

**§ 26. Vorausberechnung des Arbeitseffektes.** Nach dem eben Angeführten ergibt sich bereits, daß sich der Arbeitseffekt am Gestein beim Bohren von Hand nicht im voraus berechnen läßt. Die einzelnen Löcher werden je nach dem augenblicklichen Gesteinsverhalten sehr verschiedene Tiefen und Sprengladungen erhalten, die vom Sprengstoffe zu leistende Arbeit wird also in jedem Loche eine andere sein. Abweichend gestaltet sich die Sache, wie später gezeigt werden wird, bei gewissen Arbeitsmethoden mittels Bohrmaschinen. Für den Betrieb mittels Handbohrens bleibt mithin nichts übrig, als sich bei einer vorherigen Effektbestimmung an Resultate zu halten, welche man an andern Orten unter ähnlichen Verhältnissen erzielt hat.

## B. Das Maschinenbohren.

**§ 27. Maschinensysteme.** Bohrmaschinen mit stoßend arbeitenden Bohrern können direkt oder indirekt wirken, je nachdem der Bohrer bei ihnen durch Vermittelung einer stoßenden Masse oder ohne eine solche gegen das Gestein getrieben wird. Im ersten Falle erfolgt die Arbeit des Bohrens, nach Art des Handbohrens, gewissermaßen mit zwei Werkzeugen, im zweiten Falle nach Art des Wurfbohrens. Diejenigen Maschinen, welche indirekt wirken, nennt man wohl „Hammermaschinen“ oder nach Angström „Maschinen-Bohrschlägel“ zum Unterschiede von den direkt wirkenden Maschinen, welche kurzweg als „Stoßbohrmaschinen“ bezeichnet werden sollen.

### Indirekt wirkende Bohrmaschinen.

**§ 28. Die Hammermaschinen.** Daß der Wirkungsgrad dieser Maschinen dem der direkt wirkenden nachstehen muß, folgt bereits aus der oben gegebenen Vergleichung des Stoßbohrens von Hand (Wurfbohren) mit dem Bohren mit zwei Werkzeugen. Die lebendige Kraft der schlagenden Masse wird nicht völlig auf den Bohrkopf übertragen, vielmehr ein Teil dieser Kraft auf Formänderung und Erzeugung von Wärme- und Schallwellen verwendet.

Nur bei völlig elastischem Material wäre unter gewissen Umständen, nämlich bei gleichem Gewichte der schlagenden und geschlagenen Masse der gleiche Wirkungsgrad wie bei direkt wirkenden Maschinen zu erzielen. Da aber völlig elastisches Material zur Verwendung für den in Rede stehenden Zweck noch nicht aufgefunden worden ist, so bieten die Hammermaschinen nur historisches Interesse. Wegen ihres in Vergleich mit den direkt wirkenden Maschinen erheblich nachstehenden Wirkungsgrades konnten sie in der Praxis keine Verbreitung finden und stehen Hammermaschinen nirgends mehr in Anwendung.

Es möge deshalb hier nur kurz erwähnt werden, daß die erste Hammermaschine, mit welcher einige Bohrarbeiten ausgeführt worden sind, 1857 von Schwartzkopff konstruiert wurde. Eine 1863 von Chr. G. Barthelson in Schweden angefertigte Maschine ahmte das Handbohren völlig nach, leistete aber nur ein Drittel von der Arbeit eines Häuers beim Handbohren<sup>37)</sup>.

<sup>37)</sup> Stapff; a. a. O. S. 45.

Von neueren ausgeführten Hammermaschinen sei noch die von Warsop erwähnt, mit welcher indes sehr ungünstige Resultate erzielt wurden<sup>38)</sup>.

Hinsichtlich anderer, hier nicht genannter Hammermaschinen ist auf das Litteraturverzeichnis am Schlusse des Kapitels zu verweisen.

#### Direkt wirkende Bohrmaschinen.

Hinsichtlich der in Anwendung kommenden Betriebskraft lassen sich die direkt wirkenden Bohrmaschinen in drei Gruppen bringen, indem sie als solche mit Betrieb durch motorische Flüssigkeiten oder durch Elektrizität oder durch Menschenkraft zu unterscheiden sind.

#### Maschinen mit Elementarbetrieb (Kolbenmaschinen).

**§ 29. Allgemeines.** Alle Maschinen, welche durch Elementarkraft, d. h. mittels motorischer Flüssigkeiten (komprimierte Luft oder Dampf) betrieben werden, sind so eingerichtet, daß der Bohrer mit einem Kolben, dem Arbeitskolben, fest verbunden ist und letzterer sich in einem Cylinder, dem sogenannten Schlagcylinder, hin und her bewegt.

Ferner gehört zu allen diesen Maschinen ein als Träger dienender Rahmen, an dem der Schlageylinder mit Zubehör hin und her gleiten kann.

Da, wie beim Handbohren, beim Bohren mit Maschinen der Bohrer umgesetzt werden und der Vertiefung des Loches folgen muß, so sind bei den Bohrmaschinen noch besondere Mechanismen nötig, welche das Umsetzen und den sogenannten Vorschub des Bohrers bewirken. Da es ferner in den meisten Fällen nicht durchführbar ist, die Bohrmaschine von Hand anzustellen und zu führen, so müssen endlich Gestelle vorhanden sein, welche zur Aufnahme einer oder mehrerer Maschinen eingerichtet sind.

**§ 30. Entwicklungsstufen der Stofsbohrmaschinen.** Die für den Ingenieur so wichtigen direkt wirkenden Stoßbohrmaschinen, ohne welche es unmöglich gewesen sein würde, die großen Tunnelbauten der Neuzeit auszuführen, haben sich jetzt zu einem Grade von Vollkommenheit entwickelt, der nur noch wenig hinter den Ansprüchen zurückbleibt, welche man überhaupt an diese Maschinen stellen kann. Je nach der Art der Arbeit, zu welcher dieselben gebraucht werden sollen, haben sich zwei in den äußeren Formen wesentlich verschiedenartige Maschinensysteme herausgebildet, nämlich die lange und die kurze Maschine.

Erstere eignet sich, wie später noch ausgeführt werden wird, allein für den forcirten Betrieb, letztere mehr für eine Arbeit, bei der es darauf ankommt, mit jedem einzelnen der gebohrten Löcher eine möglichst große Wirkung zu erzielen. Jedes dieser beiden Maschinensysteme hat interessante Entwicklungsstufen durchlaufen, bevor es zu der jetzigen Vollkommenheit gebracht wurde, und soll in folgendem nur kurz geschildert werden, wie die in der Praxis wirklich gebrauchten Maschinen nacheinander folgten.

<sup>38)</sup> Oesterr. Zeitschr. f. Berg. u. Hüttenw. 1876. Bd. 24. S. 155. Unter gleichen Verhältnissen bohrte beim Abteufen des Lillischachtes in Przi Bram die Maschine von Warsop 0,47 cm pro Minute, während die direkt wirkende Maschine von Burgleigh 1,42 cm Bohrlochtiefe leistete.

Die Ingenieure, welche zuerst als leistungsfähig erprobte Bohrmaschinen konstruiert haben, sind Sommeiller und Sachs. Sommeiller, als Erfinder der ersten brauchbaren langen Maschine, bewies ihre Leistungsfähigkeit im Mont-Cenis-Tunnel und in einigen französischen Gruben. Sachs, als Konstrukteur der ersten bewährten kurzen Maschine, erprobte dieselbe zunächst auf dem Altenberge bei Aachen; die Maschine fand dann schnell Verbreitung auf den Gruben Deutschlands.

Abgesehen von den äußeren Formen, unterscheiden sich die Maschinen der genannten beiden Ingenieure wesentlich. Während Sommeiller eine durch die motorische Flüssigkeit betriebene sogenannte Hilfsmaschine anwandte, um die Umsteuerung der eigentlichen Bohrmaschine zu besorgen und die Mechanismen für das Umsetzen und den Vorschub zu betreiben, benutzte Sachs hierzu die lebendige Kraft des Arbeitskolbens.

Als die Leistungen der Sommeiller'schen und der Sachs'schen Maschine bekannt wurden, entwickelte sich auf dem Gebiete der Konstruktion von Bohrmaschinen eine lebhaftere Thätigkeit, die besonders in den Vereinigten Staaten von Nordamerika zu solchen Erfolgen führte, daß von dort kurze Maschinen nach Europa gesandt werden konnten, so die von Ingersoll und Burleigh, welche hier eine geraume Zeit lang in Anwendung standen. Bei diesen beiden Maschinen wird, wie bei der Sachs'schen, ebenfalls die lebendige Kraft des Kolbens zur Umsteuerung benutzt, sie zeigen aber eine erhebliche Vereinfachung in der Bewegungsübertragung vom Kolben auf den Schieber.

Während bei der Sachs'schen Maschine der Kolben sowohl beim Vor- als auch beim Rückgang zwei Hebel in Bewegung setzen muß, um umzusteuern, bewegt bei den Maschinen von Burleigh und Ingersoll der Kolben für den Hin- oder Rückgang des Schiebers immer nur einen Hebel. Ferner zeichnen sich diese beiden amerikanischen Maschinen noch dadurch vorteilhaft vor der Sachs'schen Maschine aus, daß der die Steuerung in Gang setzende Mechanismus, sowie diese selbst völlig geschützt gegen das Verstauben und Verschmänden angebracht sind.

Die gleichen Vorzüge und Vereinfachungen sind auch der amerikanischen Maschine von Rand, der englischen, unter dem Namen „Power Jumper“ bekannten und der deutschen Maschine von Meyer eigen.

Für die langen Maschinen adoptierte Mac-Kean ebenfalls die Bewegungsübertragung vom Kolben auf den Schieber durch einen Hebel, nur mit dem Unterschiede, daß er den Schieber oscillirend konstruierte.

In neue Bahnen wurde die Konstruktion der Bohrmaschinen durch Bergström und Osterkamp gelenkt. Beide benutzten in ihren allerdings nur in geringem Umfange angewandten Maschinen, wie Sommeiller, die motorische Flüssigkeit zur Umsteuerung, aber nicht indirekt wie jener, sondern direkt, indem sie den Steuerkolben einführten.

Der große Vorteil, der hierin lag, wurde bald anerkannt und es überstürzten sich in Europa förmlich die Konstruktionen von Bohrmaschinen mit Steuerkolben, von denen am verbreitetsten die kurzen Maschinen von Schram, Frölich, Jäger, sowie die sogenannte Eclipse und die langen Maschinen von Dubois u. François, sowie Guénez sind.

In Nordamerika wurde die erste brauchbare Maschine mit Steuerkolben von

Wood konstruirt; 1880 folgte Ingersoll mit einer „New Sergeant Drill“ genannten Bohrmaschine.

Das Bestreben nach Vereinfachung der Bohrmaschinen führte den Engländer Darlington zu der Erfindung, den Schieber durch den Arbeitskolben zu ersetzen. Bei der Darlington'schen Maschine und den mehrfachen Nachbildungen derselben ist nun in der That die Vereinfachung so weit gegangen, daß eigentlich nur noch zwei Stücke nötig sind, um eine Bohrmaschine herzustellen, nämlich der Cylinder und der Kolben.

Daß aber hierin nicht das zu erreichende Ziel für Bohrmaschinen liegen kann, beweist die Thatsache, daß bei den großen Tunnelbauten der Neuzeit, wo es auf forcirten Betrieb ankommt, gerade diese so einfachen Maschinen keine Anwendung gefunden haben, ihr Gebrauch vielmehr nur beim Bergbau stattfindet. Bei forcirtem Betrieb ist für Bohrmaschinen nicht die größte Einfachheit entscheidend, sondern vielmehr die größte Zuverlässigkeit zu erstreben; der Umstand, daß die Maschine aus mehr oder weniger Teilen zusammengesetzt ist, fällt kaum ins Gewicht, wenn dafür gesorgt ist, daß diese Teile sich leicht auswechseln lassen.

Die letzten wichtigsten Erfindungen in der Konstruktion von Bohrmaschinen beziehen sich auf den automatischen Vorschub derselben. Hier führte Ferroux den sogenannten Vorschubcylinder ein, indem er die Maschine unter dem unmittelbaren Druck der motorischen Flüssigkeit vorrücken ließ. Die großen Erfolge, welche im Arlberg-Tunnel mit der Ferroux-Maschine (III. Modell) erzielt worden sind, sprechen für die Richtigkeit des Princip, welches diesem Vorschubsystem zu Grunde liegt.

Turrettini erkannte, daß der Vorschubcylinder eigentlich überflüssig sei und daß die motorische Flüssigkeit den Schlagecylinder direkt vorschieben könne, wenn die Masse desselben kleiner ist als die der mit dem Arbeitskolben zusammenhängenden Teile. Wenngleich nun die von ihm konstruirte Maschine nur eine geringe Verwendung im St. Gotthard-Tunnel gefunden hat, so wurde doch das Turrettini'sche Vorschubsystem bei den Maschinen von Ferroux, Welker, sowie Mac-Kean und Séguin angewandt und mit letzterer in gedachter Weise modifizirten Maschine auch im Monte-Cenere-Tunnel mit gutem Erfolge gebohrt.

Um die mit dem Vorschub nach Turrettini'schem System ausgerüsteten langen Maschinen auch zum Abwärtsbohren benutzen zu können, hat endlich G. Hanarte<sup>39)</sup> in Mons das Eigengewicht des Schlagecylinders durch angehängte Gewichte ausgeglichen.

Was die Verbreitung der erprobten Stoßbohrmaschinen anlangt, so werden jetzt in Europa aus Nordamerika bezogene Maschinen kaum noch benutzt, anderseits gehen auch europäische Maschinen nur ausnahmsweise nach Amerika; man kann mithin, da für die Benutzung von Bohrmaschinen zur Zeit nur Europa und Nordamerika in Frage kommen, von keiner „internationalen“ Maschine sprechen.

In Europa ist die Verwendung von Bohrmaschinen am ausgebreitetsten auf dem Kontinent und sind da die am meisten in Gebrauch stehenden Maschinen die von

<sup>39)</sup> G. Hanarte. Perforatrice à avancement automatique continu et à cylindre équilibré. Publications de la société des ingénieurs sortis de l'école provinciale d'industrie et des mines du Hainaut, 1882. Serie II. Bd. 13. S. 142.

Broßmann, Darlington, Darlington-Blanzy, Dubois u. François, Ferroux, Frölich, Guénez, Jäger, Mac-Kean und Séguin, Meyer, Neill, Sachs und Schram.

In England werden besonders die Maschinen von Cranston, Darlington, Geach und die unter den Namen „Cornish drill“, „Eclipse“, „Excelsior“, „Power Jumper“ und „Roanhead“ bekannten Maschinen benutzt.

Für Nordamerika nennt Drinker<sup>40)</sup> als die verbreitetsten Maschinen diejenigen von Bryer, Burleigh, Ingersoll (Sergeant), Duncan (Johnson), Ramd und Wood.

**§ 31. Die Verhältnisse der Kolbenbewegung.** Bei der Bewegung des Kolbens wird eine mechanische Arbeit verrichtet, welche darin besteht, dem Kolben, der Kolbenstange, dem Bohrer und dem die Verbindung des letzteren mit der Kolbenstange herstellenden Teile eine gewisse lebendige Kraft zu erteilen.

Von der den bewegten Massen erteilten lebendigen Kraft wird nur die für den Vorgang derselben nützlich, nämlich für den Schlag verwendet, während die für den Rückgang des Kolbens erforderliche Arbeit dem Bohreffekt nur insoweit zu statten kommen kann, als der Steigerung der Rückgangsgeschwindigkeit entsprechend die Anzahl der Schläge pro Minute größer wird. Die Rücktriebsarbeit soll daher thunlichst klein sein und würde es vom theoretischen Standpunkte aus genügen, den zu bewegenden Massen für ihren Rückgang nur so viel lebendige Kraft zu erteilen, als zur Ueberwindung der hierbei sich entgegenstellenden Widerstände erforderlich ist.

Das einzig mögliche Mittel nun, den zu bewegenden Massen beim Vorgang eine größere lebendige Kraft zu erteilen als beim Rückgange, besteht darin, daß man durch entsprechende Bemessung der beim Vorgang und Rückgang wirklichen Kolbenquerschnitte die Antriebskraft für jenen größer macht als für diesen.

**§ 32. Größe der Antriebskraft.** Diese hängt, da die Spannung der motorischen Flüssigkeit bei einem Kolbenspiel konstant ist, von der Größe der dem Drucke derselben ausgesetzten Kolbenflächen ab. Für den Kolbenvorgang wird man mithin eine größere Kolbenfläche anwenden als für den Rückgang.

Am günstigsten liegen hierfür die Verhältnisse bei denjenigen Maschinen, deren ganze hintere Kolbenfläche dem Drucke der motorischen Flüssigkeit ausgesetzt ist, wie zum Beispiel bei den Maschinen von Ferroux und Dubois u. François. Wird dagegen der Kolben auf beiden Seiten von der Kolbenstange geführt, so bleibt nur übrig, den Durchmesser der hinteren Kolbenstange kleiner zu nehmen als den der vorderen.

Bezeichnet man nun mit  $F_a$  und  $F_b$  die hintere und vordere Fläche des Arbeitskolbens, so schwankt, wie aus Tabelle VII hervorgeht, das Verhältnis von  $F_a$  und  $F_b$  zwischen 1,09 und 2,5<sup>41)</sup>.

Da nun die Größe der Schlagkraft, wie später noch gezeigt werden wird, ebenfalls von der Größe der Antriebskraft beim Kolbenvorgang abhängt, so werden diejenigen Maschinen, deren ganze hintere Kolbenfläche dem Drucke der motorischen Flüssigkeit ausgesetzt ist, auch in dieser Beziehung mehr Vorteile

<sup>40)</sup> Drinker. Tunneling, explosive compounds and rock drills. 2. Aufl. 1882. S. 233.

<sup>41)</sup> Bei der Maschine von Neill ist dieses Verhältnis sogar nur 0,77. Es liegt dies daran, daß die hintere Fläche des Kolbens dieser Maschine stets unter Druck steht, die vordere Fläche also größer sein muß als jene, um den Kolben zurücktreiben zu können.

bieten als die Maschinen mit nach hinten verlängerter Kolbenstange. Diesen müßte man, sollen sie gleiche Antriebskraft wie jene erhalten, einen größeren Kolbendurchmesser geben, was für den Gebrauch der Bohrmaschine nicht gerade als ein Vorzug anzusehen ist.

Tabelle VII.

Nummer	Bezeichnung der Bohrmaschine.	Größe der nützlichen Kolbenflächen		Ver- hält- nis $\frac{F_a}{F_b}$	Ver- hält- nis $\frac{F_a}{F_a+F_b}$	Kolbenhub			Antriebs- kraft beim Kolben- vorgang für 3 Atm. Ueber- druck kg
		hintere $F_a$ qcm	vordere $F_b$ qcm						
						m			
1	Broßmann	48,20	33,64	1,43	0,59	—	0,26	—	144,6
2	Cranston	58,10	58,10	1,0	0,50	—	0,100	—	174,3
3	Darlington	58,40	30,00	1,95	0,66	—	—	—	85,2
4	Darlington-Blanzly	47,71	43,98	1,09	0,52	—	—	—	143,1
5	Dubois u François	38,48	18,85	2,04	0,65	0,02	0,29	—	115,4
6	Eclipse No. 1	101,16	82,44	1,23	0,55	0,152	0,178	—	303,5
7	Eclipse No. 3	36,29	29,46	1,23	0,55	0,101	0,107	—	108,8
8	Ferroux (3. Modell), Arl- berg	78,54	38,48	2,05	0,67	—	0,13	—	235,6
9	Frölich	32,2	17,28	1,86	0,65	0,07	0,11	0,090	96,6
10	Geach	57,68	46,25	1,25	0,55	—	—	0,092	173,0
11	Guénez	63,62	25,13	2,53	0,71	—	0,120	—	115,5
12	Mac-Kean und Seguin	78,54	53,91	1,45	0,59	—	0,16	—	235,6
13	Meyer	49,67	28,47	1,74	0,63	—	0,12	—	149,03
14	Neill	45,36	58,90	0,77	0,43	—	—	0,120	136,1
15	Power-Jumper	46,8	33,16	1,41	0,58	—	—	0,156	140,4
16	Reynold	42,89	35,22	1,22	0,55	—	—	0,100	128,7
17	Sachs	31,07	17,59	1,76	0,64	—	0,145	0,132	93,2
18	Schram No. 1	41,85	23,76	1,76	0,64	—	—	0,139	125,5
19	Schram No. 2	52,81	29,91	1,76	0,64	—	—	0,160	158,4

Es gibt nun aber Maschinen, bei denen die vordere Kolbenfläche konstant unter dem Drucke der motorischen Flüssigkeit steht; dies ist der Fall bei der Darlington'schen Maschine und den vielfachen Nachbildungen derselben, bei welchen die Verhältnisse für die Antriebskraft zur Schlagbewegung am ungünstigsten liegen.

Sollen derartige Maschinen dieselbe Antriebskraft erhalten wie Maschinen, bei denen der Druck der komprimierten Luft je nur auf eine Kolbenfläche wirkt, so müssen sie erheblich größere Kolbendurchmesser erhalten wie diese.

Bezeichnet man mit  $p$  den nutzbaren Ueberdruck der Betriebsluft, mit  $P_a$  und  $P_b$  die Antriebskraft für den Vor- und Rückgang des Kolbens, so bestehen die Gleichungen:

$$P_a = F_a \cdot p \quad 27.$$

$$P_b = F_b \cdot p \quad 28.$$

In Tabelle VII sind unter der Annahme, daß die motorische Flüssigkeit einen Ueberdruck von 3 Atmosphären (3 kg pro qcm) ausübe, die Antriebskräfte  $P_a$  für eine Reihe von Maschinen berechnet worden; deren Wert schwankt zwischen 85 und 303 kg.

**§ 33. Größe der stoßenden Masse.** Diese Masse besteht aus dem Kolben, der Kolbenstange, dem Bohrer und dem etwa die Verbindung zwischen letzterem und der Kolbenstange herstellenden Stücke. Das Gewicht dieser Massen wechselt sehr; so beträgt es z. B. bei der Bohrmaschine von Sachs nur ein Viertel von dem der Bohrmaschine Dubois u. François, nämlich 8 kg. gegen 32 kg.

Im allgemeinen hängt dieses Gewicht vom Durchmesser des Kolbens und von der Länge und dem Durchmesser der Kolbenstange ab. Bei den sogenannten langen Maschinen wird daher das Gewicht der in Bewegung gesetzten Massen größer sein als bei den kurzen Maschinen. Bei der Herstellung tiefer Löcher vergrößert sich das Schlaggewicht mit der Einwechslung immer länger werdender Bohrer.

Um ein konstantes Schlaggewicht zu behalten, kann man in diesen Fällen ein leichteres Verbindungsstück zwischen Bohrer und Kolbenstange einschalten. Solche auswechselbare Verbindungsstücke haben auch noch den Vorteil, die Schlagkraft des Bohrers beim Aufwärts- und Abwärtsbohren entsprechend reguliren zu können.

**§ 34. Die Schlagkraft,** d. h. die für den Stoß gegen das Gestein disponible lebendige Kraft, ist direkt dem Gewicht  $G$  der in Bewegung gesetzten Massen und dem Quadrat der Geschwindigkeit proportional, mit welcher der Bohrer gegen das Gestein stößt. Diese Geschwindigkeit hängt wieder vom Verhältnis der Antriebskraft zum Gewicht der bewegten Massen und der Länge des Kolbenhubes ab.

Es kann nun vorteilhafter Weise der Zerkleinerungseffekt des Bohrers nicht beliebig dadurch vergrößert werden, daß man die lebendige Kraft der Schlagmassen vermehrt, denn wenn die Schneide des Bohrers bei einer gewissen Schlagstärke z. B. 1 mm tief in das Gestein eindringt, so wird bei zehnmal stärkerem Schlage die Eindringungstiefe nicht 10 mm erreichen<sup>42)</sup>. Für jedes Gestein gibt es ein ganz bestimmtes günstiges Maximum der Schlagstärke, welches man zu erreichen, nicht aber zu überschreiten bestrebt sein muß. Wird über dieses Maximum hinausgegangen, so ist das Mehr für den Bohreffekt verloren und führt nur zu rascherer Abnutzung oder zu einem Bruch der beweglichen Theile.

Bezeichnet man mit  $v_a$  die Geschwindigkeit, mit welcher der Bohrer das Gestein trifft, so berechnet sich die disponible Schlagarbeit  $L_a$  nach der Formel:

$$L_a = \frac{v_a^2}{2g} \cdot G \quad \dots \quad 29$$

Nennt man ferner die dem Kolben und den mit ihm verbundenen Massen beim Vorwärtsgange ertheilte Beschleunigung  $q_a$  und ist  $s$  die Größe des Kolbenhubes, so findet man  $v_a$  aus der Gleichung:

$$v_a = \sqrt{2 \cdot q_a \cdot s} \quad \dots \quad 30$$

Die Beschleunigung  $q_a$ , welche direkt proportional der Antriebskraft  $P_a$  ist ergibt sich aus der Formel:

$$q_a = \frac{P_a}{G} \cdot g \quad \dots \quad 31$$

In den meisten Maschinen wird die Größe der Schlagkraft kleiner sein, als sich nach der Gleichung für  $L_a$  berechnet, da die Umsteuerung in der Regel kurz vor dem Schlage geschieht. Ferner wird zur Sicherung gegen Herausschlagen der

<sup>42)</sup> Rapport sur les expériences faites au Levant du Flénu sur la perforation mécanique; par H. Mativa. Revue universelle des mines. 1878. Serie 2. Bd. 3. S. 705.

Cylinderdeckel ein Luftkissen zwischen Kolben und Cylinderdeckeln gelassen, wodurch also immer ein Teil der Schlagkraft des Bohrers absorbiert wird.

**§ 35. Arbeit des Kolbenrückganges.** Bezeichnet  $v_b$  die Endgeschwindigkeit, welche der Kolben am Ende seines Hubes nach rückwärts erlangt und  $q_b$  die hierbei erlangte Beschleunigung, so ist:

$$v_b = \sqrt{2 \cdot q_b \cdot s} \quad \dots \dots \dots 32$$

und die dem Kolben für seinen Rückgang zu erteilende lebendige Kraft:

$$L_b = \frac{v_b^2}{2g} G \quad \dots \dots \dots 33$$

Die Beschleunigung  $q_b$  ermittelt sich aus der Formel:

$$q_b = \frac{P_b}{G} \cdot g, \quad \dots \dots \dots 34$$

worin also  $P_b$  die an der vorderen Kolbenfläche  $F_b$  ausgeübte Antriebskraft für den Rückgang bedeutet.

**§ 36. Die Zahl der Schläge** hängt besonders von der mehr oder weniger großen Leichtigkeit, mit welcher die Umsteuerung vor sich geht, ferner von dem Verhältnis ab, welches zwischen der Antriebskraft und den in Bewegung zu setzenden Massen besteht, sowie von der Größe der bei der Kolbenbewegung zu überwindenden Widerstände.

Wird die Umsteuerung durch die lebendige Kraft des Kolbens bewirkt, indem dieser oder die Kolbenstange durch Anschlag an irgend welche Teile den Umsteuerungsmechanismus gegen Ende des Hubes in Gang setzt, so kann die minutliche Hubzahl sehr groß sein, wie es z. B. bei den Maschinen von Ferroux, Burleigh, Sachs u. a. m. der Fall ist.

Bei denjenigen Maschinen hingegen, in welchen die Betriebsluft die Arbeit des Umsteuerns verrichtet, wird die Zahl der Schläge davon abhängen, ob die komprimierte Luft plötzlich oder nur allmählich zur Einwirkung auf den Umsteuerungsmechanismus gelangt. Letzteres ist der Fall bei den Maschinen von Dubois u. François und Guénez, ersteres bei den Maschinen von Schram, Broßmann, Jäger, Eclipse, Frölich, Darlington und den letzterer nachgebildeten Maschinen. Die zuletzt genannten Maschinen werden mithin eine größere Zahl von Schlägen vollführen können als die sonst ausgezeichnete Maschine von Dubois u. François.

Von wesentlichem Einflusse auf die Hubzahl ist das Verhältnis zwischen Antriebskraft und den in Bewegung zu setzenden Massen, indem die Schnelligkeit mit der Größe dieses Verhältnisses wächst.

Die geringste Schlagzahl der jetzt in Gebrauch stehenden Maschinen dürfte 125 pro Minute sein; mit manchen Maschinen, z. B. der von Ferroux (III. Modell), ist es bei entsprechender Spannung der motorischen Flüssigkeit möglich, über 1000 Schläge in der Minute zu erzielen. In der Praxis wird man, mit Rücksicht auf die Unterhaltung der Maschinen, nicht mehr als 600 Schläge geben.

**§ 37. Widerstände bei der Kolbenbewegung.** Diese in den Formeln 29–34 unberücksichtigt gelassenen Widerstände sind zunächst durch die Reibung bedingt, welche der Kolben im Cylinder, die Kolbenstange in den Stopfbüchsen und etwa vorhandenen Geradfürungen zu überwinden haben. Ferner begegnet der Kolben, beziehungsweise die Kolbenstange gewissen Widerständen in denjenigen Maschinen, bei denen von diesen Teilen aus durch Anschlag oder



Tabelle VIII.

	Bohrmaschine von		
	Dubois u. François	Sachs (Modell Humboldt)	Neill
Kolbenhub $s$ in . . . . . m	0,25	0,132	0,120
Gewicht $G$ der Schlagmasse in . . . . . kg	32	8	15
Ueberdruck $p$ der motorischen Flüssigkeit in Atmo- sphären . . . . .	$2\frac{1}{2}$	3	3
Größe der disponiblen Schlagarbeit $L_a$ in . . . . . mkg	24,06	12,31	16,3
Dem Kolben beim Rückgang erteilte lebendige Kraft $L_b$ in . . . . . mkg	11,77	6,95	4,9
Arbeit $L$ pro Kolbenspiel in . . . . . mkg	35,83	19,26	21,2
Zahl der Schläge pro Minute . . . . .	125	300	300
Arbeit pro Minute in . . . . . mkg	4479	5778	6360
Theoretische Arbeit der Kolbenbewegung in . . Pfkr.	0,99	1,38	1,41

Vergleicht man die totale Arbeitsleistung  $L$  pro Minute dieser drei Maschinen mit dem totalen Arbeitsaufwande beim Handbohren, welcher sich nach den auf Grund der Havrez'schen Versuche angestellten Berechnungen zu 362,4 mkg für einmännisches und zu 528,0 mkg für zweimännisches Bohren pro Minute ergab, so findet man, daß theoretisch geleistet wird mit der Maschine von:

Dubois u. François das	12,36	beziehungsweise	8,48	fache	vom Handbohren,
Sachs	- 15,94	-	10,95	-	-
Neill	- 17,55	-	12,04	-	-

In Wirklichkeit muß aber zur Kolbenbewegung eine weit größere Arbeit aufgewendet werden als diejenige, welche hier theoretisch berechnet wurde, und zwar wegen der verschiedenartigen Widerstände, die sich, wie oben erwähnt, der Kolbenbewegung entgegenstellen. Wie groß letztere sind, läßt sich schwer rechnerisch ermitteln. Zum Teil werden sie sich aus den Güteverhältnissen der maschinellen Bohrarbeit ergeben, über welche Ermittlungen weiter unten folgen.

**§ 40. Das Umsetzen des Bohrers.** Das Umsetzen des Bohrers sollte stets beim Rückgange desselben erfolgen; wollte man bei seinem Vorwärtsgange umsetzen, so würde die damit fast immer verbundene Reibung des Bohrers gegen die Bohrlochwandungen die Wirkung des Schlages beeinträchtigen.

Das Umsetzen des Bohrers erfolgt bei den meisten der neueren benutzten Maschinen automatisch, nur bei einigen Konstruktionen wird dasselbe von Hand besorgt. Da der Grad des Umsetzens von der Gesteinsbeschaffenheit und von der Kraft des Schlages abhängt, so kann nicht in Abrede gestellt werden, daß im Umsetzen von Hand der Vortheil liegt, dasselbe bequem allen Verhältnissen anpassen und auf diese Weise stets die größte Wirkung erzielen zu können. Wenn man aber dafür sorgt, daß beim automatischen Umsetzen dasselbe erst dann vor sich geht, wenn der Bohrer bis zu einer gewissen Tiefe in das Gestein eingedrungen ist, oder man den Umsetzungswinkel durch Einwechseln gewisser Teile des betreffenden Mechanismus der jedesmaligen Gesteinsbeschaffenheit anpaßt, oder endlich den Umsetzungswinkel so klein macht, daß er selbst für das härteste Gestein genügt, so verschwinden die Vorteile des Umsetzens von Hand und kann

diesem gegenüber als Nachteil des automatischen Umsetzens nur ein zu geringer Bohreffekt bestehen bleiben in den Fällen, wo der angewandte Grad des Umsetzens kleiner ist als derjenige, welcher der Gesteinsbeschaffenheit eigentlich entspricht.

Das Umsetzen von Hand verbietet sich übrigens gänzlich bei Maschinen, welche mit sehr großer Hubzahl arbeiten; hier wäre der Arbeiter gar nicht mehr im Stande, das Umsetzen jedem Schlage folgen zu lassen. Auch bei solchen Maschinen, die behufs schwunghaften Betriebes gleichzeitig in größerer Zahl vor einem Orte betrieben werden und bei welchen der Vorschub von Hand erfolgen sollte, könnte der Arbeiter nicht mehr gut zwei Mechanismen gleichzeitig in befriedigender Weise handhaben.

Das Umsetzen von Hand wird mithin auf Maschinen beschränkt bleiben, die bei geringer Hubzahl im Einzelgebrauch unter möglichst vorteilhafter Wirkung arbeiten sollen. Bei den jetzt benutzten Maschinen ist nun fast durchweg ein Umsetzungsmechanismus angewendet, der nur einen konstanten Grad des Umsetzens zuläßt; die Einfachheit dieser Vorrichtung bildet ein genügendes Aequivalent für die Verringerung des Bohreffektes in weniger festen Gesteinen, bei denen dann ein Teil der vom Bohrer geleisteten Arbeit auf die Zerkleinerung der zeitweise abgesprengten größeren Gesteinspartikel verwendet wird. Kennt man die Tiefe  $h$  des Eindringens der Schneide des Bohrers bei jedem Schlage, so kann man die vorteilhafte Anzahl  $u$  der Umsetzungen pro Umgang des Bohrers aus der Formel<sup>43)</sup>:

$$u = \pi \left( \frac{d + 4h}{4h} \right)$$

berechnen, in welcher  $d$  den Durchmesser des Bohrloches bezeichnet.

Bei den jetzt in Anwendung stehenden Bohrmaschinen schwankt die Anzahl  $u$  der Umsetzungen zwischen 8 und 30 pro Umgang, der Umsetzwinkel also zwischen 12 und 45°.

**§ 41. Das Vorrücken des Bohrers.** Nach der in der Mechanik des Handbohrens gegebenen Darstellung von der Wirkungsweise der Schneide des Bohrers darf man annehmen, daß beim maschinellen Bohren erst dann ein Vorrücken des Bohrers einzutreten hat, wenn die Schneide eine halbe Umdrehung gemacht hat, d. h. wenn sie einen kleinen Cylinder weggesprengt und zermalmt hat, dessen Durchmesser gleich dem des Bohrloches ist und dessen Höhe vom Grade des Eindringens der Schneide bei jedem Schlage abhängt. Dem entsprechend wirken die mechanischen Vorrichtungen zum Vorrücken des Bohrers in der Weise, daß dasselbe periodisch, d. h. nach einer mehr oder weniger großen Zahl von Schlägen ruckweise erfolgt.

Vom theoretischen Standpunkte aus wäre nun wieder derjenige Mechanismus der vorteilhafteste, welcher nach genau einer halben Umdrehung des Bohrers den Vorschub des letzteren bewirkte. Da nun aber, je nach der Gesteinsbeschaffenheit, die nach einer halben Umdrehung des Bohrers hergestellte Vertiefung verschieden groß sein wird, so müßte der Mechanismus dann auch so eingerichtet sein, daß er einen variablen Vorschub gestattete.

Die Versuche, einen solchen Vorschubmechanismus automatisch wirkend zu konstruieren, haben bisher noch nicht zu einem befriedigenden Ziele geführt und es erscheint auch fraglich, ob dieses Ziel überhaupt erreichbar sein wird.

<sup>43)</sup> Stapff; a. a. O. S. 15.

Bewährt hat sich bisher von automatisch wirkenden Mechanismen derjenige, welcher den Vorschub in konstanter Grösse vollführt, wie es z. B. an der Ferroux'schen Maschine der Fall ist, welche im Arlberg-Tunnel Anwendung fand. Dieser Vorschub von konstanter Grösse bedingt dann, daß der Arbeitskolben der Maschine einen variablen Hub besitzt, und zwar innerhalb Längen, deren Differenz mindestens gleich der Grösse des jedesmaligen ruckweisen Vorschubes ist. Da es aber nach den gelegentlich der Ausführungen über die Grösse des Hubes angeführten Gründen vorkommen kann, daß der Bohrer bei einem Schlage tiefer eindringt, als der Grösse des Vorschubes entspricht, so ist es angezeigt, Veränderlichkeit des Hubes der Maschine innerhalb möglichst weit auseinander liegender Grenzen vorzusehen.

Etwas anders liegen die Verhältnisse, wenn man von einem automatisch wirkenden Vorschub absieht und denselben für Handbetrieb einrichtet. In diesem Falle ist es möglich, einen dem Bohrfortschritt entsprechenden variablen Vorschub zu erzielen, wenn der Arbeiter die nötige Uebung erworben hat und den Mechanismus mit Sorgfalt benutzt, indem sonst der Kolben gegen die Cylinderdeckel schlagen oder die Maschine zum Stillstand kommen kann. Deshalb unterläßt man nicht, selbst solchen Maschinen, deren Bohrer von Hand vorgerückt wird, variablen Hub zu geben.

Wenn nun hiernach nicht in Abrede gestellt werden kann, daß solche Maschinen Vorzüge besitzen, so unterliegt es doch kaum einem Zweifel, daß Maschinen mit automatischem Vorschub einzig den praktischen Anforderungen entsprechen, welche sich bei forcirtem Betriebe ergeben. Auch dort, wo ein solcher nicht in hohem Maße beabsichtigt wird, aber doch mehrere Maschinen gleichzeitig in einem engen Raume nebeneinander arbeiten, wird der Vorschub von Hand unvorteilhaft.

Der bei solchen Arbeiten entstehende Lärm verhindert, durch das Gehör — und dieses kommt hierbei vorwiegend in Frage — wahrzunehmen, ob der Bohrer noch mit genügender Kraft gegen das Gestein stößt oder nicht. Der die Maschine bedienende Arbeiter wird also nicht mehr in der Lage sein, den Vorschub so fein zu reguliren, wie es für einen möglichst großen Bohreffekt zu geschehen hat. In solchen Fällen des gleichzeitigen Arbeitens mehrerer Maschinen ist der Arbeiter bei Ingangsetzung des Vorschubes nur auf die empirische Schätzung angewiesen, bei welcher dann jedenfalls nicht bessere Wirkungen erzielt werden als mit einem vollkommen automatisch arbeitenden Mechanismus; der im Vorschub von Hand liegende Vorteil geht mithin verloren.

Bei den jetzt in Gebrauch stehenden Maschinen wird das Vorrücken des Bohrers stets in der Weise bewirkt, daß sich der Schlageylinder schiebt. Diesen fest, den Bohrer aber verschiebbar zu machen, haben schon früh Schumann und Haupt, später noch Azolino dell' Acqua versucht.

Das Verschieben der Maschine hat während des Rückganges des Bohrers zu erfolgen, weil es andernfalls bei Klemmungen des letzteren im Bohrloche sehr leicht vorkommen kann, daß der Vorschubmechanismus in Unordnung gerät.

Bei den jetzt im Gebrauch stehenden Bohrmaschinen mit automatischem Vorschub schwankt die Grösse desselben zwischen 0,18 mm und 15 mm.

**§ 42. Die motorische Flüssigkeit und deren Leitung durch die Bohrmaschine.** Als motorische Flüssigkeiten, mit welchen die Gesteinsbohrmaschinen zu ihrem Betriebe beaufschlagt werden, kommen hauptsächlich Dampf, komprimirte Luft und Wasser in Anwendung. Letzteres ist jedoch für Stoßbohrmaschinen, ob-

wohl von Brandt zu diesem Zwecke in Aussicht genommen, wegen der durch seine Masse bedingten Stoßwirkung nicht geeignet, hat hingegen als Hochdruckwasser mit Pressungen von 80—150 Atmosphären für den Betrieb von Drehbohrmaschinen die erfolgreichste Anwendung gefunden.

Dampfbetrieb empfiehlt sich bei kleineren Anlagen und in den Fällen, wo die Entfernung der Dampfkesselanlage von der eigentlichen Arbeitsstelle nicht groß und Ventilation zur Beseitigung des Auspuffdampfes, sowie der Pulvergase von der Sprengarbeit nicht erforderlich ist, also beispielsweise bei Steinbrüchen und andern Tagebauten.

Im Tunnelbau und Bergwerksbetrieb hingegen bedient man sich fast ausschließlich der komprimierten Luft, mit deren Leitung größere Entfernungen zwischen der Kraftmaschinenanlage und den zu betreibenden Maschinen ohne Schwierigkeit überwunden werden können, und welche noch den Vorteil bietet, nach dem Verlassen der Gesteinsbohrmaschinen zur Ventilation beizutragen. Auch sind aus gleichem Grunde die Schwierigkeiten bei den nicht selten vorkommenden Undichtigkeiten der Leitungen geringer als bei Dampf.

Mit Rücksicht auf die vorwiegende Anwendung komprimierter Luft erscheint es zulässig, fernerhin im allgemeinen die motorische Flüssigkeit kurz als komprimierte Luft (Betriebsluft) zu bezeichnen.

Die Betriebsluft tritt bei fast allen Maschinen durch einen kleinen Vorraum, der Dampfkammer bei den Dampfmaschinen entsprechend, auf zwei Wegen in den Schlägcyylinder, die beide in der Nähe der Deckel oder Bodenstücke des letzteren ausmünden. Wird die komprimierte Luft nur dazu benutzt, den Arbeitskolben hin und her zu bewegen, so ist der Weg, welchen dieselbe durchläuft, der Cylinder und der Ein-, beziehentlich Ausströmungskanal; es tritt also eine weitere Verzweigung der Betriebsluft, wenn dieselbe einmal in den Cylinder, beziehentlich Vorraum getreten ist, nicht mehr ein. Die Betriebsluft kann indes außer der Hin- und Herbewegung des Kolbens noch andere Arbeiten verrichten, so z. B. die Umsteuerung der Maschine besorgen, den Umsetzungs- oder Vorschubmechanismus bewegen. In diesem Falle wird sich die motorische Luft in der Maschine weiter verzweigen und zwar um so weiter, je mehr Mechanismen sie noch zu betreiben hat. Auf die Wege, welche die Luft bei diesen Verzweigungen durchläuft, wird bei der gleich folgenden Beschreibung der einzelnen Bohrmaschinen näher eingegangen werden.

**§ 43. Eintheilung der Stofsbohrmaschinen.** Nach den verschiedenartigen Arbeiten, welche die Betriebsluft in den Bohrmaschinen direkt zu verrichten hat, kann man zwei Klassen von Maschinen unterscheiden:

- I. Maschinen, in denen die Betriebsluft nur den Arbeitskolben hin und her bewegt;
- II. Maschinen, in denen die Betriebsluft außer der Hin- und Herbewegung des Arbeitskolbens auch noch andere Arbeiten verrichtet.

I. Maschinen, in denen die Betriebsluft nur den Arbeitskolben hin und her bewegt.

**§ 44. Allgemeine Forderungen.** Für diese Maschinen ergibt sich ohne weiteres die Notwendigkeit, zur Inangangsetzung des Steuerungs-, Umsetzungs- und

Vorschubmechanismus die lebendige Kraft des Arbeitskolbens nutzbar zu machen, wenn man hierzu nicht Menschenkraft verwenden will; letzteres ist nur von Schumann versucht worden. Es bedarf indes wohl keiner weiteren Begründung, daß bei der großen Zahl von Schlägen, welche man einer Bohrmaschine jetzt zumuten muß, die Umsteuerung von Hand nicht mehr in Frage kommen kann. Anders liegen die Verhältnisse für das Umsetzen und Vorschieben des Bohrers, worauf weiter unten zurückgekommen werden wird.

### Die Steuerungen der Maschinen der I. Klasse.

Die Steuerung dieser Maschinen erfolgt in der Regel durch einen Muschelschieber, der dem bei den Dampfmaschinen gebräuchlichen durchaus ähnlich ist; derselbe wird entweder als ebener Muschelschieber (Planschieber) oder als oscillirender Schieber ausgeführt.

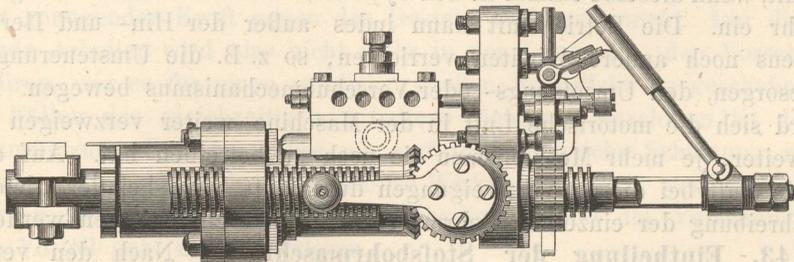
§ 45. Planschiebersteuerungen mit Hebelmechanismus. Hierher gehören die Maschinen von Sachs, Ingersoll, Burleigh, Meyer, Cranston, Geach, ferner von Brydon, Davidson u. Warrington (Power Jumper), Rand u. a.

Die Bewegung des Planschiebers geschieht auf zweierlei Weisen:

a) Die Kolbenstange setzt einen Winkelhebel in Bewegung, mit dessen einem Arme sie in gelenkartiger Verbindung steht, während der andere Arm an der Schieberstange angreift.

Diese Bewegungsweise des Schiebers ist bei der Maschine von Sachs angewendet; siehe beistehenden Holzschnitt, sowie Fig. 1—3, Tafel XV. In letzteren Fi-

Fig. 11.



guren ist mit  $g$  der Winkelhebel bezeichnet, welcher durch die mittels Halsbandgelenk an der Kolbenstange angebrachte Stange  $f$  in Bewegung gesetzt wird. Der andere Arm des Winkelhebels geht dabei in einem Schlitz der Schieberstange hin und her und schiebt, nach genügendem toten Gange, den Schieber vor- und rückwärts. Die Größe des toten Ganges, also des Verweilens des Schiebers, kann durch die in Fig. 1 angegebene Schraube regulirt werden. Die Stange  $f$ , welche die Bewegung des Arbeitskolbens auf den Winkelhebel überträgt, findet in einer längeren, am Arme  $g$  des Winkelhebels angebrachten Hülse Führung.

Als eine Eigentümlichkeit der Sachs'schen Maschine sei hier noch erwähnt, daß die Betriebsluft nicht in einen Schieberkasten tritt, sondern durch die in Fig. 1, Taf. XV, angegebene Oeffnung direkt in das Innere des Schiebers und von dort in den Schlagcylinder gelangt. Die durch den Deckel der Schieberführung

gehende Druckschraube hat den Zweck, den dichten Schluß des Schiebers gegen die Spiegelflächen desselben zu bewirken.

b) Der Arbeitskolben oder eine Verdickung (Wulst) der Kolbenstange stößt gegen Hebel, die ihrerseits den Schieber bewegen.

Ist nur ein solcher Hebel vorhanden, so kann die Uebertragung der Bewegung des Kolbens auf den Schieber entweder mittels einer Schieberstange erfolgen, welche Hebel und Schieber verbindet, oder es fehlt die Schieberstange, und die Uebertragung der Bewegung geschieht direkt.

Ist eine Schieberstange für die Bewegungsübertragung auf den Schieber vorhanden, so kann ein dreiarmer oder ein einarmiger Hebel damit in Verbindung gebracht werden.

1) Den dreiarmligen Hebel mit Zugstange hat zuerst Burleigh in der nach ihm benannten Maschine erster Konstruktion benutzt. Meyer und Cranston entlehnten für ihre Maschinen diese Bewegungsübertragung.

Meyer'sche Maschine. Die Steuerung dieser von R. W. Dinnerdahl etwas modifizierten Maschine ist aus Fig. 19, Taf. XIV, ersichtlich und ohne weiteres verständlich.  $b$  ist der dreiarmlige Hebel, gegen dessen nach unten gerichtete Arme der Wulst  $a$  der Kolbenstange bei deren Hin- und Hergang stößt.

Maschine von Cranston. Die Steuerung dieser in Fig. 8, Taf. XV, abgebildeten Maschine ist der der Meyer'schen sehr ähnlich. Die ganze Abweichung besteht darin, daß der Angriffspunkt der Schieberstange im Arme  $x$  des dreiarmligen Hebels etwas toten Gang hat und eine Feder die Schieberstange gegen die oberen Flächen des Führungslagers  $w$  drückt. Durch letzteres wird bezweckt, den Schieber zum Stillstand zu bringen, sobald der Wulst  $o$  vom Winkelhebel abkommt.

2) Ein einarmiger Hebel vermittelt die Uebertragung der Bewegung des Arbeitskolbens auf den Schieber bei der Maschine von Geach; siehe Fig. 4 und 5, Taf. XV, welche die Steuerung deutlich erkennen lassen.

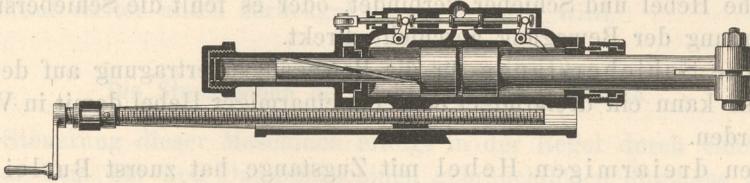
Abgesehen von der Benutzung eines nur einarmigen Hebels zur Ingangsetzung des Schiebers, zeigt letzterer auch eine von dem gewöhnlichen Muschelschieber abweichende Konstruktion, indem versucht worden ist, durch Anwendung von Federn und metallenen Ringstücken eine dichte Liderung der kolbenartigen Teile des Schiebers gegen die Wandungen des röhrenartigen Schieberkastens herzustellen.

3) Steuerung ohne Schieberstange. Die Bewegung des Schiebers durch Hebelübertragung ohne Schieberstange zeigt die in Fig. 12—14 auf Taf. XIV dargestellte Maschine, genannt „Power-Jumper“, konstruiert von Brydon, Davidson u. Warrington, deren Steuermechanismus ohne weiteres aus dem Längsschnitt in Fig. 12 und dem Querschnitt in Fig. 14 nach der Linie  $AB$  des Längsschnittes deutlich ist. Ein Vorteil dieser Konstruktion beruht darin, daß der Steuermechanismus gegen das Verstauben und Verschmanden vollständig geschützt liegt und durch Umgehung der Schieberstange die Reibungswiderstände vermieden werden, welche bei Anwendung letzterer wegen der nötigen Führungen unausbleiblich sind.

Eine dem soeben beschriebenen Steuermechanismus sehr ähnliche Vorrichtung zur Bewegungsübertragung auf den Schieber unter Vermeidung der Zerteilung des Kolbens zeigt die vielfach in Nordamerika gebrauchte Bohrmachine von Rand.

4) Bei Anwendung zweier Hebel für die Schiebersteuerung sind diese als Winkelhebel je an der Stelle des längsten Kolbenhubes im Cylinder angeordnet. Der Schieber hat dem entsprechend eine durchgehende Stange, an deren Anläufen je ein Winkelhebel kurz vor der extremen Stellung des Kolbens angreift, wie dies

Fig. 12.



aus beistehendem Holzschnitt ersichtlich ist, welcher das neuere Modell der Burleigh'schen Maschine darstellt.

Burleigh hat diese Steuerung Ingersoll entlehnt, welcher zuerst zwei Winkelhebel für die Schiebersteuerung in Anwendung brachte.

**§ 46. Steuerung mit oscillirendem Schieber.** Maschine von Mac-Kean u. Séguin. Ein solcher Schieber wurde von Mac-Kean für die erste nach ihm benannte Maschine angewendet und ist auch für die dargestellte verbesserte Maschine von Mac-Kean u. Séguin, siehe Fig. 5—8, Taf. XIII, beibehalten worden. Einen oscillirenden Schieber besitzt auch die unter dem Namen „Union Rock Drill“ bekannte amerikanische Bohrmaschine; ferner die englische Maschine, genannt „Kainotom“.

Gesteinsbohrmaschine von Mac-Kean u. Séguin. Der in Fig. 7 auf Tafel XIII im Querschnitt und in Fig. 5 im Längsschnitt dargestellte, mit *a* bezeichnete Schieber dieser Maschine wird auf folgende Weise in schwingende Bewegung gesetzt:

Auf der Schieberstange *x* sitzt eine Hülse *h*, an der zwei Anschlagnasen *nn* befestigt sind. Die Kolbenstange trägt einen doppelt konischen Wulst *k*. Dieser schlägt beim Hin- und Hergang des Kolbens abwechselnd gegen die vordere und hintere der gedachten beiden Nasen und setzt dadurch die Hülse *h* und demgemäß auch den Schieber in hin und her schwingende Bewegung. Um auch von Hand umsteuern zu können, ist, wie in Fig. 5 und 6 angegeben, auf der Schieberstange *x* eine Handhabe angebracht worden. In dieser Maschine braucht der Kolben seinen Maximalhub nicht zu erreichen, um umzusteuern. Die Länge und Form des doppelt konischen Wulstes ist vielmehr derartig bemessen, daß der Schieber sich bereits circa 2 cm vor dem höchsten Kolbenhube am weitesten öffnet. Voreilen und Ueberdeckung des Schiebers können übrigens leicht verändert werden, da die Hülse *h* auf der Schieberstange bequem verstellbar ist.

#### Die Umsetzung bei den Bohrmaschinen der I. Klasse.

##### a. Automatische Umsetzung.

Die selbstthätige Umsetzung wird bei der in Rede stehenden Klasse von Maschinen zur Zeit fast ausschließlich unter Anwendung eines Schaltwerkes be-

wirkt, das entweder mittels Drallzügen in den Kolbenstangen oder mit sogenannten Dornen oder endlich mittels Schaltklinken funktioniert.

*a) Schaltwerke mit Drallzügen, deren Wirkung auf der Reibung zwischen Arbeitskolben und Cylinder beruht.*

**§ 47. Die Drallzüge befinden sich auf einem Dorne.** Die Eigentümlichkeit dieser sehr verbreiteten Art der Umsetzung liegt darin, daß ein gewundener kantiger oder mit Drallzügen versehener Dorn vorhanden ist, über welchen sich die entsprechend hohle Kolbenstange hin und her schieben kann. Hierbei geht der Dorn durch eine genau seiner Querschnittsform angepaßte, in der Kolbenstange befestigte Mutter. Wird nun der Dorn festgehalten, so muß sich die Kolbenstange, mithin also auch der Bohrer, entsprechend der Steigung der Windung des Dornes oder seiner Drallzüge drehen. Das Festhalten des Dornes geschieht, indem ein mit ihm fest verbundenes Sperrad (Schaltrad) durch Sperrkegel am Drehen in einer Richtung verhindert wird. Die absetzende Drehung des Sperrades in entgegengesetzter Richtung kann frei vor sich gehen und ist dabei nur die Reibung des Sperrkegels an den Zähnen des ersteren zu überwinden. Diese Reibung ist aber kleiner als die des Arbeitskolbens an den Cylinderwandungen; es wird also, wenn das Sperrad nicht festgehalten wird, der Kolben geradlinig vorwärts gehen und vermöge der Windungen, beziehungsweise Drallzüge des Dornes diesen entsprechend drehen, mithin auch das Sperrad.

Die ganze Einrichtung ist nun so getroffen, daß das Schaltrad festgehalten wird, wenn der Kolben rückwärts geht, und somit der Bohrer beim Zurückziehen umsetzt.

Die beschriebene Vorrichtung zum Umsetzen ist nach Dr. Gurlt<sup>44)</sup> geistiges Eigentum der Engländer John Darlington und Thomas Jordan, während nach Drinker zuerst einem gewissen Low dieser Umsetzungsmechanismus patentirt worden sein soll, der dann erst von Döring und Darlington Verbesserungen erfahren hätte. Einen Umsetzungsmechanismus beschriebener Art besitzt z. B. die Maschine von Meyer.

Meyer'sche Maschine. In Fig. 19 und 20, Taf. XIV, ist das mit dem Dorn fest verbundene, durch *s* bezeichnete Sperrad am hinteren Teile der Maschine frei liegend angebracht. Ueber den mit Drallzügen versehenen Dorn schiebt sich die am hinteren Ende hohle Kolbenstange hin und her. Das Festhalten des Dornes erfolgt während des Rückganges des Kolbens durch die in Fig. 20 mit *n* und *m* bezeichneten beiden Sperrkegel, welche durch eine Feder gegen das Sperrad gedrückt werden.

**§ 48. Die Drallzüge befinden sich in der Kolbenstange.** Für die Wirkungsweise des Schaltwerkes ist es gleichbedeutend, ob die Drallzüge sich in einem Dorne oder in der Kolbenstange befinden. In letzterem Falle muß nur dafür gesorgt sein, daß die Züge genau in eine Mutter passen, mit der das Schaltrad fest verbunden ist, oder daß durch entsprechende Federn oder Nasen am Schaltrade die in der Kolbenstange hergestellten Nuten Führung in diesem bekommen.

Maschine von Geach. Die Kolbenstange dieser Maschine ist, wie aus

<sup>44)</sup> Dr. Gurlt. Der Darlington-Gesteinsbohrer. Bonn 1875. S. 18.

Fig. 4 und 5, Tafel XV, ersichtlich, an ihrem hinteren Ende mit Zügen versehen. Diese, acht an der Zahl, besitzen eine Ganghöhe von 813 mm und werden von einer Mutter umfaßt, auf welcher das Schaltrad *c* sitzt. Die Sperrklinke wird, wie in Fig. 5 angedeutet, durch eine Feder gegen das Schaltrad gedrückt.

Maschine von Mac-Kean u. Séguin. Die sehr lange Kolbenstange dieser Maschine ist nur mit einer schraubenförmig gewundenen Nut versehen, wie dies aus Fig. 5 und 8, Taf. XIII, hervorgeht. Ferner sind bei dieser Maschine statt des Sperrades zwei mit *s* und *o* bezeichnete Sperrscheiben angewendet worden, welche mittels eines Zahnes auf der Kolbenstange sitzen, sich mit dieser also drehen können. Durch eine Spiralfeder werden diese beiden Sperrscheiben gegen zwei wie diese gezahnte feste Scheiben *t* und *l* gepreßt, welche die Stelle der Sperrkegel versehen. Beim Vorwärtsgange des Kolbens werden die Scheiben *s* und *o* über die festen Scheiben *t* und *l* hinweggleiten, da sie der Steigung der Nut folgen müssen. Beim Rückwärtsgange aber werden sie durch die Scheiben *t* und *l* festgehalten und die Kolbenstange muß sich drehen.

*β) Die Wirkung des Schaltwerkes ist unabhängig von der Reibung zwischen Kolben und Cylinderwandung.*

**§ 49. Schaltwerk der Gesteinsbohrmaschine „Power Jumper“.** Bei dieser in Fig. 12—14, Taf. XIV, abgebildeten Maschine ist ein mit schraubenförmig ansteigender Nut versehener, fest auf dem Sperrade sitzender Dorn vorhanden. Die sich über den Dorn verschiebende Kolbenstange erhält auf diesem durch einen im hinteren der beiden Kolben angebrachten Zahn Führung und wird deshalb beim Rückgange veranlaßt, sich zu drehen, da dann das Sperrad durch eine Sperrklinke festgehalten wird.

Um nun beim Vorwärtsgange den Kolben sicherer, als es durch Reibung geschehen könnte, zu verhindern, sich zu drehen, sind auf dem zwischen den beiden Kolben liegenden Teilen der Kolbenstange parallel zur Axe dieser verlaufende Rippen angebracht, zwischen welche der Sperrkegel *f*; siehe Fig. 14, durch Federdruck eingreift. Beim Rückwärtsgange des Kolbens schleift dann dieser Sperrkegel über die Rippen der sich drehenden Kolbenstange hinweg.

*γ) Schaltung mit Schubklinken.*

**§ 50. Maschine von Sachs.** Von den hier zu betrachtenden Maschinen besitzt nur die Sachs'sche ein Schaltwerk mit Schubklinken. In Fig. 3, Taf. XV, ist die Schubklinke, welche eine Feder gegen das Schaltrad *n* drückt, angegeben. Wird diese Schubklinke so weit gehoben, daß sie in die nächstfolgende Zahnücke einschnappt und sie dann niederdrückt, so dreht sich das Schaltrad um einen Winkel, welcher der Entfernung zweier Zähne entspricht.

Da nun die durch das Schaltrad hindurchgehende Kolbenstange vierkantig ist, so muß letztere die Drehung des ersteren mitmachen. Das Heben und Niederdrücken der Schubklinke erfolgt durch die bereits oben besprochene Uebertragung der Kolbenbewegung auf den Hebel *g* und eine Axe, von welcher aus mittels einer kurzen Zugstange die Schubklinke bewegt wird.

Geht der Kolben zurück, so wird die Schubklinke niedergedrückt, das Schaltrad, also auch der Bohrer, gedreht. Beim Kolbenvorgang wird dagegen die

Schubklinke gehoben, das Schaltrad ist dann frei; das Drehen desselben verhindert in diesem Augenblicke eine in Fig. 3 angegebene Sperrklinke.

Der beschriebene Umsetzungsmechanismus verlangt, daß der Bohrer bei jedem Schläge mindestens um so viel in das Gestein eindringe, daß die gehobene Schubklinke den nächstfolgenden Zahn erfasse, denn sonst würde keine Drehung des letzteren beim folgenden Rückgange des Bohrers stattfinden. Um dies zu vermeiden, gibt man dem Schaltrad eine große Zähnezahl, in der Regel 36, sodaß für gewöhnlich auf ein Umsetzen nach jedem Schläge zu rechnen ist.

### b. Umsetzen von Hand.

An neueren, im Gebrauch stehenden Maschinen findet das Umsetzen von Hand nur noch bei den Maschinen von Cranston und Roanhead statt.

**§ 51. Cranston'sche Maschine.** Während die ältere Cranston'sche Maschine für automatisches Umsetzen und Umsetzen von Hand eingerichtet war<sup>45)</sup>, ist die neuere, in Fig. 9, Taf. XV, abgebildete Konstruktion nur für Umsetzen von Hand dienlich. Zu dem Zwecke steckt in dem Ende der hohlen Kolbenstange, hin und her verschiebbar, eine Röhre  $cc$ <sup>46)</sup>, die eine Flansche  $b'$  trägt; letztere ist behufs Führung des Rohres bei seiner Drehung mit einer ringförmigen Nase  $n$  versehen. Ein Ausweichen des Rohres  $cc$  nach vorn verhindert die stählerne Platte  $z$ ; diese wird durch die Schraube  $a_1$  festgehalten, kann sich also nicht drehen, wenn die Flansche  $b_1$  gedreht wird.

Das Rohr  $cc$  ist mittels eines Keiles in der hohlen Kolbenstange so befestigt, daß letztere sich drehen muß, wenn ersteres gedreht wird. In der hohlen Kolbenstange, durch das Rohr frei hindurchgehend, bewegt sich nun ferner eine flachgängige Schraubenspindel, auf welcher, durch Federn gehalten, der Mitnehmer  $s$  sitzt.

Dieser Mitnehmer kann durch eine Spiralfeder gegen die gedachte Flansche  $b_1$  des Rohres  $cc$  gepreßt werden und wird sich dann, wenn man die Schraubenspindel an der Kurbel dreht, letzteres mitdrehen, folglich auch die Kolbenstange mit dem Bohrer.

Soll der Bohrer nicht umsetzen, so wird der Mitnehmer ausgerückt. Zum Aus- und Einrücken des Mitnehmers dienen die beiden Hebel  $o_1$  und  $n_1$ . Hebt man  $o_1$ , bringt ihn also in die gezeichnete Lage, so hebt er  $n_1$  mit und der Mitnehmer wird ausgerückt, beim Senken von  $o_1$  dagegen eingertickt.

## Der Vorschub und Rückgang der Maschinen der I. Klasse.

**§ 52. Allgemeines.** In allgemeiner Beziehung ist über den Vorschub der Bohrmaschinen hier zu bemerken, daß dem schrittweise vorrückenden Schlagcylinder eine Führung gegeben werden muß. Hierzu dient der bereits erwähnte Rahmen der Maschine. Derselbe besteht in der Regel aus zwei durch Querstücke verbundenen parallelen starken Stangen oder Schienen, von denen die eine meistens durch eine Schraubenspindel, die sogenannte Vorschubspindel, ersetzt wird;

<sup>45)</sup> Riedler, Gesteinsbohrmaschinen. S. 70.

<sup>46)</sup> In Fig. 8 auf Tafel XV ist mit  $c$  irrtümlich auch der Schlagcylinder bezeichnet.

erforderlichen Falls ist eine solche außer den beiden Rahmenstangen noch besonders vorhanden.

Längs des Rahmens läßt sich der Schlagcylinder durch im folgenden noch zu besprechende Vorrichtungen hin und her bewegen, wobei seine Führung auf verschiedenartige Weise erfolgen kann. Am verbreitetsten sind an den Cylinder gegossene Tatzten, durch welche die Stangen des Rahmens hindurchgehen.

Statt der beschriebenen Rahmen stehen auch, besonders für kurze Maschinen, cylindermantelförmige Gußstücke in Anwendung, innerhalb welcher schlittenartige Führungen für die Schlagcylinder und Lager für die Vorschubspindel angebracht sind.

Im Anschluß an den Vorschub der Bohrmaschinen soll in nachstehendem gleichzeitig der Rückgang derselben betrachtet werden, da derselbe meistens durch dieselben Mechanismen bewirkt wird, welche die Maschinen vorschieben.

Hinsichtlich des Rückganges ist nur die Anforderung zu stellen, daß er möglichst schnell erfolge, da die auf denselben verwendete Zeit für die Bohrarbeit verloren geht.

#### a. Automatischer Vorschub.

Der selbstthätige Vorschub erfolgt bei der hier in Rede stehenden Klasse von Maschinen dadurch, daß eine auf der Vorschub-Schraubenspindel sitzende Mutter vorwärts bewegt wird und diese hierbei die Maschine mitnimmt. Die Bewegung der Mutter erfolgt, indem entweder sie gedreht wird und die Vorschubspindel feststeht, oder letztere gedreht wird und die Mutter undrehbar befestigt ist.

Das Drehen der Mutter oder Schraubenspindel geschieht durch ein Schaltrad, welches mittels einer Schubklinke Zahn um Zahn gedreht wird, und zwar faßt die Schubklinke erst dann einen Zahn, wenn das Bohrloch um ein entsprechendes Stück vertieft ist.

**§ 53. Die Vorschubspindel ist fest.** Maschinen von Meyer und Sachs. Bei der Meyer'schen Maschine sitzt das in Drehung zu versetzende Schaltrad *e*, siehe Fig. 19 und 20, Taf. XIV, auf einer über die Vorschubspindel gezogenen langen Mutter. Die in das Schaltrad *e* greifende, hinten kolbenartige Schubklinke *o* ist in dem einarmigen Hebel *g* befestigt, welcher durch eine Spiralfeder stets in der in den Figuren gezeichneten Lage zu halten gesucht wird. Eine in der Figur nicht angegebene Spiralfeder drückt die Schubklinke *o* an das Schaltrad.

Beim weitesten Ausschub des Arbeitskolbens drückt nun der am hinteren Ende der Kolbenstange befindliche Wulst *a* den Hebel *g* so weit nieder, daß das Schaltrad *e* um einen ganzen Zahn gedreht wird und beim Kolbenrückgang, also Hochschnellen des Hebels *g*, die Schubklinke einen neuen Zahn faßt. Letzteres kann mithin nicht eher eintreten, als bis das Loch gehörig weit vertieft worden ist. Das Zurückdrehen des Schaltrades während des Hebens der Schubklinke verhindert die Sperrklinke *h*.

Der Rückgang der Maschine wird einfach dadurch bewirkt, daß man das an der Vorschubmutter befestigte, in Fig. 19 mit *h* bezeichnete Handrädchen dreht und zwar in entgegengesetztem Sinne zu der vom Hebel *g* bewirkten Drehung des Schaltrades *e*. Es ist dabei noch nötig, durch Heben des Hebels *g* den Sperrkegel *o* außer Eingriff mit dem Schaltrade *e* zu bringen.

Sachs'sche Maschine. Das den Vorschub vermittelnde Schaltrad  $o$  in Fig. 2 und 3, Taf. XV, sitzt als Mutter auf der Vorschubspindel  $p$ <sup>47)</sup> und ist mit einer Muffe verbunden, welche derart von einem mit der Maschine in fester Verbindung stehenden Ansatz umschlossen ist, daß sie sich wohl frei drehen kann, bei dem Hin- und Herbewegen auf der Spindel aber die Maschine mitnimmt. Die Auf- und Niederbewegung der in das Schaltrad eingreifenden Schubklinke  $m$  geschieht auf dieselbe Weise wie bei der Schubklinke für das Umsetzen.

Die durch die Kolbenstange, die Stange  $f$  und den Hebel  $g$  in Bewegung gesetzte Welle erteilt der in einer Führung gehenden Spindel  $i$  eine auf- und niedergehende Bewegung, welche sich auf die Schubklinke  $m$  überträgt.

Geht der Arbeitskolben vorwärts, so hebt sich letztere und wird, wenn das Bohrloch die nötige Vertiefung bekommen hat, in den nächstfolgenden Zahn des Schaltrades einschnappen und beim nun folgenden Kolbenrückgang dieses drehen, also die Maschine vorschieben. Ist diese bis ans Ende der Vorschubspindel gerückt, so wird sie durch Drehen an der in Fig. 2 angegebenen Kurbel zurückgeschoben. Letztere setzt nämlich zwei Winkelräder in Bewegung, von denen das eine mit der Muffe, folglich auch mit der Mutter des Schaltrades  $o$  fest verbunden ist. Dadurch wird es nötig, beim Zurückschrauben der Maschine die Schubklinke  $m$  aus dem Eingriff mit jenem zu bringen, was von Hand leicht möglich ist, da diese Schubklinke eine nach unten gehende Verlängerung besitzt, welche bequem mit den Fingern gefaßt werden kann.

**§ 54. Die Vorschubspindel wird gedreht.** Maschine von Mac-Kean u. Séguin. Auf der in zwei zum Rahmen der Maschine gehörigen Lagern drehbaren Vorschubspindel  $v$ , siehe Fig. 5—8, Taf. XIII, sitzt, der Länge nach auf dieser verschiebbar, die Sperrscheibe  $q$  und findet mittels einer Feder  $w$  in der in der Spindel befindlichen geraden Nut  $n$  Führung. In die Sperrscheibe  $q$  greift, als Schubklinke wirkend, die gezahnte Muffe  $p$  ein, welche sich um die Vorschubspindel frei drehen kann. Den steten Eingriff von Muffe und Schaltrad bewirkt die in Fig. 6 angegebene Feder.

Mit der Muffe  $p$  ist ein Hebel  $e$  verbunden, der durch die Feder  $f$  stets gegen die Kolbenstange gedrückt wird. Trifft nun beim Vorgang des Arbeitskolbens die doppelt konische Verdickung der Kolbenstange den Hebel  $e$ , so hebt er diesen und dreht die gezahnte Muffe  $p$ , folglich auch die Sperrscheibe  $q$  und die Vorschubspindel; die Maschine wird also vorrücken.

Die hierbei aus den Zahnlücken des Schaltrades kommenden Zähne der Muffe  $p$  werden erst dann wieder in die nächstfolgenden Zahnlücken des ersteren fallen, wenn der Hebel  $e$  genügend hoch gehoben, das Loch also entsprechend vertieft worden ist.

Will man die Maschine mit Vorschub von Hand arbeiten lassen, so ist dazu nur nötig, mittels des Hebels  $z$  das Schaltrad  $q$  auszurücken und das konische Rädergetriebe  $y$  durch eine Kurbel in Bewegung zu setzen, wodurch die Vorschubspindel  $v$  gedreht wird.

<sup>47)</sup> In Fig. 3 auf Tafel XV ist die Vorschubspindel, auf welcher die Muffe mit dem Schaltrad  $o$  sitzt, irrtümlich mit  $r$ , anstatt mit  $p$ , bezeichnet.

Das Ausrücken des Schaltrades  $q$  muß auch dann stattfinden, wenn man durch Drehen der Vorschubspindel die Maschine zurückziehen will.

#### b. Vorschub von Hand.

Derselbe erfolgt bei den hier noch zu betrachtenden Maschinen der I. Klasse dadurch, daß entweder die Vorschub-Schraubenspindel mittels einer Kurbel gedreht wird und die durch eine Führung festgehaltene Vorschubmutter die Maschine mitnimmt, oder daß die Mutter bei fester Vorschubspindel gedreht wird. Um diese Maschinen rückwärts zu bewegen, dreht man einfach an der Kurbel in einer Richtung, welche der für den Vorschub entgegengesetzt ist.

**§ 55. Die Vorschubspindel ist fest.** Bohrmaschine „Power-Jumper“. Bei dieser in Fig. 12—14, Taf. XIV, dargestellten Maschine sind zwei feste, mit der Bohrmaschine verbundene Vorschubspindeln  $i$  vorhanden; auf jeder derselben sitzt eine als Zahnrad gestaltete Mutter. Beide Müttern werden durch Schrauben ohne Ende gedreht, welche in die im Rahmen der Bohrmaschine verlagerte Kurbelwelle  $h$  geschnitten sind.

**§ 56. Die Vorschubspindel wird gedreht.** Diesen einfachsten Vorschubmechanismus besitzen die Maschinen von Geach und Cranston.

Bei der Geach'schen Maschine liegt, wie aus Fig. 4, Taf. XV, ersichtlich, die Vorschubspindel unter der Maschine und erhält dieselbe ihre Führung in Lagern, die sich an den Enden der Bodenplatte  $h$  des Führungsrahmens befinden.

Die Cranston'sche Maschine besitzt nach der Darstellung in Fig. 8 auf Taf. XV eine durch die hohle Kolbenstange  $c$  gehende Vorschubspindel, da sie, wie oben erwähnt, gleichzeitig zum Umsetzen des Bohrers dient. Geführt wird die Vorschubspindel in dem Lager  $k_1$ , welches mit dem Rahmen  $h$  der Maschine durch einen Bügel und durch die hohle Kolbenstange in Verbindung steht.

Die mit der eigentlichen Bohrmaschine fest verbundene Vorschubmutter ist in dem hinteren Teile des konischen Ansatzstückes  $h$  verlagert.

## II. Maschinen, bei denen die motorische Luft ausser der Bewegung des Kolbens noch andere Arbeiten verrichtet.

**§ 57. Einleitung.** Die natürlichste Einteilung dieser Klasse von Maschinen wäre diejenige nach den verschiedenen Arbeitsleistungen, zu welchen die motorische Flüssigkeit benutzt wird; man würde auf diese Weise sieben Gruppen von Maschinen bekommen, je nachdem die motorische Flüssigkeit noch die Arbeit des Umsteuerns, oder des Umsetzens, oder des Vorschubes, oder des Umsteuerns und Umsetzens, oder des Umsteuerns und Vorrückens, oder des Umsetzens und Vorschubens, oder des Umsteuerns, Umsetzens und Vorschubens unmittelbar verrichtet. Wollte man die Maschinen der zweiten Klasse in dieser Gruppierung behandeln, so würde die Uebersichtlichkeit in der Darstellung der verschiedenen Methoden des Umsteuerns, des Umsetzens und des Vorschubens sehr beeinträchtigt. Es sollen daher diese Maschinen, wie diejenigen der ersten Klasse, je nach der Art des Umsteuerns, des Umsetzens und des Vorschubes gesondert betrachtet werden.

### Die Steuerungen der Maschinen der II. Klasse.

Das Steuerungsgetriebe wird entweder durch die lebendige Kraft des Kolbens oder durch die motorische Luft bewegt.

**§ 58. Steuerung durch die lebendige Kraft des Kolbens.** Zur Zeit steht nur eine zu der zweiten Klasse gehörige Maschine im Gebrauch, bei der zur Umsteuerung die lebendige Kraft des Kolbens benutzt wird, nämlich die Maschine von Ferroux, Modell III. Wie aus Fig. 15—18, Taf. XIII, hervorgeht, besitzt diese Maschine zwei kolbenartige Schieber, in Fig. 15 mit *o* bezeichnet. Der beiderseits konisch verjüngte Arbeitskolben bewegt kurz vor Vollendung seines Hubes den einen dieser Schieber durch Anstoß direkt, den andern dagegen jeweilen indirekt mittels des Balanciers *d*. Mithin kann sich keiner der beiden Schieber bewegen, ohne daß der andere die entgegengesetzte Bewegung macht. Bei der in Fig. 15 gezeichneten Stellung der Schieber tritt die Betriebsluft aus dem kastenförmigen Raume *m* durch die Kanäle des linken Schieberkolbens hinter den Arbeitskolben, während die vor diesem befindliche Luft durch mit der Atmosphäre kommunizierende Kanäle des rechten Schieberkolbens entweichen kann.

In den Raum *m* gelangt die Betriebsluft aus dem Eintrittsrohre *b* durch zwei Kanäle, die sich in dem mit *t* bezeichneten, mit dem Cylinder zusammengegossenen Teile der Maschine befinden und die nur in Fig. 17 zur Darstellung gelangen konnten.

#### Steuerungen mittels der motorischen Luft.

Die Maschinen dieser Art lassen sich einteilen in solche, deren Steuerung durch einen besonderen Verteilungsschieber erfolgt, und in solche, bei denen der Arbeitskolben selbst als Schieber funktioniert.

##### a. Steuerungen mit besonderem Verteilungsschieber.

Bei diesen Maschinen wird der Schieber entweder durch eine kleine Hilfsmaschine bewegt oder direkt durch den Druck der Betriebsluft.

**§ 59. Anwendung einer Hilfsmaschine für die Umsteuerung.** Eine besondere Steuermaschine besitzen die von Sommeiller konstruierten Maschinen und die von Ferroux, Modell I. Bei dieser und der letzten von Sommeiller erbauten Maschine dreht die Hilfsmaschine mittels konischer Getriebe und langer Welle ein sogenanntes Steigrad, welches den durch die motorische Flüssigkeit stets nach einer Richtung hin gedrückten Schieber bei einmaliger Umdrehung in die entgegengesetzte Stellung schiebt und dadurch umsteuert. So gut diese Einrichtung auch funktionierte, so kann doch jetzt die Verwendung besonderer Steuerungsmaschinen für Bohrmaschinen kaum noch in Frage kommen, da einfachere und zweckmäßigere Vorrichtungen zur Umsteuerung in die Praxis eingeführt worden sind.

**§ 60. Der Verteilungsschieber wird direkt durch die motorische Luft bewegt.** Bei den Maschinen mit diesem System der Umsteuerung ist der Schieber stets an einem sogenannten Steuerkolben befestigt, welchen die Betriebsluft hin und her bewegt.

Dieser Steuerkolben besitzt in der Regel vier Kolbenflächen; zwei derselben und zwar stets die äußeren sind größer als die beiden andern, inneren. Erstere

sind meistens kreisförmig, letztere ringförmig. Die Bewegung eines solchen Steuerkolbens erfolgt nun einfach dadurch, daß abwechselnd gewisse Flächen desselben unter den Druck der Betriebsluft kommen, während andere entlastet sind.

Die Betriebsluft zur Bewegung des Steuerkolbens kann entweder aus dem Schlageylinder oder aus dem Schieberkasten entnommen werden.

**§ 61. Die Betriebsluft zum Umsteuern wird aus dem Schlageylinder entnommen.** Bei dieser Art von Maschinen müssen Kanäle vorhanden sein, welche eine Verbindung des Schieberkastens mit dem Schlageylinder herstellen. Solche „Umsteuerungskanäle“ besitzen die Maschinen von Schram, Broßmann, Frölich, Jäger u. a. m. Das Öffnen und Schließen dieser Kanäle besorgt bei allen diesen Maschinen der Arbeitskolben und zwar kurz vor dem Augenblicke, wo er seinen höchsten Hub, sei es vor- oder rückwärts, vollendet hat.

Von Maschinen, bei welchen die Betriebsluft zum Umsteuern aus dem Schlageylinder entnommen wird, sollen zuerst diejenigen betrachtet werden, bei denen

1) nur die beiden äußeren Flächen des Steuerkolbens abwechselnd unter Druck kommen und entlastet werden.

Hierher gehören die Maschinen von Schram (Schram u. Mahler), Broßmann, Richter u. a. m.

Bei der Maschine von Schram sind die Umsteuerungskanäle in Fig. 5, 6 und 7, Taf. XIV, mit  $xx_1$  bezeichnet worden, bei der Maschine von Broßmann in Fig. 1 und 3 genannter Tafel mit  $hh$ . In beiden Maschinen können die Umsteuerungskanäle gleichzeitig mit der Atmosphäre in Verbindung gesetzt werden, wodurch die Entlastung bald auf der einen, bald auf der andern Fläche des Steuerkolbens eintritt. Zu diesem Zwecke ist in jeder Maschine ein Kanal (Entlastungskanal) vorhanden, welcher das Innere des Schlageylinders mit der Austrittsöffnung für die motorische Flüssigkeit in Kommunikation setzt. Dieser Entlastungskanal ist in der Abbildung der Schram'schen Maschine mit  $b$ , in derjenigen der Broßmann'schen Maschine mit  $d$  bezeichnet.

Es kommt nun, um die Entlastung der einen Fläche des Steuerkolbens zu bewerkstelligen, darauf an, abwechselnd einen der beiden Umsteuerungskanäle mit dem Entlastungskanal in Verbindung zu setzen. Diese Funktion verrichtet der Arbeitskolben, der zu diesem Zwecke in seinem mittleren Teile auf eine solche Länge ausgedreht ist, daß er, hierdurch gleichsam als Muschelschieber wirkend, je einen Umsteuerungskanal und den Entlastungskanal umschließt.

Der Gang der Umsteuerung bei den beiden in Rede stehenden Maschinen ist nun einfach folgender: Kurz vor Vollendung des Hubes, z. B. nach rechts, legt der Kolben den linken Umsteuerungskanal frei, bringt aber auch gleichzeitig den rechten Umsteuerungskanal mit dem Entlastungskanal in Kommunikation. Hierdurch kommt die rechte Fläche des Steuerkolbens unter Druck, während die linke Fläche desselben entlastet wird. Der Steuerkolben muß also nach links gehen. Sein Rechtsgang wird auf analoge Weise beim Linksgang des Arbeitskolbens vermittelt.

2) Maschinen, bei denen auch die inneren (kleineren) Flächen des Steuerkolbens abwechselnd unter Druck kommen und entlastet werden.

Hierher gehören die Maschinen von Frölich und Jäger.

Die Frölich'sche Maschine besitzt zwei in Fig. 32 auf Taf. XIV mit 8 bezeichnete Umsteuerungskanäle. Ferner sind noch zwei mit der Zahl 5 bezeichnete Kanäle vorhanden, welche aus den Einströmungswegen der Betriebsluft zu den inneren ringförmigen Flächen des Steuerkolbens führen. In der in Fig. 32 auf Tafel XIV gezeichneten Stellung, in welcher der Arbeitskolben sich vorwärts bewegt, steht die linke innere Fläche des Steuerkolbens unter dem Drucke der motorischen Flüssigkeit. Kurz vor Vollendung des Hubes legt nun der Arbeitskolben die beiden Umsteuerungskanäle 8 frei und die Betriebsluft strömt durch diese und eine mit 6<sup>48)</sup> bezeichnete, rechtwinkelig gebrochene Durchbohrung des Steuerkolbens hinter die äußere rechte Fläche desselben und treibt ihn nach links, steuert also um. Hierdurch wird die (hinter der linken äußeren Fläche des Steuerkolbens vom vorigen Hube her befindliche) motorische Luft so lange komprimirt, bis die Durchbohrung 6 der linken Seite des Steuerkolbens mit dem Kanale 8 derselben Seite kommuniziert. In diesem Moment wird die linke äußere Fläche des Steuerkolbens entlastet, da die auf sie drückende Betriebsluft durch die Kanäle 6, 8, 1, durch den Muschelschieber und den Kanal 2 in die Atmosphäre entweichen kann.

Die Einströmung der Betriebsluft hinter beide äußere Flächen des Steuerkolbens dauert demnach nur so lange, als die Durchbohrungen 6 in demselben mit den Kanälen 8 kommunizieren. Hört dies beim Fortbewegen des Schiebers auf, so wirkt die Betriebsluft von da an nur durch Expansion auf den Steuerkolben.

Bei der Jäger'schen Maschine, deren Umsteuerungsmechanismus zum Teil der Frölich'schen Maschine entlehnt ist, wird der Steuerkolben in seinen äußersten Stellungen festgehalten durch den Druck eines Zweigstromes der motorischen Flüssigkeit, welcher, ohne den Schlagcyylinder passiren zu müssen, direkt von der Eintrittsöffnung derselben in die Maschine hinter die äußersten Flächen des Steuerkolbens tritt und zwar durch die in Fig. 15, 16 und 18 auf Taf. XIV mit 6 und 9 bezeichneten Kanäle.

In der in Fig. 15 gezeichneten Stellung des Arbeitskolbens steht die äußerste linke Fläche des Steuerkolbens *v* unter diesem Drucke, da der linke Teil des mit 9 bezeichneten Kanals frei gelegt ist, während der Steuerkolben den rechten Kanal 9 verschlossen hält.

Der Arbeitskolben, im Vorwärtsgange begriffen, wird kurz vor vollendetem Hube den Umsteuerungskanal 4 freilegen und der Betriebsluft durch diesen, den Kanal 8 und die Durchbohrung 10 des Steuerkolbens den Durchgang zur rechten äußeren Fläche desselben gestatten.

Hierdurch allein würde nun aber der Steuerkolben noch nicht nach links getrieben werden, denn der Druck auf die beiden äußeren Flächen desselben ist gleich groß. In der gezeichneten Stellung des Steuerkolbens steht aber der rechte Kanal 5 durch die Kanäle 3 und 2 mittels des Verteilungsschiebers mit der Atmosphäre in Verbindung; die rechte innere Fläche des Steuerkolbens ist also entlastet. Die linke innere Fläche desselben befindet sich indes unter Druck, da die Betriebsluft vom Eintrittswege 1 aus durch den Kanal 5 auf dieselbe drückt. Es

48) In Fig. 32, Taf. XIV, ist die rechtwinkelige Durchbohrung 6 der rechten Seite des Steuerkolbens falsch angegeben. Dieselbe müßte in der gezeichneten Stellung des Arbeitskolbens mit dem nach rechts gehenden Kanale 8 kommunizieren.

wird demnach ein Ueberdruck nach links vorhanden sein und der Steuerkolben dem entsprechend nach links getrieben werden.

### § 62. Die motorische Luft zum Umsteuern wird aus dem Schieberkasten entnommen.

1. Die Ingangsetzung des Steuermechanismus ist vom Vor- und Rückgange des Arbeitskolbens abhängig.

Maschine „Eclipse“. Bei der in Fig. 9, Taf. XIV, gezeichneten Schieberstellung geht der Arbeitskolben rückwärts. Die rechte Fläche des Steuerkolbens ist entlastet, da der Umsteuerungskanal 4, in Fig. 10 im Grundriß punktirt angegeben, mit dem Entlastungskanal 6 sich im ausgedrehten Teil des Arbeitskolbens befindet. Sperrt letzterer nun beim weiteren Rückwärtsgange diese Kanäle 4 und 5 ab, so kommen die Kanäle 5 und 7 in den ausgedrehten Raum des Arbeitskolbens und die linke Fläche des Steuerkolbens wird entlastet. Der Ueberdruck zur Bewegung des letzteren nach links stellt sich nun dadurch her, daß aus dem mit *b* bezeichneten Teile des Schieberkastens Betriebsluft in den Raum *f* tritt und zwar durch eine sehr flache Furche, welche in der Führungsfläche des Steuerkolbens hergestellt ist. Eine solche Furche ist auch im linken Teile des Schieberkastens vorhanden, sodaß also aus *b* auch nach *e* Betriebsluft gewissermaßen durchsickern kann, wenn der Steuerkolben die entgegengesetzte Stellung einnimmt und er nach rechts bewegt werden soll.

Infolge der beschriebenen Dispositionen ist bei dieser Maschine kein sogenannter toter Punkt in dem Steuermechanismus vorhanden, da stets eine der beiden äußeren Flächen des Steuerkolbens entlastet ist.

2. Die Ingangsetzung des Steuermechanismus ist nur vom Rückgang des Arbeitskolbens abhängig.

Hierher gehören die Maschinen von Dubois u. François und von Guénez. Beide unterscheiden sich im wesentlichen nur dadurch, daß bei ersterer der Schieberkasten auf, bei letzterer dagegen hinter dem Schlageylinder angebracht ist.

Maschine von Dubois u. François. Der Steuerkolben dieser in Fig. 1, Taf. XIII, im Längsschnitt dargestellten Maschine ist so geformt, daß er nach links getrieben wird, wenn seine äußere rechte Fläche unter demselben Drucke der motorischen Luft steht wie der im Schieberkasten befindliche Kolbenteil. Der rechte Teil des Kolbens ist nun rechtwinkelig durchbohrt, wodurch die im Schieberkasten befindliche Betriebsluft Zutritt hinter die rechte äußere Fläche des Steuerkolbens findet.

Der Durchmesser dieser Durchbohrung ist so bemessen, daß die motorische Luft gerade so lange Zeit gebraucht, um hinter der rechten äußeren Fläche des Steuerkolbens zur vollen Druckäußerung zu gelangen, als der Arbeitskolben Zeit zum vollen Vorwärtsgange nötig hat. Nach Ablauf dieser Zeit, also nach vollendetem Hube, wird wegen der angedeuteten Querschnittsverhältnisse der Steuerkolben nach links bewegt.

Nach erfolgter Umsteuerung geht der Arbeitskolben rückwärts und schlägt dabei der an der Kolbenstange befindliche Wulst *e* kurz vor vollendetem Hube gegen die Klinke *w*, wodurch ein Ventil geöffnet wird, das die hinter der rechten äußeren Fläche des Arbeitskolbens befindliche Betriebsluft entweichen läßt. Diese Fläche wird dann also entlastet. Es kommt nun der Druck der motorischen Luft im Schieberkasten auf den Steuerkolben zur Geltung, dieser wird nach rechts

bewegt und steuert um. Bei dem nun stattfindenden Vorwärtsgange des Steuerkolbens fällt die Klinke  $w$  wieder in ihre ursprüngliche Lage zurück und das gedachte Ventil wird durch eine Spiralfeder zgedrückt, sodaß sich nun wieder Betriebsluft hinter der rechten äußeren Fläche des Steuerkolbens ansammeln kann.

Soll der beschriebene Steuermechanismus gehörig funktioniren, so muß zwischen der Spindel des geschlossenen Ventils und dem vertikalen Arm der Klinke  $w$  ein Spielraum von circa 2 mm vorhanden sein; ferner muß sich das Ventil leicht, jedoch dicht schließen und darf die Feder nicht zu stark gespannt sein.

Die Geschwindigkeit des Arbeitskolbens hängt lediglich von der Größe der Durchbohrung des Steuerkolbens ab. Je größer dieselbe ist, desto größer ist auch bei gleichbleibender Spannung der motorischen Luft die Zahl der Hübe. In der Regel hat die betreffende Durchbohrung einen Durchmesser von 2,5 mm.

Bei der Maschine von Guénez ist ebenfalls, wie bei der Maschine von Dubois u. François, ein durchbohrter Steuerkolben  $ae$ , siehe Fig. 21, Taf. XIV, vorhanden, der in ganz ähnlicher Weise wie der Steuerkolben in jener Maschine entlastet wird.

Charakteristisch für die Guénez'sche Maschine ist noch der Umstand, daß vom Schieberkasten  $m$  aus ununterbrochen motorische Luft auf die vordere ringförmige Fläche des Arbeitskolbens wirkt und zwar durch die zwei Kanäle  $nt$ .

In der in Fig. 21 gezeichneten Stellung geht der Arbeitskolben rückwärts, da seine hintere Fläche entlastet ist, denn dieselbe kommunizirt durch die Wege  $p$  und  $r$  mit der Atmosphäre. Bei Vollendung seines Hubes stößt nun der in den Arbeitskolben eingelassene Puffer  $k$  gegen die Kolbenstange  $e$  des Steuerkolbens; dieser geht nach links, der Schieber  $f$  überdeckt den Ausweg  $r$  zur Atmosphäre, während Betriebsluft durch den Weg  $p q$  in den Schlageylinder hinter den Arbeitskolben strömt. Dieser geht nun vorwärts, da seine hintere Fläche größer ist als die vordere.

Während des Vorganges des Arbeitskolbens muß der Schieber nun wieder in die in Fig. 21 gezeichnete Stellung zurückkehren. Dies geschieht auf folgende Weise: Durch die kapillare Durchbohrung  $d$  in der Wandung des linken hohlen Teiles des Steuerkolbens tritt komprimierte Luft aus dem Schieberkasten hinter die linke äußere Fläche desselben und treibt ihn nach rechts, da diese Fläche größer ist als die im Schieberkasten dem Drucke ausgesetzte Kolbenfläche. Ist der Schieber nun in die in der Figur gezeichnete Lage gekommen, so kommunizirt eine zweite Durchbohrung  $h$  des hinteren Steuerkolbenteiles mit der Durchbohrung  $g$  des Führungscylinders für letzteren. Die in  $a$  enthaltene Betriebsluft kann dann entweichen. Bei erneutem Anstoß des Arbeitskolbens gegen den Steuerkolben setzt dieser mithin seiner Bewegung nach links nur Reibungswiderstand entgegen.

Die Oeffnung  $i$  dient dazu, Ansammlung von Luft hinter der rechten ringförmigen Fläche des Steuerkolbens zu verhindern.

Um den Anprall des Arbeitskolbens gegen die Stange  $c$  des Steuerkolbens elastisch zu machen, kann durch eine in Fig. 21 angedeutete Oeffnung stets komprimierte Luft hinter den im Arbeitskolben verschiebbaren Puffer  $k$  treten.

Die Maschine von Guénez zeichnet sich dadurch aus, daß bei ihr alle Steuerungsorgane völlig geschützt liegen und die Zahl der einzelnen Teile des Steuermechanismus aufs äußerste reduziert ist. Als ein Mangel der Maschine ist es

anzusehen, daß die Steuerung nicht von Hand in Funktion gesetzt werden kann, was zur Aufhebung von Meißelklemmungen erwünscht ist.

b. *Maschinen ohne besonderen Steuerungsschieber.*

§ 63. **Der Arbeitskolben dient als Steuerungsschieber.** Die schieberlosen Maschinen zeichnen sich durch die größte überhaupt erreichbare Einfachheit aus, denn sie bestehen nur aus zwei wesentlichen Teilen zur Hervorbringung einer stoßenden Bewegung, aus dem Cylinder und dem Arbeitskolben mit Kolbenstange.

Es kommen hier besonders vier Maschinen in Frage, nämlich die von Darlington, Neill, Reynold und Darlington-Blanzy. Diese unterscheiden sich im wesentlichen dadurch, daß bei der Maschine von Darlington die vordere, bei der Maschine von Neill die hintere Kolbenfläche fortwährend unter dem Drucke der Betriebsluft steht, während bei den Maschinen von Darlington-Blanzy und von Reynold abwechselnd die vordere und hintere Kolbenfläche unter Druck kommen.

**Maschine von Darlington.** Die Betriebsluft tritt konstant am vorderen Cylinderrande ein, wie aus Fig. 11, Taf. XIII, ersichtlich ist. Beim Anlassen der Maschine ist die hintere Fläche des Arbeitskolbens entlastet und derselbe geht rückwärts, bis er den Kanal *a* frei legt. Die motorische Luft tritt dann durch diesen Kanal hinter den Arbeitskolben, um diesen vorwärts zu treiben und zwar so lange, bis die in die innere Cylinderwandung eingedrehte Nut *e*, welche mit der Atmosphäre kommuniziert, frei gemacht wird. Der hierdurch auf der hinteren Fläche entlastete Arbeitskolben geht dann wieder zurück.

Die Ein- und Austrittsöffnungen für die Betriebsluft und der Kanal *a* sind so angeordnet, daß mit einem gewissen Expansionsgrade gearbeitet wird und sich über und unter dem Kolben Luftkissen bilden, welche sein Anschlagen am Boden und Deckel verhindern.

Fig. 13 u. 14.

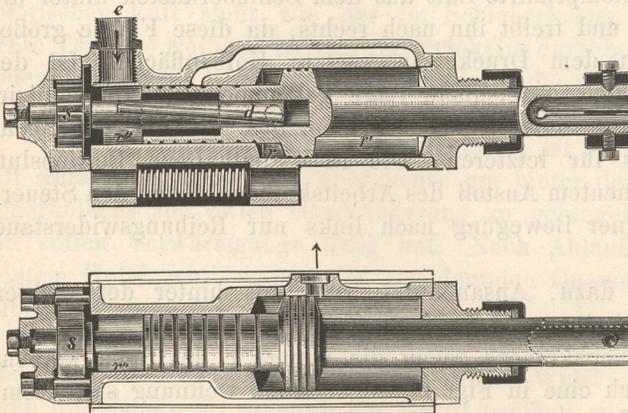


Fig. 15.

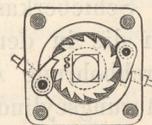
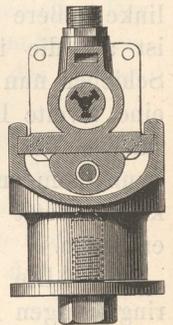


Fig. 16.



**Maschine von W. L. Neill.** Die motorische Luft strömt, wie in vorstehenden Figuren angegeben, durch den Rohransatz *e* in den hinteren engeren Teil *r* des Schlagcylinders fortwährend ein und treibt beim Beginn der Arbeit den

Arbeitskolben unter vollem Druck so lange vor, bis derjenige Kanal frei gelegt wird, welcher den engen mit dem weiten Cylinderteil verbindet. In diesem Moment hat der Bohrer den Schlag geführt und die jetzt auch in den Raum  $r'$  tretende Luft treibt den Arbeitskolben rückwärts, da seine vordere Ringfläche noch einmal so groß ist als die hintere Fläche im Raume  $r''$ .

Der Rückwärtsgang des Kolbens dauert so lange, bis derselbe die Austrittsöffnung der Betriebsluft in die Atmosphäre frei legt, wodurch seine Vorderfläche entlastet und er wieder vorwärts getrieben wird. Der Raum  $r$  des Cylinders kommuniziert durch eine kleine Oeffnung stets mit der Atmosphäre.

Die Maschine von Reynold, siehe Fig. 14, Taf. XIII, besitzt im Gegensatz zu den Maschinen von Darlington und Neill zur Verteilung der Betriebsluft zwei mit  $e$  bezeichnete Wege. Der Arbeitskolben  $k$  ist bei  $a$  ausgedreht, wodurch zwei Innen- und zwei Außenkanten entstehen. Erstere öffnen und schließen abwechselnd die Wege  $ee$ , leiten also die treibende Luft vor oder hinter den Kolben, während die Außenkanten auf entgegengesetzter Seite die Ausströmungskanäle  $oo$  frei legen.

In Fig. 14, Taf. XIII, steht der Kolben gerade auf dem toten Punkte, d. h. es sind sowohl die Eintritts- als auch die Austrittskanäle geschlossen. Ueber diesen toten Punkt muß die lebendige Kraft dem Kolben hinweghelfen. Die Bedeutung des noch vorhandenen Kanales  $a$  wird später angegeben werden; siehe folgende Seite.

Maschine Darlington-Blanzý. Diese in den Werkstätten der Gruben von Blanzý konstruirte Maschine ist in Fig. 9 und 10 auf Taf. XIII abgebildet. Ueber den Arbeitskolben ist eine Röhre geschoben, die in der Mitte durch ersteren dicht abgeschlossen wird. Zu beiden Seiten des Kolbens ist die Röhre von Löchern  $o$  durchbohrt, welche der motorischen Luft den Zutritt vor und hinter den Kolben, sowie ihren Austritt aus dem Cylinder ermöglichen. Ferner sind vier mit  $n$  bezeichnete Austrittsöffnungen im Cylinder angebracht und acht mit  $a$  und  $b$  bezeichnete Eintrittsöffnungen. Letztere führen vom Cylinder in eine auf diesem befindliche Kammer.

Der Kammer wird die Betriebsluft in der in Fig. 9 angedeuteten Weise zugeführt. Sie tritt, bei der gezeichneten Stellung des Kolbens, durch die Oeffnungen  $b$  und  $e$  hinter den Kolben und treibt diesen vorwärts; hat er seinen größten Hub ausgeführt, so korrespondiren die hinter dem Kolben befindlichen Oeffnungen  $o$  mit den Austrittsöffnungen  $n$ , während die Eintrittsöffnungen  $b$  durch die Röhre geschlossen gehalten werden. Der Kolben wird sich also rückwärts bewegen.

### Die Umsetzung bei den Bohrmaschinen der II. Klasse.

Die Umsetzung erfolgt hier stets automatisch und zwar unter Mitwirkung der Betriebsluft oder ohne dieselbe.

a. Die Betriebsluft wird zum Umsetzen benutzt.

Das Umsetzen geschieht hier wie bei den Maschinen der I. Klasse mittels eines Schaltwerkes, welches entweder mit Drallzügen oder mit Schubklinke funktionirt.

§ 64. Umsetzen durch Schaltwerk mit Drallzügen. Die Drallzüge (steil schraubenförmige Windungen) befinden sich stets an einem Dorn. Ueber die

Wirkungsweise dieser Umsetzungsmechanismen gilt das S. 191, 192 bereits oben Gesagte. Eigentümlich ist die Verwendung der Betriebsluft für das Umsetzen bei der Maschine von Reynold.

Wie aus Fig. 14, Taf. XIII, ersichtlich, sitzt die Drallspindel  $d$  an einer Scheibe  $s$ , die genau am hinteren Cylinderdeckel eingeschliffen ist und sich etwas vor- und rückwärts bewegen kann. Hinter diese Scheibe, die das Schaltrad von ähnlichen Mechanismen vertritt, drückt beständig, durch den Kanal  $a$  eintretend, komprimierte Luft und verhindert die Scheibe, sich zu drehen, wenn der Kolben rückwärts geht, da dann gegen die vordere Fläche derselben kein Druck wirkt. Mithin wird sich der Kolben beim Rückgange drehen müssen. Beim Vorgange desselben drückt auf die vordere Fläche der Scheibe  $s$  ebenfalls Betriebsluft, dieselbe wird entlastet und muß sich deshalb, wenn der Kolben rückwärts geht, drehen, während dieser sich geradlinig bewegt.

Die beschriebene Vorrichtung erübrigt nun zwar die Sperrklinke, sie läßt aber nicht zu, den Umsetzungswinkel scharf zu begrenzen und wird dieser Nachteil durch die ungeweine Einfachheit des Mechanismus nicht aufgehoben.

**Maschine von Schram.** Das Schaltrad dieser Maschine ist in Fig. 5 und 8, Taf. XIV, angegeben und mit  $r$  bezeichnet, der vierkantige gewundene Dorn mit  $d$ . Ueber dem Sperrhaken  $w$  befindet sich der Schaltkolben  $g$ . Die dem ersteren abgewandte Fläche des letzteren steht unter dem steten Druck der motorischen Luft, da diese durch den Kanal  $y$  aus dem Schieberkasten direkt zugeleitet wird. Die andere Fläche des Schaltkolbens kommt ebenfalls unter den Druck der Betriebsluft, wenn der Arbeitskolben vorwärts geht; es tritt dieselbe dann durch die Oeffnungen der den Cylinder hinten abschließenden Scheibe zur unteren Fläche des Schaltkolbens. Dieser wird hierdurch entlastet, folglich auch der Sperrhaken frei und das Sperrrad kann sich drehen.

Geht der Arbeitskolben hingegen rückwärts, so kommt die untere Fläche des Schaltkolbens unter Atmosphärendruck, wie aus der in Fig. 5 gezeichneten Schieberstellung folgt, und der Schaltkolben wird auf den Sperrhaken gedrückt; dieser hält also das Sperrrad fest.

**Maschine von Frölich.** Die mit der Drallspindel verbundene Schaltscheibe  $s$ , Fig. 32, Taf. XIV, steht mit einer zweiten gezahnten Scheibe  $s_1$  in Eingriff, welche mit dem K öl b c h e n  $m$  verbunden ist. Eine Nase  $c$  verhindert die Scheibe  $s_1$  sich zu drehen. Gegen das K öl b c h e n  $m$  drückt fortwährend Luft, welche durch den in Fig. 32 und 34 angegebenen, mit 9 bezeichneten Kanal Zutritt.

Die Scheibe  $s_1$  wird sich nun über die Zähne der Scheibe  $s$  frei hinweg drehen können, wenn beide Scheiben unter gleichem Drucke der Betriebsluft stehen. Dies ist der Fall beim Vorwärtsgang des Arbeitskolbens. Es drückt nämlich die dann hinter letzterem befindliche Luft ebenso stark auf die Scheibe  $s_1$ , wie die durch den Kanal 9 zuströmende Luft auf das K öl b c h e n  $m$ .

Beim Rückgang des Arbeitskolbens kommt die Scheibe  $s_1$  unter den Druck der Atmosphäre, da der Schieber dann die Kanäle 1 und 2 überdeckt; sie wird mithin durch die unter Druck stehende Scheibe  $s$  festgehalten.

**§ 65. Schaltwerke mit Schubklinken.** Die Schubklinke wird direkt oder indirekt durch die motorische Luft hin und her bewegt. Dieser früher mehr als gegenwärtig verbreitete Mechanismus findet sich unter den in Gebrauch stehenden Bohrmaschinen nur noch bei der Maschine von Dubois u. François.

Das Schaltrad dieser Maschine ist in Fig. 1 und 3, Taf. XIII, mit  $s$  bezeichnet, die Schubklinke mit  $x$ . Diese sitzt an dem Hebel  $h$ , der auf die über die ganze Maschine hinweggehende Stange  $u$  gekeilt ist. Das Schaltrad greift mit zwei Nasen  $c$  in entsprechende, geradlinig verlaufende Nuten der verlängerten Kolbenstange. Durch schwingende Bewegung des Hebels  $h$  wird das Schaltrad je um einen Zahn gedreht. Das Zurückgehen des letzteren verhindert, wie Fig. 3 verdeutlicht, eine Sperrklinke, die durch ein Gummiband zugleich mit der Schubklinke an das Schaltrad gedrückt wird. Die schwingende Bewegung des Hebels  $h$  wird mittels der in  $g$ ,  $f$  und  $d$  gelagerten Stange  $u$  bewirkt, auf welche zu zwei in Fig. 2 und 4 mit  $q$  und  $r$  bezeichnete nasenartige Hebel gekeilt sind; diese werden durch zwei Schaltkolben auf und nieder bewegt.

Zu diesem Zwecke sind die Cylinder, in denen die Schaltkolben auf und nieder gehen, mit den Luftkanälen zum Schlägecylinder durch je eine Durchbohrung in Verbindung gesetzt, sodaß abwechselnd unter den einen und unter den andern Schaltkolben gepreßte Luft tritt und diesen hebt.

Zum Niedergang wird jeder Kolben durch den Aufgang des andern gezwungen, da, wenn der eine nasenartige Hebel hoch geht, der andere niedergehen muß. Die gedachten Durchbohrungen sind in Fig. 1 als zwei kleine Kreise in den Einströmungskanälen zum Schlägecylinder angegeben; in Fig. 4 kommt ferner der unter den rechten Schaltkolben führende Kanal zur Darstellung.

Die Einrichtung funktioniert in der Weise, daß der Hebel  $h$  sich niederwärts bewegt, wenn der Arbeitskolben rückwärts geht. Der Umstand, daß der beschriebene Umsetzungsmechanismus unabhängig von der Kolbenbewegung wirkt, ist der Grund, weshalb er nie versagt. Hierin ist eine gewisse Ueberlegenheit der Maschine Dubois u. François andern Maschinen gegenüber begründet, der ihre weite Verbreitung entspricht.

Man hat versucht, den allerdings nicht ganz einfachen Umsetzungsmechanismus durch einfachere Schaltwerke zu ersetzen, doch ohne Erfolg, da die so vereinfachten Maschinen bei dem veränderlichen Hube des Kolbens, den man wegen des Vorschubes von Hand nicht gern aufgeben wollte, nicht sicher umsetzten.

Eine derartige vereinfachte Maschine ist den Erfindern Dubois u. François im Jahre 1877 patentirt worden. Ferner hatte der Ingenieur L. Daumont von der Gesellschaft Anzin eine UmsetzungsVorrichtung mit Schaltwerk für die in Rede stehende Maschine konstruirt<sup>49)</sup>.

b. Umsetzung ohne direkte Mitwirkung der Betriebsluft.

**§ 66. Schaltwerke mit Drallzügen.** Wie bei der I. Klasse der Stoßbohrmaschinen ist auch bei der II. Klasse dieser Umsetzungsmechanismus der gebräuchlichste.

<sup>49)</sup> Vergl. Revue. univ. d. mines. 1880. Serie II. Bd. VII. S. 388.

a) *Die Wirksamkeit des Schaltwerkes beruht auf der Reibung zwischen Arbeitskolben und Cylinderwandung.*

1) Schaltwerke ohne Dorn.

Maschine von Ferroux. Die Kolbenstange dieser Maschine besitzt, wie aus Fig. 15 und 18, Taf. XIII, ersichtlich, zwei gewundene Nuten  $n$ , in welche die Nasen des im hinteren Teile des Cylinders angebrachten Schaltrades passen. Die Anordnung der Sperrklinke ist aus Fig. 18 ersichtlich.

Maschine von Guénez. Die Kolbenstange ist in ihrem vorderen Teile mit einer schraubenförmig gewundenen Nut versehen, wie aus Fig. 21, Taf. XIV, hervorgeht. Das mit  $s$  bezeichnete Sperrrad wird durch eine in der Figur nicht sichtbare Sperrklinke festgehalten.

2) Schaltungen mit Dorn.

Maschine von Darlington. Aus Fig. 11 und 13, Taf. XIII, ist der Umsetzungsmechanismus sofort verständlich.  $s$  bezeichnet das mit dem Dorne fest verbundene Sperrrad, in dessen Zähne zwei Sperrkegel einfallen, welche je durch eine Spiralfeder angeedrückt werden. Der Dorn besitzt drei Drallzüge.

Maschine „Eclipse“. Das Sperrrad ist in Fig. 9, Taf. XIV, mit  $i$ , der zugehörige, mit mehreren Drallzügen versehene Dorn mit  $h$  bezeichnet.

Maschine von Jäger. Der mit nur einem Drallzuge versehene Dorn dieser Maschine ist in Fig. 15 und 18, Taf. XIV, mit  $g$ , das Sperrrad mit  $t$ , der Sperrhaken mit  $x$  bezeichnet.

β) *Die Wirksamkeit des Schaltwerkes ist von der Kolbenreibung unabhängig.*

Maschine von Broßmann. Diese Maschine ist mit einem Schaltwerk versehen, welches, wie aus Fig. 1, 3 und 4, Taf. XIV, ersichtlich, aus einem weder gewundenen, noch mit Zügen versehenen vierkantigen Dorne  $e$  nebst dem Sperrrade  $q$  und aus einer gewundenen Kolbenstange  $a$  nebst Sperrrad  $i$  besteht. Geht der Kolben vorwärts, so wird er durch den vom Sperrade  $q$  festgehaltenen Dorn geradlinig geführt, während das vordere Sperrrad  $i$  sich wegen der gewundenen Kolbenstange drehen muß. Beim Rückwärtsgange des Kolbens wird das Sperrrad  $i$  festgehalten, ersterer dreht sich und mit ihm auch der Dorn und das Sperrrad  $q$ .

**§ 67. Schaltwerke mit Schubklinken.** Maschine Darlington-Blanzy. Eine ganz eigenartige Bewegung erhält das Sperrrad mittels einer Schubklinke in der Maschine Darlington-Blanzy. Wie aus Fig. 9 und 10, Taf. XIII, hervorgeht, ist das Sperrrad  $s$  auf dem Kolben befestigt und kann sich mit diesem drehen. Das Sperrrad ist mit einer Hülse umgeben, welche in einer Vertiefung den durch zwei Federn vorgedrückten Sperrkegel aufnimmt. Dem Sperrkegel ungefähr diametral gegenüber ist an der Außenseite der Hülse eine Nase angebracht, welche ein um einen außerhalb des Cylinders liegenden Festpunkt drehbarer Hebel umfaßt. Dieser Hebel kann nur in der Horizontalebene hin und her schwingen.

Die Länge des Hebels und die Anordnung seines Drehpunktes sind so bemessen, daß in der äußersten Rückwärtsstellung des Kolbens der Hebel normal zur Kolbenstange steht.

Wenn der Kolben vorwärts geht, bleibt die Nase der Hülse stets in derselben Entfernung vom Drehpunkt des Hebels; sie wird sich also der Axe der Maschine erst nähern, dann sich aber nach der entgegengesetzten Seite hin mehr oder weniger von dieser entfernen, je nachdem der Kolben einen größeren oder kleineren Hub macht. Da nun die Hülse an der Bewegung der Nase teilnimmt, der Sperrhaken aber verhindert, daß sie sich um das Sperrrad dreht, so muß letzteres sich drehen und mit ihm der Kolben.

Der beschriebene Umsetzungsmechanismus funktioniert nur beim Vorwärtsgang des Arbeitskolbens. Derselbe dürfte leicht dahin abzuändern sein, daß er beim Kolbenrückgang in Wirksamkeit tritt; es wäre dazu nur nötig, den Hebel normal zur äußersten Vorwärtsstellung des Kolbens anzuordnen.

### Vorschub der Maschinen der II. Klasse.

Der Vorschub geschieht meistens automatisch und zwar direkt oder indirekt durch die Betriebsluft oder ohne deren Einwirkung.

§ 68. Die direkte Benutzung der Betriebsluft findet sich bei allen von Ferroux konstruirten Maschinen und so auch bei dem sogenannten Modell III; siehe Fig. 15—18, Taf. XIII.

Die Maschine ist fest mit dem Rohre  $b$  verbunden, auf dessen hinterem Ende ein Kolben sitzt, der genau in den sogenannten Vorschubcylinder  $c$  paßt. Da durch die Oeffnung  $g$  komprimirte Luft zum Betriebe der Maschine einströmt, so steht der Kolben der Röhre  $b$  konstant unter Druck und würde der Schlagecylinder vorgeschoben werden, wenn keine Arretirung vorhanden wäre. Dieselbe besteht in einer zweiarmigen Klinke  $h$ , welche in die Sperrzähne der beiden Führungsstangen  $a$  des Rahmens eingreift, wie dies besonders auch aus dem Grundrisse der auf einem Wagengestell montirten Maschine in Fig. 20, Taf. XIII, hervorgeht.

Soll der Schlagecylinder vorrücken, so muß die Klinke  $h$  gehoben werden, bis sie außer Eingriff mit den Zähnen der Führungsstangen kommt. Dieses Heben geschieht auf folgende Weise: Die Klinke  $h$  sitzt auf einem zweiarmigen Hebel, dessen rechter Arm noch einen Frosch  $i$  trägt, während der linke Arm  $v$  in der in Fig. 15 gezeichneten Stellung von einem Schaltkolben  $p$  nach oben gedrückt wird. Unter diesen Kolben tritt fortwährend komprimirte Luft durch einen Kanal, der mit dem Rohre  $b$  kommuniziert, in den Figuren jedoch nicht angegeben ist. Hat nun der Bohrer das Loch um so viel vertieft, als die Breite eines Zahnes der Führungsstangen  $a$  ausmacht, so schlägt die abgeschrägte Kante des stärkeren Theiles der Kolbenstange gegen den Frosch  $i$ , hebt diesen und löst somit die Klinke  $h$  aus. Der Druck der Betriebsluft auf den Kolben im Vorschubcylinder  $c$  kommt nun zur Geltung und schiebt den Schlagecylinder vor.

Die Größe dieses Vorschubes ist genau begrenzt, denn in dem Moment, wo der Schlagecylinder vorrückt, kommt auch der Frosch  $i$  von der Kolbenstange ab und der Druck unter dem Schaltkolben  $p$  treibt die Klinke  $h$  wieder nieder, die dann in die nächste zurückliegende Zahnücke der Stangen  $a$  fällt und den Cylinder festlegt.

Damit der Cylinder infolge des vom Bohrer geführten Schlages nicht rückwärts getrieben werde, ist folgende Einrichtung getroffen worden: Die unteren Seiten der Führungsstangen  $a$  sind, wie dies am deutlichsten aus Fig. 19,

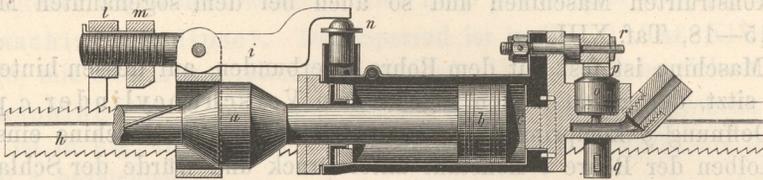
Taf. XIII, hervorgeht, ebenfalls auf eine gewisse Länge, aber in entgegengesetztem Sinne gezahnt. In diese unteren Zähne greift eine an dem Bügel  $r$  befestigte Klinke  $n$  ein, denn dieser Bügel wird durch einen kleinen Kolben  $e$  fortwährend nach oben gedrückt. Die Kraft, welche dies bewirkt, übt ebenfalls die Betriebsluft aus, indem sie, wie besonders aus Fig. 15 ersichtlich ist, aus dem Rohre  $b$  durch eine kleine Oeffnung ununterbrochen unter das K öl b c h e n  $e$  tritt.

Den Vorschub des Schlagcyinders beeinträchtigt der oben beschriebene Mechanismus nicht, denn der Druck der Luft unter dem K öl b c h e n  $e$  reicht nicht hin, das Ueberschnappen der Klinke  $n$  in die nächstfolgende Zahnlicke zu verhindern in dem Moment, wo die vordere Klinke  $h$  ausgelöst ist.

Sehr einfach und schnell findet bei dieser Maschine der Rückgang des Cylinders statt. Nach Abstellung der Betriebsluft drückt man durch einen leichten Schlag den Bügel  $r$  nieder und zieht den nun frei gewordenen Cylinder von Hand zurück.

Ein sehr einfaches System des Vorschubes wurde bei den im Tunnel des Monte Cenere angewandten Bohrmaschinen versucht, wie beistehender Holzschnitt

Fig. 17.



zeigt, in welchem alles andere nicht zum Vorschubmechanismus Gehörige fortgelassen ist.

Der Schlagcyylinder wird ebenso wie bei der Ferroux'schen Maschine zwischen zwei gezahnten Stangen  $h$  geführt. Ferner ist der Mechanismus zum Feststellen des Cylinders ebenso eingerichtet wie bei der Maschine von Ferroux. Stößt nun der Wulst  $a$  beim größten möglichen Hube gegen den Frosch  $m$  und hebt diesen, so wird auch die gabelförmige Klinke  $h$  ausgelöst. In demselben Augenblicke strömt auch die Betriebsluft vor den Arbeitskolben. Da nun die Masse des Schlagcyinders kleiner ist als die von Arbeitskolben mit Kolbenstange und Bohrstange, so wird der Cylinder vorrücken und nicht der Kolben, welcher zurückgeht. Da dann auch der Wulst  $a$  vom Anschlag-Frosch  $m$  abkommt, so drückt der Schaltkolben  $n$  die Klinke wieder zwischen die Zähne der Führungsstangen.

Durch die beschriebene Anordnung wird die Maschine um die ganze Länge des Rohres, in welchem sich bei der Ferroux'schen Maschine der Vorschubkolben bewegt, kürzer.

Zu bemerken bleibt noch, daß bei der abgebildeten Maschine das Sperrrad für den Umsetzungsmechanismus in das vordere Rahmenstück, ähnlich wie bei der Maschine von Dubois u. François, verlegt ist.

Das Zurückziehen der Maschine wird einfach in der Weise bewirkt, daß man mittels des exzentrischen Hebels  $r$  den Bügel  $p$ , folglich auch die Sperrklinke  $q$  niederdrückt und die Maschine weiter arbeiten läßt. Bei jedem Schlage wird der Cylinder so lange zurückgehen, bis man die Sperrklinke  $q$  wieder einrückt.

Der soeben beschriebene höchst einfache Vorschubmechanismus ist auch an der Welker'schen Maschine vorhanden<sup>50)</sup>.

### § 69. Die Betriebsluft wirkt indirekt auf den Vorschubmechanismus.

1. Die Bewegungsübertragung geschieht mittels einer kleinen Hilfsmaschine. Eine Hilfsmaschine zum Betriebe des Vorschubmechanismus befindet sich an der Bohrmaschine von Sommeiller; es ist derselbe kleine Apparat, von dem bereits bei der Umsetzungsrichtung dieser Maschine die Rede war. Da der Vorschubmechanismus der letzteren durch zweckmäßigere Mechanismen überholt worden ist und man besondere Hilfsmaschinen bei Bohrmaschinen kaum noch je anwenden dürfte, so darf von einem näheren Eingehen auf den Vorschub der Sommeiller'schen Maschine Abstand genommen und auf die im Litteraturverzeichnis angegebenen Quellen verwiesen werden.

2. Bewegungsübertragung mittels Schaltkolben. Während bei den Maschinen der I. Klasse der automatische Vorschub in der Weise geschieht, daß entweder die Vorschubmutter oder die Vorschubspindel bewegt wird, kommt für diesen Zweck bei den Maschinen der II. Klasse nur die Drehung der Vorschubmutter in Frage.

Maschine von Jäger. Wie aus Fig. 15 und 18, Taf. XIV, hervorgeht, sitzt auf der Vorschubmutter *m* ein Schaltrad *s*, in welches die Schubklinke *d* eingreift. Letztere ist mit dem Hebel *c* fest verbunden, der auf das eine Ende einer Welle *b* gekeilt ist, deren anderes Ende den in Fig. 15 und 17 angegebenen Hebel *a* trägt. Die Welle *b* findet ihre Führung in einer Bohrung der Cylinderwandung.

Wird nun der Hebel *a* gehoben, so hebt sich auch der Hebel *c*, wobei die Schubklinke in die nächste, nach Fig. 18 rechte Zahnflanke des Schaltrades *s* kommt. Wird dann der Hebel *a* niedergedrückt, so geht auch der Hebel *c* nieder und die Schubklinke dreht das Schaltrad um einen Zahn nach links, mithin auch die Vorschubmutter, und die Maschine wird vorrücken. Die Aufwärtsbewegung des im Cylinder liegenden Hebels besorgt nun der an der Kolbenstange befindliche Wulst *e*, wenn das Bohrloch so weit vertieft ist, daß der Arbeitskolben seinen größten Hub machen muß.

Das Niederdrücken des Hebels *a* vermittelt die Betriebsluft, welche auf ein K öl b c h e n wirkt, das sich in dem Cylinder *g* auf und nieder bewegen kann. Die Kolbenstange dieses K öl b c h e n s drückt direkt auf den Hebel *a*, wie aus Fig. 17 ersichtlich ist.

Das K öl b c h e n steht während des Ganges der Maschine ununterbrochen unter dem Drucke der Betriebsluft, da diese direkt von ihrer Eintrittsöffnung in die Maschine durch die Kanäle 6, 9 und *h* in den oberen Raum des kleinen Cylinders *g* gelangt.

Den Rückgang der Maschine bewirkt man durch Drehen an einer Kurbel, welche auf das hintere, in den Figuren nicht angegebene Ende der Vorschubspindel gesteckt wird. Hierbei muß dann natürlich die Schubklinke *d* gehoben werden.

Die Kurbel kann übrigens auch dazu benutzt werden, den Vorschub der Maschine von Hand zu besorgen.

<sup>50)</sup> Der beschriebene Vorschubmechanismus befindet sich auch an der dem Civilingenieur Fritz Marti in Winterthur patentirten Bohrmaschine (D. R. P. No. 13 566; auch abgebildet in Glaser's Annalen. 1881. Bd. 9. S. 8), die im übrigen durchaus der Maschine von Mac-Kean u. Séguin gleicht.

Bei der Maschine von Frölich ist, wie bei der Jäger'schen Maschine, ein kleiner Schalteryylinder vorhanden, der aber nicht wie bei letzterer auf dem vorderen, sondern auf dem hinteren Ende des Schlagcyinders sitzt, wie Fig. 32, Taf. XIV, zeigt.

In diesem mit  $p$  bezeichneten Schalteryylinder kann sich ein Schaltkolben  $q$  bewegen, dessen Kolbenstange die Schubklinke trägt. Letztere dreht das auf der Vorschubmutter sitzende Schaltrad  $n$  beim Niedergang des Schaltkolbens; beim Rückgange hingegen verhindert ein Sperrhaken die Drehung des Schaltrades in entgegengesetzter Richtung.

Die untere ringförmige Fläche des Schaltkolbens steht fortwährend unter dem Druck der Betriebsluft, da diese durch den Kanal 9 direkt aus dem Schieberkasten zuströmt. Um den Schaltkolben nun auf und nieder zu bewegen, wird die obere Kolbenfläche abwechselnd entlastet und unter Druck gebracht. Dies geschieht auf folgende Weise:

Zur oberen Kolbenfläche führt, wie aus Fig. 33 ersichtlich, ein mit 4 bezeichneter Kanal, welcher von der Führung der Kolbenstange im vorderen Cylinderdeckel ausgeht und dort mit einer in die Führungsflächen gedrehten, in Fig. 32 angegebenen Nut kommuniziert. Ferner ist die Kolbenstange in dem mit  $r$  bezeichneten Teile ebenfalls so weit ausgedreht, daß, wenn der Kolben genügend weit vorgegangen ist, dieser Raum  $r$  eine Verbindung zwischen der gedachten Nut und dem vorderen Raum des Schlagcyinders herstellt.

Dieser Zustand tritt nun ein, wenn das Bohrloch so weit vertieft worden ist, daß der Arbeitskolben seinen größten Hub vorwärts machen kann. Es wird dann der Kanal 4 bei der gezeichneten Schieberstellung mit der Atmosphäre in Verbindung gesetzt und die obere Fläche des Schaltkolbens entlastet. Dieser geht dann hoch und die Schubklinke faßt einen neuen Zahn. Bei dem hierauf folgenden Kolbenrückgang wird gedachte Nut, folglich auch der Kanal 4, durch einen zweiten mit  $r_1$  bezeichneten ausgedrehten Teil der Kolbenstange ebenfalls mit dem vor dem Kolben befindlichen Cyllinderraum in Verbindung gesetzt. Da dieser dann mit Betriebsluft gefüllt ist, so wird letztere auch zum Schaltkolben strömen und denselben niederdrücken, da die obere volle Fläche desselben größer ist als die untere ringförmige. Die Schubklinke muß also den beim Vorwärtsgang gefaßten neuen Zahn des Schaltrades niederdrücken, wodurch die Vorschubmutter gedreht wird und die Maschine vorrückt.

Der Rückgang der Maschine erfolgt, wie bei der Jäger'schen Maschine, durch Drehen an einer auf das hintere Ende der Vorschubmutter geschobenen Kurbel.

**§ 70. Der automatische Vorschub wird nicht durch die Betriebsluft bewirkt.** Maschine „Eclipse“. Der eigentliche Vorschubmechanismus dieser Maschine hat große Aehnlichkeit mit dem der Jäger'schen Maschine nur mit dem Unterschiede, daß bei ersterer eine Feder die Funktion der Betriebsluft für den Vorschub übernimmt.

Wie bei der Jäger'schen Maschine ist bei der Maschine „Eclipse“ eine lange, in die Cylinderwandung eingelassene Welle  $m$ , siehe Fig. 10 und 11, Taf. XIV, vorhanden. Auf dem einen Ende derselben sitzt der Hebel  $n$  mit der Schubklinke  $o$ , an dem andern, im Cylinder liegenden Ende der Anschlaghebel  $l$ . Die leicht auswechselbare Feder 9 drückt den Hebel  $n$  mit Schubklinke  $o$  stets nieder und

zwar in die Zähne des Schaltrades  $s$ , das auf der Vorschubmutter befestigt ist. Gehoben wird der Hebel  $n$  jedesmal und zwar so weit, daß die Schubklinke einen neuen Zahn des Sperrades  $s$  fassen kann, wenn der Arbeitskolben den Anschlaghebel  $l$  bei entsprechender Vertiefung des Bohrloches trifft.

Geht der Arbeitskolben, nachdem er den Anschlaghebel gehoben hat, wieder zurück, so drückt die Feder  $q$  den Hebel  $n$  mit der Schubklinke nieder und dreht das Schaltrad, also auch die Vorschubmutter um die Höhe des beim Kolbenvorgang gewonnenen Zahnes.

Will man die Maschine von Hand vorschieben, so braucht man nur die Vorschubspindel mittels der in Fig. 9 angegebenen Kurbel zu drehen. Letztere dient auch dazu, den Rückgang der Maschine zu bewerkstelligen, wobei dann nur die Schubklinke  $o$  aus dem Eingriff mit dem Schaltrade  $s$  gebracht werden muß.

**§ 71. Vorschub von Hand.** Von den hier noch zu erwähnenden Maschinen sind für Vorschub von Hand eingerichtet die Maschinen von Dubois u. François, Guénez, Schram, Broßmann, Darlington, Darlington-Blanzly, Neill und Reynold. Bei allen diesen Maschinen erfolgt der Vorschub durch Drehen der Vorschubspindel mittels einer Kurbel in der schon mehrfach beschriebenen Weise, die Vorschubmutter ist also fest mit dem Schlageylinder verbunden. Wegen der Einfachheit dieses Mechanismus wird von einer Wiederholung der Beschreibung desselben bei den genannten acht Maschinen hier Abstand genommen.

**§ 72. Totales theoretisches Güteverhältnis  $e$  der maschinellen Bohrarbeit.** Dieses Güteverhältnis besteht aus dem Verhältnis:

$$\frac{\text{am Bohrkopf disponible Arbeit}}{\text{Arbeitsaufwand zum Bohren}} = \frac{L_2}{L} = e_2 \dots \dots \dots 37.$$

und aus dem Verhältnis:

$$\frac{\text{von der Schneide des Bohrers geleistete Arbeit}}{\text{am Bohrkopf disponible Arbeit}} = \frac{L_3}{L_2} = e_3 \dots \dots \dots 38.$$

Nach Analogie der in der Mechanik des Handbohrens gebrauchten Bezeichnungen soll das Verhältnis  $e_2$  der Wirkungsgrad der Uebertragung, das Verhältnis  $e_3$  der Wirkungsgrad der Arbeit des Bohrkopfes genannt werden. Das totale theoretische Güteverhältnis der maschinellen Bohrarbeit ist mithin:

$$e = e_2 \cdot e_3 = \frac{L_2}{L} \cdot \frac{L_3}{L_2} = \frac{L_3}{L} \dots \dots \dots 39.$$

1. Der Wirkungsgrad  $e_2$  der Uebertragung

ist abhängig von dem Verhältnis der hinteren Fläche  $F_a$  des Arbeitskolbens zur Summe der hinteren und vorderen Fläche  $F_b$  desselben. Man kann nämlich, wenn  $s$  den Kolbenhub und  $p$  den Ueberdruck der motorischen Luft bedeuten, setzen

$$L_a = p \cdot F_a \cdot s \dots \dots \dots 40.$$

$$L_b = p \cdot F_b \cdot s \dots \dots \dots 41.$$

woraus dann folgt:

$$e_2 = \frac{L_2}{L} = \frac{L_a}{L_a + L_b} = \frac{F_a}{F_a + F_b} \dots \dots \dots 42.$$

Nach der Tabelle schwankt das Verhältnis  $\frac{F_a}{F_a + F_b}$ , also auch der Wirkungsgrad  $e_2$  der Uebertragung, zwischen 0,43 und 0,71.

Für einmännisches Handbohren war auf Grund der Havrez'schen Versuche dieser Wirkungsgrad zu 0,30 gefunden worden. Die Ueberlegenheit des Maschinenbohrens ist lediglich darin begründet, daß bei letzterem mit Wurfbohrern gearbeitet wird. Bei den Hammermaschinen würde dieser Vorteil entfallen.

Während nun ferner beim Handbohren der hier in Rede stehende Wirkungsgrad keinen nennenswerten Schwankungen unterworfen ist, wenn immer dasselbe Material für das Bohrgeäße verwendet wird, wechselt dieser Wirkungsgrad beim Maschinenbohren mit den Konstruktionsverhältnissen der Maschinen in erheblichem Maße. Will man sich den Vorteil eines hohen Wirkungsgrades der Uebertragung nicht entgehen lassen, so muß man das Verhältnis  $F_a : (F_a + F_b)$  möglichst groß machen, was auch bei anerkannt guten Maschinen, z. B. der von Ferroux, der Fall ist.

2. Der Wirkungsgrad  $e_3$  der Arbeit des Bohrkopfes ist für das Maschinenbohren so groß anzunehmen als für das Handbohren. Er war oben <sup>50a)</sup> zu 0,53 gefunden worden.

Setzt man nun die im Vorstehenden für  $e_2$  und  $e_3$  ermittelten Werte in die Gleichung:

$$e = e_2 \cdot e_3$$

ein, so findet sich der totale theoretische Wirkungsgrad zu

$$e = 0,22 \text{ bis } 0,37.$$

Theoretisch können also 22—37 % der von der Maschine bei der Hin- und Herbewegung des Kolbens geleisteten Arbeit auf die eigentliche Abtrennungsarbeit verwendet werden, gegen 14—15 % beim Handbohren.

**§ 73. Totales praktisches Güteverhältnis  $e_p$  des Maschinenbohrens.**

Dasselbe gibt an, wieviel von der in der Bohrmaschine disponiblen Arbeit wirklich zum Ausbohren, d. h. zum Zertrümmern des Gesteines verwendet wird.

Dieses Verhältnis setzt sich zusammen aus dem Wirkungsgrad  $\epsilon_a$  der eigentlichen Arbeitsmaschine der Bohrmaschine und aus dem Wirkungsgrad  $\epsilon_o$  der Betriebsluft. Es ist demnach

$$e_p = \epsilon_a \cdot \epsilon_o \dots \dots \dots 43.$$

1. Wirkungsgrad  $\epsilon_a$  der Arbeitsmaschine.

Bezeichnet  $L_c$  die zum Ausbohren eines cem Gestein erforderliche Arbeit und  $A$  die hierzu von der Maschine wirklich aufgewendete Arbeit, so ist:

$$\epsilon_a = \frac{L_c}{A} \dots \dots \dots 44.$$

Der Wert von  $L_c$  läßt sich für jedes Gestein durch Versuche feststellen, zu denen man den schon oben erwähnten von Hausse angegebenen Apparat <sup>51)</sup> anwenden

<sup>50a)</sup> S. Seite 155.

<sup>51)</sup> R. Hausse. Bestimmung der zum Abbohren von Handbohrlöchern nötigen mechanischen Arbeit. Berg. u. Hüttenm. Zeitg. 1882. Bd. 41. S. 313.

kann. Der Wert für  $A$  findet sich für jede Bohrmaschine aus ihrem wirklichen Verbrauch  $V$  an Betriebsluft. Ist dieser bekannt, so berechnet sich unter der Annahme, daß die komprimierte Luft nur mit Volldruck ausgenutzt wird, die in dem Volumen  $V$  enthaltene Arbeit nach der Formel:

$$A = p_a \cdot n \cdot V \left(1 - \frac{1}{n}\right), \dots \dots \dots 45.$$

in welcher  $p_a$  den Druck der Atmosphäre in kg pro qm und  $n$  die absolute Spannung der komprimierten Luft, in Atmosphären ausgedrückt, bedeuten.

2. Der Wirkungsgrad  $\epsilon_0$  der Betriebsluft.

Bezeichnet  $A_0$  die totale Volldruck- und Expansionsarbeit, welche in der Bohrmaschine zugeführten komprimierten Luft enthalten ist,  $A$  die Volldruckarbeit derselben, so ist:]

$$\epsilon_0 = \frac{A}{A_0} \dots \dots \dots 46.$$

Nimmt man an, daß die komprimierte Luft zum Betriebe der Bohrmaschine mit einer absoluten Spannung von  $n$  Atmosphären arbeite, so ist der Wirkungsgrad der komprimierten Luft:

$$\epsilon_0 = \frac{1 - \frac{1}{n}}{\log. \text{ nat. } n} \dots \dots \dots 47.$$

Die Werte von  $\epsilon_0$  in runden Zahlen sind nachstehend für verschiedene Spannungen der komprimierten Luft zusammengestellt worden.

Absolute Spannung der komprimierten Luft in Atmosphären . . . . .	2	2 <sup>1/2</sup>	3	3 <sup>1/2</sup>	4	4 <sup>1/2</sup>	5	5 <sup>1/2</sup>	6
Werte von $\epsilon_0$ . . . . .	0,72	0,69	0,61	0,57	0,54	0,52	0,50	0,48	0,44.

Mit Rücksicht auf den Wirkungsgrad der komprimierten Luft ist es also vorteilhafter, mit niedrigen als mit hohen Spannungen zu arbeiten.

§ 74. Beispiel für eine Schram'sche Maschine, Modell I.

Auf Grund der von Hausse<sup>52)</sup> angestellten Versuche kann man annehmen, daß zum Ausbohren eines cem im Freiburger Gneise bei einem Bohrlochdurchmesser von 37,5 mm eine Arbeitsleistung von 49,5 mkg erforderlich ist. Mit einer Schram'schen Maschine von 73 mm Kolbendurchmesser wurde in diesem Gneise pro Sekunde 0,85 cem ausgebohrt, mithin wirklich beim Ausbohren geleistet

$$0,85 \cdot 49,5 = 42,04 \text{ mkg}$$

pro Sekunde oder

$$\frac{42,04}{75} = 0,56 \text{ Pfrk.}$$

Die Maschine machte bei dieser Arbeit 300 Schläge in der Minute und verbrauchte in dieser Zeit 0,266 cbm Luft von 4,7 Atm. absoluter Spannung. Hiernach berechnet sich die zum Bohren von der Maschine aufgewandte Arbeit zu

$$A = \frac{10333 \cdot 4,7 \cdot 0,266 \left(1 - \frac{1}{4,7}\right)}{60} = 2,2 \text{ Pfrk.}$$

<sup>52)</sup> Hausse; a. a. O. S 324. — Förster. Kraftbedarf, Leistungen etc. bei den Ortsbetrielen mit hydraulischen und Luftbohrmaschinen, sowie mit Handbohrung auf der Grube Beihilfe Erbstilln. Jahrbuch für das Berg- und Hüttenwesen im Königreich Sachsen auf das Jahr 1882. S. 26.



den rechnungsmäßigen und der gedachten Arbeitsverluste wird sich nun die Formel für den Nutzeffekt der Bohrmaschinen schreiben lassen:

$$\varepsilon = \frac{L}{A_0} \cdot \frac{\eta \cdot \mu}{\zeta} \dots \dots \dots 50.$$

§ 76. Werte für die Koeffizienten  $\zeta$ ,  $\eta$  und  $\mu$ . Ueber dieselben ist sehr wenig Zuverlässiges bekannt.

Für  $\zeta$  ermittelte Dolezalek<sup>53)</sup> an der Maschine von Ferroux (Gotthard-Modell) 1,19 bis 1,22, an der Maschine von Mac-Kean 1,12 bis 1,16. Pernolet<sup>54)</sup> setzt durchweg für  $\zeta = 1,25$ .

Als Werte von  $\eta$  gibt Dolezalek<sup>55)</sup> nach seinen Versuchen für die Maschinen von Ferroux und Mac-Kean 0,80—0,70 an.

Die Größe des Koeffizienten  $\mu$  ist allein genau für jede Maschine zu ermitteln. Dieser Koeffizient drückt den oben gedachten „Wirkungsgrad  $e_2$  der Uebertragung“ aus und ist, wie S. 211 ausgeführt wurde, seine Größe abhängig von dem Verhältnisse  $F_a : (F_a + F_b)$ , das aus der Tabelle VII, S. 180, für jede Maschine entnommen werden kann. Nach der Tabelle schwankt der Wert von  $\mu$  zwischen 0,43 und 0,71.

§ 77. Beispiele. Als Beispiele sind für die Bohrmaschinen von Dubois u. François und Sachs Werte von  $\varepsilon$  berechnet und im Nachstehenden mit den Unterlagen für die betreffenden Rechnungen zusammengestellt worden.

	Bohrmaschine von	
	Dubois u. François	Sachs
Absolute Spannung der Luft in Atm. . . . . n	3 $\frac{1}{2}$	4
Berechneter Luftverbrauch pro Kolbenspiel in Litern . . . . .	1,569	0,642
Zahl der Spiele pro Minute . . . . .	125	300
Luftverbrauch $V$ pro Minute in . . . . . cbm	0,196	0,193
Disponibler Arbeit $A_0$ im Luftquantum $V$ in . . . . . mkg	8887	11048
Dem Kolben in der Minute mitgeteilte lebendige Kraft $L$ in . . . . . mkg	4479	5778
Verhältnis $\frac{L}{A_0}$ . . . . .	0,50	0,52
Wert des Koeffizienten $\zeta$ . . . . .	1,20	1,20
- - - $\eta$ . . . . .	0,70	0,70
- - - $\mu$ . . . . .	0,65	0,64
Nutzleistung $\varepsilon$ . . . . .	0,148	0,186

Die Nutzleistung beträgt also bei der Maschine von Dubois u. François rund 15%, bei der Sachs'schen Maschine rund 18 $\frac{1}{2}$ %. Für die Maschinen von Ferroux und Mac-Kean ermittelte Dolezalek<sup>56)</sup> eine Nutzleistung von 16%.

§ 78. Art der Betriebskraft. Zum Betriebe von Stoßbohrmaschinen beschriebener Konstruktionen können nur komprimierte Luft und Dampf angewendet werden. Die Benutzung von Druckwasser würde Maschinenkonstruktionen erfordern, bei denen die Entstehung von Stößen während des Betriebes ausgeschlossen sein müßte.

<sup>53)</sup> C. Dolezalek. Bemerkungen über Bohrmaschinenarbeit im Gotthard-Tunnel. Zeitschr. d. Arch. u. Ingen. Ver. zu Hannover. 1878. Bd. 24, S. 50.

<sup>54)</sup> Pernolet. Mémoire sur l'applications des moyens mécaniques au creusement des puts et des galeries au rocher. Bulletin de la société de l'industrie minérale. Serie 2. Bd. 2. S. 31 und 37.

<sup>55)</sup> Dolezalek; a. a. O. S. 50.

<sup>56)</sup> Dolezalek; a. a. O. S. 51.

Eine für den Betrieb mit unter sehr hohem Druck stehendem Wasser geeignete Stoßbohrmaschine ist von Brandt erbaut worden; mit derselben wurde aber bisher nur versuchsweise, im Jahre 1876, gearbeitet. Riedler<sup>57)</sup> teilt darüber mit, daß die Maschine unter einem Betriebsdrucke von 100—150 Atm. und bei einem mittleren Hube von 20 mm circa 1000 Spiele pro Minute machte. Die erzielten Leistungen sollen günstig gewesen sein.

Ob komprimierte Luft oder Dampf zum Bohrmaschinenbetriebe benutzt werden soll, wird oftmals von lokalen Verhältnissen abhängen. Während man auf dem europäischen Kontinente gegen die Verwendung des Dampfes eine gewisse Abneigung zu haben scheint, wird in England und Amerika Dampf fast überall, wo es nur angeht, benutzt. Der hierin liegende ökonomische Vorteil gegenüber der Verwendung von komprimierter Luft, wenn letztere erst mittels einer Dampfmaschinenanlage erzeugt werden muß, ist ohne weiteres klar, wird indes weiter unten noch rechnungsmäßig belegt werden. Die kleinen Uebelstände bei der Benutzung des Dampfes, welche besonders in der Belästigung der Arbeiter durch den abgehenden Dampf und die heißen Maschinenteile bestehen, stehen dem genannten Vorteil gegenüber zurück.

**§ 79. Vorteilhafte Luft- oder Dampfspannung.** Da bei den Bohrmaschinen die im Dampfe und in der komprimierten Luft enthaltene Expansionsarbeit nicht ausgenutzt werden kann, so ist es für den Wirkungsgrad der Bohrmaschinen als Kraftmaschinen am vorteilhaftesten, mit möglichst niedrigen Spannungen zu arbeiten. Wo also auf die Kosten der maschinellen Bohrarbeit großes Gewicht zu legen ist, sollten nur absolute Spannungen von nicht mehr als etwa 4 Atmosphären benutzt werden. Für forcirten Betrieb genügt aber bei sehr festen Gesteinen diese Spannung nicht und muß man mit höheren Spannungen arbeiten; so betragen dieselben bei den neueren großen Tunnelbauten 5—6 Atmosphären.

**§ 80. Verbrauch an Betriebsluft oder Dampf.** Ueber den Luftverbrauch ist für die einzelnen Maschinen wenig Zuverlässiges bekannt; auch hängt derselbe im hohen Grade von dem Zustande, beziehungsweise der Unterhaltung der Bohrmaschinen ab. Die wenigen zur Verfügung stehenden Zahlen über den Verbrauch einiger Maschinen an komprimierter Luft sind in Tabelle IX, S. 217, mit aufgeführt worden. Der Verbrauch an motorischer Flüssigkeit nimmt mit der Spannung derselben zu, da die Zahl der Schläge mit diesen Spannungen wächst.

Kann man nicht durch direkte Versuche den Verbrauch einer Bohrmaschine an motorischer Flüssigkeit ermitteln, was immer das Sicherste ist, so bleibt nur übrig, denselben aus dem theoretischen Verbrauch zu ermitteln, was geschehen kann, wenn man den Kolbenquerschnitt, den Kolbenweg und den schädlichen Raum kennt. Wegen der unvermeidlichen Verluste, die insbesondere vom Grade der Unterhaltung der Maschine abhängen, muß man diesen theoretischen Verbrauch bei Anwendung von komprimierter Luft um mindestens noch 25 %, bei Anwendung von Dampf (abgesehen von der Kondensation in der Zuleitung) um mindestens noch 30 % erhöhen, will man sich keinen Enttäuschungen bei der Benutzung der Maschine aussetzen.

Nennt man das auf diese Weise ermittelte minutliche Verbrauchsquantum  $V$ , so berechnet sich bei Anwendung von komprimierter Luft die in derselben enthaltene Arbeit  $A_0$ , in Pferdekräften ausgedrückt, nach der Formel:

<sup>57)</sup> A. Riedler. Brandt's hydraulische Gesteinsbohrmaschine. Wien 1877. Mit Abbildg. S. 9.

$$N_o = \frac{A_o}{57} = \frac{V \cdot n \cdot 10333 \cdot \log. \text{ nat. } n}{60 \cdot 75}, \dots \dots \dots 51.$$

wenn  $n$  die Spannung der komprimierten Luft in Atmosphären bedeutet.

In nachstehender Tabelle sind für einige Maschinen die Luftmengen angegeben, welche zugeführt werden müssen, um bei gewissen Luftspannungen mit ihnen voll arbeiten zu können.

Tabelle IX.

Verbrauch einiger Bohrmaschinen an komprimierter Luft in Kubikmetern pro Minute und entsprechende Betriebskraft in Pferdekraften.

Absolute Spannung der kompr. Luft in Atmosph.	Bezeichnung des Bohrmaschinensystems.															
	Darlington- Blancy (88 mm)		Dubois u. François (70 mm)		Ferroux (2. Modell) (90 mm)		Frölich (65 mm)		Jäger (67 mm)		Mac-Kean (2. Modell) (100 mm)		Schram (73 mm)		Schram (82 mm)	
	cbm	Pfkr.	cbm	Pfkr.	cbm	Pfkr.	cbm	Pfkr.	cbm	Pfkr.	cbm	Pfkr.	cbm	Pfkr.	cbm	Pfkr.
3	.	.	.	.	0,470	3,60	.	.	.	.	0,46	3,5	.	.	.	.
3 1/2	.	.	0,196	1,98	0,520	5,25	.	.	0,150	1,50	0,51	5,25	.	.	.	.
4	0,300	5,09	.	.	0,530	6,76	0,250	3,18	.	.	0,57	7,28	t.	.	.	.
4 1/2	.	.	0,250	3,87	0,550	8,5	.	.	0,200	3,09	0,59	9,11	0,280	4,34	0,380	5,89
5	.	.	.	.	0,580	10,66	.	.	.	.	0,62	11,38	.	.	.	.
5 1/2	.	.	.	.	0,680	14,64	.	.	.	.	0,79	17,00	.	.	.	.

Die eingeklammerten Zahlen geben die Kolbendurchmesser der Maschinen an.

Will man sich für einen bestimmten Fall darüber Rechenschaft geben, welche Vorteile etwa die Benutzung des Dampfes an Stelle der komprimierten Luft zum Betriebe der Bohrmaschinen bietet, so genügt es, die von letzteren verbrauchte Dampfmenge  $Q_d$  mit derjenigen Dampfmenge  $Q'_d$  zu vergleichen, welche zur Erzeugung des von den Bohrmaschinen verbrauchten Quantum an komprimierter Luft erforderlich ist. Diese Dampfmenge  $Q'_d$  hängt von dem System des Kompressors ab, welches man zur Darstellung der komprimierten Luft benutzt. Bedeutet  $\eta$  den dynamischen Wirkungsgrad des Kompressors, d. h. das Verhältnis der in der komprimierten Luft enthaltenen disponiblen Arbeit  $A_o$  zu der von der Dampfmaschine für die Komprimierung der Luft indizierten Arbeit, so kann man setzen im Mittel:

- für Kompressoren, die mit möglichster Abkühlung arbeiten,  $\eta = 0,70$ ,
- für Kompressoren mit unvollkommener Abkühlung  $\eta = 0,50$ ,
- für Kompressoren, die ohne Abkühlung arbeiten  $\eta = 0,35$ .

Man erhält also die von der Dampfmaschine des Kompressors zu leistende Arbeit in diesen drei Fällen zu

$$\frac{N_o}{0,70}, \text{ beziehungsweise } \frac{N_o}{0,50} \text{ und } \frac{N_o}{0,35} \text{ Pferdekraften.}$$

Bezeichnet man nun den Dampfverbrauch einer Maschine pro Stunde und indizierte Pferdekraft mit  $G_i$ , so berechnet sich die zum Betriebe der Bohrmaschine erforderliche Dampfmenge  $Q'_d$  nach der Formel:

$$Q'_d = \frac{N_o}{\eta} \cdot G_i.$$

Es darf gesetzt werden<sup>58)</sup>:

für Auspuffmaschinen  $G_i = 9-12$  kg,

für Kondensationsmaschinen  $G_i = 5-7$  kg.

**§ 81. Beispiel.** Der Verbrauch einer Bohrmaschine an komprimierter Luft sei zu 0,52 cbm, der Verbrauch an Dampf zu 0,54 cbm pro Minute ermittelt; in beiden Fällen ist eine Spannung von  $3\frac{1}{2}$  Atm. vorausgesetzt. An disponibler Arbeit werden der Bohrmaschine in der komprimierten Luft zugeführt:

$$N_o = \frac{0,52 \cdot 3,5 \cdot 105333 \cdot \log. \text{ nat. } 3,5}{60 \cdot 75} = 5,25 \text{ Pfkr.}$$

Nimmt man  $\eta = 0,70$ ,  $G_i = 9$  kg an, so berechnet sich die zum Betriebe der Bohrmaschine stündlich erforderliche Dampfmenge zu

$$Q_d = \frac{5,25 \cdot 9}{0,70} = 67,5 \text{ kg.}$$

Das spezifische Gewicht des Dampfes von  $3\frac{1}{2}$  Atm. Spannung ist 1,9676; die direkt mit Dampf betriebene Bohrmaschine verbraucht mithin stündlich:

$$Q_d = 0,54 \cdot 1,9676 \cdot 60 = 63,6 \text{ kg.}$$

Man spart also pro Stunde und Bohrmaschine 3,9 kg Dampf, welche Ersparnis sich auf 71,4 kg erhöht, wenn man einen nicht gekühlten Kompressor benutzt.

Diese Ersparnisse können bei langen Dampfleitungen infolge der durch Kondensation eintretenden Spannungsverluste erheblich reduziert werden, statt derselben kann sich sogar ein Mehraufwand ergeben. Ueber die Berechnung der Spannungsverluste in Dampf- und Luftleitungen ist in § 57 und 61 des Kapitels II der I. Abteilung dieses Bandes des Handbuchs das Erforderliche mitgeteilt worden, worauf hier verwiesen werden muß.

**§ 82. Konstruktionsmaterialien der Bohrmaschinen.** Die vielen Stöße und Erschütterungen, denen die Bohrmaschinen ausgesetzt sind, auch die gerade nicht rücksichtsvolle Behandlung, welche denselben seitens der Arbeiter zu teil wird, haben dazu geführt, nur Material von der allergrößten Festigkeit zur Herstellung der einzelnen Maschinenteile zu benutzen. Die Anwendung von Schmiedeeisen ist, mit Ausnahme für die Vorschubspindel, jetzt wohl gänzlich ausgeschlossen; alle Stoß aufnehmenden und beweglichen Teile müssen aus Stahl bester Qualität hergestellt werden, zum Cylinder wird ebenfalls Stahl, häufig aber auch Bronze, neuerdings vielfach Phosphorbronze verwendet.

**§ 83. Sicherheitsvorrichtungen gegen das Zertrümmern der Cylinderdeckel und Kolben.** Wie schon oben erwähnt, ist die Umsteuerung der meisten Bohrmaschinen so eingerichtet, daß sich bei jedem Hube des Kolbens ein Luftkissen zwischen diesem und den Cylinderdeckeln bilden kann, um für den Fall des Versagens des Vorschubmechanismus nach erfolgtem größten Hube ein Anschlagen des Kolbens gegen den Cylinderdeckel zu verhindern. Versagt nun aber gerade in dem Moment, in welchem der Schlagcylinder vorrücken sollte, der Steuermechanismus, so wird der Kolben dennoch den Cylinderdeckel treffen, weil der Bohrer dann auf keinen Widerstand trifft. Um nun für diesen Fall Brüche zu verhindern, gibt es nur zwei Mittel: entweder wird der Schlag des Bohrers gegen den Cylinderdeckel überhaupt unmöglich gemacht oder er wird gemäßigt.

Das erste, jedenfalls radikalste Mittel wird bei der Jäger'schen Maschine angewendet. Macht der Kolben dieser in Fig. 15—18, Taf. XIV, abgebildeten Ma-

<sup>58)</sup> Eingehendere Darlegung dieser Verhältnisse siehe „Dampfmaschinen“ in Kap. I und „Pneumatische Triebwerke“ in Kap. II der I. Abteilung dieses Werkes.

schine einen größeren Hub, als unter normalen Verhältnissen zu erwarten steht, so geht der Anschlag *e* der Kolbenstange unter dem stets durch die Betriebsluft vordrückten Hebel *a* hinweg, letzterer schnappt in die Nut *f* ein, hält den Kolben fest und die Maschine steht sofort still. Um sie wieder in Gang zu bringen, ist nur erforderlich, die motorische Flüssigkeit von dem kleinen, mit *g* bezeichneten Cylinder abzusperrern und den Hebel *c* (in Fig. 18) zu heben, wodurch dann auch der Hebel *a* gehoben wird, da beide auf einer und derselben Welle *b* sitzen. Ist der Hebel *a* wieder gehoben, so kann der Arbeitskolben von Hand leicht zurückgeschoben werden und das Spiel der Maschine von neuem beginnen.

Das andere Mittel, den Bruch des Cylinderdeckels oder des Kolbens zu verhindern, nämlich die Mäßigung des Schlages des letzteren gegen den ersteren, besteht darin, den Kolben gegen Puffervorrichtungen treffen zu lassen. Dieselben sind meistens aus mit eisernen Platten armierten Kautschuk- oder Lederscheiben hergestellt, die nicht stärker als 1—2 cm genommen zu werden brauchen. Mehrfache Lager von elastischem und unelastischem Material anzubringen, wie es bei der in Fig. 14, Taf. XIII, abgebildeten Reynold'schen Maschine geschieht, erscheint überflüssig.

Da bei einem Versagen des Umsteuerungsmechanismus der Kolben auch an den hinteren Cylinderdeckel stoßen kann, so haben manche Konstrukteure es auch für nötig gefunden, diesen durch eine Puffervorrichtung zu schützen.

Bei der Maschine von Dubois u. François wird hierfür, nach dem Vorschlag von Mercier, komprimierte Luft verwendet<sup>59)</sup>. In das hintere Ende des Schlagcylinders ist eine kleine Metallbüchse eingesetzt, in welche genau eingeschliffen ein Stahlkolben paßt. Die Büchse ist stets mit komprimierter Luft angefüllt, da dieselbe durch einen 1 mm weiten Kanal mit dem Schieberkasten der Maschine in Verbindung steht. Stößt nun der Arbeitskolben, wenn die Umsteuerung versagt oder zu spät erfolgt, gegen den kleinen Stahlkolben, so wirkt die hinter demselben befindliche komprimierte Luft als Feder und schwächt die Stoßwirkung ab.

Die eben beschriebene Vorrichtung ist in Fig. 1, Taf. XIII, in nicht ganz korrekter Weise zur Darstellung gelangt, da ein Vertikalstrich fehlt, mit welchem in der Büchse der kleine Pufferkolben abgegrenzt werden sollte.

**§ 84. Verbindung der Bohrer mit der Kolbenstange.** Diese Verbindung muß den Bohrer selbst bei hoher Hubzahl und großer Schlagkraft sicher, fest und genau zentrisch halten; jedes Lockerwerden des Bohrers würde nicht nur den Bohreffekt herabziehen, sondern auch zu Betriebsstörungen durch Klemmungen, Brüche u. s. w. führen. Die Verbindung muß aber auch schnell herzustellen und rasch zu lösen sein, da die auf diese Manipulationen verwendete Zeit für die Bohrarbeit verloren ist.

Die Verbindung zwischen Bohrer und Kolbenstange kann auf zweierlei Arten erfolgen, entweder direkt oder durch ein Zwischenstück.

a. Direkte Verbindung ohne Schrauben oder Keile. Eine sehr einfache und recht haltbare Befestigungsart des Bohrers ist folgende: Das vordere Ende der Kolbenstange ist schwach konisch ausgebohrt; der dieser Bohrung entsprechend abgedrehte Bohrschaft wird in dieselbe eingeführt und schlägt sich

<sup>59)</sup> Bull. min. 1874. Serie II. Bd. 3. S. 624.

von selbst fest. Damit der Bohrer die Kolbenstange nicht auseinander treibe, ist noch ein starker Stahling über das Kolbenstangenende gezogen. Letzteres ist ferner mit einem Keilloch versehen, um den Bohrer aus seiner Verbindung mit der Kolbenstange lösen zu können. Die beschriebene Verbindung zwischen Bohrer und Kolbenstange findet sich unter anderem bei der in Fig. 4 und 5, Taf. XV, abgebildeten Maschine von Geach angewendet.

Sehr einfach ist ferner folgende, zuerst bei der Wood'schen<sup>60)</sup> Maschine benutzte Befestigungsart: Der vordere Teil der Kolbenstange ist als Hülse gestaltet; in diese paßt ein dreiteiliges, keilförmiges Einsatzstück, welches zur Aufnahme des hinteren abgedrehten Endes des Bohrers dient. Wird der Bohrer in dieses Einsatzstück eingeführt, so klemmt er sich in letzterem beim ersten Schlage von selbst fest. Das dreiteilige Einsatzstück ist vorn mit einem Bunde versehen, gegen den, will man die Verbindung zwischen Kolbenstange und Bohrer lösen, nur einige Hammerschläge geführt zu werden brauchen.

b. Verbindung mit Schrauben oder Keilen. Wendet man zur Befestigung des Bohrers Keile an, so ist ersterer in der Regel am hinteren Ende mit einem Bundringe und Zapfen (Anlauf) versehen; dieser paßt in ein entsprechend ausgedrehtes Loch der Kolbenstange. Quer durch letztere sowohl wie durch den Zapfen des Bohrers geht ein Loch von rechteckigem Querschnitt, welches zur Aufnahme des Befestigungskeiles dient. Eine derartige Verbindung ist bei der Maschine von Sachs angewandt; sie ist indes nicht empfehlenswert, da der Bohrer sehr bald locker und dann eine genau zentrische Fortpflanzung des Schlages vereitelt wird.

Die Verwendung von Schrauben als einfache Druck- oder Preßschrauben ist wegen des baldigen Lockerwerdens derselben nicht zweckmäßig. Will man Schrauben anwenden, so muß man für das Festpressen größere Flächen schaffen, als die Schraubenspindel bietet.

Bei der Darlington'schen Maschine geschieht dies in der Weise, daß die Schraube mit einem Klemmringe verbunden ist. Dieser Klemmring, durch Ausbohrung eines flach parallelepipedischen Stückes Stahl hergestellt, wird, wie aus Fig. 11, Taf. XIII, ersichtlich ist, in einen Schlitz der Kolbenstange geschoben, die behufs Aufnahme des Bohrers ausgebohrt ist. Ist der Klemmring eingeschoben, so steckt man den Bohrer in das Loch der Kolbenstange und zieht nun mittels einer Mutter die kurze Schraube, welche von dem Klemmringe ausgeht, an. Um der Mutter einen guten Sitz zu geben, ist die Kolbenstange dort, wo die Schraube des Klemmringes hervorragt, etwas abgeflacht. Um durch diese Vorrichtung den Bohrer in der That genau zentrisch festzuhalten, muß das Loch des Klemmringes und der Kolbenstange erst dann ausgebohrt werden, wenn das Stahlstück, aus welchem der Ring geschnitten werden soll, in den Schlitz der Kolbenstange eingeführt worden ist.

Eine andere Methode, den Preßschrauben größere Druckflächen zu geben, besteht darin, daß man den vorderen, behufs Aufnahme des Bohrers ausgehöhlten Teil der Kolbenstange zwei- oder dreifach der Länge nach aufschlitzt. Ueber diesen geschlitzten Teil der Kolbenstange wird dann, wie dies Fig. 9, Taf. XIII,

<sup>60)</sup> Riedler. Gesteinsbohrmaschinen. Mit Abbildg. S. 49. — Serlo. Bergbaukunde. 4. Aufl. 1881. Bd. I. S. 374. Mit Abbildg.

für die Bohrmaschine von Darlington-Blanzy, Fig. 8, Taf. XV, für die Cranstonsche Bohrmaschine und die Abbildung der Neill'schen Maschine auf S. 202 zeigen, eine Muffe geschoben, welche Muttern für zwei oder drei Druckschrauben, je nach Schlitzung der Kolbenstange, enthält. Durch Anziehen der Schrauben werden die etwas federnden Mantelteile des vorderen ausgehöhlten Stückes der Kolbenstange gegen das abgedrehte Ende des Bohrers gedrückt und halten diesen fest.

c. Verbindung durch Zwischenstücke. Als Zwischenstücke werden fast ausschließlich Muffen verwendet, die hinten konisch ausgebohrt sind, um auf die entsprechend konisch abgedrehte Kolbenstange gesteckt werden zu können; der vordere Teil der Muffen ist zur Aufnahme des Bohrers eingerichtet. Um die Muffe auf der Kolbenstange festzuhalten, wird durch dieselbe und letztere entweder ein Befestigungskeil getrieben, wie es für die Maschine von Dubois u. François in Fig. 1 und 2, Taf. XIII, angegeben ist, oder die Muffe klemmt sich von selbst auf dem konisch abgedrehten Ende der Kolbenstange fest, wie es unter anderem bei der Maschine von Ferroux der Fall ist und aus der Darstellung dieser auf dem Gestell montirten Maschine in Fig. 19, Taf. XIII, hervorgeht. Endlich kann die Muffe auch auf das Kolbenstangenende aufgeschraubt werden, wie dies z. B. in Fig. 14, Taf. XIII, für die Reynold'sche Maschine angegeben worden ist.

Die Befestigung des Bohrers in der Muffe kann, wie bei der unter *a* betrachteten direkten Befestigungsart, ohne Schrauben und Keile oder mittels solcher erfolgen.

Indirekte Befestigung ohne Keile und Schrauben. Die Befestigung wird dann nach einer der unter *a* beschriebenen Arten vorgenommen. Als neue Befestigungsmethode sei hier ferner noch die bei den Maschinen von Reynold, Frölich, Jäger u. a. m. angewandte näher beschrieben.

Der vordere Teil der Muffe ist von außen schwach konisch abgedreht und mit drei Schlitzten versehen, die bis nahe an das Ende der Kolbenstange reichen. Der vordere Muffenteil bildet auf diese Weise drei zangenartige elastische Arme, in welche der Bohrer eingesteckt wird. Um ihn festzuhalten, treibt man einen über die Muffe geschobenen stählernen Zwängring durch einen Hammerschlag nach vorn; beim Bohren hat nun der Ring stets das Bestreben, noch weiter vorzudringen und den zangenartigen Teil der Muffe immer fester gegen das Ende des Bohrers zu drücken, sodaß dieser nicht lose werden kann. In der in Fig. 14, Taf. XIII, dargestellten Reynold'schen Maschine ist der vordere der beiden über die Muffe gezogenen Ringe der lose Zwängring; der hintere Ring hat den Zweck, das Auftreiben der Mutter zu verhüten.

Die soeben beschriebene Befestigung des Bohrers, kombinirt mit der einfachen Aufsteckung der Muffe auf das konisch abgedrehte Ende der Kolbenstange, hat außer der großen Einfachheit und Solidität noch den großen Vorzug für sich, daß man durch Aenderungen in der Masse der Muffe und des Zwängringes das Schlaggewicht der Maschine nach Bedürfnis rasch vergrößern oder verkleinern kann.

Indirekte Verbindung mittels Schrauben oder Befestigungskeilen. Bei Anwendung von Muffen als Verbindungsstücke zwischen Kolbenstange und Bohrer stehen Schrauben zur Befestigung des Bohrers in der Muffe nicht in Anwendung, sondern nur Keile; so bei der in Fig. 1 und 2, Taf. XIII, dargestellten Maschine von Dubois u. François.

Um jedes Lockerwerden des Bohrers in der Muffe zu verhindern und um den Bohrer nicht zu schwächen, durchbohrt man wohl letzteren nicht, sondern läßt den Befestigungskeil nur durch Löcher der Muffe gehen und plattet den Bohrer auf einer Seite etwas ab, um einen Durchgang für den Keil zu schaffen, der den Bohrer dann verhindert, sich in der Muffe zu drehen.

Um das Lockerwerden der Keile zu verhüten, wird neuerdings ein Ring aus circa 6—8 mm starkem Gummi verwendet, der die Muffe halb umfaßt und seinen Widerhalt in zwei Auskerbungen findet, die in den beiden über der Muffe hervorragenden Keilenden hergestellt sind.

§ 85. Die Bohrer. Die allgemeinen Grundregeln, nach welchen die Bohrer der Gesteinsbohrmaschinen konstruiert werden müssen, sind dieselben, welche in dem Abschnitt über das Handbohren für die bei diesem benutzten Bohrer entwickelt wurden.

### Form der Bohrköpfe.

Am meisten in Gebrauch stehen Bohrköpfe mit einer Schneide und zwar diejenige Form derselben, welche bei den sogenannten Meißelbohrern vorkommt.

Die Schneiden macht man vorwiegend gerade; unter anderem hat man im Arlberg-Tunnel<sup>61)</sup> mit dieser Schneidenform gearbeitet; der dort benutzte Bohrer ist in nebenstehenden Holzschnitten abgebildet. Wenn die gerade Schneide auch weniger günstig für den Effekt der Bohrarbeit erachtet werden muß als die konvex gekrümmte, so kann sie doch leichter geschärft werden als diese und darin liegt in den Fällen, in denen ein großer Bedarf an frisch geschärften Bohrern besteht, ein erheblicher Vorteil.

Der Meißelbohrer verlangt allerdings, daß Umsetzungs- und Vorschubmechanismus aufs beste funktionieren; ist dies nicht der Fall, so kommen leicht Klemmungen vor. Dies ist der Grund, weshalb man an einigen Orten Bohrern mit krummlinig verlaufender Schneide den Vorzug gegeben hat. Unter diesen ist der in nachstehenden Fig. 21—23 abgebildete Z-Bohrer

für sehr festes Gestein beim Gebrauch der Sachs'schen Maschinen vorteilhaft verwendet worden. Für weniger festes Gestein hat man auch Meißel mit nur einer Ohrenschnide benutzt. Der im Holzschnitt Fig. 22 dargestellte Meißel hat sich beim Gebrauch der Sachs'schen Maschine in Kohlensandstein, der in Fig. 23 abgebildete in weichem Schieferthon bewährt<sup>62)</sup>.

In sehr klüftigem Gestein oder in Gesteinen, in welchen milde, weiche Lagen auftreten, sind nun Klemmungen des gewöhnlichen Meißelbohrers auch bei gut funktionierenden Bohrmaschinen unvermeidlich und ist es dann angezeigt, sich

Fig. 18.

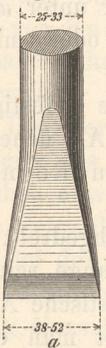
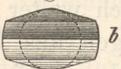


Fig. 19.



Fig. 20.



<sup>61)</sup> C. Scheidtenberger. Der Bau des Arlberg-Tunnels. Aus den Mitteilungen des polytechnischen Klubs in Graz. 1884. S. 7.

<sup>62)</sup> Pernolet. Mémoire sur l'application etc. Bull. min. 1873. Serie II. Bd. 2. S. 42.

mehrschneidiger Bohrkronen zu bedienen. Gute Dienste leisten dann der Z-Bohrer und auch der Kreuzbohrer.

Den in vorstehenden Figuren 24 und 25 abgebildeten Kolbenbohrer wird man wegen des geringen mit ihm zu erzielenden Bohreffektes nur noch beim Zubrüsten der Bohrlöcher in sehr harten Gesteinen anwenden.

Die Verwendung von Ohrenschneiden, wie bei den in Fig 21 bis 23 abgebildeten Bohrern, kann endlich dort noch angezeigt sein, wo man zur Entfernung des Bohrmehles kein anderes Mittel als die hin und her gehende Bewegung des Bohrers besitzt<sup>63)</sup>.

Zur Herstellung von Löchern, welche sehr große Durchmesser, 60 mm und mehr, erhalten sollen, kann man den gewöhnlichen einschneidigen Meißelbohrer nicht benutzen, wenn man eine und dieselbe Bohrmaschine gleichzeitig zum Bohren von Löchern kleinerer Durchmesser verwenden will. Es würden dann nämlich selbst bei kleinem Umsetzungswinkel die am Umfange des Bohrloches stehen bleibenden Gesteinstrossen eine zu große Breite behalten, um noch abgesprengt werden zu können. Dem Bohrkopfe in diesem Falle die von Lippmann erfundene Schneide zu geben, welche sich beim Abbohren von Schächten bewährt hat, nämlich die  Form, ist nicht angängig, da diese Schneide bei den kleinen Verhältnissen der Ausführung zu schwierig zu schärfen sein würde. Es bleibt deshalb zur Herstellung von Löchern größerer Dimensionen nichts übrig, als den Bohrern eine kurze Schneide zum Vorbohren und zwei Flügel- oder Nachschneiden zum Erweitern zu geben.

Ein solcher Bohrer zur Herstellung von circa 100 mm weiten Löchern ist nebenstehend abgebildet<sup>64)</sup>. In neuerer Zeit kommen derartige Bohrer nur noch wenig in Anwendung, da, wie später noch angeführt werden wird, bei der Sprengarbeit die Herstellung weiter Löcher (Einbruchslöcher) kaum noch üblich ist, denn das Bohren derselben ist mit einem zu großen Zeitaufwande verknüpft.

#### Die Länge (Breite) der Schneide.

Die Schneidenlänge sinkt beim maschinellen Bohren wohl kaum unter 30 mm, da man der Haltbarkeit des Bohrers wegen

Fig. 21. Fig. 22. Fig. 23. Fig. 24 u. 25.

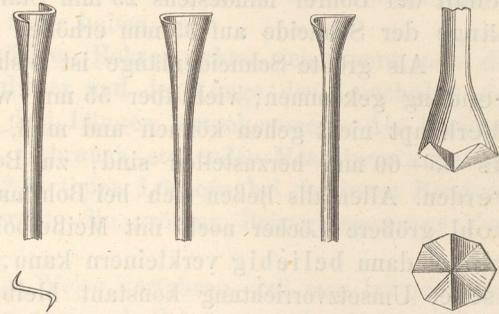
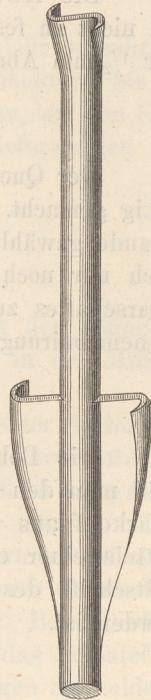


Fig. 26.



<sup>63)</sup> Beschreibungen und Abbildungen weiterer Meißelformen finden sich noch bei Pernolet; a. a. O. S. 42. — Matthey. Note sur la perforation mécanique aux mines de Ronchamp. Bull. min. Serie II. 1873. Bd. 2. S. 404. — Heberle. Mitteilungen über die Steinbohrmaschinen, System Dubois u. François etc. Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1876. Bd. 20. S. 386.

<sup>64)</sup> Pernolet; a. a. O. S. 43. — Ähnliche und andere Formen solcher Bohrer finden sich beschrieben und abgebildet: Heberle; a. a. O. S. 386. — Matthey; a. a. O. S. 406.

dem Schaft nicht gern einen kleineren Durchmesser als 20 mm gibt und zwischen Schaft und Bohrlochwandung mindestens 5 mm freier Spielraum vorhanden sein muß, um den nachteiligen Einfluß des Bohrmehles auf den Effekt der Schneide möglichst herabzuziehen.

Bei Bohrmaschinen mit sehr starker Schlagkraft ist es sogar ratsam, dem Schaft der Bohrer mindestens 25 mm Stärke zu geben, wodurch sich die kleinste Länge der Schneide auf 35 mm erhöhen würde.

Als größte Schneidenlänge ist bisher 52 mm beim Arlberg-Tunnel in Anwendung gekommen; viel über 55 mm wird man aus den angeführten Gründen überhaupt nicht gehen können und muß, wenn Löcher von größerem Durchmesser als 55—60 mm herzustellen sind, zu Bohrern mit Nachschneiden übergegangen werden. Allenfalls ließen sich bei Bohrmaschinen mit Umsetzvorrichtung von Hand wohl größere Löcher noch mit Meißelbohrern bohren, da man den Umsetzwinkel dann beliebig verkleinern kann, während er bei Maschinen mit automatischer Umsetzvorrichtung konstant bleibt; immerhin würde aber der Bohreffekt sehr herabgezogen werden.

Gibt man auf die Höhe des letzteren nichts, sondern kommt es nur auf die Herstellung möglichst kreisrunder Löcher von großem Durchmesser an, so kann man auch Kolbenbohrer benutzen.

Die Abnahme der Schneidenlänge mit zunehmender Bohrlochtiefe beträgt bei nicht zu festem Gestein 2—3 mm; bei sehr festem Gestein kann aber oftmals nur  $\frac{1}{2}$  mm Abnahme gegeben werden.

#### Der Bohrschaft.

Der Querschnitt des Bohrschaftes wird in der Regel kreisförmig oder achteckig gemacht. Die letztere Querschnittsform, welche beim Handbohren mit gutem Grunde gewählt wird, ist beim Maschinenbohren eigentlich entbehrlich und kommt auch nur noch vereinzelt vor. Die Regeln, nach welchen der Durchmesser des Bohrschaftes zu bemessen ist, sind bereits im Vorstehenden bei Erörterung der Dimensionierung der Schneiden gegeben worden.

#### Material der Bohrer.

Die Bohrer sollten jetzt nur noch ganz aus Gußstahl hergestellt werden. Will man den oberen Teil des Schaftes aus Schmiedeeisen, den unteren mit dem Bohrkopf aus Gußstahl anfertigen, so muß das Anschweißen des Gußstahlstabes mittels einer eigenartigen Verzahnung erfolgen, die näher von Heberle in der Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1876. Bd. 20. S. 387, beschrieben worden ist.

#### Länge der Bohrer.

Wie man beim Handbohren Bohrer von verschiedenen Längen nötig hat, so auch beim maschinellen Bohren. Man ist hierzu hauptsächlich dadurch gezwungen, daß der Vorschub der Maschinen nicht so eingerichtet ist, tiefere Löcher bohren zu können. Es liegt dies daran, daß ein zu langer Vorschub die Maschine, beziehungsweise den Rahmen, längs welchen dieselbe sich hinschiebt, zu lang und dadurch die Maschine schwer hantierbar machen würde. Ein sehr langer Vorschub

der Maschine hätte dann aber noch den Nachteil, gleich mit langen Bohrern anfangen zu müssen, was beim Maschinenbohren ähnliche Unzuträglichkeiten mit sich bringt wie beim Handbohren. Endlich würde aber auch ein langer Vorschub der Maschine wenig Zweck deswegen haben, weil in einigermaßen festem Gestein dennoch ein Auswechseln der Bohrer wegen des Stumpfwerdens derselben stattfinden müßte. Man wird demnach, wie beim Handbohren, auch beim maschinellen Bohren einen sogenannten Satz Bohrer nötig haben.

Die Zahl der zu einem Satze gehörigen Bohrer richtet sich, kennt man die Tiefe der herzustellenden Löcher, nach dieser und der Länge des Vorschubes der Maschine. In der Regel sucht man mit drei Längen auszukommen. Als kleinste Länge der Bohrer ist bei den jetzt im Gebrauch stehenden Maschinen ungeffähr 0,6 m üblich. Da die Herstellung von 2 m tiefen Löchern bei forcirtem Betriebe nichts Ungewöhnliches mehr ist, so werden die größten Bohrerlängen zur Zeit 2,5—3 m betragen.

In der Praxis wird meistens in der Weise verfahren, daß man bei größeren Bohrarbeiten nach der ersten Anschaffung nur noch Bohrer von der Maximallänge herstellen läßt, die dann durch Schärfen allmählich die sonst erforderlichen Längen bekommen.

#### Gewicht der Bohrer.

Aus den Dimensionen des Bohrers kann man sein Gewicht leicht berechnen. Für Anfänger beträgt dasselbe circa 1,8 kg; es kann bei den Abbohrern bis zu 8 kg steigen. Diese Zahlen sind hier nur deshalb angeführt worden, um den Einfluß zu zeigen, den das zunehmende Gewicht des Bohrers beim Tieferwerden des Loches auf die Schlagwirkung hat.

#### Prüfung der Bohrer.

Jeder Bohrer muß genau zentriert sein, d. h. der Mittelpunkt der Schneide muß in die Axe des Bohrschaftes fallen und diese muß durchaus in die Mittellinie des Schlagcyllinders fallen.

Zur Prüfung, beziehungsweise Justirung des Bohrers in gedachter Beziehung besitzt man besondere Richtapparate<sup>65)</sup>. Dieselben bestehen im wesentlichen aus einer Kurbel, die auf einer Platte montirt ist, welche eine größere Länge als der längste Bohrer besitzt. In der Drehaxe der Kurbel kann mittels eines Keiles der Bohrer befestigt werden. Die mathematische Axe desselben ist auf einer kleinen Scheibe markirt, welche auf der Fundamentplatte des Apparates verschoben werden kann und die vor der Schneide des Bohrers eingestellt wird. Beim Drelen der Kurbel kann man nun sofort erkennen, ob der Bohrer durch das Schmieden oder durch die Arbeit verbogen worden ist. Zur Prüfung der richtigen Schneidelänge dient eine aus zwei stählernen divergirenden Schienen hergestellte Lehe, die in einfacher Weise mit dem Richtapparat verbunden werden kann.

<sup>65)</sup> Ein solcher Apparat ist beschrieben und abgebildet in dem mehrfach angezogenen Aufsatz von Heberle; a. a. O. S. 387.

### Bohrmaschinengestelle.

§ 86. Uebersicht. Nach der Erfindung leistungsfähiger Bohrmaschinen hing ihre Anwendbarkeit immer noch von der Herstellung eines brauchbaren Gestelles ab, da von einem Halten der Maschine mit den Händen nicht die Rede sein kann.

Am einfachsten lag die Frage nach einem brauchbaren Gestell für die sogenannten langen Maschinen. Diese, allein für forcirten Betrieb geeignet, beanspruchen bei ihrer Verwendung eine nur geringe Beweglichkeit, da die mit ihnen zu bohrenden Löcher wenig von der horizontalen und von der Längsaxe des zu treibenden Ortes (Stollens) abweichen. Infolge davon ist die Richtung der Stöße, welche das Gestell aufzunehmen hat, meistens ein und dieselbe und liegt schon hierin für die Stabilität des Gestelles ein großer Vorteil. Die Vibrationen, in welche jedes Gestell versetzt wird, das eine größere Anzahl von Maschinen trägt, schaden auch der Bohrarbeit mit langen Maschinen nicht, wenn letztere nur an zwei ziemlich weit auseinander liegenden Punkten unterstützt werden; es braucht dann nicht einmal im vorderen Unterstützungspunkt eine Befestigung der Maschine stattzufinden und genügt hier bloßes Aufliegen. Da die Arbeitsmethode mit langen Bohrmaschinen keine großen Ansprüche an die Stabilität der Gestelle und an die Dauerhaftigkeit der Befestigung der Maschinen stellt, so machte die Konstruktion eines brauchbaren Gestelles für die langen Maschinen keine erheblichen Schwierigkeiten und wurde in der That bereits im Mont-Cenis-Tunnel ein Gestell benutzt, das kaum etwas zu wünschen übrig ließ, ungeachtet es zehn Bohrmaschinen aufzunehmen hatte. Das Gewicht des Gestelles war allerdings enorm und betrug 15 000 kg.

Anders lagen hingegen die Verhältnisse für die kurzen Maschinen, mit denen nach allen möglichen Richtungen zu bohren verlangt wird, denn die Gestelle für solche Maschinen haben Stöße nach allen möglichen Richtungen hin aufzunehmen, dürfen also bei der Arbeit nach keiner Richtung hin eine Bewegung zulassen, während die Gestelle für lange Maschinen nur gegen die Rückwärtsbewegung in der Längsaxe des Ortes (Stollens) gesichert zu werden brauchen. Ein Gestell für kurze Maschinen soll meistens eine fast unbegrenzte Bewegbarkeit letzterer zulassen, die nur erlangt werden kann unter Anwendung von Gelenken, deren Haltbarkeit in erster Linie davon abhängt, daß sie die aufzunehmenden Stöße nur auf Massen übertragen, die nicht vibriren. Diese Massen dürfen aber in der Regel nur einen kleinen Raum einnehmen, um den Ort, wo sie Aufstellung finden, nicht zu sehr zu verengen; ferner sollen diese Massen auch leicht transportabel sein. In diesen Bedingungen liegt schon die Unmöglichkeit, die Massen durch ihr Gewicht wirken zu lassen in den Fällen, wo die Gestelle in beschränkten Räumen oder dort Aufstellung finden sollen, wo die Anlegung von Schienenbahnen nicht möglich ist. Der Fall des beschränkten Raumes liegt beim Stollenbetrieb vor und in der Regel auch bei bergmännischen unterirdischen Gewinnungsarbeiten; Mangel an Raum und die Unmöglichkeit, Schienenbahnen anzulegen, kommen ferner beim Bergwerksbetrieb vor. Ein unbeschränkter Raum steht in der Regel bei Arbeiten unter freiem Himmel zur Verfügung; kann man hier Schienenbahnen anlegen, so wird sich die Wirkung des Gewichtes der Massen unter Umständen ermöglichen

lassen, andernfalls stellen sich derselben Schwierigkeiten entgegen wegen des Transportes dieser Massen.

Man hat, um diese Schwierigkeiten zu umgehen, die Masse des Gestelles zu teilen versucht; hierdurch wird der Transport erleichtert, allerdings aber auf Kosten des Zeitaufwandes.

Aus dem Vorstehenden folgt bereits, daß die Konstruktion eines für alle Verhältnisse passenden Bohrmaschinengestelles für kurze Maschinen, eines sogenannten Universalgestelles, nicht möglich war; man mußte sich vielmehr darauf beschränken, für gewisse örtliche Verhältnisse passende Gestelle zu erfinden. Die vielen Bedingungen, welche solche Gestelle erfüllen sollen, haben es ziemlich lange dauern lassen, bevor brauchbare Konstruktionen erfunden wurden, und ist der Mangel eines guten Gestelles der Grund gewesen, weshalb Bohrmaschinen bei nicht zu forcirenden Betrieben verhältnismäßig spät verbreitetere Verwendung gefunden haben.

Am ersten gelang es, zur maschinellen Bohrarbeit brauchbare Gestelle zu konstruieren für Räume von geringer Ausdehnung, welche mindestens zwei in nicht zu großer Entfernung voneinander gegenüberliegende Gesteinsflächen aufweisen. In solchen Räumen, also besonders in Stollen (Strecken) und Schächten kommt für die Stabilität der Gestelle das Gewicht derselben nicht in Frage, da man durch feste Abspreizung zwischen zwei gegenüberliegenden Flächen schädliche Vibration vermeiden kann. Für die Herstellung solcher Abspreizungen stehen drei Mittel zur Verfügung: Keile, Schrauben und hydraulischer Druck.

Keile haben sich als unpraktisch und zeitraubend in ihrer Anwendung nicht bewährt; von den beiden zuletzt genannten Mitteln wurde zuerst die Schraube benutzt und findet sich dieselbe noch bei vielen jetzt gebrauchten Gestellkonstruktionen.

Die Anwendung des hydraulischen Druckes, die zuerst Brandt in seiner hydraulischen Spannsäule lehrte, machte später der Schraube Konkurrenz und zwar mit Erfolg von dem Augenblicke an, wo die glückliche Idee der Kombinirung einer hydraulischen Presse mit dem Gestell die Verwendung des Wasserdruckes für die Abspreizung unabhängig von sonst erforderlichen großen Druckhöhen machte.

Für Räume, welche nur durch eine Gesteinsfläche oder durch zwei zu einander rechtwinkelig stehende Flächen begrenzt werden, ist die Frage nach einem brauchbaren Gestell noch nicht gelöst und ist dies auch der Grund, weshalb für den Steinbruchbetrieb und für das Bohren von Löchern für Bauzwecke die Bohrmaschinen bisher gar keine dauernde Verwendung gefunden haben. Die Lösung scheidet an der Frage des Transportes des Belastungsgewichtes des Gestelles und der bequemen Aufstellung bei unebener Basis.

**§ 87. Gestelle mit geringer Beweglichkeit der Bohrmaschinen.** Gestelle dieser Art sind stets zur Aufnahme von mindestens vier Bohrmaschinen eingerichtet, da sich mit einer kleineren Anzahl von Maschinen ein forcirter Betrieb, bei dem also die Bohrlöcher in nur wenig abweichenden Richtungen gebohrt werden, nicht gut durchführen läßt. Als Gestellform hat sich hier nur eine als typisch zu betrachtende Form herausgebildet, bei welcher die Maschinen, in der Rege zu zweien nebeneinander, etagenförmig übereinander angeordnet sind. Für diese Gestelle dürfte sich daher die Bezeichnung „Etagengestelle“ empfehlen; unter

diesen sind die verbreitetsten die Konstruktionen von Ferroux und Dubois u. François.

Gestell Ferroux<sup>66)</sup>; siehe Fig. 19 und 20, Taf. XIII. Dieses für vier Bohrmaschinen bestimmte Gestell besteht im wesentlichen aus zwei Rahmen, dem oberen  $m$  und dem unteren  $l$ , von denen der obere noch, wie aus dem Grundriß der einen Gestellhälfte in Fig. 20 hervorgeht, durch Quer- und Diagonalstreben verstärkt ist. Der obere und untere Rahmen sind auf jeder Seite durch die vier vertikalen Stangen  $oo$  und die Flachschiene  $n$  verbunden. Die Stangen  $oo$  dienen ferner als Führungen für die Träger  $h_1, h_1$  der Maschinen, welche hinten und vorn auf je einem Träger aufrufen.

Jeder der hinteren Träger besitzt einen vertikalen Zapfen, welcher in das in Fig. 15 angegebene, mit  $d_1$  bezeichnete Loch in der hinteren Quertraverse des Maschinenrahmens paßt. Eine über gedachten Zapfen gezogene Mutter hält die Maschine fest auf dem hinteren Träger, gestattet aber noch die Drehung derselben in der Horizontalebene. Die Maschine kann also in jeden beliebigen Winkel mit der Längsaxe des Gestelles eingestellt werden.

Der vordere Träger  $h_1$  jeder Maschine ist mit einem horizontalen, nach außen gerichteten Arm versehen, auf welchem sich eine Coulissee hin und her schieben läßt durch Drehen einer im Träger  $h_1$  verlagerten Schraube. Die Coulissee ist mit einem Loche versehen zur Aufnahme des Zapfens des eigentlichen, halbmondförmigen Lagerstühlchens  $s$ , in welches die Führungsliniale  $aa$  der Maschine zu liegen kommen. An der Coulissee ist ferner der horizontale Arm  $p$  angebracht, dessen äußerstes Ende ebenfalls ein Loch besitzt. In dasselbe wird das eben erwähnte Lagerstühlchen  $s$  eingesetzt, wenn die Maschine Löcher bohren soll, welche die überhaupt verlangte äußerste Divergenz zur Längsaxe des Gestelles besitzen.

Aus dem Vorstehenden folgt, daß jede Maschine in der Weise auf dem Gestell verlagert ist, daß der hintere Unterstützungspunkt stets gleichen Abstand von der Längsaxe des Gestelles behält, während der vordere Unterstützungspunkt in verschiedenen Entfernungen von jener Längsaxe gelegt werden kann.

Um nun mit ein und derselben Maschine Löcher in verschiedenen Horizontalebene, ferner etwas aufwärts und abwärts gerichtete Löcher bohren zu können, sind die Träger  $h_1$  längs der Säulen  $oo$  in vertikaler Richtung verschiebbar. Zum Heben und Senken dieser Träger dienen die mit  $i$  bezeichneten Schrauben, deren Drehung durch kurbelartige Schlüssel erfolgt. Welche Stellung der vordere zum hinteren Träger einnehmen muß, um mit der Maschine ein abwärts oder aufwärts gerichtetes Loch bohren zu können, ist ohne weiteres aus Fig. 19 zu entnehmen.

Das ganze Gestell ruht auf zwei Axen mit Rädern und ist auf einem Schienenwege leicht transportabel, sodaß zwei Mann zu seiner Fortbewegung genügen. Zum Feststellen bei der Bohrarbeit dient die Preßschraube  $q$ .

Durch Vermehrung der Träger und nötigenfalls auch der Säulen  $o$  kann dieses Gestell leicht zur Aufnahme von sechs und acht Bohrmaschinen eingerichtet werden. Das auf dem hinteren Teile des Gestelles angebrachte Rohr  $k$  dient zur

<sup>66)</sup> Armengaud. Publication industrielle. 1882. Bd. 28. S. 106. — Revue univ. d. mines. 1878. Serie II. Bd. 4. S. 465.

Luftverteilung an die einzelnen Maschinen, welche durch Kautschukschläuche erfolgt.

Alle Teile des Gestelles, mit Ausnahme der die Rahmen bildenden Flachschielen, sind aus Stahl hergestellt. Das Gewicht des am Arlberg-Tunnel benutzten, für sechs und acht Maschinen eingerichteten Gestelles betrug rund 3000 kg ohne Maschinen und 4080, beziehungsweise 4440 kg mit Maschinen.

Gestell von Dubois u. François; siehe Fig. 25, Taf. XIII. Um die Darstellung dieses für vier Maschinen dienenden Gestelles deutlicher zu erhalten, sind nur drei Maschinen auf demselben montiert angenommen. Das Gestell besteht aus einem gußeisernen Rahmenstück *a*, das auf der Axe der beiden hinteren Räder *b* und dem schmiedeisernen Rahmen *c* ruht, der am vorderen Teile etwas nach unten gebogen ist. Beide Rahmen sind durch Schraubenbolzen zu einem einzigen Fundamentstück verbunden, das mit einem dem Rahmen *c* in der Grundrißform gleichen oberen Rahmen *n* durch die Säulen *xx* und die Schraubenspindeln *ghff* zu einem Gestell vereinigt ist. Ueber jede der Schraubenspindeln sind zwei Muttern *i* geschoben, welche die gußeisernen Muffen *k* tragen. Die Muffen an den hinteren Schraubenspindeln dienen nun zur Befestigung des hinteren Rahmens der Bohrmaschine und zwar geschieht diese Befestigung mittels der die Führungsliniale *z* der Bohrmaschine hinten verbindenden Bolzens, welcher in Fig. 1 und 2, Taf. XIII, angegeben ist.

Diese Art der Befestigung gestattet ein Drehen der Maschine nicht nur um den Bolzen in der Vertikalebene, sondern auch um die Schraubenspindel in der Horizontalebene.

Die Unterstützung der Maschinen an ihrem vorderen Ende geschieht auf folgende Weise: Die Muffen *h* der Schraubenspindeln *g* und *i* in Fig. 21 sind mit je einem der Länge nach vertikal geschlitzten Arme *l* versehen, welche entweder einem Lagerstühlchen *o* oder einem Anhängestühlchen *m* zur Führung dienen. Durch Flügelmuttern kann die Feststellung dieser beiden Stühlchen in den Armen *l* erfolgen. Die Stühlchen sind so eingerichtet, daß die Führungsliniale der Bohrmaschine feste Auflagerung in ihnen finden. Durch Heben und Senken der Muffen *h* mittels der Flügelmuttern *i* kann man nun jeder Maschine die verschiedensten Lagen in der Vertikalebene geben, während die größere oder geringere Divergenz der Löcher zur Längsaxe des Gestelles durch Verschieben der Stühlchen *l* und *o* in den Schlitzten der Arme *l* in der Horizontalebene erfolgt.

Um mit dem Gestell kleinere Kurven passiren zu können, sind die vier Vorderräder desselben nicht fest mit dem unteren Rahmen *c* verbunden, vielmehr bilden sie durch ein beide Axen verbindendes Gußstück einen kleinen Wagen, der sich zwischen dem nach unten gebogenen Teile des Rahmens *c* und dem hinteren Rahmen *a* hin und her bewegen kann.

Um für die Bohrarbeit das Gestell fest zu legen, wird unter das vordere, nach unten gebogene Rahmenstück *c* eine eichene Schwelle geschoben und der hintere Teil des Gestelles durch zwei Schrauben *s* gehoben, sodaß die Räder von den Schienen abkommen. An diesen werden ferner zwei Klemmen *t* angebracht, welche jede Rückwärtsbewegung des Gestelles verhindern.

Behufs Zuführung der komprimierten Luft zu den einzelnen Bohrmaschinen befindet sich am hinteren Teile des Gestelles ein gußeisernes Rohr *p*, das mit fünf größeren und einem kleineren Hähne versehen ist. Vier der größeren Hähne

werden durch die Schläuche *qq*, mit den Bohrmaschinen verbunden; vom fünften Hahn führt ein Schlauch zur Hauptluftleitung. Durch den kleinen Hahn tritt mittels eines dünnen Schlauches komprimierte Luft in den oberen Teil des Behälters für das Einspritzwasser und drückt letzteres in ein an der Längsschiene des oberen Gestellrahmens *n* angebrachtes Verteilungsrohr; dasselbe ist in Fig. 21 zum Teil durch die oberste vordere Bohrmaschine verdeckt.

Dieses Verteilungsrohr ist mit so vielen Hähnen versehen, als Bohrmaschinen auf dem Gestell verlagert werden können, und führen von diesen Hähnen dünne Schläuche zu den Spritzröhren, welche die Arbeiter dirigieren.

Das Gewicht des beschriebenen Gestelles beträgt einschließlich der 4 Bohrmaschinen circa 4700 kg, wovon 880 kg auf die Bohrmaschinen entfallen.

**§ 88. Anwendungsbeispiele.** Mit Gestellen der von Ferroux und Dubois konstruierten Art geht die Handhabung der Bohrmaschinen höchst einfach und schnell vor sich, wie einige Beispiele erläutern werden.

Auf der Grube Friedrichssegen waren stets 22—24 Löcher hintereinander zu bohren, bevor gesprengt wurde. Die Stellung dieser Löcher ist in Fig. 17—19, Taf. XVI, angegeben. Es wurden vier Maschinen nach dem System Dubois u. François benutzt.

Die Maschine I (oben links) bohrte die Löcher *nmkge* und *u*, die Maschine II (oben rechts) die Löcher *oplh d*, die Maschine III (unten links) die Löcher *avifxr* und *q*, die Maschine IV (unten rechts) die Löcher *bwejt* und *s*. Jede der Bohrmaschinen fing immer mit dem obersten der von ihr abzuhorenden Löcher an, wodurch verhütet wurde, daß die Arbeiter sich beim Auswechseln der Bohrer etc. gegenseitig behinderten; auch brauchte jede Maschine zum Bohren der folgenden Löcher immer nur etwas gesenkt zu werden, was mit Hilfe der in Fig. 21, Taf. XIII, angegebenen Muttern *ii* leicht bewerkstelligt werden konnte.

Aehnlich, wie hier beschrieben, wurde auch auf der Grube Ronchamp in Frankreich verfahren. Fig. 13, Taf. XVI, gibt ein Bild der Anordnung der Bohrlöcher, Fig. 15 eine schematische Skizze des benutzten Gestelles für 4 Bohrmaschinen nach dem System von Dubois u. François.

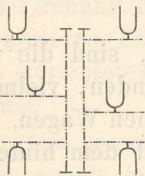
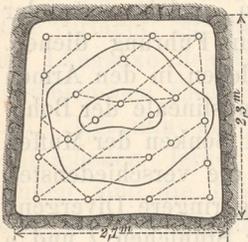
Im Gotthard-Tunnel wurden 6 Maschinen auf einem dem beschriebenen Gestell von Ferroux sehr ähnlichen Gestell benutzt. Dasselbe ist in nebenstehender Fig. 28 schematisch skizziert; die darüber befindliche Fig. 27 gibt die Anordnung der Bohrlöcher auf der Göschener Seite des Gotthard-Tunnels an, Fig. 27 auf Taf. XVI diejenige auf der Seite von Airolo, wo ebenfalls das in nebenstehender Fig. 27 skizzierte Gestell verwendet wurde.

**§ 89. Gestelle mit beliebiger Beweglichkeit der Bohrmaschinen.** Gestelle mit beliebiger Einstellbarkeit werden selten zur Aufnahme von mehr als zwei Maschinen eingerichtet. Soll nach Lage der örtlichen Verhältnisse mit mehr als zwei Maschinen gearbeitet werden, so zieht man vor, zwei Gestelle zu benutzen, als drei oder vier Maschinen auf einem Gestell anzuordnen, wodurch nicht nur die Beweglichkeit des letzteren, sondern auch seine Stabilität beeinträchtigt würde.

Die hier in Rede stehenden Gestelle zerfallen nach der Methode ihrer Feststellung für die Bohrarbeit in drei Arten, nämlich standfeste Gestelle, solche mit Abstreizung durch Schrauben und solche mit Festspannung durch hydraulischen Druck.

**§ 90. Standfeste Gestelle.** Gestelle, deren fester Stand nur durch ihr Gewicht bewirkt wird, sind zum Tragen mehrerer Maschinen, vorwiegend aber für nur eine Maschine und zwar hauptsächlich als Bockgestelle konstruiert worden.

Fig. 27 und 28.



## a. Gestelle für mehr als eine Maschine

sind vielfach in Amerika beim Tunnelbetriebe angewendet worden; besonders fand das von Burleigh konstruirte, auch zur Aufnahme von vier Bohrmaschinen eingerichtete Gestell eine größere Verbreitung.

Da für die Einführung des Burleigh'schen Gestelles in Europa keine Veranlassung vorlag und eine solche bei den guten europäischen Konstruktionen auch nicht zu erwarten steht, so soll hier von einer näheren Beschreibung desselben Abstand genommen werden<sup>67)</sup>.

## b. Gestelle für nur eine Maschine.

Unter diesen Gestellen ist das sogenannte Dreifußgestell das bekannteste; eine Form desselben ist in Fig. 15, Taf. XVI, abgebildet. Die Konstruktion ist ohne weitere Erläuterung aus der Zeichnung zu ersehen. Das Gewicht des eigentlichen Gestelles beträgt 70 kg, das der drei Belastungsgewichte 85 kg.

Man kann der Maschine auf dem Gestell jede Stellung in der Vertikalebene geben, da der Rahmen derselben um einen horizontalen Zapfen drehbar ist. Diese Beweglichkeit der Maschine kann aber in der Praxis nicht ausgenutzt werden, da man bei Anwendung von Dreifußgestellen überhaupt nur nach unten gerichtete Löcher bohren kann, denn diese Gestelle sind ungeachtet der Verwendung großer Belastungsgewichte zu wenig stabil, um horizontalen oder nach oben gerichteten Stößen den erforderlichen Widerstand entgegenzusetzen zu können. Selbst das Abwärtsbohren mit solchen Gestellen hat bei großer Schlagkraft der Maschine seine Schwierigkeiten und ist ihre Benutzung deshalb auch nur eine sehr untergeordnete. Zu dem Mangel an Stabilität kommt noch, daß auf unebenem Boden, z. B. in Steinbrüchen, die richtige Einstellung des Dreifußgestelles sehr aufhältlich ist, sodaß auch hierin ein Hindernis für die allgemeinere Einführung dieser Gestellform vorliegt.

Das Dreifußgestell geeigneter zum Abbohren von horizontalen Löchern zu machen, hat Rand<sup>68)</sup> versucht, indem er den Schwerpunkt des Gestelles tiefer legte und zwar dadurch, daß er die Bohrmaschine zwischen die Beine des Gestelles, nahe der Aufstellungssohle desselben, legte. Ueber den Erfolg oder Mißerfolg dieser Konstruktion ist nichts bekannt geworden.

Ein vierbeiniges Gestell ist von Wood<sup>69)</sup> konstruirt worden; die Abbildung desselben in Fig. 31 auf Taf. XVI erübrigt eine weitere Beschreibung. Das Gestell muß beim Gebrauch natürlich noch durch auf den Rahmen gelegte schwere Platten belastet werden. Man kann bei Benutzung dieses Gestelles nur senkrecht nach unten bohren. Da der Rahmen der Bohrmaschine auf demselben verschiebbar ist, so eignet sich die ganze Vorrichtung auch zur Herstellung von Schlitten.

Bei starker Schlagkraft der Maschine wird auch dieses Gestell, selbst bei großer Belastung, nicht viel stabiler als das Dreifußgestell und erfordert seine Aufstellung auf sehr unebenem Boden noch mehr Zeit als letzteres.

<sup>67)</sup> Beschreibung und Abbildung des Burleigh'schen Gestelles finden sich in: Drinker. Tunneling etc. 2. Aufl. 1882. S. 237 und 238. — Riedler. Gesteinsbohrmaschinen. S. 19 und 20.

<sup>68)</sup> Drinker; a. a. O. S. 239. Mit Abbildg.

<sup>69)</sup> Drinker; a. a. O. S. 241. Mit Abbildg.

### § 91. Gestelle mit Abspreizung durch Schrauben.

a. Die Feststellung kann sowohl horizontal als vertikal geschehen.

Hierher gehört die Bohrsäule oder Bohrspreize; sie zeichnet sich durch Einfachheit aus und bietet Sicherheit gegen Vibrationen, wenn ihre Länge nicht  $2\frac{1}{2}$  m überschreitet.

Die Bohrsäule, welche meistens nur zur Aufnahme einer Maschine eingerichtet ist, besteht aus einer schmiedeisernen Röhre von circa 10 cm Durchmesser, an deren Enden je eine Schraubenmutter angebracht ist. Die eine dieser Muttern besitzt links, die andere rechts gehendes Gewinde. In jede Mutter paßt eine starke Schraubenspindel, die mit einer Prätze versehen ist; durch Drehen der Schraubenspindeln werden die Pratzen fest gegen an das Gestein angelegte Pfostenstücke gepreßt.

Ueber die Röhre ist eine Muffe oder Klemme geschoben, die durch Muttern in verschiedenen Höhen fixirt werden kann; der Rahmen der Bohrmaschine ist mittels eines sogenannten Universalgelenkes mit der Muffe oder Klemme verbunden. Das Gewicht dieser Bohrsäulen beträgt circa 80—90 kg.

Die Bohrspreize, auch zur Aufnahme mehrerer Maschinen eingerichtet, ist das beste in Schächten anwendbare Gestell. Ein vorzügliches Spreizengestell für das Schachtabteufen ist von Dubois u. François<sup>70)</sup> konstruirt worden, dessen weitere Verbreitung nur dadurch beeinträchtigt wird, daß man zum Schachtabteufen überhaupt Bohrmaschinen sehr selten anwendet. Die Gründe hierfür werden in dem Paragraphen angegeben werden, der von den Arbeitsmethoden bei Anwendung von Bohrmaschinen handelt.

b. Das Gestell kann nur zwischen First und Sohle verspreizt werden.

Die hierher gehörigen Gestelle müssen alle fahrbar eingerichtet sein. Die Bohrmaschinen werden entweder durch Säulen oder durch horizontale Axen getragen.

#### a. Säulengestelle.

##### *Gestelle mit nur einer Säule.*

Gestelle mit einer Säule sind zuerst in brauchbarer Form von Döring konstruirt worden. Später haben Pelzer, Richter und Neuerburg die Konstruktion dieser Gestelle verbessert<sup>71)</sup>. Auch Ingersoll<sup>72)</sup> und Burleigh<sup>73)</sup> haben Säulengestelle konstruirt.

Neuerburg'sches Gestell der Actiengesellschaft Humboldt. Wie aus Fig. 24 und 25, Taf. XIV, ersichtlich, wird dasselbe aus der Säule *a* gebildet, die auf einem fahrbaren Unterbaue *c* steht. Die Säule *a* ist zur Aufnahme zweier Arme *b* eingerichtet, die als Träger der Bohrmaschinen dienen, indem der Rahmen

<sup>70)</sup> J. Lévy. Note sur l'application des compresseurs et perforateurs Dubois et François au fonçage des puits de mines. Bull. min. 1878. Serie II. Bd. 6. S. 677. Mit Abbildg.

<sup>71)</sup> Beschreibungen und Abbildungen des Döring'schen Gestelles finden sich u. a. bei: Serlo. Bergbaukunde. 4. Aufl. 1884. Bd. I. S. 348. — Haupt. Stollenanlagen. 1884. S. 91. — Zwick. Neuere Tunnelbauten. 2. Aufl. 1876. S. 62. — Pelzer'sches Gestell. Revue univ. d. mines. 1874. Serie I. Bd. 36. — Richter'sches Gestell für 3 Bohrmaschinen. Oesterr. Zeitschr. f. Berg. u. Hüttenw. 1879. Bd. 27. S. 332.

<sup>72)</sup> Riedler. Gesteinsbohrmaschinen. S. 28.

<sup>73)</sup> Riedler; a. a. O. S. 18. — Drinker. Tunneling. 2. Aufl. 1882. S. 236.

*f* letzterer mittels eines Zapfens in das vordere Ende derselben eingesetzt ist. Um diesen Zapfen kann die Bohrmaschine in der Horizontalebene gedreht und in jeder Lage festgestellt werden. Jeder der Arme *b* wird in der Mitte durch ein Rohr umfaßt, das, in der vertikalen Ebene drehbar, mit einer über die Säule *a* geschobenen Muffe verbunden ist, welche mittels einer Druckschraube an ersterer festgehalten wird. Es läßt sich mithin jeder Arm längs der Säule ein gewisses Stück auf und nieder bewegen.

Auf der an der Muffe befestigten Axe, um welche der Arm *b* drehbar ist, sitzt eine Brems Scheibe mit Bremsband, welches letzteres durch eine Schraube fest angezogen wird. Beim Lösen der Bandbremse kann mittels der Gegengewichtskugel, die auf dem hinteren Ende jedes Armes sitzt, der letztere leicht in jede gewünschte Stellung gebracht werden. Außerdem gestatten die Zähne<sup>74)</sup>, mit denen jeder Arm auf seinem hinteren Teile versehen ist, leicht ein Vor- und Rückwärtschieben des letzteren durch ein kleines Handrad, das ein Getriebe dreht, dessen gezahnte Welle in die Zähne des Armes eingreift.

Zum Feststellen des Bohrgestelles dient die Schraube *d*, deren Kopf fest in die Firste des Ortes eingeschraubt wird, während gleichzeitig zur weiteren Versteifung die Rahmengestelle *f* der Bohrmaschine mit einer Spitze im Arbeitsstoße ruhen.

Der fahrbare Unterbau *c* des Gestelles besteht aus einem Doppelrohr, dessen eine Hälfte das Spritzwasser und dessen andere die komprimierte Luft aufnimmt. An dem einen Ende des Doppelrohres befinden sich die Schlauchverschlußhähne, um mittels der Gummischläuche Luft nach den Bohrmaschinen und Spritzwasser nach dem Bohrloche zu führen. An der anderen Seite des Wasserrohres befindet sich ein Hahn, um dasselbe mit einer Wasserleitung oder dem Spritzwasserbehälter in Verbindung zu bringen; am Luftrohre ist ein Hahn zum Anschlusse an die Luftleitung angebracht. Das Gewicht des beschriebenen Gestelles beträgt circa 1000 kg.

Die Neuerburg'schen Gestelle sind auch für nur eine Bohrmaschine konstruiert worden. Will man mit zwei Maschinen arbeiten, so können mit Vorteil zwei solcher Gestelle benutzt werden, für deren jedes dann ein Schienengeleise vorhanden sein muß.

#### *Gestelle mit zwei Säulen.*

Als Beispiel von Gestellen mit zwei Säulen diene das von Schram konstruierte; siehe Fig. 30 und 31, Taf. XIV. Die beiden Säulen *a* und *b* sind untereinander durch einen eisernen Bügel *d* verbunden, der gestattet, daß die Förderung durch das Gestell hindurch auf einem besonderen mittleren Geleise erfolgt, wie dies in Fig. 30 angedeutet ist. Die beiden Säulen selbst werden durch einen auf Rädern ruhenden Rahmen getragen, für welchen ein zweites Geleise längs der Stöße des Stollens angelegt ist.

Jede Säule trägt eine Muffe, an welcher die zugehörige Bohrmaschine mittels Universalgelenkes befestigt wird. Das Heben und Senken der Muffe geschieht mittels einer über die Säule gezogenen Mutter.

<sup>74)</sup> Die Zähne können, wie in Fig. 24 und 25 angegeben, schraubenförmig ausgeführt werden.

β. Die Bohrmaschinen werden von horizontalen Axen getragen.

Gestelle dieser Art bestehen in der Regel aus einem fahrbaren Unterbau, der ein oder zwei starke Wände trägt. Letztere dienen zur direkten oder indirekten Aufnahme einer oder zweier horizontaler Axen, die massiv oder hohl hergestellt sind. Auf diesen Axen werden die Bohrmaschinen meistens unmittelbar an verschiebbaren Muffen mittels einfachen oder Universalgelenkes befestigt.

Für derartige Gestelle paßt recht gut die von Rziha gebrauchte Bezeichnung „Lafetten“. Solche Lafetten sind besonders von Ingersoll<sup>75)</sup> konstruiert worden. Soll der Betrieb mit vielen Maschinen sehr forcirt werden, so werden sie besser durch die Etagengestelle ersetzt.

Wird mit nur zwei Maschinen zu arbeiten beabsichtigt, so hat sich eine hierher gehörige Konstruktion von Geach bewährt, die sich auch durch ihre große Einfachheit auszeichnet. Aus der Darstellung des Gestelles von Geach in Fig. 6 und 7 auf Taf. XV dürfte die Einrichtung desselben ohne weitere Beschreibung verständlich sein; nur die Art der Feststellung des Gestelles bei der Bohrarbeit bleibt noch zu erläutern. Um dieselbe zu bewirken, wird der das Gestell tragende Unterbau *b* so weit niedergelassen, daß sich die vier nach unten gebogenen Ecken *a* desselben auf die Schienen aufsetzen, und alsdann die Druckschraube *f* gegen die Firste gepreßt.

Durch diese Art der Feststellung wird vermieden, die Druckwirkung auf die Radaxen zu übertragen, diese sind also nicht dem Verbiegen ausgesetzt. Behufs Entlastung der Radaxen sind die Lager derselben mit den Schrauben *s* verbunden; letztere gehen durch an dem Unterbau *b* angegossene Muttern. Durch Drehen der Schrauben *s* kann man nun die Lager der Radaxen heben und senken, mithin das Gestell auf die Schienen niederlassen, beziehentlich von diesen abheben.

Als Beispiel für die Benutzung des beschriebenen Gestelles mit zwei Bohrmaschinen sei der Betrieb des Severn-Tunnels in England angeführt. Der Richtstollen dieses Tunnels hatte einen quadratischen Querschnitt von 2,13 m Seite und wurden pro Attacke circa 10 Löcher gebohrt. Die Stellung der Löcher paßte man den Verhältnissen des zu durchörternden Gesteines an und zeigte das Gestell sich als völlig geeignet, den Löchern die hierbei erforderliche Richtung zu geben.

**§ 92. Gestelle mit Abspresung durch hydraulischen Druck.** Bisher ist nur ein Gestell dieser Art konstruiert worden, nämlich die Bohrsäule mit hydraulischer Presse. Die neueste, von Frölich angegebene Konstruktion einer solchen Bohrsäule ist in Fig. 23, Taf. XIV, im Längsschnitt dargestellt. In der Röhre *u* kann sich ein langer Kolben *d* bewegen, der unten durch eine Leder-manschette abgelidert ist und oben eine Pratze *z* trägt. Letztere beißt sich, wenn der Kolben *d* unter Druck kommt, gegen die Firste; wird letztere von hartem Gestein gebildet, so schiebt man zwischen Pratze und Firste ein starkes Pfostenstück ein.

Der Druck unter dem Kolben wird durch eine kleine hydraulische Presse erzeugt, die im mit Wasser gefüllten Säulenfuße *v* angebracht ist. Der hohle Kolben dieser Presse ist mit *p* bezeichnet; derselbe saugt beim Hochgange Wasser durch die Oeffnungen *o o* an, da er dann oben durch das in ihm angebrachte Ventil verschlossen wird. Beim Niedergange drückt er das angesaugte Wasser durch das

<sup>75)</sup> Riedler; a. a. O. S. 30 und 31, sowie Taf. 2.

Druckventil und die Durchbohrung  $b$  in die Röhre  $u$ , also unter den Kolben  $d$ . Die Hin- und Herbewegung des K öl b ch e n s  $p$  erfolgt durch den Winkelhebel  $h a$ , dessen Drehbolzen wasserdicht durch den Fuß der Säule hindurchgeht. Damit von den Saugöffnungen  $o o$  Schmutz- und Sandteile abgehalten werden, ist über denselben das Siebblech  $s$  angebracht.

Ist die Säule gehörig festgespannt worden, so wird die Kommunikation zwischen dem Rohre  $u$  und dem Fu ß e  $v$  durch das Ventil  $c$  abgestellt, welches mittels eines Handrädchens vor- und rückwärts geschraubt werden kann. Soll die Spreize gelöst werden, so dreht man das Ventil so weit zurück, daß das Wasser aus der Röhre  $u$  durch die Bohrung  $l$  wieder in den Fuß  $v$  zurücklaufen kann.

Um den Kolben  $d$  bei unaufmerksamer Handhabung der hydraulischen Presse nicht aus dem Rohre  $u$  herauszutreiben, ist letzteres kurz vor seinem oberen Ende, wie aus der Figur zu ersehen, durchbohrt. Ueber die Säule ist eine Muffe geschoben, an der mittels Universalgelenkes die Bohrmaschine, beziehentlich deren Rahmen befestigt wird. Das Festhalten der Muffe an der Säule geschieht durch zwei auf den Druckkeil  $k$  wirkende Preßschrauben.

Das Gewicht der beschriebenen Bohrsäule ist 97 kg.

Als Beispiel für die Anwendung der Säule diene der Richtstollenbetrieb im Pfaffen-sprung-Tunnel<sup>76)</sup>. Das Querprofil des Stollens, von  $5\frac{1}{2}$ —6 qm Flächeninhalt, zeigt Fig. 32 auf Taf. XVI; darunter in Fig. 33 sind die drei Bohrsäulen schematisch skizzirt, welche beim Betriebe gleichzeitig verwendet wurden. Es wurden stets 10—17 Löcher hintereinander mit drei Bohrmaschinen gebohrt und zwar wurde die Richtung der Löcher dem jedesmaligen Gesteinsverhalten angepaßt.

Bei der Benutzung solcher Gestelle, die nicht, wie die Etagengestelle und das Neuerburg'sche Säulengestell, mit Vorrichtungen zur Verteilung der motorischen Flüssigkeit an die verschiedenen, zu gleicher Zeit in Arbeit stehenden Bohrmaschinen versehen sind, wendet man zweckmäßig die in Fig. 26 und 27 auf Taf. XIV abgebildete sogenannte Bombe an. Die Konstruktion derselben ist ohne weitere Erläuterung aus den Abbildungen verständlich.  $a$  bezeichnet den Schlauch, welcher an die Hauptleitung der motorischen Flüssigkeit angeschlossen wird; letztere wird durch die Schläuche  $b$  den verschiedenen Bohrmaschinen zugeführt.

**§ 93. Einrichtungen zum Entfernen des Bohrmehles.** Wie bereits im Abschnitt über das Handbohren ausgeführt, ist der Bohreffekt um so größer, je schneller das sich bildende Bohrmehl aus dem Loche entfernt wird; letzteres erfolgt beim Maschinenbohren kontinuierlich oder mit Unterbrechung.

Die kontinuierliche Entfernung des Bohrmehles geht entweder von selbst vor sich oder unter Anwendung von Wasser.

Beim sogenannten trockenen Bohren wird das Bohrmehl in den Fällen von selbst, d. h. durch die Bewegung des Bohrers aus dem Loche entfernt, wenn letzteres ungefähr über  $15^\circ$  ansteigt, nicht viel über 1 m Tiefe erreicht und das Gestein durchaus trocken ist. In allen andern Fällen ist man auf die Benutzung sogenannten Einspritz- oder Spülwassers angewiesen. Dasselbe wird entweder mittels besonderer Apparate oder durch die Bohrer selbst in die Löcherein-

<sup>76)</sup> Eisenbahn. 1882. Bd. 14. S. 98.

geführt. Bei nicht forciertem Betriebe, bei welchem auch in der Regel selten tiefere Löcher als 1 m gebohrt werden, genügt das Eingießen von Wasser in das Bohrloch mittels kleiner Kännchen. Hierauf ist man auch angewiesen, wenn die Bohrmaschine durch Dampf betrieben wird.

Steht komprimierte Luft zur Verfügung, so kann man sich bequem folgende einfache Einspritzvorrichtung herstellen. Dieselbe besteht aus einem Rohre, dem sogenannten Flankirrohre, das durch einen Gummischlauch mit einem Wasserbehälter in Verbindung steht, in dessen oberem Raum aus der Hauptluftleitung kontinuierlich komprimierte Luft eintreten kann. Ein solches Flankirrohr ist in Fig. 28, Taf. XIV, dargestellt. *a* bedeutet den vom Wasserreservoir herkommenden Gummischlauch. Dieser Schlauch ist an einem Rohre befestigt, das bis nahe auf den Boden des Wasserbehälters reicht, wie dies aus Fig. 21, Taf. XIII, ersichtlich ist.

Das Wasser wird aus dem Flankirrohr mit um so größerer Gewalt hervorgetrieben, je größer die Spannung der Luft ist; dieselbe reicht aber in gewissen Fällen nicht hin, um das Wasser bis auf die Sohle der Bohrlöcher zu treiben. Diese Fälle treten ein, wenn ansteigende Löcher eine größere Tiefe als  $1\frac{1}{2}$  m erreichen. Für solche Löcher ist also die kontinuierliche Entfernung des Bohrmehles durch die beschriebene Vorrichtung nicht mehr möglich.

Man muß dann, wenn noch Wasserspülung angewendet werden soll, zu dem zweiten Mittel greifen, das Wasser durch den Bohrer in das Loch zu führen. Eine hierzu dienende Einrichtung ist in Fig. 29, Taf. XIV, abgebildet<sup>77)</sup>. Das Einspritzwasser wird durch den Schlauch *g* und den Hahn *f* in das Rohr *e* geleitet, welches mit dem hinteren Cylinderdeckel der Bohrmaschine fest verbunden ist. In diesem Rohre kann sich die hintere durchbohrte Verlängerung *e* der Kolbenstange hin und her bewegen; die Abdichtung bewirkt die Stopfbüchse *d*. Das Wasser gelangt durch *e*, die hohle Kolbenstange *o* und den der Länge nach durchbohrten Bohrschaft bis zum Bohrkopf, wo es, wie aus der Figur ersichtlich, durch eine seitliche Oeffnung ausströmen kann. Die Durchbohrung des Bohrers und der Kolbenstange hat 5—6 mm Weite. Mit *k* ist in der Figur der Arbeitskolben bezeichnet.

Die beschriebene, recht wirksame Einrichtung hat den Nachteil, daß sie das Schärfen der Bohrer erschwert und die Anschaffung derselben sehr verteuert. Bei einem großen täglichen Bedarf an Bohrern wird also die Benutzung dieser Einrichtung kaum in Frage kommen.

Zu erwähnen bleibt noch, daß man auch versucht hat, durch ein in eine am Bohrer hergestellte Längsnut eingelegtes Kupferröhrchen Spülwasser in das Bohrloch zu bringen, doch hat sich diese Einrichtung nicht bewährt.

Kann man aus irgend welchen Gründen nicht naß bohren und steigen die Löcher nicht so viel an, daß das Bohrmehl bereits durch den Bohrer entfernt wird, so bleibt nichts übrig, als das Bohrmehl von Zeit zu Zeit aus den Löchern zu entfernen. Hierzu kann man sich des Krätzers oder des Bohrers bedienen. Benutzt man ersteren, so räumt man die Löcher während der Pausen beim Bohrerwechsel aus. Benutzt man den Bohrer, so gibt man, falls die Maschine dies zuläßt, von Zeit zu Zeit rasch hintereinander viele Schläge mit möglichst kleinem Hub und geht dann plötzlich zu großem Hube und kleiner Schlagzahl über.

<sup>77)</sup> Preuß. Zeitschr. 1878. Bd. 26 B. S. 369.

Ist das Gestein thoniger Natur, so muß man das Bohrmehl öfters entfernen, als es wohl sonst der Fall sein würde. Der schlimmste Feind des trockenen Bohrens sind thonige, etwas Wasser führende Schichten. Bohrt man in solchen Schichten ansteigend und kann man wegen der großen Tiefe des Loches kein Wasser einspritzen, so bilden sich um den Bohrer steife Schmandwülste, die nicht aus dem Bohrloche heraustreten können und die schließlich das Umsetzen des Bohrers verhindern. In solchem Gestein darf dann nur kürzere Zeit ununterbrochen gebohrt werden, ohne das Bohrmehl zu entfernen.

Beim Naßbohren hat man auf das Meter Bohrlochtiefe circa 40 Liter Bohrwasser zu rechnen. Die Kosten der Beschaffung desselben sollte man nie scheuen, da sie reichlich durch den größeren Bohreffekt beim Naßbohren eingebracht werden. Es verhält sich nämlich der Bohreffekt beim trockenen Bohren zu dem beim Naßbohren ungefähr wie 1:1,5.

**§ 94. Durch Elektrizität betriebene Stoßbohrmaschinen.** Es ist das Verdienst von Siemens u. Halske, zuerst die Anwendung der Elektrizität zum Betriebe von Stoßbohrmaschinen praktisch vorgeführt zu haben. Auf der Pariser Elektrizitäts-Ausstellung vom Jahre 1881 hatte genannte Fabrik eine Bohrmaschine ausgestellt, welche in der Anordnung der arbeitenden Teile eine gewisse Aehnlichkeit mit der Faber'schen Handbohrmaschine zeigte<sup>78)</sup>. Wie bei dieser waren zwei Hebedaumen an einer Welle befestigt, welche bei Umdrehung letzterer einen an der Bohrstange befestigten Däumling hoben. Gleichzeitig wurde hierbei eine Feder gespannt, die bei weiterer Drehung der Daumen durch Abschnappen des Däumlings ausgelöst wurde und den Bohrer gegen das Gestein schleuderte. Die Welle der eigentlichen Bohrmaschine wurde durch eine dynamo-elektrische Maschine in Rotation versetzt, welche vor der Bohrmaschine auf dem Boden stand, und zwar geschah die Uebertragung der Bewegung von der Welle der Dynamo-Maschine auf die Daumenwelle der Bohrmaschine durch eine gelenkige Welle mit Kegeirädergetriebe.

Der ganze Apparat war wenig kompensiös, das Gestell für den praktischen Gebrauch nicht zweckmäßig; ob eine Verbesserung in dieser Beziehung denselben für den Gebrauch geeignet machen würde, ist deshalb fraglich, weil bei der Uebertragung der rotirenden Bewegung der Dynamo-Maschine auf die stoßende des Bohrers jedenfalls erhebliche Arbeitsverluste vorkommen, welche den so günstigen Wirkungsgrad der elektrischen Kraftübertragung wieder aufheben dürften.

Ferner ist von Siemens u. Halske ein Bohrapparat vorgeschlagen worden, in welchem die aus weichem Eisen bestehende Bohrstange sich in der Axe eines Systems von drei Kupferdrahtspulen bewegen kann<sup>79)</sup>. Die mittlere dieser Spulen wird von einem konstant wirkenden, gleichgerichteten Strom, welcher lediglich den Zweck hat, die Bohrstange zu magnetisiren, umkreist. Die beiden anderen Drahtspulen, welche in gleichem Sinne mit Draht umwickelt sind, stehen dagegen mit einer Wechselstrommaschine in Verbindung. Durch Einwirkung der diese beiden Drahtspulen durchfließenden Wechselströme wird die magnetisirte Bohrstange abwechselnd hin und her bewegt, da die in ihrer Richtung wirkenden Ströme einmal anziehend, das andere Mal abstoßend auf dieselbe einwirken. Behufs Umsetzung der Bohrstange ist die bereits mehrfach erwähnte Vorrichtung, Schaltrad und Drall, angeordnet. Um die auf das Zurückziehen der Bohrstange verwendete überschüssige Kraft für den Schlag nutzbar zu machen, dient eine Spiralfeder, welche beim Rückgang des Bohrers angespannt wird und die so aufgespeicherte Kraft beim Vorgang desselben wieder abgibt.

<sup>78)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1882. Bd. 26. S. 556.

<sup>79)</sup> D. R. P. No. 9469. — Oesterr. Zeitschr. f. Berg. u. Hüttenw. 1880. Bd. 28. S. 583. Mit Abbildungen.

### Stossend wirkende Handbohrmaschinen.

§. 95. **Praktische Erfordernisse.** Leicht transportable Gesteinsbohrmaschinen, welche ohne Elementarbetrieb zu benutzen sind, könnten dem Ingenieur in vielen Fällen gute Dienste leisten. Es hat daher auch nicht an Versuchen gefehlt, Handbohrmaschinen zu konstruieren; diese Versuche lassen aber immer noch die Frage nach einer allgemein brauchbaren, stoßend wirkenden Handbohrmaschine offen. Viele der bisher konstruirten Handbohrmaschinen sind zwar, vom rein mechanischen Standpunkte aus, recht vollkommen, dennoch aber benutzt man sie nicht. Spielen die Kosten der Herstellung eines Bohrloches keine Rolle und würde es sich darum handeln, nur hin und wieder ein Loch rasch abzubohren, so sind eine ziemlich grosse Anzahl von Konstruktionen vorhanden, mit denen man diesen Zweck erreichen könnte. Ein solcher Fall kommt aber im allgemeinen viel zu selten vor, denn bei der vereinzelt Herstellung von Bohrlöchern spielt in der Regel eine grosse Zeitersparnis keine Rolle. Für vereinzelt Fälle schafft man auch nicht gern Maschinen im Preise von 700—1000 Mark an. Sind dagegen viel Löcher zu bohren, so spielt meistens auch der Kostenpunkt eine Rolle, und da zeigt es sich denn, daß keine einzige der bisher erfundenen Handbohrmaschinen mit dem Bohren von Hand konkurriren kann.

Für forcirten Betrieb sind die Handbohrmaschinen überhaupt nicht zu gebrauchen, da man eine größere Zahl derselben an einem Arbeitsorte wegen Mangel an Raum nicht aufstellen kann, auch ist die Kraft dieser Maschinen ganz unzulänglich, wenn man berücksichtigt, daß für jede Bohrmaschine mit Elementarbetrieb mindestens zwei Pferdekräfte disponibel sein müssen.

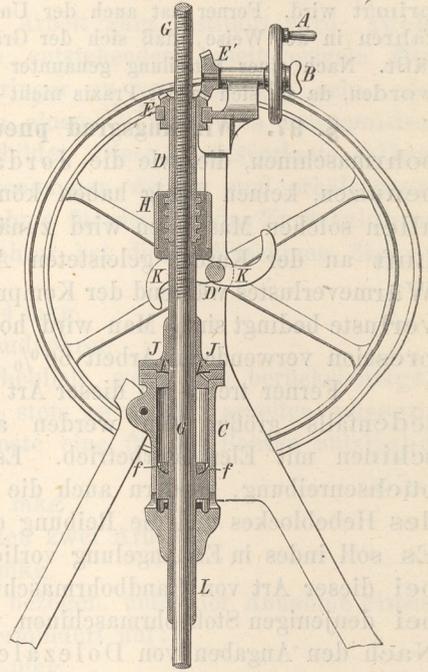
Daß die Mehrzahl der in neuerer Zeit konstruirten Handbohrmaschinen nicht mit dem Bohren von Hand konkurriren kann, sobald der Kostenpunkt in Frage kommt, erscheint nicht auffällig, wenn man berücksichtigt, daß die Konstrukteure dieser Maschinen von der Idee ausgegangen sind, die verhältnismäßig große Arbeitsleistung des Menschen an der Kurbel auszunutzen, denn diese Arbeitsleistung ist doch nicht um so vieles größer als die beim Handbohren aufzuwendende Arbeit, daß die verschiedenen Widerstände in den Maschinen diesen Ueberschuß an Leistung nicht ganz oder doch zum großen Teil absorbieren sollten. Stünde nicht allen Handbohrmaschinen noch der Vorteil zur Seite, daß sie mit Stoß- oder Wurfbohrern arbeiten, bei der Uebertragung der Kraft des Arbeiters auf den Bohrer also circa 27—29% gespart werden gegenüber der Bohrarbeit mit zwei Gezähnen, so ließe sich wahrscheinlich für keine der konstruirten Handbohrmaschinen ein wenigstens rechnungsmäßiger Vorteil hinsichtlich Kraftökonomie gegenüber dem Handbohren nachweisen.

Bei der Mehrzahl der wirklich als Maschinen anzusehenden Handbohrapparate versetzt der Arbeiter eine Welle in Umdrehung, auf welcher Daumen, in der Regel zwei an der Zahl, sitzen. Diese Daumen spannen entweder Federn an, durch deren Kraft nach ihrer Auslösung der Bohrer vorwärts geschleudert wird, oder diese Daumen setzen einen mit dem Bohrer verbundenen Kolben in Bewegung, der bei seinem Rückgange in einem Cylinder atmosphärische Luft komprimirt, während sein Vorwärtsgang, also der Schlag des Bohrers, durch die komprimirte Luft erfolgt.

Zu den Maschinen ersterer Art gehören die von Faber, Gronert u. a. m.; unter den Maschinen, in welchen komprimirte Luft den Stoß des Bohrers bewirkt, ist diejenige von Jordan (Jordan u. Meihé) die bekannteste.<sup>80)</sup>

§ 96. **Jordan's pneumatische Handbohrmaschine.** Eine Abbildung der Jordan'schen Maschine in ihrer zuerst verbreiteten Konstruktion gibt nebenstehender Holzschnitt. *C* bezeichnet den Cylinder, in welchem die Luft komprimirt wird; derselbe steht in seinem unteren Teile durch Oeffnungen in den Wandungen mit der Atmosphäre in Verbindung und ist auf einem Gestell entweder fest oder bewegbar montirt. Der im Cylinder arbeitende Kolben sitzt auf der hohlen Kolbenstange *L*, durch welche die Bohrstange hindurchgeht. Damit letztere der Drehung des Kolbens folgen kann, ist das untere Ende der Kolbenstange innen sechskantig gestaltet, entsprechend der in ihrem unteren Teile ebenfalls sechskantigen Bohrstange. Das obere Ende der Kolbenstange trägt den Hebeblock *H*, gegen dessen untere Fläche die beiden Hebedaumen *K* wirken, welche auf der Welle *D*<sub>1</sub> sitzen. Letztere wird mittels eines an dem in der Abbildung angegebenen Schwungrad befestigten Kurbelgriffes in Drehung versetzt. Wenn die Hebedaumen *K* nun den Hebeblock, also auch den Kolben heben, wird die Luft im Cylinder oben komprimirt, gleichzeitig aber auch infolge der Friktionswirkung zwischen Daumen und Block die Kolbenstange gedreht. Um diese Drehung, also das Umsetzen des Bohrers reguliren zu können, ist auf dem mit dem Hebeblock verbundenen Rohre *D* ein konisches Rad *E* befestigt, in dessen Zähne die eines zweiten Rades *E*<sub>1</sub> eingreifen. Die Welle des letzteren kann durch die Mutter *B* mehr oder weniger festgebremst werden, sodaß der Grad der Drehung des Hebeblockes veränderlich gemacht ist.

Fig. 29.



Durch diese Drehung wird aber nicht nur das Umsetzen, sondern auch der Vorschub der Bohrstange bewirkt. Letztere bildet nämlich in ihrem oberen Teile eine flachgängige Schraube und das Rohr *D* die zugehörige Mutter. Diese kann sich in dem Hebeblock wegen der eingedrehten konzentrischen Ringe wohl drehen, muß aber sonst der auf und nieder gehenden Bewegung der Bohrstange folgen. Ferner findet das Rohr *D* im konischen Rade *E* mittels Nut und Zahn Führung, sodaß jede Drehung dieses Rades auf das Schraubengewinde der Bohrstange übertragen wird.

Umsetzung und Vorschub sind demnach bei gebremstem Getriebe voneinander abhängig; kann letzteres sich unbehindert drehen, so folgt auch die Mutter *D* der

<sup>80)</sup> Vor Jordan benutzte bereits Marcellis in Lüttich komprimirte Luft zur Schlagerzeugung in einer Handbohrmaschine; siehe Stapff; a. a. O. S. 48. — Annales des mines, 1862. Bd. II. S. 76.

Drehung des Hebeblockes und es findet nur ein Umsetzen, aber kein Vorschieben der Bohrstange statt. Um den Vorschub auch von Hand bewerkstelligen zu können, sitzt auf der Welle des Zahnrades  $E_1$  ein kleines Kurbelrad  $A$ . Mittels des letzteren kann man ferner, sobald das Loch um die Länge der Schraubenspindel abgebohrt ist, diese wieder zurückdrehen.

Durch die Märkische Maschinenbau-Anstalt in Wetter an der Ruhr wurde die Jordan'sche Handbohrmaschine dahin abgeändert<sup>81)</sup>, daß in dem Cylinder hinter dem Kolben stets hoch gespannte Luft vorhanden ist, die beim Kolbenrückgang noch höher komprimirt wird. Ferner hat auch der Umsetzungsmechanismus des Bohrers eine Aenderung erfahren in der Weise, daß sich der Grad des Umsetzens der Gesteinsbeschaffenheit anpassen läßt. Nach einer Mitteilung genannter Fabrik ist aber der Bau dieser Maschinen eingestellt worden, da sie sich in der Praxis nicht bewährt haben.

**§. 97. Wirkungsgrad pneumatischer Handbohrmaschinen.** Daß Handbohrmaschinen, die, wie die Jordan'sche, komprimirte Luft zur Schlagerzeugung benutzen, keinen Erfolg haben können, folgt aus nachstehender Betrachtung. In allen solchen Maschinen wird zunächst von der zur Erzeugung der komprimirten Luft an der Kurbel geleisteten Arbeit nur ein Teil restituirt, da infolge des Wärmeverlustes während der Kompressionsperiode und durch Undichtheiten Arbeitsverluste bedingt sind. Man wird hoch greifen, wenn man von der auf die Luftkompression verwendeten Arbeit 60% wieder erhält.

Ferner treten bei dieser Art von Maschinen Reibungswiderstände auf, welche jedenfalls größer sein werden als die Reibungswiderstände in Stoßbohrmaschinen mit Elementarbetrieb. Es sind nämlich nicht nur Kolben- und Stopfbüchsenreibung, sondern auch die Reibung der Daumen gegen die Anschlagfläche des Hebeblockes und die Reibung der Kurbelwelle in ihren Lagern zu überwinden. Es soll indes in Ermangelung vorliegender Versuche nur angenommen werden, daß bei dieser Art von Handbohrmaschinen die Reibungswiderstände so groß seien als bei denjenigen Stoßbohrmaschinen, welche durch komprimirte Luft betrieben werden. Nach den Angaben von Dolezalek<sup>82)</sup> betragen dieselben für die Maschinen von Ferroux, Modell II, und Mac-Kean 20—30% der Betriebskraft. Von diesen Angaben soll die größere (30%) wegen der Reibung zwischen Daumen und Hebeblock etc. hier benutzt werden.

Nimmt man nun an, daß der Arbeiter an der Kurbel bei anhaltender Arbeitsdauer 7 mkg leisten kann, nimmt man ferner und zwar sehr zu gunsten der hier in Rede stehenden Handbohrmaschinen an, daß von dieser Arbeit wegen des Zurückziehens des Bohrers nur 35% verloren gehen (gegen 43—50% beim einmännischen Handbohren), so werden von der vom Arbeiter an der Kurbel geleisteten Arbeit nur noch

$$7 \cdot 0,60 \cdot 0,70 \cdot 0,65 = 1,91 \text{ mkg}$$

am Bohrer übrig bleiben. Beim einmännischen Bohren ist, auf Grund der Havrez'schen Versuche, im Bohrer noch eine Arbeit von 1,83 mkg disponibel, so daß in der That die an der Handbohrmaschine geleistete Arbeit nicht mehr ausgenutzt wird als die beim Handbohren aufgewendete Arbeit. Man kann daher mit einer solchen Handbohrmaschine nur dann eine größere Leistung als beim ein-

<sup>81)</sup> Berg. u. Hüttenm. Zeitg. 1880. S. 213.

<sup>82)</sup> Dolezalek; a. a. O. S. 50.

männischen Handbohren erreichen, wenn der Arbeiter an der Maschine mit außer-  
gewöhnlicher Anstrengung arbeitet.

Wie wenig die Jordan'sche Maschine geeignet ist, mit dem Bohren von Hand beim  
Stollenbetriebe zu konkurrieren, zeigen schlagend die von Szellemy<sup>83)</sup> veröffentlichten Ver-  
suche, auf welche hier verwiesen wird.

**§ 98. Handbohrmaschinen mit Federspannung.** Günstiger als bei der  
Jordan'schen Maschine liegen die Verhältnisse bei den Maschinen, in welchen ge-  
spannte Federn den Schlag erzeugen. Bei diesen Maschinen kann angenommen  
werden, daß die zur Federspannung geleistete Arbeit ganz restituirt wird; auch  
dürften die infolge von Reibungswiderständen entstehenden Arbeitsverluste für  
durch Federspannung wirkende Maschinen geringer zu veranschlagen sein als  
für die Maschinen, in welchen ein luftdicht in einem Cylinder sich bewegender  
Kolben das Hauptorgan der Arbeitsübertragung bildet. Diese Arbeitsverluste sollen  
für Maschinen mit Federspannung zu 20% angenommen werden und erhält man  
dann unter Benutzung der oben gemachten Annahme für den auf das Zurückziehen  
des Bohrers fallenden Arbeitsverlust die am Bohrer bei diesen Maschinen dispo-  
nible Arbeit zu:

$$7 \cdot 0,80 \cdot 0,65 = 3,64 \text{ mkg,}$$

also 1,81 mkg mehr als beim einmännischen Handbohren.

Dieses günstige Resultat reduziert sich erheblich, wenn man berücksichtigt,  
daß an der Kurbel solcher Handbohrmaschinen stets zwei Mann arbeiten müssen.  
Von diesen wird nach Abzug der Reibungsverluste eine für das Bohren nützliche  
Arbeit von

$$2 \cdot 7 \cdot 0,80 = 11,2 \text{ mkg}$$

geleistet. Beim einmännischen Handbohren leisten zwei Arbeiter

$$2 \cdot 6,04 = 12,08 \text{ mkg,}$$

welcher Betrag, auf die Arbeit mit Stoßbohrern bezogen, unter der Annahme eines  
Nutzeffektes der Uebertragung von 0,53, sich vermindert auf:

$$12,08 \cdot 0,53 = 6,40 \text{ mkg.}$$

Nach den Versuchen von Hausse ist nun, unter Anwendung des Stoßbohrers,  
zum Ausbohren eines cem Freiburger Normalgneises eine Arbeitsleistung von  
50,8 mkg erforderlich. Mit einer Handbohrmaschine in Rede stehender Art wird  
man daher zum Ausbohren eines cem gebrauchen:

$$\frac{50,8}{11,2} = 4,54 \text{ Sekunden,}$$

während ein Arbeiter beim einmännischen Handbohren einen cem in

$$\frac{50,8}{3,20} = 15,88 \text{ Sekunden}$$

ausbohrt. Legt man aber drei Arbeiter vor Ort an, so können drei Löcher von  
0,50 m Tiefe in 1,07 Stunden gebohrt werden, während die Bohrmaschine zur Her-  
stellung von drei Löchern derselben Tiefe 1,43 Stunden gebraucht, wenn man für  
jedes Bohrloch auf Einstellen der Maschine und Bohrerwechsel 10 Minuten rechnet,  
was unter Berücksichtigung der Zeit zum Bohrerwechsel praktischen Verhältnissen  
entspricht. Dieses Beispiel zeigt mithin, daß ein Zeitgewinn durch die Hand-  
bohrmaschine nicht zu erzielen ist, wenn es sich um die gleichzeitige Herstellung

<sup>83)</sup> G. Szellemy. Versuche mit der Jordan'schen Handbohrmaschine. Oesterr. Zeitsch. für  
Berg. u. Hüttenwesen. 1880. Bd. 28. S. 6.

mehrerer Bohrlöcher handelt. Im übrigen folgt aus den vorstehenden Darlegungen, in welchen Fällen sich der Ingenieur einer der bisher gedachten Handbohrmaschinen mit Vorteil wird bedienen können.

Tabelle X.

## Leistungen mit Handbohrmaschinen.

Ein ungefähres Bild der in der Praxis mit Maschinen der beschriebenen Arten erreichbaren Leistungen gibt nachstehende Zusammenstellung.

Bezeichnung der Maschine	Zahl der an der Maschine beschäftigten Arbeiter	Reine Bohrzeit		Zeitverluste (Umstellen der Maschine, Bohrerwechsel, Schmierer, Klemmungen des Bohrers).		Totale Bohrzeit		Abgebohrte Tiefe m	Art des Gesteins
		Stund.	Min.	Stund.	Min.	Stund.	Min.		
Jordan	6	48	21	39	13	87	34	27,2	Grünstein-Trachyt.
	3	—	—	—	—	—	47	1,556	Thon- u. Grauwackeschiefer.
	3	8	9	4	47	12	56	14,14	Schalstein (Mandelstein).
Gronert	4	—	25	—	16	—	41	1,0	Porphy.
	2	—	17	—	2	—	19	0,235	Granit.
	1	—	8	—	—	—	8	0,32	Sandstein.
	2	—	15	—	—	—	15	1,0	Sandstein.
Faber	2	—	—	—	—	2	30	2,51	Kalkstein.

§ 99. Gestelle. Für die gedachten Arten von Handbohrmaschinen stehen zwei Systeme von Gestellen in Benutzung, nämlich solche, deren Feststellung durch Abspreizung, und solche, deren Feststellung durch ihr eigenes Gewicht erfolgt.

Die Gestelle des ersten Systems bestehen meistens aus zwei gekuppelten Säulen, welche die Maschine zwischen sich fassen. Die Gestelle, deren Feststellung durch ihr Gewicht geschieht, werden durch eiserne Böcke gebildet, die in der Regel fahrbar eingerichtet sind. Ein solches fahrbares Bockgestell für die Jordan'sche Handbohrmaschine ist in Fig. 20, Taf. XVI, abgebildet. Der den Cylinder der Maschine tragende Rahmen ist in dem Gestell so verlagert, daß er sich um eine horizontale Axe drehen kann, wodurch es ermöglicht wird, Löcher jeder Richtung in der Vertikalebene zu bohren.

§ 100. Verschiedene Handbohrmaschinen und Hilfsvorrichtungen. Außer den bisher gedachten Arten von Handbohrmaschinen kann man zum Abbohren vertikal nach unten gerichteter Bohrlöcher noch einfache Vorrichtungen benutzen, in denen der Bohrer nur durch sein eigenes Gewicht wirkt. Zum Heben und Fallenlassen des Bohrers sind dann dieselben Einrichtungen zu treffen, wie zur Herstellung von nicht tiefen Löchern bei sogenannten Tiefbohrungen, und wird in dieser Beziehung auf Kapitel VII dieses Werkes verwiesen. Hier bleiben nur noch die Apparate von Newton und Gowan zu erwähnen, welche von den eigentlichen Tiefbohrungsapparaten abweichen.

Newton<sup>84)</sup> schlägt vor, die Bohrstange, wie bei manchen Rammen den Rammbar, durch eine Zange zu fassen, die mittels eines um einen Haspel geschlungenen Seiles hochzuziehen ist. In einer gewissen Höhe soll sich die Zange dann selbstthätig öffnen und dieselbe die Bohrstange fallen lassen. Das Umsetzen des Bohrers erfolgt von Hand. Dieser sehr einfache Apparat erfordert ein mehr oder weniger hohes Gerüst zur Aufnahme der Leitrolle für das Zugseil der Zange.

Gowan<sup>85)</sup> hat einen mehrfach benutzten Apparat konstruirt, in welchem die Bohrstange nicht durch ein Seil, sondern durch einen Hebedaumen gehoben wird. Dieser sitzt auf der Axe eines Rades, das direkt oder indirekt von Hand gedreht werden kann. Der Anschlag des Hebedaumens erfolgt, ähnlich wie bei der Jordan'schen Maschine, gegen einen Scheibendäumling, der in beliebiger Höhe an der Bohrstange fixirt werden kann. Der Hebedaumen bewirkt auch die Drehung des Bohrers. Zur Führung der Bohrstange dienen Rollen, deren Anbringung ein Gerüst nötig macht. Letzteres erschwert bei allen Apparaten dieser Art ihre allgemeine Benutzung für Herstellung weniger tiefer Löcher.

Endlich sind hier noch einige Bemerkungen über die von Delahaye und Könyves-Toth konstruirten Apparate anzuführen, welche dazu dienen sollen, die so vorteilhafte Arbeit mit dem Wurfböhrer möglichst zu erleichtern.

Der Delahaye'sche Apparat<sup>86)</sup> besteht aus zwei abspreizbaren vertikalen Ständern, zwischen welchen unter verschiedenen Winkeln gegen den Horizont eine Leitschiene parallel mit der Richtung des zu bohrenden Loches befestigt werden kann. Auf dieser Leitschiene wird ein auf Rollen beweglicher Wagen, welcher den Bohrer trägt, von Hand vorwärts und rückwärts geschoben; bei der Vorwärtsbewegung erfolgt der Schlag. Ein besonderer Mechanismus bewirkt das Umsetzen des Bohrers. Da der den Wagen handhabende Arbeiter eine bequeme Stellung einnehmen muß, so ist dieser Apparat in engen Räumen nicht zu verwenden. In sehr hohen Räumen und unter freiem Himmel würden die dann nicht verspreizbaren Ständer für die Leitschiene des Wagens schwer stabil herzustellen sein, will man nicht die Bewegbarkeit des ganzen Apparates vermindern. Aus diesen Gründen hat der letztere auch keine Verwendung in der Praxis gefunden.

Der Bohrapparat von Könyves-Toth<sup>87)</sup> wird aus einer röhrenförmigen, auf einem Gestell montirten Hülse gebildet, welche zur Führung des Stoßbohrers dient. Der Schaft des letzteren ist mit einem hölzernen Handgriff versehen, welchen der Arbeiter beim Stoßen erfaßt. In der Hülse sind ein Schaltrrad mit schieferm Nutkeil und ein solches mit geradem Nutkeil verlagert; die Keile passen in Längsnuten der Bohrstange, von denen die eine gerade, die andere schief verläuft. Mittels dieser beiden Schalträder geht dann das Umsetzen in ähnlicher Weise vor sich wie bei den durch motorische Flüssigkeiten betriebenen Bohrmaschinen. Da sich die Führungshülse auf dem Gestell in jede Lage bringen läßt, so kann mit diesem Apparate auch in jeder Richtung gebohrt werden. Derselbe soll sich in der Praxis bereits bewährt haben, doch liegen zuverlässige Angaben hierüber nicht vor.

<sup>84)</sup> Stapff; a. a. O. S. 46. Mit Abbildg.

<sup>85)</sup> Stapff; a. a. O. S. 47. [Mit Abbildg. — Dingler's polytechn. Journ. 1851. IV. Bd. 122. S. 95. Mit Abbildg.

<sup>86)</sup> A. Habets. Notes sur les machines à abattre la houille. Revue univ. d. mines. 1861. Serie I. Bd. 9. S. 282. Mit Abbildg. — Stapff; a. a. O. S. 49. Mit Abbildg.

<sup>87)</sup> Die Sprengtechnik von Mahler u. Eschenbach. Wien 1881. S. 107. Mit Abbildg.