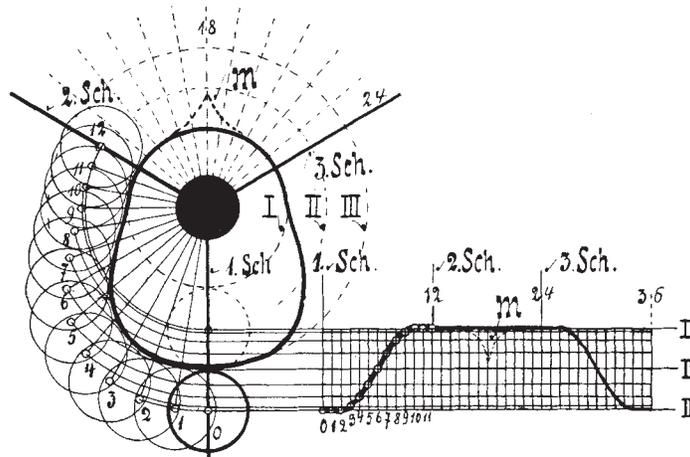


Fig. 149. Dreibindiger Exzenter.

fällt in die Zeiteinheit für den Fachwechsel, nämlich dann, wenn
die Teilnlinien 8 oder 24 (der Kreis ist in 32 Teile geteilt)
unten stehen. In dieser Stellung werden die Schäfte in der

Mitte des Faches gehalten, wie es im Diagramm (Fig. 146) durch die mittlere starke Linie Bla angegeben ist. S ist also, um es nochmals hervorzuheben, die Zeiteinheit des Schaftstillstandes.

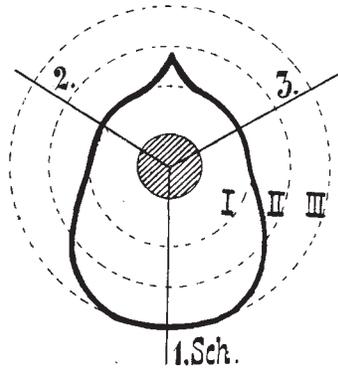


Fig. 150. Dreibindiger Exzenter für Geschlossenfach.

Aus dem Diagramm sowohl wie auch aus dem Exzenter E (Fig. 146) kann man ablesen, daß der Fachwechsel $\frac{12}{16} = \frac{3}{4}$, und die Fachöffnung für den Schützenlauf $\frac{4}{16} = \frac{1}{4}$ Zeit bei einer Tour des Stuhles beanspruchen. Es ist dies die Einteilung

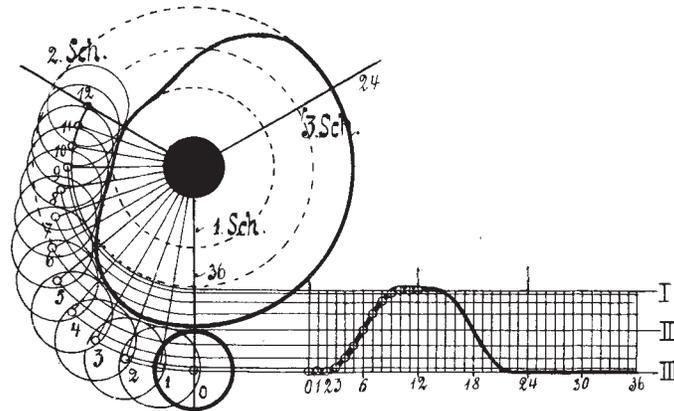


Fig. 151. Dreibindiger Exzenter für Offenfach.

für schmale Stühle. An breiten Stühlen nimmt man für den Schützenlauf evtl. $\frac{1}{3}$ und für den Fachwechsel $\frac{2}{3}$ (oder $\frac{2}{7}$ und $\frac{5}{7}$) Zeiteinheiten.

Die starke Diagrammlinie zeigt von 2—14 eine gleichförmige Senkung, von 14—18 einen Stillstand und von 18—30 eine gleichförmige Hebung; von 30—32 und von 0—2 ist ein Still-

stand angegeben. Somit werden auch die Schäfte gleichförmig gehoben und gesenkt. Praktisch ist ein solcher Arbeitsvorgang nicht, und dies gilt ganz besonders von schnellaufenden Stühlen, sondern er ist für die Maschinenteile wie auch für die Schäfte und Kettenfäden deshalb nachteilig, weil die Bewegung zu plötzlich einsetzt. Man bevorzugt daher eine gleichförmig beschleunigte und verzögerte Bewegung, wie es die Diagrammlinie von Fig. 147 angibt. Naturgemäß muß die Exzenterform von der vorher besprochenen etwas abweichen.

Aehnlich, wie der Exzenter von Fig. 147, arbeiten auch die Kreisexzenter, Fig. 148. Die Diagrammlinie von 0—12 läßt eine gleichförmig beschleunigte und verzögerte Bewegung nach unten und von hier aus nach oben erkennen. Nur fehlt ein eigentlicher Schaftstillstand. Derselbe ist oben größer als unten.

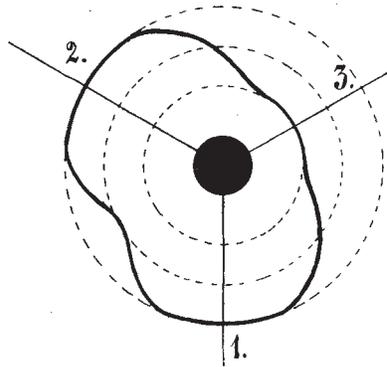


Fig. 152. Dreibindiger Exzenter für Geschlossenfach.

Will man einen Schaftstillstand erhalten, so muß der Exzenter abgeflacht werden, sodaß eine Kurvenscheibe entsteht, die der von Fig. 147 ähnelt.

In der Abbildung Fig. 149 ist ein Exzenter für eine dreibindige Ware konstruiert. Die Hebung und Senkung läßt sich durch den Bruch $\frac{1}{2}$ ausdrücken. Jede Erhebung wird durch die Zahl über dem Bruchstrich und jede Senkung durch eine Zahl unter demselben bezeichnet. Es ist ein Exzenter für Offenfach gewählt worden. Geschlossenfach entsteht, wenn zwischen dem 2. und 3. Schuß während der Zeit des Blattanschlages eine Erhöhung m (punktiert) genommen wird. In Fig. 150 ist das Geschlossenfach gezeichnet. Der 1. Schuß steht unten. I, II und III sind die Höhenunterschiede.

Die Exzenterkonstruktion von Fig. 151 hat die Hebung und Senkung $\frac{1}{1}$ (oder anders aufgeschrieben $\frac{2}{1}$) für Offen-

fach. Die Diagrammlinie weist auf eine gleichförmig beschleunigte und verzögerte Bewegung hin. I Senkung, II Mittelstellung und III Hebung. Die gleiche Fachbildung liefert auch

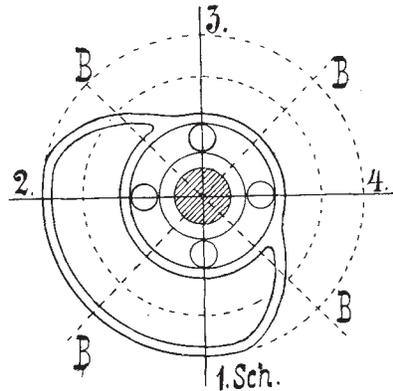


Fig. 153. Vierbindiger Offenfachexzenter.

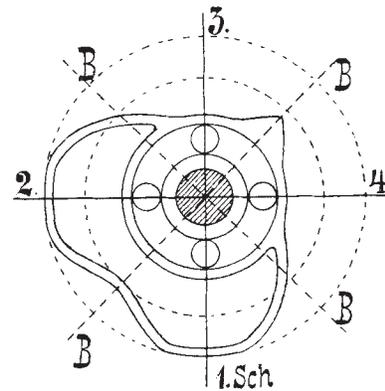


Fig. 154. Vierbindiger Geschlossenfachexzenter.

die Konstruktion nach Fig. 152, nur ist statt Offen-, Geschlossenfach vorgesehen. Die Hebung und Senkung beginnt mit dem 1. Schuß nach der Folge $\frac{2}{1}$.

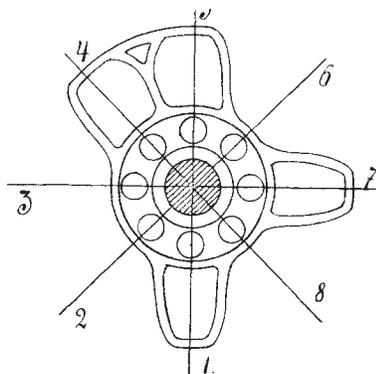


Fig. 155. Achtbindiger Exzenter.

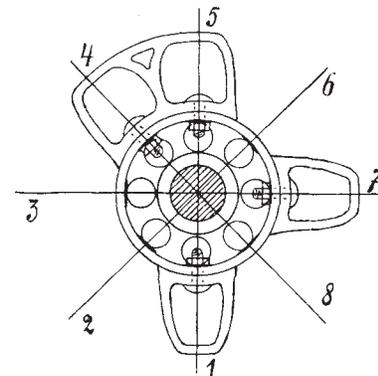


Fig. 156. Achtbindiger abänderbarer Exzenter.

Hiernach bieten die Konstruktionen der Exzenter für eine vierbindige Ware, Fig. 153 und 154, nichts Neues. Ersterer ist für Offen- und der von Fig. 154 für Geschlossenfach. B zeigt die Arbeitsstelle der Exzenter während des Blattanschlages an. Die Hebung und Senkung geschieht nach der Folge $\frac{2}{2}$.

In Fig. 155 ist ein Exzenter für die Schafsbewegung $\frac{1}{2} \frac{2}{1} \frac{1}{1}$ gezeichnet (Offenfach). Die gleiche Fachbildung und Schußfolge gibt die Form von Fig. 156, nur sind die Exzenter Teile aufge-

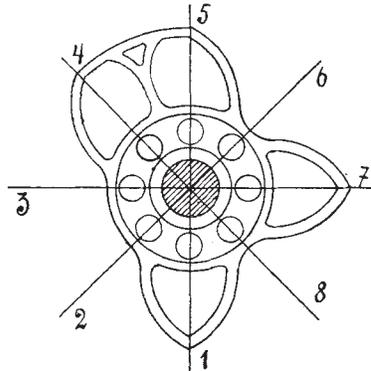


Fig. 157.

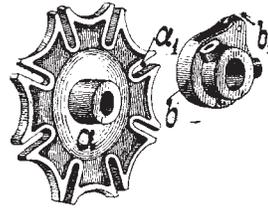


Fig. 158. Stern- und Stiftrad.

schraubt. Es ist hier also ein zusammenstellbarer Exzenter (nach beliebigen achtschäftigen Bindungen abänderbar) gezeichnet.

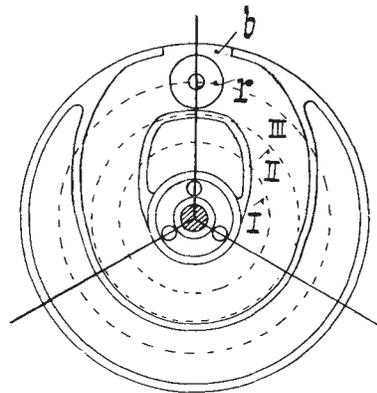


Fig. 159. Dreibindiger Nutenexzenter.

Auch in Fig. 157 zeigen die Hebungen und Senkungen das gleiche, an Hand der Fig. 155 und 156 kennen gelernte Bild, nur fehlt der Schafstillstand in der Form. Diesen Schafstillstand erhält man jedoch durch den in Fig. 158 gezeigten Antrieb mittelst Stern- (a) und Stiftrad (b). Das Sternrad ist achteilig, sodaß, wenn sich b achtmal gedreht hat, eine Um-

drehung der Exzenter, die auf der Welle des Sternrades befestigt sind, erfolgt ist. Siehe auch Fig. 192.

In Fig. 159 und 160 sind geschlossene oder Nutenexzenter wiedergegeben. Die Rolle r läuft in einer Nut, sodaß eine zwangsläufige Führung des Schaftes besteht. In b sind die Exzenter offen, nämlich zur Einführung der Rolle r . Diese offene Stelle ist im Betriebe nicht störend, weil r durch den Schaft bzw. die Fachbildung stets nach der Mitte in die Stellung II gedrängt wird. Man beachte, daß die Kettenfäden im Ober- und Unterfach eine Spannung erhalten, sodaß r aus b nicht heraustreten kann. Der Exzenter von Fig. 159 ist für eine

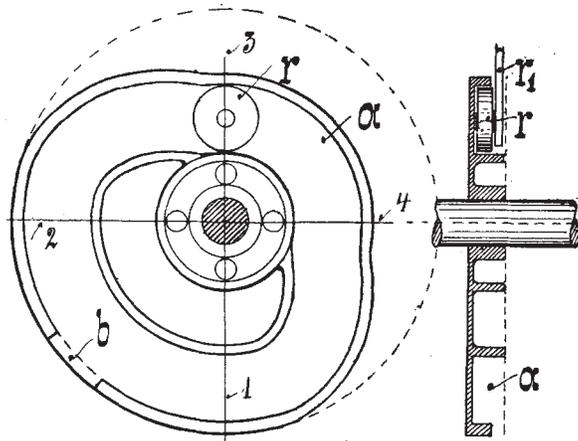


Fig. 160. Vierbindiger Nutenexzenter.

drei- und der von Fig. 160 für eine vierbindige Ware bestimmt. Die Schnittzeichnung, Fig. 160, läßt die Stellung der Rolle r und einen Teil des Schafthebels r_1 erkennen. Es werden so viele Exzenterdiscen aneinander gesetzt, wie Schäfte vorhanden sind, und an die letzte kommt noch eine Schlußscheibe für die Führung von r und r_1 .

1. Geschirrbewegung durch Innentritte (auch Mitteltritte genannt).

Die Geschirrbewegung durch Innentritte kann in zwei Arten eingeteilt werden. In der ersten geschieht das Senken des Schaftes durch Einwirkung des Exzenter auf einen mit dem Schaft verbundenen Tritthebel und das Heben durch Federn, die oberhalb des Stuhles angebracht sind.

Man merke: Jede Erhöhung im Exzenter bedeutet hier ein Senken des Schaftes.

Weit häufiger als durch Federn geschieht das Heben der Schäfte durch einen sog. Gegenzug, sodaß durch das Senken des einen Schafes das Heben eines andern zwangsweise herbeigeführt wird. Man geht mit einer solchen Gegenzugvorrichtung wohl selten über sechs Schäfte hinaus.

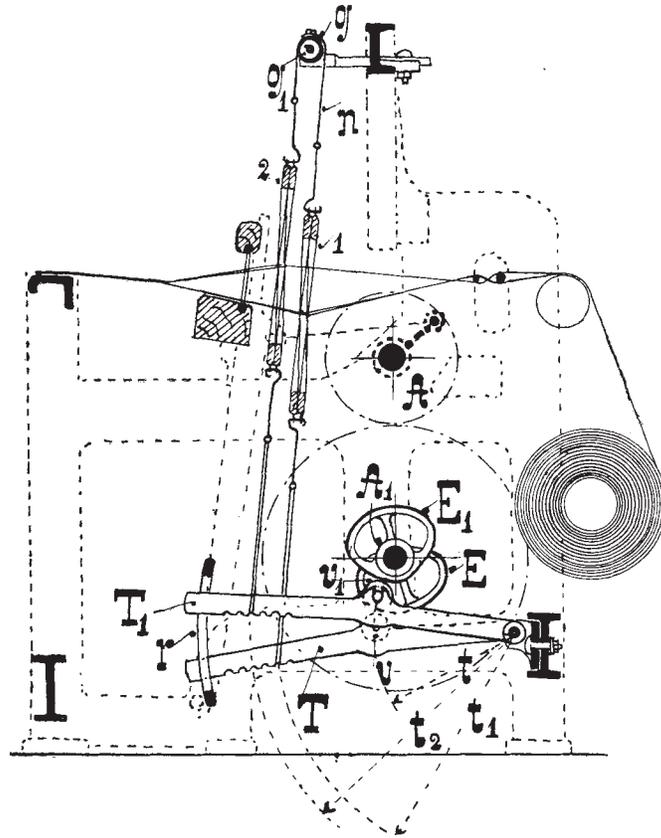


Fig. 161. Innenritte.

In Fig. 161 sind zwei Tritte T und T₁, die ihren Drehpunkt unterhalb des Kettenbaumes haben, gezeichnet. Vorn ist der Rost r zur Führung der Tritthebel angebracht. Die Exzenter E und E₁ sind auf der Trieb- oder Schlagwelle A₁, die sich in bekannter Weise im Verhältnis 1:2 dreht (siehe 1. Teil unter erstes Stuhlsystem), festgeschraubt und werden dadurch mitgenommen. E und E₁ sind verschieden groß, damit die Schrägfachbildung entsteht. Aus diesem Grunde sind auch die Gegenzugrollen g und g₁ ungleich groß.

geschraubt. Die passenden, schon besprochenen Kammräder I—V sorgen für eine geeignete Umdrehung von A_2 ; für die Exzenter von Fig. 169 und 170 muß sich A_2 bei jeder Tour des Stuhles um $\frac{1}{5}$ drehen.

Wo die Exzenterformen mit geeignetem Antrieb eine erschöpfende Erklärung fanden, müssen die hierzu erforderlichen Gegenzüge noch besonders besprochen werden. Für eine zwei-bändige Ware wurde der Gegenzug schon erwähnt, Fig. 161. Das Gesamtbild eines dreischäftigen Gegenzuges ist in Fig. 171 gegeben; es ist der obere Teil eines Webstuhles mit einem Teil der Lade und des Brustbaumes. Die Welle b mit den beiden großen Rollen liegt fest; auf und ab beweglich ist die Welle c. Durch den Exzenter a kann jedoch die obere Welle mit einem

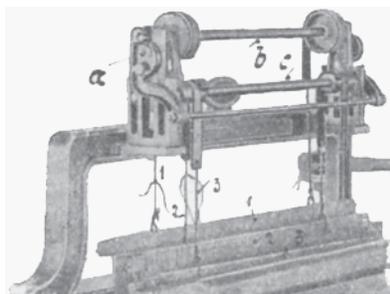


Fig. 171. Dreischäftiger Gegenzug.

Handgriff vom Standpunkte des Webers gesenkt und das Geschirr dadurch gelockert werden.

Die Gegenzüge, Fig. 172 und 173 (und folgende), geben zu einigen interessanten Bemerkungen Anlaß. Beide Gegenzüge arbeiten für den dreischäftigen Körper Schubeffekt. Die Einzüge sind unterhalb der Schäfte mit der Bindung gegeben, außerdem ist zu dem zweiten Gegenzug, Fig. 173, die Trittangabe hinzugefügt, Schaftstellung für den dritten Tritt; die viereckigen Felder der Bindung bedeuten im Exzenter eine Erhöhung, und es gehören hierzu die Trittexzenter von Fig. 165. Die Anordnung der großen Rolle n (Fig. 172 und 173) ist verschieden. n trägt (Fig. 172) den hinteren oder 1. Schaft und hat einen Durchmesser von 94 mm. Nach der Anordnung von Fig. 173 steht n mit dem vorderen oder 3. Schaft in direkter Verbindung und hat nur 87 mm Durchmesser. Die Differenz zwischen 94 zu 36, Fig. 172, ist sehr groß, sodaß der Anordnung von Fig. 173 der Vorzug zu geben ist.

Uebrigens kann das Uebersetzungsverhältnis nach den beiden Rollen von 94 und 36 mm Durchmesser (Fig. 172) be-

rechnet werden, wie es an Hand der Abbildung von Fig. 174 gezeigt werden soll.

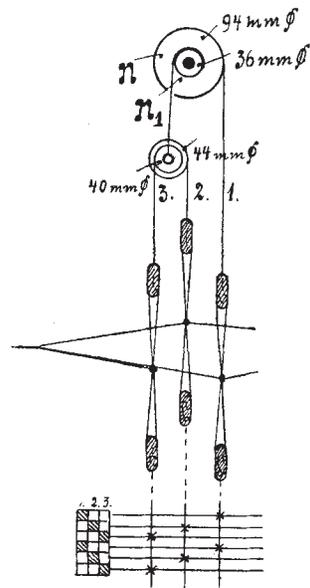


Fig. 172. Gegenzug.

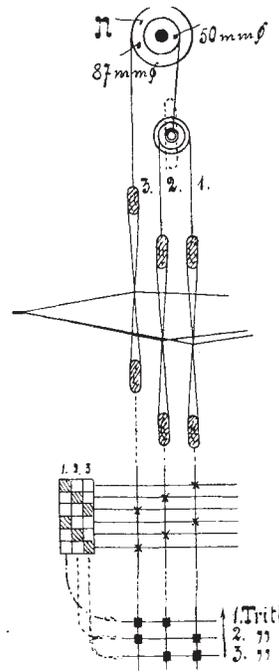


Fig. 173. Gegenzug.

Der 1. Schaft soll einen Sprung von 96 mm, der 2. von 88 und der 3. von 80 machen. Hebel a ist 40 mm lang und

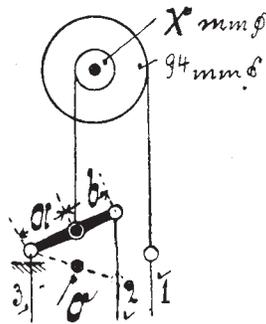


Fig. 174.

trägt den 3. Schaft von 80 mm Sprunghöhe. Demnach, weil der 2. Schaft 88 mm bewegt wird:

$$\text{Hebel } b = \frac{a \cdot 88}{80} = \frac{40 \cdot 88}{80} = 44 \text{ mm (siehe auch Fig. 172)}$$

Der Weg, den der Punkt o (Fig. 174) macht, ist bei einer Senkung von Schaft 2:

$$\text{Weg } o = \frac{88 \cdot a}{a+b} = \frac{88 \times 40}{84} = 41,9 \text{ mm} = 42 \text{ mm}$$

Die Sprunghöhe des 1. Schaftes beträgt $96 \text{ mm} = \frac{o \cdot 94}{x}$ (s. Fig. 174)

$$\text{Demnach Rolle } x = \frac{o \cdot 94}{96} = \frac{41,9 \times 94}{96} = 41 \text{ mm Durchmesser.}$$

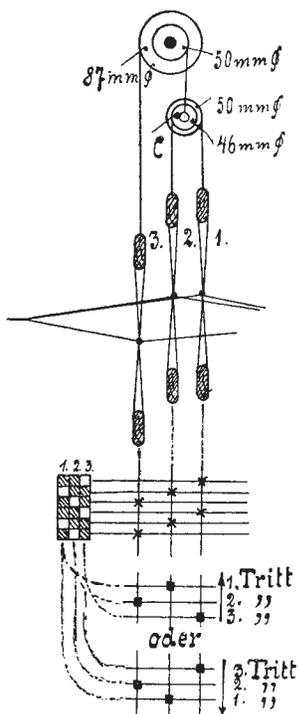


Fig. 175. Dreischäftiger Gegenzug.

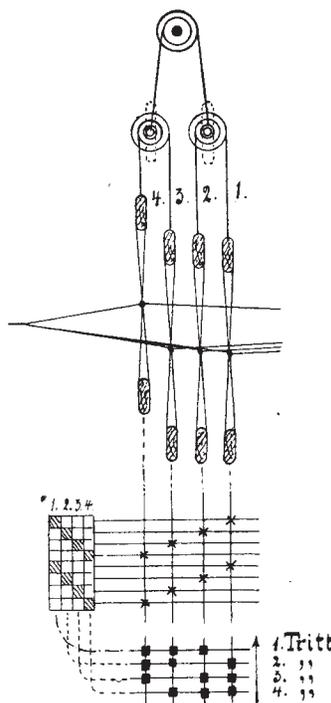


Fig. 176. Vierschäftiger Gegenzug.

Die Gegenrechnung zeigt (Fig. 172 und 174):

$$\frac{96 \text{ (Sprunghöhe)} \times x}{94 \text{ (Große Rolle)}} = \frac{96 \times 41}{94} = 41,9 \text{ mm} = \text{Weg } o.$$

Der Sprung für den 2. Schaft berechnet sich:

$$\frac{o \cdot (a+b)}{a} = \frac{41,9 \cdot 84}{40} = 88 \text{ mm, wie oben angegeben.}$$

Die Sprunghöhe des 3. Schaftes ist:

$$\frac{o \cdot (a+b)}{b} = \frac{41,9 \cdot 84}{44} = 80 \text{ mm}$$

Soll also der Gegenzug von Fig. 172 für die Sprunghöhen der Schäfte von 96, 88 und 80 mm eingerichtet sein, so muß Rolle n_1 einen Durchmesser von 41 mm und nicht 36 mm erhalten. Die Rollen von 40 und 44 mm können selbstverständlich auch andere, beliebige Durchmesser haben, wenn sie nur den Sprunghöhen der Schäfte 2 und 3 proportional sind.

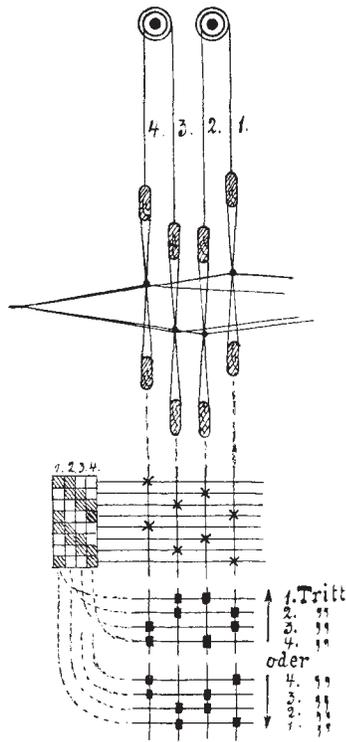


Fig. 177. Vierschäftiger Gegenzug.

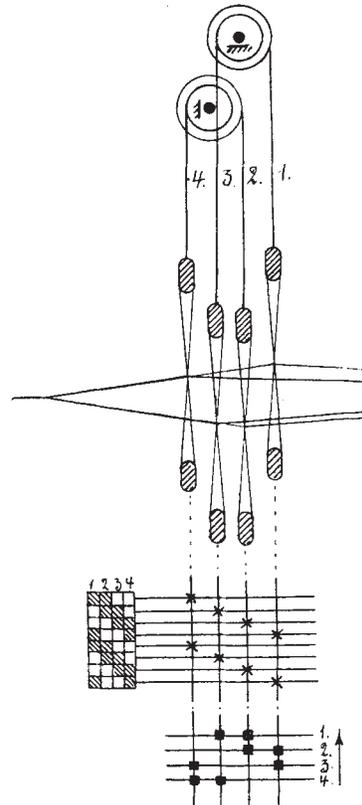


Fig. 178. Vierschäftiger Gegenzug.

Auch bei Berechnung der Rollen für den Gegenzug von Fig. 175 gehe man auf das einfache Hebelgesetz (Fig. 174) zurück.

Der Drehpunkt der Rollen von 50 und 46 mm (genau 45,83 mm, wenn die vorher genannten Sprunghöhen beibehalten werden) sind durch Riemen mit Rolle 50 mm verbunden, Fig. 175.

1. Schaft hat 96 mm Sprunghöhe, somit $\frac{96 \times 46}{50 + 46} = 46$ mm Sprunghöhe der Welle C.

Deshalb $\frac{46 \times 87 \text{ mm}}{50 \text{ mm}}$ (große Rolle) = 80 mm Sprunghöhe d. 3. Schaftes.

Der Gegenzug von Fig. 175 wird durch die Exzenter von Fig. 164 beeinflusst. Man vergleiche die Trittbezeichnung und ihre Drehrichtung mit dem Einzug. Die Schaftstellung ist für den zweiten Tritt. Aendert sich die Richtung des Einzuges, so müssen die Exzenter entgegengesetzt angeordnet werden.

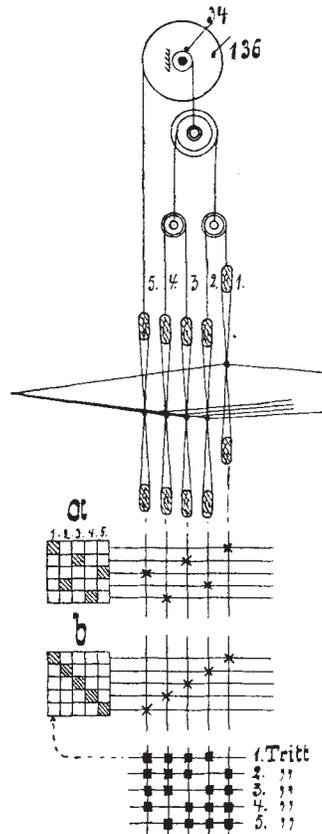


Fig. 179. Fünfschäftiger Gegenzug.

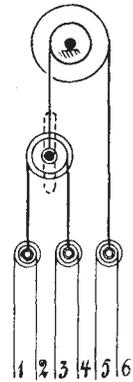


Fig. 180.

In Fig. 176 ist der Gegenzug für die Exzenter von Fig. 167 angegeben mit der Schaftstellung für den 4. Tritt. Die obere Rolle liegt fest, und die beiden gemeinsamen unteren können sich heben und senken. Derselbe Gegenzug ist auch brauchbar für die Exzenter von Fig. 166 (im Gewebe entsteht Ketten-effekt) oder für den vierschäftigen beidrechten (gleichseitigen) Körper, Exzenter in Fig. 168.

Der zuletzt genannte Körper läßt sich auch mit zwei nur drehbar, also nicht heb- und senkbar gelagerten Gegenzugrollen, Fig. 177, weben, jedoch müssen der Einzug sowohl wie auch die Exzenter (siehe die Tritte) versetzt sein. Die Schaftstellung ist für den 1. Tritt.

Ordnet man die beiden Gegenzugrollen so, wie nach Fig. 178, so kann der Einzug geradedurch eingezogen sein, und die Exzenter können nach der Anordnung von Fig. 168 zusammengesetzt werden. Man achte auch hier auf die Richtung des Körpers und des Einzuges und auf die Stellung der vier Exzenter scheiben.

Der fünfschäftige Gegenzug, Fig. 179, und der Exzenter von Fig. 170, ist für Schußeffekt gezeichnet (Schaftstellung für den 1. Tritt), läßt sich aber auch für Ketteneffekt einrichten. Die oberste, drehbar gelagerte Rolle hat nach einem praktischen Beispiel einen Durchmesser von 136 mm, die kleine 34 mm. Im übrigen ist die Berechnung der anderen Rollendurchmesser mit Hilfe der Hebelübersetzung, z. B. wie nach Fig. 174, leicht ausführbar.

Man achte ganz besonders auf den Einzug. Bindung a kreuzt in Atlas, und der Einzug ist atlasartig gestellt; die Trittexzenter sind deshalb in Körperstellung genommen. Sind die Exzenter in Atlasstellung vereinigt, so muß der Einzug glatt durch gereiht sein.

Dagegen sind die Exzenter nach Fig. 169 köperartig vereinigt. Soll damit Kettenatlas gewebt werden, so ist der Einzug so zu verreißen, wie es aus Fig. 179 in b hervorgeht.

Eine sechsschäftige Gegenzugeinrichtung ist in Fig. 180 abgebildet.

Es muß noch erwähnt werden, daß sich der verschiedenen große Hub der vorher besprochenen Trittexzenter, wie nach der Anordnung von Fig. 161, durch Verlegung des Drehpunktes der Tritthebel nach vorn unterhalb des Brustbaumes beseitigen läßt. Die Sprunghöhe der Schäfte für die Schrägfachbildung wird alsdann dadurch hergestellt, daß die Tritthebel beim Verschnüren so verschieden lang genommen werden, wie es die Sprunghöhe nötig macht. Im übrigen sind die Gegenzüge genau so zu nehmen, wie es vorher beschrieben wurde.

Die Maschinenfabrik Rütli benutzt an ihren Seidenwebstühlen eine innere Tritteinrichtung, Fig. 181, für Taft, welche die Verwendung bis zu acht Schäften gestattet. Auf der Welle A_1 (erstes Stuhlsystem) sind zwei um 180° versetzte Exzenter scheiben E und E_1 befestigt. Die Kulissenstange a und auch die zweite, welche von der ersten verdeckt wird, hat durch A_1 Führung und trägt eine an E arbeitende Rolle r . a steht mit dem Kulissenhebel b in Verbindung. Von dem Arm b_1 gehen Zugschnüre an die Schäfte. Von der Stufenscheibe d (und d_1)

führen schmale Riemen nach unten, und von hier aus gehen die Schnüre an die Schäfte.

Die Stufenscheiben d und d_1 sind durch einen gekreuzten Riemen t verbunden. Die beiden Tritthebel b und c werden durch den Gegenzug der Stufenscheibe d zwangsläufig zurückgeführt. Um aber weniger Zug in den Schnüren und Geschirrlitzen zu haben, werden b und c durch kräftige Zugfedern f (f_1 ist nicht gezeichnet) zurückgeführt bzw. gehoben.

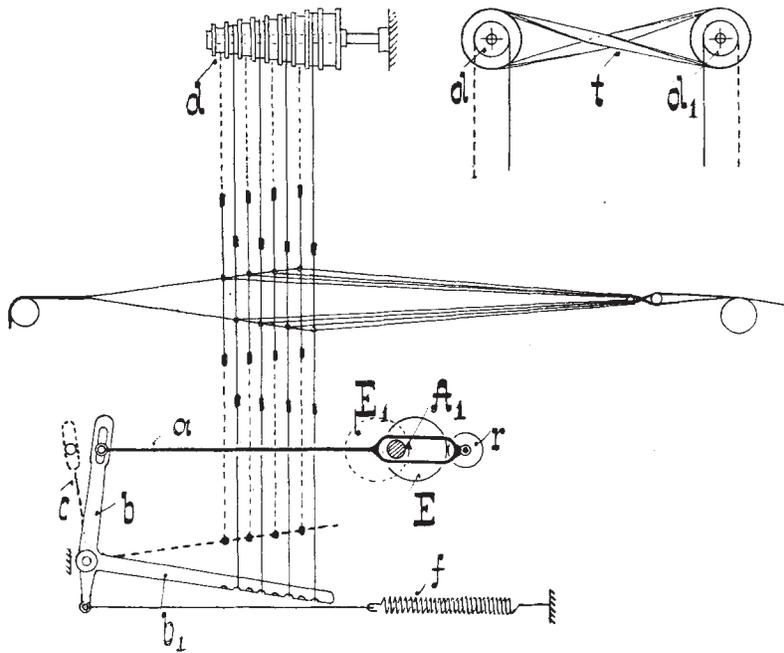


Fig. 181. Gegenzug an Seidenwebstühlen.

2. Geschirrbewegung mit Außentritten.

Auch bei der äußeren Tritteinrichtung, wo also die Tritthebel außerhalb des Stuhlrahmens liegen, unterscheidet man zwei Arten, nämlich erstens eine unabhängige oder beliebige und zweitens eine zwangsläufige Schaftebewegung, also eine Bewegung mit Gegenzug.

Die hierbei zur Anwendung kommenden Exzenter sind schon in der Vorbesprechung bekannt geworden; jede Erhöhung bewirkt ein Heben des Schaftes. Die Mannigfaltigkeit der auf solcher Tritteinrichtung (wie sie z. B. die Sächs. Maschinenfabrik liefert) webbaren Bindungen ergibt sich aus Fig. 182. Die Bindungen und Exzenter sind zu einem Blatt von 42 Bei-

spielen vereinigt. Die Exzenterformen sind für Offenfach bestimmt, nur in dem 42. Beispiel ist der Exzenter für Geschlossenfach konstruiert. In dem 1., 2., 3., 5., 6., 8. und 11. Beispiele

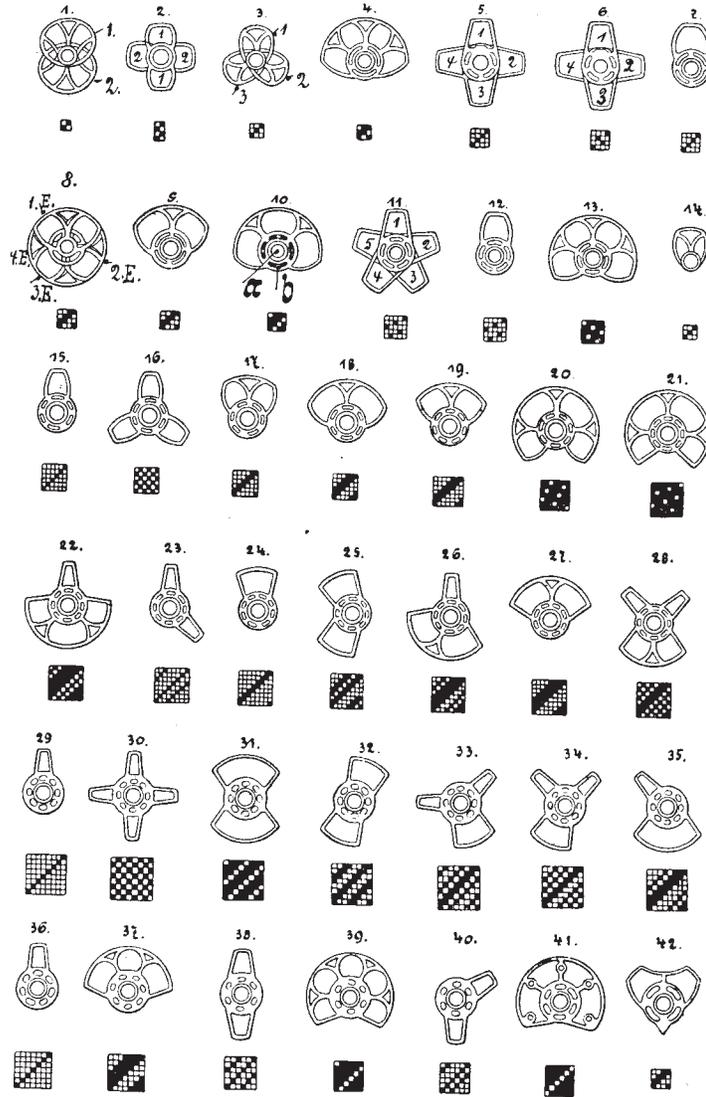


Fig. 182. Trittexzenter der Sächsischen Maschinenfabrik.

sind mehrere Exzenterseiben zusammengestellt, nämlich so viele, wie für die betreffenden Bindungen nötig sind, in allen anderen ist nur je eine abgebildet. Es sind 2, 3, 4, 5, 6, 7 und

8 schäftige Bindungen angeführt. Die Leinwandbindung ist in den Exzentern des 1., 2., 16. und 30. Beispiels wiederholt, jedoch jedesmal in anderer Form. Das 1. Beispiel ist hinlänglich bekannt, im 2. dreht sich der Exzenter nach 4 Schüssen einmal (man achte auf die Zahlen, welche sich auf gleiche Erhöhungen beziehen), im 16. nach 6 Schüssen und im 30. nach 8 Schüssen. Für zwei Schäfte sind dabei nur zwei Exzenter scheiben nötig, für vier natürlich vier Scheiben usw. Von dem 4. Beispiele ab lassen sich die Scheiben beliebig (innerhalb einer Bindung) zu-

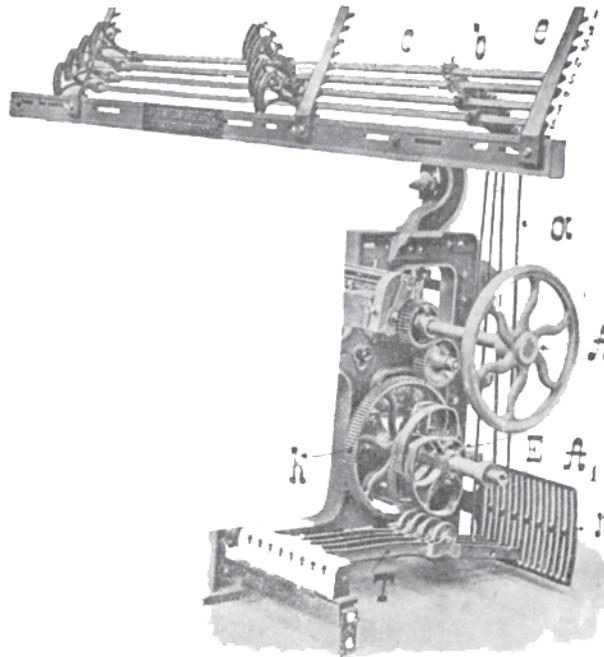


Fig. 183. Außere Trittanordnung.

sammensetzen, indem man sie mit der Bohrung a (Beispiel 10) auf eine Achse oder auf eine Büchse schiebt und dann durch Schraubenbolzen verschraubt. Die Schraubenbolzen steckt man durch die Oeffnungen b. Natürlich lassen sich auch die vollständig aus einem Stück gegossenen Exzenter trommeln (mit der nötigen Anzahl Scheiben) von den Maschinenfabriken beziehen. Es ist sogar vorteilhaft, die Exzenter dieser Anordnungen aus einem Stück gießen zu lassen, also nicht einzelne Scheiben zu verbolzen.

Fig. 183 gibt die Teilansicht eines Webstuhles (schräg von vorn gesehen) mit Außentritten wieder. T sind die Tritthebel, E die Exzenter, a die Verbindungsstangen an b, c die Quadranten-

stangen und b die Schafthebel (Quadrantenhebel); es sind je vier Tritte, Exzenter und Quadrantenwellen usw. einmontiert. Vorgesehen ist die Einrichtung für acht Schäfte, wie es aus dem Führungsrost r und dem Quadrantenwellenlager e zu entnehmen ist. (Man vergleiche hiermit die Einrichtung von Fig. 185.)

In bekannter Weise ist A die Kurbelwelle und A₁ die Schlagwelle des Stuhles. Das Kammrad von Welle A treibt ein Zwischenrad und dieses wieder das Kammrad k. k bezeichnet man auch als Kanonenrad, weil es mit einer langen, auf die Welle A₁ aufgeschobenen Büchse, siehe auch Fig. 184, fest verbunden ist. k dreht sich somit unabhängig von A₁. Die Exzenter nach Fig. 183 haben die gleiche Form wie im Beispiel 9 (oder

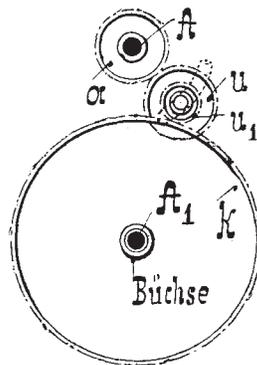


Fig. 184.

auch 8) von Fig. 182. Damit läßt sich also ein vierschäftiger Körper oder die Bindung von Fig. 144 weben, weil dort auch nur vier Schäfte verwendet sind. Die Uebersetzung von A auf das Kanonenrad k (Fig. 183) geschieht im Verhältnis 1:4; k dreht sich nach vier Schüssen einmal.

Je nach der Form des Trittexzenter, ob für 2, 3 usw. bindige Waren, muß die Drehung für k eingerichtet werden, wie es auch eingehend besprochen wurde. So muß k für das 1. Beispiel von Fig. 182 nach zwei Schüssen, für das 2. Beispiel nach vier, für das 13. Beispiel nach fünf Schüssen usw. eine Umdrehung gemacht haben. Deshalb ist der Antrieb für k veränderlich. Gewöhnlich erhält das Kanonenrad k 120 Zähne. Dann muß das Kurbelwellenrad a haben (Fig. 184):

a = 120 : 3	(bei 3 bindiger Ware)	= 40 Zähne
a = 120 : 4	„ 4 „ „	= 30 „
a = 120 : 5	„ 5 „ „	= 24 „
a = 120 : 6	„ 6 „ „	= 20 „

Für siebenbindige Exzenter ist die Zähnezah von 120 an dem Kanonenrad k ungeeignet, nämlich deshalb, weil sich 120 durch 7 nicht ohne Rest teilen läßt. Das Zwischenrad muß deshalb in ein Uebersetzungsrad u , u_1 verändert werden, Fig. 184.

Das Uebersetzungsverhältnis ist: $\frac{1}{x} \cdot \frac{k \cdot u}{u_1 \cdot a} = 1$, also eine Umdrehung von A, wobei x die Teilung des Exzenters angibt, d. h. ob 7, 8 usw. bindig.

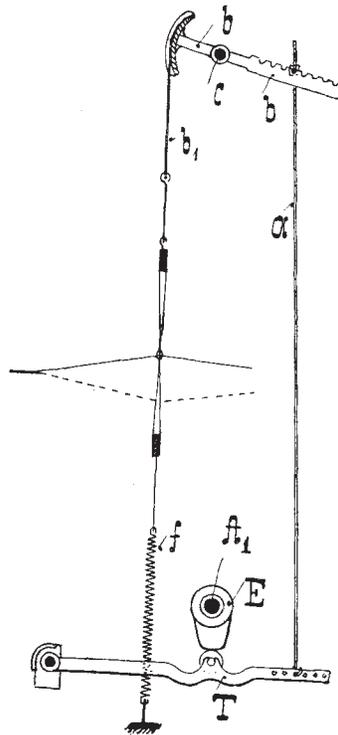


Fig. 185. Außenritte.

a soll 40 Zähne, $u = 42$ Zähne und $k = 120$ Zähne haben. Wie groß ist u_1 , wenn eine 7 (= x) bindige Ware gewebt werden soll?

$$1 \text{ Umdr. von A} = \frac{1}{x} \cdot \frac{k \cdot u}{u_1 \cdot a}$$

$$u_1 = \frac{k \cdot u}{7 \cdot a} = \frac{k \cdot u}{7 \cdot a} = \frac{120 \cdot 42}{7 \cdot 40} = 18 \text{ Zähne.}$$

Bedingung ist, daß $u : x$ ohne Rest aufgehen muß. Für eine 8 bindige Ware (z. B. für $u = 40$) erhält man $40 : 8 = 5$.

$$u_1 = \frac{k \cdot u}{x \cdot a} = \frac{120 \cdot 40}{8 \cdot 40} = 15 \text{ Zähne}$$

Oder eine 9 bindige Ware $u = z.$ B. 45 Zähne, weil $45:9 = 5$
oder für $u = 54$ Zähne, nämlich $54:9 = 6.$ $x = 9.$

$$\text{Also } u_1 = \frac{120 \cdot 54}{9 \cdot 40} = 18 \text{ Zähne.}$$

Als weitere Bedingung gilt, daß $k:a$ ohne Rest teilbar sein muß, z. B. $120:24 = 5.$

Das Senken der Schäfte ist nach der eingangs gegebenen Erklärung in zwei Arten ausführbar. Für die erste Art wurden Federn genannt. Dabei verwendet man entweder einfache Zugfedern oder sog. Federzugregister. Man bezeichnet eine solche Einrichtung auch als „äußere unabhängige Geschirrbewegung“, weil das Heben und Senken der Schäfte nicht von der Beschränkung durch einen Gegenzug abhängig ist.

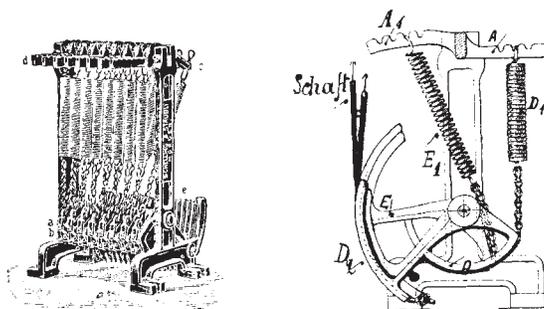


Fig. 186. Federzugregister.

Die einfachste Betätigung des Schaftes durch eine Zugfeder f , Fig. 185, wird noch viel angewendet, ist aber aus dem Grunde nicht sehr vorteilhaft, weil die Feder um so mehr gespannt wird, je höher der Schafft zu heben ist. Die Zugorgane des Webstuhles haben dabei die Kettenspannung im Oberfach und die Federspannung zu überwinden, so daß damit ein Kraftverbrauch verbunden ist und daß außerdem die Geschirrlitzen usw. leicht verschleißen. Der große Sprung macht die Feder leicht schlaff, und der Verbrauch an Federn ist nicht immer normal, weil ihre Härting vielfach zu wünschen übrig läßt. Geschirr- und Kettenfädenbeschädigungen durch zersprungene Federn kommen oft vor.

Hier erweisen sich die sog. Federzugregister als sehr vorteilhaft. Durch geeignete Hebelübersetzung wird der Zug an den Schäften trotz zunehmender Federspannung um so weniger, je höher der Schafft gehoben wird, und erst im Unterfach setzt der Federzug zur Ueberwindung der Kettenspannung ein. Die oben kurz angeführten Nachteile fallen damit weg. Es gibt eine große Anzahl geeigneter Vorrichtungen. An erster Stelle soll

der Federzugregister von Gebr. Stäubli angeführt werden, Fig. 186. Die Quadrantenhebel D_2 und E (es sind nur zwei gezeichnet) werden durch die Federn D_1 und E_1 gesenkt; der eine Quadrantenhebel ist gehoben. Man erkennt an Hebel E , daß die Kette, welche E_1 mit E verbindet, sich dem Drehpunkte von E

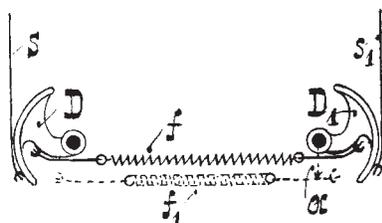


Fig. 187. Federzugregister.

nähert, sodaß sich damit der Zug an dem Schaft verringert. Durch Verlegung des Aufhängepunktes der Federn an den Armen A , A_1 kann der Federzug verändert werden, wodurch Spannungsdifferenzen bis zu 1,5 kg entstehen und das Register für leichte und schwere Waren verwendbar wird. Man beachte auch die Gesamtansicht des Registers. Ueber die Anbringung unter dem Schaft siehe unter Schaftmaschinen, Fig. 236.

In Fig. 187 ist ein anderes Federzugregister abgebildet. Die Zugverbindungen s und s_1 führen an einen gemeinsamen Schaft. Quadrantenhebel D und D_1 sind durch Feder f verbunden; beide Hebel sind gehoben. Wenn sie gesenkt werden, so nimmt die Feder die Stellung f_1 ein, und dann ist die Hebel-länge a bedeutend größer als bei der Federstellung f . Natürlich vergrößert sich damit der Zug an s , s_1 .

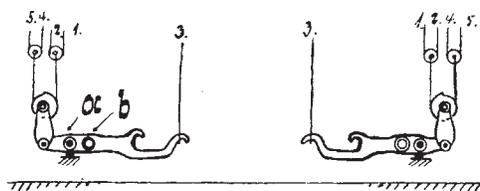


Fig. 188. Gegenzug für Außentritte.

Die Gegenzüge finden hauptsächlich bei geringerer Schaftzahl Anwendung. Es gibt Webstuhlfabriken, welche bis zu vier Schäften Gegenzüge und bei größerer Schaftzahl Federn empfehlen (Federzugregister).

Unter der Bezeichnung „äußere Gegenzugbewegung“ oder „abhängige äußere Tritteinrichtung“ versteht man demnach die Verwendung von Gegenzügen unterhalb der Schäfte. Die schon

bei der inneren Tritteinrichtung besprochenen können auch hier sinngemäße Verwendung finden. Sehr zweckmäßig ist der sog. Universalgegenzug, Fig. 188, welcher mit kleinen Abänderungen gleich gut für 2 bis 8schäftige Bindungen verwendet werden kann. In Fig. 188 ist der Gegenzug auf beiden Seiten für 5 Schäfte eingerichtet. Durch Versetzen des Drehpunktes von a nach b wird er für drei (Fig. 189) und sechs Schäfte (Fig. 190) verwendbar.

Wird nur der Rollenzug c von Fig. 189 genommen, so können zwei Schäfte oder nur mit der Einrichtung c von Fig. 190 vier Schäfte weben.

Die in Fig. 188—190 wiedergegebenen Gegenzüge mit ihrem Dreh- oder Befestigungspunkt in a oder b sind lösbar, indem a

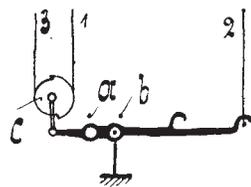


Fig. 189.

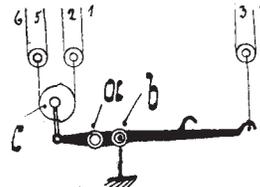


Fig. 190.

Gegenzug für Außentritte.

oder b an einem Tritt befestigt werden. Dieser Tritt ist eingehängt oder gesperrt. Der Weber löst ihn mit dem Fuße und lockert auf diese Weise die Spannung des Geschirrs.

3. Geschirrbewegung mit vertikalen Tritten.

Die Fig. 191 zeigt die Anordnung der vertikalen Tritte T links außerhalb des Stuhlrahmens. T ist ein zweiarmiger Hebel mit dem Schwingpunkt in g. Von T gehen oben und unten über die Rollen r und r₁ Verbindungsdrähte d und in ihrer Verlängerung eiserne Kettchen k an die Schäfte. Das Heben des Schaftes besorgt die starke und lange Zugfeder f, und das Senken erfolgt durch die Erhöhungen im Exzenter. Demnach üben die Exzenter hier dieselbe Wirkung aus wie bei den Innentritten.

Der Umstand, daß die Schäfte durch Federn gehoben werden, hat insofern Vorteile, weil der Weber z. B. bei der Kettenfadenkontrolle leicht imstande ist, die im Oberfach nicht gewünschten Schäfte mit der Hand niederzudrücken.

Die Drehung der Exzenterwelle E₁ (es handelt sich hier um das zweite Stuhlsystem, spez. um Bucksinstühle) geschieht von A durch die Kammräder a, b, die Winkelräder c, c₁ und die Kammräder n, n₁. Kammrad n₁ ist auf Welle E₁ festgekeilt.

An Stelle der offenen Exzenter nimmt man vielfach geschlossene oder Nutenexzenter (siehe punktierte Linie e). Hierbei fällt die Zugfeder f weg. Die Schaffbewegung ist alsdann zwangsläufig.

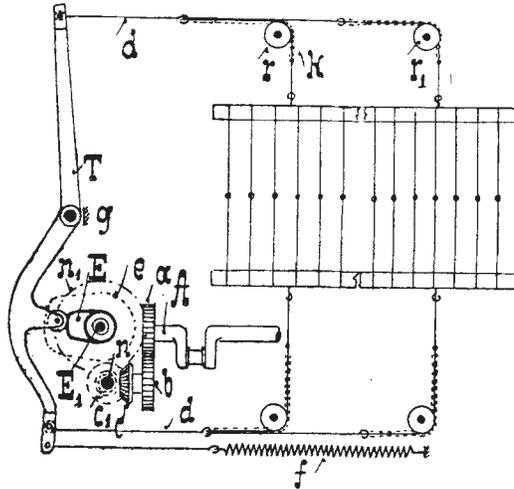


Fig. 191. Vertikale Tritte.

Gewöhnlich verwendet man 2, 3 und 4, selten noch mehrbindige Exzenter. Der Hub der Exzenter muß wegen der Schrägfachbildung ungleich groß sein.

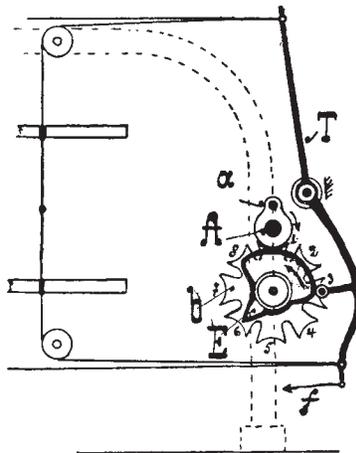


Fig. 192.

An den Schönherrschen Federschlagstühlen wird der schon in Fig. 160 gezeigte Antrieb durch Stern- und Stiftrrad ver-

wendet, Fig. 192. A ist die Antriebswelle, a das sich bei jedem Schuß einmal drehende Stiftrad und b das Sternrad. Der achtschüssige (achtbindige) Exzenter E dreht sich in der Pfeilrichtung und senkt den Schaft durch den Tritt T mit jeder Erhöhung, also hier nach der Bruchstellung:

4.	5.	7.		
1.	2.	3.	6.	8.

 Jede Zahl unter der Linie bedeutet auf dem betreffenden nummerierten Schußfaden ein Senken des Schaftes (zugleich eine Erhöhung im Exzenter). An f ist die Zugfeder befestigt.

4. Geschirrbewegung durch Exzentertrommeln und Tritthebel.

Die Geschirrbewegung durch außerhalb des Stuhlrahmens liegende Exzentertrommeln ist in der schrägen Ansicht von vorn (Fig. 193) und in der Schnittzeichnung (Fig. 194) gegeben. Man

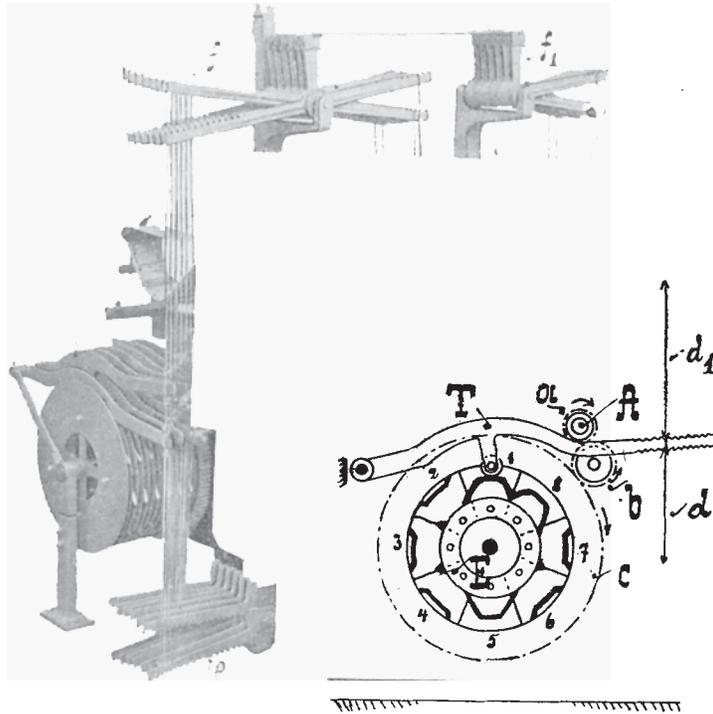


Fig. 193.
Exzentertrommel und Tritthebel.

Fig. 194.
Trommelexzenter.

bezeichnet die Trommel auch als Bundscheibe (tappet wheels). Nach der Schnittzeichnung, Fig. 194, ist die Bundscheibe E für eine achtschüssige Ware eingerichtet. Sie besteht aus acht Teilen (1—8) und ist beliebig zusammenstellbar. Die Teile 1, 5 und 8

nennt man Senker und die anderen Heber. Jeder Senker hebt den Tritt T, aber senkt den Schaft, weil die Schnurverbindung d (Fig. 194) an die unteren, zu T querstehenden Schafthebel e und d₁ an die oberen f, f₁, Fig. 193, gehen. Die Schäfte werden zwangsläufig, also durch Gegenzug, aber nicht in dem vorher entwickelten Sinne, gehoben und gesenkt. Nach der Schnittzeichnung (Fig. 194) geschieht das Heben und Senken des Schaftes in der Schußfolge: $\frac{2. 3. 4.}{1.} \frac{6. 7.}{5.} 8.$ = Heber. Der Antrieb erfolgt von der Kurbelwelle A (im übrigen handelt es sich um das 1. Stuhlssystem) aus; a treibt das Zwischenrad b und hierdurch c im Verhältnis 1:8.

Die Bundscheibe arbeitet mit Geschlossenfach. Jeder Heber ist oben und jeder Senker unten offen; es ist also keine geschlossene Nutenscheibe (Nutensexzenter) im engeren Sinne. Aber trotzdem arbeiten die Bundscheiben wie die Nutensexzenter, weil der Schaft bekanntlich im Ober- oder Unterfach eine Ketten-
spannung zu überwinden hat und durch diese Spannung immer wieder in die Mittelstellung des Faches zurückgeführt wird. Also auch der Tritt T wird in der Nut der Scheibe E immer in deren Mitte gedrängt werden und kann deshalb nicht nach oben herausspringen.

Die Bundscheibe arbeitet mit Geschlossenfach. Jeder Heber ist oben und jeder Senker unten offen; es ist also keine geschlossene Nutenscheibe (Nutensexzenter) im engeren Sinne. Aber trotzdem arbeiten die Bundscheiben wie die Nutensexzenter, weil der Schaft bekanntlich im Ober- oder Unterfach eine Ketten-
spannung zu überwinden hat und durch diese Spannung immer wieder in die Mittelstellung des Faches zurückgeführt wird. Also auch der Tritt T wird in der Nut der Scheibe E immer in deren Mitte gedrängt werden und kann deshalb nicht nach oben herausspringen.

5. Geschirrbewegung durch Exzenterketten.

Nach Fig. 195 haben die Tritte T ihren Drehpunkt in T₁. Jede Erhöhung in der Exzenterkette b hebt einen Tritt und damit den betreffenden Schaft. Die Hebel T₂ sind gesenkt. Zum Senken der Schäfte dienen Federn oder Federzugregister. Der

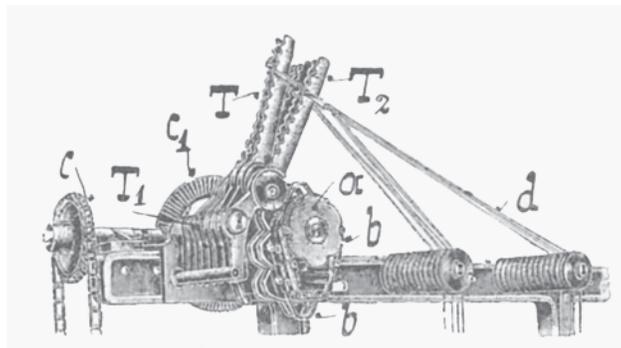
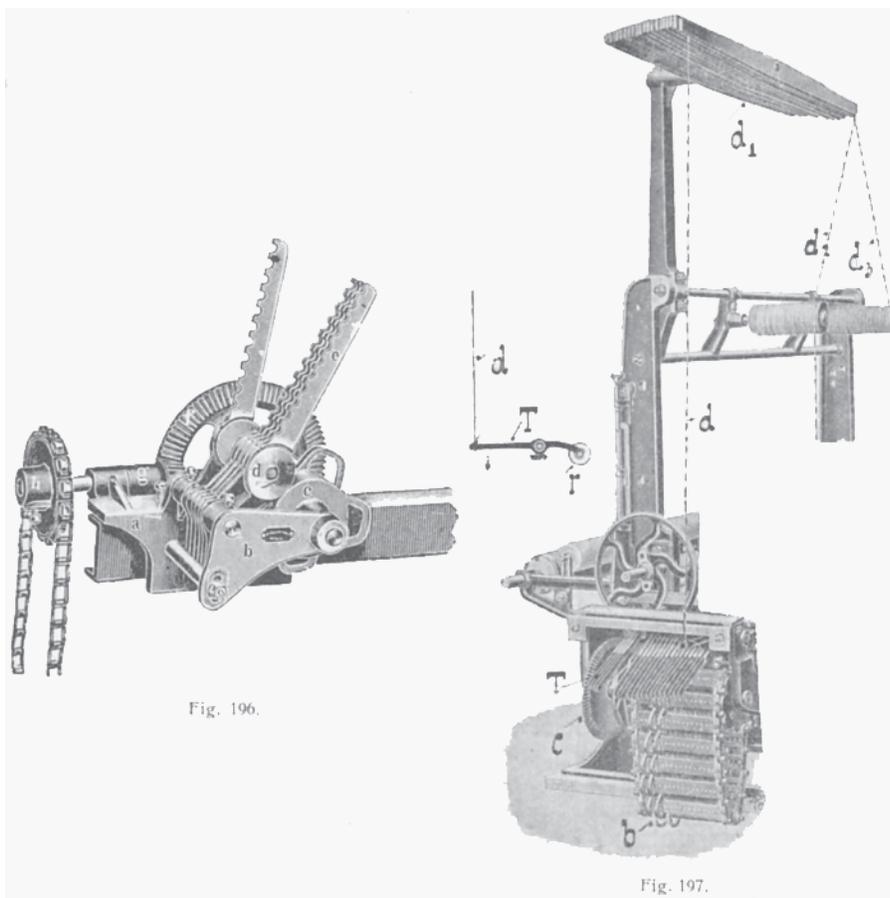


Fig. 195. Exzenterkarten.

Antrieb des Zylinders a, der die Exzenterkette aufnimmt, erfolgt von der Kurbelwelle (oder Schlagwelle) aus durch die Kette c bzw. Kettenrad c. Auf der kurzen Welle von c sitzt ein kleines Kegelrad, das in c₁ kämmt. Die Uebersetzungs-

verhältnisse sind so gewählt, daß sich $a \frac{1}{6}$ mal bei jedem Schuß dreht. d führen an die Schäfte.

Eine in der Ausführung ganz ähnliche, ebenfalls von Gebr. Stäubli herstammende Einrichtung zeigt Fig. 196. Nur sind an Stelle der Kettenexzenter einfache, mit Offenfach arbeitende Exzenter c getreten. Der Tritt e ist mit der Rolle d versehen,



und d rollt auf c . Die Welle h trägt das Kegelrad g , und g treibt die Welle von c durch das Kegelrad f .

Herm. Schroers in Crefeld führt eine Tritthebelbewegung mit Exzenterkarten aus, Fig. 197. Die Abbildung zeigt einen Teil eines Seidenwebstuhles mit der Exzenterkarte b und den Tritthebeln T . Die Verbindungsschnur d geht an die Wippe d_1 , und von hier aus führen die Schnüre d_2 und d_3 an den Schaft. c wird von der Schlagwelle aus angetrieben. Siehe auch die

Schnittzeichnung von T. Das Senken der Schäfte geschieht durch Federn. Die beschriebene Anordnung hat den Vorteil, daß die Ware durch Oelflecke nicht beschmutzt werden kann.

An dieser Stelle muß noch die Leistenbewegung durch Nutenexzenter, Fig. 198, erwähnt werden. Exzenter E dreht sich in der Pfeilrichtung und nimmt in seiner Nut den Schlitten oder die Weiche c auf. Die punktiert gezeichneten Pfeilrichtungen geben den Weg von c an, wenn E gedreht wird. Mit c bewegt sich der zweiarmige Hebel b, der links als Zahnsektor ausgebildet ist und mit dem Kammrad a kämmt. a

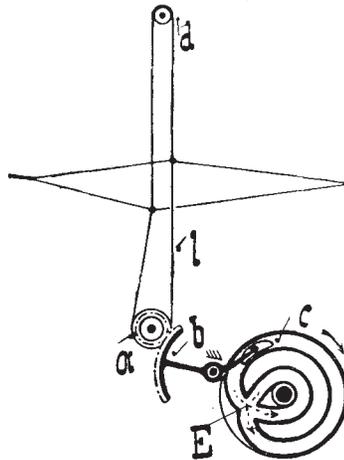


Fig. 198. Leistenbewegung.

steht mit einer Rolle in Verbindung. An diese Rolle geht die Litzenverbindung l, die oben über Rolle d geführt ist und somit als Gegenzug arbeitet.

b) Geschirrbewegung durch Schaftmaschinen.

Die Besprechung der Schaftmaschinen soll nach der bei der Fachbildung aufgestellten Reihenfolge geschehen. Demnach unterscheidet man:

1. Hochfachschaftmaschinen,
2. Tieffachschaftmaschinen,
3. Hoch- und Tieffachschaftmaschinen,
4. Offenfachschaftmaschinen.

Von den genannten werden die Hochfachschaftmaschinen selten und die Tieffachmaschinen fast gar nicht angewendet. Am meisten sind die Hoch- und Tieffach-Schaftmaschinen, hauptsächlich für schwerere Waren, und die Offenfachschaftmaschinen in Benutzung.

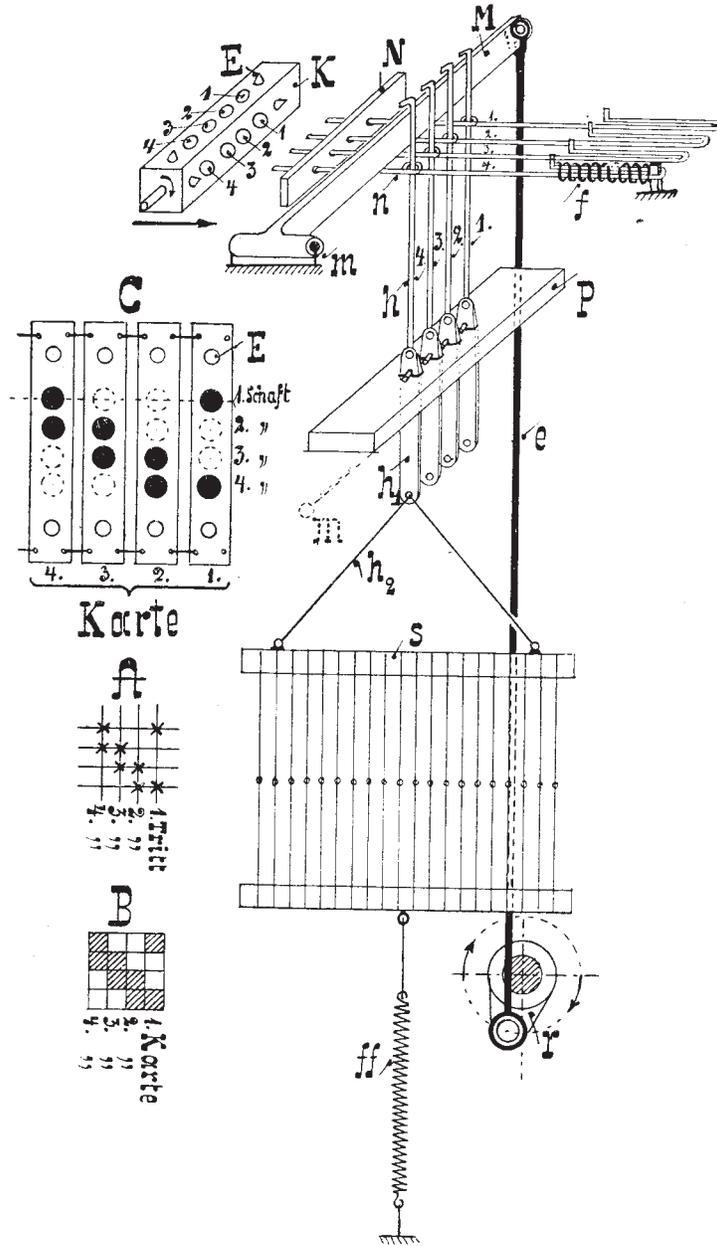


Fig. 199.

Schafmaschine (Einführung in die Schafweberei).

1. Hochfachschaftmaschinen.

Zum Verständnis genügt die Besprechung der in Fig. 199 skizzierten Maschine, die nur für vier Schäfte eingerichtet ist. Man baut Schaftmaschinen bis zu 43 Schäften.

Der Schaft s , der durch ff gesenkt wird, steht durch h_2 und h_1 mit dem Haken h in Verbindung. Es sind vier h vorgesehen; sie stehen im Zustande der Ruhe auf dem festgelagerten, also unbeweglichen, Platinenboden P , oder mit andern Worten im Unterfach. Der Messerhebel M hebt sich durch Drehung der Kurbel r , weil die Stange e die Verbindung zwischen M

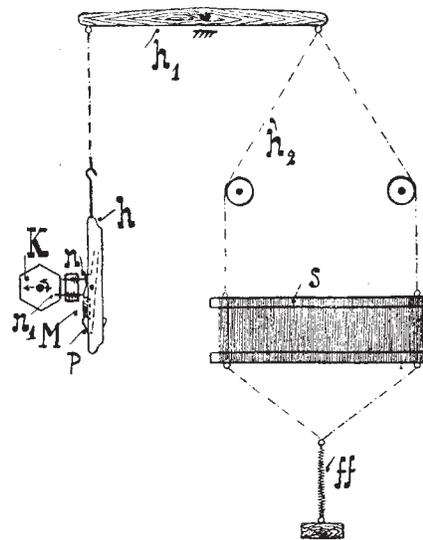


Fig. 200. Hochfachbildung.

und r herstellt. M macht, weil der Drehpunkt in m liegt, hinten eine stärkere Bewegung als vorn. Die Haken oder Platinen h greifen auf das Messer und werden beim Hochgange mitgenommen, bilden aber durch die stärkere Bewegung von M nach hinten ein sog. Schrägfach.

Die Abbildung gestattet in bequemer Weise eine Erklärung für die Anwendung der an Hand von Fig. 144 kennen gelernten Tritt- oder Kartenzeichnung. In Fig. 199 A ist die Trittbezeichnung wiederholt und in Fig. 199 B die Kartenzeichnung gegeben. Die vorliegende Zeichnung gibt eine Schaftmaschine wieder, bei der ein vierseitiges Kartenprisma K Anwendung findet; 1, 2, 3 und 4 sind Bohrungen in K . In diese Bohrungen dringen die Nadeln n , sobald das Prisma anschlägt (siehe Pfeilrichtung). Werden die Bohrungen geschlossen, so müssen n und damit h zurückgedrängt und h aus dem Bereich des Messers M

gebracht werden. Das Anschlagen des Kartenprismas erfolgt dann, wenn das Messer M fast gesenkt ist, und es bleibt so lange vor den Nadeln, bis M wieder etwas gehoben ist, sodaß die einmal zurückgedrängten Haken für den betr. Schuß nicht mehr aufgreifen können. Die Feder f schnellt die Nadel n und damit auch h in die Angriffsstellung auf M zurück.

Das Schließen der Bohrungen in K geschieht durch Karten (Papp- oder Blechkarten), wie sie in Fig. 199 (C) abgebildet sind. E sind sog. Eichellöcher, die den Karten durch die Warzen oder Eicheln (Fig. 199) Führung geben. Jede geschlagene Karte (siehe die schwarz gefärbten Kreise) bedeutet ein Heben des Schaftes und jede nicht geschlagene Stelle ein Senken. Die Karten sind nach der Vorschrift der Tritt- (Fig. 199 A) oder Kartenzeichnung (Fig. 199 B) geschlagen.

Die Schaftmaschine von Fig. 200 zeigt eine Hochfachbildung für Seidenwebstühle von Herm. Schroers. Die Buchstaben beziehen sich auf bekannte Teile oder Einrichtungen. Um das Verschmutzen der Ware durch Oelflecke zu vermeiden, ist die Maschine seitlich am Stuhl angeordnet. Die Platine p ist in dem Platinenführungsstück h untergebracht. Die beiden Nadeln n und n_1 beeinflussen p so, daß n sie gegen das Messer M und n_1 davon abdrückt. In der Karte müssen deshalb zwei Reihen Löcher geschlagen werden; für jeden Schaft ist ein Loch zu schlagen (z. B. für n_1) und die andere Stelle (z. B. für n) ungeschlagen zu lassen oder umgekehrt. Das Messer M senkt sich nach unten; es ist hebelartig mit seinem Drehpunkt nach vorn (wie in Fig. 199) gelagert und stellt deshalb ein Schrägfach her. Mit Hilfe der Verbindung h_1, h_2 wird der Schaft s ins Oberfach, also Hochfach, gehoben. Ueber die Messerbewegung und Prismenführung siehe näheres unter Hoch- und Tieffachschaftmaschinen.

2. Die Tieffachschaftmaschinen.

Die Maschinen dieser Art bieten nichts Neues, weil man nur nötig hat, die Schäfte durch eine Feder oder ein Federzugregister im Oberfach halten zu lassen. Sollen sie für die Fachbildung ins Unterfach gesenkt werden, so kann die nach Fig. 199 und 200 beschriebene Maschine so mit Zugorganen in Verbindung gebracht sein, daß durch ein Heben von h der Schaft gesenkt wird.

3. Die Hoch- und Tieffach-Schaftmaschinen (auch Geschlossen- oder Klappfach-Schaftmaschinen).

Die Hochfachmaschine, Fig. 199, läßt sich in eine Hoch- und Tieffachmaschine umändern, wenn dem Platinen- oder Hakenboden P vorn, wie es die punktierte Linie in m anzeigt, ein Schwingpunkt gegeben wird. Alsdann müssen zwei Stangen e

und ebenso zwei Kurbeln r so arbeiten, daß die erste Kurbel z. B. eine senkrechte Stellung nach unten (Fig. 199) für M , und die zweite eine Stellung nach oben für P einnimmt. Werden beide Kurbeln gedreht, so wird M gehoben und P gesenkt. Es entsteht, wie für M , auch für P eine schräge Stellung, also eine Schrägfachbildung, nämlich, um es zu wiederholen, mit M in der Bewegung nach oben und mit P nach unten.

Es ist aber möglich, wenn auch unpraktisch, das Heben und Senken von M und P geradlinig vorzunehmen, sodaß wohl Hoch- und Tieffach, aber nicht Schrägfach entsteht.

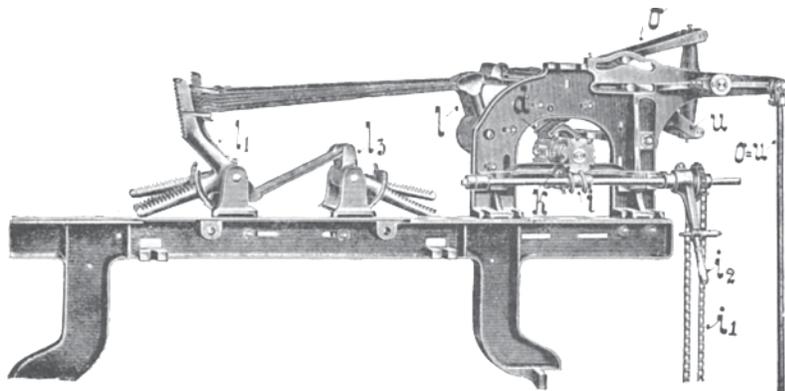


Fig. 201. Hoch- und Tieffachschaffmaschine.

Gegenüber dem Hochfach hat die Bildung von Hoch- und Tieffach Vorteile aufzuweisen. Die Sprunghöhe für die Fachöffnung muß nämlich in beiden Fällen gleich sein. Aber der Messerhebel M braucht nur eine halb so große Bewegung zu machen, wie beim reinen Hochfach. Die andere Arbeit übernimmt der Platinenboden P . M und P ergänzen sich also in ihrer Arbeit, und dadurch wird die bei jedem Schuß zurückzulegende Bewegungsstrecke halb so groß. Das hier Gesagte gilt natürlich in gleichem Maße für das Geschirr und die Kettenfäden, sodaß eine Schonung der Kette die natürliche Folge ist. Wenn sich mit kleinen Sprunghöhen ein Nachteil bei der reinen Hochfachbildung auch nicht so sehr bemerkbar macht, so tritt er bei größerem Fach um so störender auf.

Eine Ergänzung zu der Fig. 200 gibt die von Fig. 201. Diese Schroersche Schafftmaschine arbeitet hiernach mit Hoch- und Tieffach und der Bildung von Schrägfach, nämlich mit M (von der Mitte aus) für Hoch- und M_1 für Tieffach. h mit der doppelnasigen Platine p steht durch Wippe h_1 mit dem Schaft nach oben und durch h_3 nach unten in Verbindung. Die Schaffbewegung ist somit zwangsläufig oder besteht als Gegenzug, während sie in der vorher besprochenen Skizze, d. h. von Fig. 200, kraftschlüssig durch ff war.

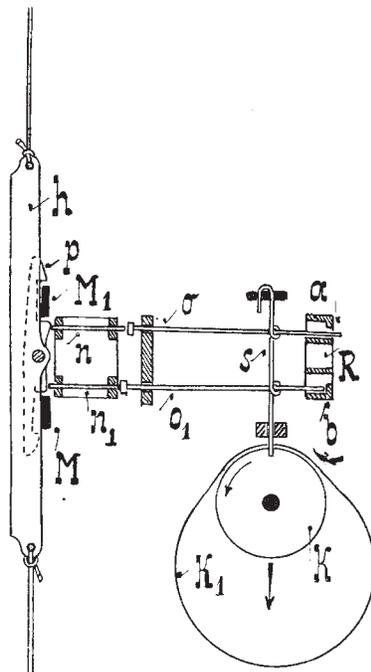


Fig. 202. Schafftmaschine mit Papierkarten.

Das Schroerssche Geschlossen- oder Klappfach nach Fig. 201 ist noch weiter verbessert und für die Verwendung von Papierkarten eingerichtet worden, Fig. 202. Die Buchstaben weisen auf bekannte Teile hin. Man sieht, daß hier der Rost R dieselbe Arbeit übernimmt, wie nach der Einrichtung von Fig. 201 das Kartenprisma K , nämlich die Steuerung der Platine p ; nur besteht für die Anwendung der Papierkarten noch ein Vorgelege mit den Nadeln o und o_1 . Diese beiden Nadeln werden von der senkrechten s gemeinsam beeinflußt. Die Papierkarte k_1 hat demnach nur das Gewicht von s und o, o_1 zu heben. In der Darstellung sind die Nadeln, weil in k_1 ein Loch geschlagen ist, gesenkt, und Rost R mit

Die älteste Ausführung ist in Fig. 203 skizziert. Die Bewegung der Schäfte geschieht durch Gegenzug von dem Schemel a aus. Alle Schemel werden gleich stark bewegt, so daß die Schrägfachbildung durch Aenderung der Schemellängen von o bis p möglich ist. Außer den Schaftregulierern u lassen sich die Schäfte v durch die Rollen q und g_1 in der Höhenstellung einrichten. q ist an dem Hebel r mit der Stellschraube s gelagert; die unteren Rollen g_1 werden durch Schraubenspindeln t verstellt.

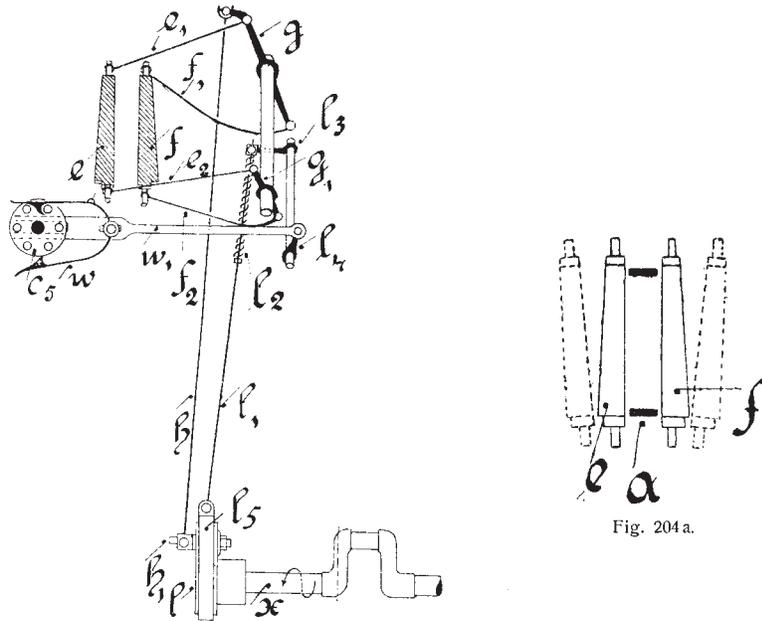


Fig. 204. Messer- und Kartenzylinderbewegung der Cromptonmaschine.

Zur Bewegung des Schemels a dient die an c_1 schwingbar gelagerte Platine b, die oben und unten mit einer Nase versehen ist. e und f sind in der Pfeilrichtung bewegliche Messer, an welche die Platine angreift. e ist an e_1 und f an f_1 befestigt. Beide haben den Drehpunkt in z. Der dreiarmige Hebel g steht oben mit f_2 und unten durch e_2 mit e in Verbindung. G wird von A aus in oszillierende Bewegung versetzt, indem das Kegelrad l die Schubstange k und diese (durch Vermittlung von i) die Stange h bewegt.

Um den Schaft heben oder senken zu können, wird b mit e oder f in Eingriff gebracht. Eine gesenkte Platine greift auf f. und damit wird der Schaft infolge der Messerbewegung

gesenkt; eine gehobene Platine wird durch e mitgenommen und der Schaft gehoben. Die Platinenbewegung erfolgt von der Karte d aus, und d ist auf der Kartenwalze c gelagert, dreht sich also mit c. Es ist hier eine Rollenkarte vorgesehen, bestehend aus Rollen und Hülsen, Fig. 203 a. d_3 sind Kartenstäbe, d_1 Rollen. Zwischen den eisernen Rollen sitzen Hülsen. Die Verbindung der Stäbe geschieht durch eiserne Gelenke d. Jede Rolle in der Karte hebt also die Platine bzw. den Schaft.

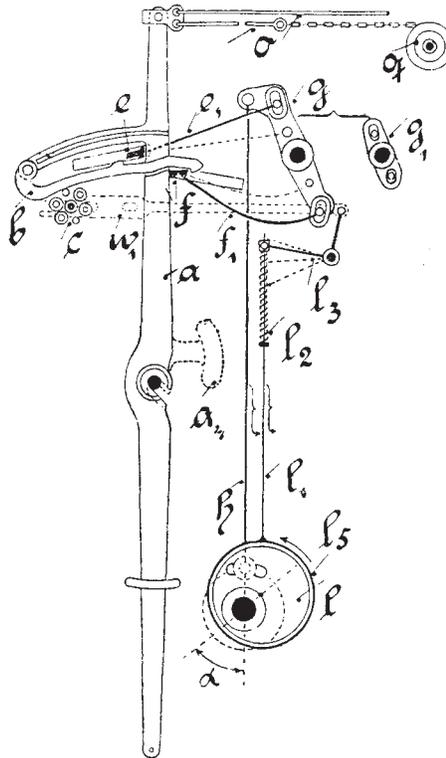


Fig. 205. Cromptonschaftmaschine.

Die Drehung der Kartenwalze um $\frac{1}{6}$ muß bei jedem Schuß während des Fachschusses geschehen, wenn also die Schemel parallel stehen. Die Drehbewegung beginnt kurz vor dem Schließen der Messer e und f und geschah in der ersten Ausführung mit Stern- und Stiftrad. Beim Schußsuchen wurde die Schaftmaschine von der Welle A entkuppelt und die betreffenden Organe mit der Hand rückwärts gedreht, sodaß der Kartenzylinder ebenfalls rückwärts lief.

Später verbesserte man die Drehung des Kartenzylinders, indem das Entkuppeln von dem Stuhl ganz wegfiel und dafür