

### Drittes Capitel.

## Der Transport zu Wasser.

---

§. 92. **Schiffahrtscanäle.** Der Transport von Waaren zu Wasser geschieht, abgesehen von dem Flößen der Holzstämme, immer in schwimmenden Behältern oder Schiffsgesäßen, denen der Weg von der Natur durch Flüsse, Ströme, Seen und Meere vorgeschrieben ist. Neben diesen natürlichen Wasserstraßen hat man in den Schiffahrtscanälen ein Mittel zur Erweiterung des Schiffahrtsverkehrs, welches in verschiedener Weise Verwendung findet. Während manche Canäle als Abzweigungen von vorhandenen Wasserstraßen angelegt werden, um diesen letzteren gewisse Rohproducte, wie Erze, Kohlen, Baumaterialien, bequem zuzuführen, sind andere parallel mit einzelnen Flußstrecken geführt, um die in den letzteren vorhandenen Hindernisse der Schiffahrt zu umgehen. Dieser Fall findet bei allen in schiffbaren Flüssen angeordneten Stauwehren statt, ebenso hat man beispielsweise die Stromschnellen des St. Lorenzstromes unterhalb des Ontariosees durch einen Seitencanal umgangen. Andere Canäle endlich können zur Verbindung zweier Ströme oder Meere dienen, in welcher Hinsicht der Suezcanal das großartigste Beispiel ist. Solche Verbindungscanäle zweier Stromgebiete müssen die Wasserscheide der letzteren überschreiten, was mit Hilfe der Schiffschleusen und geneigten Ebenen, zuweilen auch mittelst unterirdischer Canalstrecken ermöglicht werden kann.

In Bezug auf den Wassertransport überhaupt muß bemerkt werden, daß derselbe nur langsamer bewirkt werden kann, als der auf Eisenbahnen, und auf den Canälen und Flüssen während der Wintermonate eine meist mehrmonatliche Unterbrechung erleidet. Dagegen stellen sich die Transportkosten bei dem Wassertransporte immer wesentlich geringer, als auf Eisenbahnen,

so daß man namentlich Rohproducte und solche Waaren zu Wasser befördert, deren Gewicht im Verhältnisse zu ihrem Werthe bedeutend ist, und bei denen die langsamere Beförderung keine besonderen Nachtheile im Gefolge hat.

Die Sohle der Canäle in den einzelnen zwischen den Schleusen gelegenen Strecken wird immer ganz oder nahezu horizontal angelegt, höchstens giebt man ihr ein geringes Gefälle von etwa 0,00001 oder 10 mm auf 1 km zu dem Zwecke, um, wenn nöthig, die Strecke durch Ablassen des Wassers gänzlich trocken legen zu können. Das Wasser in den einzelnen Canalstrecken besitzt daher keine, oder doch nur eine ganz unbedeutende Strömung, wie sie in Folge des Durchsickerns von Wasser durch den Boden und in Folge des Durchschleusens der Schiffe eintritt.

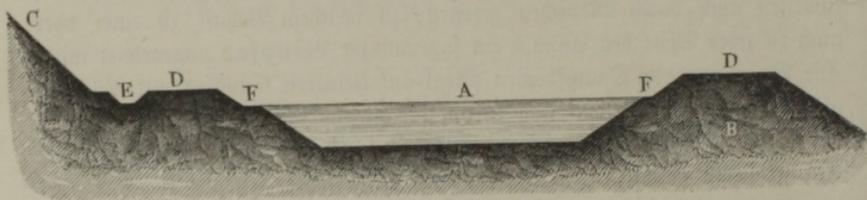
Die Schiffe auf den Canälen werden in den meisten Fällen durch Pferde, zuweilen auch durch Menschen gezogen, zu welchem Behufe zu einer oder auch zu jeder Seite des Canals ein sogenannter Keimpfad angeordnet wird. Die Benutzung von Dampfbooten pflegt auf kleineren Canälen mit Rücksicht auf die durch den Wellenschlag veranlaßte Beschädigung der Canalufer verboten zu sein, ebenso wie der Gebrauch der Segel meist nicht gestattet ist. Auf größeren Canälen gehen jedoch auch Dampfboote, ebenso ist die Seil- und Kettenschiffahrt (s. dort) in neuerer Zeit mehrfach auf Canälen eingeführt worden.

Das Quersprofil der Canäle richtet sich nach der Größe der angewendeten Schiffe, denen an jeder Stelle des Canals ein bequemes Ausweichen bei der Begegnung ermöglicht sein muß. Dabei muß wegen der unvermeidlichen Sandablagerungen des zuzuführenden Wassers die Tiefe so groß sein, daß zwischen dem Boden der völlig beladenen Schiffe und der Sohle des Canals ein Raum von mindestens 0,3 m frei bleibt. Den Ufern giebt man eine der Beschaffenheit des Bodens entsprechende Böschung von 1,5 bis 2 und zuweilen noch mehr. Bei der Feststellung des Canalprofils kommt auch der vergrößerte Bewegungswiderstand in Betracht, welcher sich immer dann einstellt, wenn das Canalprofil den Querschnitt des eingetauchten Schiffes nur wenig übertrifft. Dieser Widerstand entsteht dadurch, daß bei der Bewegung des Schiffes das von demselben vorn verdrängte Wasser beim Vorbeischießen am Schiffskörper eine um so größere Geschwindigkeit annehmen muß, je kleiner der Zwischenraum zwischen dem Schiffskörper und dem Canalboden ist. Diese Geschwindigkeit kann nur erzeugt werden, wenn vor dem Schiffe ein entsprechender Stau eintritt, welcher natürlich eine beträchtliche Steigerung des Widerstandes zur Folge hat, den das Schiffesgefäß findet. Nach den hierauf bezüglichen Versuchen und Erfahrungen kann man indessen annehmen, daß nur bei verhältnißmäßig sehr engen Canälen dieser Widerstand bedeutend größer ausfällt, als im unbegrenzten Wasser, und daß diese Vergrößerung schon unmerklich ist, wenn der

Querschnitt  $F$  des Canalprofils das Fünffache von demjenigen  $f$  des eingetauchten Schiffsgefäßes beträgt. Nach den Versuchen von Dubuat verhält sich unter sonst gleichen Umständen der Widerstand in einem Canale vom Profile  $F$  zu dem im offenen Wasser wie  $8,46 : 2 + \frac{F}{f}$  \*), wenn  $f$  der eingetauchte Schiffsquerschnitt ist. Diese Angabe kann natürlich nur für Verhältnisse von  $\frac{F}{f}$  kleiner als 6,46 gelten, da sonst der Widerstand in dem Canale sich kleiner herausstellen würde, als im offenen Wasser.

In Fig. 425 ist das Profil des Rhein-Marne-Canals dargestellt. Hier bedeutet  $A$  die Wasserstraße,  $B$  ist ein aufgeschütteter Damm, während

Fig. 425.



$C$  der natürliche Abhang des Terrains ist. In  $D$  sind die beiderseits angeordneten Leinpfade sichtbar, während  $E$  einen Seitengraben vorstellt, welcher auf der Bergseite nothwendig ist, um das dort herabfließende Wasser an dem Uebertritt über den Leinpfad zu hindern. In  $F, F$  sind zwei Banletts oder Vermen angedeutet, welche noch unter dem Wasser liegen und mit Schilf bepflanzt werden, um die Dossirungen dauerhafter zu machen.

Der Suezcanal hat bei einer Wassertiefe von 8 m eine Breite in der Sohle von 22 m und eine solche im Wasserspiegel, welche zwischen 58 und 100 m variirt.

In Folge der Verdunstung, sowie wegen der Durchlässigkeit des Bodens findet in Canälen fortwährend ein gewisser Wasserverlust statt, welcher unter Umständen so beträchtlich werden kann, daß die Wassertiefe für die Schifffahrt bald nicht mehr ausreichen würde, wenn man den Verlust nicht durch Zuflüsse decken würde. Ebenso sind zum Durchschleusen der Schiffe beträchtliche Wasserquanten erforderlich, so daß in allen Fällen auf die Möglichkeit einer ausreichenden Speisung der Canäle Bedacht genommen werden muß. Ist der Canal zur Seite eines Flusses geführt, so wird aus dem letzteren immer das erforderliche Speisewasser für den Canal entnommen werden können. Schwieriger aber ist die Speisung im Allgemeinen bei Verbindungs-canälen zweier verschiedenen Stromgebiete, bei welchen man auf die Ve-

\*) S. Hagen, Wasserbaukunst. Thl. II, Bd. IV, S. 198.

nutzung der in der Canallinie angetroffenen Quellen, Bäche &c. und auf die atmosphärischen Niederschläge in dem Canalgebiete angewiesen ist. Insbesondere mehren sich die Schwierigkeiten, wenn der Canal eine größere Bodenerhebung durchschneidet, in welchem Falle der Canal zwischen den beiden zu verbindenden Wasserstraßen eine höchste sogenannte Scheitelstrecke erhält, zu deren beiden Seiten die Höhenunterschiede durch Kammerschleusen (s. §. 93) überwunden werden müssen. Bei der Feststellung der Canallinie hat man darauf zu sehen, daß der Canal die Wasserscheide an einer möglichst tief gelegenen Stelle des Kammes, in einem sogenannten Gebirgsfattel überschreite, nicht nur um die Anzahl der erforderlichen Schleusen zu vermindern, sondern auch, um für die Speisung des Canals ein thunlichst großes Sammelrevier zur Verfügung zu haben. Trotzdem sind die Fälle gar nicht selten, in denen beim Uebergange über eine Wasserscheide der Scheitelstrecke des Canals die zum Betriebe der Schleusen erforderliche Wassermenge nicht zugeführt werden kann, so daß man sich alsdann genöthigt sieht, entweder das erforderliche Speisewasser durch Wasserhebemaschinen zu beschaffen, oder das Heben der Schiffe durch mechanische Aufzüge anstatt durch Schleusen zu bewirken. Außer der Speisung eines Canals ist auch eine sogenannte Entlastung desselben vorzusehen, d. h. man hat für die nöthigen Abflussvorrichtungen zu sorgen, um einem zu hohen Anschwellen des Canals bei Thau- und Regenwetter vorzubeugen, und eine Beschädigung bezw. Zerstörung der Dämme zu verhindern. Zum Behufe der Speisung eines Canals bedient man sich der sogenannten Rigolen oder Speisegräben, indem man die natürlichen Quellen und Zuflüsse faßt, welche man, wenn angängig, um die erforderliche Höhe aufstaut. Vielsach, namentlich bei sehr veränderlichen Zuflüssen, legt man auch besondere Speisebassins an, welche vermöge ihres oft sehr bedeutenden Fassungsraumes als einfache Regulatoren für die veränderlich zufließenden Wassermengen dienen. Natürlich müssen diese Bassins höher als die zu speisende Canalhaltung gelegen sein. Die Bassins dienen namentlich zur Speisung der höher gelegenen Canalstrecken, während die niedriger gelegenen meistens durch Speisegräben versorgt werden.

Die Art, wie ein Canal durch einen Speisegraben mit Wasser versorgt wird, ist aus den Figuren 426 und 427 (a. f. S.) erkennbar, welche die Einrichtung bei französischen Canälen zeigen. Hier ist *a* die Sohle des zum Speisen dienenden Wasserlaufes, welcher für gewöhnlich, wenn der Canal *A* eines Zuflusses nicht bedarf, durch den unter dem Canale angebrachten Durchlaß *b* abgeführt wird. Wenn dagegen von dem Stege *s* des Leinpfades aus die Schütze *c* niedergelassen wird, so wird das Wasser in dem Fallkessel *f* so hoch gestaut, bis es über die Dammbalken *d* hinweg dem Canale zufließt. Die auf der entgegengesetzten Seite eingesetzten Damm-

balken  $d_1$  geben gleichzeitig ein Mittel, um, wenn sie herausgenommen werden, den Canal gänzlich abzulassen. In  $g$  ist der Entwässerungsgraben angedeutet.

Fig. 426.

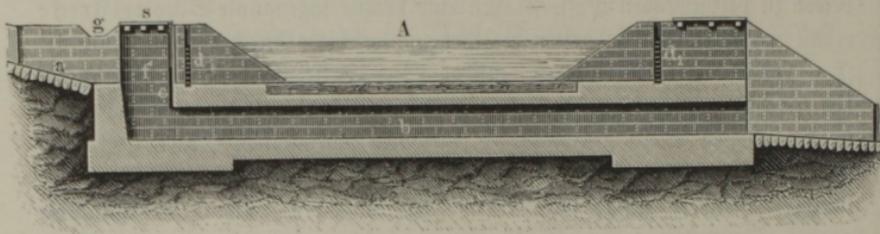
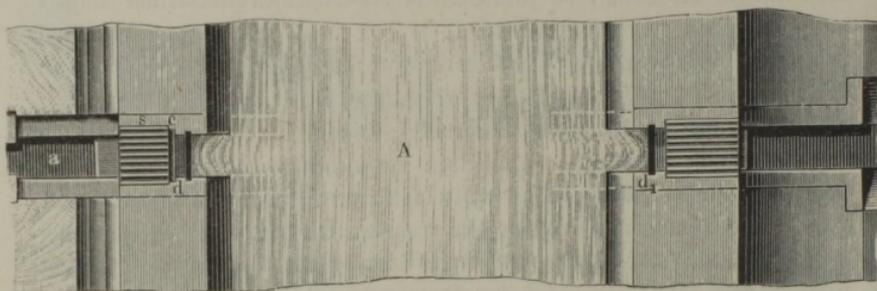


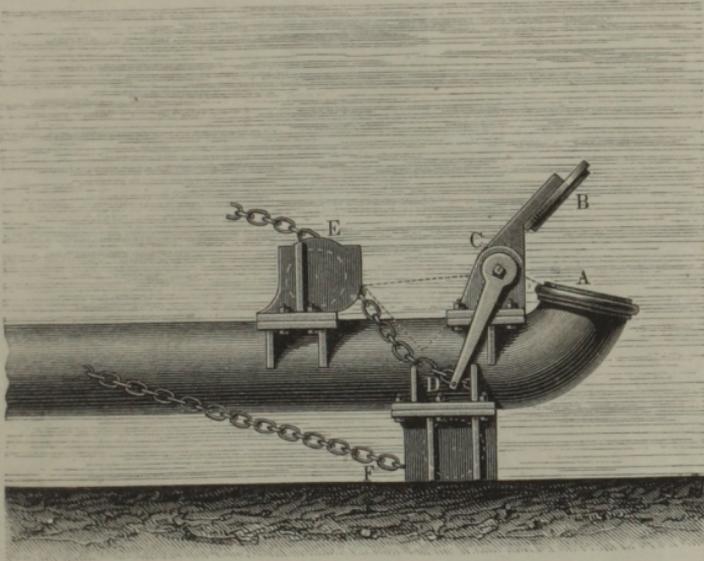
Fig. 427.



Die Speisebassin sind gewöhnliche Teiche, in welchen Quell-, Regen- Thau- und Fluthwasser durch Dämme abgesperrt ist. Sehr häufig benutzt man hierzu die natürlichen Einschnitte von Thälern, welche man an einer geeigneten Stelle durch quer hindurchgelegte Dämme abschließt (Thalsperrren). Die Dämme der Speisereservoirs werden entweder aus solidem Mauerwerk oder auch, bei geringerer Wassertiefe, aus gestampfter Erde gebildet. Zu den Erddämmen verwendet man am besten ein Gemenge von Sand und Thon, auch bringt man wohl noch im Innern des Dammes, um ihn gegen die Filtration des Wassers zu sichern, eine Thonwand an, und ebenso schützt man die innere Dammsfläche gegen den Wellenschlag noch durch ein Steinpflaster. Die Dammkrone erhält etwa eine Breite von 5 bis 6 m, und den Dammsflächen giebt man auf jeden Meter Höhe  $1\frac{1}{2}$  bis 2 m Böschung. Das Ableiten des Wassers aus den Speiseteichen erfolgt am besten durch mehrere Abflußcanäle (Teichgerinne) über einander, wovon jedoch nur immer derjenige benutzt wird, der zunächst unter dem Wasserspiegel liegt. Gewöhnlich führt man die Teichgerinne söhlig durch den Teichdamm; wenn aber das Reservoir nicht sehr tief ist, so kann man sie auch heberförmig über den

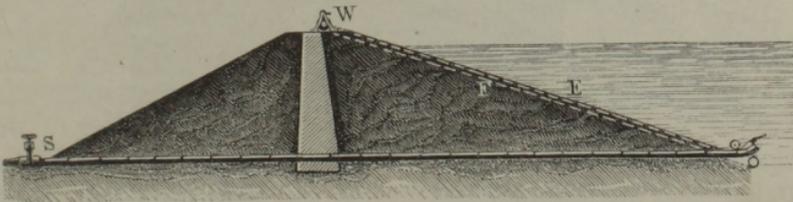
Damm weglegen. Immer sind die gußeisernen Abflußröhren den steinernen Gerinnen vorzuziehen. Der Abfluß des Wassers durch dieselben wird durch Hähne, Schieber, Ventile, Klappen u. s. w. regulirt. Eine derartige Klappe an der Einmündung der Röhre, durch welche das Wasser aus dem Teiche abgeführt wird, ist in Fig. 428 abgebildet. Die Röhrenmündung *A* ist

Fig. 428.



nach oben gerichtet und auf ihrer Stirnfläche genau abgeschliffen; die Klappe wird durch eine Scheibe *B* gebildet, welche mittelst starker Arme *CD* um ihre horizontale Axe *C* gedreht werden kann. Dieses Drehen erfolgt durch Ketten *EDF*, welche um Rollen bei *E* und *F* gelegt sind und mittelst eines Vorgelegehaspels, welcher auf der Dammkrone steht, sowohl nach der einen als nach der anderen Richtung angezogen werden können, wie aus Fig. 429

Fig. 429.

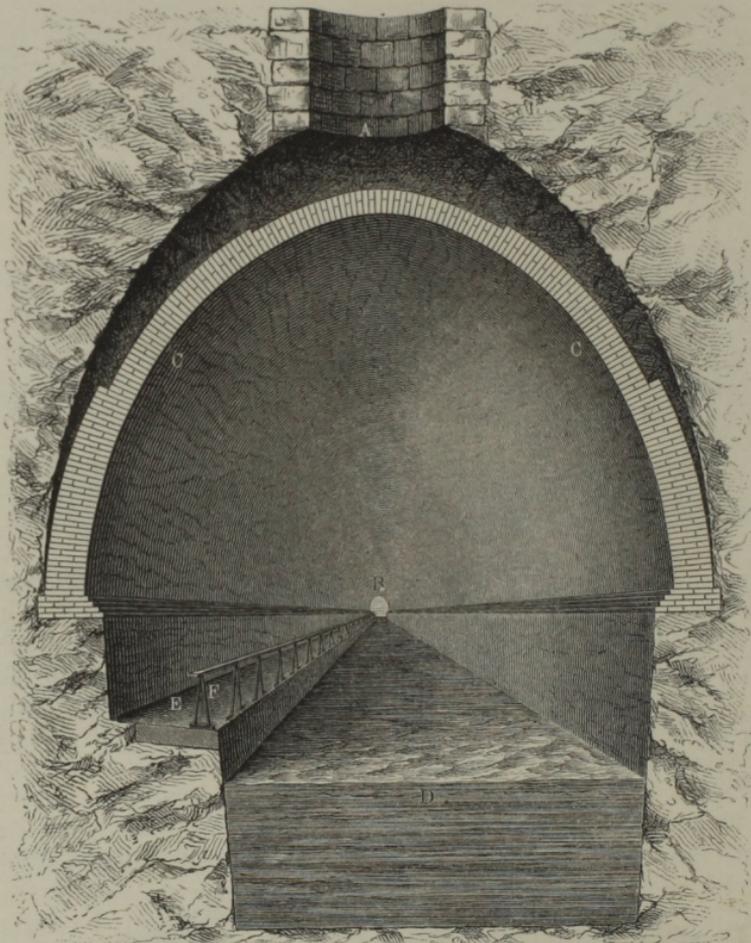


ersichtlich ist, welche den Querschnitt durch den Damm darstellt. Hierin bedeutet *W* die Windvorrichtung, um deren Trommel die beiden Ketten *E* und *F* in entgegengesetzter Richtung gewunden sind. *S* ist ein besonderer

Absperrschieber zur Regulirung des abfließenden Wassers, welches von hier durch ein gewöhnliches Gerinne dem Canale zufließt.

Zum Ablassen des überflüssigen Wassers sowohl aus den Speiseteichen als auch aus den Schiffahrtskanälen selbst dienen breite steinerne Fluthgerinne

Fig. 430.



oder sogenannte Leerläufe mit Ueberfällen. Dieselben sind bei starken Regengüssen oder Thauwetter zu eröffnen, um das Ueberfließen des Wassers über die Teich- oder Canaldämme zu verhindern, in einzelnen Fällen hat man auch Sicherheitsthore angeordnet, die für gewöhnlich geöffnet sind, und sich schließen, wenn in dem Canale in Folge eines Dammbrechens oder einer Ueberfluthung eine Strömung eintritt. Auch heberförmige Abflußröhren sind zur Ent-

lastung der Canäle angewendet worden, welche in Wirksamkeit treten, sobald der Wasserstand im Canale eine gewisse Höhe übersteigt.

Eine der größten unterirdischen oder eingeröschten Canalstrecken kommt bei dem Canale vor, welcher die Themse bei Gravesend mit dem Medway verbindet. Der ganze Canal ist nur 7 engl. Meilen, der Tunnel oder die eingeröschte Strecke desselben aber allein  $4\frac{3}{4}$  engl. Meilen lang. Der Angriff dieses Tunnels ist zu gleicher Zeit von den beiden Mundlöchern und von neun Lichtlöchern, wovon das tiefste 191 engl. Fuß Tiefe hatte, aus erfolgt. Das Querprofil dieses Tunnels, geführt durch ein Lichtloch *A*, welches von dem bei *B* sichtbaren Mundloche eine Meile absteht, zeigt Fig. 430. Da der Kalkstein, durch welchen diese Rösche geht, nicht hinreichende Festigkeit besitzt, so wurde dieselbe mit einem Ziegelgewölbe *CC* ausgemauert. In der Figur sieht man noch in *D* das Canalbett, und in *E* den mit einer Barriere *F* versehenen Leinpfad. Die Höhe des ganzen Tunnels beträgt 35 engl. Fuß und die Weite desselben 30 engl. Fuß; das eigentliche Canalbett ist dagegen nur 8 Fuß tief, oben 21,6 Fuß und unten 20 Fuß weit.

**Kammerschleusen.** Je zwei zunächst über einander liegende Canal- §. 93.  
strecken oder sogenannte Haltungen sind meist nur durch eine einfache Schleuse oder sogenannte Kammerschleuse mit einander verbunden. Eine solche Schleuse ist ein ausgemauertes Bassin, die sogenannte Schleusenkammer, durch dessen Anfüllung mit Wasser ein in dasselbe eingelaufenes Boot von einer Haltung auf die nächst höhere gehoben, und durch dessen Entleerung ein solches Boot von einer Haltung auf die nächst tiefere niedergelassen werden kann. Bei dem Füllen der Schleuse ist dieselbe von der unteren, und beim Leeren derselben von der oberen Haltung abzusperrn, und deshalb ist die Schleuse durch Thore, die sogenannten Schleusenthore, mit beiden Haltungen verbunden. Zum Ein- und Auslassen des Wassers aus der Kammer erhalten entweder die Thore derselben Ausflußmündungen, welche sich mittelst Schützen beliebig eröffnen und verschließen lassen, oder es sind überwölbte, auch wohl gußeiserne Canäle (Dohlen), sogenannte Umläufe, angebracht, welche sich in den Mauern der Schleuse um die Thore herumziehen und die Schleusenkammer mit den Haltungen in Verbindung setzen, übrigens aber ebenfalls durch Schützen eröffnet und verschlossen werden können.

Eine einfache Kammerschleuse des Birmingham-Liverpooler Canals ist durch die Figuren 431 und 432 (a. f. S.) in einem verticalen Längenschnitt und dem Grundrisse abgebildet. Es ist *A* die Schleusenkammer von 75 engl. Fuß Länge, 8 Fuß Weite und  $12\frac{1}{2}$  Fuß Tiefe, ferner *B* das um die Ase *CD* drehbare Oberthor und *E* das um die Ase *FG* bewegliche Unterthor. Ferner sieht man in *H* die Einmündung und in *K* die Ausmündung eines der beiden oberen Umläufe, sowie in *L* die Ausmündung eines unteren Umlaufes, wogegen die Umläufe selbst nur im Grundrisse durch punktirte Linien angegeben sind. Endlich bemerkt man noch in *M* und *N* die Kurbeln mit Zahnrädern, welche in die gezahnten Schützenstangen

Fig. 431.

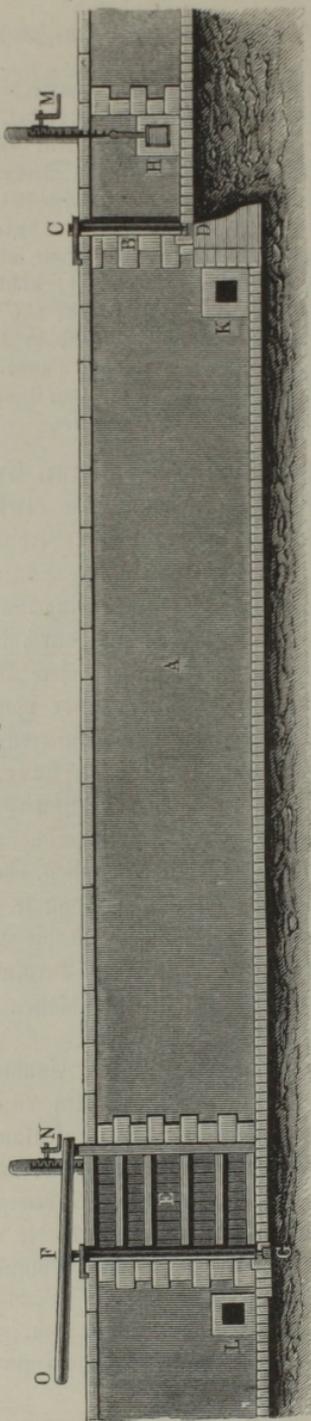
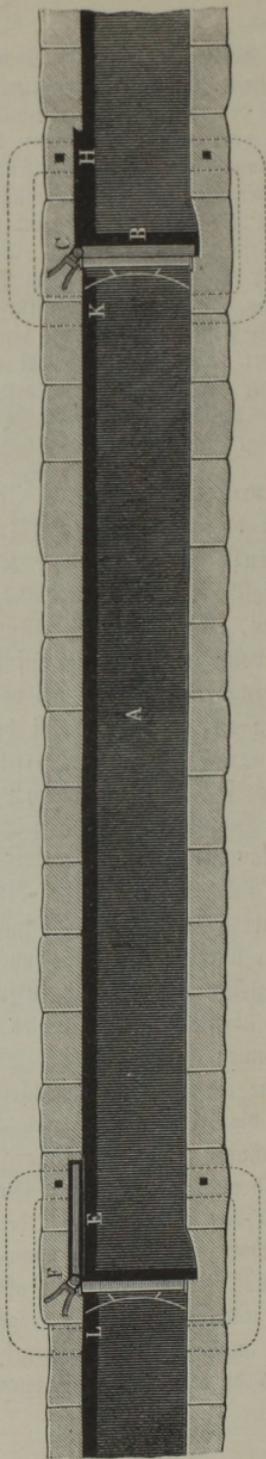
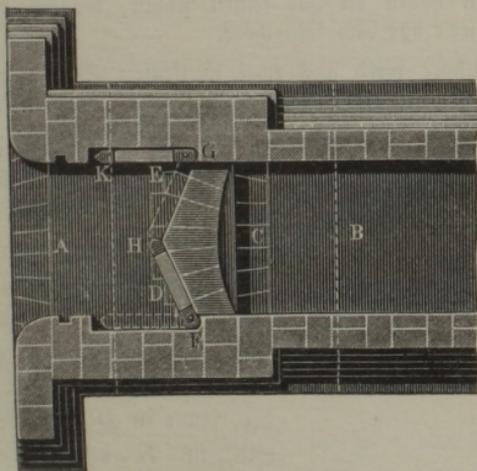


Fig. 432.



der Umläufe eingreifen und zur Eröffnung und Verschließung der letzteren dienen. Bei der abgebildeten engen Schleuse sind die Thore einfach; wenn indessen die Schleusenweite größer ist, so wendet man doppelte oder sogenannte Stemmthore an, die sich während des Verschlusses in der Mittellinie der Schleuse gegen einander stemmen. In Fig. 433 ist der Grundriß des oberen Theiles einer Schleuse mit Stemmthoren abgebildet. Es ist *A* das sogenannte Oberhaupt, *B* die Kammer der Schleuse, ferner *C* der Abfall zwischen dem Oberhaupte und der Kammer, *D* das eine und *E*

Fig. 433.

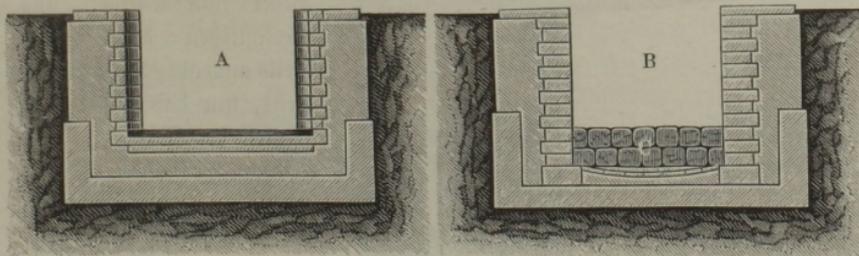


das andere Thor, das eine als geschlossen und das andere als geöffnet dargestellt. Diese Thore drehen sich mit ihren Wendesäulen *F* und *G* um verticale Axen und stoßen während des Verschlusses mit ihren Schlagsäulen *H* und *K* gegen einander. In Amerika hat man auch Schleusenthore, welche sich um eine horizontale Axe drehen. In Fig. 434 ist noch ein Querschnitt des Oberhauptes *A* und in

Fig. 435 ein Querschnitt der Kammer *B* vorgestellt; die letztere zeigt auch bei *C* den Abfall, welcher bald mehr bald weniger steil gelegt wird. Die

Fig. 434.

Fig. 435.



Schleusenthore legen sich unten gegen die sogenannten Drempele und an den Seiten gegen die Wendensichen; während die Drempele 0,15 bis 0,25 m über dem Boden des Oberhauptes vorstehen, sind die Wendensichen, entsprechend der Dicke der Thore, 0,3 bis 0,4 m tief. Die Drempele sind entweder aus Steinquadern oder aus zwei Schwellen, den sogenannten

Schlagschwellen, gebildet; letztere bilden mit dem Mittelbalken ein gleichschenkeliges Dreieck, welches durch den Binder, dessen Länge circa ein Sechstel von der Weite des Canales oder der Länge des Mittelbalkens ist, in zwei gleiche Theile getheilt wird.

Der Fall oder die Höhe des Abfalles einer Schleuse beträgt meist zwischen 2 und 3 m, in seltenen Fällen steigt er zu 5 m und darüber. Sind die Gefälle größer, so wendet man lieber zwei oder mehrere gekuppelte Schleusen an, bei welchen das Unterthor der oberen zugleich Oberthor der unteren Schleusenkammer ist.

Amerikanische Kammer Schleusen haben oft gar keinen Abfall, sondern statt dessen eine sogenannte Fallmauer vor dem Oberthore.

Das Gerippe der Schleusenthore wird aus zwei verticalen Säulen und einer gewissen Anzahl von Querriegeln gebildet. In Fig. 436 ist ein

Fig. 436.

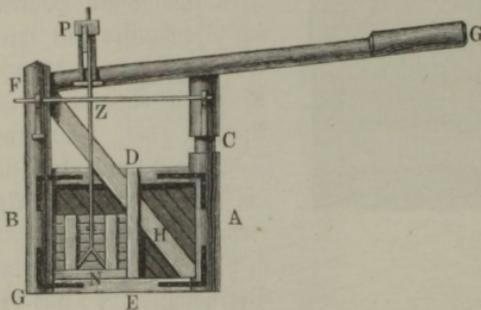
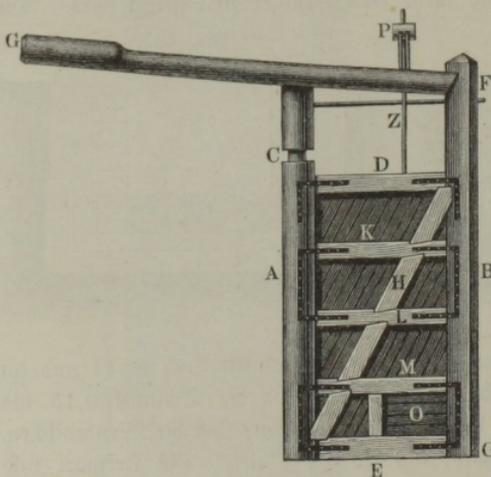


Fig. 437.

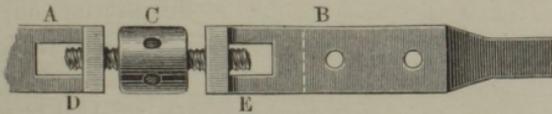


Oberthor und in Fig. 437 ein Unterthor abgebildet. In beiden Abbildungen ist *A* die Wendesäule und *B* die Anschlagssäule; ferner sieht man in *C* den Hals der Wendesäule, welche die Drehaxe des Thores bildet, sowie in *D* das obere und in *E* das untere Rahmstück, oder den sogenannten Schwellrahmen. *FG* ist der Drehbaum, welcher theils als Hebel zum Oeffnen und Verschließen der Thore, theils auch als Gegengewicht dient, um das sogenannte Sacken der Thore zu verhindern. Diesem Sacken oder Ausfliegen der Thore auf dem Boden der Thorkammern wirkt man vorzüglich auch durch eine Strebe *H* entgegen, welche von der Anschlagssäule diagonal herab nach der Wendesäule läuft; auch bringt man zu diesem

Zwecke wohl noch schmiedeeiserne Zugbänder an, welche die entgegengesetzte Richtung von der Anschlagssäule *G* aus nach der Wendessäule bei *C* haben. Auch läßt man die Thore bei sehr großer Breite derselben mittelst gußeiserner Laufräder auf einer Schienenbahn laufen, welche auf der Sohle der Thorkammer liegt. Noch sieht man in der Abbildung, Fig. 437, die Querriegel *K, L, M*, sowie in beiden Abbildungen die eisernen Beschläge und die Bekleidung der Thore mittelst diagonal laufender Holzdielen. Statt derselben wendet man auch mit Vortheil Eisenblech an. Zum Verschluss der Oeffnung *O* dient das Schütz *N*, dessen Zugstange durch *Z* dargestellt ist, während *P* das Gestell für den Mechanismus zum Ziehen dieser Stange bedeutet.

Um dem Sacken der Schleusenthore durch die Zugbänder so viel wie möglich entgegen zu wirken, läßt man dieselben aus zwei Theilen *A* und *B*, Fig. 438, bestehen, und verbindet dieselben durch eine Differentialschraube *DCE*. Wird der Kopf *C* dieser Schraube ein Mal umgedreht, so zieht

Fig. 438.

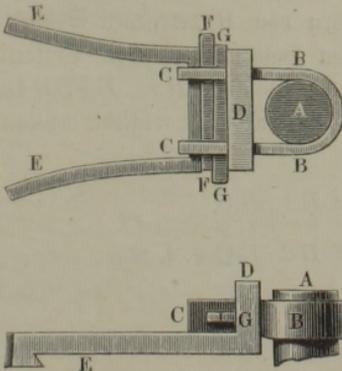


sich das Band um die Differenz der Ganghöhen der Gewinde *D* und *E* zusammen.

Große Thore für Seeschleusen hat man auch durch Bekleidung auf beiden Seiten als hohle wasserdichte Räume dargestellt, welche man durch Auspumpen des Wassers vermöge des Auftriebes entlasten und am Durchsacken wirksam verhindern kann.

Die Wendessäule der Schleusenthore stützt sich unten mittelst eines eisernen Zapfens auf ein eisernes Lager, genau wie die stehende Welle eines Göpels,

Fig. 439.

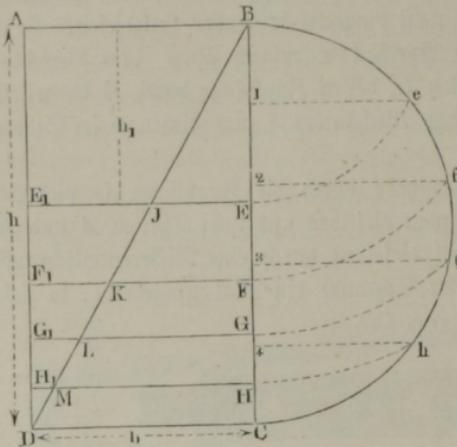


und wird oben durch ein Halsband, welches um den runden Hals derselben herumläuft, in senkrechter Richtung erhalten. Dieses Halsband ist durch starke Anker mit dem Mauerwerke zu verbinden, und muß zum Lösen oder Abnehmen eingerichtet sein, um das Thor, wenn es nöthig ist, ansheben zu können. In Fig. 439 ist *A* der Hals eines Schleusenthores, *CBBC* das um denselben herumgelegte Halsband, welches durch eine Nabe *D* des An-

fers *EDE* hindurchgesteckt ist, und durch die Schlußteile *F* und *G* fest mit derselben verbunden wird.

Da der Druck des Wassers auf ein Schleusenthor *AC*, Fig. 440, von oben nach unten hin zunimmt, so pfllegt man die Querriegel nach unten hin enger zusammenzulegen. Ist

Fig. 440.



Ist  $AD = h$  die Niveaudifferenz zwischen dem Oberwasserspiegel *AB* und dem Unterwasser *DC*, und  $DC = b$  die Breite eines Thorflügels, so ergibt sich nach Thl. I, Abschnitt VI die Größe des Wasserdruckes auf die Fläche *AC* durch  $Q = \frac{1}{2} h^2 b \gamma$ , wenn  $\gamma$  das spezifische Gewicht des Wassers bedeutet. Ebenso ist der Wasserdruck auf das rechteckige Feld *AE*, dessen Höhe  $BE = h_1$  sein möge, durch  $Q_1 = \frac{1}{2} h_1^2 b \gamma$  ausgedrückt. Daher hat man:

$$\frac{Q_1}{Q} = \frac{h_1^2}{h^2} = \frac{\triangle BJE}{\triangle BDC'}$$

wenn *J* den Durchschnitt der Diagonale *BD* mit *EE*<sub>1</sub> bedeutet.

Kommt es daher darauf an, das Thor behufs Anwendung gleichmäßig starker Riegel in einzelne über einander liegende Felder von gleichem Wasserdrucke zu theilen, so hat man nur die Fläche des Druckes *BDC* durch horizontale Linien in gleiche Theile zu zerlegen. Dies ist graphisch leicht zu bewirken, wenn man die Höhe  $BC = h$  in die verlangte Anzahl (*n*) gleicher Theile zerlegt. Dann findet man in den von *B* gezogenen Sehnen *Be*, *Bf*, *Bg* zc. des über *BC* gezeichneten Halbkreises, deren Projectionen *B1*, *B2*, *B3* u. s. w. sind, die gesuchten Abstände *BE*, *BF*, *BG* . . . für die verlangte Theilung in Felder, wie sich leicht ergibt. Man hat nämlich nach der Construction

$$BE^2 = Bc^2 = B1 \cdot BC,$$

$$BF^2 = Bf^2 = B2 \cdot BC \text{ u. s. w.},$$

daher hat man auch

$$\frac{\triangle BJE}{\triangle BDC} = \frac{BE^2}{BC^2} = \frac{B1}{BC'}$$

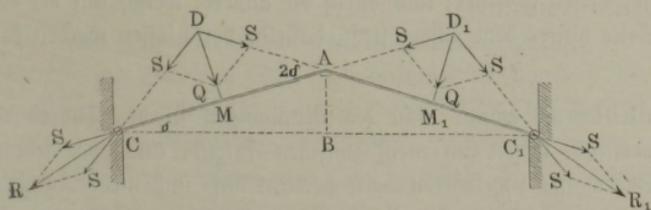
sowie

$$\frac{\triangle BKF}{\triangle BDC} = \frac{BF^2}{BC^2} = \frac{B2}{BC}$$

Wenn daher  $B1 = 12 = 23 = \dots \frac{1}{n} BC$  ist, so folgt leicht die Gleichheit der Theile  $BJE, JKFE, KLG F \dots$ , in welche das Dreieck  $BDC$  durch die Horizontalen getheilt ist. Folglich ist der Wasserdruck auf jeden der Streifen, in welche die Thorfläche  $ABCD$  zerlegt ist, zu  $\frac{Q}{n} = \frac{h^2 b}{2n} \gamma$  gefunden. Riegel, welche in diesen Theilungslinien angeordnet werden, sind daher nahezu gleichem Wasserdrucke ausgesetzt. Vollkommene Gleichheit würde stattfinden, wenn man die Mittellinien der Riegel durch die Mittelpunkte des auf die einzelnen Streifen  $BE, EF, FG \dots$  kommenden Wasserdruckes legen würde, welche Mittelpunkte nach Thl. I, Abschnitt VI zu bestimmen sind. Wenn das Thor unterhalb  $CD$  noch auf beiden Seiten vom Wasser gedrückt wird, so ist daselbst der Ueberdruck für jede Flächeneinheit constant gleich  $h\gamma$ , daher hier die Riegel in gleichen Entfernungen anzuordnen sind.

Durch den Wasserdruck  $Q$  werden die Riegel wie gleichmäßig belastete, in der Anschlagäule und in der Wendesäule unterstützte Balken auf relative Festigkeit beansprucht. Gleichzeitig erleiden sie aber eine rückwirkende Spannung in Folge der Stemmwirkung, welche wie folgt zu beurtheilen ist. Der in der Mittellinie  $M$  eines Thores, Fig. 441, senkrecht auf die Ebene des

Fig. 441.



letzteren wirkende Wasserdruck  $Q$  zerlegt sich in zwei gleich große, durch die beiden Wendesäulen  $CC_1$  gehende Seitenkräfte  $S, S$ , welche die Riegel auf ihre rückwirkende Festigkeit beanspruchen. Die beiden auf jede Wendesäule wirkenden Seitenkräfte  $S$  setzen sich dann zu einer Mittelkraft  $R$  zusammen, durch welche die Wendesäule fest in ihre Nische gedrückt wird. Bezeichnet  $\delta$  den Winkel  $ACB$ , um welchen jedes Stemmthor von dem Querschnitte  $CC_1$  des Canales abweicht, so hat man, da  $CAD = 2\delta$  ist:

$$\overline{DS} = S = \frac{Q}{2 \sin 2\delta'}$$

und daher:

$$\overline{CR} = R = 2 S \cos \delta = \frac{Q \cos \delta}{2 \sin \delta \cos \delta} = \frac{Q}{2 \sin \delta}.$$

Damit diese Kraft von der Thornische und nicht etwa von den Axenlagern der Wendesäule aufgenommen werde, ist dafür zu sorgen, daß die letztere beim Schlusse der Thore von der ersteren auf der Seite von  $CR$  scharf umschlossen werde, und damit sich das Thor während seiner Eröffnung oder seiner Verschließung nicht an der Thornische reibe, giebt man der Drehaxe der Wendesäule eine kleine Excentricität, so daß sich bei dem Oeffnen des Thores zwischen der Wendesäule und der Nische derselben ein Zwischenraum von 10 bis 20 mm Breite bildet.

Der Widerstand, welcher beim Drehen der Thore zu überwinden ist, besteht theils in der Reibung derselben am Zapfen und am Halse, theils in dem Widerstande des Wassers, welches sich vermöge seiner Trägheit, wenn die Umdrehungsgeschwindigkeit nicht ganz klein ist, immer auf der einen Seite etwas höher stellen wird als auf der anderen. Das gewöhnlichste Hilfsmittel zum Umdrehen der Thore ist der Drehbaum, oder auch eine Zugstange, welche mit einem Ende an die Schlagsäule befestigt und mit dem anderen Ende von den Schleusenmauern aus angezogen und zurückgeschoben wird. Zur Bewegung dieser Stange dient auch sehr häufig eine Winde, welche man mittelst eines Taaes oder einer Kette auf die Zugstange wirken läßt; auch wendet man wohl statt der Zugstange zwei Ketten, und für jede eine besondere Winde an, so daß durch die eine, welche vor dem Thore steht, dieses geöffnet, und durch die andere, welche auf der entgegengesetzten Seite hinter dem Thore steht, dasselbe verschlossen werden kann.

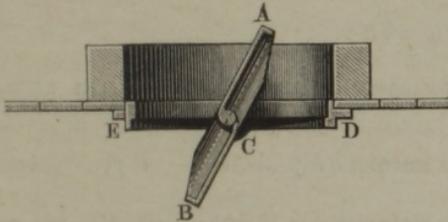
§. 94. Die Schützen, womit man die Mündungen in den Thoren oder die Umläufe versieht, lassen sich meist zwischen Falzen, und zwar jedesmal an der dem Oberwasser zugekehrten Seite vertical auf- und niederbewegen. Zuweilen versieht man dieselben auch mit Gegengewichten, welche aber ebenfalls eine Führung durch Falze erhalten müssen. Um die Schütze nicht von der Fußbrücke am Thore, sondern von der Seitenmauer aus bewegen zu können, legt man wohl auch die Schützen schief, oder versieht dieselben mit einer Drehungsaxe, so daß sie sich bogenförmig bewegen lassen.

Klappen lassen sich, zumal wenn dieselben doppelt sind, leichter bewegen als Schieber oder Schützen; nur geben dieselben meist nicht so guten Verschluß als die letzteren. Eine Doppelklappe für Schleusenthore ist in Fig. 442 abgebildet. Dieselbe besteht aus einer gußeisernen Platte  $AB$  mit ringsherum vorstehenden Rändern mit einer schmiedeeisernen Axe  $C$ , und ist von einem gußeisernen Rahmen  $DE$  umschlossen. Bei Umläufen sind die

Schützen oder, nach Befinden, Ventile nahe an den Einmündungen derselben anzubringen.

Das gewöhnlichste und einfachste Hülfsmittel zur Bewegung der Schützen, Klappen und Ventile besteht in einem Hebel. Man bewegt durch denselben

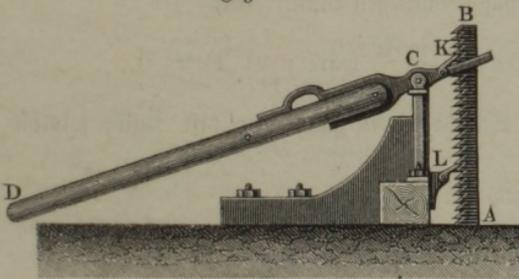
Fig. 442.



die Schütze u. s. w. entweder in einem Zuge, oder in Absätzen. Im ersteren Falle ist die Zugkraft nur eine sehr mäßige; es kommt daher derselbe nur bei kleinen Schleusen vor. Im zweiten hat man es dagegen mit den sogenannten Hebeladen (s. §. 2) zu thun. Eine Vorrichtung dieser

Art zeigt Fig. 443. Es ist hier *AB* die gezahnte Schützenstange, und *CD* die um *C* drehbare Hebelade, auf welcher eine Klinker *K* sitzt, die zwischen

Fig. 443.



die Zähne der Schützenstange eingreift. Bei dem Niederdrücken des Hebels *D* wird die Schütze mittelst *K* emporgehoben, und beim Aufziehen desselben wird die letztere durch eine Sperrklinker *L* vor dem Zurückfallen gesichert. Um die Eröff-

nung bei einem Zuge möglichst groß zu machen, versieht man wohl das Schleusenthor mit mehreren Schutzmündungen über einander, die man dann auch durch unter einander hängende Schützen eröffnet und verschließt. Sehr gewöhnlich dient zur Bewegung der Schützen die Kurbel, indem man dieselbe mit einem Zahnrade versieht, das man in die gezahnte Schützenstange eingreifen läßt, wobei zur Verstärkung des Zuges meist ein Vorgelege Anwendung findet (s. §. 3). Sehr oft bedient man sich endlich auch des Schraubensmechanismus zur Bewegung der Schützen, indem man das Ende der Schützenstange in eine Schraubenspindel auslaufen läßt und dieselbe mit einer Mutter umgiebt, deren Umfang mit Zähnen ausgerüstet ist, zwischen welche ein auf der Welle einer Kurbel feststehendes Treibrad eingreift (s. §. 5).

Ist *a* die Höhe und *b* die Breite einer rechteckigen Schütze, ferner *h* die Tiefe ihres Schwerpunktes unter dem Wasserspiegel, oder, im Fall daß diese Schütze auf beiden Seiten unter Wasser steht, der Niveauabstand zwischen beiden Wasserspiegeln, und  $\gamma$  die Dichtigkeit des Wassers, so

hat man die Kraft, mit welcher die Schütze gegen ihre Führung gedrückt wird:

$$R = abh\gamma \text{ (s. Thl I, Abschnitt VI),}$$

und daher die entsprechende Reibung, wenn  $\varphi = 1/4$  bis  $1/3$ , den Coefficienten der Reibung zwischen der Schütze und Führung bezeichnet:

$$F = \varphi R = \varphi abh\gamma.$$

Soll diese Schütze senkrecht aufgezogen werden, so ist die hierzu nöthige Kraft:

$$P = F + G - V\gamma = \varphi abh\gamma + G - V\gamma,$$

wenn  $G$  das Gewicht und  $V$  das Volumen der Schütze, also  $V\gamma$  das von ihr verdrängte Wassergewicht bezeichnet.

Man ersieht hieraus, daß man durch Vergrößerung des Volumens  $V$ , indem man z. B. auf die Rückwand der Schütze einen Windkessel aufschraubt, die Zugkraft beliebig herabziehen kann. Für

$$V = \varphi abh + \frac{G}{\gamma} \text{ wäre z. B. } P = 0.$$

Beim Niederlassen der Schütze ist  $h$  ganz oder fast Null, folglich die erforderliche Gegenkraft:

$$P_1 = V\gamma - G.$$

Soll  $P = P_1$  sein, so muß

$$V = 1/2 \varphi abh + \frac{G}{\gamma}$$

sein.

Fordert man dagegen  $P_1 = \text{Null}$ , so hat man:

$$V = \frac{G}{\gamma} \text{ und}$$

$$P = F = \varphi abh\gamma,$$

und es wirkt also dann der Auftrieb  $V\gamma$  wie ein gewöhnliches Gegengewicht zur Ausgleichung von  $G$ .

Die Kraft zum Eröffnen eines einfachen Ventiles oder einer einfachen Klappe ist, wenn  $F$  den Inhalt derselben bezeichnet:

$$P = Fh\gamma,$$

und der Angriffspunkt derselben ist der sogenannte Mittelpunkt des Wasserdruckes (s. Thl. I). Ist das Ventil oder die Klappe eröffnet, so nimmt die Kraft schnell ab, weil dann das durchfließende Wasser noch einen Gegenbruch auf das Ventil ausübt, der natürlich um so größer ausfällt, je lang-

samer das Wasser durch die Eröffnung des Ventiles fließt, je größer also der Querschnitt derselben ist.

**Wasserbedarf beim Durchschleusen.** Auf die Menge des für §. 95. einen Canal erforderlichen Speisewassers ist der zum Durchschleusen der Schiffe nöthige Bedarf sowie auch der aus dem unvollkommenen Schluß der Schleusenthore herrührende Wasserverlust von Bedeutung. Der letztgedachte Verlust ist im Allgemeinen unbestimmt; nach Angaben von Minard beträgt derselbe bei guter Unterhaltung der Thore nicht mehr als  $\frac{1}{8}$  Cubikfuß (4 Liter) pro Secunde. Der Verbrauch des Wassers beim Durchschleusen hängt vorzüglich von dem Wasservolumen  $V = Fs$  einer Schleusenkammer, dessen Basis der Querschnitt  $F$  der Kammer und dessen Höhe  $s$  der Verticalabstand zwischen dem Ober- und Unterwasserspiegel (Schleusengefälle) ist, und nächst dem auch von dem verdrängten Wasserquantum  $W$  eines Schiffes ab. Ist  $G$  das Gewicht des Schiffes und  $\gamma$  die Dichtigkeit des Wassers, so hat man bekanntlich  $W = \frac{G}{\gamma}$ . Es werde nun im Folgenden der Wasserbedarf des Durchschleusens in verschiedenen Fällen, und zwar zunächst für eine einfache Kammer Schleuse bestimmt.

1) Ein Schiff kommt von unten und findet die Schleuse geleert. Nachdem dasselbe in die Kammer eingelaufen und das Unterthor geschlossen ist, läßt man das Wasserquantum  $V = Fs$ , die sogenannte Füllmasse, aus dem Oberwasser zu, um es bis in das Niveau des Oberwassers zu heben; zuletzt öffnet man noch das Oberthor, und zieht das Schiff aus der Kammer, wobei es noch das Wasserquantum  $W$  aus dem Oberwasser in die Kammer drängt. Es ist folglich bei diesem Durchschleusen dem Oberwasser das Quantum  $V + W$  entnommen und also auch ebenso viel Wasser zum Durchschleusen verbraucht worden.

2) Ein Schiff kommt von oben und findet die Schleusenkammer leer. Das nöthige Anfüllen der letzteren erfordert das Wasserquantum  $V$ ; beim Einlaufen des Schiffes in die Kammer wird hiervon wieder das Quantum  $W$  aus der Kammer in das Oberwasser zurückgedrängt, und nun das Oberthor geschlossen. Es ist folglich hierbei die Wassermenge  $V - W$  aus dem Oberwasser entnommen und also auch verbraucht worden.

3) Die beiden Schiffe in den soeben betrachteten Fällen erfordern also zusammen das Wasserquantum  $V + W + V - W = 2V$ , und so groß ist natürlich auch der Wasserbedarf eines Schiffes allein, welches in einer Schleuse gehoben und in der anderen niedergelassen wird.

Sind die beiden Schiffe unter (1) und (2) nicht gleich beladen, und verdrängt vielleicht das aufsteigende das Wasservolumen  $W$ , und das nieder-sinkende  $W_1$ , so hat man dagegen den Wasserbedarf für beide:

$$V + W + V - W_1 = 2V + W - W_1,$$

und es ist dann  $W - W_1$  das verdrängte Wasserquantum  $\frac{G - G_1}{\gamma}$ , welches der Differenz der Schiffsloadungen entspricht.

4) Ein Schiff kommt von oben und findet die Schleusenkammer gefüllt. Hier geht nicht nur kein Wasser verloren, sondern es wird sogar das Wasserquantum  $W_1$  gewonnen, welches das Schiff beim Einfahren in die Kammer in das Oberwasser zurückdrängt.

5) War nun das Wasserquantum für das vorher emporgehobene Schiff, wobei die Schleuse gefüllt wurde,  $V + W$ , so ist folglich für beide Schiffe zusammen der Wasserbedarf:

$$V + W - W_1,$$

daher für  $W = W_1$ :

$$V + W - W_1 = V.$$

Es ist also in dem Falle, wenn man die zum Heben eines Schiffes verbrauchte Füllmasse wieder zum Niederlassen eines anderen Schiffes benutzt, welches mit dem ersteren gleich belastet ist, der Wasserbedarf nur halb so groß, als wenn man für das niedergehende Schiff die Schleuse von Neuem füllen muß.

6) In vielen Fällen, namentlich beim Transport von Bergproducten, erfolgt die Förderung bloß bergab, so daß aufwärts nur leere Schiffe gehen. Dann ist  $W_1 > W$ , und daher die Füllmasse für zwei in ihrem Lauf sich kreuzende Schiffe:

$$V - (W_1 - W) = V - \frac{G_1 - G}{\gamma} = V - \frac{Q}{\gamma},$$

wenn  $Q$  das Gewicht der Fördermasse oder der Schiffsladung bezeichnet. Ist  $F_1$  der mittlere Querschnitt des Schiffes und  $s_1$  die Senkung desselben in Folge der Ladung  $Q$ , so hat man auch:

$$V - \frac{Q}{\gamma} = F s - F_1 s_1,$$

und daher den Wasserbedarf für zwei an einer Schleuse sich kreuzende Schiffe = Null für

$$F s = F_1 s_1.$$

Nun ist aber  $F$  mindestens  $1,2 F_1$ , folglich könnte hiernach  $s$  nur  $= \frac{5}{6} s_1$  sein. Für  $s_1 = 1$  m wäre hiernach  $s = 0,833$  m. Die Anwendung eines so kleinen Schleusengefälles möchte, da hierdurch wieder die einer großen Anzahl von Schleusen bedingt wird, kaum praktisch vortheilhaft sein.

7) Passirt ein Schiff die Scheitelsecke, so ist der Wasserbedarf zum Durchschleusen durch die beiden benachbarten Schleusenkammern derselbe, wie zum Durchschleusen zweier ebenso großen Schiffe durch eine Kammer, wovon das eine gehoben und das andere niedergelassen wird, und zwar entweder 2  $V$  oder  $V$ , je nachdem die zweite Schleuse, in welcher das Schiff seinen Niedergang beginnt, leer oder gefüllt ist. Das Erstere findet statt, wenn dem Schiffe ein anderes vorausgegangen, und das Zweite, wenn es einem andern Schiffe begegnet ist.

8) Bei gekuppelten Schleusen ist der Wasserbedarf größer als bei einfachen Schleusen mit zwischenliegenden längeren Haltungen.

Kommt ein Schiff von unten an eine aus zwei Kammern bestehende Schleuse, und findet es beide Kammern geleert, so kann man die untere Kammer nicht aus der oberen füllen, sondern man muß auch das nöthige Wasser aus der nächst höheren Haltung nehmen, und dieses erst in die obere und von da in die untere Kammer schlagen. Das Füllen der zweiten Kammer erfolgt natürlich ebenfalls aus der nächst höheren Haltung. Es sind also zum Heben des Schiffes in den gekuppelten Schleusen gleichsam drei Füllungen, und hiervon deren zwei aus dem Oberwasser nöthig, während zwei einfache Schleusen mit einer zwischenliegenden Haltung nur zwei Füllungen, und zwar nur eine aus dem Oberwasser erfordern würden. Bei drei gekuppelten Schleusen ist dieser Wasserbedarf noch größer; hier würden aus dem Oberwasser drei Füllungen und im Ganzen sechs Füllungen nöthig sein, während bei getrennten Kammern aus dem Oberwasser nur eine Füllung und im Ganzen nur drei Füllungen zu entnehmen wären. Bei vier gekuppelten Schleusen ist natürlich das Verhältniß noch viel ungünstiger.

9) Ein anderer Uebelstand stellt sich bei den gekuppelten Schleusen noch heraus, wenn beim Herabgehen eines Schiffes die Kammern derselben gefüllt sind. Da in diesem Falle die unteren Kammern nicht das Wasser der oberen Kammern fassen können, so ist es nöthig, daß erstere zuvor in die nächst tiefere Haltung entleert und nach Befinden die Schützen der letzteren gezogen werden müssen, bevor zum Niederlassen des Schiffes geschritten werden kann.

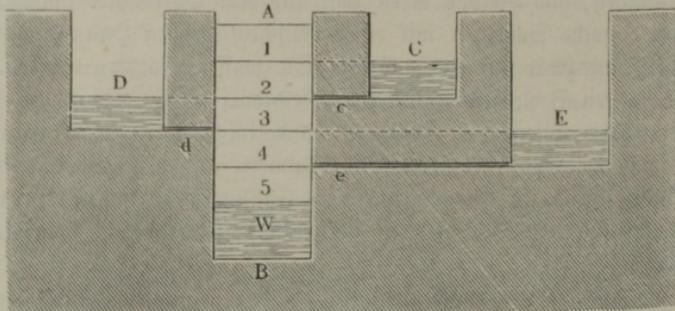
Diese Nachtheile der gekuppelten Schleusen kommen in einem schwächeren Grade auch bei einfachen Schleusen vor, wenn dieselben keine langen und breiten Zwischenstrecken haben.

Anmerkung. Der Zeitaufwand, welcher das Füllen und Ausleeren der Schleusen erfordert, ist in Thl. I bestimmt.

Um das beim Niederlassen des Schiffes in einer Schleuse verbrauchte Wasser in einer Weise aufzufangen, daß es beim Aufziehen eines anderen

Schiffes oder bei einer folgenden Füllung der Schleuse wieder gebraucht werden kann, hat man auch sogenannte Seitenbassins vorgeschlagen und in vereinzeltten Fällen zur Anwendung gebracht. Wenn man zunächst einen Theil der Füllmasse in ein besonderes Bassin abschlägt, und dann, nach gehörigem Abschluß desselben, die übrige Füllmasse in das Unterwasser fließen läßt, so kann man umgekehrt zu der nächsten Füllung der Schleuse zunächst das im Seitenbassin aufgefangene Wasser verwenden, und dann das fehlende aus dem Oberwasser entnehmen. Eine Schleuse *AB* mit drei solchen Seitenbassins (*C, D, E*) führt Fig. 444 vor Augen. Man denke sich den ganzen Schleusenraum über der Oberfläche des Unterwassers *W* durch Horizontalschnitte in fünf gleiche Theile getheilt, und nehme an, daß jedes Seitenbassin mit der Schleuse einerlei Basis habe. Das Entleeren dieser Schleuse geht auf folgende Weise vor sich. Zuerst läßt man eine Wasserschicht (1) durch die Röhre *c* in das Bassin *C* ab, dann verschließt man *c* und eröffnet die Röhre *d*, welche eine zweite Wasserschicht (2) in das Bassin *D* leitet; hierauf verschließt man *d* und hält dafür die Röhre *e* so lange

Fig. 444.



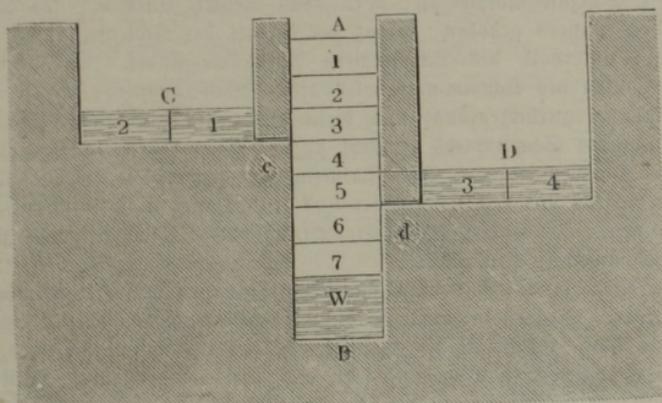
offen, bis eine dritte Wasserschicht (3) in das Bassin *E* geflossen ist. Endlich schließt man auch *e*, und läßt die Wasserschichten (4) und (5) in das Unterwasser *W* ab. Soll umgekehrt die Schleuse gefüllt werden, so füllt man erst den Raum (5) aus *E*, dann den Raum (4) aus *D*, hierauf den Raum (3) aus *C*, und läßt endlich aus dem Oberwasser noch so viel Wasser zu, als nöthig ist, um den Raum (2) + (1) auszufüllen.

Bei Anwendung dieser drei Seitenbassins ist also die Wasserersparniß  $\frac{3}{5}$  der ganzen Füllmasse *V*. Hätte man nur zwei Seitenbassins, so würde diese Ersparniß bloß  $\frac{2}{4} V$  sein, und bei Anwendung von nur einem Seitenbassin wäre sie gar nur  $\frac{1}{3} V$ . Ist allgemein *n* die Anzahl der Seitenbassins, so hat man, wie leicht ermessen werden kann, die Ersparniß:

$$E = \frac{n}{n + 2} V.$$

Hiernach fällt also die Wasserersparniß um so größer aus, je größer die Anzahl der Seitenbassins ist. Noch etwas größer ist die Wasserersparniß, wenn man den Seitenbassin einen größeren Flächenraum giebt als der Schleuse. In Fig. 445 ist eine solche Schleuse *AB* mit zwei Seitenbassin *C* und *D* veranschaulicht, wovon jedes eine doppelt so große Basis hat als die Schleuse. Es ist hier die ganze Füllmasse in sieben gleiche Wasserschichten abgetheilt. Bei Eröffnung des Seitencanals *c* wird das Bassin *C* mit zwei Schichten (1) und (2) angefüllt; schließt man hierauf *c* und eröffnet *d*, so laufen zwei andere Wasserschichten (3) und (4) in das Bassin *D*; schließt man wieder *d*, so bleiben noch die Wasserschichten (5), (6), (7) übrig, welche in das Unterwasser abzulassen sind. Soll dagegen die Schleusenkammer gefüllt werden, so füllt man erst (7) und (6)

Fig. 445.



aus *D*, dann (5) und (4) aus *C*, und endlich (3), (2) und (1) aus dem Oberwasser. Es ist also hier die Wasserersparniß:

$$E = \frac{2 \cdot 2}{7} = \frac{4}{7} \text{ der Füllmasse } V.$$

Ein Seitenbassin hätte dieselbe nur  $E = \frac{2}{5} V$  gegeben, und drei Seitenbassin würden  $E$  auf  $\frac{6}{9} V$  steigern. Ueberhaupt geben  $n$  Seitenbassin, jedes von einer doppelt so großen Basis als die Schleuse:

$$E = \frac{2n}{2n + 3} V.$$

Ist ganz allgemein  $m$  das Verhältniß des Querschnittes eines Seitenbassin zu dem der Schleuse, so hat man:

$$E = \frac{m n}{m n + m + 1} V = \frac{n}{n + 1 + \frac{1}{m}} V.$$

Der letzten Formel zufolge hat  $m$  nur einen unbedeutenden Einfluß auf  $E$ ; es ist folglich der Vortheil nicht groß, wenn man den Seitenbassin größere Grundflächen giebt als der Schleusenkammer.

Schleusen mit derartigen Seitenbassin sind indessen nur selten in Anwendung gekommen, weil die wasserdichte Herstellung und Unterhaltung der Bassins und Schützvorrichtungen mit größeren Kosten und Schwierigkeiten verbunden ist, und

weil insbesondere der große Zeitaufwand beim Durchschleusen der Anwendung dieser Einrichtung bei lebhaftem Schiffsverkehre im Wege steht. Zuweilen hat man auch wohl zwei Schleusen neben einander erbaut, deren Kammern durch einen verschließbaren Canal mit einander in Verbindung gebracht sind, so daß jede Kammer als Seitenbassin für die andere fungirt. Durch diese Anordnung, bei welcher gleichzeitig beide Kammern zum Durchschleusen zweier sich begegnenden Schiffe in Thätigkeit sein können, wird das erforderliche Wasserquantum auf die Hälfte reducirt.

Bei einer anderen, von Girard \*) vorgeschlagenen Einrichtung ist nur ein mit der Schleusenkammer fortwährend in Verbindung stehendes Seitenbassin vorgehen, in welchem ein eiserner cylindrischer Schwimmer etwa nach Art einer Gasometerglocke beweglich ist. Dieser Schwimmer, dessen Grundfläche gleich derjenigen der Schleusenkammer ist, wird beim Senken eines Schiffes durch den Auftrieb des Wassers gehoben, so daß der Inhalt der Schleusenkammer in dem Seitenbassin unterhalb des Schwimmers Aufnahme findet. Bei dem darauf folgenden Sinken des Schwimmers wird dieses Wasserquantum wieder nach der Schleusenkammer zurückgedrängt und dient als neue Füllmasse. Die Hebung und Senkung des Schwimmers geschieht dadurch, daß dessen Inneres durch eine horizontale Zwischenwand in zwei Abtheilungen getheilt ist, welche durch abschließbare Röhren mit dem Oberwasser und Unterwasser in Verbindung gebracht werden können. Die sehr sinnreiche Einrichtung scheint jedoch nirgends zur Ausführung gekommen zu sein.

In den Niederlanden hat man solche Einrichtungen versucht, vermöge deren das aus dem Obergraben der Schleusenkammer zufließende Wasser zur Umdrehung eines in die Wasserzuführung eingeschalteten Wasserrades verwendet wird, welches letztere ein Schöpfwerk in Bewegung setzt, das einen entsprechenden Theil Wasser aus der unteren Canalstrecke in die obere zurückbefördert. Diese Einrichtungen, worüber ein Näheres in L. Baud, *Cursus over de Waterbouwkunde* 1838, II, und Storm Buysing, *Handleiding tot de Kennis der Waterbouwkunde*, 1854, II zu finden, haben indessen nicht zu dem gewünschten Ziele geführt.

- §. 96. **Schiffsaufzüge.** In Fällen, wo das zum Betriebe von Kammer-  
schleusen erforderliche Betriebswasser nicht in hinlänglicher Menge zur Ver-  
fügung steht, sowie auch zur Vermeidung einer sehr großen Anzahl von  
Schleusen bei hohen Gefällen, hat man die Hebung und Senkung der Schiffes-  
gefäße zwischen den beiden in verschiedener Höhe liegenden Canalhaltungen  
auch durch verticale oder geneigte Aufzüge bewirkt. Von den verticalen  
Aufzügen sind zunächst diejenigen anzuführen, bei denen man die Schiffes-  
gefäße direct mittelst Ketten erfaßt, welche über Windetrommeln geführt  
sind, so daß durch deren Drehung ein Heben oder Senken der Schiffe incl.  
ihrer Ladung bewirkt wird. Eine solche Einrichtung, welche natürlich nur  
für kleinere Schiffe oder Rähne anwendbar ist, bietet beispielsweise der  
Churprinz=Canal bei Freiberg dar, auf welchem die Erze vom Chur-

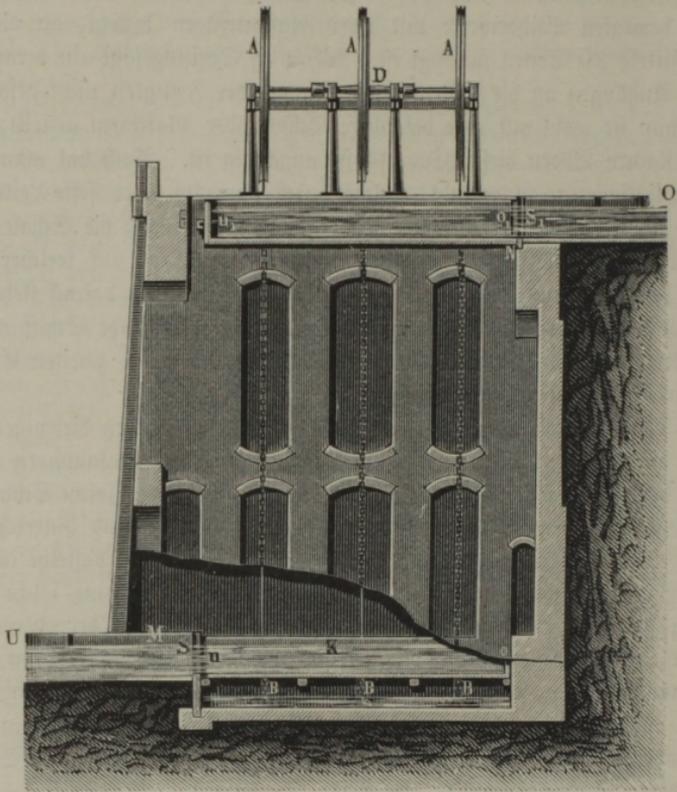
\*) S. Rapport et Mémoire sur le nouveau système d'écluses à flotteur de M. D. Girard, par M. Poncelet, Paris 1845, und Hagen, *Wasserbau*, 2b. IV.

prinz=Erbstollen nach dem Hüttenwerke Halsbrücke geschifft werden. In dem sogenannten Hebehaufe werden die mit circa 50 Ctr. Erz beladenen Rähne aus dem Muldenflusse in die obere Canalstrecke 7,6 m hoch durch eine Maschine gehoben, welche der Hauptsache nach in einem durch eine Kurbel bewegten Windwerke mit zwei Flaschenzügen besteht, an die der Rahn mittels 20 Seilen gehängt ist. Wenn die Schiffsgefäße ein derartiges directes Anhängen an die Ketten wegen mangelnder Festigkeit nicht gestatten, so hat man sie wohl auf eine besondere Schale oder Plattform gestellt, was bei den flachen Böden dieser Canalschiffe angängig ist. Auch hat man zwei solcher Plattformen angewandt, welche durch oberhalb über feste Leitrollen geführte Ketten so mit einander in Verbindung stehen, daß die Schalen sich gegenseitig abbalanciren. Bei einer Drehung der Axe, auf welcher jene Rollen befindlich sind, geht daher die eine Schale mit dem darauf stehenden Schiffsgefäße nieder, während die andere das auf ihr stehende Schiff erhebt. Diese Aufzüge haben daher viele Aehnlichkeit mit den im zweiten Capitel angeführten verticalen Sichtaufzügen.

Eine besondere Art dieser senkrechten Schiffsaufzüge bilden diejenigen, bei welchen die gedachten Plattformen durch bewegliche Schleusenkammern ersetzt sind, in denen die zu befördernden Schiffe schwimmen. Jede solche Schleusenkammer bildet einen Kasten von rechteckigem Grundrisse und hinreichender Größe, um ein Schiff aufzunehmen, und solcher Tiefe, daß dasselbe in dem Füllwasser des Kastens schwimmt. Denkt man sich nun eine solche Einrichtung getroffen, vermöge deren jeder Kasten sowohl mit der oberen wie mit der unteren Canalhaltung in Verbindung gebracht werden kann, und stellt man sich vor, die Kästen würden, nachdem in jeden ein Schiff gefahren, von den Canälen durch Schützen abgeschlossen, so erkennt man, wie eine Umdrehung der oberen Kettenrollen ein Heben der einen und Senken der anderen Schleusenkammer zur Folge haben muß. Werden daher nach geschעהner Hebung die Schleusenkammern mit den Canalhaltungen in Verbindung gebracht, so ist ein Herausfahren der Schiffe aus den Kammern in die Canalstrecken und eine Befegung der Kammern durch entgegengesetzt gehende Rähne möglich, worauf das entgegengesetzte Spiel des Aufzuges erfolgen kann. Hierbei erhalten sich die beiden gleich großen Kammern genau im Gleichgewichte, wenn das Wasser in gleicher Höhe in ihnen steht, gleichgültig, ob ein beladenes oder leeres oder gar kein Schiff in ihnen befindlich ist, da das Gewicht des Schiffes in allen Fällen gleich dem verdrängten Wasserquantum ist. Bei der Bewegung sind daher nur die schädlichen Reibungswiderstände des Aufzuges zu überwinden, und es genügt dazu, jedesmal der oben befindlichen Schleusenkammer einen entsprechenden Uberschuß an Wasser zuzuführen, dessen Gewicht zur Ueberwindung jener Reibungswiderstände genügt. Die Figuren 446 und 447 (a. f. S.) stellen

einen derartigen Aufzug dar, wie er von J. Green für den Great-Western-Canal in England ausgeführt ist, um die Schiffe von 26' engl. (7,9 m)

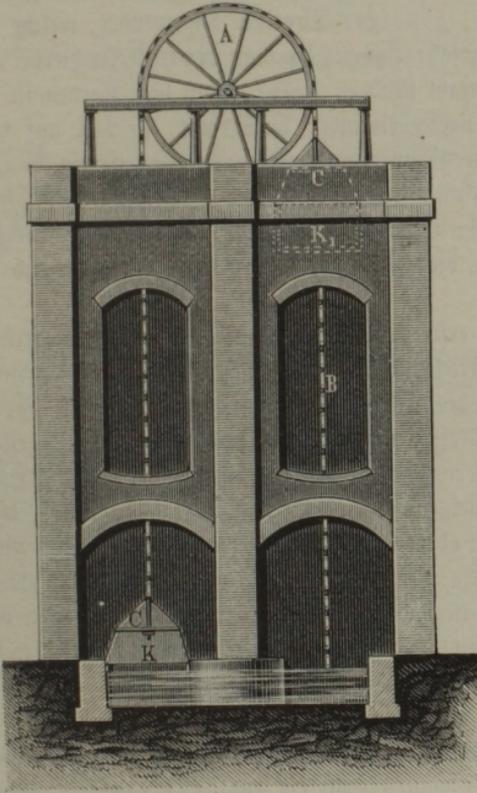
Fig. 446.



Länge,  $6\frac{1}{2}'$  (1,98 m) Breite und  $2' 3''$  (0,656 m) Tiefgang, deren Ladung 160 Ctr. beträgt, zwischen den beiden Canalhaltungen *O* und *U* zu bewegen, deren Niveaudifferenz  $46'$  (14 m) beträgt. Hiervon sind *K* und *K*<sub>1</sub> die beiden Schleusenkammern, welche durch drei über die Rollen *A* geführte Ketten mit einander verbunden sind, während die Ketten *B* als Gegengewichtsketten zur Ausgleichung angebracht sind (s. §. 27). Durch eine Bremse läßt sich die Drehung der Axe *D* der Kettenrollen gleichmäßig machen. Die aus Holz dicht hergestellten Kammern sind an den Stirnenden mit Schützen *o*, *u*, *o*<sub>1</sub> und *u*<sub>1</sub> versehen, durch welche die Kammern mit den Canalstrecken *O* und *U* in Verbindung gebracht werden können. Dies ist natürlich erst möglich, nachdem die Kammern zuvor durch einfache Druckvorrichtungen gegen die Stirnenden der Canäle *O* und *U* gedrückt wurden,

wobei diese Canäle selbstredend durch besondere Schützen  $S$  und  $S_1$  abgeschlossen sind. Getheertes Flechtwerk zwischen den Kammern und Stirnmauern  $M$  und  $N$  bewirkt

Fig. 447.



dabei so gut als möglich den dichten Abschluß. Um das erwähnte Uebergewicht der oberen Kammer zu erlangen, ist die Länge der Ketten mit Hilfe der Schrauben  $C$  so regulirt, daß in der tiefsten Stellung der unteren Kammer der Boden der oberen Kammer um 50 mm tiefer unter dem oberen Wasserspiegel steht, als der Boden der unteren Kammer unter dem unteren Wasserspiegel. Diese 50 mm hohe Wasserschicht, welche ein Gewicht von 1 Tonne hat, geht während des Hubes verloren, wenn vorausgesetzt wird, daß die beiden Schiffsgesäße gleiches Gewicht haben, also auch gleiche Wassermengen verdrängen. Außerdem geht

auch noch eine etwa gleiche Quantität Wasser wegen der undichten Anschlüsse der Kammern an die Canalhaltungen verloren. In Wirklichkeit ist die Sachlage indessen deswegen eine andere, weil in dem Canale beladene Schiffe abwärts und nur leere Schiffe heraufgehen. In Folge dessen verdrängt jedes aufgehende Schiff 8 Tonnen Wasser weniger als das herabgehende, so daß mit jeder aufsteigenden Kammer dem oberen Canale 8 Tonnen Wasser wieder zugeführt werden, derselbe also nach Abzug der Verluste von 2 Tonnen einen Zuwachs von 6 Tonnen Wasser erhält, welches abgeführt werden muß. Die Zeit einer Hebung einschließlich aller Nebenarbeiten des Anschlusses, der Schützenbewegung u. s. w. beträgt nach den gemachten Erfahrungen drei Minuten, welche Zeit sehr gering genannt werden muß im Vergleich zu derjenigen, welche bei Anwendung gewöhnlicher Kammerschleusen erforderlich wäre, deren bei dem Gefälle von 14 m mindestens vier anzu-

ordnen wären. Außerdem wäre bei der letztgedachten Anordnung ein beträchtliches Wasserquantum erforderlich, welches in dem vorliegenden Falle nicht vorhanden war.

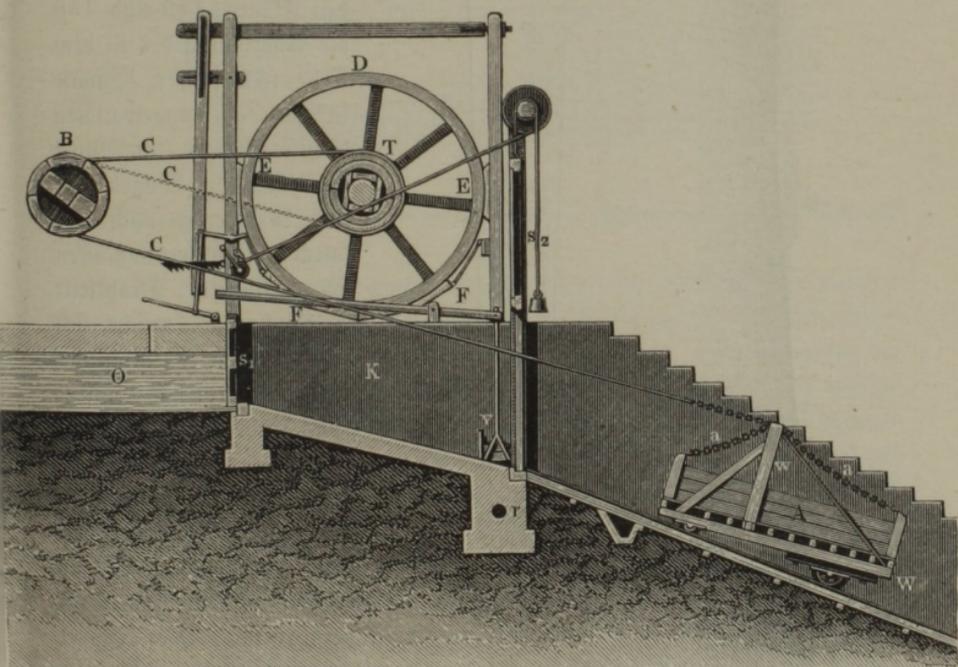
Anstatt der verticalen Schiffsaufzüge hat man auch vielfach, insbesondere bei größeren Niveaudifferenzen, geneigte Ebenen angewendet, welche sich besonders für größere Schiffsgefäße eignen, da man die letzteren hierbei auf Wagen mit einer größeren Anzahl Rädern stellt. Auch hier werden in der Regel zwei parallele Geleise neben einander angebracht, so daß auf dem einen ein Wagen aufgeht, während auf dem benachbarten Geleise ein Wagen niedersteigt. Die ganze Einrichtung erlangt daher eine gewisse Ähnlichkeit mit den geneigten Sichtaufzügen (s. S. 14) oder mit den Bremsbergen (s. S. 21) in dem Falle, daß die beladenen Schiffe nur abwärts und die leeren Schiffe aufwärts gehen.

Bei allen diesen Aufzügen erstrecken sich die geneigten Geleise unterhalb so weit in die untere Canalstrecke, daß die Wagen hinreichend tief unter Wasser zu stehen kommen, um die Schiffe direct darüber führen und darauf befestigen zu können. Die Ueberführung der oben angekommenen Wagen in die obere Canalhaltung erfordert jedoch eine besondere Einrichtung. Hienach unterscheiden sich die geneigten Schiffsaufzüge in solche, welche diese Ueberführung der Schiffe in den oberen Canal durch eine besondere Schleusenkammer vermitteln, und in solche, bei welchen die geneigte Ebene sich bis zu einem über dem oberen Canale liegenden wasserfreien Scheitel erstreckt, von welchem aus sie nach dem oberen Canale abfällt, so daß auch hier ein directes Einfahren der Wagen in denselben geschehen kann.

Eine Einrichtung der ersten Art, wie sie in England zu Ketley schon im vorigen Jahrhundert zur Anwendung gekommen ist, zeigt Fig. 448. Dieselbe dient zur Ueberwindung eines Gefälles von 70' engl. (21,4 m) auf einem Canale, auf welchem vornehmlich Eisenerze und Kohlen abwärts befördert werden. Das kastenförmige Schiffsgefäß *A* von 19' (5,8 m) Länge, 6' (1,83 m) Breite und 2' (0,61 m) Tiefgang, dessen Ladung 100 Ctr. wiegt, ist auf einen Wagen *W* gestellt und durch die Ketten *a* mit den Stielen *w* des Wagens verbunden. Jedes der beiden neben einander liegenden Geleise, deren Neigung gegen den Horizont wie 1 : 2 ist, geht oberhalb in eine flacher geneigte Schleusenkammer *K* über, welche sich direct an die obere Canalhaltung *O* anschließt, und welche beiderseits mit den Schützen *s*<sub>1</sub> und *s*<sub>2</sub> versehen ist. In der Figur ist *s*<sub>2</sub> geöffnet und *s*<sub>1</sub> geschlossen, die Schleusenkammer daher leer und zur Aufnahme des aufsteigenden Wagens *W* mit dem leeren Schiffsgefäße bereit. Das Geleise setzt sich in die Schleusenkammer fort und die Räder des Wagens haben derartig ungleiche Höhe, daß die Plattform des Wagens in der Schleusenkammer horizontal steht. Wird nun nach Einführung des Wagens in die Kammer die letztere durch Nieder-

lassen der Schütze  $s_2$  abgeschlossen und durch Heben von  $s_1$  mit dem Canale  $O$  in Verbindung gebracht, so schwimmt das Schiffsgesäß  $A$  auf, und kann sogleich durch ein beladenes aus dem Obercanale herab kommendes ersetzt werden. Wird nunmehr  $s_1$  geschlossen und die Schleusenkammer durch den

Fig. 448.



Schieber  $v$  entleert, so kann der Niedergang des Wagens  $W$  erfolgen, wobei derselbe vermittelt der um die Leitrolle  $B$  und die Trommel  $T$  gewundenen Seile  $C$  den auf dem anderen Geleise gehenden Wagen mit einem leeren Schiffe emporzieht. Die Bremscheibe  $D$ , gegen welche sowohl die Backen  $E$  wie die Bremskette  $F$  gedrückt werden können, dient wie bei Bremsbergen zur Regulirung der Bewegung. Das zur Füllung der Schleusenkammer erforderliche Wasser wird hierbei nicht nach dem Untercanale entlassen, sondern durch die Zuleitungsröhren  $r$  einem Bassin zugeführt, aus welchem es durch eine kleine Dampfmaschine wieder in den Obercanal gepumpt werden kann.

Die bedeutendste Anwendung derartiger geneigter Ebenen findet sich bei dem Morris-Canale in den Vereinigten Staaten, welcher eine Steigung von 232 m und darauf einen Abfall von 279 m, im Ganzen also 511 m durch 25 gewöhnliche Schleusen und 23 geneigte Ebenen überwindet. Da hierbei auf dem östlichen Abhange ein Aufsteigen der beladenen Schiffe stattfindet, so muß die Bewegung der Seiltrommel daselbst durch eine äußere Kraft geschehen, welche durch Wasserräder geliefert wird, die ihr Aufschlagwasser aus dem Obercanale erhalten.

Fig. 449.

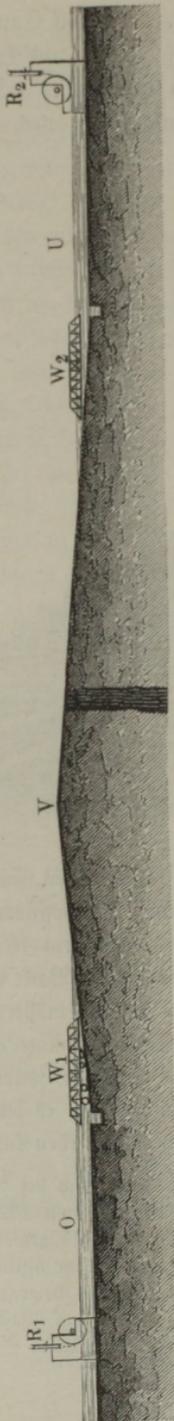
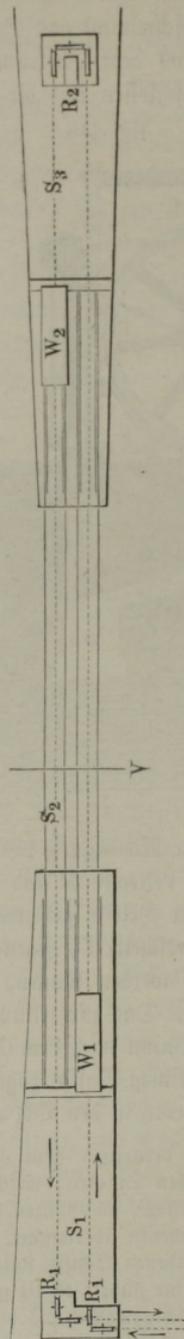


Fig. 450.

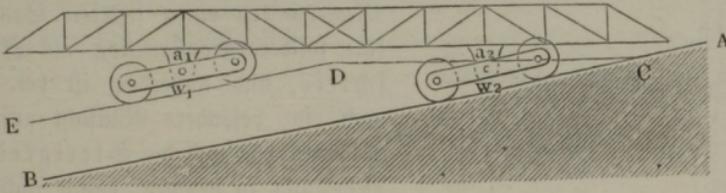


Als ein Beispiel für die geeigneten Aufzüge ohne Schleusenklammern und mit einem wasserfreien Scheitel möge noch in den Figuren 449 und 450 die Anordnung der in dem Oberländischen Canale in Ostpreußen angewandten Schiffsaufzüge angeführt werden. Die Wagen  $W_1$  und  $W_2$  werden auch hier durch zwei über die Rollen  $R_1$  geführte Drahtseile  $S_1$   $S_2$  bewegt, welche sich in umgekehrter Richtung auf eine durch ein Wasserrad gedrehte Trommel winden. Hinterhalb sind die Wagen ebenfalls durch ein Seil  $S_3$  verbunden, das um die im unteren Canale  $U$  aufgestellten Rollen  $R_2$  geführt ist. Der Scheitel  $V$  liegt 0,32 m über dem oberen Wasserspiegel, die Neigung der Ebenen beträgt  $\frac{1}{12}$ . Das erwähnte Hinterseil  $S_3$  ist deshalb nöthig, um im Anfange der Bewegung, wo beide Wagen  $W_1$  sowohl wie  $W_2$  aufsteigen, die Bewegung zu ermöglichen.

Die angewandten Wagen sind jeder mit acht Rädern versehen, von denen je vier einem besonderen Schemelwagen  $w$ , Fig. 451, angehören, auf welchem der Oberwagen mit einer Axa

ruht. Diese Anordnung und die Unterstützung des Schiffes in nur zwei Ären war wegen des Scheitels nöthig, da, wie leicht zu ersehen, eine größere

Fig. 451.



Anzahl von Unterstützungen mit dem Wechsel der Bahnneigungen im Scheitel nicht vereinbar ist.

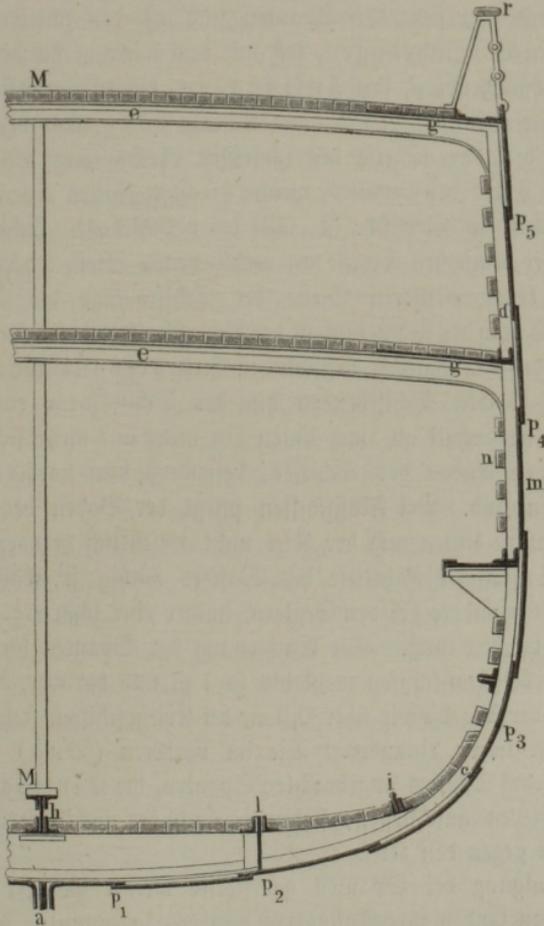
Bei der verhältnißmäßig großen Länge (24 m) der Schiffsgefäße mußten besondere Mittel angewendet werden, um ein Eintauchen der Schiffsenden in das Wasser in Folge der Bahnneigung zu umgehen. Hierzu wurden an den Enden der Geleise neben den Hauptschienen  $AB$ , Fig. 451, noch erhöhte Nebenschienen  $CDE$  angeordnet, auf welche der vorangehende Schemelwagen  $w$  vermöge entsprechend angebrachter Radkränze ausläuft. Denkt man sich diese Nebenschienen von  $C$  aus in einer Erstreckung  $CD$  gleich der Entfernung  $a_1 a_2$  der beiden Stützachsen horizontal und von  $D$  aus in  $DE$  parallel zu den Hauptschienen  $AB$  geführt, so erkennt man leicht, wie das auf  $w_1 w_2$  ruhende Schiff in horizontaler Lage die Canalstrecken erreicht und verläßt. Es ergibt sich auch aus der Betrachtung der Figur, daß stets der vorangehende Schemelwagen auf die erhöhten Nebenschienen auflaufen muß, also in der oberen Canalhaltung  $w_1$  und in der unteren  $w_2$ . Um dies zu erreichen, sind die Nebenschienen, wie aus Fig. 450 ersichtlich ist, oben außerhalb und unten innerhalb der Hauptschienen angeordnet, und demgemäß natürlich auch die zweiten Laufkränze der Wagenräder angebracht.

**Schiffsgefäße.** Die Schiffe unterscheiden sich, abgesehen von ihren §. 97. Größenverhältnissen in mannigfacher Hinsicht von einander, und zwar nach den von ihnen befahrenen Gewässern in Fluß-, Küsten- und Seeschiffe; nach der Art ihrer Bewegung in Ruder-, Segel- und Dampfschiffe; nach ihrer Bestimmung in Kauffahrtei- oder Handelsschiffe und in Kriegsschiffe. Je nach dem Constructionsmateriale unterscheidet man hölzerne und eiserne Schiffe. Je nach den verschiedenen Zwecken und Verhältnissen sind auch die Anforderungen verschieden, welche an die Schiffe gestellt werden. Bei allen Transportschiffen, welche hier vornehmlich in Betracht kommen, steht eine möglichst große Ladungsfähigkeit in erster Reihe, während es bei Passagier- und Postschiffen auf bedeutende Ge-



bestimmt ist, sofern das Gesamtgewicht des Schiffes mit Ladung unter allen Umständen gleich demjenigen des verdrängten Wassers ist, so sind die Geschwindigkeit, Stabilität und Steuerfähigkeit der Schiffe, sowie auch die zu ihrer Bewegung erforderliche Kraft hauptsächlich von der Schiffsform abhängig, worüber in den folgenden Paragraphen das Nähere angegeben werden soll.

Fig. 454.



In Betreff der Zusammensetzung des Schiffskörpers oder Schiffsrumpfes aus einzelnen Theilen kann das Folgende bemerkt werden, wobei die Figuren 452 bis 454 zu Grunde gelegt werden können, welche die halben Querschnitte eines hölzernen Flußschiffes (Fig. 452), eines hölzernen Seeschiffes (Fig. 453) und eines eisernen Seeschiffes (Fig. 454) darstellen.

Als Grundlage für den ganzen Schiffskörper dient der Kiel *a*, ein starker aus einzelnen Stücken zusammengelaschter hölzerner oder eiserner

Balken, welcher im untersten Punkte des Schiffes nach der ganzen Länge desselben sich erstreckt, und welcher sich vorn und hinten in den Vordersteven bezw. Hintersteven fortsetzt, von denen der Hintersteven meist rechtwinkelig vom Kiel aufsteigt, während der Vordersteven in einer entsprechenden Krümmung sich an den Kiel anschließt. Mit dem Kiele verbunden sind die Spanten, das sind Querrippen, von der Querschnittsgestalt des Schiffsgefäßes. Diese bei hölzernen Schiffen aus mehreren Theilen *b*, *c* und *d* bestehenden Spanten sind mit den mittleren Theilen *b*, den sogenannten Bodenwrangen, fest mit dem Kiele verbunden und reichen mit den äußeren Theilen *d*, den Auflängern, bis zum obersten Deck *e*, die mittleren Theile *c* führen den Namen *Kimmstücke*, von der sogenannten *Kimmung*, d. h. der Stelle der schärfsten Krümmung des Schiffesquerschnittes. Die Form der Spanten, welche in allen Fällen eine zur verticalen Mittelebene *MM* symmetrische ist, fällt bei verschiedenen Schiffen sehr verschieden und bei demselben Schiffe an verschiedenen Stellen veränderlich aus. Während an einer mittleren Stelle der Schiffslänge die Breite in der Wasserlinie und auch der Flächeninhalt des Querschnittes daselbst ein Maximum ist, nehmen von dem daselbst befindlichen Hauptspant aus die folgenden Spanten nach beiden Schiffsenden hin der Schiffesform entsprechend an Breite und Flächeninhalt ab, nach unten hin mehr und mehr sich zuschärfend, je näher sie den Enden des Schiffes, besonders dem vorderen Ende oder Bug, gelegen sind. Bei Flußschiffen pflegt der Boden des Schiffes oft ganz horizontal zu liegen und der Kiel nicht wesentlich hervorzutreten, was namentlich bei geringer Fahrtiefe des Wassers nöthig ist, während bei den Seeschiffen, insbesondere bei den Seglern, immer eine schärfere Querschnittsform gewählt werden muß. Die Entfernung der Spanten längsschiffs von einander steigt bei Flußschiffen wohl bis zu 1 m und darüber, bei Seeschiffen beträgt sie in der Regel nicht über 0,5 m, bei Kriegsschiffen stehen die Spanten sogar dicht neben einander. Die im vorderen (Bug) und hinteren Theile (Deck) des Schiffes angebrachten Spanten, die *Rantspanten*, welche sich an die Steven anschließen, stehen je nach der Schiffesform mehr oder minder geneigt gegen den Kiel.

Zur Vereinigung der Spanten querschiffs dienen die Deckbalken *e*, welche an beiden Enden ihre Auflagerung in den sogenannten *Balkwegern* *f* finden, das sind Längsträger, welche, an den Spanten hölzerner Schiffe innerlich befestigt, der Länge nach durch das ganze Schiff reichen. Bei größeren Schiffen, welche mehrere Decks haben, durch welche sie gewissermaßen in Etagen abgetheilt werden, sind solche Deckbalken und Balkwegern auch für jedes Zwischendeck angeordnet. Durch andere den Balkwegern parallele Längsbalken, bezw. eiserne Platten *g* bei eisernen Schiffen, welche sich oberhalb der Decks finden, und ebenfalls an den Spanten befestigt sind,

wird insbesondere ein kräftiger Längenverband der Spanten bewirkt. Diesem Zwecke dient auch ein über dem Kiel und den Spanten liegender und mit diesen fest verbundener Längsbalken, das sogenannte Kielschwein *h*. Bei größeren Schiffen wendet man außer diesem Kielschweine noch ähnliche Balken *i* in der Rimmung (Kimmkielschweine) und zwischen Kiel und Rimmung bei *l* (Seitenkielschweine) an. Insbesondere pflegt man bei Kriegsschiffen durch mehrere auf die Spanten innerlich genietete Längspanten eine Verstärkung zu erreichen. Die Spanten dienen zur Aufnahme der Bekleidung durch Bohlen bezw. eiserne Platten, welche bei Flußschiffen in der Regel nur äußerlich, Außenhaut *m*, angebracht wird, während bei Seeschiffen auch innerlich eine Beplankung *n* (die Wegerung) vorhanden ist. Der dadurch zwischen der Außenhaut und Wegerung gebildete Hohlraum, der sogenannte doppelte Boden, erhöht wesentlich die Sicherheit der Schiffe bei einem etwaigen Leckwerden der Außenhaut. Die an der Außenseite des Schiffes befindliche Beplankung besteht aus einzelnen „Gängen“ von Planken resp. Platten, welche man wohl als Kielplanken *p*<sub>1</sub>, Bodenplanken *p*<sub>2</sub>, Rimmungsplanken *p*<sub>3</sub>, Barkholzplanken *p*<sub>4</sub> und Farbgangsplanen *p*<sub>5</sub> bezeichnet. Die Bekleidung *o* oberhalb des Decks heißt Verschanzung, sie findet ihren Abschluß in dem rund herum laufenden Gürtel *r*, die Kehling genannt, welche durch die oberhalb des Decks verlängerten Ausflanger *d* oder durch besondere Kehlingsstützen getragen wird. Unter dem Schandeckel versteht man den auf den obersten Planken der Außenhaut (Farbgangsplanen) angebrachten Bohlungürtel.

Zur Sicherung der Schiffe pflegt man eiserne Schiffskörper durch mehrere wasserdichte Zwischenwände, Schotte, in verschiedene von einander abgeschlossene Räume zu theilen, so daß bei dem Leckwerden des Schiffes sich nur die betreffende Abtheilung mit Wasser füllen kann. Diese Theilung des Schiffes geschieht meistens der Länge nach durch Querwände, doch hat man, insbesondere bei Kriegsschiffen, auch die Anordnung von Längsschotten gewählt, welche vor den Querschotten manche Vortheile darbieten, namentlich bei dem Schlingern, d. h. dem Schwingen des Schiffes um eine Längsaxe, das eingedrungene Wasser verhindern, von einer Seite des Schiffes auf die andere zu fließen.

Es bedarf keiner weiteren Erwähnung, daß man alle dem Wasser ausgesetzten Fugen durch Kalfatern und bei den eisernen Schiffen durch Verstemmen der Platten möglichst wasserdicht herzustellen und zu erhalten sucht. Ebenso ist es deutlich, daß man bei eisernen Schiffen die Spanten, Deckbalken, Kielschweine *cc*. durch geeignet profilirte Eiskeisen und T-Eisen bildet, auch den Kiel pflegt man neuerdings meist aus Blechplatten und Winkelleisen anstatt aus massiven Barren herzustellen, während die Steben immer aus massiv geschmiedeten Stücken bestehen. Auf die Ausführung der

Kriegsschiffe, insbesondere der gepanzerten, kann hier, als dem vorliegenden Zwecke fernliegend, nicht eingegangen werden, und muß in dieser Hinsicht sowie in Betreff der Besonderheiten der Schiffsconstruction auf die speciellen Werke über Schiffbau verwiesen werden (s. Literaturangabe am Ende dieses Capitel's).

§. 98. **Schiffsformen.** Die äußere Form ist deswegen von besonderer Wichtigkeit für jedes Schiff, weil von derselben vorzüglich der Widerstand, d. h. die Kraft zur Fortbewegung des Schiffes, also dessen Geschwindigkeit sowie auch die Stabilität desselben abhängt. Es ist aus der Hydraulik bekannt, daß der Widerstand eines im Wasser bewegten Körpers vorzüglich von der Gestalt der vorderen und der hinteren Begrenzung desselben abhängt, und daß der Widerstand um so kleiner ausfällt, je schärfer diese Begrenzungen sind, und je sanfter die eingetauchte Oberfläche abgerundet ist. Sind dagegen die äußeren Begrenzungen des eingetauchten Schiffskörpers stumpf, und ist die Oberfläche mit stark gekrümmten und weniger abgerundeten Ecken und Kanten versehen, so wird das Wasser durch das bewegte Schiff in starke wirbelnde Bewegungen versetzt, in Folge deren der Widerstand groß ausfällt. Während man daher den schnell gehenden Schiffen schärfere Formen giebt, wählt man vollere Formen für diejenigen Schiffe, bei denen es mehr auf große Tragfähigkeit als auf schnelle Bewegung ankommt. Speciellere Regeln über die vortheilhafteste Schiffsform lassen sich aus der Theorie nicht ableiten, wenigstens haben die in dieser Hinsicht gemachten Versuche zu befriedigenden praktischen Resultaten nicht geführt. Man wird sich daher bei der Construction der Schiffe am besten von der Erfahrung leiten lassen.

Der Ausführung eines Schiffes legt man immer genaue Zeichnungen oder Schiffsrisse zu Grunde, welche in Durchschnitten des Schiffesgefäßes bestehen. Hauptsächlich entwirft man dabei folgende Durchschnitte:

1) Horizontale Schnitte in verschiedenen Höhen, welche man Wasserlinien nennt, und zwar versteht man unter der geladenen und unter der leeren Wasserlinie diejenigen, welche die Schwimmebene des vollständig belasteten bezw. des leeren Schiffes begrenzen. Diese Wasserlinien sind im Allgemeinen immer nach vorn und hinten mehr oder minder scharf verlaufende Linien, nur bei den langsam durch Pferde oder Menschen gezogenen Rähnen sind die Wasserlinien durch Rechtecke mit keiner, oder nur geringer Zuschärfung an den Enden dargestellt.

2) Verticale Querschnitte oder Spantenrisse an verschiedenen Stellen der Länge senkrecht zu dieser. Den Querschnitt an der breitesten Stelle des Schiffes nennt man den Hauptspant und pflegt die beiden Theile, in welche er das Schiff zerlegt, als Vorderschiff und Hinterschiff zu be-

zeichnen. Behält das Schiff die größte Breite auf eine gewisse Länge bei, so nennt man diesen Theil auch wohl das Mittelschiff.

3) Verticale Längenschnitte, schlechtweg Schnitte genannt, parallel mit der Mittellage des Schiffes. Außer diesen Profilen fertigt man wohl auch noch sogenannte Sentenrisse an, d. h. Schnitte des Schiffskörpers durch gegen die Verticale geneigte Ebenen.

Ueber die Anfertigung dieser Risse kann man Folgendes bemerken. Bezeichnet man mit  $l$  die Schiffslänge zwischen Vorder- und Hintersteven,  $b$  die größte Breite und  $t$  die Tiefe von der geladenen Wasserlinie bis zum Kiel, und ist  $V$  das eingetauchte Volumen oder sogenannte Displacement des Schiffes, so nennt man das Verhältniß dieses Volumens zu dem umschriebenen Parallelepipeton also  $\frac{V}{btl} = \varphi$  den Bälligkeitscoefficienten.

Dieses Verhältniß variirt für verschieden scharfe Schiffe etwa zwischen den Grenzen 0,45 bis 0,75, wovon dem Vorbemerkten zufolge die kleineren Werthe den schnellen und die größeren den Lastschiffen zukommen.

Ebenso spricht man von dem Bälligkeitscoefficienten einer Wasserlinie oder eines Spantes, indem man darunter das Verhältniß des von dieser Linie eingeschlossenen Flächenraumes und des umschriebenen Rechteckes versteht. Bezeichnet man mit  $S$  das Areal des Hauptspantes und mit  $W$  das der geladenen Wasserlinie, so ist  $\frac{S}{bt} = \sigma$  der Bälligkeitscoefficient des Hauptspantes, welcher etwa zwischen 0,60 bis 0,90 schwankt und  $\frac{W}{bl} = \lambda$  der Bälligkeitscoefficient der Wasserlinie, der etwa zwischen 0,55 bis 0,92 angenommen wird.

Bei einem auszuführenden Schiffe wird von vornherein aus der geforderten Ladungsfähigkeit und dem überschläglich anzunehmenden Eigengewichte das Displacement  $V$  sich bestimmen (s. §. 99), und wenn man dann einen bestimmten Bälligkeitscoefficienten  $\varphi$  des Displacements annimmt, so erhält man

$$V = \varphi btl.$$

Hierin wird die Tauchungstiefe  $t$  in vielen Fällen durch die Tiefe der zu befahrenden Gewässer von vornherein gegeben sein, und wenn man noch das Verhältniß der Länge zur Breite des Schiffes  $\frac{l}{b} = v$  erfahrungsmäßig annimmt, so findet man aus  $V = \varphi \frac{tl^2}{v}$  die Länge

$$l = \sqrt{\frac{vV}{\varphi t}}$$

zu machen. Die Constante  $c$  ergibt sich aus den zusammengehörigen Werthen  $x = l$  und  $y = S$  zu

$$c = \frac{l^n}{S}.$$

In der Figur ist dieses Verhältniß  $\frac{\gamma}{1-\gamma}$ , wie leicht zu ersehen, ausgedrückt durch das Verhältniß der Flächen

$$\frac{CDGB}{DGBE}.$$

Wendet man dieses Ergebnis auf die Deplacementscurve, Fig. 455, an, und sei  $l_1 = CB$  die Länge des Vorder Schiffes, welches das Wasservolumen  $V_1$  verdränge, und  $l_2 = CA$  die Länge des Hinterschiffes, welches das Deplacment  $V_2$  haben möge, so würde, unter  $CD = S$  wieder das Areal des Hauptspants verstanden, den geforderten Bedingungen gemäß die Deplacmentscurve  $DB$  für das Vorder Schiff durch die Gleichung

$$x^{n_1} = \frac{l_1^{n_1}}{S} y,$$

gegeben sein, wobei

$$n_1 = \frac{V_1}{S l_1 - V_1}$$

ist, und für das Hinterschiff ergibt sich ebenso die Curve  $DA$  durch

$$x^{n_2} = \frac{l_2^{n_2}}{S} y,$$

worin

$$n_2 = \frac{V_2}{S l_2 - V_2}$$

zu setzen ist. Vermittelt dieser Gleichungen kann man für beliebige Punkte  $H$ , d. h. für verschiedene Werthe von  $x$ , die zugehörigen Werthe  $HG = S - y$  für das Areal des Spants an dieser Stelle berechnen und die Deplacmentscurve bestimmen, welche der Bedingung Genüge leistet, daß bei dem Areal des Hauptspants gleich  $DC = S$  der Völligkeitscoefficient den verlangten Werth  $\varphi$  hat.

In derselben Art, in welcher nach dem Vorstehenden die Deplacmentscurve nach einer parabolischen Curve entworfen werden kann, läßt sich auch hinsichtlich der Bestimmung der Spantenriffe und der Wasserlinien verfahren. Ist  $S$  ein aus der Deplacmentscurve, Fig. 455, für irgend einen Querschnitt sich ergebendes Spantenareal, und  $b$  daselbst die Breite,  $t$  die Tiefe der Eintauchung, so daß also der Völligkeitsgrad dieses Spants durch  $\sigma = \frac{S}{bt}$  gegeben ist, so würde die Begrenzung des Spantes unter Zugrundelegung eines parabolischen Verlaufes durch eine Curve von der Gleichung

$$x^n = \frac{t^n}{b} y,$$

worin

$$n = \frac{\sigma}{1-\sigma} = \frac{S}{bt-S}$$

ist, gefunden werden.

In gleicher Weise hätte man für die Wasserlinie des Vorder Schiffes, wenn deren Areal  $W_1$  wäre,

$$x^{n_1} = \frac{l_1^{n_1}}{b} y; \quad n_1 = \frac{W_1}{b l_1 - W_1},$$

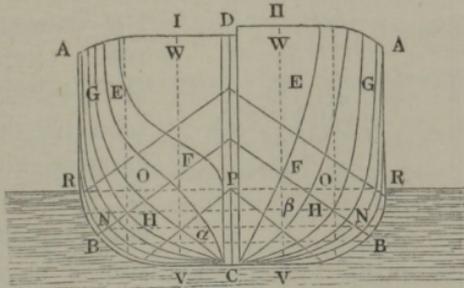
und für diejenige des Hinterschiffes vom Areal  $W_2$  ergeben sich die Gleichungen

$$x^{n_2} = \frac{l_2^{n_2}}{b} y; \quad n_2 = \frac{W_2}{b l_2 - W_2}.$$

Auch nach anderen gesetzmäßigen Curven hat man Schiffe zu construiren versucht, so hat z. B. Ruffel die Wellenlinie (s. Thl. I, Anhang) der Construction zu Grunde gelegt, doch scheinen die hiermit erzielten Resultate den Erwartungen nicht entsprochen zu haben. Die Wahl der betreffenden Linien wird daher im Wesentlichen dem freien Ermessen des Constructeurs überlassen sein müssen.

In Fig. 457 ist der Spantenriß eines Schiffes dargestellt und zwar sind in Thl. I die Spanten des Hinterschiffes und in Thl. II diejenigen des

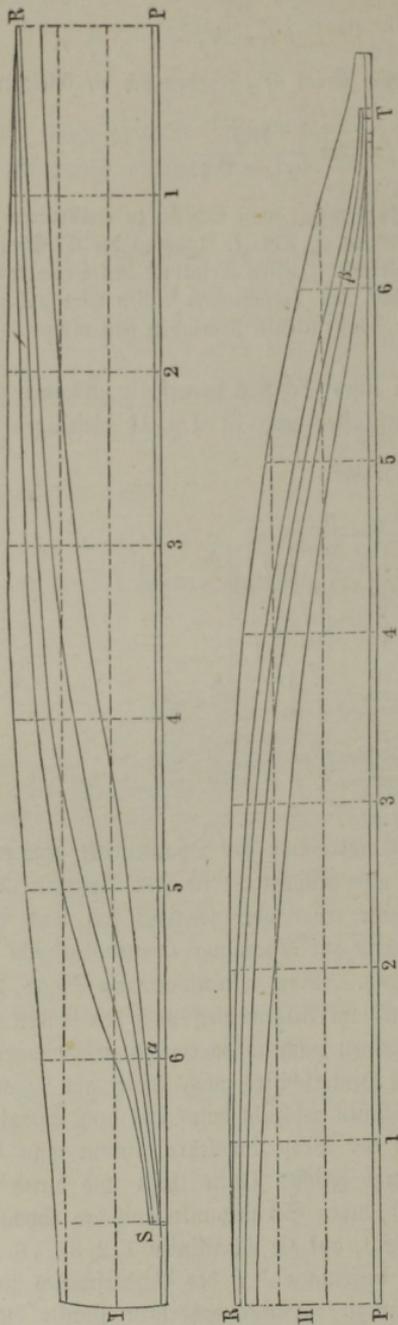
Fig. 457.



Vorderschiffes gezeichnet. Bei der Construction der Spantenrisse geht man von dem Hauptspant  $ABC$  aus, und zeichnet die übrigen Spanten unter Berücksichtigung erprobter Verhältnisse mehr oder weniger frei nach dem Gefühl, wobei man als Anhalt einzelne zur Krümmung  $B$  etwa senkrecht gelegte Senten wie  $FB$  benutzen kann. Man erkennt aus der Figur, daß das Bölligkeitsverhältniß der Spanten im Allgemeinen nach den Enden hin abnimmt, und daß dasselbe bei einzelnen nach außen concav geschwungenen Spanten, z. B. demjenigen  $EF$  des Hinterschiffes, noch kleiner als  $\frac{1}{2}$  ausfällt. Die Verzeichnung der Wasserlinien geschieht dann aus dem Spantenrisse nach den gewöhnlichen Regeln der Projectionslehre, indem man den Tiefgang  $PC$  in eine gewisse Anzahl gleicher Theile theilt und durch die Theilpunkte horizontale Ebenen legt, deren Schnittpunkte mit den Spanten in den Grundriß, Fig. 458 (a. f. S.), auf die Theillinien 1, 2, 3... 6 der Länge  $PS$  des Hinterschiffes bzw. derjenigen  $PT$  des Vorderschiffes übertragen werden. Verbindet man die zu einander gehörigen Punkte durch stetige möglichst allmählig verlaufende Curven, so erhält man die Wasser-

§. 99.

Fig. 458.



linien. Daß man auch hier behufs Erlangung möglichst reiner Linien kleine Correc-turen vornehmen wird, ist selbstverständlich. In gleicher Weise kann man auch in einer Seitenansicht des Schiffes die Schnittlinien zeichnen, in welchen der Schiffskörper durch verticale Ebenen wie *WV*, Fig. 457, geschnitten wird.

**Tragfähigkeit.** Das totale Gewicht des Schiffes einschließlich der Ausrüstung und Ladung ist stets gleich dem Gewichte des von demselben verdrängten Wassers oder des *Displacements* *V*. Um daher für eine verlangte Ladungsfähigkeit gleich *Q* Tonnen die Dimensionen zu bestimmen, findet man das *Displacement* *V* in Cubikmetern aus

$$V\gamma = Q + G,$$

wenn *G* das Eigengewicht des Schiffes in Tonnen bezeichnet. Für Flußwasser ist  $\gamma = 1000 \text{ kg} = 1 \text{ Tonne}$ , für Seewasser etwa 1016 kg anzunehmen, daher das erforderliche *Displacement* bei Seeschiffen etwa 1,6 Procent kleiner anzunehmen ist, als bei Flußschiffen. Ein aus Flußwasser in die See gehendes Schiff wird daher in letzterer weniger tief eintauchen als in ersterem. Das Eigengewicht *G* des Schiffes kann natürlich genau nur auf Grund

einer speciellen Gewichtsberchnung ermittelt werden, als ungefähren Anhalt für Ueberschlagsrechnungen kann man dabei annehmen, daß erfahrungsmäßig das Eigengewicht des Schiffes zwischen  $\frac{1}{3}$  und  $\frac{1}{2}$  des Displacements beträgt. Der Ueberschuß des Auftriebes  $V \gamma$  über das Eigengewicht  $G$  repräsentirt die Tragfähigkeit, und man pflegt diesen Werth auch wohl als das nützliche Displacement zu bezeichnen.

Die genaue Ermittlung des Displacements eines Schiffes pflegt man meistens nach der Simpson'schen Regel (I. Hülfislehren) durch

$$V = [S_0 + S_n + 4(S_1 + S_3 + \dots) + 2(S_2 + S_4 + \dots)] \frac{l}{3n}$$

oder auch durch

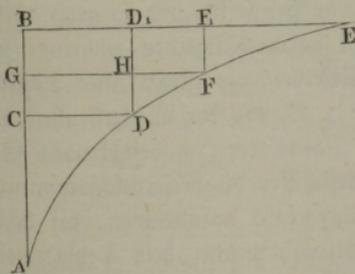
$$V = [W_0 + W_n + 4(W_1 + W_3 + \dots) + 2(W_2 + W_4 + \dots)] \frac{t}{3n}$$

zu berechnen, wenn unter  $S_0, S_1 \dots S_n$  die Areele der um  $\frac{l}{n}$  von einander entfernten Spanten und  $W_0, W_1 W_2 \dots W_n$  die Flächenräume der Wasserlinien bedeuten, welche um die Höhe  $\frac{t}{n}$  von einander abstehen. Die Rechnung wird zur Controle sowohl mit den Spantenarealen, wie auch mit denen der Wasserlinien ausgeführt, welche Flächenräume übrigens aus den Längen, Breiten und Tiefen ebenfalls in bekannter Art nach der Simpson'schen Regel zu bestimmen sind.

Die Eintauchung oder der Tiefgang eines Schiffes ist natürlich mit der Ladung veränderlich, was z. B. bei Dampfschiffen, welche lange atlantische Reisen machen, von Bedeutung ist, indem die Belastung unterwegs wegen des Kohlenverbrauches sich vermindert, daher der Tiefgang am Ende der

Reise bedeutend geringer ist, als beim Antritt derselben. Um über die Veränderlichkeit des Tiefganges entsprechend verschiedenen Belastungen einen schnellen Ueberblick zu gewinnen, construirt man wohl für jedes Schiff eine Curve, Fig. 459, welche man mit dem Namen der Displacementscala belegt. Denkt man sich nämlich auf der Verticalen  $AB$ , von welcher  $A$  der Unterkante des

Fig. 459.



Kielles entspricht, in verschiedenen Höhen  $C, B$  etc. die den Eintauchungen  $AC, AB$  des Schiffes zugehörigen Auftriebe oder Displacements als Ordinaten  $CD, BE \dots$  aufgetragen, so erhält man in der durch diese Punkte festgelegten Curve die besagte Scala. Offenbar ist dann bei irgend

einem Tiefgange, z. B.  $AG$ , durch die Ordinate  $GF$  der Auftrieb oder die Schwimmkraft gegeben, und wenn etwa  $CD$  dem Eigengewichte des Schiffes entspricht, so erhält man in  $HF$  die diesen Tiefgang  $AG$  erzeugende Nutzlast. Es ist leicht zu erkennen, daß diese Curve  $ADFE$  nach oben hin um so mehr einer geraden Linie sich nähern wird, je mehr die Wandungen des Schiffes in die verticale Richtung übergehen, indem bei einem prismatischen kastenförmigen Körper die Displacementscala eine Gerade ist.

Wollte man ein Schiff so weit belasten, daß die Wasserlinie den oberen Rand des Decks erreichte, so würde die geringste Mehrbelastung, wie sie durch eindringendes Deckwasser erzeugt würde, das Schiff natürlich zum Sinken bringen. Dies zu vermeiden, wird das Schiff niemals bis zu dieser Tiefe eingetaucht werden dürfen, man wird vielmehr immer noch eine gewisse Höhe des Bords über der geladenen Wasserlinie haben müssen. Diese Höhe wird wegen des Wellenschlages natürlich bei Seeschiffen größer sein müssen, als bei Flußschiffen, und es existiren hierüber verschiedene Vorschriften, welche die Höhe des Freibords abhängig machen von den sonstigen Schiffsdimensionen. So z. B. wurde von der Versammlung von Schiffsarchitekten in London 1867 vorgeschlagen, die Höhe des Freibords zu  $\frac{b}{8}$  für Schiffe anzunehmen, deren Länge die fünffache Schiffsbreite  $b$  nicht übersteigt, und für jede Schiffsbreite, um welche das Schiff länger ist, sollte obiger Höhe des Freibords noch  $\frac{b}{32}$  hinzugefügt werden.

Einen besseren Anhalt für die Sicherheit des Schiffes in dieser Hinsicht erlangt man durch die Bestimmung der sogenannten Reserve schwimmkraft desselben, d. h. des Auftriebes oder der Schwimmkraft der über Wasser befindlichen wasserdichten Theile des Schiffes. Diese Kraft stellt offenbar diejenige Belastung dar, welche dem Schiffe noch mitgetheilt werden muß, ehe dasselbe der Gefahr des Sinkens ausgesetzt ist, und so groß dürfte also im äußersten Falle das Gewicht des durch Deckwerden eindringenden Wassers höchstens sein. Die erforderliche Reserve schwimmkraft eines Schiffes hängt von mancherlei Umständen ab, wie z. B. von der Beschaffenheit der Ladung, von der Jahreszeit sowie der Natur der zu befahrenden Gewässer u. s. w. Man pflegt bei Kauffahrteischiffen die Reserve schwimmkraft etwa gleich 20 bis 30 Procent des Displacements anzunehmen, bei hochbordigen Kriegsschiffen hat sie oft einen Betrag, welcher dem Displacement gleichkommt oder dasselbe sogar noch übertrifft.

Wie schon erwähnt, pflegt man bei den neueren eisernen Schiffen eine vermehrte Sicherheit gegen das Sinken in Folge eintretenden Deckwerdens dadurch anzustreben, daß man den Schiffsraum durch wasserdichte Zwischenwände oder Schotten in kleinere Abtheilungen zerlegt, welche mit einander

nicht in Verbindung stehen, so daß nur diejenige Abtheilung sich mit Wasser anfüllen kann, in welcher die schadhafte Stelle der Schiffswand gelegen ist. Die wasserdichten Zwischenwände führt man meistens als Querwände, bei Kriegsschiffen aber auch parallel zur Längenrichtung sowohl als verticale Wände, wie auch als horizontale Decks aus. Um die Sicherheit zu beurtheilen, welche überhaupt durch derartige Scheidewände erreicht werden kann, möge zuvörderst eine Theilung des Schiffes durch Querwände angenommen und vorausgesetzt werden, daß das Schiff an einer Stelle des mittleren Theiles eine Beschädigung der Außenhaut unter dem Wasserspiegel erhalte. Das Wasser strömt dann durch diese Oeffnung mit einer der betreffenden Druckhöhe zugehörigen Geschwindigkeit so lange ein, bis der Wasserspiegel in der Abtheilung dasselbe Niveau mit dem äußeren angenommen hat. In Folge des zutretenden Wassers wird natürlich der Tiefgang sich vergrößern, und man sieht sofort ein, daß die wasserdichten Abtheilungen in dem Falle zwecklos sind, in welchem die eingedrungene Wassermenge größer ist, als die Reserveschwimmkraft. Die möglicherweise eindringende Wassermenge bestimmt sich hierbei aus der Differenz zwischen dem Rauminhalte der betreffenden Abtheilung und dem Volumen der darin enthaltenen Güter. Ist das letztere groß, d. h. besteht die Ladung aus leichten Körpern, wie Holz, so kann möglicherweise der freibleibende Raum kleiner sein als die Reserveschwimmkraft des Schiffes; da aber letztere bei Handelsschiffen, wie vorstehend angegeben, meist nur gering ist, und die mittleren Abtheilungen bei der meist nur kleinen Anzahl der Scheidewände in der Regel verhältnißmäßig groß sind, so ist die Gefahr eine beträchtliche. Man erkennt hieraus sofort, daß die Sicherheit um so größer wird, je kleiner die einzelnen Abtheilungen im Verhältniß zum ganzen Displacement sind. Deswegen wurde von der Versammlung der Schiffbau-Ingenieure in London 1867 empfohlen, Schiffe so zu construiren, daß sie sich auch noch bei der Anfüllung von zwei Abtheilungen über Wasser halten. Bei Kriegsschiffen geht man mit dieser Zahl noch höher, so daß bei einzelnen sich bis zu sechs Abtheilungen füllen können, bevor ein Sinken zu befürchten steht. Ueberhaupt hat man gerade bei Kriegsschiffen die Theilung sehr weit getrieben, und die Fälle sind nicht selten, daß Panzerschiffe 60 bis 90 Abtheilungen im Innern und 30 bis 40 Abtheilungen in dem Doppelboden haben, denn daß auch eine Theilung des Doppelbodens einen günstigen Einfluß bei etwaigem Leckwerden der Außenhaut ausüben muß, bedarf keiner weiteren Auseinandersetzung.

In dem Vorstehenden ist stillschweigend vorausgesetzt, daß die fraglichen wasserdichten Wände bis an das oberste Deck reichen, es genügt nicht, sie etwa nur bis zur geladenen Wasserlinie gehen zu lassen, denn in diesem Falle würden sie, wenn das Schiff durch Wassereintritt tiefer eintaucht,

unfehlbar von dem in die Abtheilung eintretenden Wasser überfluthet werden, und die Anfüllung der übrigen Schiffsräume nicht hindern können. Wenn eine Aufführung der Schotten bis zum Oberdeck nicht möglich ist, so wird man die Abtheilungen wenigstens oberhalb durch wasserdichte Decks abschließen müssen, um dem besagten Ueberfließen des Wassers in die benachbarten Abtheilungen zu begegnen.

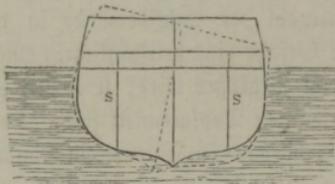
Ungünstiger liegen die Verhältnisse, wenn die Schiffswand nicht in dem mittleren Theile, sondern an einem Ende in der Nähe des Bugs oder Heckes ein Leck bekommt. Zwar pflegen die Abtheilungen daselbst, wie A, Fig. 460, immer beträchtlich kleiner zu sein, und daher wird bei der Füllung einer

Fig. 460.



solchen der durchschnittliche Tiefgang oder das Displacement nur wenig größer werden, dagegen wird aber das Schiff eine starke Neigung gegen die Horizontale annehmen, und schnell der in der Figur punktirten Lage sich nähern, bei welcher das betreffende Schiffsende unter das Wasser taucht, und zwar um

Fig. 461.



so eher, je länger das Schiff ist. Hier ist offenbar ein wasserdichter Abschluß der Abtheilungen besonders wichtig.

Ähnliche Bemerkungen lassen sich auch anführen in Bezug auf ein Schiff, welches durch Längsschotte *ss*, Fig. 461, abgetheilt ist. Hierbei wird die Anfüllung einer einseitig der Längsaxe ge-

legenen Abtheilung das Schiff zur Seite neigen, und ein Abschluß der Abtheilungen nach oben durch wasserdichte Decks ist unumgänglich nöthig.

Anmerkung. Bei den unterseeischen Fahrzeugen, wie sie für Kriegszwecke vorgeschlagen und ausgeführt sind, hat der Auftrieb des ganz ins Wasser getauchten Schiffes eine bestimmte, von der Tiefe, in welcher das Schiff schwimmt, ganz unabhängige Größe. Dieser Auftrieb ist nur von dem Displacement abhängig, und es ist daher ohne Weiteres klar, daß ein Steigen oder Sinken des Schiffes nur durch Vergrößerung bezw. Verkleinerung des Schiffsvolumens herbeigeführt werden kann, was etwa mittelst eines Behälters erreichbar ist, der mit comprimierter Luft gefüllt ist und welcher daher ungefähr in der Weise wie die Schwimmblase des Fisches functionirt.

Zur Feststellung und Bezeichnung der Tragfähigkeit bedient man sich verschiedener Methoden. In der Regel pflegt man die Größe oder Tragfähig-

keit in Tonnen anzugeben, welches Maß indessen je nach der angewandten Meßmethode eine sehr verschiedene Bedeutung hat. Bald bedeutet eine Tonne ein bestimmtes Gewicht, bald ein gewisses Volumen, bald auch nur eine ganz willkürlich festgesetzte Größe. Man kann der Hauptsache nach folgende Maße unterscheiden.

Die Displacementstonne ist das Gewicht eines Cubikmeters Wasser, also 1000 kg, und es bestimmt sich daher hiernach der Tonnengehalt eines Schiffes durch die Anzahl der Cubikmeter, welche von dem Schiffe im Zustande seiner größten Eintauchung verdrängt werden. Die Angabe der Größe eines Schiffes in Displacementstonnen bezieht sich daher auf das Totalgewicht des Schiffes. Diese Meßmethode wird vorzüglich für Kriegsschiffe gebraucht, welche annähernd immer bis zu derselben Tiefe eintauchen, während sie für Handelsschiffe, bei denen der Tiefgang und also das Displacement je nach den Umständen sehr verschieden ausfallen, wenig angewandt wird.

In neuerer Zeit haben sich die meisten Staaten für die Bestimmung der Schiffsgröße in sogenannten Registertonnen entschieden, und es wird dieses Maß auch der Gebührenberechnung für die den Suezcanal passirenden Schiffe zu Grunde gelegt. Eine Registertonne bedeutet einen Rauminhalt von 100 engl. Cubikfuß oder 2,832 Cubikmetern. Behufs der Bestimmung ermittelt man durch genaue Messung den ganzen Cubikinhalt des Schiffsraumes sammt allen an Deck befindlichen Deckshäusern, und nennt diesen in solchen Tonnen ausgedrückten Inhalt den Registertonnengehalt des Schiffes. Bei Rauffahrteischiffen unterscheidet man einen Brutto- und Nettotonnengehalt, indem man unter letzterem den Rest versteht, welcher verbleibt, wenn man vom Bruttotonnengehalte den Inhalt aller derjenigen Räume abzieht, welche nicht zur Beförderung von Gütern oder Personen dienen, also die Wohnräume der Mannschaft, die Maschinen-, Kessel- und Kohlenräume etc. Ebenso wie man das Displacement eines Schiffes mit Hilfe eines Völligkeitscoefficienten aus der Länge, Breite und dem Tiefgange bestimmen kann, läßt sich auch der räumliche Inhalt des Schiffes aus der Länge  $l$ , größten Breite  $b$  und der Höhe  $h$  des Schiffes in der Mitte zwischen Oberdeck und Kieloberkante durch

$$R = \tau b l h$$

annähernd bestimmen. Hierin ist  $\tau$  ein Coefficient, welcher für gewöhnliche Segelschiffe etwa zu 0,70, für Dampfschiffe und Clipper (d. h. scharf gebaute, schnellgehende Segelschiffe, deren Länge gleich der fünf- bis sechsfachen Breite zu sein pflegt) zu 0,65 bis 0,68 und für kleinere Fahrzeuge, wie Yachten, zu 0,45 bis 0,50 anzunehmen ist.

Nach einer älteren englischen, auch jetzt wohl noch üblichen Meßmethode

(Builders' old measurement) wurde der Gehalt  $T$  in englischen Tonnen à 2240 engl. Pfund = 1016 kg nach der Regel

$$T = \frac{(l - 0,6b) b^2}{188}$$

bestimmt, welche Formel annähernd das Deplacement für Schiffe ergibt, bei denen die Länge  $l = 4b$ , der mittlere Tiefgang etwa gleich der halben Breite und der Völligkeitscoefficient etwa  $\frac{1}{2}$  war, wie diese Verhältnisse früher bei den Seeschiffen üblich waren.

§. 100. **Stabilität der Schiffe.** Schwimmt ein Schiff im stillen Wasser frei, d. h. wirken außer der Schwere und dem Auftriebe des Wassers keine äußeren Kräfte auf das Schiff, so ist das Gewicht des verdrängten Wasservolumens  $V$  oder des Deplacement gleich dem gesammten Gewichte  $G$  des Schiffes, und der Schwerpunkt  $S$  des letzteren liegt mit dem Schwerpunkt  $D$  des verdrängten Wassers in derselben Verticallinie. Diese Verticale, die sogenannte Schwimmaxe (s. auch Thl. I, Abschnitt VI, Cap. 2) wird wegen der symmetrischen Form aller Schiffe in die Symmetrieebene hineinfallen, wenn vorausgesetzt ist, daß auch die Ladung gleichmäßig zu beiden Seiten gestaut ist. Als Schwimmebene gilt in dieser Lage des Schiffes die dem betreffenden Tiefgange zugehörige Wasserlinie. Dieselbe sei für die aufrechte Schiffslage in Fig. 462 mit  $WL$  bezeichnet,  $S$  sei der Schwerpunkt des Schiffes,  $D$  derjenige des Deplacements, die Entfernung beider sei  $DS = e$ . Bei Schiffen wird der Schwerpunkt  $S$  im Allgemeinen oberhalb des Deplacementschwerpunktes liegen. Denkt man auf das Schiff in  $F$  eine horizontale Kraft  $P$ , etwa den Druck des Windes, wirkend, so wird das Schiff eine gewisse Neigung annehmen, bis es eine neue Gleichgewichtslage erreicht hat, und um ein Maß für die Stabilität zu erlangen, hat man das Kraftmoment zu bestimmen, welches beim Aufhören der Kraft  $P$  das Schiff in die aufrechte Lage zurückzudrehen strebt.

In der neuen Gleichgewichtslage soll die Wasserlinie durch  $W_1L_1$  dargestellt sein,  $\varphi$  soll den Winkel  $LOL_1$  bedeuten, um welchen sich das Schiff gedreht hat. Auf letzteres wirken nunmehr außer dem im Schwerpunkte  $S$  angreifenden Gewichte  $G$  und der Seitenkraft  $P$  noch eine gleichfalls horizontale Kraft  $-P$ , welche durch den Widerstand dargestellt ist, den das Wasser einer seitlichen Verschiebung des Schiffes entgegensetzt, und außerdem der vertical gerichtete Auftrieb des verdrängten Wassers  $V$ , dessen Gewicht  $V\gamma$  nach wie vor genau gleich  $G$  sein muß. Dieser Auftrieb hat seine Lage bei der Drehung geändert und ist jetzt durch den Schwerpunkt  $D_1$  des nunmehrigen Deplacements vertical aufwärts gerichtet. Die vier in  $S$ ,  $F$ ,  $E$  und  $D_1$  wirkenden Kräfte bilden daher zwei entgegengesetzt drehende Kräfte-

paare, deren Momente für die Gleichgewichtslage gleich sein müssen, daher hat man:

$$Ph = Gc,$$

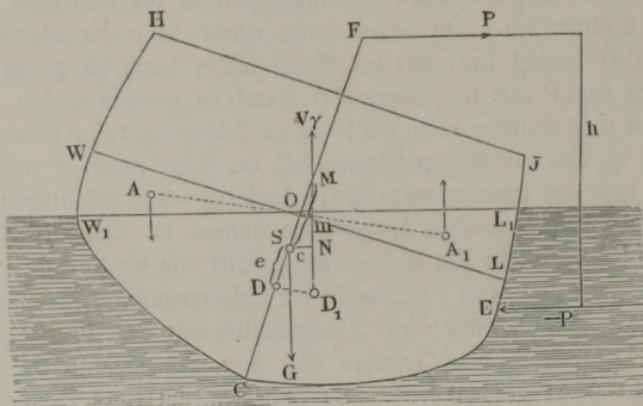
wenn mit  $h$  der verticale Abstand zwischen  $F$  und  $E$  und mit  $c$  der horizontale Abstand  $SN$  zwischen  $S$  und  $D_1$  bezeichnet wird. Das Moment  $Gc$ , welches als das Maß für die Stabilität des Schiffes angesehen werden kann, möge kurz das Stabilitätsmoment heißen, dasselbe ist offenbar, da  $G$  das constante Schiffsgewicht ist, lediglich abhängig von dem horizontalen Abstände  $SN = c$ . Dieser Abstand  $c$  ändert sich im Allgemeinen mit der Größe des Neigungswinkels  $\varphi$ , mit zunehmender Neigung  $\varphi$  wird  $c$  zunächst größer und dann wieder kleiner, die Art und Weise dieser Aenderung hängt wesentlich von der Form des Schiffes ab.

Es ist hieraus zunächst ersichtlich, daß die Stabilität Null wird für  $SN = c = 0$ ; d. h. wenn  $S$  mit dem Durchschnittspunkte  $M$  zusammenfällt. Dies kann eintreten, entweder wenn der Schwerpunkt  $S$  des Schiffes nach  $M$  emporrückt, oder wenn der Durchschnitt  $M$  des Auftriebes  $V\gamma$  bis nach  $S$  herunterrückt. In jedem Falle würde dann die Grenze der Stabilität erreicht sein, und das Schiff würde durch die geringste Vergrößerung von  $P$  zum Umschlagen oder Kentern gebracht werden. Damit dieser Fall nicht eintreten kann, gilt daher die Bedingung, daß  $c$  immer größer als Null ist, oder mit anderen Worten, daß der Schwerpunkt  $S$  des Schiffes in jeder Lage des letzteren unterhalb desjenigen Durchschnittspunktes  $M$  gelegen sein muß, in welchem der jeweilige Auftrieb die Symmetrieebene des Schiffes trifft. Dieser Durchschnittspunkt fixirt also die höchste, mit der Stabilität noch vereinbare Lage, welche der Schwerpunkt des Schiffes haben darf, aus welchem Grunde dieser Durchschnittspunkt das Metacentrum, und die Höhe  $MS = m$  desselben über dem Schwerpunkte die metacentrische Höhe genannt wird. Das Metacentrum eines Schiffes ist im Allgemeinen keineswegs ein fester Punkt desselben, sondern es verändert seine Lage mit veränderter Neigung fortwährend, nur bei einem Schiffe, welches die Form eines horizontalen Umdrehungskörpers hat (wie z. B. bei den sogenannten Nadelbooten), liegt, wie leicht zu ersehen, das Metacentrum stets in der Axe des Umdrehungskörpers. Wenn man nun doch schlechtweg von dem Metacentrum eines Schiffes und dessen metacentrischer Höhe spricht, so meint man damit dasjenige Metacentrum, welches einer sehr geringen Drehung  $\varphi$  des Schiffes aus seiner aufrechten Lage zugehört, und man kann mit hinreichender Annäherung annehmen, daß dieses so definirte Metacentrum bei den gebräuchlichen Schiffsformen auch bei Neigungen von 10 bis 15° nach jeder Seite der mittleren Lage seinen Ort nicht merklich ändert. Da die Neigungen der gewöhnlichen Segelschiffe meist noch innerhalb der angegebenen Grenzen verbleiben, so wird man dabei die Größe des

Abstandes  $SN = c$  durch  $c = MS \cdot \sin \varphi = m \sin \varphi$  ausdrücken können, und es folgt hieraus, daß unter sonst gleichen Verhältnissen die metacentrische Höhe  $m$  ebenfalls als ein Maß zur Vergleichung der Stabilität von Schiffen angesehen werden kann. Es ist einleuchtend, daß für größere Schiffsneigungen sowohl wie für außergewöhnliche Schiffsverhältnisse das wirkliche Metacentrum für jede Lage bestimmt werden muß, indem man durch Construction (s. Thl. I, Anhang, Graph. Statik) oder durch Rechnung (Simpson'sche Regel, Thl. I) den Schwerpunkt  $D_1$  des betreffenden Deplacements bestimmt, wodurch das gesuchte Metacentrum in der durch diesen Schwerpunkt gehenden Verticallinie gefunden wird.

Für eine sehr kleine Neigung  $\varphi$  des Schiffes kann man das Metacentrum wie folgt bestimmen. Bezeichnet man die Breite des Schiffes in der Wasserlinie  $WL$  der aufrechten Lage mit  $WL = b$ , Fig. 462, so wird bei einer sehr kleinen Drehung  $\varphi$  auf der einen Seite ein keilförmiges Stück  $LOL_1$

Fig. 462.



neu in das Wasser getaucht, während auf der anderen Seite das Keilstück  $WOW_1$  aus dem Wasser gehoben wird. Diese beiden Keilstücke müssen gleiches Volumen  $\Delta V$  haben, da das neue Deplacement  $W_1CL_1$  genau gleich dem vorherigen  $WCL = V$  ist. Wenn nun  $D$  der Schwerpunkt des Deplacements in der aufrechten Schiffslage, und  $D_1$  der Schwerpunkt des nunmehrigen Deplacements ist, so kann man die Verschiebung  $DD_1$  folgendermaßen bestimmen. Der Auftrieb  $V\gamma$  des Schiffes in der geneigten Lage kann angesehen werden als die Mittelkraft aus dem in  $D$  vertical aufwärts wirkenden Auftriebe  $V\gamma$  des Volumens  $WCL$ , vermehrt um den Auftrieb  $\Delta V\gamma$  des neu eingetauchten Keiles  $LOL_1$  und vermindert um den ebenso großen Auftrieb  $\Delta V\gamma$  des ausgehobenen Keiles  $WOW_1$ , welche beiden letzteren Kräfte in den Schwerpunkten  $A$  und  $A_1$  dieser keilförmigen

Räume wirkend zu denken sind. Hieraus folgt zunächst, daß die Verschiebung  $DD_1$  des Deplacementschwerpunktes parallel zu  $AA_1$  ausfallen muß, und man erhält aus der Gleichheit der Momente in Bezug auf den Schwerpunkt  $D_1$  für die Schwerpunktsverschiebung die Gleichung:

$$\frac{\Delta V \cdot AA_1}{V} = DD_1 = MD \cdot \varphi.$$

Um nun die Größen  $\Delta V$  und die Entfernung  $AA_1$  zu bestimmen, sei an einer beliebigen Stelle das Schiff durch zwei unendlich nahe liegende Querschnittsebenen zerschnitten gedacht, deren Abstand  $\partial l$  sein möge. Diese Ebenen schneiden aus den beiden Keilen  $\Delta V$  zwei Stücke heraus, von denen jedes die Größe

$$\frac{1}{2} \frac{b}{2} \frac{b}{2} \varphi \cdot \partial l = \partial l \frac{b^2}{8} \varphi$$

hat, wenn mit  $b = WL$  die Breite des Schiffes in der Originalwasserlinie an der gedachten Stelle bezeichnet wird. Die Entfernung der Schwerpunkte  $A$  und  $A_1$  dieser Elemente von der Mitte  $O$  ist wegen der Dreiecksform

$$OA = OA_1 = \frac{2}{3} \frac{b}{2} = \frac{b}{3};$$

daher

$$AA_1 = \frac{2b}{3}$$

und somit das Moment der beiden keilförmigen Elemente gleich

$$\partial l \frac{b^2}{8} \varphi \frac{2b}{3} = \frac{\partial l \cdot b^3}{12} \varphi.$$

Denkt man diese Werthe für alle die unendlich vielen streifenförmigen Stücke summirt, in welche das Schiff seiner ganzen Länge nach durch Querebenen zerlegt werden kann, so erhält man offenbar

$$\Sigma \frac{\partial l \cdot b^3}{12} \varphi = J \varphi,$$

wenn unter  $J$  das Trägheitsmoment der Schwimmebene  $WL$  in Bezug auf die durch die Mitte  $O$  gehende Längsaxe verstanden wird. Setzt man daher diesen Werth  $J \varphi$  für  $\Delta V \cdot AA_1$  ein, so erhält man

$$DD_1 = MD \cdot \varphi = \frac{J \varphi}{V},$$

also

$$MD = \frac{J}{V},$$

und folglich die metacentrische Höhe

$$m = MS = \frac{J}{V} - e.$$

Das Stabilitätsmoment  $Gc = V\gamma.c$  des Schiffes bestimmt sich daher zu

$$V\gamma.c = V\gamma.m\varphi = (J - Ve)\gamma\varphi,$$

welcher Werth streng genommen zwar nur für eine sehr kleine Größe von  $\varphi$  gilt, bei den gewöhnlichen Schiffsformen indeß auch noch für Ausschlagswinkel bis zu 10 und selbst 15° nach jeder Seite hin als nahezu richtig angenommen werden kann.

Nach dem Vorstehenden ist es nun leicht, gewisse Fragen über den Einfluß der Massenvertheilung im Innern des Schiffes auf dessen Stabilität zu entscheiden. Sieht man die metacentrische Höhe  $m = \frac{J}{V} - e$

als das Maß der Stabilität an, so erkennt man zunächst, daß die letztere um so größer ausfällt, je tiefer der Schwerpunkt  $S$  gelegen ist. Würde dieser Schwerpunkt  $S$  etwa unter demjenigen  $D$  des Deplacements gelegen sein, so hätte man  $e$  als negative Größe in Rechnung zu stellen und erhielte in

diesem Falle  $m = \frac{J}{V} + e$ . Hieraus erkennt man auch sogleich die Noth-

wendigkeit, bei ungenügender Ladung des Schiffes den Schwerpunkt desselben durch Einnahme von Ballast in den untersten Theil des Schiffsraumes möglichst tief zu legen. Ebenso erfieht man, wie die Stabilität eines Schiffes sich vergrößert, wenn ein gewisser Theil der Belastung aus einer höheren in eine tiefere Lage gebracht wird, z. B. wenn die Masten und sonstigen zur Takelage gehörenden Theile eines Schiffes herabgelassen werden, während eine Erhebung einzelner Theile die Stabilität vermindert, indem hiermit eine Erhebung des Schiffschwerpunktes  $S$  verbunden ist.

Wenn ein Schiff von bestimmter Ladung und also bestimmtem Deplacement eine weitere Belastung erfährt, so richtet sich der Einfluß dieser zusätzlichen Belastung auf die Stabilität ganz nach der Höhenlage, in welcher die neue Belastung untergebracht wird. Denkt man sich zunächst eine bestimmte zusätzliche Belastung  $Q$  werde auf das Schiff gebracht, so wird dasselbe um eine gewisse Größe  $\tau$  tiefer als vorher eintauchen, derartig, daß das Gewicht des neu verdrängten Wasserkörpers von der Grundfläche  $W$  der Wasserlinie und von der Dicke  $\tau$  genau gleich  $Q$  ist. Wenn nun diese Last  $Q$  im Schiffe so untergebracht wird, daß ihr Schwerpunkt in gleicher Höhe mit dem Schwerpunkte dieses gedachten neu verdrängten Wasserkörpers liegt, so werden der Auftrieb des letzteren und das Gewicht  $Q$  als zwei gleiche, in demselben Punkte entgegengesetzte Kräfte sich aufheben und ohne Einfluß auf die Stabilität des Schiffes sein, so lange wenigstens, als die Neigung desselben innerhalb mäßiger Grenzen verbleibt. Man erkennt aber sogleich, daß eine Unterbringung der zusätzlichen Last unterhalb der Wasserlinie das Stabilitätsmoment erhöhen muß, während eine Placirung der Last oberhalb der Wasserlinie die Stabilität verringert. Ebenso wird umgekehrt

durch Wegnahme einer Last unterhalb der Wasserlinie die Stabilität verkleinert, während sie vergrößert wird, wenn eine oberhalb der Wasserlinie gelegene Last beseitigt wird.

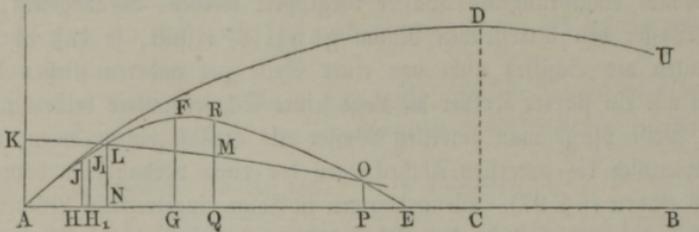
Die Stabilität eines Schiffes kann unter Umständen auch durch in den Schiffsraum eingedrungenes Wasser vergrößert werden, vorausgesetzt, daß dieses Wasser den betreffenden Raum gänzlich erfüllt, so daß es beim Schwanken des Schiffes nicht von einer Seite zur anderen fließen kann, sondern wie ein starrer Körper die Lage seines Schwerpunktes beibehält. In solcher Weise pflegt man zuweilen Wasser als Ballast einzunehmen, wozu sich namentlich die untersten Abtheilungen des etwa vorhandenen doppelten Bodens eignen (s. §. 97). Wenn dagegen in Folge eingetretenen Leckwerdens eine wasserdichte Abtheilung des Schiffes gänzlich gefüllt ist, so ist dadurch die Schwimmebene um die Grundfläche dieser gefüllten Abtheilung geringer geworden und daher auch das Trägheitsmoment  $J$  und die Höhe  $MD = \frac{J}{V}$  verkleinert. Dagegen ist durch die nunmehrige tiefere Eintauchung der Schwerpunkt  $D$  des Displacements relativ gegen  $S$  gehoben, daher auch der Subtrahend  $e$  in  $m = \frac{J}{V} - e$  verringert ist. Welcher von diesen beiden in entgegengesetztem Sinne auf die Stabilität wirkenden Einflüssen der vorwiegende ist, wird daher von den besonderen Schiffsverhältnissen abhängen.

Aus der Formel  $m = \frac{J}{V} - e$  folgt ferner, daß bei denselben Werthen von  $V$  und  $e$  die metacentrische Höhe  $m$  um so größer ausfällt, je größer das Trägheitsmoment  $J$  der Schwimmfläche ist, daher die Stabilität um so größer werden muß, je größer die Schiffsbreite  $b$  im Vergleich zur Länge ist, indem das Trägheitsmoment  $J$  mit der Breite  $b$  im cubischen, mit der Länge  $l$  aber nur im einfachen Verhältnisse zunimmt. Ein Schiff mit großer metacentrischer Höhe, welches also wegen des bedeutenden Stabilitätsmomentes mit großer Kraft in die aufrechte Lage zurückzukehren strebt, heißt ein steifes Schiff, während man im Gegenseitze unter einem ranken Schiffe ein solches mit kleiner metacentrischer Höhe versteht. Man hat hierbei wohl den Unterschied zwischen der Steifheit und der Stetigkeit der Schiffe zu bemerken, indem man unter der Stetigkeit die Eigenschaft versteht, vermöge deren ein Schiff auf bewegter See verhältnißmäßig nur wenig in Schwingungen versetzt wird. Es wird sich in der Folge zeigen, daß gerade die steifsten Schiffe am wenigsten stetig sind, indem sie den heftigsten und schnellsten Schwingungen ausgesetzt sind, während die ranken Schiffe meistens durch sanften und ruhigen Gang sich auszeichnen.

Von der Stabilität eines Schiffes pflegt man sich häufig durch eine graphische Darstellung, durch die sogenannte Stabilitätscurve, eine An-

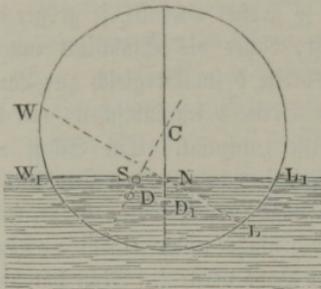
schauung zu verschaffen. Diese Curve erhält man, wenn man auf einer Abscissenaxe  $AB$ , Fig. 463, deren Abstände von  $A$  aus den Neigungswinkeln des Schiffes proportional annimmt und die Ordinaten wie  $HJ$

Fig. 463.



proportional dem Stabilitätsmomente, d. h. also dem Abstände  $c = SN$ , Fig. 462, aufträgt. Man erkennt aus der Figur, daß das Stabilitätsmoment bei der durch  $AG$  dargestellten Neigung des Schiffes einen größten Werth annimmt, welcher durch die Ordinate  $GF$  nach dem für die Momente gewählten Maßstabe dargestellt ist. In dem Durchschnittspunkte  $E$  der Stabilitätscurve mit der Axe  $AB$  erreicht die Stabilität den Werth Null, und deswegen pflegt man wohl die zugehörige Abscisse  $AE$ , d. h. die durch dieselbe ausgedrückte Neigung, als die Grenze der Stabilität zu bezeichnen. Um diese Curve zu construiren, hat man für jedes Schiff für

Fig. 464.



eine hinreichende Anzahl von Schiffeneigungen den Arm  $SN = c$  des Stabilitätsmomentes durch Zeichnung und Rechnung zu ermitteln, da für größere Neigungswinkel die oben entwickelte Formel für die metacentrische Höhe nicht gültig ist. Der Verlauf der Stabilitätscurven hängt natürlich wesentlich von der Schiffesform, insbesondere von der größeren oder geringeren Breite, von der Höhe des Freibords u. s. w. ab.

Für ein Radelboot zum Beispiel, d. h. ein Schiff mit kreisförmigem Querschnitte, Fig. 464, ist, wie leicht zu erkennen, der Mittelpunkt  $C$  für jede Neigung des Schiffes das Metacentrum, und der Arm  $SN = c$  des Stabilitätsmomentes ist daher proportional mit dem Sinus des Neigungswinkels  $\varphi$ . Die demgemäß in Fig. 463 gezeichnete Stabilitätscurve  $ADU$  giebt das Maximum der Stabilität  $CD$  bei einer Neigung  $AC = 90^\circ$ , während die Grenze der Stabilität erst bei einem Winkel von  $180^\circ$  erreicht wird.

Die Stabilitätscurve giebt in dem zwischen ihr und der Abscissenaxe  $AB$  eingeschlossenen Flächenraume gleichfalls ein Maß für die mechanische Arbeit, welche erforderlich ist, um dem Schiffe eine bestimmte Neigung zu ertheilen, wie man in folgender Art erkennt. Wenn für eine gewisse durch  $AH$ , Fig. 463, dargestellte Neigung  $\varphi$  des Schiffes das Stabilitätsmoment  $Gc$  durch die Ordinate  $HJ$  ausgedrückt ist, so gehört zu einer weiteren unendlich kleinen Neigung um  $\delta\varphi = HH_1$  eine Arbeit  $Gc \cdot \delta\varphi$ , welche offenbar durch den unendlich schmalen Flächenstreifen  $HJJ_1H_1$  dargestellt ist. Um daher das Schiff aus der aufrechten Lage in  $A$ , wo das Stabilitätsmoment gleich Null ist, in die Lage  $H$  zu versetzen, in welcher die Neigung durch  $AH$  und das Stabilitätsmoment durch  $HJ$  ausgedrückt ist, wird eine mechanische Arbeit nöthig sein, für welche die Fläche  $AJHA$  als Maß angesehen werden kann. Man nennt die mechanische Arbeit, welche zur Erzeugung einer gewissen Neigung des Schiffes erforderlich ist, wohl die dynamische Stabilität desselben. Die Größe dieser Arbeit kommt vorzugsweise in Betracht, wenn es sich darum handelt, die Schiffsneigung zu bestimmen, welche durch eine momentan wirkende Kraft, z. B. durch einen Windstoß, erzeugt wird. Bezeichnet man wieder mit  $P$  den horizontalen Druck des Windes gegen die Segel und mit  $h$  den senkrechten Abstand des Winddruckes von dem gleichen und entgegengesetzten Widerstande, den das Wasser dem seitlichen Fortschieben des Schiffes entgegensetzt, ist also  $Ph$  das neigende Moment des Winddruckes, so wird demselben nach dem Vorstehenden durch das Stabilitätsmoment  $Gc$  gerade das Gleichgewicht gehalten, wenn man voraussetzt, daß der Winddruck ein stetiger ist. Anders stellt sich die Sache bei einem stoßweisen Auftreten des Windes. Um diese Wirkung zu untersuchen, ist zunächst zu bemerken, daß das Moment des Winddruckes bei gleichbleibender Intensität des Windes mit der Neigung des Schiffes veränderlich ist. Denn, wenn  $P$  den Winddruck gegen die Segel in der aufrechten Schiffslage bedeutet, so kann man denselben, wenn die Segelflächen für die Rechnung als Ebenen angenommen werden, bei einer Schiffsneigung  $\varphi$  gleich  $P \cos \varphi$  setzen, und da dann der Hebelarm durch  $h \cos \varphi$  gegeben ist, so darf man das neigende Moment des Winddruckes allgemein zu  $Ph \cos^2 \varphi$  voraussetzen. Denkt man sich diesem Ausdrucke gemäß in Fig. 463 die Windcurve  $KO$  eingetragen, d. h. diejenige Linie, deren Ordinaten wie  $NL$  das Moment des Winddruckes bei der der Abscisse  $AN$  zugehörigen Schiffsneigung darstellen, so erhält man ein anschauliches Bild von dem ganzen Vorgange.

Während nämlich durch einen stetig wirkenden Wind das Schiff in einer Neigung erhalten wird, welche durch die Abscisse  $AN$  dargestellt ist, für welche die Ordinaten der Stabilitätscurve  $ALO$  und der Windcurve  $KLO$  gleiche Größe  $NL$  haben, so wird ein plötzlicher Windstoß, welcher das

aufrechte Schiff trifft, dasselbe viel weiter neigen, und zwar bis zu einer Neigung  $AQ$ , für welche die Arbeit der Stabilität, d. h. die Fläche  $ALRQA$  gerade gleich der Arbeit des Winddruckes oder der Fläche  $AKLMQA$  ist. Im Allgemeinen wird der in Folge des Windstoßes erzeugte Ausschlagswinkel etwa doppelt so groß ausfallen, als der durch den stetigen Druck eines gleich starken Windes erzeugte. Natürlich werden in Folge des Windstoßes Schwingungen des Schiffes eintreten, worüber in dem Folgenden Näheres angegeben wird.

Bei den vorstehenden Betrachtungen war immer eine Neigung querschiffs, d. h. eine Drehung des Schiffes um eine horizontale Längsaxe vorausgesetzt. Ganz analoge Bemerkungen lassen sich auch hinsichtlich der Schiffsneigungen längschiffs, d. h. der Drehungen um eine horizontale Queraxe anstellen. Der Schwerpunkt des Deplacements liegt natürlich auch in der Längsaxe genau unter dem Schwerpunkte des Schiffes, und man wird daher in der Vertheilung der Lasten längschiffs ein Mittel in der Hand haben, den Bug des Schiffes ebenso tief eintauchen zu lassen, als das Heck. Ist dieses nicht der Fall, so nennt man das Schiff steuerlastig oder achterlastig, wenn der Hinterstevn tiefer eintaucht als der Vorderstevn, und versteht unter Steuerlastigkeit die Differenz der Eintauchungstiefen, im entgegengesetzten Falle heißt das Schiff wohl auch kopflastig. Meistens pflegt man die Schiffe etwas steuerlastig zu beladen.

Durch den Druck der Segel eines vor dem Winde segelnden Schiffes kann das letztere eine Drehung um eine Queraxe annehmen, in Folge deren die Neigung des Rieles sich ändert. Diese Längsneigungen werden jedoch immer nur unbedeutend sein wegen der im Verhältniß zur Schiffsbreite immer beträchtlichen Länge. Wenn man nämlich auch in Bezug auf diese Neigungen längschiffs von einem Metacentrum spricht, so liegt das letztere bedeutend höher, als das oben besprochene Querschiffsmetacentrum, denn auch hier gilt für die metacentrische Höhe  $m_1$  die obige Formel

$$m_1 = \frac{J_1}{V} - e,$$

worin indessen unter  $J_1$  nunmehr das Trägheitsmoment der Schwimmebene bezogen auf die betreffende Queraxe zu verstehen ist. Da dieses Trägheitsmoment immer viel bedeutender als das auf die Längsaxe bezogene ist, so fällt auch  $m_1$  immer beträchtlich größer aus als  $m$ . Während die metacentrische Höhe  $m$  für seitliche Schiffsneigungen meist nur 1 bis 2 m beträgt, liegt das Längschiffsmetacentrum oft mehr als 100 m über dem Schiffschwerpunkte. Der Neigungswinkel des Schiffes in dieser Hinsicht wird daher immer viel kleiner sein, als die Neigung querschiffs, was aber bei der die Schiffsbreite bedeutend übertreffenden Länge des Schiffes nicht hindert, daß der Bug desselben oft beträchtlich unter Wasser getaucht wird.

§. 101. **Schiffsschwingungen.** Wenn ein Schiff durch eine äußere Kraft aus seiner aufrechten Gleichgewichtslage gebracht ist, so wird es nach dem Wegfalle dieser Kraft in Folge des Auftriebes in seine Gleichgewichtslage nicht nur zurückkehren, sondern sich über dieselbe hinaus bewegen und wie ein Pendel in Schwingungen gerathen. Diese Schwingungen können haupt-

fächlich dreifacher Art sein, entweder sie bestehen in einem verticalen Auf- und Niedersteigen, dem sogenannten Steigen, oder in einem seitlichen Schwanken um eine horizontale Längsaxe des Schiffes, dem Schlingern oder Rollen, oder endlich in einem Schwanken um eine horizontale Queraxe, dem sogenannten Stampfen, vermöge dessen die Enden des Schiffes, Bug und Heck, abwechselnd sich heben und senken. Von diesen Schwingungen sind besonders die beiden letztgenannten, das Rollen und Stampfen, für die Sicherheit und den Gang der Schiffe von Bedeutung. Ganz besonders werden diese Schwingungen durch den Wellenschlag einer bewegten See vergrößert, so daß durch den Einfluß von Wind und Wellen unter Umständen selbst ein Umschlagen oder Kentern eintreten kann. Es möge im Folgenden zunächst von dem Einflusse der Wellen abgesehen, und ein ruhiges Wasser vorausgesetzt werden.

Für alle oben gedachten Schwingungen gelten die in Thl. I, Anhang, gefundenen Regeln für die Schwingung von Körpern unter Einfluß einer beschleunigenden Kraft, deren Größe mit dem durchlaufenen Wege proportional ist. Denkt man sich zunächst durch eine verticale Kraft, etwa die Componente eines geneigten Windes, das Schiff um eine gewisse Tiefe  $x$  unter die normale Wasserlinie eingetaucht, so ist der Auftrieb des Schiffes, welcher vorher gerade gleich dem Gewichte  $G$  derselben war, um  $Wx\gamma$  vermehrt, wenn  $W$  das Areal der Wasserlinie ist, und man annimmt, daß diese Fläche innerhalb des geringen Betrages von  $x$  nicht wesentlich sich ändert. In Folge dessen ist die verticale Beschleunigung  $p$  des Schiffes durch

$$p = \frac{Wx\gamma}{G} g = \frac{Wg}{V} x = \mu x$$

gegeben, wenn man  $\mu = \frac{W}{V} g$  setzt, folglich bestimmt sich die Zeit einer einfachen Verticalschwingung zu

$$t = \frac{\pi}{\sqrt{\mu}} = \pi \sqrt{\frac{V}{Wg}} = \pi \sqrt{\frac{\varphi}{\lambda} \frac{t}{g}},$$

wenn  $\varphi = \frac{V}{blt}$  und  $\lambda = \frac{W}{bl}$  die Bälligkeitscoefficienten des Deplacements und bezw. der Wasserlinie sind.

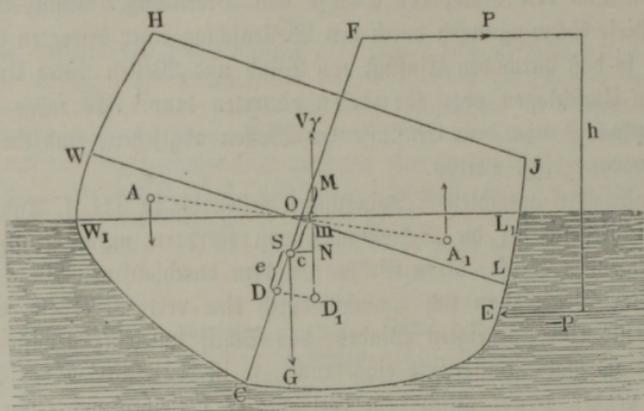
Was das Schlingern oder Rollen des Schiffes, d. h. die Schwingung um eine horizontale Längsaxe anbetrifft, so ist diese Bewegung wie diejenige eines materiellen Pendels zu betrachten, welches um eine durch den Schwerpunkt  $S$ , Fig. 465 (a. f. S.), gehende horizontale Axe schwingt, und welches in dem Metacentrum  $M$  von der dem Gewichte  $G$  gleichen Kraft des Auftriebes  $V\gamma$  bewegt wird. Betrachtet man das Schiff als ein in  $S$  unter-

stühtes materielles Pendel, so ist die Länge  $r$  desselben nach Thl. I, Abschn. V, Cap. 4 durch

$$r = \frac{\text{Trägheitsmoment}}{\text{Statisches Moment}} = \frac{T\gamma}{V\gamma \cdot m} = \frac{T}{J - Ve}$$

gegeben, wenn  $T$  das Trägheitsmoment des Schiffes in Bezug auf eine durch den Schwerpunkt  $S$  gehende Längsaxe bedeutet. Folglich ergibt sich

Fig. 465.



die Zeitdauer einer einfachen Schwingung des Schiffes von der äußersten Lage einerseits bis zur äußersten Lage auf der anderen Seite durch die bekannte Formel

$$t = \pi \sqrt{\frac{r}{g}} = \pi \sqrt{\frac{T}{g(J - Ve)}} = 1,003 \sqrt{\frac{T}{J - Ve}},$$

wenn man von dem Widerstande absteht, welchen das Wasser der schwingenden Bewegung des Schiffes entgegensezt. Dieser Widerstand ist zwar nicht unbedeutend, indessen wird durch denselben, wie die hierüber angestellten Beobachtungen ergeben haben, die Schwingungszeit nur unbedeutend vergrößert, während die Abnahme der Schwingungsweite um so beträchtlicher ist, je größer der gedachte Widerstand im Vergleich zu dem Trägheitsmomente des Schiffes ist. Je größer das letztere ist, desto schwerer wird das Schiff zwar in Schwingungen versetzt werden, desto länger werden dieselben aber auch andauern, nachdem die die Schwingung erzeugende Ursache aufgehört hat, zu wirken. Es muß bemerkt werden, daß nicht nur der Widerstand des Wassers einen beruhigenden Einfluß auf die Schwingungen eines Schiffes ausübt, sondern bei getakelten Schiffen ein beträchtlicher Einfluß auf den Ausschlag der Schiffe auch durch den Widerstand ausgeübt wird, welchen die Segel bei dem schnellen Hin- und Herbewegen in der Luft finden.

Aus der oben angeführten Gleichung für die Länge eines mit dem Schiffe isochron schwingenden mathematischen Pendels

$$r = \frac{T}{\sqrt{m}}$$

ergibt sich ohne Weiteres, warum ein großes Stabilitätsmoment  $V\gamma m$ , oder eine große metacentrische Höhe  $m$ , eine verhältnißmäßig kleine Pendellänge zur Folge hat, aus welcher wiederum eine kurze Schwingungsdauer  $t$ , d. h. eine heftige Kollbewegung des Schiffes resultirt. Hieraus erklärt sich die schon im vorhergehenden Paragraphen angedeutete Erscheinung, daß die steifsten Schiffe in der Regel die am wenigsten stetigen sind, während ranke Schiffe mit einer geringen metacentrischen Höhe  $m$  im Allgemeinen viel weniger heftigen Kollbewegungen unterworfen sind. Da die beiden Erfordernisse, Stabilität und Stetigkeit, sich somit gewissermaßen ausschließen, so wird der Schiffsconstructeur daher in jedem Falle den Verhältnissen in diesen beiden Hinsichten entsprechend Rechnung tragen müssen.

Die mit Kriegsschiffen in ruhigem Wasser angestellten Schwingungsversuche\*) bestätigen im Wesentlichen die vorstehenden theoretischen Schlußfolgerungen, und es schwankte dabei die natürliche Periode, d. h. die Dauer einer einfachen Schwingung zwischen 2,7 Secunden bei den amerikanischen Monitors mit 4,38 m metacentrischer Höhe und 8,9 Secunden bei englischen Panzerfregatten, deren Metacentrum nur 0,78 m über dem Schiffsschwerpunkte liegt. Die Erfahrung hat gezeigt, daß die Schiffe mit geringen natürlichen Perioden im Allgemeinen nicht nur am schnellsten, sondern auch am heftigsten rollen, wofür eine Erklärung sich aus dem im Folgenden über den Einfluß der Wellen auf die Kollbewegung Gesagten ergeben dürfte.

Aus dem gefundenen Ausdrucke für die Schwingungsdauer  $t$  folgt auch, daß die Vertheilung der Massen, also namentlich die Stauung der Ladung im Schiffe, nicht ohne Einfluß auf die Kollbewegung ist, indem eine solche Anordnung der Massen, mit welcher ein möglichst großes Trägheitsmoment  $T$  des Schiffes verbunden ist, d. h. also eine Unterbringung der Ladung in thunlichst großem Abstände von der Längsaxe, eine große Schwingungszeit  $t$  und damit weniger heftige Kollbewegungen zur Folge haben wird.

In Betreff der Stampfbewegungen, d. h. der längsschiffs erfolgenden Schwingungen des Schiffes um eine horizontale Queraxe, gelten ähnliche Bemerkungen, wie für das Schlingern. Auch diese Schwingungen sind wie diejenigen eines materiellen Pendels zu betrachten, für welches man die Länge des damit isochronen einfachen Pendels ebenfalls durch

$$r_1 = \frac{T_1}{\sqrt{m_1}} = \frac{T_1}{J_1 - Ve}$$

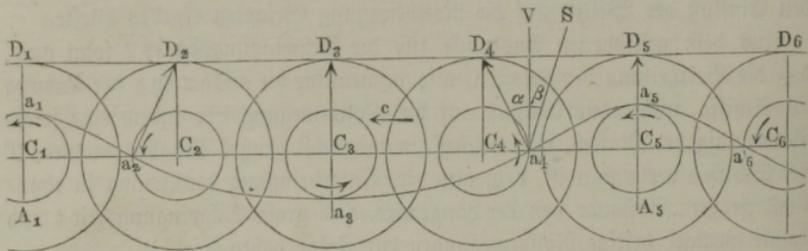
\*) S. White, Handbuch für Schiffbau. Uebersetzt von D. Schlick und van Quellen, S. 121.

erhält, wenn  $T_1$  das Trägheitsmoment des Schiffes in Bezug auf die durch den Schwerpunkt gehende horizontale Queraxe und  $m_1$  die metacentrische Höhe längsschiffs bedeutet. Die letztere ist, wie in dem vorhergehenden Paragraphen angeführt, immer bedeutend größer, als die metacentrische Höhe  $m$  für Seitenschwingungen, dagegen ist aber auch das Trägheitsmoment  $T_1$  größer als dasjenige  $T$ ; doch scheint bei den gewöhnlichen Schiffen der Einfluß der größeren metacentrischen Höhe vorzuherrschen, indem die hinsichtlich der Stampfbewegungen gemachten Beobachtungen gezeigt haben, daß die Schwingungsdauer derselben nur etwa  $\frac{1}{2}$  bis  $\frac{3}{4}$  von derjenigen der Kollbewegung beträgt. Für die Sicherheit eines Schiffes haben die Stampfbewegungen meistens nicht die Bedeutung, welche den Kollbewegungen beizumessen ist.

Auf die Größe der Schwingungen, d. h. die Ausschlagswinkel, ist außer den Widerständen, welche durch das Wasser und die Luft den Schwingungen dargeboten werden, und welche, wie bereits erwähnt, eine mäßigende Wirkung ausüben, insbesondere die Wellenbewegung des Wassers von dem größten Einflusse. Eine genaue Ermittlung dieses Einflusses durch theoretische Untersuchungen ist indessen nicht möglich, und es mögen im Folgenden nur einige Verhältnisse näher angedeutet werden, welche hinsichtlich der Beeinflussung der Schiffsschwingungen durch die Meereswellen besonders in Betracht kommen.

Nach dem in Thl. I, Anhang, über die Wellen Gesagten kann man sich eine Wasserwelle  $a_1 a_2 a_3 \dots$ , Fig. 466, von der Länge  $A_1 A_5 = l$  und

Fig. 466.



der Höhe  $A_1 a_1 = h$  so vorstellen, als ob jedes Wassertheilchen  $a$  der Oberfläche sich in einem Kreise vom Halbmesser  $CA = \frac{h}{2}$  bewegt, so zwar, daß die verschiedenen neben einander befindlichen Theile  $a_1 a_2 a_3 \dots$  sich von der vertikalen Lage  $DC$  um verschiedene Winkel gedreht haben. Hierdurch nimmt der ursprünglich horizontale ebene Wasserspiegel eine Form an, deren Durchschnitt eine gestreckte Cycloide oder Trochoide ist, die man sich entstanden gedacht denken kann durch Abwälzung eines Kreises vom Halbmesser

$DC = R = \frac{l}{2\pi}$  auf einer Horizontalen  $D_1 D_2 \dots$ , mit welchem Kreise ein beschreibender Punkt  $a$  im Abstände  $Ca = \frac{h}{2}$  vom Mittelpunkte  $C$  verbunden ist. In derselben Weise nimmt auch jede unter der Oberfläche gelegene ursprünglich horizontale Wasserschicht die Form einer ähnlichen Fläche an, für welche der Halbmesser  $R$  des wälzenden Kreises derselbe bleibt, dagegen der Abstand  $r$  des beschreibenden Punktes nach einem bestimmten in Thl. I, Anhang, näher angegebenen Gesetze nach unten hin kleiner wird.

Wenn in Fig. 466 durch  $a_1 a_2 a_3 \dots$  eine solche Wellenfläche dargestellt ist, und mit  $w$  die für alle Wassertheilchen gleiche Winkelgeschwindigkeit bezeichnet wird, so erkennt man, wie jedes Wassertheilchen  $a$  von der Masse  $m$  außer durch die vertical abwärts wirkende Schwerkraft  $mg$  noch durch die radial auswärts wirkende Centrifugalkraft  $mw^2r$  angegriffen wird. Diese Centrifugalkraft wirkt in den Wellengipfeln  $a_1$  und  $a_5$  vertical aufwärts und verkleinert dort das Gewicht des Wassertheilchens, während sie in dem Wellenthale  $a_3$  die Wirkung der Schwerkraft verstärkt. In irgend einem anderen Punkte, z. B.  $a_2$ , wirkt die Centrifugalkraft in der Richtung des Radius  $C_2 a_2$ . Da nun nach einem bekannten Gesetze der Hydrostatik die Resultirende aller auf ein Theilchen in der Wasseroberfläche wirkenden Kräfte auf dieser Oberfläche normal stehen muß, so erhält man also in den Normalen zur Wellenfläche in den Punkten  $a$  die Richtungen für die resultirenden Kräfte daselbst, d. h. also auch die entgegengesetzten Kräfte des Auftriebes. Diese Normalen gehen nun nach einer bekannten Eigenschaft der Cycloide durch die Berührungspunkte  $D$  des wälzenden Kreises mit seiner Bahn, so daß man in  $a_1 D_1, a_2 D_2, a_3 D_3, a_4 D_4, a_5 D_5 \dots$  den an diesen Stellen vorhandenen Auftrieb sowohl der Richtung wie auch der Größe nach erhält. Daß letzteres der Fall ist, ergibt sich wie folgt. Betrachtet man den Halbmesser  $Ca = r$  als das Maß der überall gleichen Centrifugalkraft  $mw^2r$  des Massentheilchens, und sucht zu dieser Componente eine verticale Kraft, von solcher Größe, daß aus beiden eine Mittelkraft resultirt, deren Richtung durch  $aD$  gegeben ist, so wird diese verticale Componente, als welche man die Schwerkraft  $mg$  zu verstehen hat, in jedem Falle durch den Radius  $DC$  ausgedrückt sein. Dies geht übrigens auch aus der in Thl. I, Anhang, gemachten Angabe hervor, wonach die Winkelgeschwindigkeit  $w$  der Wellen sich durch

$$w = \frac{c}{R} = \frac{\sqrt{gR}}{R} = \sqrt{\frac{g}{R}}$$

berechnet, unter  $c = \sqrt{gR}$  \*) die fortschreitende Geschwindigkeit der

\*) In Thl. I ist irrthümlich  $c = \sqrt{2gR}$  anstatt  $c = \sqrt{gR}$  gedruckt.

Wellen verstanden. Hiernach folgt die Centrifugalkraft des Theilchens  $a$  zu

$$C = m\omega^2 r = mg \frac{r}{R}.$$

Während daher bei ruhigem Wasser der Auftrieb überall eine constante verticale Richtung hat, ist die Richtung des Auftriebes bei einer durch Wellen bewegten Wasserfläche stetig wechselnd, indem diese Richtung nur für die Wellenberge  $a_1 a_5$  und Wellenthäler  $a_3$  vertical gerichtet, zwischen diesen Punkten aber seitlich geneigt ist. Man ersieht aus der Figur, daß diese Richtung des Auftriebes auf dem vorderen Theile  $a_3 a_4 a_5$  einer Welle nach der Richtung der fortschreitenden Wellenbewegung  $c$  geneigt ist, während die Neigung auf dem hinteren Theile  $a_1 a_2 a_3$  die entgegengesetzte ist. Die größte Neigung nach der einen wie anderen Richtung findet in denjenigen Punkten zwischen Wellenthal und Wellenberg statt, in denen die Wellenfläche ihre Krümmung ändert (Inflexionspunkte), und man kann für die gewöhnlichen Oceanwellen nahe genug annehmen, daß diese Punkte mit den Mitten zwischen Thal und Kamm zusammenfallen. Die Größe dieser maximalen Neigungswinkel hängt natürlich von dem Verhältnisse der Wellenhöhe  $h$  zur Wellenlänge  $l$  ab, und man kann für diese maximale Neigung  $\alpha$  die Beziehung gelten lassen:

$$\sin \alpha = \frac{r}{R} = \pi \frac{h}{l},$$

oder annähernd

$$\alpha = 180^\circ \frac{h}{l}.$$

Hiernach beträgt z. B. bei großen Oceanwellen, deren mittleres Verhältniß  $\frac{h}{l}$  zu  $\frac{1}{20}$  angenommen werden kann, die größte Abweichung der Normale von der Verticalen nach jeder Seite  $9^\circ$ , d. h. die Richtung des Auftriebes ist Schwingungen nach Art von Pendelschwingungen unterworfen, deren gesammter Ausschlagwinkel  $18^\circ$  ist, und für welche die Zeitdauer einer Doppelschwingung genau mit der Wellenperiode übereinstimmt. Man muß bemerken, daß die Richtung dieser Normale, d. h. des betreffenden Auftriebes bei der bewegten Oberfläche des Wassers dieselbe Rolle spielt, wie die verticale Richtung bei ruhigem Wasser, was hinsichtlich der Stabilität eines auf den Wellen schwimmenden Schiffes zu beachten ist. Danach würde z. B. ein zwischen Wellenberg und Thal an der Stelle der größten Wellenneigung  $\alpha$  schwimmendes Schiff sich in seiner Gleichgewichtslage befinden, wenn seine Masten mit der Wellennormale zusammenfallen, während bei einer senkrechten Stellung der Masten daselbst ein Stabilitätsmoment rege gemacht wird, welches einer Neigung  $\alpha$  des Schiffes gegen die

Gleichgewichtslage entspricht. Würde an der betreffenden Stelle das Schiff durch seine eigenthümlichen Schwingungen in eine Stellung  $a_4 S$  gelangen, welche von der Verticalen  $V$  um den Winkel  $\beta$  nach der der Wellennormale entgegengesetzten Seite abweicht, so hätte man die Stabilität genau so zu beurtheilen, als wenn das Schiff in ruhigem Wasser um den Winkel  $\varphi = \alpha + \beta$  von der Verticalrichtung abgelenkt würde. Man hat daher bei der Bestimmung der Stabilitätsverhältnisse auf die größte Neigung  $\alpha$  der steilsten vorkommenden Wellen Rücksicht zu nehmen, und kann bemerken, daß die wirkliche Stabilitätsgrenze demnach bei einer Abweichung  $\varphi = \varphi_0 - \alpha$  von der Verticalen liegt, wenn  $\varphi_0$  den Winkel bedeutet, welcher der Stabilitätscurve, Fig. 463, zufolge der Grenze der Stabilität in ruhigem Wasser entspricht.

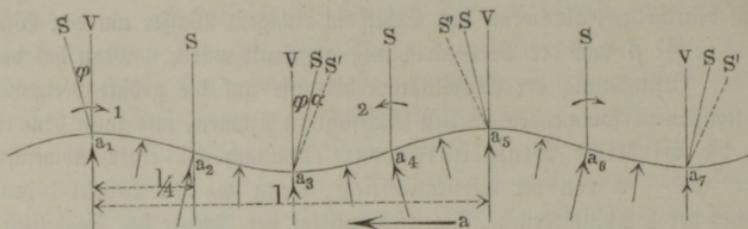
Nach dem Vorstehenden kann man sich nunmehr die Art und Weise verdeutlichen, in welcher durch die Wellenbewegung Schwingungen des Schiffes erzeugt werden. Denkt man sich nämlich ein Schiff in einem Wellenthale  $a_3$  in aufrechter Stellung, etwa mit seinem Kiele parallel dem Wellenkamme  $a_5$  liegend, so wird der in diesem Augenblicke in der Richtung  $a_3 D_3$  vertical wirkende Auftrieb bei der Bewegung der Wellen in der Richtung des Pfeiles  $c$  fortwährend seine Richtung ändern, so zwar, daß der Auftrieb am stärksten nach links geneigt ist, wenn etwa der Punkt  $a_4$  in die Linie  $C_3 D_3$  getreten ist, worauf die Neigung wieder kleiner wird, bis der Auftrieb im Wellenscheitel  $a_5$  wieder vertical gerichtet ist. Während dieser Bewegung der Welle um die halbe Wellenlänge wird daher auf das Schiff eine Einwirkung des Auftriebes stattgefunden haben, welche das letztere nach links zu neigen strebt. Ebenso wird bei einer weiteren Bewegung der Welle der hintere Theil derselben  $a_5 a_6$  eine Neigung nach der entgegengesetzten Richtung anstreben, so daß durch diese fortgesetzten Impulse eine schwingende Bewegung des Schiffes veranlaßt wird.

Die Intensität der in solcher Art erzeugten und durch einen ununterbrochenen Wellenzug dauernd erhaltenen Schwingungen hängt, außer von der Stärke der Wellenbewegung, wesentlich von dem gegenseitigen Verhältnisse der Perioden der natürlichen Schiffsschwingung im ruhigen Wasser und der Wellenbewegung ab. Am bedenklichsten wird der Einfluß der Wellenbewegung für die Sicherheit des Schiffes werden, wenn die Zeit, welche das Schiff im ruhigen Wasser zu einer doppelten Schwingung gebraucht, gerade mit der Wellenperiode übereinstimmt, wie man mit Hülfe von Fig. 467 (a. f. S.) unschwer erkennt.

Hierin bedeute  $a_1 a_2 a_3 \dots$  das Profil einer Welle und  $a_1 S$  sei die Richtung der Masten eines Schiffes auf dem Scheitel  $a_1$  der Welle, wobei angenommen werde, daß das Schiff bereits in Schwingung begriffen sei, und in diesem Augenblicke seine größte Abweichung  $\varphi$  von der Verticalen  $a_1 V$  nach

links erreicht habe, so daß es die entgegengesetzte Schwingung in der Pfeilrichtung 1 beginnt. Wegen der vorausgesetzten Uebereinstimmung der

Fig. 467.

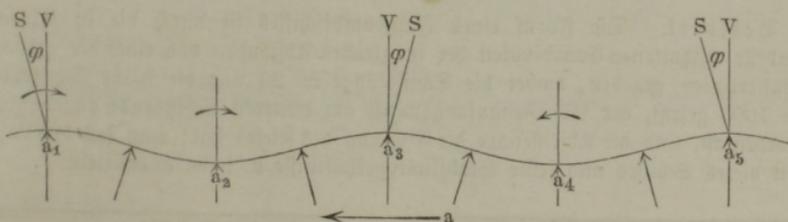


Perioden der Wellen mit den doppelten Schiffsschwingungen wird das Schiff in der Mitte  $a_2$  zwischen dem Kämme  $a_1$  und dem Thale  $a_3$  seine verticale Mittellage angenommen haben, und es würde ohne den Einfluß der Wellen, und unter der Voraussetzung einer widerstandslosen Bewegung das Schiff in dem Wellenthale  $a_3$  um einen gleichen Winkel  $\varphi$  nach der entgegengesetzten Seite der Verticale  $a_3 V$  geneigt sein und die Stellung  $a_3 S$  annehmen. Da nun aber während dieser einfachen Schwingung des Schiffes durch die Passirung der hinteren Wellenhälfte  $a_1 a_2 a_3$  in der Richtung des Pfeiles  $a$  fortwährend durch den Auftrieb die Schwingung nach rechts beschleunigt wird, so muß das Schiff die verticale Stellung  $a_2 S$  mit entsprechend größerer Geschwindigkeit passiren und in Folge hiervon in  $a_3$  eine größere Schwingungsweite in  $a S'$  erreichen, als dies im ruhigen Wasser der Fall sein würde. Durch die Einwirkung der unter dem Schiffe durchgegangenen Wellenhälfte  $a_1 a_2 a_3$  ist daher der Ausschlagwinkel  $\varphi$  um einen gewissen Zuwachs  $\alpha$  vergrößert worden, und es ist leicht zu erkennen, daß ein ganz ähnlicher Vorgang während des Passirens der nächsten Wellenhälfte  $a_3 a_4 a_5$  erfolgt, deren Auftrieb fortwährend die in der Pfeilrichtung 2 erfolgende Rückschwingung des Schiffes beschleunigt. Da ein solcher Impuls von jeder folgenden Welle in gleicher Weise ausgeübt wird, so kann selbst bei schwachem Seegange die Rollbewegung des Schiffes bald eine sehr bedeutende werden, etwa wie eine Schaukel beträchtliche Schwingungen macht, wenn ihr in jedem Wendepunkte ein auch nur kleiner Stoß erteilt wird. In Folge dieser Wirkung würde das Schiff unfehlbar zum Umschlagen gebracht werden, wenn nicht der Widerstand, den das Schiff in der Luft und dem Wasser findet, einen mäßigenden Einfluß ausübte, so daß durch die Wellenwirkung von dem Augenblicke an eine weitere Beschleunigung der Schwingungen nicht mehr bewirkt werden kann, in welchem die von den Widerständen verzehrte Arbeit gerade gleich der von den Wellen ausgeübten geworden ist. Hieraus erklärt sich die Erscheinung, daß gerade diejenigen

Schiffe eine so heftige Rollbewegung zu zeigen pflegen, deren Schwingungsdauer gering ist, also nach vorstehenden Angaben etwa 4 bis 5 Secunden für eine einfache Schwingung beträgt, indem diese Zeit ungefähr übereinstimmt mit der halben Periode der auf dem Ocean meist vorkommenden Sturmwellen.

Nimmt man dagegen für das Schiff eine größere Schwingungsdauer im ruhigen Wasser an, setzt man etwa voraus, daß die Zeit einer einfachen Schwingung gerade gleich der Wellenperiode sei, so ergibt sich durch eine ähnliche Betrachtung aus Fig. 468 die viel weniger ungünstige Einwirkung der Wellen. Hat das Schiff hier über dem Wellenberge  $a_1$  die Abweichung  $\varphi$  von der Verticalrichtung, und schwingt es nach rechts, so kommt es im

Fig. 468.



Wellenthale  $a_2$  zur aufrechten Lage und erreicht seine äußerste Lage nach rechts über dem Wellenberge  $a_3$ . Diese Schwingung nach rechts ist durch die vorübergehende Wellenhälfte  $a_1 a_2$  zwar befördert, durch die folgende Hälfte  $a_2 a_3$  aber in gleichem Maße verzögert worden, so daß der Ausschlagswinkel  $\varphi$  durch den Einfluß der Welle nicht vergrößert worden ist.

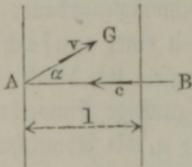
In dem Vorstehenden wurde vorausgesetzt, daß das Schiff parallel zu der Richtung der Wellenkämme liege, welche Lage offenbar für das Rollen des Schiffes die ungünstigste ist. Wenn dagegen der Cours des Schiffes rechtwinkelig die Wellenkämme kreuzt, so wird die Wirkung der Wellen eine entsprechende Stampfbewegung hervorrufen. Schneidet das Schiff die Wellen unter einem schiefen Winkel, so werden um eine geneigte Schwerpunktsaxe entsprechende Schwingungen entstehen, welche man aus Roll- und Stampfbewegungen zusammengesetzt denken kann. Hierbei muß erwähnt werden, daß in diesem Falle als Periode für die Wirkung der Wellen nicht diejenige Zeit in Rechnung zu stellen ist, welche eine volle Welle gebraucht, um an einem festen Punkte, sondern an dem bewegten Schiffe vorüberzulaufen. Diese Zeit  $t$  findet sich, unter  $l$  die Länge der Wellen, unter  $c$  die Fortpflanzungsgeschwindigkeit derselben und unter  $v$  die Geschwindigkeit des Schiffes verstanden, aus

$$tc + vt \cos \alpha = l \text{ zu}$$

$$t = \frac{l}{c + v \cos \alpha'}$$

wenn  $\alpha$  den Winkel  $CAB$ , Fig. 469, bedeutet, welchen der Schiffscurs  $AC$  mit der Bewegung  $BA$  der Wellen bildet. Da dieser Ausdruck für Werthe von  $\alpha$  zwischen 0 und

Fig. 469.



180° zwischen  $\frac{l}{c+v}$  und  $\frac{l}{c-v}$  schwankt, so er-

kennt man, daß der Schiffsführer es in der Hand hat, durch die Wahl des Curses bis zu gewissem Grade den bedenklichen Zustand zu vermeiden, in welchem die Wellenperiode gerade mit der Dauer einer doppelten Schiffschwingung übereinstimmt.

Beispiel. Die Form eines Flußdampfschiffes ist durch die in folgender Tabelle enthaltenen Coordinaten der in gleichen Abständen von einander gedachten Wasserlinien gegeben, wobei die Schiffslänge = 20 und die halbe Schiffsbreite = 1000 gesetzt, der Abscissenanfangspunkt am hinteren Schiffsende angenommen worden ist, und die Abscissenaxe die Richtung des Kieles hat; man soll die Lastigkeit dieses Schiffes und seine Stabilitätsverhältnisse u. s. w. ausmitteln.

Hinter Schiff					Vorder Schiff				
Abscissen	Ordinaten der Wasserlinien				Abscissen	Ordinaten der Wasserlinien			
	I.	II.	III.	Verdeck		I.	II.	III.	Verdeck
0	30	30	30	800	10	830	910	960	1000
1	45	100	165	850	11	810	910	950	990
2	120	230	390	900	12	760	870	930	990
3	240	400	600	930	13	680	810	870	960
4	380	590	750	930	14	570	700	780	930
5	520	700	825	970	15	440	570	650	860
6	630	790	880	990	16	310	420	500	770
7	730	840	910	990	17	200	270	340	640
8	790	880	940	990	18	110	150	200	480
9	830	910	960	1000	19	30	40	60	270
10	830	910	960	1000	20	—	—	—	30

Der Inhalt  $W_0$  der nullten oder untersten Wasserlinie ist = Null zu setzen, der der ersten Wasserlinie aber nach der Simpson'schen Regel:

$$W_1 = [30 + 4 (45 + 240 + 520 + \dots + 30) \\ + 2 (120 + 380 + 630 + \dots + 110)] \frac{bl}{3 \cdot 20 \cdot 1000} \\ = 0,452 \, bl,$$

ferner der der folgenden:

$$W_2 = [30 + 4 (100 + 400 + \dots + 40) + 2 (230 + 590 + \dots + 150)] \frac{bl}{60 \, 000} \\ = 0,557 \, bl,$$

und der der obersten oder geladenen Wasserlinie:

$$W_3 = [30 + 4 (165 + \dots + 60) + 2 (390 + \dots + 200)] \frac{bl}{60 \, 000} \\ = 0,663 \, bl.$$

Hieraus folgt das Volumen des verdrängten Wassers

$$V = [W_0 + 3 (W_1 + W_2) + W_3] \frac{t}{8} = (0 + 3 \cdot 1,009 + 0,663) \frac{btl}{8} \\ = 0,461 \, btl.$$

Die Inhalte der Querschnitte der Spanten bestimmen sich ebenfalls durch die Formel:

$$S = [y_0 + 3 (y_1 + y_2) + y_3] \frac{t}{8},$$

und es ist hiernach:

$$S_0 = (0 + 3 \cdot 60 + 30) \frac{bt}{8000} = 0,026 \, bt,$$

$$S_1 = (0 + 3 \cdot 145 + 165) \frac{bt}{8000} = 0,075 \, bt,$$

$$S_2 = (0 + 3 \cdot 350 + 390) \frac{bt}{8000} = 0,180 \, bt,$$

$$S_3 = (0 + 3 \cdot 640 + 600) \frac{bt}{8000} = 0,315 \, bt,$$

und es folgt so weiter:

$$\begin{aligned} S_4 &= 0,457 \, bt, & S_5 &= 0,561 \, bt, & S_6 &= 0,642 \, bt, & S_7 &= 0,703 \, bt, \\ S_8 &= 0,744 \, bt, & S_9 &= 0,772 \, bt, & S_{10} &= 0,773 \, bt, & S_{11} &= 0,764 \, bt, \\ S_{12} &= 0,728 \, bt, & S_{13} &= 0,667 \, bt, & S_{14} &= 0,624 \, bt, & S_{15} &= 0,460 \, bt, \\ S_{16} &= 0,336 \, bt, & S_{17} &= 0,219 \, bt, & S_{18} &= 0,122 \, bt, & S_{19} &= 0,034 \, bt, \\ S_{20} &= 0. \end{aligned}$$

Mit Hilfe der Formel:

$$V = [S_0 + 4 (S_1 + S_3 + \dots + S_{19}) + 2 (S_2 + S_4 + \dots + S_{18}) + S_{20}] \frac{l}{3 \cdot 20}$$

ergibt sich hiernach das Wasservolumen:

$$V = 0,459 \, btl,$$

und nimmt man nun aus beiden Werthen das Mittel, so erhält man:

$$V = 0,460 \, btl.$$

Wäre die absolute Länge dieses Wasserraumes:  $l = 60 \, \text{m}$ , die größte Breite

desselben:  $b = \frac{l}{6} = 10$  m und seine Tiefe  $t = \frac{b}{5} = 2$  m, so hätte man das ganze Wasservolumen:

$$V = 0,460 \cdot 10 \cdot 2 \cdot 60 = 552 \text{ cbm,}$$

und folglich die ganze Tragkraft des Schiffes:

$$V\gamma = 552 \text{ Tonnen.}$$

Der Angriffspunkt dieser Kraft liegt über dem Schiffskiel um

$$\begin{aligned} z &= \frac{(0 \cdot W_0 + 1 \cdot 3 W_1 + 2 \cdot 3 W_2 + 3 \cdot W_3) t}{W_0 + 3 W_1 + 3 W_2 + W_3} \cdot \frac{t}{3} \\ &= \frac{3 \cdot 0,452 + 6 \cdot 0,557 + 3 \cdot 0,663}{0 + 3 \cdot 0,452 + 3 \cdot 0,557 + 0,663} \cdot \frac{t}{3} = \frac{2,229}{3,690} t = 0,602 t = 1,204 \text{ m,} \end{aligned}$$

und vom Schiffsende in horizontaler Richtung ab:

$$\begin{aligned} s &= \frac{0 \cdot S_0 + 1 \cdot 4 S_1 + 2 \cdot 2 S_2 + 3 \cdot 4 S_3 + \dots + 19 \cdot 4 S_{19} + 20 S_{20}}{S_0 + 4 S_1 + 2 S_2 + 4 S_3 + \dots + 4 S_{19} + S_{20}} \cdot \frac{l}{20} \\ &= 0,483 l = 28,98 \text{ m.} \end{aligned}$$

Das Trägheitsmoment der Schwimmfläche in Beziehung auf ihre Längsaxe ist:

$$\begin{aligned} J &= [30^3 + 4(165^3 + 600^3 + \dots) + 2(390^3 + 750^3 + \dots)] \cdot \frac{2(\frac{1}{2}b)^3 l}{3 \cdot 3 \cdot 20 \cdot 1000^3} \\ &= 0,0355 b^3 l. \end{aligned}$$

Wenn nun der Schwerpunkt des Schiffes um  $e = 2$  m über demjenigen des verdrängten Wassers liegt, so erhält man die metacentrische Höhe des Schiffes zu

$$m = \frac{J}{V} - e = \frac{0,0355 b^3 l}{0,460 b t l} - 2 = 0,077 \frac{100}{2} - 2 = 1,85 \text{ m.}$$

Wäre das Trägheitsmoment des ganzen Schiffes in Bezug auf die Längsaxe

$$T = V \cdot k^2,$$

und ist etwa  $k$  gleich  $\frac{2}{3}$  der größten halben Schiffsbreite, also

$$k = \frac{10}{3} = 3,33 \text{ und } T = 552 \cdot 3,33^2 = 6133,$$

so hätte man die Länge eines mit dem Schiffe isochron schwingenden Pendels

$$r = \frac{T}{V m} = \frac{6133}{552 \cdot 1,85} = 6,006 \text{ m,}$$

und somit folgt die Zeitdauer einer einfachen Schwingung für das Rollen

$$t = \pi \sqrt{\frac{r}{g}} = 1,003 \sqrt{6,006} = 2,46 \text{ Secunden.}$$

Die Dauer einer Schwingung dieses Schiffes in verticaler Richtung bestimmt sich zu

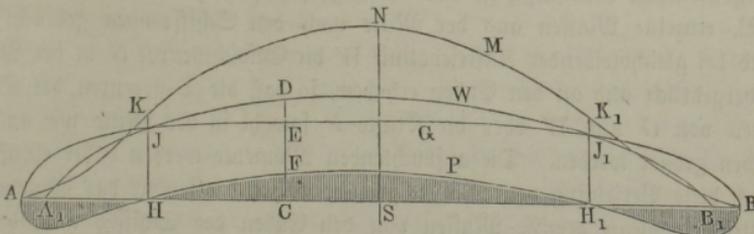
$$t_1 = \pi \sqrt{\frac{\varphi}{\lambda} \frac{t}{g}} = 3,14 \sqrt{\frac{0,460}{0,663} \frac{2}{9,81}} = 1,18 \text{ Secunden.}$$

§. 102. Festigkeit der Schiffskörper. Die Anstrengungen, denen ein Schiff durch äußere Kräfte unterworfen ist, sind mannigfacher Art. Die

größte Bedeutung haben zunächst die Gewichte des Schiffes selbst und seiner Ladung, sowie der diesen entgegengesetzte Auftrieb. Hierdurch werden hauptsächlich Biegungen des Schiffes in ähnlicher Art wie bei belasteten Trägern hervorgerufen, indem der Auftrieb des Wassers bei Schiffen die Stelle der Stützreactionen der Balken vertritt. Der Wasserdruck auf die Seitenwände strebt ferner die letzteren nach innen hineinzudrücken, und bei eintretenden Kollbewegungen werden die Querverbände wesentlich durch die Trägheitskräfte der schwingenden Massen beansprucht. Hierzu kommen noch die aus der Wirkung des Motors herrührenden localen Beanspruchungen, also der Druck gegen die Masten und Wänten bei Segelschiffen, sowie gegen die Lager der Radaxen und Schraubenwellen bei Dampfern.

Die Anstrengung eines Schiffes auf Durchbiegung der Länge nach hängt wesentlich von der Vertheilung der Gewichte und des Auftriebes, d. h. von der äußeren Schiffesform ab. Wäre das Schiff ein homogener Balken, so würde eine Durchbiegung überhaupt nicht angestrebt werden, indem in jedem Querschnitte das daselbst wirksam zu denkende Eigengewicht eines sehr kleinen Längsstückes gerade gleich dem Auftriebe daselbst wäre. Wegen der ungleichmäßigen Vertheilung der Gewichte und Auftriebskräfte treten indessen biegende Momente ein, welche ebensowohl eine Durchbiegung des Schiffes in der Mitte nach unten, Durchsacken, wie auch nach oben, Aufbuchten, erzeugen können. Man kann sich von diesen Verhältnissen am besten auf graphischem Wege eine deutliche Anschauung verschaffen. Denkt man sich das Schiff durch eine größere Anzahl gleich weit von einander abstehender Querschnitte in eine Anzahl von Theilen zertheilt, deren Auftrieb sowohl als ihre Belastung ermittelt werden, und trägt diese Kräfte nach einem bestimmten Kräftemaßstabe als Ordinaten über einer Abscissenaxe  $AB$  gleich der Schiffslänge, Fig. 470, in deren entsprechenden

Fig. 470.



Theilpunkten auf, so erhält man in der stetigen Verbindung der Endpunkte dieser Ordinaten zwei Curven  $AGB$  für die Gewichtvertheilung und  $A_1WB_1$  für den Auftrieb an jeder Stelle. So würde z. B.  $CE$  das Gewicht des daselbst gelegenen unendlich schmalen Schiffstheiles und  $CD$

den Auftrieb dieses Theiles vorstellen. Man hätte an dieser Stelle daher einen Ueberschuß an Auftrieb, welcher durch  $ED$  nach dem Kräftemaßstabe dargestellt ist. Es ist nach dem Früheren (§. 99) ohne Weiteres klar, daß die beiden zwischen diesen Curven und der Abscissenaxe  $AB$  gelegenen Flächenräume nicht nur von gleicher Größe sein müssen, sondern daß auch die Schwerpunkte dieser beiden Flächenräume in einer und derselben Ordinate durch  $S$  liegen müssen. In der Figur ist angenommen worden, daß der Auftrieb in dem Mittelschiffe wegen der volleren Formen daselbst größer als das Schiffsgewicht ist, während in Folge der scharfen Schiffsformen an den Enden das Gewicht den Auftrieb übertrifft. Diese Verhältnisse finden bei den gewöhnlichen Schiffen meist statt, doch kommen in einzelnen Fällen auch Abweichungen hiervon vor; wenn z. B. an einzelnen Stellen mittschiffs starke Belastungen concentrirt auftreten, etwa schwere Maschinen, oder gepanzerte Thürme bei Kriegsschiffen, so erhebt sich wohl an diesen Stellen die Gewichtscurve  $G$  zu einem Gipfel über die Auftriebslinie  $W$ , die letztere in zwei Punkten durchschneidend.

In der Figur ist ferner die Linie  $APB$  gezeichnet, deren Ordinaten  $CF$  jenen Differenzen  $CD - CE$  der Auftriebs- und der Gewichtslinie gleich gemacht sind. Diese Interferenzcurve, deren Ordinaten oberhalb der Abscissenaxe Auftriebskräfte und unterhalb der Axe abwärts wirkende Belastungen darstellen, giebt ein anschauliches Bild von der Inanspruchnahme des Schiffes, welches in dem vorliegenden Falle offenbar auf Aufbuchtungen in der Mitte beansprucht wird. Um die biegenden Momente selbst zu bestimmen, bedient man sich am besten des in Thl. I, Anhang, 2 gezeigten graphischen Verfahrens, indem man unter Zuhilfenahme eines passend gewählten Kräftepolygons das Seilpolygon  $AKNK_1B$  construirt, dessen Ordinaten bekanntlich den Biegemomenten proportional sind.

In welcher Art eine Veränderung in der Gewichtsvertheilung die Biegemomente beeinflusst, ist aus der Figur leicht zu erkennen. Denkt man z. B. einzelne Massen aus der Mitte nach den Schiffsenden gebracht, so wird bei gleichbleibender Auftriebslinie  $W$  die Gewichtscurve  $G$  in der Mitte niedergedrückt und an den Enden erhoben, so daß die Differenzen der Ordinaten von  $G$  und  $W$  oder die Kräfte  $P$  sowohl in der Mitte wie an den Enden größer werden. Die aufbuchtenden Momente werden daher ebenfalls durch diese Versetzung von Massen größer, während offenbar das Gegentheil stattfindet, wenn gewisse Massen von den Enden des Schiffes nach dessen Mitte gebracht werden.

Ebenso ist der häufig, z. B. bei Reparaturen, vorkommende Fall von Interesse, in welchem einzelne schwere Gegenstände, wie z. B. Kessel und Maschinen, aus dem mittleren Theile entfernt oder in diesen wieder eingesetzt werden. Durch die Entfernung eines solchen Gegenstandes wird zwar die

Auftriebscurve *W* wegen der nun geringeren Tauchung flacher, und zwar in ihrem ganzen Verlaufe, dagegen wird die Gewichtscurve nur an der betreffenden Stelle des Mittelschiffes heruntergedrückt, so daß daselbst die Differenz der Ordinaten beider Curven größer ausfällt als vorher, ehe der schwere Gegenstand entfernt war. Hiermit steht die vielfach gemachte Erfahrung im Einklange, daß frisch vom Stapel gelaufene, insbesondere hölzerne Schiffe eine größere Aufbuchtung zeigten, als nachdem die Kessel und Maschinen eingebaut waren. Jedenfalls darf man auch nicht ohne Weiteres annehmen, daß die größten Biegemomente bei der größten Belastung des Schiffes auftreten, vielmehr wird eine bestimmte Entscheidung immer erst auf Grund eines genauen Diagramms der in Fig. 470 dargestellten Art möglich sein.

Bei weitem größer als im ruhigen Wasser fallen die biegenden Momente aus, welchen das Schiff im Seegange ausgesetzt ist. Stellt man sich vor, daß das Schiff einen Kurs in der Richtung der fortschreitenden Bewegung der Wellen, also senkrecht zu den Wellenkämmen habe, so wird es in schneller Aufeinanderfolge die in den Figuren 471 und 472 dar-

Fig. 471.

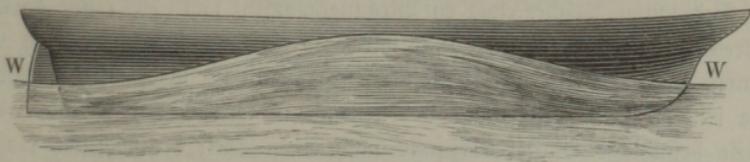
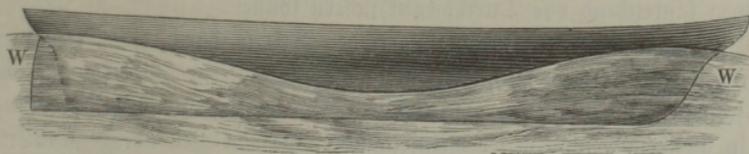


Fig. 472.



gestellten Positionen einnehmen, vermöge deren es entweder auf einem Wellenberge reitet, Fig. 471, oder über einem Wellenthale sich befindet, Fig. 472. Bedeutet *W W* die Wasserlinie, bis zu welcher das Schiff im ruhigen Wasser eintaucht, so erkennt man sogleich, wie das Schiff in Fig. 471 wegen des vergrößerten Auftriebes in der Mitte einem verstärkten aufbuchtenden Momente unterworfen ist, während es in der Lage der Fig. 472 durch das überschüssige Gewicht in der Mitte auf Durchsacken beansprucht wird. Wie groß diese beiderseitigen Momente sind, wird man unter Annahme bestimmter Maße für die Länge und Höhe der Wellen in der oben angegebenen Weise ermitteln können, wenn man die der betreffenden Eintauchung zugehörige Auftriebscurve *W* in Fig. 470 einzeichnet und dazu das

Seilpolygon  $M$  entwirft. Die absolute Größe dieser Momente ist selbstverständlich sehr von den Verhältnissen des Schiffes und der Wellen abhängig, nach Angaben in dem White'schen Werke kann man für gewöhnliche Handelsdampfer, deren Länge gleich der Wellenlänge ist, das größte aufbuchtende Moment auf einem Wellenkamme zu etwa  $\frac{1}{35} Gl$  und das größte durchsackende Moment über einem Wellenthale zu  $\frac{1}{50} Gl$  annehmen, wenn  $G$  das Gesamtgewicht und  $l$  die Länge des Schiffes bedeutet. Bei Kriegsschiffen pflegen diese Momente, wegen der meist an bestimmten Stellen concentrirten bedeutenden Massen größer zu sein, das größte aufbuchtende Moment, welches bei solchen ermittelt wurde, betrug nach oben genannter Quelle  $\frac{1}{28} Gl$  bei dem Minotaur, während das bedeutendste Moment auf Durchsacken bei der Yacht Victoria und Albert zu  $\frac{1}{23} Gl$  sich erhob, welcher hohe Werth den scharfen Formen der Enden und der bedeutenden Belastung der Schiffsmitte durch starke Maschinen zuzuschreiben ist. Gewichtige Autoren, wie Fairbairn, haben wohl die Bedingung gestellt, daß die Festigkeit des Schiffes auch noch für den Fall genügen müsse, in welchem dasselbe, etwa durch Auffahren, nur in der Mitte oder an den Enden unterstützt ist, doch dürften wohl nur sehr wenig Schiffe dieser Bedingung, welcher etwa ein Biegemoment von  $\frac{1}{8} Gl$  und darüber entsprechen würde, genügen; auch wird der Fall wohl kaum jemals vorkommen, daß ein Schiff nur in Punkten unterstützt ist, meist wird die Stützfläche eine größere Erstreckung haben, und es wird das noch unter dem Schiffe befindliche Wasser ebenfalls noch einen Theil des Schiffes tragen. Wenn das letztere aber gedockt wird, so wird man es immer durch genügende Stützen hinreichend vor Durchbiegen sichern können.

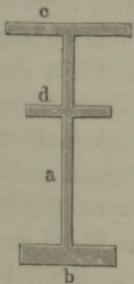
Die hier gedachten Anstrengungen der Schiffe durch die Meereswellen erfordern die besondere Aufmerksamkeit des Constructeurs insbesondere wegen des schnellen und ununterbrochenen Wechsels von Zug- und Druckspannungen, der in gleichem Tempo mit der Aufeinanderfolge von Wellenberg und Wellenthal sich einstellt; denn es ist klar, daß jedes aufbuchtende Moment in den Fasern des Schiffsbodens rückwirkende und in denen des Decks Dehnungs- spannungen hervorrufft, während das unmittelbar darauf folgende durchsackende Moment die entgegengesetzten Anstrengungen der Fasern bewirkt. Außerdem hat man auch zu berücksichtigen, daß durch die stampfenden Bewegungen des Schiffskörpers Trägheitskräfte rege gemacht werden, welche insbesondere in den Rückkehrpunkten dieser Schwingungen das biegende Moment des Schiffskörpers bedeutend vergrößern können.

Allen diesen Anstrengungen zu widerstehen, müssen die Materialstärken des Schiffskörpers entsprechend stark gewählt werden. Ohne hier auf die specielle Ausführung einer dementsprechenden Rechnung eingehen zu können, sei nur so viel erwähnt, daß man den Querschnitt des Schiffskörpers hin-

sichtlich seines Biegungswiderstandes als einen doppelt T förmigen, Fig. 473, zu betrachten pflegt, dessen Mittelrippe *a* durch die Seitenwände des Schiffsrumpfes, dessen unterer Flansch *b* durch den Schiffsboden, den Kiel nebst den Kielschweinen, und dessen oberer Flansch *c* durch das Deck, den Wasserengang, die Balkweger zc. dargestellt ist. Ein vorhandenes Zwischendeck würde einem Nebenflansch *d* der Mittelwand entsprechen. Die Querspanten tragen zur Längsfestigkeit des Schiffskörpers nicht bei, und deswegen ist man in neuerer Zeit besonders beim Baue von Kriegsschiffen vielfach mit Vortheil zur Verwendung eines Längsspantensystems übergegangen.

Außer durch die ungleiche Vertheilung der Belastung und des Auftriebes wird der Schiffskörper auch durch den Flüssigkeitsdruck gegen die vordere und

Fig. 473.



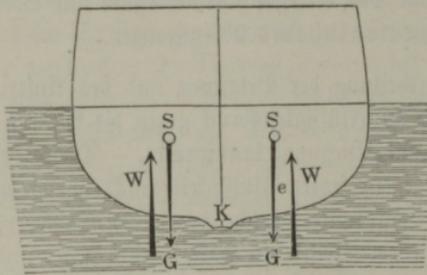
hintere Fläche auf Biegung beansprucht. Diese beiden gleichen und entgegengesetzten Flüssigkeitsdrucke wirken nämlich in der Horizontallinie, welche durch den Schwerpunkt der eingetauchten Fläche des Hauptspants geht, und da dieser Schwerpunkt unterhalb der neutralen Faserschicht des Schiffskörpers gelegen ist, so ruft dieser Wasserdruck ein Zusammenpressen der unteren Schiffstheile hervor, d. h. er vergrößert das ausbuchtende Biegemoment. Diese Wirkung ist im Allgemeinen jedoch von untergeordneter Bedeutung.

Von größerer Wichtigkeit ist der Wasserdruck gegen die Seitenwandungen des Schiffes, dessen Angriffspunkt man in einer Tiefe unter der geladenen Wasserlinie annehmen kann, die etwa gleich  $\frac{2}{3}$  des Tiefganges ist. Diese beiderseitigen Druckkräfte suchen ein Zusammendrücken der Spanten zu bewirken, welche durch die obere Verbindung mittelst der Deckbalken insbesondere ihre Widerstandsfähigkeit erhalten. Namentlich bilden etwaige wasserdichte Querschotten in dieser Hinsicht sehr wirksame Versteifungen, wogegen nach den Enden des Schiffes hin, wo dasselbe nahezu ebene Seitenwände hat, ein Vibriren derselben unter Einfluß des Wasserdruckes bei lebhafter Kollbewegung des Schiffes oft bemerkt wird. Diese Kollbewegungen äußern insbesondere auf die Verbindungen der Spanten mit den Deckbalken einen sehr nachtheiligen Einfluß wegen des stetigen Wechsels von Zug- und Druckspannungen, welcher in derselben Periode auftritt, wie die Schwingungen des Schiffes erfolgen, und wegen der Trägheitskräfte, die in den äußersten Lagen bei der Umkehr der Schwingungsbewegung auf die Massen der einzelnen Schiffstheile einwirken. Nach Rankine kann man das größte Moment der Querschiffsbeanspruchung eines Schiffes gleich  $\frac{h^2}{h^2 + b^2} Gc$  annehmen, wenn  $Gc$  das aufrichtende Moment (Stabilitätsmoment) des Schiffes bei dem größten

Neigungswinkel,  $b$  die Schiffsbreite und  $h$  die Höhe des Schiffes vom Oberdeck bis zum Kiel bezeichnet.

Am ungünstigsten wird die Festigkeit des Schiffes nach der Querrichtung in Anspruch genommen, wenn der Kiel unterstützt ist, z. B. wenn das Schiff aufläuft oder in das Dock gebracht wird, indem hierbei jeder Querspant wie ein in der Mitte  $K$  unterstützter Balken, Fig. 474, anzusehen ist, der beider-

Fig. 474.



seits in den Schwerpunkten  $S$  der halben Querssectionen belastet ist. Namentlich wird das Moment groß ausfallen, wenn das Schiff gar nicht mehr in das Wasser eintaucht, daher von diesem auch nicht mehr getragen wird. Dieser Fall, welcher beim Docken immer vorkommt, erfordert die

sorgfältigste Unterstützung des Schiffes durch seitliche Verstreungen in dem Maße, wie das Dock allmählig vom Wasser entleert wird, da die Schiffspannten einer so bedeutenden Anstrengung nicht widerstehen, wie sie bei einer Unterstützung im Kiel allein sich einstellen müßte. Wenn das Schiff dagegen auf den Grund auffährt, so ist dieser Fall günstiger, indem das unter dem Schiffe noch verbleibende Wasser mit einem entsprechenden Auftriebe das Schiff tragen hilft, so daß der Druck des Bodens gegen den Kiel demgemäß geringer ausfällt. Es ist übrigens klar, daß das Schiff auch im regelrechten schwimmenden Zustande durch das Eigengewicht einer Querbeanspruchung unterworfen sein wird, da der Auftrieb auch nach der Querrichtung in anderer Weise vertheilt ist, als das Gewicht des Schiffes und seiner Ladung. Wirkt z. B. die Mittelkraft des Auftriebs einer halben Schiffssection in  $W$  im Abstände  $e$  von dem Schwerpunkte  $S$  dieser halben Section, deren Gewicht  $G$  sein mag, so ist die letztere dem biegenden Momente  $Ge$  unterworfen. Es ist ohne Weiteres klar, daß der Abstand  $e$  bei einer gegebenen Schiffsform wesentlich von der Stauung der Ladung abhängt, und daß die betreffenden Schwerpunkte  $S$  ebensowohl innerhalb wie außerhalb der Auftriebskräfte  $W$  fallen können, wodurch in den diesen Momenten widerstehenden Theilen, wie den Spanten und Deckbalken u., entgegengesetzte Spannungen hervorgerufen werden.

Außerdem wird der Schiffskörper auch durch den Druck des Motors, welcher die Fortbewegung des Schiffes bewirkt, sowie durch den diesem Drucke gleichen und entgegengesetzten Widerstand des Wassers beansprucht. Diese beiden Kräfte bilden ein Kräftepaar, dessen Arm besonders groß bei Segel-

schiffen ausfällt, bei denen man den Angriffspunkt der Windkraft in dem Schwerpunkte der Segelflächen wirksam zu denken hat. Bei Schaufelrädern, wo die Lager der Radwelle diesen Druck des Motors aufnehmen, ist dieser Hebelarm viel geringer und am kleinsten fällt er bei Schraubendampfern aus, bei welchen die Aze der Schraube nahezu mit dem resultirenden Widerstande des Wassers zusammenfällt. Das gedachte Kräftepaar erzeugt nicht nur entsprechende Spannungen in den Schiffsverbänden, sondern ändert auch an beiden Enden den Tiefgang, welchen das Schiff im ruhenden Zustande hat, so daß dadurch die Eintauchung am Buge vergrößert, am Heck verringert wird.

**Schiffsbaumaterialien.** In Betreff der zu dem Schiffskörper ver- §. 103.  
wendeten Baumaterialien muß bemerkt werden, daß das in früherer Zeit allein verwendete Holz (Eichenholz, Ulmenholz, Teakholz) seit etwa 50 Jahren mehr und mehr dem Eisen hat weichen müssen. Die gesteigerten Holzpreise, die Schwierigkeit, geeignete Schiffshölzer zu beschaffen, und andererseits der schnelle Fortschritt in der Fabrikation der schwersten Eisentheile sind zunächst die Hauptgründe zur Verwendung des Eisens für den Schiffsbau gewesen. Die Erfahrung hat dann gezeigt, daß eiserne Schiffe leichter ausfallen, als gleich große hölzerne Schiffe; während z. B. das Gewicht hölzerner Handelsschiffe 35 bis 45 Proc. von dem Deplacement beträgt, kann man dasselbe bei eisernen Schiffen derselben Art zu 30 bis 35 Proc. annehmen, so daß für das Gewicht der nutzbaren Ladung ein entsprechender Gewinn resultirt. Ferner ist auch die Dauer eiserner Schiffe eine beträchtlich größere als diejenige von Schiffen aus Holz, bei welchen letzteren wegen der leicht eintretenden Fäulniß sowie wegen der Nachgiebigkeit der Verbindungen bald ein Zustand der Reparaturbedürftigkeit eintritt, in welchem ein Neubau ökonomisch vortheilhafter erscheint als eine Reparatur. Abgesehen von einzelnen wenigen Ausnahmen, in welchen hölzerne Schiffe während viel längerer Zeitperioden diensttauglich waren, kann man die durchschnittliche Dauer hölzerner Seeschiffe unter günstigen Umständen und bei sachgemäßer Behandlung nicht größer als 12 bis 16 Jahre annehmen. Was dagegen die Dauerhaftigkeit eiserner Schiffe anbetrifft, so ist zwar, um darüber bestimmte Angaben machen zu können, die Zeit noch zu kurz, während welcher man eiserne Schiffe in größerem Umfange gebaut hat, doch darf man nach den vorliegenden Erfahrungen unter der Voraussetzung einer sachgemäßen Behandlung eine Dauer wohl von mehr als 40 Jahren dafür annehmen. Hauptsache dabei ist nur ein genügender Schutz der Eisentheile gegen das Rosten durch zeitweilige Erneuerung des Anstriches. Dabei sind die Kosten für den Neubau sowohl wie für die Reparaturen eiserner Schiffe geringer als bei hölzernen, auch kann der Neubau in kürzerer Zeit vollendet werden.

Nur durch die Anwendung von Eisen ist man ferner in den Stand gesetzt worden, die Dimensionen der Schiffe so bedeutend zu steigern, wie es neuerdings geschehen ist, und wie es bei Anwendung von Holz als Schiffsbau-material nicht möglich sein würde. So haben die großen transatlantischen Dampfer Displacements von 9000 bis 10 000 Tonnen, ganz abgesehen von dem einzig dastehenden Great-Eastern, dessen Ladungsfähigkeit 27 400 Tonnen beträgt. Solche Größen allein gestatteten wiederum die Anwendung verhältnißmäßig schwerer Maschinen, durch welche Geschwindigkeiten von 14 bis 15, selbst 16 Knoten\*) in der Stunde erreichbar waren, während man mit den schärfsten hölzernen Fregatten nur 12 bis 13 Knoten erzielte. Die Möglichkeit, so große Schiffe ausführen zu können, verbunden mit der vervollkommnung der Dampfmaschinen in Bezug auf geringen Kohlenverbrauch waren ferner die Hauptbedingungen für die Entwicklung der transatlantischen Dampfschiffahrt. Endlich ist auch die Sicherheit der Eisenschiffe bei geeigneter Anordnung wasserdichter Abtheilungen sowie eines Doppelbodens unzweifelhaft derjenigen hölzerner Schiffe weit überlegen.

Dagegen bietet das Eisen geringere Sicherheit als das Holz gegen das Durchdringen harter scharfer Körper, z. B. Felsen, gegen welche die Schiffshaut stößt, welcher Nachtheil bei Anwendung eines Doppelbodens allerdings größtentheils verschwindet. Ein Hauptübelstand endlich ist durch das schnelle Bewachsen der eisernen Schiffskörper mit Seethieren gegeben. Dieses Bewachsen nimmt oft, und namentlich in tropischen Gewässern, so bedeutende Dimensionen an, daß der Schiffswiderstand die doppelte Größe seines normalmäßigen Werthes und mehr erreicht. Hölzerne Schiffe schützt man gegen das Bewachsen bekanntlich durch einen Beschlag mit Platten aus Kupfer oder *Munzmetall*, welcher dadurch wirkt, daß das sich bildende Kupferoxyd von dem Seewasser fortwährend abgespült wird, so daß der Beschlag stets eine blanke glatte Oberfläche behält, an welcher die Schalthiere nicht haften können. Eisernen Schiffe können nicht direct mit Kupfer beschlagen werden, da in Folge der sich dann einstellenden galvanischen Wirkung das Eisen einer beschleunigten Oxydation ausgesetzt ist. Um die eisernen Schiffe mit Kupfer zu belegen, hat man daher das ganze Schiff, soweit es ins Wasser taucht, mit einer besondern Lage von Holzplanken bekleidet, auf welche die Kupferplatten genagelt werden, ja man hat, um jeden Contact des Kupferbelags mit dem Eisenkörper und damit auch jede galvanische Wirkung zu vermeiden, selbst eine doppelte Plankenschicht zwischen der Eisenhaut und dem Kupferbeschlage angewendet. Ferner hat man, gerade mit Rücksicht auf das schnelle Bewachsen eiserner Schiffswandungen, vielfach die Schiffe nach dem sogenannten Compositivsystem ausgeführt, derart, daß

\*) 1 Knoten (Seemeile) = 1 Meridianminute = 1852 m.

man das eigentliche Schiffsgerippe von Eisen und den äußeren Belag von Holz bildet, welcher letztere, wie bei ganz hölzernen Schiffen, mit Kupfer beschlagen wird. Alle sonstigen Mittel gegen das Bewachsen, wie z. B. giftige Anstriche 2c., haben zu günstigen Resultaten nicht geführt. Ferner hat man eiserne Schiffe durch einen Beschlag mit Zinkplatten vor dem Anwuchs zu schützen gesucht. Hierbei ist zwar das Eisen als elektro-negatives Glied der galvanischen Kette einer besonderen Oxydation nicht unterworfen, dagegen wird hierbei das Zink um so schneller durch Oxydbildung verzehrt, z. B. wird berichtet, daß bei einem Schiffe eine einzige Expedition nach der afrikanischen Küste genügt hat, um die Zinkbekleidung vollständig aufzulösen, während in anderen Fällen die 3 mm dicken Zinkbekleidungsplatten schon nach 12 Monaten durchgefressen waren. Die Frage eines wirksamen Schutzes der eisernen Schiffe gegen das Bewachsen muß zur Zeit noch als ungelöste angesehen werden.

Ein in früherer Zeit sehr störend auftretender Uebelstand eiserner Schiffe bestand in dem Einflusse, welchen die großen Eisenmassen derselben auf das Spiel der Magnetnadel ausübten, dieser Uebelstand hat in neuerer Zeit in dem Maße an Bedeutung verloren, in welchem man erfolgreiche Methoden zur Compaßcorrection kennen gelernt hat.

Die Anwendung des Stahls zu Schiffen hat bisher hauptsächlich nur unter außergewöhnlichen Umständen, z. B. dort stattgefunden, wo man wegen der geringen Wassertiefe das Gewicht von Schiffen auf ein Minimum reduciren mußte. In solchen Fällen konnten die Materialstärken um  $\frac{1}{4}$  bis  $\frac{1}{3}$  schwächer ausfallen, als unter gleichen Umständen bei eisernen Schiffen. Bisher hat indessen einer allgemeineren Verwendung von Stahl außer dem höheren Preise und der schwierigeren Bearbeitung dieses Materials vorzüglich der Umstand hindernd im Wege gestanden, daß es nicht möglich war, Stahl von solcher Gleichmäßigkeit seiner Beschaffenheit, namentlich hinsichtlich der Festigkeit und Dehnbarkeit, zu erzeugen, wie dies beim Eisen der Fall ist. Insbesondere stand die größere Härte dieses Materials und seine Geneigtheit zu Brüchen im Wege. Wenn indessen die neuerdings vielfach angestellten, theilweise gelungenen Versuche der Darstellung eines gleichmäßigen weichen Stahls (Homogeneisen) von praktischen Erfolgen begleitet sein werden, so dürfte dem Schiffbauer hierin ein Material geboten sein, mit Hülfe dessen das Eigengewicht der Schiffe um noch etwa  $\frac{1}{4}$  kleiner ausfällt, als das der eisernen, welcher Umstand insbesondere für Handelsschiffe von großer Bedeutung sein müßte, insofern deren Ladungsfähigkeit in entsprechendem Maße sich erhöhen würde.

**Bewegungswiderstand der Schiffe.** Der Widerstand des Wassers, §. 104. welcher sich der Bewegung der Schiffe entgegensetzt, kann der Hauptsache

nach als aus drei Theilen bestehend angesehen werden. Diese Einzelwiderstände werden veranlaßt

- 1) durch Reibung der Wassertheilchen an der eingetauchten Schiffsoberfläche,
- 2) durch die Bildung von Wasserwirbeln hinter dem Schiffe,
- 3) durch die Erzeugung von Wellen auf der Wasseroberfläche.

Von diesen Widerständen ist der unter 1 genannte Reibungswiderstand bei geringeren Geschwindigkeiten der bedeutendste, während bei gut gebauten Schiffen mit glatt verlaufenden Formen der Wirbel bildende Widerstand nur klein ist. Die zur Erzeugung von Wellen aufzuwendende Kraft erreicht erst bei größeren Schiffsgeschwindigkeiten einen erheblichen Werth, und steigt sehr schnell, sobald die Schiffsgeschwindigkeit eine gewisse von der Schiffsform abhängige Größe überschreitet.

Unsere Kenntniß der Gesetze, nach welchen der Schiffswiderstand sich richtet, ist bislang noch eine sehr beschränkte, und insbesondere sind die in Thl. I, Abschn. 7, Cap. 9 angegebenen Coefficienten, welche für kleine Flächen gefunden worden sind, nicht ohne Weiteres auf Schiffe anwendbar, deren Widerstand wesentlich von der speciellen Form abhängt. Erst durch die in neuerer Zeit auf Veranlassung der englischen Admiralität insbesondere von Froude\*) eingeführte Methode der Anstellung von Versuchen an wirklichen Modellen von der genauen Form der Schiffe läßt sich näherer Aufschluß über die Gesetze des Widerstandes erwarten.

Nach diesen Versuchen hängt der Reibungswiderstand, welcher direct proportional mit der eingetauchten Bodenfläche des Schiffes wächst, nicht nur von dem Grade der Rauigkeit dieser Fläche, sondern auch von der Länge derselben ab, und steht im Verhältnisse mit dem Quadrate der Geschwindigkeit. So fand sich z. B. für eine 8' (2,44 m) lange gefirnißte Fläche bei einer Geschwindigkeit von 10' (3,05 m) der Reibungswiderstand zu 0,325 Pfund pro Quadratfuß Oberfläche (1,59 kg pro Quadratmeter), während der Widerstand bei einer Länge von 50' (15,2 m) und derselben Geschwindigkeit um 20 Proc. geringer ausfiel. Für noch größere Längen der eingetauchten Flächen als 50' scheint dagegen eine weitere Abnahme des Coefficienten nicht stattzufinden. Froude erklärt den Einfluß der Länge dadurch, daß er ein gewisses Mitschleppen der Wassertheilchen durch die Schiffswand annimmt, in Folge dessen die nachfolgenden Partien der Fläche nicht an ruhendem, sondern an solchem Wasser sich reiben, welches schon eine gewisse Bewegung im Sinne des Schiffes angenommen hat, so daß aus der kleineren relativen Bewegung auch ein geringerer Reibungs-

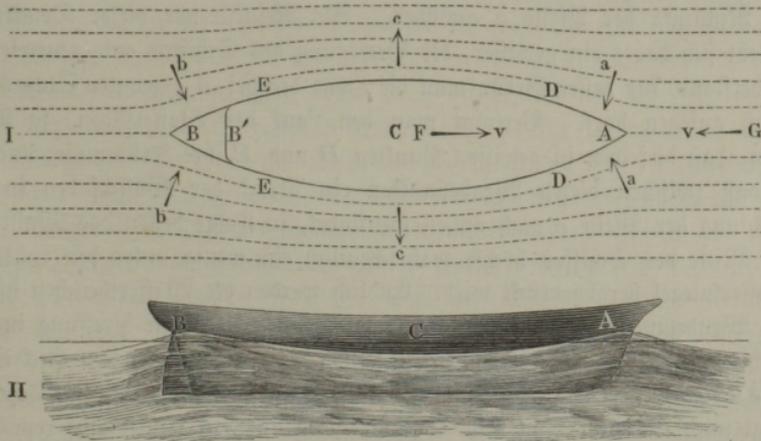
\*) S. White, Handbuch f. Schiffbau. Uebers. v. Schlick und van Hüllen. Abschn. 11.

widerstand folgt. Von großem Einflusse auf den Reibungswiderstand zeigte sich die mehr oder minder rauhe Beschaffenheit der Oberfläche, z. B. fand sich der Widerstand für eine mit Baumwollstoff überzogene Fläche doppelt so groß, wie unter sonst gleichen Verhältnissen für eine mit Firniß gestrichene, woraus die große Steigerung des Widerstandes sich erklärt, welche in Folge des Bewachsens der Schiffe eintritt. Der Reibungscoefficient für gereinigte, mit Talg oder Farbe gestrichene Schiffsböden wird bei einer Geschwindigkeit von 10' (3,05 m) zu 0,25 Pfund pro Quadratfuß (1,22 kg pro Quadratmeter) angegeben, was bei einer Geschwindigkeit der Seeschiffe von 12,8 Knoten in der Stunde (6,6 m pro Secunde) 1 Pfund pro Quadratfuß (4,88 kg pro Quadratmeter) ergibt.

Die Versuche ergaben, daß bei gut gebauten Schiffen und geringer Geschwindigkeit die Reibung des Wassers fast den ganzen Widerstand ausmacht, von welchem sie bei Geschwindigkeiten von 6 bis 8 Knoten (3 bis 4 m) 80 bis 90 Proc. und bei den größten Geschwindigkeiten immer noch 60 bis 70 Proc. beträgt. Von der Form des Schiffes scheint die Reibung unabhängig zu sein.

Die Schiffesform hat dagegen einen wesentlichen Einfluß auf die Größe der durch Wirbel- und Wellenbildung hervorgerufenen Widerstände.

Fig. 475.



Um sich von der Entstehung dieser Widerstände eine Anschauung zu verschaffen, sei *A* (Fig. 475) der Bug und *B* das Heck eines Schiffes, welches sich in der Richtung des Pfeiles *F* mit einer Geschwindigkeit *v* in ruhendem Wasser von unbegrenzter Breite bewege. Für die vorliegende Betrachtung kann man sich dann auch vorstellen, das Schiff sei in Ruhe, während das Wasser mit der entgegengesetzten Geschwindigkeit — *v* in der Richtung des

Pfeiles  $G$  sich bewegt. Die in einer mit dem Riele  $AB$  parallelen Richtung ankommenden Wasserfäden werden dann in der Nähe des Bugs  $A$  nach beiden Seiten abgelenkt und nehmen erst mittschiffs in dem Querschnitte durch  $C$  wieder eine dem Riele parallele Richtung an, aus welcher sie dann am Hinterschiffe  $CB$  wieder abgelenkt werden, um sich hinter dem Heck  $B$  des Schiffes zu schließen. Wenn hierbei die Formen des Vorder- und Hinterschiffes in gehöriger Art sanft und allmählig verlaufend sind, so wird eine Wirbelbildung fast gänzlich vermieden, wohingegen eine solche Wirbelbildung hinter dem Schiffe eintreten muß, sobald dasselbe nicht in einer schlanken Spitze, sondern in einem stumpf abgeschnittenen Heck wie  $B'$  endigt. Die letztere Form wird man daher, wenn sie nicht durch besondere Verhältnisse geboten ist, zu vermeiden suchen. Die hier gedachte Ablenkung der Wasserfäden wird sich zu beiden Seiten des Schiffes nur bis zu gewisser Entfernung erstrecken, wenigstens wird diese Ablenkung in einiger Entfernung von dem Schiffe so unmerklich werden, daß man daselbst die parallelen Wasserfäden als ungestört ansehen darf. Der Bug  $A$  des Schiffes wird bei der Durchfurchung des Wassers einen gewissen Stau über die Wasserfläche erzeugen, dessen Entstehung man sich bei der hier gemachten Annahme einer Bewegung des Wassers gegen das ruhende Schiff auch dadurch erklären kann, daß die Wasserfäden bei  $A$  in Folge ihrer dem Schiffe zugekehrten convexen Seiten einen centrifugalen Druck gegen das Schiff in der Richtung der Pfeile  $a$  ausüben. Als Resultirende dieser Druckkräfte ergibt sich daher ein gewisser, der Bewegung des Schiffes entgegentreter Widerstand, für dessen Größe man die Höhe des bei  $A$  erzeugten Staues als Maß ansehen darf. Befolgt man den Lauf der Wasserfäden, so findet man, daß dieselben in gewissen Punkten  $D$  und  $E$  ihre Krümmung ändern, so daß zwischen diesen Wendepunkten ein Druck der Wasserfäden in der Richtung der Pfeile  $c$  nach außen stattfindet, in Folge dessen das Wasser in der Mitte des Schiffes höchst wahrscheinlich ein wenig unter den ruhenden Wasserspiegel herabgedrückt wird. Endlich werden die Wassertheilchen hinter den Wendepunkten  $E$  wiederum eine nach innen gerichtete Pressung in der Richtung der Pfeile  $b$  auf das Schiff äußern, in Folge deren am Heck ebenfalls ein gewisser Stau des Wassers über die ursprüngliche Wasserfläche erzeugt wird. Dieser Stau resp. diese Pressung auf das Hinterschiff repräsentirt eine gewisse vorwärts treibende Kraft, welche dem Schiffe zu Gute kommt, und den Widerstand am Bug zum großen Theile neutralisirt, vorausgesetzt, daß das Hinterschiff ebenso wie das Vorderschiff in gehörig schlanker Curve verläuft. Dagegen wird bei einer stumpfen Endigung des Schiffes wie bei  $B'$  die lebendige Kraft der daselbst von beiden Seiten gegen einander stoßenden Wassertheilchen durch Wirbel aufgezehrt, ohne einen treibenden Druck auf das Schiff zu veranlassen. Hieraus erklärt sich ohne Weiteres

der Nachtheil einer stumpfen Form des Hinterschiffs. Andererseits ist der durch Wirbelbewegung hervorgerufene Widerstand bei guten Schiffsformen erfahrungsmäßig immer nur von geringer Größe, und man kann denselben nach Froude etwa gleich 8 Proc. von dem oben besprochenen Reibungswiderstande schätzen. Man muß annehmen, daß nur durch die Reibung der Wassertheilchen an dem Schiffsboden eine geringe Wirbelbewegung im Kielwasser hervorgerufen wird, welche sich nicht einstellen würde, wenn das Wasser ein vollkommenes, also reibungsloses Fluidum wäre. Gleichzeitig erkennt man aus der vorstehenden Betrachtung, warum der Widerstand der Schiffe in beträchtlichem Grade durch die Anwendung einer Schraube als Treibapparat oder Propeller vergrößert wird, weil nämlich die Schraube durch das energische Hinaustreiben des Kielwassers in der dem Schiffe entgegengesetzten Richtung die Wasserfäden am Heck größtentheils an einem allmäligen Zusammenschließen und daher an der Möglichkeit hindert, einen vorwärtstreibenden Druck auf das Hinterschiff auszuüben.

Aus der Figur 475 erkennt man auch die Art des Widerstandes, welcher durch Bildung von Wellen erzeugt wird. Wenn am Bug bei *A* ein Stau sich einstellt, der das Schiff also in seiner Bewegung begleitet, so kann man diesen Stau als den Kamm einer Welle ansehen, deren Wellenthal da liegt, wo das Vorderschiff sich an die volle Form des Mittelschiffes anschließt, d. h. da, wo der erste Hauptspant sich befindet. Der Schiffsbug erzeugt daher Wellen, deren halbe Länge gleich der Länge des Vorderschiffes ist. Ähnliche Betrachtungen gelten auch hinsichtlich der Wellen, welche durch den am Heck *B* eintretenden Stau hervorgerufen werden, und deren halbe Länge zwischen Berg und Thal mit der Länge des Hinterschiffes übereinstimmt. Zur Erzeugung dieser Wellen, welche sich bekanntlich mit der ihrer Länge eigenthümlichen Geschwindigkeit auf große Entfernungen fortpflanzen, gehört eine gewisse mechanische Arbeit, welche dem betreffenden Wellenbildungswiderstande des Schiffes entspricht. Dieser Widerstand ist, wie durch die scharfsinnigen Untersuchungen Rankine's, Russell's, Froude's u. Anderer festgestellt worden, wesentlich abhängig von der Länge des Vorder- und Hinterschiffes und von der Geschwindigkeit, mit welcher das Schiff sich bewegt. Dieser Widerstand wird nämlich am kleinsten, sobald die Geschwindigkeit des Schiffes übereinstimmt mit der fortschreitenden Geschwindigkeit, welche der erzeugten Welle vermöge ihrer Länge zukommt, und welche Geschwindigkeit nach der Thl. I, Anhang, gegebenen Formel sich zu

$$c = \sqrt{gR} = \sqrt{\frac{gl}{2\pi}}$$

bestimmt, wenn *l* die ganze Länge einer Welle zwischen zwei Wellenbergen

bedeutet. Demgemäß giebt Scott Russell an, man solle die Längen  $l_1$  des Vorder Schiffes und  $l_2$  des Hinterschiffes in Metern zu

$$l_1 = 0,1714 V^2 \text{ und } l_2 = 0,1144 V^2 = \frac{2}{3} l_1$$

annehmen, wenn  $V$  die Maximalgeschwindigkeit des Schiffes in Knoten pro Stunde bedeutet\*). Wenn eine solche Uebereinstimmung zwischen der Geschwindigkeit des Schiffes und derjenigen der erzeugten Wellen nicht vorhanden ist, wenn z. B. wegen ungenügender Länge des Vorder Schiffes die durch dasselbe erzeugten Wellen eine geringere natürliche Geschwindigkeit haben, als das Schiff, so wird das letztere beständig neue Wellen erzeugen müssen, indem die vorher erzeugten bei ihrem Fortschreiten hinter dem Schiffe zurückbleiben, und die in ihnen vorhandene lebendige Kraft bei der Ausbreitung der Wellen vollständig verloren geht. Bei gleicher Geschwindigkeit des Schiffes und der Wellen wird dagegen der einmal von dem Schiffsbuge erzeugte Wellenkamm den ersteren stetig begleiten, es ist daher durch das Schiff nicht unausgesetzt ein neuer Stau zu erzeugen, sondern nur die verhältnißmäßig viel geringere Arbeit aufzuwenden, welche zur Erhaltung der Wellen in ihrer ursprünglichen Höhe erforderlich ist. Wenn daher ein Schiff von gewissen Dimensionen des Vorder- und Hinterschiffes in allmählig beschleunigte Bewegung gesetzt wird, so ist der aus der Wellenerzeugung hervorgehende Widerstand so lange nur von unbedeutender Größe, als die Schiffsgeschwindigkeit diejenige der erzeugten Wellen nicht überschreitet. Sobald indessen diese Geschwindigkeiten gleich geworden sind, wird bei weiterer Steigerung der Schiffsgeschwindigkeit der Widerstand sehr schnell wachsen müssen, eine Erscheinung, welche durch die darüber angestellten Versuche außer Zweifel gesetzt ist. Die besten Autoritäten stimmen darin überein, daß es für jedes Schiff von bestimmten Verhältnissen, d. h. namentlich von bestimmten Längen des Vorder- und Hinterschiffes eine gewisse Geschwindigkeit giebt, bei deren Ueberschreitung der Widerstand plötzlich ein sehr schnelles Wachstum zeigt. Nach den oben citirten Angaben von Russell würde diese Geschwindigkeit  $V$  in Knoten aus

$$l_1 + l_2 = 0,2858 V^2 \text{ zu } V = 1,87 \sqrt{l_1 + l_2}$$

sich ergeben.

Wenn unter Umständen von diesen Verhältnissen zwischen Länge und Geschwindigkeit auch abgewichen werden muß, wie dies z. B. bei den Torpedoböten der Fall ist, welche trotz ihrer geringen Länge von 20 bis 30 m Geschwindigkeiten von 16 bis 20 Knoten erreichen, so zeigt sich in solchen Fällen in Uebereinstimmung mit dem Vorstehenden doch auch immer, daß

\*) 1 Knoten oder 1852 m pro Stunde ist gleichbedeutend mit 0,514 m pro Secunde.

die zur Bewegung dieser Schiffe dienende Triebkraft unverhältnißmäßig groß ausfällt.

Es geht aus dem Obigen schon hervor, daß der Widerstand eines Schiffes bei verschiedenen Geschwindigkeiten sehr wesentlich von dessen Form abhängt, da jene kritische Grenze, bei welcher ein unverhältnißmäßig großes Wachstum des wellenbildenden Widerstandes sich einstellt, bei verschieden gebauten Schiffen verschieden gelegen ist. Die in dieser Hinsicht von Froude angestellten Schleppversuche bestätigen dies, denn nach denselben war z. B. der Widerstand des einen Schiffes bei einer Geschwindigkeit von 10 Knoten gleich  $\frac{1}{250}$  vom Schiffsgewichte, während bei einem anderen Schiffe dieser Bruchtheil trotz der größeren Geschwindigkeit von 13 Knoten nur zu  $\frac{1}{350}$  sich ergab. Ein drittes Schiff ergab bei der sehr hohen Geschwindigkeit von 16 Knoten einen Widerstand von nur  $\frac{1}{200}$  des Schiffsgewichtes. Die Ermittlung des wirklichen Widerstandes wird daher für jede Schiffsklasse nur auf dem Wege des Versuchs geschehen können, und dazu schlägt Froude Versuche an verjüngten, mit dem Schiffe ähnlichen Modellen vor, indem er angiebt, daß, wenn für ein Modell der Widerstand bei der Geschwindigkeit  $v$  zu  $W$  gefunden wird, derjenige eines dem Modelle ähnlichen Schiffes, dessen lineare Abmessungen  $n$  mal so groß sind, bei einer Geschwindigkeit  $v\sqrt{n}$  zu  $n^3 W$  anzunehmen ist.

Anmerkung. Bisher pflegte man vielfach den Widerstand der Schiffe nach der Formel (s. Thl. I, Abschn. 7, Cap. 9)

$$W = \zeta F \frac{v^2}{2g} \gamma$$

zu bestimmen, wenn  $F$  die Fläche des Hauptspantes,  $v$  die Geschwindigkeit des Schiffes relativ gegen das Wasser,  $\gamma$  das Gewicht einer Cubikeinheit Wasser und  $\zeta$  ein gewisser von der Form des Schiffes abhängiger Widerstandscoefficient ist. Der Coefficient  $\zeta$  wird nach den Versuchen Campaignac's\*) für Meeresdampfschiffe zu 0,075 angegeben, während er bei Segelschiffen und Rähnen, bei denen die Schiffsenden weniger schlank sind, auf 0,2 bis 0,45 steigt. Eine derartige Bestimmung des Widerstandes wird nach dem Vorstehenden nur sehr wenig Zuverlässigkeit gewähren, und etwa nur für langsam bewegte Fluß- und Canalsschiffe gelten können.

Bei der Bewegung eines Schiffes in engen Canälen findet, wie schon in §. 92 bemerkt wurde, noch eine besondere Vergrößerung des Widerstandes dadurch statt, daß das Wasser nicht ungehindert zur Seite des Schiffes ausweichen kann, und sich deshalb vor dem Schiffe ein höherer Stau einstellt, als im unbegrenzten Wasser. Du Buat entwickelt aus den hierüber angestellten Versuchen von Bossut Formeln zur entsprechenden Correction von  $\zeta$ , es scheinen dieselben aber nach d'Aubuisson's Berechnungen (s. dessen Hydraulik) zu große Resultate zu liefern. Die Reductionsformel

\*) S. dessen *Traité sur l'état actuel* (1842) de la marine à vapeur.

$$\zeta_1 = \left( 1 + \frac{1}{\left( \frac{f}{F} - 1 \right)^2} \right) \zeta,$$

in welcher  $F$  den Querschnitt des Canals und  $f$  den des eingetauchten Schiffspröfils bedeutet, dürfte Resultate geben, welche mit der Erfahrung gut übereinstimmen.

Bei Schiffen, welche nicht durch Segel bewegt werden, tritt zu dem Widerstande des Wassers auch noch derjenige hinzu, welchen die Luft der Bewegung des Schiffskörpers sowie der Masten und Takelage entgegensetzt, welcher Widerstand unter Umständen, wenn das Schiff gegen einen starken Wind andampft, sehr beträchtlich werden kann. Man pflegt auch diesen Widerstand proportional mit dem Quadrate der Luftgeschwindigkeit (relativ gegen das Schiff) anzunehmen und als exponirte Fläche die Projection aller über Wasser befindlichen Theile auf die Ebene des Hauptspantes anzusehen. Froude fand bei seinen Versuchen den Widerstand der Luft pro 1 Quadratfuß (engl.) ebener Fläche entsprechend einer Geschwindigkeit von 1 Fuß zu 0,0017 Pfund, was pro Quadratmeter bei 1 m Geschwindigkeit

$$\frac{0,0017 \cdot 3,28^2 \cdot 3,28^2}{2,205} = 0,089 \text{ kg}$$

beträgt. Demnach wäre der Luftwiderstand gegen einen Schiffskörper, für welchen die aus dem Wasser hervorragenden Theile eine Querfläche  $F$  darbieten, durch  $L = 0,089 F v^2$  dargestellt, worin  $v$  natürlich die relative Geschwindigkeit des Schiffes gegen die Luft bedeutet, also  $v = v_1 + v_2 \cos \alpha$  zu setzen ist, wenn  $v_1$  die Geschwindigkeit des Schiffes,  $v_2$  diejenige des Windes und  $\alpha$  den Winkel beider Richtungen darstellt. Aus den Versuchen Froude's geht ferner hervor, daß der Luftwiderstand der Masten und des Tauwerks getakelter Schiffe etwa gleich demjenigen des Schiffsrumpfes zu setzen ist.

§. 105. **Schiffsziehen.** Die Bewegung der Schiffe durch directes Ziehen kann in einfachster Art durch Menschen oder Thiere geschehen, welche an dem Ufer auf dem Leinpfade sich bewegen und ihre Zugkraft mittelst eines Seiles auf das Schiff übertragen. Diese Art des Transports ist naturgemäß nur anwendbar für eine Bewegung der Schiffe entlang den Ufern, also vornehmlich für Schifffahrt auf Flüssen und Canälen. Anstatt durch belebte Motoren hat man in einzelnen seltenen Fällen auch wohl die Zugkraft durch Locomotiven ausgeübt, welche auf einer mit dem Ufer parallelen Eisenbahn laufen. Viel häufiger findet dagegen der Fall des Bugfizens Anwendung, wobei die Zugkraft von einem durch Dampfkraft bewegten besondern Schiffe oder Bugfirboote ausgeübt wird. Eine eigenthümliche Art des Schiffsziehens durch Dampfkraft findet bei der sogenannten Seil- und Kettenschleppschifffahrt statt, welche im folgenden Paragraphen näher besprochen werden soll.

Der Widerstand  $W$  beim Ziehen eines Schiffes in einem Schifffahrts-canale ist dem vorigen Paragraphen zufolge nach der Formel

$$W = \xi \frac{v^2}{2g} F \gamma$$

zu berechnen, unter  $F$  die eingetauchte Fläche des Hauptspants verstanden. Man kann hierin, wenn die Geschwindigkeit  $v$  des Schiffes nicht sehr groß ist, nach Morin's Versuchen  $\xi = 0,21$  bis  $0,27$  einführen. Dagegen hat man den Widerstand für die Bewegung eines Schiffes vom Gewichte  $G = V \gamma$  in einem fließenden Wasser, dessen Geschwindigkeit  $c$  und dessen Abhang an der Oberfläche gleich  $\alpha$  ist, zu

$$W = \xi \frac{(v \pm c)^2}{2g} F \gamma \pm G \sin \alpha$$

anzunehmen, worin die Pluszeichen für die Bergfahrt, die negativen Zeichen für die Thalfahrt gelten. Die Zugkraft  $P$  zur Bewegung des Schiffes fällt niemals mit dem Widerstande  $W$  in dieselbe Richtung, denn während der letztere etwa in derjenigen Horizontalebene anzunehmen ist, in welcher der Schwerpunkt der vom Wasser benetzten Fläche des Schiffes liegt, wird das Zugseil das Schiff immer an einem viel höher gelegenen Punkte ergreifen. Die Zugkraft ist ferner gegen den Horizont geneigt. Außerdem hat die Richtung des Zugseiles, wenn dasselbe durch Thiere gezogen wird, noch eine gewisse seitliche Abweichung von der Coursrichtung des Schiffes, welche um so größer ist, je kürzer das Zugseil und je größer die Entfernung des Leinpfades von der Richtung des Schiffscurses ist. Eine derartige seitliche Abweichung des Schleppseils von der Bewegungsrichtung findet in der Regel auch, wenn auch in geringerem Grade, bei dem Bugfieren der Schiffe durch einen Schlepper statt, von welchem mehrere Schlepptaue in etwas divergirenden Richtungen nach eben so vielen zu bewegenden Schiffen ausgehen. In Folge der Neigung des Zugseiles gegen den Horizont wird das Schiff um eine entsprechende kleine Größe tiefer eingetaucht werden als im Zustande der Ruhe, auch wird in Folge der hohen Lage des Seilangriffspunktes dem Schiffe die Tendenz ertheilt, seine Steuerlastigkeit zu ändern und mit dem Bug etwas tiefer einzutauchen, während der hintere Schiffstheil etwas aus dem Wasser gehoben wird. Damit das Schiff aber überhaupt einen von der Richtung des Seiles abweichenden Cours annehme, ist es nöthig, außer dem Seilzuge  $Z$  noch eine andere Kraft  $R$  durch das Steuerruder auf das Schiff auszuüben, welche mit  $Z$  zusammen eine Mittelkraft giebt, die mit dem Widerstande  $W$  im Gleichgewichte, d. h. diesem gleich und in derselben Geraden entgegengesetzt ist.

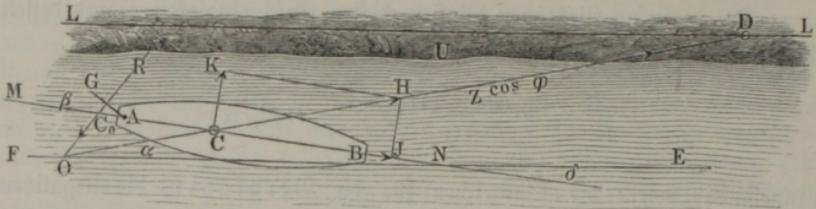
Es sei  $CD$ , Fig. 476 (a. f. S.), das Zugseil, an welchem die auf dem Leinpfade  $LL$  mit der Geschwindigkeit  $v$  gehenden Thiere eine Zugkraft  $Z$  ausüben mögen. Wenn das Zugseil gegen den Horizont unter dem Winkel  $\varphi$

geneigt ist, so wird die verticale Componente  $Z \sin \varphi$ , auf den Mast  $C$  abwärts wirkend, die Eintauchung des Schiffes um das Volumen

$$\Delta V = \frac{Z \sin \varphi}{\gamma}$$

vergrößern. Dieser Werth wird im Allgemeinen im Verhältnisse zu dem

Fig. 476.



Gewichte des Schiffes so unbedeutend sein, daß er vernachlässigt werden kann. Die horizontale Componente der Zugkraft

$$Z \cos \varphi = CH$$

läßt sich nun in zwei Seitenkräfte  $CJ$  und  $CK$  nach der Richtung des Kieles und senkrecht dazu zerlegen, welche beiden Kräfte dem Schiffe entsprechende Neigungen nach der Längs- und nach der Querrichtung zu ertheilen bestrebt sind. Die Größen der hierdurch erzeugten Neigungswinkel, von denen jedenfalls der durch  $CJ$  längsschiffs hervorgerufene sehr unbedeutend sein wird, lassen sich nach dem in §. 100 über die Stabilität der Schiffe Gefagten ermitteln, worauf hier nicht weiter eingegangen werden soll. Die beiden Seitenkräfte  $CJ$  und  $CK$  erzeugen ferner gewisse Bewegungen des Schiffes in der Richtung des Kieles  $AB$  resp. in der dazu senkrechten Richtung, so daß das Schiff eine gewisse aus diesen beiden Bewegungen zusammengesetzte Bewegung annimmt, deren Richtung etwa durch  $FE$  gegeben sein mag. Man pflegt dann den Winkel  $BNF = \delta$ , um welchen der Schiffscurs von der Kiellinie  $AB$  abweicht, die Abtrifft zu nennen. Damit nun der Schiffscurs  $FE$  die erforderliche, dem Leinpfade  $L$  resp. dem Ufer  $U$  parallele Richtung habe, ist es nöthig, durch das Steuerruder  $AG$  auf das Schiff eine Kraft  $R$  so auszuüben, daß dieselbe mit der horizontalen Componente  $Z \cos \varphi$  der Zugkraft eine in die Richtung  $FE$  fallende Mittelkraft giebt, welche dem in dieser Richtung wirkenden Bewegungswiderstande  $W$  gleich und entgegengesetzt ist. Hierzu ist nöthig, daß die von dem Steuer ausgeübte Kraft  $R$  durch den Durchschnittspunkt  $O$  zwischen der Schiffsrichtung  $FE$  und der Zugrichtung  $CD$  hindurchgeht, und daß die Bedingungen erfüllt sind:

$$Z \cos \varphi \sin \alpha = R \cos (\delta + \beta) \text{ und}$$

$$Z \cos \varphi \cos \alpha = W + R \sin (\delta + \beta),$$

wenn man mit  $\alpha = COE$  die Abweichung des Seiles von der Schiffsbewegung und mit  $\beta = MAG$  die Ablenkung des Steuerruders von der Kielinie bezeichnet. In diesen Gleichungen kann man  $\cos \varphi = 1$  setzen, da die Neigung des Zugseiles gegen den Horizont meist nur unbedeutend sein wird, und man erhält die Kraft des Steuerers von der Fläche  $S$  genügend genau durch

$$R = \xi_1 \frac{v^2}{2g} \sin^2 (\beta + \delta) S \gamma,$$

wenn man darin  $\xi_1 = 1$  setzt.

Der Widerstand  $W$  des Schiffes wächst natürlich mit der Größe der Abtrifft, indem derselbe seinen kleinsten Werth annimmt, wenn der Schiffscurs mit der Kielrichtung zusammenfällt, also  $\delta = 0$  ist. Dieser letztere Fall würde nur möglich sein, wenn der Durchschnittspunkt  $O$  zwischen der Zugkraft  $Z$  des Seiles und dem Steuerdrucke  $R$  in die Längsrichtung  $AB$  des Schiffes fallen würde, d. h. also wenn das Schiff in dem Punkte  $C_0$  von dem Seile erfaßt würde, was wohl nicht angängig ist.

Die mechanische Arbeit zur Fortbewegung des Schiffes drückt sich bei der Geschwindigkeit  $v$  der Zugthiere und des Schiffes zu

$$A = Z \cos \varphi \cos \alpha \cdot v = [W + R \sin (\delta + \beta)] v$$

per Zeiteinheit aus.

Beispiel. Welche Kraft erfordert die Bewegung eines Schiffes in einem Schiffscanale, wenn der eingetauchte Hauptquerschnitt 5 qm und die Geschwindigkeit 1 m beträgt? Nimmt man  $\xi = 0,25$  an, so erhält man die Zugkraft zu

$$0,25 \frac{1^2}{2 \cdot 9,81} 5 \cdot 1000 = 63,5 \text{ kg,}$$

und folglich die nöthige Arbeit pro Secunde

$$A = 63,5 \text{ mkg,}$$

welche von einem Pferde verrichtet werden kann.

Wenn dasselbe Schiff in einem Flusse, dessen Geschwindigkeit 0,6 m und dessen relatives Gefälle 0,0001 beträgt, mit derselben Geschwindigkeit stromaufwärts gezogen werden soll, so findet man, wenn das Displacement des Schiffes 80 cbm beträgt, die erforderliche Zugkraft zu

$$0,25 \frac{(1 + 0,6)^2}{2 \cdot 9,81} 5 \cdot 1000 + 80 \cdot 1000 \cdot 0,0001 = 161,5 + 8 = 169,5 \text{ kg,}$$

zu deren Ausübung drei Pferde erforderlich sein werden.

**Tauschiffahrt.** Zum Schleppen der Schiffe in Canälen und Strömen §. 106. hat man in neuerer Zeit mehrfach mit Vortheil sich des Mittels bedient, in der Fluß- oder Canalstrecke ein an beiden Enden verankertes Kabel zu verlegen, an welchem sich das schleppende Schiff entlang zieht. Zu dem Ende wird das Kabel, welches zuerst in einer Kette bestand, neuerdings aber

meistens durch ein Drahtseil gebildet wird, aus dem Wasser aufsteigend an dem vorderen Schiffsende über eine Leitrolle und von hier nach einer mittschiffs befindlichen Trommel geführt, welche durch eine Dampfmaschine in Umdrehung gesetzt wird. Nach Ausführung des Kabels um diese Trommel wird das erstere über eine zweite im hinteren Schiffstheile angebrachte Leitrolle geführt, von welcher es frei auf das Flußbett herabfällt. Es geht aus dieser Anordnung hervor, daß bei der gedachten Umdrehung der Trommel diese letztere sich an dem festgehaltenen Tauc mit einer der Umfangsgeschwindigkeit der Trommel gleichen Geschwindigkeit entlang wälzen muß, vorausgesetzt, daß die zwischen dem Tau und der Trommel vorhandene Adhäsion genügend ist, um ein Gleiten zu verhüten. An dieser fortschreitenden Bewegung der Trommel muß natürlich das ganze Schiff Theil nehmen, und es werden auch noch die an das letztere gehängten Schiffe geschleppt werden, wenn nur am Umfange der Trommel die hinreichende Kraft ausgeübt wird, und das Tau die genügende Festigkeit darbietet. Diese Transportmethode bietet eine gewisse Aehnlichkeit mit dem in §. 90 besprochenen Agudio'schen Seilbetrieb für schiefe Ebenen dar, und zwar auch in der Hinsicht, als man mit Hülfe der Tauschiffahrt Strömungen überwinden kann, in welchen die gewöhnlichen Rad- oder Schraubendampfschiffe ebenso wirkungslos sein würden, wie die Locomotiven auf geneigten Ebenen es sind.

Um das erwähnte Gleiten des Kabels auf der Trommel zu verhindern, hat man den Umfang der letzteren bei der Anwendung einer Kette mit Zähnen versehen, welche in die Kettenglieder eingreifen, oder aber man hat anstatt einer Trommel deren zwei mit mehreren Rinnen neben einander angebracht, und die Kette abwechselnd um die beiden Trommeln in je einer halben Umwindung geführt, in ähnlicher Art, wie dies mit dem Tau bei dem Agudio'schen Schleppwagen, §. 90, der Fall ist, und wie es bei der Windvorrichtung in §. 13, Fig. 53, besprochen worden. Bei der Anwendung eines Drahtseiles dagegen wird fast allgemein die in Thl. III, 1, Cap. IV besprochene Fowler'sche Klappenscheibe zur Anwendung gebracht.

Die Einrichtung eines Kettenschleppschiffes, wie es bei Magdeburg auf der Elbe zur Ausführung\*) gekommen ist, zeigen die Figuren 477 und 478. Hier sind  $a$  und  $a_1$  die beiden mit je vier Rillen versehenen Kettentrommeln von 3,68 m Umfang, welche mit Zahnrädern versehen sind, in welche ein auf der Dampfmaschinenwelle befindliches Zahngetriebe eingreift, so daß beide Trommeln  $aa_1$  nach derselben Richtung umgedreht werden, und zwar beträgt die Umfangsgeschwindigkeit derselben, also auch die Fortpflanzungsgeschwindigkeit, bei der Bergfahrt 1,73 m, und bei der Thalfahrt 2,42 m in

\*) S. Zeitsch. deutsch. Ing. 1867, S. 205.

Fig. 477.

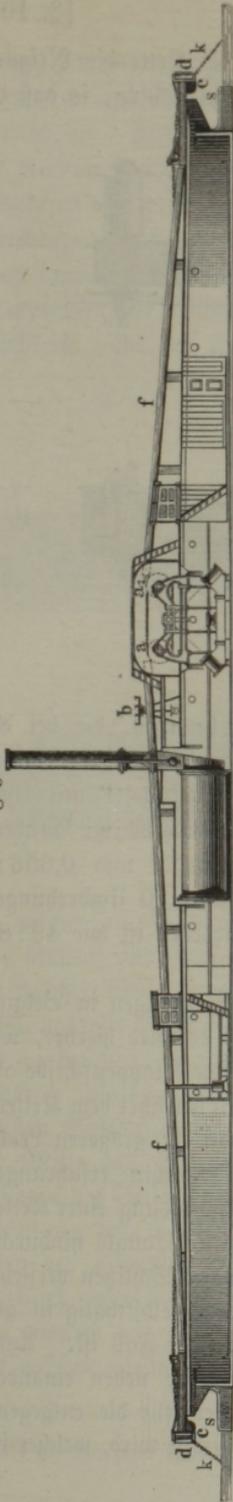
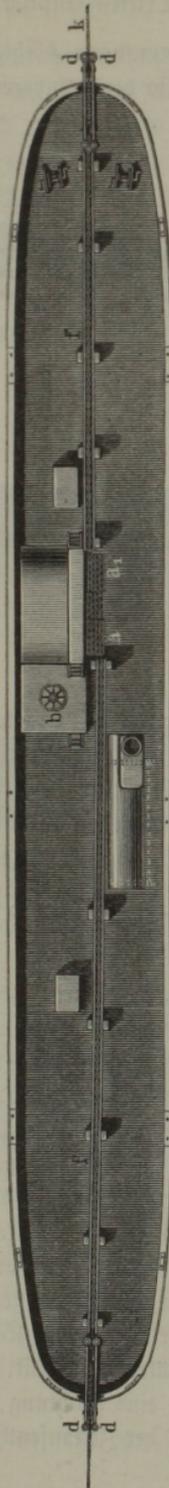


Fig. 478.



der Secunde. Das Schiff ist, um nicht umgewendet werden zu müssen, an jedem Ende mit einem Steueruder *s* versehen, welche beiden Ruder von der Mitte aus durch *b* bewegt werden können. Die aus dem Wasser aufsteigende Kette *k* wird zunächst an jedem Ende des Schiffes über je eine Rollenleitung geführt, welche aus den horizontalen Rollen *c* und den verticalen Rollen *d* und *e*, Fig. 479 und 480 (a. f. S.), besteht, von welchen Rollenleitungen durch die hölzernen Rinnen *f* die Führung der Kette nach den Trommeln *a* vermittelt wird. Die Kette ist daher gerade in der Mitte des Schiffes angeordnet; indessen sind die Rollen *c* und *d* an jedem Schiffsende in einem drehbaren Arme *g* gelagert, welcher um seinen Zapfen *o* eine Drehung um etwa  $45^\circ$  nach jeder Seite zuläßt, wodurch dem Schiffe eine bestimmte Steuerfähigkeit gewahrt ist, vermöge deren seine Längsrichtung um einen gewissen Winkel von der Richtung der Kette abweichen kann. Hierdurch ist es möglich, die Lage der Kette im Flußbette entsprechend zu verändern. Diese Möglichkeit

macht sich besonders in Krümmungen nöthig, wo die Kette die Neigung zeigt, sich der Curvensehne, also dem convexen Ufer, zu nähern, so daß die

Fig. 479.

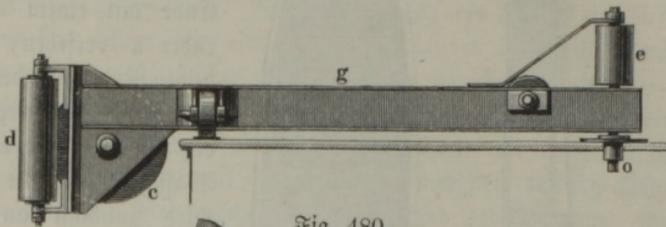
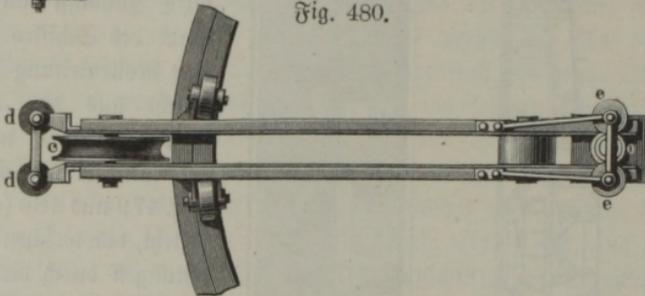


Fig. 480.



Kettenschleppschiffe in der Regel die Thalfahrt dazu benutzen, die bei der Bergfahrt aus der richtigen Lage gekommene Kette wieder dahin zurück zu versetzen. Die angewandte Kette ist eine englische Ankerkette mit einer Eisenstärke von 22 mm, die Dampfmaschine ist eine zweicylindrige Condensationsmaschine mit Cylindern von 0,355 m Durchmesser und 0,656 m Hub, welche bei der Bergfahrt 50 und bei der Thalfahrt 70 Umdrehungen macht. Das Umsetzungsverhältniß zwischen den Zahnrädern ist wie 49 : 89 gewählt.

Anstatt der Ketten hat man in neuerer Zeit nach Vorgängen in Belgien vielfach Drahtseile als Schleppkabel verwendet, und es wird hierbei, wie schon erwähnt worden, fast ausschließlich die Fowler'sche Klappenscheibe als Seiltrommel gewählt. Die Anwendung von Drahtseilen gewährt dem Kettenbetriebe gegenüber mancherlei Vortheile. Abgesehen von der größeren Leichtigkeit und daher Billigkeit ist zunächst der Gang der Maschine erfahrungsmäßig beim Seilbetriebe sanfter und ruhiger als bei Anwendung einer Kette; ferner kann das Seil einfach durch die Schleusen eines Canals hindurchgeführt werden, indem man die Thore mit entsprechenden Schlitzen versieht, derartig, daß sie beim Oeffnen und Schließen das Seil selbstthätig in gehöriger Weise zur Seite schieben, was bei Ketten nicht der Fall ist. Auch kann man in frequenten Canälen unbedenklich zwei Seile neben einander legen, von denen eines für die eine Richtung, das andere für die entgegengesetzte Richtung dient, wodurch der Zeitaufenthalt vermieden wird, welcher in

Folge der Begegnung zweier an demselben Seile gehenden Schlepper durch das Abwerfen und Wiederauflegen des Seiles für den einen Schlepper unvermeidlich ist. Auf Flüssen wird das Seil in der Regel überhaupt nur in der Richtung zu Berg benutzt, indem die Schiffe den Thalweg mittelst einer besonderen Schraube zurücklegen, da hierfür, wie sich aus den späteren Ermittlungen ergeben wird, die Vortheile der Tauschiffahrt nur geringe sind. Man kann in der Hauptsache zwei verschiedene Anordnungen der Seilschiffe unterscheiden, je nachdem die Seilrolle vertical oder horizontal aufgestellt ist. In den Figuren 481 und 482 ist eine Anordnung\*) skizzirt

Fig. 481.

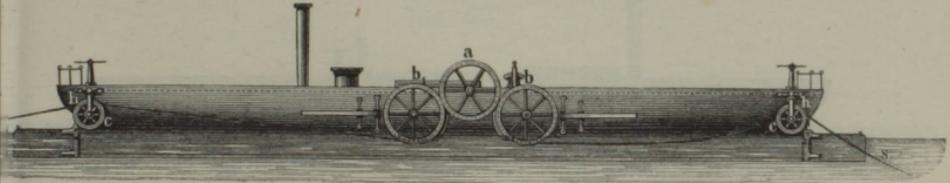
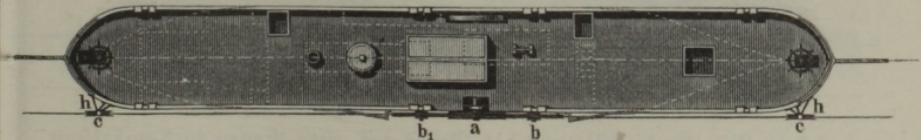


Fig. 482.



bei welcher die Fowler'sche Seilscheibe *a* sowohl wie die beiden Leitrollen *b b<sub>1</sub>* vertical und zwar an der einen Längsseite des Schiffes angebracht sind. In welcher Weise hierbei das Seil *s* an jedem Ende des Schiffes über eine Führungsrolle *c* geleitet ist, welche, um dem Schiffe genügende Steuerfähigkeit zu belassen, in einem nach Art von Universalgelenken beweglichen Gehänge *h* aufgehängt ist, geht aus der Figur hervor. Die hierbei wie bei den meisten Seilschiffen gewählte Anordnung des Tauses zur Seite, anstatt über der Mitte des Schiffes, vereinfacht das schnelle Abwerfen und Wiederauflegen des Seiles, ein Vortheil, welcher den Nachtheil der geringen seitlichen Belastung des Schiffes durch das Seilgewicht wesentlich übertrifft. Die Axen der Leitrollen *b* des Seiles sind in schrägen unter  $45^\circ$  gegen den Horizont geneigten Coulissenführungen mit Hülfe von Schrauben verstellbar, um dadurch das Seil fest in die Nutz der Seilscheibe *a* pressen zu können. In welcher Weise durch die den Umfang der letzteren bildenden Klappen die

\*) S. Zeitschr. deutsch. Ing. 1869, Thl. XXV, S. 737.

Abhäſion zwischen der Rolle und dem Seile durch die eigene Spannung des letzteren erzeugt wird, ist bereits in Thl. III, 1, Cap. IV angegeben.

Die hier angedeutete Anordnung der Seilscheibe *a* und der beiderseits angebrachten Leitrollen *b b*<sub>1</sub> hat den Uebelstand im Gefolge, daß das Drahtseil auf den Umfängen dieser Rollen mehrfach unmittelbar hinter einander starken Krümmungen nach entgegengesetzten Richtungen ausgesetzt ist, in Folge dessen ein starker Verschleiß zu vermuthen ist. Diesen Uebelstand zu vermeiden, hat M. v. Gith die auch schon in Thl. III, 1, Cap. IV angegebene Anordnung getroffen, bei welcher durch eine einzige, mit zwei Spuren

Fig. 483.

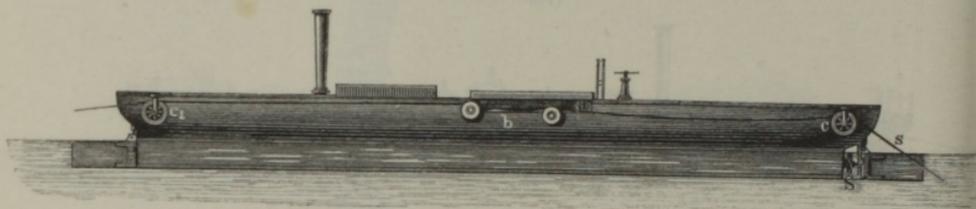
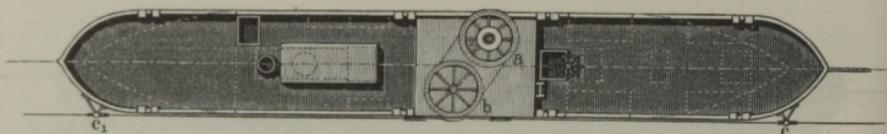


Fig. 484.



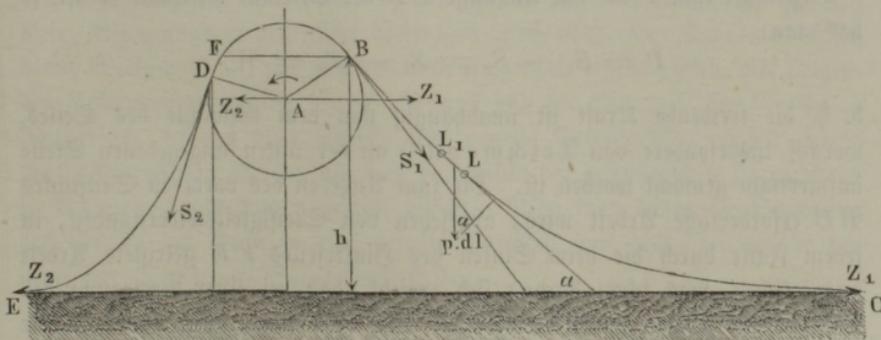
versehene Leitrolle die Biegung des Seiles auf allen Rollen in demselben Sinne ermöglicht wird. In den Figuren 483 und 484 ist diese Anordnung skizzirt. Das Seil *s* geht auch hier über die Führungsrolle *c* nach der horizontal gelagerten zweispurigen Leitrolle *b*, von hier über die Fowler'sche Scheibe *a* und über die zweite Spur von *b* zurück nach der Führungsrolle *c*<sub>1</sub>. Im Uebrigen ist die Einrichtung mit der vorhergehend besprochenen übereinstimmend, nur ersieht man noch in *S* eine Schraube zur Bewegung des Schiffes thalwärts, nachdem dasselbe das Seil verlassen hat. Dieser Dampfer hat bei 25 m Länge, 3,85 m Breite und 2,15 m Höhe bis zum Deck einen Tiefgang von 1 m. Die zweicylindrige Hochdruckdampfmaschine, deren Cylinder 0,222 m Durchmesser und 0,305 m Hub haben, äußert bei 70 Umdrehungen pro Minute eine Leistung von 14 Pferdekraft. Die horizontale Welle der Maschine treibt durch conische Räder eine stehende Welle, welche durch ein Triebrad die innerlich gezahnte Fowler'sche Scheibe mit zwei verschiedenen Geschwindigkeiten umdrehen kann, entsprechend Fortbewegungsgeschwindigkeiten von 5 und von 2,5 km pro Stunde. Wenn durch dieselbe Dampfmaschine die Schraube *S*, deren Durchmesser 0,710 m beträgt, mit 315 Umdrehungen gedreht wird, so erfolgt eine Bewegung des

Schiffes mit 10 km Geschwindigkeit in der Stunde. Das hierbei (auf der Maas, zwischen Lüttich und Namur) zur Anwendung gekommene 25 mm starke Seil besteht aus sechs um eine Hanfseele gewundenen Litzen von je sieben Drähten von 2,8 mm Dike, und wiegt pro laufenden Meter 2,25 kg.

In neuerer Zeit ist die Seilschiffahrt noch vielfach ausgeführt, so z. B. auf dem Rheine, der Donau, der Newa sowie in den Vereinigten Staaten unter anderen auf dem Erie-Canale.

Zur Beurtheilung der Wirkung eines Seilschiffes sei durch  $A$ , Fig. 485, die Seilrolle und durch  $EDBC$  unter Vernachlässigung der Leitrollen das

Fig. 485.



Seil dargestellt, welches in  $E$  und  $C$  das horizontale Flußbett berührt, und zwischen  $E$  und  $D$  sowie zwischen  $B$  und  $C$  in gewöhnlichen Kettenlinien frei herabhängt. Bezeichnet man mit  $Z_1$  die horizontale Spannung des Seiles in  $C$  und mit  $Z_2$  diejenige in  $E$ , so wird auf die Seilscheibe und das ganze Schiff eine Zugkraft  $Z = Z_2 - Z_1$  ausgeübt, und für den Zustand der gleichförmigen Bewegung im Sinne der Pfeile muß diese Zugkraft  $Z$  genau gleich dem Widerstande  $W$  sein, welchen das Schiff zu überwinden hat. Dieser Widerstand  $W$  setzt sich zusammen aus demjenigen des Seilschiffes sowohl, wie den Widerständen aller von dem letzteren zu bugstreichenden Fahrzeuge. Die Spannung in dem Seile ist, den für Seilcurven geltenden Gesetzen gemäß, in den verschiedenen Punkten von verschiedener Größe. Ist z. B. in irgend einem Punkte  $L$  die Spannung des Seiles durch  $S$  bezeichnet, so wird dieselbe in einem um das Stück  $LL_1 = \delta l$  davon entfernten Punkte  $L_1$  um einen Zuwachs  $\delta S$  größer ausfallen, welcher gleich der in die Seilrichtung fallenden Componente von dem Gewichte des Seilstückes  $LL_1$  ist. Bezeichnet  $p$  das Gewicht der Längeneinheit des Seiles und  $\alpha$  den Winkel der Seilrichtung  $LL_1$  gegen die horizontale  $X$ Axe  $CE$ , so hat man in  $p \delta l$  das Gewicht des Seilstückes  $LL_1$ , folglich

$$\partial S = p \partial l \sin \alpha,$$

oder da  $\sin \alpha = \frac{\partial y}{\partial l}$  ist, auch

$$\partial S = p \partial y.$$

Durch Summirung zwischen den Grenzen  $y = 0$  in  $C$  und  $y = h$  in  $B$  erhält man daher die Seilspannung in  $B$  zu

$$S_1 = Z_1 + p h,$$

und in gleicher Weise die Spannung für das Hinterseil in  $D$  zu

$$S_2 = Z_2 + p h,$$

indem man die geringe Höhendifferenz zwischen  $F$  und  $D$  vernachlässigt.

Bezeichnet nun  $P$  die am Umfange  $DB$  der Seilrolle wirkfame Kraft, so hat man:

$$P = S_1 - S_2 = Z_1 - Z_2 = W,$$

d. h. die treibende Kraft ist unabhängig von dem Gewichte des Seiles, worauf insbesondere von *Teichmann*\*) an der unten angegebenen Stelle aufmerksam gemacht worden ist. Die zum Anheben des vorderen Seilstückes  $BC$  erforderliche Arbeit wird, abgesehen von Steifigkeitswiderständen, in jedem Falle durch die beim Sinken des Hinterseiles  $FE$  geleistete Arbeit ausgeglichen, was schon daraus sich ergibt, daß bei einer Bewegung des Schiffes der Schwerpunkt des Seiles seine Höhenlage nicht ändert. Die zur Bewegung des Schiffes, dessen Widerstand  $W$  ist, erforderliche Kraft  $P$  wird daher nur um denjenigen Betrag  $W_0$  größer sein, welcher den Steifigkeitswiderständen des Seiles beim Umbiegen desselben um die einzelnen Rollen sowie den Zapfenreibungen der letzteren entspricht. Diese Widerstände, deren speciellere Bestimmung in dem ersten Capitel gelegentlich der Hebevorrichtungen mehrfach gezeigt worden, werden bei genügend großen Seilscheiben nur einen geringen Werth erreichen, und man wird nicht viel fehlgreifen, wenn man sie zu 5 Proc. der auszuübenden Zugkraft voraussetzt, also

$$P = 1,05 W,$$

oder den Wirkungsgrad des Seilschiffes

$$\eta = \frac{P_0}{P} = \frac{1}{1,05} = 0,95$$

annimmt.

Ein gewisser Widerstand stellt sich ferner durch den Stoß des Wassers gegen das Seil ein, man kann denselben, der nur bei großer Tiefe und Geschwindigkeit merklich sein wird, dadurch etwa in Rechnung bringen, daß

\*) S. Zeitschr. deutsch. Ing. 1870, S. 241.

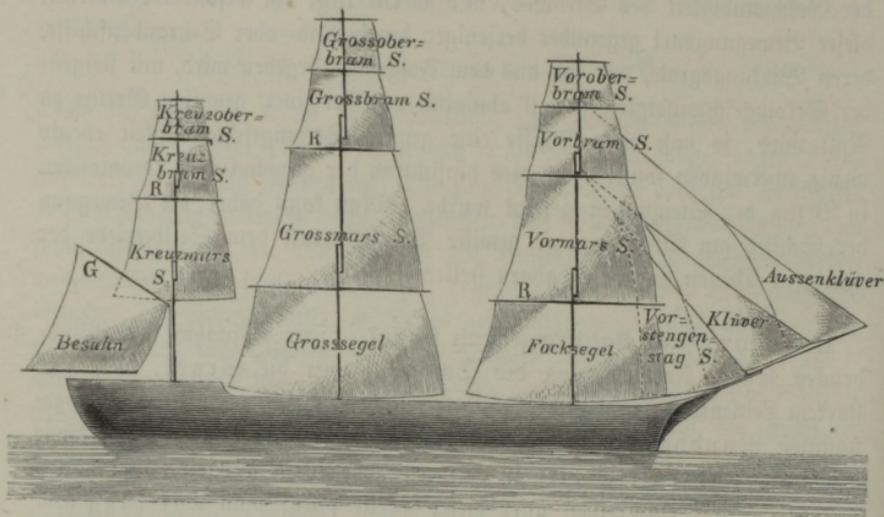
man die eingetauchte Fläche  $F$  des Schiffes um die Verticalprojection des eingetauchten freihängenden Seilstückes größer annimmt. Ebenso wird der Widerstand vergrößert werden, wenn, wie in Curven oder beim Ausweichen, die Schiffsbewegung mit der Richtung des Schiffes einen Winkel  $\gamma$  bildet. In diesem Falle wird eine Vergrößerung des Widerstandes in dem Verhältnisse  $\frac{1}{\cos \gamma}$  stattfinden. Daß der Widerstand erheblich gesteigert werden muß, wenn das Seil durch darüber stattgehabte Ablagerung von Sinkstoffen, Geröllen zc. in die Flußsohle eingebettet ist, bedarf keiner weiteren Erwähnung.

Der hohe Wirkungsgrad der Seilschiffe ist ferner ganz unabhängig von der Geschwindigkeit des Stromes, und hierin liegt ein besonderer Vortheil dieser Bewegungsart gegenüber derjenigen durch Rad- oder Schraubenschiffe, deren Wirkungsgrad, wie sich aus dem Folgenden ergeben wird, mit steigender Stromgeschwindigkeit schnell abnimmt und bei einer gewissen Grenze zu Null wird, so daß diese Schiffe eine gewisse Stromgeschwindigkeit ebenso wenig überwinden können, als dies hinsichtlich der gewöhnlichen Locomotiven in Bezug der Steigungen gezeigt wurde. Man kann daher die Bewegung der Schiffe am Seile in eine gewisse Parallele mit dem Seilbetriebe der geeigneten Ebenen auf Eisenbahnen stellen.

**Bewegung der Schiffe durch Segel.** Zur Aufnahme des Windes §. 107. druckes behufs Fortbewegung des Schiffes dienen die Segel, d. h. aus starkem Leinentuch (Segeltuch) gebildete Flächen, welche mittelst der sogenannten Rundhölzer, d. h. der Masten, Stengen, Raanen zc., sowie des Tau- oder Takelwerkes in entsprechender Weise ausgespannt erhalten werden. Die Gesammtheit aller dieser Theile pflegt man Takelung oder Takelage zu nennen, und unterscheidet dieselbe hinsichtlich der Größe der Schiffe, Anzahl der Masten und Form der Segel in verschiedene Arten. Die Anzahl der Masten beträgt bei den größten Schiffen meistens drei, obwohl auch Schiffe mit vier und fünf Masten vorkommen und das bekannte Riesenschiff „Great Eastern“ sogar deren sechs führt, kleinere Schiffe führen auch wohl nur zwei Masten oder einen solchen. Die Masten selbst sind in der Regel aus so vielen Stücken zusammengesetzt, als sie Segel übereinander führen, und man nennt die oberen Theile Stengen. Diese Stengen führen die Namen der an ihnen befestigten Segel, und man unterscheidet, von dem Unteraste ausgehend, nach oben die Marsstenge, die Bramstenge und zuweilen noch die Oberbramstenge, indem die an diesen Stengen befestigten Segel mit den entsprechenden Namen Unter-, Mars-, Bram- und Oberbramsegel benannt werden. Von den drei Masten eines voll getakelten Schiffes, Fregattschiffes, heißt der vordere der Vor- oder

Fockmast, der mittlere der Großmast, und der hintere der Kreuzmast oder auch wohl Besahnmast, und die betreffenden oben angeführten Segel erhalten zur Bezeichnung des Mastes, an welchem sie befestigt sind, noch die zusätzliche Bezeichnung Vor=, Groß= oder Kreuz=, z. B. Vormarssegel, Großbramssegel, Kreuzoberbramssegel u. s. w. Die an dem vorderen und mittleren Masten befindlichen unteren Segel heißen schlechtweg Focksegel und Großsegel, während das am hintersten Masten angebrachte Segel Besahn heißt. Außerdem ist jedes Schiff am Bug noch mit einem schrägen Mast, dem sogenannten Bugspriet, versehen, welcher zur Befestigung dreieckiger Segel, der sogenannten Klüver und Stagsegel, dient. Aus Fig. 486, welche

Fig. 486.



den Segelriß eines Fregattschiffes darstellt, sind diese sämtlichen Segel zu erkennen. Die Befestigung des Fock= und Großsegels sowie der Mars= und Bramssegel an den Masten geschieht durch die Querstangen R, die sogenannten Kaaen, und nennt man diese Art Segel Kaaesegel, zum Unterschiede von den trapezoidalen Segeln, welche, wie der Besahn, an Stangen G, Gaffeln, angebracht werden, die am Masten in der Längsebene des Schiffes befestigt sind; derartige Segel heißen Gaffelsegel. Bei schwachem Winde werden außerdem wohl noch kleinere Segel gesetzt, z. B. die Leesegel, welche als Verbreiterung der Kaaesegel dienen. Ein lateinisches Segel ist von dreieckiger Form und an einer langen, fast senkrecht stehenden Kaa angebracht, deren Länge diejenige des Mastes bedeutend überragt. Im Gegensatz zum voll getakelten oder Fregattenschiff nennt man ein dreimastiges Schiff eine Bark, wenn der hintere Mast keine Kaaesegel, sondern

nur ein Gaffelsegel führt, während ein zweimastiges Schiff Brigg oder Schooner genannt wird, je nachdem es an beiden Masten oder nur am vorderen Maste Raafegel trägt. Unter einem Rutter versteht man ein einmastiges Schiff mit Raafegeln am Maste, Klüvern vorn und einem Gaffelsegel hinten.

Die Befestigung der Masten geschieht mit Hilfe von Tauen (stehendes Tauwerk), von welchen die nach den Schiffsseiten herabgehenden die Wanken und die nach vorn gerichteten die Stage heißen, während die Richtung und Feststellung der Segel durch andere Taue (laufendes Tauwerk) mit Hilfe von Rollen (Blöcken) und Flaschenzügen (Tafeln) geschieht. Theilweise wegen des besseren Aussehens, theilweise wegen der sichereren Stützung, sowie wegen der Möglichkeit, die Raafen schärfer anbrassen zu können, giebt man den Masten eine gewisse Neigung nach hinten, welche etwa zwischen  $\frac{1}{6}$  und  $\frac{1}{36}$  schwankt und meist für den hintersten Mast am größten, für den vorderen Mast am kleinsten ist.

Was die Größe des Winddruckes gegen ein Segel betrifft, so pflegt man diesen Druck bei rechtwinkeligem Auffallen des Windes zu

$$P = \xi F v^2$$

anzunehmen, worin  $F$  die getroffene Fläche,  $v$  die relative Geschwindigkeit des Windes gegen das bewegte Segel und  $\xi$  ein Erfahrungscoefficient ist, welcher nach älteren Versuchen für Metermaß und Kilogramme zu  $\xi = 0,12297$ , nach neueren Versuchen von Froude dagegen um 28 Procent kleiner zu  $0,08934$  anzunehmen ist. Danach hätte man in Kilogrammen den Winddruck

$$P = 0,08934 F v^2.$$

Hinsichtlich der Windstärken pflegt man die in der folgenden kleinen Tabelle \*) zum Ausdruck gebrachte Classification anzunehmen:

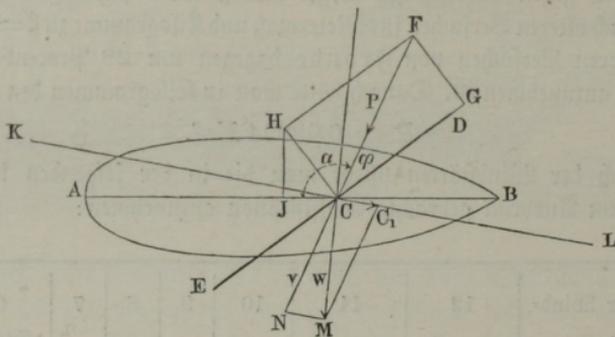
Nummer der Windstärke	12	11	10	9	8	7	6	5
	Orkan	Sturm					Starke Brise	Frische Brise
Geschwindigkeit in Knoten pro Stunde	60—100	45—50	40	34	28	23	15—20	14
Druck in Kilogrammen pro 1 qm bei rechtwinkeligem Einfallen	88—244	53,5—63,5	39—44	29,3	19,5	13,4	9,76	4,88

\*) Aus White, Handb. f. Schiffbau.

Wenn die relative Windgeschwindigkeit einen Winkel  $\alpha$  mit der getroffenen Fläche bildet, so pflegt man den normalen Winddruck meist zu  $\xi F v^2 \sin^2 \alpha$  anzunehmen. Nach den hierüber angestellten Versuchen kann dieses Gesetz jedoch nur als hinreichend genau angesehen werden, so lange der Winkel  $\alpha$  des Windes gegen die Fläche größer als etwa  $70^\circ$  ist, bei kleineren Werthen von  $\alpha$ , also schrägerem Auffallen zeigte sich der thatsächliche Winddruck größer als der aus obiger Formel berechnete Werth, und es fand sich bei einem Winkel  $\alpha = 25^\circ$ , daß der effective Winddruck durch  $P = \xi F v \sin \alpha$  sich ausdrückte. Man darf daher für die Praxis annehmen, daß der Winddruck gegen schräg gestellte Segel proportional mit der ersten Potenz vom Sinus des Neigungswinkels wächst. Ferner soll man nach den Versuchen von Thibault den Druck auf die durch den Wind ausgebauchte Fläche eines Segels nahezu gleich dem Drucke gegen eine Ebene annehmen dürfen, welche mit dem Segel einerlei Flächeninhalt hat. Diese Annahme ist allerdings schwer zu vereinen mit der Erfahrung, daß ein Segel um so wirksamer ist, je mehr seine Fläche durch straffes Anspannen einer Ebene genähert wird, und wonach man „schlaffes Tuch“ thunlichst vermeiden soll.

Um sich nunmehr von der Wirkung der Segel auf ein Schiff eine Anschauung zu verschaffen, sei  $AB$ , Fig. 487, die Kielrichtung eines Schiffes

Fig. 487.



und durch  $DE$  die Stellung des Segels ausgedrückt. Wenn nun die Richtungslinie des Winddruckes durch  $FC$  dargestellt ist und die Strecke  $FC = P$  die horizontale Componente des Winddruckes mißt, so läßt sich derselbe in zwei Componenten

$$HC = P \sin \varphi \quad \text{und} \quad GC = P \cos \varphi$$

zerlegen, wenn  $\varphi = FCD$  den Winkel bedeutet, welchen das Segel mit der Richtung des Winddruckes bildet. Die mit der Segelfläche zusammenfallende Componente  $GC = P \cos \varphi$  wird eine Wirkung auf das Segel nicht äußern, und daher kommt hier nur die zum Segel normale Componente

$HC = P \sin \varphi$  in Betracht. Denkt man ferner diese Kraft  $HC$  in ihre beiden Seitenkräfte  $JC$  längsschiffs und  $HJ$  querschiffs zerlegt, so erhält man in diesen die treibenden Kräfte, welche eine Bewegung des Schiffes seiner Länge bezw. seiner Breite nach veranlassen, und es wird jedenfalls das Schiff nach jeder dieser Richtungen eine solche Geschwindigkeit annehmen, bei welcher der hervorgerufene Bewegungswiderstand genau gleich der treibenden Kraft  $JC$  bezw.  $HC$  ist. Würde das Schiff nach allen Richtungen den gleichen Widerstand finden, wie es etwa der Fall wäre, wenn es die Form eines verticalen Umdrehungskörpers hätte, so würde es eine Bewegung in der Richtung  $HC$  des normalen Segeldruckes annehmen müssen. Wegen der spitzen Form des Schiffes ist jedoch der Widerstand gegen seitliche Bewegung beträchtlich größer als derjenige der Längenbewegung, weshalb die letztere größer ausfallen wird, als die erstere, selbst in dem Falle, daß bei scharf von vorn einfallendem Winde die Winddruckcomponente  $HJ$  querschiffs an Größe die Längsschiffscomponente  $JC$  erheblich übersteigt. Wie groß das Verhältniß der beiden Bewegungen ist, läßt sich durch die Theorie nicht ermitteln, dieses Verhältniß wird, als von der Schiffsform abhängig, für verschieden gebaute Schiffe verschieden ausfallen. Im Allgemeinen wird die seitliche Abweichung oder Abtrifft um so geringer sein, je schärfer das Schiff gebaut ist, und es wird namentlich durch einen stark hervortretenden Kiel die Abtrifft vermindert, woraus die Nothwendigkeit eines solchen für Segelschiffe sich erkennen läßt. Es möge etwa angenommen werden, daß der Cours des Schiffes durch die Gerade  $KL$  gegeben sei, d. h. daß diese Linie die Richtung der resultirenden Bewegung aus jenen beiden gedachten Bewegungen sei, und möge mit  $CC_1 = c$  die Geschwindigkeit des Schiffes in dieser Richtung bezeichnet sein. Hinsichtlich der Wirkungslinie  $FC$  des Windes gegen das Segel muß bemerkt werden, daß diese Richtung keineswegs mit der absoluten Windrichtung zusammenfällt, da die Wirkung offenbar durch die relative Bewegung der Lufttheilchen gegen das gleichfalls bewegte Schiff hervorgebracht wird. Demgemäß ist ersichtlich, daß man die Richtung  $CN$  für den Winddruck  $P$  erhält, wenn man an die durch  $CM = w$  der Richtung und Größe nach dargestellte absolute Windgeschwindigkeit die der Schiffsgeschwindigkeit  $CC_1 = c$  gleiche und entgegengesetzte Strecke  $MN$  anträgt. Die Verbindungslinie  $CN$  giebt dann die Bewegung der Luft relativ gegen das Schiff, wie sie z. B. ein auf dem Mast angebrachtes Wimpel anzeigt. Diese relative oder scheinbare Geschwindigkeit  $v = CN$  des Windes ist in jedem Falle maßgebend für die Wirkung des Windes auf das Schiff und der oben gefundenen Formel  $\xi F v^2$  für den Winddruck zu Grunde zu legen. Den kleinsten Werth  $w - c$  nimmt diese Geschwindigkeit bei einem vor dem Winde laufenden Schiffe an, während sie beim Andampfen gerade gegen den Wind den Maximalwerth  $w + c$  hat.

Nimmt man nach der vorstehend gemachten Bemerkung an, daß der von dem Winde auf die Segelfläche  $F$  ausgeübte Normaldruck proportional mit dem einfachen Sinus des Neigungswinkels  $FCD = \varphi$  des Windes gegen das Segel ist, setzt also

$$N = HC = \zeta F v^2 \sin \varphi,$$

so erhält man die in der Kielrichtung  $AB$  wirkende Kraft

$$K = JC = N \sin CHJ = \zeta F v^2 \sin \varphi \sin (\alpha + \varphi),$$

wenn  $\alpha$  den Winkel  $ACF$  der relativen Windrichtung mit dem Schiffskiel bedeutet, also

$$CHJ = DCB = 180^\circ - (\alpha + \varphi)$$

ist. Damit diese in die Kielrichtung fallende Kraft  $K$  zu einem Maximum werde, ergiebt sich durch Differentiiren die Bedingung:

$$\sin \varphi \cos (\alpha + \varphi) + \sin (\alpha + \varphi) \cos \varphi = 0$$

oder

$$\text{tang } \varphi = - \text{tang } (\alpha + \varphi),$$

d. h.

$$\pi - \varphi = \alpha + \varphi \quad \text{oder} \quad \varphi = \frac{180^\circ - \alpha}{2}.$$

Man hätte daher behufs der vortheilhafteren Wirkung das Segel  $DE$  so zu stellen, daß es den Winkel  $FCB$  zwischen der Richtung des Wimpels und dem Kiel halbirt.

Anmerkung. Wenn man dagegen die Größe des normalen Winddruckes proportional mit dem Quadrate des Sinus vom Neigungswinkel  $\varphi$  also zu  $\zeta F v^2 \sin^2 \varphi$  annimmt, so erhält man den größten Werth der Längschiffscomponente  $JC = \zeta F \cdot v^2 \sin^2 \varphi \sin (\alpha + \varphi)$  durch

$$\sin^2 \varphi \cos (\alpha + \varphi) + 2 \sin \varphi \sin (\alpha + \varphi) \cos \varphi = 0$$

oder

$$\text{tang } \varphi = -2 \text{tang } (\alpha + \varphi).$$

Derartige Rechnungen sind übrigens für die Praxis von sehr beschränkter Bedeutung, eine möglichst vortheilhafte Segelstellung erfordert vielmehr die größte Geschicklichkeit und Erfahrung von Seiten des Schiffsführers, da es beim Segeln hauptsächlich auf präcises und sicheres Manövriren ankommt. Daß aber in Bezug auf den letzteren Umstand andere Verhältnisse, namentlich die Vertheilung der Segelflächen, nicht minder von Wichtigkeit sind, als die Richtung der Segel, erhellt aus folgender Betrachtung. Ein unter dem Einflusse eines gleichmäßig in derselben Richtung wehenden Windes segelndes Schiff wird nur dann seinen Cours in derselben Richtung beibehalten, wenn die Resultirende des Winddruckes und diejenige aller Widerstände des Wassers in einer und derselben Verticalebene gelegen sind. Wenn diese beiden Kräfte dagegen windschief an einander vorbeigehen, so wird das Schiff

entweder das Bestreben zeigen, mit seinem Vordertheile vom Winde abzufallen, wenn nämlich die resultirende Windkraft die Symmetrieebene des Schiffes vorderhalb des resultirenden Widerstandes trifft, oder im entgegengesetzten Falle zeigt das Schiff das Bestreben, mit dem Bug in den Wind hineinzudrehen, welche Eigenschaft wohl als *Luvgerigkeit*\*) des Schiffes bezeichnet wird. Beiden Uebelständen kann nur durch die Wirkung des Steuerruders begegnet werden, und da mit jeder Schrägstellung des letzteren immer eine Vergrößerung des Bewegungswiderstandes verknüpft ist, so wird es die Aufgabe des Schiffsführers sein, die verschiedenen Segel in jedem Falle so zur Wirkung zu bringen, daß das Schiff seinen Kurs so viel wie möglich ohne Zuhilfenahme des Steuerruders beibehält, d. h. also, daß jene beiden resultirenden Kräfte des Windes und des Wasserwiderstandes in dieselbe Verticalebene fallen. Eine rechnerische Behandlung dieses Problems ist bei der beschränkten derzeitigen Kenntniß über die Widerstände sowohl wie über die Wirkungen des Windes ohne praktischen Werth.

In dem Vorstehenden ist immer nur die horizontale Componente des Winddruckes ins Auge gefaßt worden. Außerdem wird, da der Wind meistens unter nicht unerheblichen Neigungswinkeln gegen den Horizont einfällt, auch eine verticale Kraftcomponente auf das Schiff ausgeübt werden. Die Wirkung derselben wird sich indessen der Hauptsache nach etwa wie diejenige einer Lastvermehrung auf eine gewisse Vergrößerung der Tauchung des Schiffskörpers beschränken, welche indessen im Vergleiche zu dem Gesamtgewichte des Schiffes in allen Fällen als unbedeutend vernachlässigt werden kann.

Da die horizontalen Winddruckcomponenten immer in beträchtlicher Höhe über der Angriffslinie des Wasserwiderstandes wirksam sind, so wird das Schiff einer seitlichen Neigung durch das Moment der Querschiffscomponente unterworfen und gleichzeitig wird durch das Moment der Längschiffscomponente die Tauchung des Schiffes vorn etwas vergrößert, hinten verringert. Von diesen Neigungen wird die letztere in jedem Falle wegen der großen metacentrischen Höhe längschiffs nur unbedeutend sein, während die Querneigung beträchtlich ist, und mit Rücksicht hierauf vornehmlich das Vermögen des Schiffes, Segel tragen zu können, sich bestimmt.

Ueber die Größe der für ein Schiff von bestimmten Verhältnissen erforderlichen Gesamtsegelfläche lassen sich im Allgemeinen etwa folgende Bemerkungen machen. Für zwei verschiedene Schiffe kann man bei den üblichen Geschwindigkeiten beim Segeln die Widerstände  $W$ , als vorzugsweise durch die Reibung hervorgerufen, proportional mit der benetzten Ober-

\*) *Luvseite* heißt die dem Winde zugekehrte, *Leeseite* die dem Winde abgekehrte Seite des Schiffes.

fläche  $O$  annehmen. Wenn nun die Schiffe von demselben Typus, also ähnlich sind, so kann man ferner die eingetauchte Oberfläche  $O$  direct proportional mit dem Quadrate einer linearen Abmessung, also auch proportional mit dem Quadrate aus der Cubikwurzel des Displacements  $D$  annehmen, so daß man, wenn man wieder die Segelfläche  $F$  proportional mit dem Widerstande annimmt, dieselbe gleich

$$F = k \sqrt[3]{D^2}$$

setzen kann, worin  $k$  eine Erfahrungszahl bedeutet. Nach den von White hierüber in Betreff der Kriegsschiffe gemachten Angaben variiert die Größe  $k$  etwa zwischen 120 bis 160 bei Segelschiffen, und zwischen 60 bis 80 bei gepanzerten, sowie zwischen 80 bis 120 bei ungepanzerten Dampfschiffen. Bei Yachten, welche große Geschwindigkeiten annehmen sollen, steigt diese Zahl wohl bis zu 200 und darüber. Bezeichnet  $W$  die geladene Wasserlinie des Schiffes, so beträgt nach Fincham die Segelfläche etwa

- 3 — 4  $W$  für Segelschiffe mit Vollschiffstakelage,
- 3,5 — 3,75  $W$  für Schooner und Briggs,
- 3 — 3,5  $W$  für Kutter,
- 2 — 3  $W$  für Dampfer,
- 3,5 — 5,5  $W$  für Yachten.

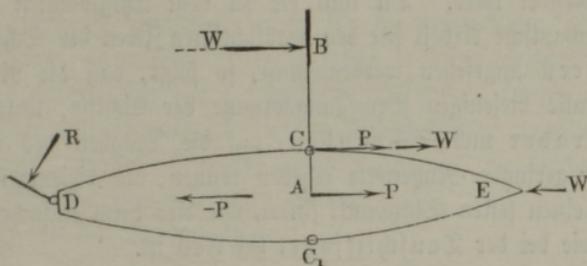
Aus dem Vorstehenden ist ferner ersichtlich, welchen Einfluß die Vertheilung der Segelflächen nach der Länge des Schiffes auf die Manövrierfähigkeit des letzteren und namentlich darauf ausübt, ob das Schiff das Bestreben zeigt, mit dem Buge vor dem Winde abzufallen oder in denselben hineinzudrehen. Faßt man den Schwerpunkt der Segelfläche  $S_1$  und den Schwerpunkt  $S_2$  des eingetauchten Längsschnittes ins Auge, welchen letzteren man wohl den Angriffspunkt des seitlichen Widerstandes nennt, so liegt der Segelschwerpunkt bei verschiedenen Schiffsclassen etwa um  $\frac{1}{14}$  bis  $\frac{1}{30}$  der Schiffslänge  $l$ , im Durchschnitt etwa  $\frac{l}{20}$  vor dem Schwerpunkte  $S_2$ .

In Betreff der Vertheilung der Segelflächen auf die verschiedenen Masten kann man für voll getakelte Schiffe annehmen, daß die Segelfläche des Fockmastes 90 bis 95 Proc., des Kreuzmastes 45 bis 55 Proc. und der Klüver 15 bis 20 Proc. von derjenigen des Hauptmastes beträgt. Bei Briggs erhält der Fockmast 70 bis 90 Proc., bei Schoonern etwa 95 Proc. von der Segelfläche des Hauptmastes.

§. 108. Bewegung der Schiffe durch Rudern. Die Wirkung eines Ruders  $AB$  auf ein Schiff  $DE$ , Fig. 488, läßt sich wie diejenige eines Hebels  $AB$  auffassen, welcher in  $A$  durch eine Kraft  $P$  angetrieben, in  $B$

vermöge des Widerstandes, den das Wasser bei  $B$  der Bewegung entgegen-  
setzt, gestützt wird, und welcher in  $C$  eine Wirkung auf das Schiff nach vor-

Fig. 488.



wärts ausübt. Bezeichnet man mit  $W$  den gedachten in  $B$  etwa auf den Schwerpunkt der Ruderfläche ausgeübten Widerstand des Wassers, so ist der Druck des Ruders in  $C$  gegen den dort befindlichen Ruderstift des Bootes gleich  $P + W$ . Dieser auf das Schiffsgefäß übertragenen Kraft wirkt die von dem Motor in  $A$  ausgeübte Reaction  $-P$  entgegen, wie man sich leicht überzeugt, wenn man sich etwa den Druck  $P$  auf das Ruder in  $A$  durch den Druck eines Dampfkolbens ausgeübt denkt. In diesem Falle wirkt ein dem Kolbendruck  $P$  genau gleicher und entgegengesetzter Dampfdruck  $-P$  gegen den Deckel des mit dem Schiffe fest verbundenen Dampfzylinders und somit auf das Schiff in der der Vorwärtsbewegung entgegengesetzten Richtung. Das Boot wird daher in  $C$  mit dem Ueberschusse des Zapfendruckes  $P + W$  daselbst über die Reaction  $-P$ , also mit einer Kraft  $W$  vorwärts gedrückt, welche gleich dem auf das Ruder ausgeübten Widerstande des Wassers ist. Demgemäß wird das Schiff mit einer solchen Geschwindigkeit  $v$  vorwärts bewegt, daß der dieser Geschwindigkeit entsprechende Bewegungswiderstand des Schiffes ebenfalls genau gleich  $W$  ist. Es ist übrigens aus der Figur ersichtlich, daß der Zapfendruck  $P + W$  in  $C$  zusammen mit dem Schiffswiderstande  $-W$  und der Reaction  $-P$  ein Kräftepaar bildet, welches eine Rechtsdrehung des Schiffes anstrebt und auch herbeiführt, wenn nicht durch den Steuerdruck  $R$  oder durch ein auf der anderen Seite bei  $C_1$  wirkendes Ruder ein gleich großes links drehendes Moment hervorgerufen wird. Da das letztere bei den Dampfschiffen mit Ruderrädern immer der Fall ist, soll dieses Drehungsmoment hier nicht weiter berücksichtigt werden. Der Stützpunkt des Ruders in  $B$  ist nun aber kein starrer oder absolut fester, vielmehr wird auch das vor dem Ruder befindliche Wasser in Folge des Ruderdruckes nach hinten ausweichen und zwar mit einer gewissen Geschwindigkeit, welche so groß ist, daß dadurch der Ruderfläche, wie angegeben, der besagte Widerstand  $W$  entgegengesetzt wird, oder mit anderen Worten, das Ruder ertheilt in  $B$  der vor ihm be-

findlichen Wassermasse mit dem Drucke  $W$  eine gewisse Geschwindigkeit. Hieraus geht also hervor, daß die Arbeit des Motors nicht nur zur Fortbewegung des Schiffes, sondern auch zur Bewegung einer gewissen Wassermenge verwendet wird. Da nun die zu dem letztgedachten Effecte verwendete mechanische Arbeit für den beabsichtigten Zweck der Schiffsbewegung als verloren angesehen werden muß, so folgt, daß die Ruder sowie überhaupt alle diejenigen Bewegungsorgane der Schiffe, welche, wie die Schaufelräder und Schrauben, auf die Trägheit des Wassers sich stützen, nur geringere Nutzeffecte ergeben können, als diejenigen, bei denen der Motor einen festen Stützpunkt findet, wie dies beim einfachen Schiffsziehen sowie bei der Tauchschiffahrt der Fall ist.

Um den Wirkungsgrad für das Rudern zu finden, sei  $v$  die Geschwindigkeit des Schiffes nach vorn und  $w$  die Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser nach hinten zum Ausweichen gebracht wird; so hat man, da beide Bewegungen durch die gleiche Kraft  $W$  hervorgerufen werden,

$$W = \xi F v^2 = \xi_1 F_1 w^2,$$

woraus

$$w = v \sqrt{\frac{\xi F}{\xi_1 F_1}} \text{ folgt,}$$

wenn  $F$  die eingetauchte Fläche des Hauptspants, und  $F_1$  diejenige des Ruders bedeutet, und wenn unter  $\xi$  und  $\xi_1$  die entsprechenden Widerstandscoefficienten für das Schiff und bezw. das Ruder verstanden werden. Wenn nun das Schiff und mit ihm die Schaufel mit der Geschwindigkeit  $v$  nach vorn ausweicht, und die Schaufel außerdem in  $B$  dem Wasser eine Geschwindigkeit  $w$  nach hinten ertheilen soll, so ist dies nur möglich, wenn der Schaufel in  $B$  durch den Motor eine absolute Geschwindigkeit

$$c = v + w = v \left( 1 + \sqrt{\frac{\xi F}{\xi_1 F_1}} \right)$$

ertheilt wird. Der Motor hat daher in jeder Zeiteinheit eine mechanische Arbeit zu verrichten, welche sich einfach zu

$$A = Wc = W(v + w) = \xi F v^3 \left( 1 + \sqrt{\frac{\xi F}{\xi_1 F_1}} \right) = \xi \frac{c}{v} F v^3$$

bestimmt. Für den beabsichtigten Zweck des Transportes kann aber nur diejenige Arbeit als nützliche betrachtet werden, welche zur Ueberwindung des Schiffswiderstandes  $W$  mit der Schiffsgeschwindigkeit  $v$  verwendet wird, also

$$A_n = Wv = \xi F v^3,$$

folglich ergibt sich der Wirkungsgrad der Rudervorrichtungen allgemein zu

$$\eta = \frac{A_n}{A} = \frac{v}{c} = \frac{v}{v+w} = \frac{1}{1 + \sqrt{\frac{\xi F}{\xi_1 F_1}}}$$

Die hier gefundenen Formeln, welche für die gewöhnliche Ruderschaukel natürlich nur dem eigentlichen Vorwärtsgange derselben entsprechen, haben auch für die Schaufelräder der Dampfschiffe Gültigkeit, sobald man unter  $F_1$  die Summe der Querschnitte der zu beiden Seiten wirksamen Radschaukeln versteht, und es mögen im Folgenden speciell die Verhältnisse der Ruder- oder Schaufelräder besprochen werden.

Die Formel für den Wirkungsgrad

$$\eta = \frac{v}{c} = \frac{1}{1 + \sqrt{\frac{\xi F}{\xi_1 F_1}}}$$

giebt einen Werth gleich Null für einen unendlich großen Schiffswiderstand ( $\xi F$ ), also etwa wenn das Schiff fest verankert wird, in welchem Falle die ganze Arbeit der Maschine lediglich auf Bewegung des Wassers nach rückwärts verwendet werden würde. Ein solches Verhalten tritt stets in dem ersten Augenblicke der Inangasetzung der Maschine ein, insofern hier immer die Schiffsgeschwindigkeit  $v$  gleich Null ist. Wenn dagegen der Schaufelwiderstand, also  $F_1$  oder  $\xi_1$ , unendlich groß vorausgesetzt werden könnte, so würde  $\eta$  seinen größten Werth gleich Eins annehmen, indem dann  $w = 0$  wäre, also das Wasser gar keine Geschwindigkeit nach hinten annehmen würde, dagegen das Schiff mit der ganzen Schaufelgeschwindigkeit sich nach vorn bewegen müßte. Dieser Fall entspräche daher der Annahme eines festen Stützpunktes für den Motor, wie er bei dem Schiffsziehen durch Pferde und bei der Tauschiffahrt stattfindet, bei Schaufelrädern und Schraubenpropellern aber niemals vorkommt. Die Geschwindigkeit  $w = c - v$ , mit welcher das Wasser nach hinten ausweicht, nennt man den Rücklauf oder Slip; je kleiner derselbe ist, desto größer ist der Wirkungsgrad

$$\eta = \frac{v}{c} = \frac{c-w}{c}$$

Man kann den Rücklauf der Schaufelräder bei den üblichen Verhältnissen zwischen 15 und 25 Proc. annehmen, so daß man  $\eta$  zwischen 0,85 und 0,75 findet. Die oben gefundene Formel

$$\eta = \frac{1}{1 + \sqrt{\frac{\xi F}{\xi_1 F_1}}}$$

zeigt ohne Weiteres, durch welche Einflüsse der Wirkungsgrad bei einem vorliegenden Schiffsquerschnitte  $F$  möglichst groß erhalten wird, nämlich

durch thunlichst große Schaufelflächen  $F_1$  und eine günstige Schiffsform, d. h. einen kleinen Werth von  $\xi$ . Es ist auch ersichtlich, daß mit einer Vergrößerung des Schiffswiderstandes eine entsprechende Vergrößerung der Schaufelfläche  $F_1$  verbunden sein muß, wenn der Rücklauf nicht unverhältnißmäßig groß ausfallen soll. Ein beträchtlicher Widerstand des Schiffes stellt sich z. B. bei den Bugsirbooten ein, indem, wenn unter  $F'$ ,  $F''$  . . . die Querschnitte der geschleppten Schiffe und unter  $\xi'$ ,  $\xi''$  . . . deren Widerstandscoefficienten verstanden werden, für ein Bugsirboot offenbar die Formel gelten wird:

$$c = v \left( 1 + \sqrt{\frac{\xi F + \xi' F' + \xi'' F'' + \dots}{\xi_1 F_1}} \right)$$

und

$$\eta = \frac{1}{1 + \sqrt{\frac{\xi F + \xi' F' + \xi'' F'' + \dots}{\xi_1 F_1}}}$$

In dem Vorstehenden ist immer vorausgesetzt worden, daß die Bewegung des Schiffes im stillstehenden Wasser geschehe. Wenn dagegen das Wasser selbst, wie in Flüssen, schon eine merkliche Geschwindigkeit  $v_0$  hat, so hat man in allen obigen Formeln für  $v$  den Werth  $v \pm v_0$  einzuführen, je nachdem die Bewegung des Schiffes stromaufwärts oder stromabwärts geschieht. Man hat dann den Schiffswiderstand

$$W = \xi F (v \pm v_0)^2 = \xi_1 F_1 w^2,$$

und für die Geschwindigkeit  $c$ , welche der Schaufel in  $B$  von dem Motor ertheilt werden muß:

$$c = v \pm v_0 + w.$$

Dieses Wasser weicht dann nach hinten mit einer absoluten Geschwindigkeit aus, welche bei der Bergfahrt gleich  $w + v_0$  und bei der Thalfahrt gleich  $w - v_0$  ist. Für die erforderliche Arbeit erhält man dann die Gleichung

$$A = Wc = W (v \pm v_0 + w) = \xi F (v \pm v_0)^3 \left( 1 + \sqrt{\frac{\xi F}{\xi_1 F_1}} \right),$$

und ebenso ist der Wirkungsgrad

$$\eta = \frac{v}{c} = \frac{v}{v \pm v_0 + w} = \frac{1}{\left( 1 \pm \frac{v_0}{v} \right) \left( 1 + \sqrt{\frac{\xi F}{\xi_1 F_1}} \right)}.$$

Hieraus geht zunächst hervor, daß der Wirkungsgrad eines Schiffes bei der Bergfahrt immer kleiner ausfällt, als bei der Thalfahrt, und zwar um so mehr, je größer die Stromgeschwindigkeit ist. Setzt man in obiger Formel die Schiffsgeschwindigkeit  $v = 0$ , so erhält man

$$A = \xi F v_0^3 \left( 1 + \sqrt{\frac{\xi F}{\xi_1 F_1}} \right),$$

aus welcher Gleichung diejenige Geschwindigkeit

$$v_0 = \sqrt[3]{\frac{A}{\xi F \left(1 + \sqrt{\frac{\xi F}{\xi_1 F_1}}\right)}}$$

des Stromes folgt, gegen welche das betreffende Schiff, dessen Dampfmaschine die Arbeit  $A$  verrichten kann, überhaupt nicht mehr vorwärtsfahren kann, und wofür natürlich der Wirkungsgrad  $\eta = 0$  ist. Bei noch größerer Stromgeschwindigkeit  $v_0$  wird das Schiff ins Treiben kommen, und die entgegengesetzt gerichtete Arbeit der Schaufelräder kann nur den Erfolg haben, die Geschwindigkeit des Treibens um die zugehörige Größe  $v$  kleiner zu halten, als die Stromgeschwindigkeit  $v_0$  ist.

Bei der Thalfahrt wird der Wirkungsgrad größer mit steigender Stromgeschwindigkeit, der Widerstand  $W$  und damit auch die Rücklaufgeschwindigkeit  $w$  wird gleich Null, sobald  $v_0 = v$  ist, es liegt dann der Fall des einfachen Treibens vor, wofür eine Arbeit der Dampfmaschine nicht erforderlich ist.

Nach dem Vorstehenden ist es leicht, auch den Einfluß des Windes auf den Wirkungsgrad zu beurtheilen. Bezeichnet man mit  $P$  die Kraft, welche von dem Winde auf das Schiff in dessen Bewegungsrichtung ausgeübt wird, so ist der zur Bewegung des Schiffes durch die Schaufelräder zu überwindende Widerstand durch  $W = \xi F v^2 \pm P$  ausgedrückt, je nachdem der Wind der Bewegung entgegen oder derselben förderlich ist. Da in jedem Falle diese Kraft mit der Reaction der Schaufeln  $\xi_1 F_1 w^2$  gleich ist, so ersieht man, daß der Rücklauf  $w$  größer werden muß bei widrigem Winde und kleiner bei günstigem Winde, wie denn überhaupt jede Vergrößerung des Schiffswiderstandes den Slip der Räder ebenfalls vergrößert, also den Wirkungsgrad vermindert und umgekehrt. Hieraus erkennt man den nachtheiligen Einfluß ungünstiger Winde, durch welche nicht nur dem Schiffe ein vermehrter Widerstand  $W$  entgegengesetzt wird, sondern auch der procentische Wirkungsgrad  $\eta$  des Propellers herabgezogen wird. Andererseits wird ein die Bewegung befördernder Winddruck nicht nur den Widerstand auf die Größe  $\xi F v^2 - P$  herabziehen, sondern in Folge dessen auch den Slip  $w$  auf den aus  $\xi_1 F_1 w^2 = \xi F v^2 - P$  sich ergebenden geringeren Werth reduciren.

Bei kräftigem und günstigem Winde tritt häufig der Fall ein, daß  $P = \xi F v^2$ , so daß  $w = 0$  und  $A = 0$  wird. Sollte alsdann die Dampfmaschine überhaupt noch wirksam sein, so könnte dies nur durch eine gesteigerte Geschwindigkeit derselben bewirkt werden, was aus mehrfachen Gründen nicht ökonomisch in Betreff der Kraftverwendung wäre. Man pflegt daher die Verkuppelung der Räder mit den Dampfmaschinen in solchen Fällen zu lösen, und die Wind-

kraft allein zu benutzen. Hierbei drehen sich die Räder mit einer Umfangsgeschwindigkeit, welche von der Geschwindigkeit des Schiffes nur wenig abweicht. Es ist klar, daß eine möglichst ausgedehnte Benutzung der Windkraft besonders für lange atlantische Reisen von großer Bedeutung sein muß, insofern dadurch das von dem Schiffe mitzuführende Kohlenquantum zu Gunsten der nutzbaren Ladung bedeutend geringer gehalten werden darf.

§. 109. **Ruderräder.** Die zur Fortbewegung der Schiffe dienenden Ruder- oder Schaufelräder sind von den unterschlächtigen Wasserrädern, insbesondere von den Schiffsmühlenrädern (s. Thl. II) nicht wesentlich verschieden. Dieselben bestehen aus verticalen, am Umfange mit hölzernen ebenen Schaufeln versehenen eisernen Armsystemen, welche mit ihren Naben auf den beiden Enden einer quer durch das Schiff gehenden Ase befestigt sind. Die Umdrehung dieser Ase geschieht durch den directen Angriff der Lenkerstangen zweier Dampfcylinder, zu welchem Ende die Nabe mit zwei zu einander senkrechten Kröpfen versehen ist, in ähnlicher Art, wie die Triebaxe einer Locomotive mit innen liegenden Cylindern. Bei der Umdrehung der Räder schlagen deren ebene Schaufeln mit der ihnen mitgetheilten Umfangsgeschwindigkeit  $c$  gegen das Wasser, wodurch sie dem Schiffe, wie im vorhergehenden Paragraphen näher erörtert worden, eine Geschwindigkeit  $v$  in entgegengesetzter Richtung ertheilen, während das vor ihnen befindliche Wasser mit der Rücklaufgeschwindigkeit  $w = c - v$  nach hinten befördert wird. Man hat daher in den Formeln des vorigen Paragraphen für  $F_1$  die Summe zweier Schaufelflächen, für jedes Rad eine, einzuführen, und  $c = \frac{2\pi rn}{60}$  zu setzen, wenn  $r$  den Halbmesser eines Rades bis zur Mitte der Schaufeln und  $n$  die Umdrehungszahl pro Minute bezeichnet.

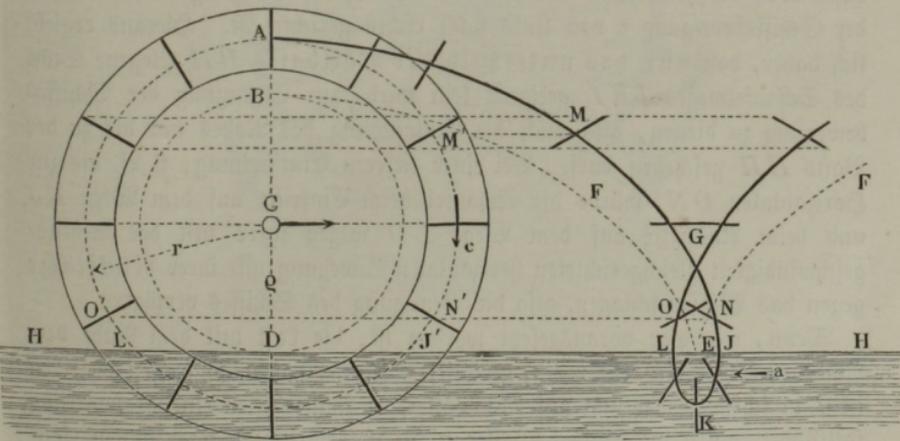
Der Halbmesser der Schaufelräder richtet sich hauptsächlich nach der Höhe des Schiffes außerhalb des Wassers und variirt etwa zwischen 1,5 und 5 m, im Durchschnitt pflegt man ihn gleich  $\frac{3}{4}h$  zu nehmen, wenn  $h$  die ganze Schiffshöhe zwischen Deck und Kiel bezeichnet. Demnach und entsprechend den verschiedenen zu erreichenden Schiffsgeschwindigkeiten  $v$  schwankt natürlich die Umdrehungszahl  $n$ , dieselbe liegt meist zwischen 20 und 40, so daß wohl in allen Fällen eine directe Bewegung der Räder durch die Dampfmaschinenwelle ohne Zahnradübersetzung angewandt wird.

Die Größe der Schaufelflächen  $F_1$  ist nach dem vorigen Paragraphen von der Größe des Schiffswiderstandes und derjenigen der Dampfmaschine abhängig; bei kleinen Flußschiffen pflegt man das Verhältniß  $\frac{F_1}{F}$  der beiden

Schaukeln zum Hauptspant des Schiffes nahe gleich 0,4 zu machen, geht indeß bei großen Seeschiffen mit diesem Verhältnisse bis zu 0,2 herab. Die Breite  $b$  der Schaukeln pflegt man bei Flußschiffen etwa gleich der fünf- bis sechsfachen radialen Dimension  $a$  anzunehmen, während man bei den breiteren Seeschiffen  $b = 3a$  bis  $4a$  wählt. Jedenfalls soll nach praktischen Erfahrungen die Radbreite nicht mehr betragen, als  $\frac{1}{3}$  der Schiffsbreite bei Seeschiffen und  $\frac{1}{2}$  der Schiffsbreite bei Flußdampfern. Was endlich die Anzahl der in einem Rade angebrachten Schaukeln anbetrißt, so kann man die gegenseitige Entfernung der letzteren in dem mittleren Kreise zu 1 bis 1,25 m bei Seeschiffen und zu 0,8 bis 1 m bei Flußschiffen annehmen, vorausgesetzt, daß die Schaukeln unverrückbar fest (in radialer Stellung) mit dem Armsysteme verbunden sind. Bei den unten näher zu besprechenden Rädern mit beweglichen Schaukeln darf man die Schaukelentfernung etwa anderthalb Mal so groß annehmen, wie bei festen Schaukeln.

In Folge der gleichzeitigen Drehung der Schaukel ( $c$ ) um die Radaxe und der horizontalen fortschreitenden Bewegung mit dem Schiffe ( $v$ ) be-

Fig. 489.



schreibt jeder Punkt der Schaukel eine verkürzte Cycloide, deren wälzender Kreis einen Halbmesser  $\rho = \frac{v}{c} r$  hat, wenn  $r$  den mittleren Radhalbmesser bedeutet. In Fig. 489 ist diese Linie für den Mittelpunkt  $A$  einer Schaukel gezeichnet. Denkt man hier um den Mittelpunkt  $C$  des Schaukelrades einen Kreis gelegt, dessen Halbmesser  $CD = \rho = \frac{v}{c} r$  ist, so kann man sich vorstellen, das Rad wälze sich bei der Bewegung des Schiffes mit diesem Kreise  $BCD$  auf einer horizontalen Linie  $HH$  ab, wobei der Punkt  $B$  die

gemeine Cycloide  $BFEF\dots$  und der Mittelpunkt  $A$  der Schaufel die verkürzte Cycloide  $AGJLKG\dots$  beschreibt. Um die Richtung anzugeben, welche die radial gestellte Schaufel  $A$  in irgend welcher Stellung, z. B. in  $M$  hat, braucht man nur durch  $M$  eine horizontale Gerade zu legen, welche in  $M'$  den Radkreis schneidet, um in dem durch  $M'$  gelegten Radius  $CM'$  die Richtung der Schaufel in der correspondirenden Stellung  $M$  zu finden.

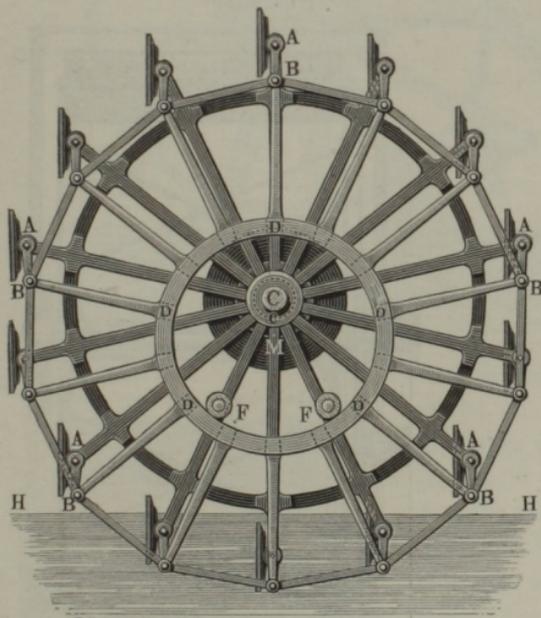
Offenbar erhält man in der Tangente an die verkürzte Cycloide  $AGJK$  in irgend einem Punkte die Richtung, in welcher sich der Mittelpunkt  $A$  der Schaufel beim Passiren dieses Punktes bewegt. In den beiden Punkten  $J$  und  $L$ , in welchen die Basis  $HH$  die Cycloide schneidet, sind diese Tangenten vertical gerichtet, wie sich ohne Weiteres aus der Betrachtung ergibt, daß die Curvelemente  $J$  und  $L$  vermöge der Entstehung der Cycloide durch Wälzung auf  $HH$  als kleine Kreisbögen zu denken sind, deren Mittelpunkte auf der Rollbasis  $HH$  liegen. Hieraus folgt, daß die Schaufelmitte  $A$  lediglich auf dem Wege  $JKL$  eine horizontale Bewegung im Sinne des Pfeiles  $a$  von rechts nach links, also der Bewegung des Schiffes entgegen gesetzt hat, während auf dem ganzen Wege der Schaufel oberhalb der Rollbasis  $HH$  die horizontale Componente der Schaufelbewegung in dem Sinne der Schiffsbewegung  $v$  von links nach rechts gerichtet ist. Hieraus ergibt sich daher, daß nur das unterhalb der Rollbasis  $HH$  gelegene Stück des Schaufelweges  $JKL$  geeignet sein wird, zur Erzeugung der Schiffsbewegung zu dienen, also auch die Eintauchung des Rades nur bis zu der Basis  $HH$  geschehen darf. Bei einer tieferen Eintauchung, z. B. bis zur Horizontalen  $ON$ , würde die Schaufel beim Eintritte auf dem Wege  $NJ$  und beim Austritte auf dem Wege  $LO$  wegen ihrer mit der Schiffsgeschwindigkeit gleichgerichteten horizontalen Bewegung mit ihrer Rückfläche gegen das Wasser schlagen, also die Bewegung des Schiffes verzögern.

Wenn, wie hier vorausgesetzt worden ist, die fest mit dem Rade verbundenen Schaufeln eine radial gerichtete Stellung haben, so treffen dieselben in  $J$  in schräger Richtung auf das Wasser, in Folge dessen eine Stoßwirkung stattfindet, durch welche das Wasser nicht bloß horizontal nach hinten, sondern auch vertical nach unten gedrückt wird. Ebenso wird bei dem Austritten der Schaufeln in  $L$  durch die schräge Stellung eine Wirkung der Schaufeln auf das Wasser nach oben ausgeübt. In Folge dieser Wirkungen geht nicht nur eine namhafte Kraft verloren, sondern es werden auch die Räder durch die wiederholten Stoßwirkungen in eine zitternde Bewegung versetzt, welche sich dem Schiffskörper und der Maschine mittheilt.

Um diese Uebelstände zu beseitigen, hat man in verschiedener Weise versucht, die Schaufeln um Axen drehbar mit dem Rade zu verbinden, und ihnen eine solche Bewegung zu ertheilen, daß jene besagten Stoßwirkungen nicht stattfinden. Hierher gehört zunächst das Rad von Buchanan, bei

welchem die Schaufeln so bewegt werden, daß sie in allen Stellungen genau vertical gerichtet sind. Um diesen Zweck zu erreichen, ist hierbei das Getriebe der Parallelkurbeln in ähnlicher Art zur Verwendung gebracht, wie es bereits in Thl. III, 1, Cap. VI, Fig. 590, in einer anderen Anwendung (für Kabelmaschinen) dargestellt worden ist. Hierbei sind die Schaufeln mit den Radkränzen durch Axen *A*, Fig. 490 und Fig. 491 (a. f. S.), verbunden, um welche sie eine Drehung annehmen können. Sämmtliche Schaufelaxen *A* sind mit gleich langen Armen *AB* versehen, welche parallel

Fig. 490.

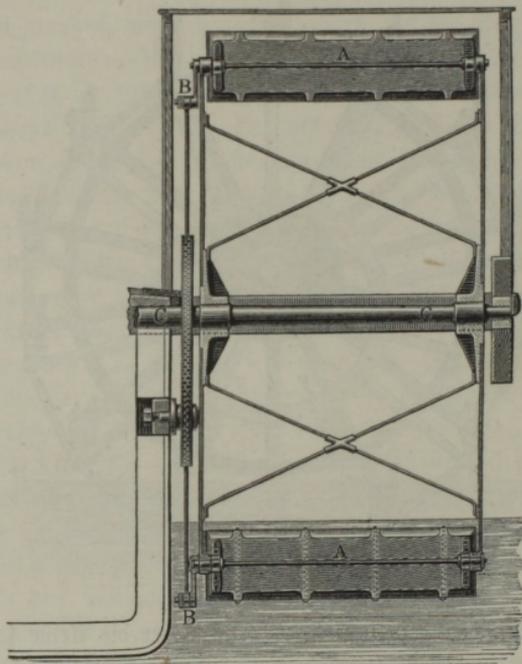


zu den Schaufelflächen gestellt sind. Wenn daher die Arme sämtlich vertical gestellt und in dieser Stellung unverändert erhalten werden, so müssen die Schaufeln gleichfalls fortwährend vertical gerichtet sein. Dies wird nun dadurch erreicht, daß jedes Ende *B* der gedachten Arme durch eine Lenkerstange *BD* an einen Ring *D* angeschlossen ist, welcher an dem Schiffsgestelle mittelst der Leitrollen *F* in einer zur Radaxe *C* excentrischen Lage unwandelbar erhalten wird. Da nun der Mittelpunkt *M* dieses Ringes von der Axe *C* in verticaler Richtung einen Abstand  $CM = e = AB$  hat, so erkennt man, wie auf diese Weise fortwährend die parallele Stellung der Radschaufeln erreicht wird, indem die Wirkung dieses Getriebes auf diejenige der bekannten Parallelkurbeln hinauskommt.

Bei näherer Ueberlegung findet sich indessen, daß dieses Rad der gestellten Anforderung eines stoßfreien Eintrittes und Austrittes der Schaufeln

nicht genügt. Setzt man nämlich auch voraus, daß die Eintauchung des Rades in das Wasser *HH* gerade bis zu den Punkten *J* und *L*, Fig. 489, gewählt werde, deren Bewegungsrichtung nach dem Vorstehenden die verticale ist, so würde die Schaufel ohne Stoß nur dann ein- und austreten, wenn das Wasser in Ruhe wäre. Da das letztere aber bei einem in Bewegung befindlichen Schiffe nach dem vorigen Paragraphen die Geschwindigkeit *w* nach hinten hat, so wird die relative Bewegung der Schaufel gegen das bewegte Wasser in *J* und *L* nicht vertical sein. Soll daher der Ein- und

Fig. 491.



Austritt der Schaufeln ohne Stoß geschehen, so muß man dafür sorgen, daß die Richtung der Schaufel mit der Richtung der relativen Bewegung der Schaufelmitte in Bezug auf das Wasser zusammenfällt.

Diese Bedingung ist erfüllt bei dem Morgan'schen Ruderrade, Fig. 492 und Fig. 493. Dasselbe hat hinsichtlich der Getriebeeinrichtung manche Ähnlichkeit mit dem Buchanan'schen Rade, indem auch hierbei die Schaufeln um Zapfen *A* drehbar und mit je einem zur Schaufelrichtung senkrechten Arme *AB* versehen sind. Die Zapfen *B* dieser Arme sind ebenfalls durch Gelenkstangen mit einem Ringe *D* verbunden, welcher lose drehbar auf einem am Schiffskörper festen Bolzen *E* befindlich ist. Von den Lenk-

stangen ist nur eine einzige  $D_1 B_1$  steif mit dem Ringe  $D$  verbunden, wäh-

Fig. 492.

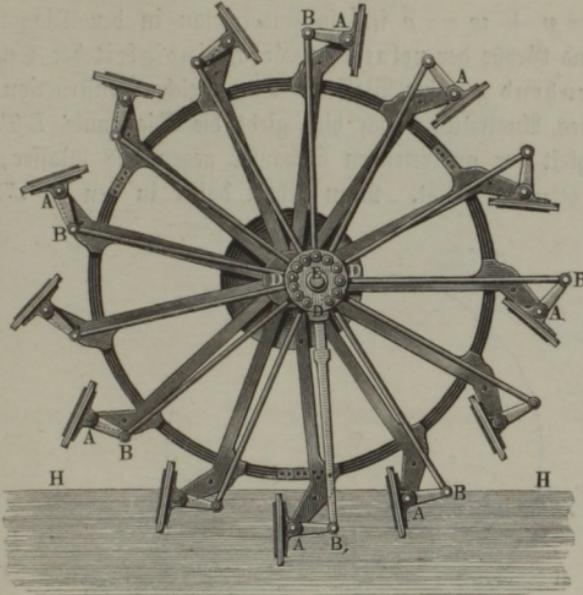
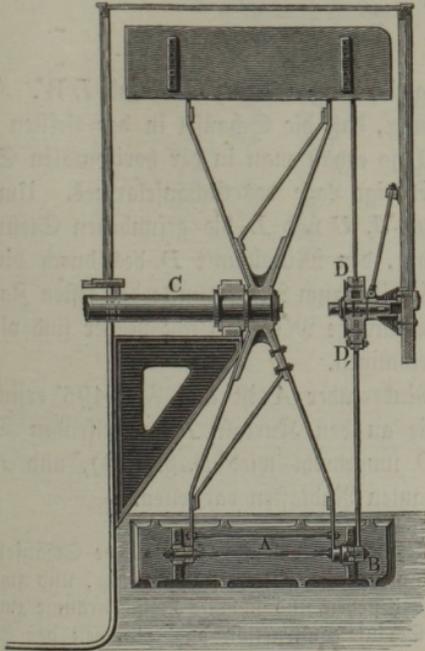


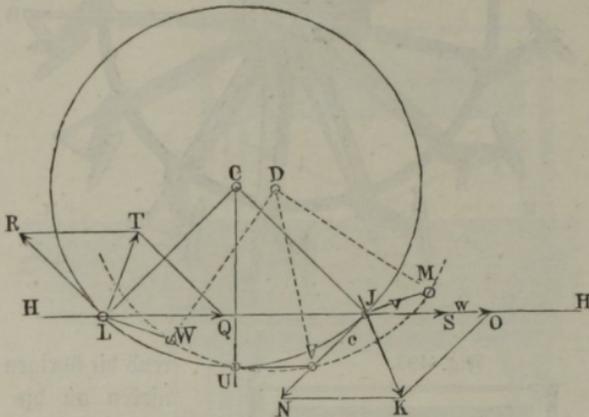
Fig. 493.



rend die übrigen mit Scharnieren an die Scheibe  $D$  geschlossen sind. Der Bolzen  $E$  ist excentrisch zur Radaxe und es ist die Excentricität  $CE$  so gewählt, daß den besagten Bedingungen des stoßfreien Ein- und Austrittes genügt ist. Um den Mittelpunkt  $E$  des festen Bolzens zu bestimmen, ergiebt sich die folgende Construction. Ist  $J$ , Fig. 494 (a. f. S.), der Punkt, in welchem die Schaufelmitte den Wasserspiegel  $HH$  trifft, und trägt man daselbst die Umdrehungsgeschwindigkeit  $c$  der Schaufel gleich  $JN$  tangential an den Rad-

umfang an, trägt man ferner horizontal  $JS = v$  gleich der Geschwindigkeit des Schiffes und  $SO = w$  gleich dem Rücklauf des Wassers an, so daß also  $JO = v + w = c$  ist, so findet man in der Diagonale  $JK$  die Richtung und Größe der relativen Geschwindigkeit der Schaufelmitte  $J$  gegen das ruhend gedachte Wasser. Eine gleiche Construction gilt für den Punkt  $L$  des Austrittes, auch hier giebt die Diagonale  $LT$  die relative Geschwindigkeit der austretenden Schaufel gegen das Wasser, wenn man  $LR = LQ = c$  macht. Man erhält daher in den zu  $JK$  und  $LT$

Fig. 494.



Senkrecht die Richtungen der gleich langen Arme  $JM$  und  $LW$ . Stellt man nun etwa noch die Bedingung, daß die Schaufel in der tiefsten Stellung  $U$  vertical gerichtet sein soll, so erhält man in der horizontalen Strecke  $UV = JM = LW$  die zugehörige Lage des Schaufelarmes. Um also der Schaufel in den drei Punkten  $J$ ,  $U$  und  $L$  die gefundenen Stellungen zu ertheilen, hat man nur nöthig, den Mittelpunkt  $D$  des durch die drei Punkte  $M$ ,  $V$  und  $W$  gehenden Kreises zum Mittelpunkte des festen Zapfens oder Excenters  $E$  zu wählen. Derartige Morgan'sche Räder sind vielfach für Dampfschiffe in Gebrauch gekommen.

Die Anordnung der beiden Ruderräder  $A$  ist aus Fig. 495 ersichtlich, worin die Radwelle  $C$  durch die an den Kurbeln  $B$  angreifenden Triebstangen zweier Dampfcylinder  $D$  umgedreht wird (s. §. 114), und  $K$  die zum Schutze über die Räder gebauten Radkasten darstellen.

Anmerkung. Bei den Schaufelrädern von Field ist jede Schaufel aus mehreren schmalen Theilen zusammengesetzt, welche stufenförmig, und zwar in einem Cycloidenbogen hinter einander stehen und schmale Zwischenräume zwischen sich lassen. Man hat durch diese Schaufelconstruction das Stauchen der Schaufeln beim Ein- und Austritt aus dem Wasser beseitigen wollen. Es ist dies

jedoch sehr unvollkommen gelungen, und vielmehr die Leistung der Ruderräder dadurch, wie es scheint, etwas herabgezogen worden. Mit Vortheil wendet man dagegen, vorzüglich in Amerika, Ruderräder an, welche durch ein mittleres Arm-

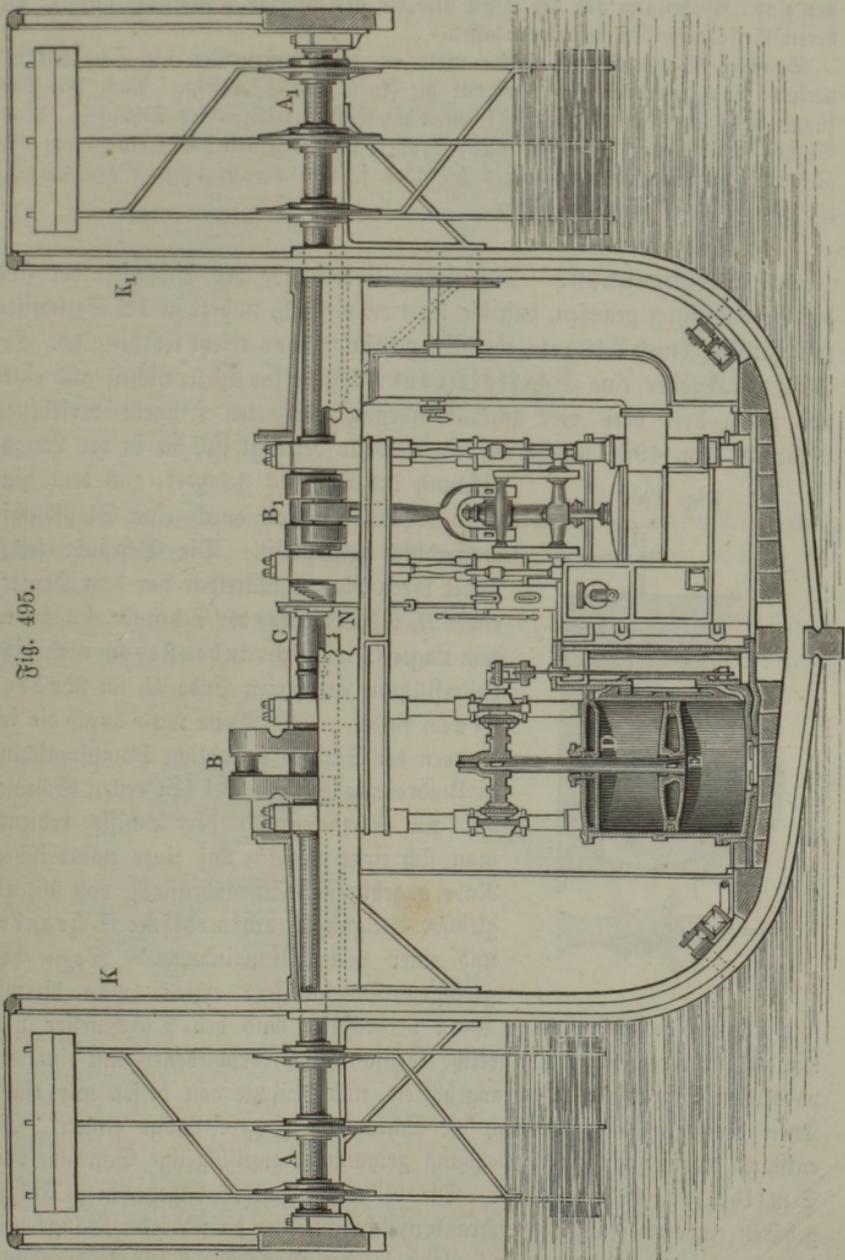


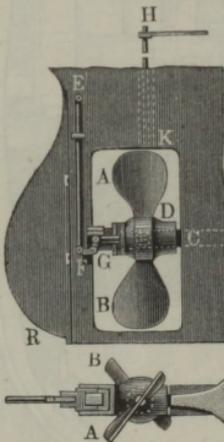
Fig. 495.

system in zwei gleiche Theile getheilt werden, deren Schaufelungen gegen einander so versetzt sind, daß je eine Schaufel der einen Abtheilung mit der Mitte der Theilung zwischen je zwei Schaufeln der anderen Abtheilung zusammenfällt. Hierbei erhalten die mittleren Radarme eine solche Breite, daß sich die Schaufeln der einen Abtheilung auf der einen und die der anderen Abtheilung auf der anderen Seite derselben befestigen lassen.

Sonstige Aenderungen, welche man an der Construction der Schaufelräder versucht hat, erstrecken sich bloß auf die Form der Schaufeln. Nach den Versuchen des Amerikaners Ewbank sollen namentlich trianguläre Schaufeln, deren Spitzen der Radaxe zugekehrt sind, doppelt so viel leisten als rechteckige von gleichem Flächeninhalte. Näheres hierüber s. *The steam engine by Tredgold*, Vol. III, London 1852.

§. 110. **Schiffsschrauben.** Mancherlei Uebelstände der Schaufelräder sind die Veranlassung gewesen, daß die letzteren vielfach, und zwar bei Seeschiffen fast gänzlich durch Flügel- oder Schraubenräder ersetzt worden sind. Ein solches Rad oder eine Schiffsschraube besteht im Wesentlichen aus einer mit zwei, drei oder vier schraubenförmig gebildeten Flügeln versehenen Nabe *D*, Fig. 496, welche auf einer Welle befestigt ist, die in der Längs-

Fig. 496.



richtung des Schiffes gelagert, aus dem hinteren Theile desselben durch eine Stopfbüchse wasserdicht heraustritt. Die Schraube selbst findet ihren Platz unmittelbar vor dem Steueruder *R*, indem die Axe der Schraube *A* außer in dem Lager *C* im Schraubenstegen noch eine Unterstützung am freien Ende *G* im Ruderstegen findet. Die Welle wird durch die im Innern des Schiffes befindliche Dampfmaschine in Umdrehung gesetzt. Bei den ersten Schrauben zur Fortbewegung der Schiffe bediente man sich einer einzigen auf einer cylindrischen Nabe angebrachten Schraubenfläche von überall gleicher Steigung (archimedische Schraube) und einer vollen Umwindung. Wegen des geringen Durchmessers erzielte man hiermit

nur ungünstige Resultate. Man vergrößerte bald den Durchmesser und wandte mehrere Flügel an, welche ebenso vielen verschiedenen mit einander parallelen Schraubenflächen angehörten, und benutzte von diesen nur einen Theil der Ganghöhe, wodurch die Schraube geringere Länge erhielt. So entstand die vielfach zur Anwendung gekommene zweiflügelige Schraube von *Smith*, Fig. 497 bis 499. Die beiden gegenüber angebrachten Flügel gehören einer zweigängigen Schraubenfläche an, und da jeder der Gänge nur in einer axialen Erstreckung *ab* gleich  $\frac{1}{6}$  der Ganghöhe *h* zur Verwendung

kommt, so bildet jeder Flügel in der Stirnansicht, Fig. 498, einen Kreissector mit einem Mittelpunktswinkel von  $60^\circ$ . Die seitens der englischen Admiralität angestellten Versuche ergaben hiermit günstige Resultate, wenn der äußere Durchmesser der Flügel nahezu gleich dem Tiefgange des Schiffes

Fig. 497.

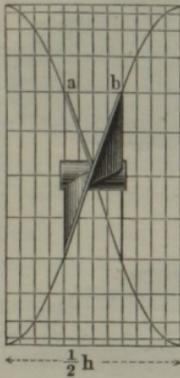


Fig. 498.

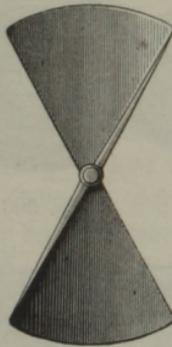


Fig. 499.



und die Ganghöhe  $h$  ungefähr gleich dem Durchmesser gewählt wurde. Auch dreiflügelige Schrauben nach Fig. 500 und Fig. 501 wurden vielfach angewendet.

Seitdem hat man mancherlei Verbesserungen an den Schrauben angebracht. Woodcroft gab der Schraubenfläche eine veränderliche Steigung

Fig. 500.

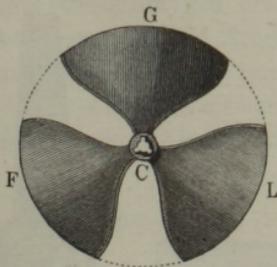
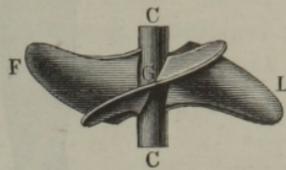


Fig. 501.



und zwar an der eintretenden, d. h. vorangehenden Kante eine geringere Steigung als an der austretenden oder hinteren Kante. Von Griffith wurde ferner mit Erfolg eine Aenderung dahin vorgenommen, daß die Nabe  $A$ , Fig. 502 und 503 (a. f. S.), die Form einer Kugel von  $\frac{1}{3}$  des Flügeldurchmessers zum Durchmesser erhielt, und die Flügel nach außen verzüngt wurden, wodurch die Vibration bei schnellem Gange wesentlich vermindert wurde. Auch hat man vielfach die einzelnen Flügel besonders mit der Nabe drehbar verbunden, derartig, daß man, wenn wünschenswerth, die

Neigung der Flügel durch Verdrehung verändern kann. Eine solche Anordnung zeigt die bei französischen Panzerschiffen gebräuchliche vierflügelige Schraube, Fig. 504 und 505.

Fig. 502.

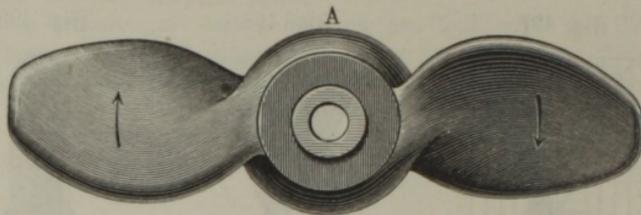
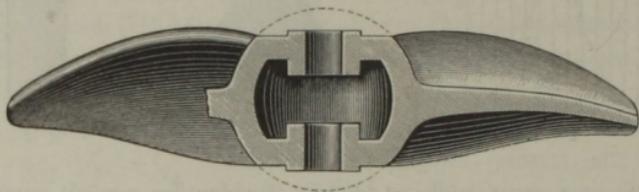


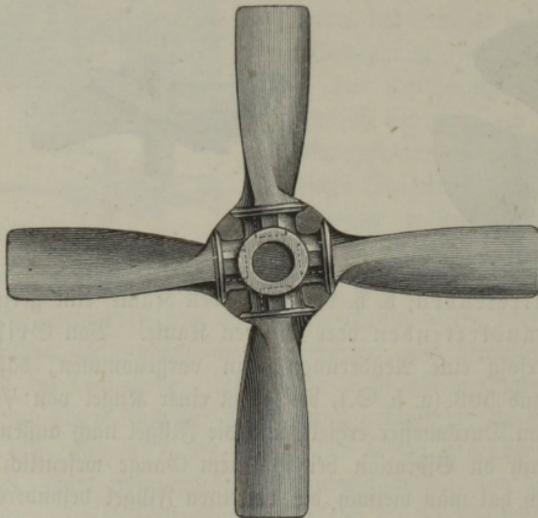
Fig. 503.



Wenn bei günstigem Winde die Bewegung lediglich durch die Segel bewirkt wird, so setzen die Schraubenflügel der Bewegung des Schiffes einen großen Widerstand entgegen; deshalb hat man wohl auch die Einrichtung so getroffen, daß in solchen Fällen die Schraube, nachdem sie

Fig. 504.

Fig. 505



von der Triebwelle losgekuppelt ist, durch eine Winde aus dem Wasser gehoben werden kann. Zweiflügelige Schrauben stellt man in diesem Falle, anstatt sie zu heben, wohl auch in solcher Lage fest, daß die Flügel vertical gestellt sind und daher nur geringen Widerstand darbieten. Diesem Zwecke dient die Klammer *HK* in Fig. 496, während der Hebelmechanismus *EFG* dazu vorgesehen ist, die Flügel *A* und *B* um ihre zapfenartigen Ansätze, mit denen sie in der Nabe sitzen, drehen zu können.

Die Wirkung der Schraube auf das Schiff hat man sich in folgender Weise zu erklären. Wollte man sich das Wasser als einen festgehaltenen starren Körper vorstellen, in welchem die den Flügeln oder Schraubengewinden entsprechenden Muttergewinde enthalten wären, so würde bei einer vollen Umdrehung der Schraube diese letztere und mit ihr das ganze Schiff um die Steigung *h* der Schraube fortgeschoben. Bezeichnet man wieder mit *W* den Widerstand, welcher sich der Bewegung des Schiffes entgegensezt, so würden bei diesem Vorgange die Schraubenflügel mit genau demselben Drucke in der der Schiffsbewegung entgegengesetzten Richtung gegen die Muttergewinde drücken. Hiervon unterscheidet sich der thatsächliche Vorgang nur darin, daß das Wasser nicht absolut festgehalten wird, sondern dem auf ihn nach rückwärts ausgeübten Drucke *W* nur vermöge seiner Trägheit widersteht. Es wird also hier, wie bei den Schaufelrädern auch, durch eine der Triebkraft *W* des Schiffes gleiche Kraft nach hinten eine gewisse Wassermasse in Bewegung versetzt. Die zu diesem letztgedachten Effecte erforderliche mechanische Arbeit, welche sich, unter *w* wieder die Geschwindigkeit des nach hinten ausweichenden Wassers und unter *v* die fortschreitende Geschwindigkeit des Schiffes verstanden, durch *Ww* ausdrückt, wird daher auch hier als Arbeitsverlust auftreten, welcher mit der erreichten Nutzwirkung *Wv* in Kauf genommen werden muß. Bezeichnet man hier mit *c* die axiale Geschwindigkeit der Schraube, sezt also  $c = nh$ , wenn *n* die Umdrehungszahl der Schraube ist, so hat man auch hier

$$c = v + w;$$

und daher den Arbeitsaufwand

$$A = Wc = W(v + w),$$

folglich den Wirkungsgrad

$$\eta = \frac{Wv}{Wc} = \frac{v}{v + w}.$$

Die Geschwindigkeit  $w = c - v$  des nach hinten ausweichenden Wassers nennt man auch hier den Rücklauf oder Slip der Schraube, und drückt denselben in Procenttheilen der axialen Schraubengeschwindigkeit *c* aus. Es lassen sich hier ganz ähnliche Betrachtungen anstellen, wie gelegentlich der Schaufelräder, daß nämlich der Wirkungsgrad der Schraube um so kleiner



$$\begin{aligned}
 CK &= N \cos \alpha = \xi_1 \partial F_1 \left( \frac{h\omega}{2\pi} - v \right)^2 \cos^3 \alpha \\
 &= \xi_1 \partial G \left( \frac{h\omega}{2\pi} - v \right)^2 \cos^2 \alpha,
 \end{aligned}$$

wenn man die Projection  $\partial F_1 \cos \alpha$  des Flächenelementes  $\partial F_1$  auf eine zur Axe senkrechte Ebene mit  $\partial G$  bezeichnet. Die Summe aller dieser auf die einzelnen Elemente der Flügelflächen wirkenden Kräfte hat man nun als vorwärts treibende Kraft gleich dem Widerstande  $W = \xi F v^2$  zu setzen, also erhält man

$$\int \xi_1 \partial G \left( \frac{h\omega}{2\pi} - v \right)^2 \cos^2 \alpha = W.$$

Sieht man als Element  $\partial G$  der Schraubenprojection einen unendlich schmalen Ringstreifen vom Halbmesser  $\varrho$ , von der Breite  $\partial \varrho$  und dem Centriwinkel  $\beta$  an, welcher gleich der Summe aller der den einzelnen sectorenförmigen Flügeln zugehörigen Mittelpunktswinkel ist, so findet man

$$\partial G = \varrho \beta \partial \varrho,$$

oder, da

$$\varrho = \frac{h}{2\pi} \cotg \alpha,$$

und daraus

$$\partial \varrho = - \frac{h}{2\pi} \frac{\partial \alpha}{\sin^2 \alpha} \text{ ist,}$$

$$\partial G = - \beta \left( \frac{h}{2\pi} \right)^2 \frac{\cotg \alpha}{\sin^2 \alpha} \partial \alpha.$$

Mit diesem Werthe für  $\partial G$  erhält man daher

$$- \int \xi_1 \left( \frac{h\omega}{2\pi} - v \right)^2 \beta \left( \frac{h}{2\pi} \right)^2 \cotg^3 \alpha \partial \alpha = W.$$

Nun findet man nach einer Formel der Integralrechnung

$$- \int \cotg^3 \alpha \partial \alpha = \frac{\cotg^2 \alpha}{2} + \ln . \sin \alpha,$$

folglich erhält man durch Integration zwischen  $\alpha = \frac{\pi}{2}$  für den Halbmesser

$\varrho = 0$ , und  $\alpha = \alpha_1$  für den größten Halbmesser der Schraube  $\varrho = r$ , den Axendruck

$$\begin{aligned}
 W &= - \xi_1 \left( \frac{h\omega}{2\pi} - v \right)^2 \beta \left( \frac{h}{2\pi} \right)^2 \int_{\frac{\pi}{2}}^{\alpha} \cotg^3 \alpha \partial \alpha \\
 &= \xi_1 \left( \frac{h\omega}{2\pi} - v \right)^2 \beta \left( \frac{h}{2\pi} \right)^2 \left( \frac{\cotg^2 \alpha_1}{2} + \ln . \sin \alpha_1 \right).
 \end{aligned}$$

Da nun die Projection  $G$  der sämtlichen Flügelflächen auf eine zur Axe senkrechte Ebene durch

$$G = \beta \int \varrho \partial \varrho = \beta \frac{r^2}{2} = \beta \left( \frac{h}{2\pi} \right)^2 \frac{\cotg^2 \alpha_1}{2}$$

ist, so läßt sich nach Einführung dieses Werthes obiger Ausdruck für  $W$  auch schreiben:

$$W = \xi_1 \left( \frac{h\omega}{2\pi} - v \right)^2 (1 + 2 \tan^2 \alpha_1 \ln . \sin \alpha_1) G.$$

Setzt man hierin für den Werth  $\frac{h\omega}{2\pi}$ , welcher die Geschwindigkeit der Schraube in der Richtung der Axe darstellt, die Bezeichnung  $c$  ein, und setzt der Kürze wegen

$$\xi_1 (1 + 2 \tan^2 \alpha_1 \ln . \sin \alpha_1) = \xi_2,$$

so schreibt sich die Formel schließlich analog derjenigen für Schaufelräder

$$W = \xi_2 (c - v)^2 G = \xi F v^2,$$

woraus weiter

$$c = v \left( 1 + \sqrt{\frac{\xi F}{\xi_2 G}} \right)$$

und die erforderliche Arbeit

$$A = Wc = \xi F v^3 \left( 1 + \sqrt{\frac{\xi F}{\xi_2 G}} \right)$$

folgt. Man erhält daher den Wirkungsgrad der Schraube zu

$$\eta = \frac{v}{c} = \frac{1}{1 + \sqrt{\frac{\xi F}{\xi_2 G}}}.$$

Die für die Schraube gefundenen Formeln stimmen sonach in allen wesentlichen Punkten mit den für Schaufelräder entwickelten überein, wenn man nur berücksichtigt, daß der Umfangsgeschwindigkeit  $c$  der Schaufeln die axiale Geschwindigkeit der Schraube und daß dem Flächeninhalte  $F_1$  der beiderseits eingetauchten Schaufeln die Projection der Schraubenslügel auf eine zur Axe senkrechte Ebene entspricht. Ebenso ist der Widerstandskoeffizient  $\xi_2$  für die Schraubenslügel wegen der windschiefen Form derselben mit dem oben entwickelten Correctionskoeffizienten  $(1 + 2 \tan^2 \alpha_1 \ln . \sin \alpha_1)$  behaftet.

In Betreff der Wirksamkeit von Schrauben ist zu bemerken, daß bei denselben eine nicht unbedeutliche Reibung der Flügel an den Wassertheilchen eintritt, welche nach den Versuchen von Froude etwa 10 Proc. des dem Schiffe sich darbietenden Bewegungswiderstandes beträgt. Außerdem wird

dem Wasser nicht nur die zur Erzeugung des treibenden Druckes nöthige Geschwindigkeit nach hinten, sondern auch eine rotirende Bewegung ertheilt, so daß durch die hierdurch hervorgerufene Centrifugalkraft des Wassers der Druck auf die Schraube herabgezogen wird. Ein noch größerer Nachtheil für den Wirkungsgrad der Schraubenschiffe entsteht indessen dadurch, daß die Schraube eine Störung in dem Verlaufe der Wasserfäden hinter dem Schiffe veranlaßt. Wie im §. 104 dargelegt worden, üben die hinter dem Schiffe sich schließenden Wasserfäden einen gewissen vorwärts-treibenden Druck auf das Hinterschiff aus, welcher einen Theil des dem Vorderschiffe sich entgegensetzenden Widerstandes aufhebt. Wenn aber durch die Wirkung der Schraube die Wasserfäden unter dem Heck gewaltsam nach hinten geworfen werden, so wird diese günstige Einwirkung des Wassers auf das Hinterschiff größtentheils unmöglich gemacht, so daß ein entsprechend größerer Widerstand von dem Motor der Schraube überwunden werden muß, als er vorhanden sein würde, wenn das Schiff nicht durch die Schraube, sondern etwa durch einen Schlepper bewegt würde. Froude giebt auf Grund vielfacher genauer Versuche an, daß bei gut gebauten Schraubenschiffen die gedachte Widerstandsvermehrung 40 bis 50 Proc. von demjenigen Widerstande beträgt, welchen das Schiff erfährt, wenn es mit der gleichen Geschwindigkeit geschleppt wird.

Ungeachtet dieser Uebelstände haben die Schrauben doch mehr und mehr die Schaufelräder verdrängt, weil ihre Vorzüge vor den letzteren ganz bedeutende sind. Was zunächst den Wirkungsgrad der Schrauben anbetrifft, so steht er trotz jener erwähnten Widerstände doch keineswegs hinter dem der Schaufelräder zurück. Der Grund hiervon ist darin zu erkennen, daß die Schraube einen Wasserstrom nach hinten wirft, dessen Querschnitt  $G$  denjenigen  $F_1$  der von Schaufelrädern hervorgebrachten meist beträchtlich übersteigt, insbesondere seitdem man die Vorzüge großer Schraubendurchmesser (bis über 5 m) erkannt hat. Da nämlich zur Erzeugung eines bestimmten treibenden Druckes  $W$  die dem gedachten Wasserströme zu ertheilende Geschwindigkeit  $w$  gemäß der Formel  $W = \xi_1 F_1 w^2 = \xi_2 G w^2$  um so kleiner ausfällt, je größer  $F_1$  oder bezw.  $G$  ist, mit dieser Rücklaufgeschwindigkeit  $w$  aber der Arbeitsverlust  $Ww$  direct proportional ist, so erklärt sich hieraus, wie der vortheilhafte Einfluß der größeren Schraubensfläche die Nachtheile der Reibung, der Centrifugalkraft und der Bewegungsstörung der Wasserfäden aufzuwägen vermag.

Daneben bietet die Schraube für Seeschiffe ganz besondere Vortheile gegenüber den Schaufelrädern. Sie wird in ihrer Wirkung durch das Rollen des Schiffes gar nicht beeinträchtigt, wie dies dagegen bei den Schaufelrädern in höchst nachtheiliger Weise geschieht, da hier die Räder bei starkem Rollen abwechselnd sehr tief eingetaucht sind und dann ganz aus dem Wasser

heraustreten. Auch ist der veränderliche Tiefgang des Schiffes fast ohne Einfluß auf die Wirkung der Schraube, während Schaufelräder nur bei einer bestimmten Eintauchung vortheilhaft arbeiten. Dieser Umstand fällt namentlich für Schiffe ins Gewicht, welche lange atlantische Reisen zu machen haben, nach deren Beendigung der Tiefgang wegen des unterwegs verbrauchten Kohlenquantums oft mehrere Fuße geringer ist, als beim Beginn der Fahrt. Dazu kommt der verhältnißmäßig geringere Widerstand, welchen Schraubenschiffe bei Benutzung der Segel bieten, welcher Widerstand insbesondere bei einer zweiflügeligen Schraube gering ist, deren Flügel in die Verticalebene gestellt werden, während die umfangreichen Radkasten der Raddampfer beträchtliche Luftwiderstände namentlich beim Abdampfen gegen den Wind verursachen. Daß die Schraube weniger leicht der Beschädigung durch feindliche Geschosse ausgesetzt ist, als die Räder, ist ein Hauptgrund für die allgemeine Einführung der ersteren bei Kriegsschiffen. Aber auch für die Handelsmarine hat die Schraube fast gänzlich die Schaufelräder verdrängt. Nur bei geringer Wassertiefe, also für die Flußschiffahrt, steht der Anwendung der Schrauben der geringe Tiefgang im Wege, so daß in solchen Fällen die Schaufelräder in ihre Rechte treten.

In neuerer Zeit hat man, zunächst durch geringe Wassertiefe veranlaßt, auch Schiffe mit zwei Schrauben, Zwillingsschrauben, ausgeführt, welche symmetrisch zu beiden Seiten der mittleren Längsebene angeordnet sind. Abgesehen davon, daß diese Construction die Anordnung eines Längsschotten und hierdurch die Erreichung großer Solidität des Schiffes gestattet, hat die Anwendung von Doppelschrauben nach den darüber angestellten Versuchen gegenüber der einfachen Schraube einen um ca. 10 Proc. geringeren Kraftaufwand ergeben. Der Grund hiervon mag wohl hauptsächlich in dem freieren Zugange des Wassers zu den seitlich vom Steven gelagerten Schrauben zu suchen sein, während bei Anwendung einer Schraube das Wasser, besonders bei stumpfer Schiffsform, weniger leicht zur Schraube gelangen kann. Eine möglichst scharfe Form des Hinterschiffes gilt daher als ein Haupterforderniß für die gute Wirkung der Schraubenpropeller. Doppelschrauben gewähren ferner größere Sicherheit gegen Betriebsstörungen als einfache, da bei Beschädigung der einen Schraube die Bewegung des Schiffes mittelst der anderen allein möglich ist, insofern dem aus der einseitigen Wirkung hervorgehenden Bestreben des Schiffes auf Drehung durch geeignete Schrägstellung des Steuerruders entgegengewirkt werden kann. Wird die Einrichtung so getroffen, daß man jede der beiden Schrauben beliebig nach der einen oder anderen Richtung umdrehen kann, so ist damit eine große Manövrirfähigkeit des Schiffes erreichbar, ein Umstand, welcher der Doppelschraube insbesondere in der Kriegsmarine große Verbreitung verschafft hat.

Was den Durchmesser der Schrauben anbetrifft, so wählt man denselben so groß als irgend möglich, d. h. so groß der Tiefgang des Schiffes es gestattet, und giebt zum Zwecke der Ermöglichung eines großen Schraubendurchmessers dem Schiffe meistens eine merkliche Steuerlastigkeit. Zur guten Wirkung der Schraube ist es nöthig, daß die äußersten Flügelkanten in der obersten Lage noch um eine gewisse Tiefe unter der Wasseroberfläche bleiben, welche Tiefe etwa zwischen 0,3 m und 0,8 m, je nach der Größe der Schiffe, angenommen wird. Beim Seegange, namentlich bei starkem Stampfen des Schiffes, wird ein zeitweises Heraustreten der Flügel aus dem Wasser und eine damit verbundene Stoßwirkung indessen unvermeidlich sein. Demgemäß kommen Schrauben vor, deren Durchmesser 5 m und mehr beträgt. Der Neigungswinkel  $\alpha_1$  der Schraube am Umfange kann passend zu  $25^\circ$  angenommen werden, und man erhält aus diesem Neigungswinkel nach Feststellung des größtmöglichen Halbmessers  $r$  die Ganghöhe  $h$  durch  $h = 2\pi r \tan \alpha_1$  und aus der so gefundenen Ganghöhe  $h$  und der nach Obigem berechneten Geschwindigkeit  $c = \frac{h\omega}{2\pi}$  die Anzahl der Umdrehungen pro Minute  $n = 60 \frac{\omega}{2\pi} = 60 \frac{c}{h}$ . Die Umdrehungszahlen der Schrauben schwanken etwa zwischen 50 bei den größten und 200 bei den kleinsten Schiffen.

Der Rücklauf oder Slip der Schraube  $c - v$  variiert etwa zwischen 15 und 30 Proc., wobei zu bemerken ist, daß der Ausdruck  $c - v$  den wirklichen Rücklauf nur in dem Falle angiebt, daß man das Wasser am Heck des Schiffes als ruhend ansehen darf. In den meisten Fällen wird indessen dem mit dem Hinterschiffe in Berührung kommenden Wasser vermöge der Reibung am Schiffsboden (durch den sogenannten Sog) eine Geschwindigkeit nach vorn ertheilt, welche gleich  $v_0$  sein möge. Die Einwirkung der Schraube auf das Wasser muß daher erst diese nach vorn gerichtete Geschwindigkeit  $v_0$  aufheben, ehe dem Wasser eine Geschwindigkeit rückwärts ertheilt werden kann, und es gilt hierfür die Gleichung

$$c = v \left( 1 + \sqrt{\frac{\xi F}{\xi_2 G}} \right) - v_0.$$

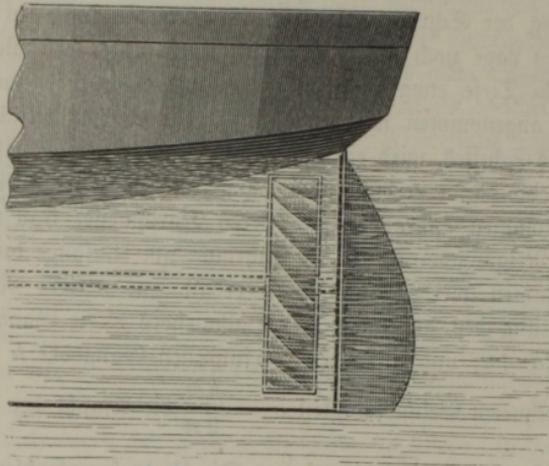
Hieraus ergibt sich der Rücklauf oder Slip zu

$$c - v = v \sqrt{\frac{\xi F}{\xi_2 G}} - v_0,$$

welcher Werth unter abnormen Verhältnissen sogar negativ werden kann.

Anmerkung. Anstatt der Schraube hat man auch wohl an derselben Stelle wie diese, zwischen Hintersteden und Steuerruder ein Rad  $T$  mit windschiefen

Schaufeln nach Art der Jonvalturbinen, Fig. 507, zur Anwendung gebracht, durch dessen Umdrehung ein Wasserstrom nach hinten gedrückt wird. Die Wirkung der Schaufeln dieses Turbinenrades hat mit derjenigen der Schraubenflügel Fig. 507.



viele Aehnlichkeit. In Betreff der Wirkung dieser Räder giebt Redtenbacher\*) die Formeln

$$\sin \beta = \frac{\sin \gamma}{1 + \frac{K O}{k o}}$$

und

$$N = \frac{K O U^3}{75} \frac{\tan \frac{1}{2} (\beta + \gamma)}{\tan \beta},$$

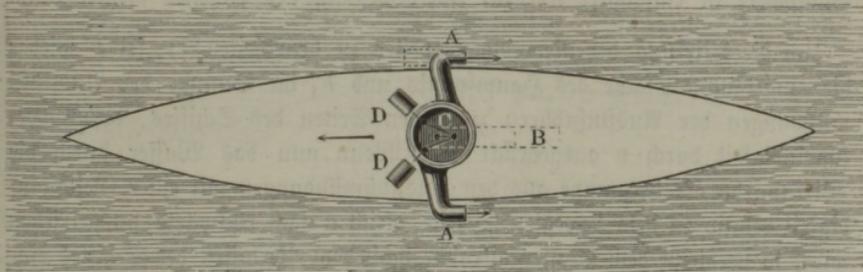
wenn  $\beta$  den Winkel der Schaufeln gegen den Querschnitt des Eintrittes und  $\gamma$  denjenigen gegen die Ebene des Austrittes,  $o$  den ringsförmigen Durchgangsquerchnitt des Rades,  $O$  das Rechteck aus der Schiffsbreite  $B$  und der Tauchung  $T$  und  $U$  die Schiffsgeschwindigkeit bezeichnet. Unter  $K$  ist ein dem Schiffswiderstande entsprechender Coefficient und unter  $k$  die Größe  $\frac{\gamma}{g} = \frac{1000}{9,81} = 102$  zu verstehen.

§. 111. **Reactionspropeller.** Man hat in neuerer Zeit mehrfach versucht, die Reactionswirkung des ausfließenden Wassers zur Fortbewegung von Schiffen zu verwenden und es sind mehrere derartige Schiffe ausgeführt worden, ohne daß jedoch eine allgemeinere Einführung dieses Systems stattgefunden hat. Der hierzu dienende Bewegungsapparat besteht im Wesentlichen aus einer in der Mitte des Schiffes aufgestellten Centrifugalpumpe  $C$ , Fig 508, deren verticales Kreisrad, von einer Dampfmaschine  $D$  in schnelle Umdrehung versetzt, Wasser durch Oeffnungen  $B$  im Schiffes

\*) S. dessen Resultate für den Maschinenbau.

boden ansaugt und dasselbe mit größerer Geschwindigkeit durch die beiden seitlich angebrachten Mundstücke *A* wieder herausschleibt. Da diese mittschiffs in der Höhe des Wasserspiegels angebrachten Ausgußröhren nach hinten gerichtet sind, so erzeugt die Reaction der Strahlen auf die Röhren einen auf Vorwärtsbewegung gerichteten Druck. Diese Einrichtung, welche frei von allen nachtheiligen Stosswirkungen und Erzitterungen des Schiffes ist, wie

Fig. 508.



sie mit der Anwendung von Schrauben und Schaufelrädern unvermeidlich verknüpft sind, bietet außerdem den Vortheil dar, für die geringsten Tiefgänge und enge Canäle anwendbar zu sein. Ein besonderer Werth wurde ferner von den Anhängern des Systems auf die leichte und schnelle Lenkbarkeit gelegt, welche dadurch erreicht wird, daß die Ausgußröhren *A* um horizontale Axen drehbar gemacht sind, so daß das Schiff, wenn ein Mundstück nach vorn, das andere nach hinten gerichtet wird, auf derselben Stelle sich drehen kann, während bei den gewöhnlichen Schiffen die Drehung mit Hilfe des Steuerruders nur in einem größeren Kreisbogen möglich ist, indem das Steuerruder nur wirken kann, wenn das Schiff in Fahrt befindlich ist. Die letztere Eigenschaft wurde insbesondere als wichtig für Kriegsschiffe hervorgehoben, für welche selbstredend die leichte Manövrirbarkeit mit in erster Reihe steht. Die Versuche zeigten indessen, daß die erreichbaren Geschwindigkeiten hinter denen zurückblieben, welche man unter gleichen Umständen, d. h. bei gleicher Größe und Maschinenstärke, mit Schraubenschiffen erlangte, und hinsichtlich der Lenkbarkeit ergaben die Proben, daß die Zeit zur Beschreibung eines vollen Kreises bei dem Reaktionschiffe „Waterwitch“ der englischen Kriegsmarine größer ausfiel (4 Min. 10 Sec.), als diejenige, welche ein gleich gebautes Schiff mit Doppelschraube dazu gebrauchte (3 Min. 6 Sec.). Dabei vermochte das Doppelschraubenschiff in dieser Zeit ebenfalls auf derselben Stelle zu drehen, wenn eine Schraube vorwärts, die andere rückwärts arbeitete, während die Waterwitch beim Drehen auf der Stelle sogar doppelt so viel Zeit (6½ Min.) als das Schraubenschiff erforderte. Die Geschwin-

digkeit des Reactionschiffes betrug 9,3 Knoten bei einem Aufwande von 760 indicirten Pferdekraften, während das Schraubenschiff mit nur 696 Pferdekraft 9,6 Knoten zurücklegte, trotzdem dasselbe weniger scharf gebaut war und auch ein etwas größeres Deplacement (1180 Tonnen) hatte als die Waterwirth (1120 Tonnen). Diese Gründe mögen wohl hauptsächlich die Ursache sein, warum die Reactionschiffe nicht häufiger zur Anwendung gekommen sind\*), man pflegt heute dieses System fast nur bei schwimmenden Feuerspritzen anzuwenden, bei denen das ohnehin vorhandene Pumpwerk in einfachster Art zur Fortbewegung des Schiffes dienen kann.

Um die Wirkung der Reactionspropeller zu beurtheilen\*\*), sei  $F$  wieder die eingetauchte Fläche des Hauptspants und  $F_1$  die Summe der Ausflußmündungen der Ausflußröhren zu beiden Seiten des Schiffes, dessen Geschwindigkeit durch  $v$  ausgedrückt ist. Wenn nun das Wasser durch die Wirkung der Kreiselpumpe aus den Ausflußmündungen mit einer Geschwindigkeit relativ zu dem bewegten Schiffe gleich  $c$  nach rückwärts ausgetrieben wird, so verbleibt dem Wasser offenbar nach dem Verlassen des Schiffes eine absolute Geschwindigkeit gleich  $c - v$ , da es außer der ihm durch die Pumpe mitgetheilten relativen Geschwindigkeit  $c$  gegen das Schiff gleichzeitig an der nach vorwärts gerichteten Schiffsgeschwindigkeit  $v$  Theil nimmt. Hieraus ergiebt sich die Größe der Reactionswirkung des ausfließenden Wassers gegen die Röhrenwandung und daher gegen das Schiff genau gleich dem Drucke, welcher erforderlich ist, um der in jeder Secunde ausfließenden Wassermasse  $M$  in dieser Zeit eine Geschwindigkeit, d. h. also hier die Beschleunigung  $c - v$ , zu ertheilen. Dieser Reactionsdruck ist also als Product aus Masse und Beschleunigung durch  $R = M (c - v)$  gegeben, oder, da die Masse des ausfließenden Wassers

$$M = \frac{F_1 c \gamma}{g}$$

ist, so hat man

$$R = F_1 \frac{\gamma}{g} (c - v) c.$$

Diese Kraft ist im Beharrungszustande der Schiffsbewegung gerade gleich dem Widerstande

$$W = \xi F v^2$$

zu setzen, und man hat daher

\*) S. über Reactionschiffe u. A. den Aufsatz von Seydell, Verhandlungen d. Ver. z. Bef. d. Gewerbl. in Preußen 1852, ferner Erbkam, Zeitschr. f. Bauwesen 1859.

\*\*) S. den Aufsatz von Grasshof, Zeitschr. d. Ing. 1876, S. 65.

$$\frac{F_1}{F} = \frac{g}{\gamma} \frac{\xi v^2}{c^2 - v c} = \frac{g}{\gamma} \frac{\xi}{v^2 - v},$$

wenn das Verhältniß der Geschwindigkeiten  $\frac{c}{v}$  mit  $v$  bezeichnet wird.

Die von dem ausfließenden Wasser an das Schiff abgegebene Nutzleistung ist gleich

$$A_0 = Wv = M(c - v)v,$$

während die von der Pumpe ausgeübte mechanische Arbeit  $A$  größer ist als  $A_0$ , und zwar nicht nur wegen der hydraulischen Widerstände der Pumpe, sondern auch insbesondere deshalb, weil das ausfließende Wasser  $M$  das Schiff mit einer absoluten Geschwindigkeit  $c - v$  verläßt, also noch mit einem Arbeitsvermögen

$$V = M \frac{(c - v)^2}{2}$$

behaftet ist, welches als ein reiner Verlust betrachtet werden muß, da diese Wassermasse  $M$  ursprünglich in Ruhe war und ihr erst durch die Wirkung der Pumpe diese lebendige Kraft mitgetheilt werden mußte. Die Wirkung der Centrifugalpumpe besteht nun darin, in jeder Secunde die Wassermasse  $M$ , welche relativ gegen das bewegte Schiff die Geschwindigkeit  $v$  besitzt, in eine gleichfalls relative Geschwindigkeit  $c$  gegen das Schiff zu versetzen, und es würde hierzu eine mechanische Arbeit erforderlich sein, gleich

$$M \left( \frac{c^2}{2} - \frac{v^2}{2} \right),$$

wenn in der Pumpe selbst keinerlei hydraulische Nebenhindernisse vorhanden wären. Nimmt man, um die letzteren zu berücksichtigen, an, daß das Pumpenrad für sich einen Wirkungsgrad  $\eta_r$  habe, so findet man die thatsächlich auf dasselbe zu übertragende mechanische Arbeit zu

$$A = M \left( \frac{c^2}{2\eta_r} - \frac{v^2}{2} \right).$$

Man erhält daher den Wirkungsgrad des Reactionspropellers zu

$$\eta = \frac{A_0}{A} = 2v \frac{c - v}{\frac{c^2}{\eta_r} - v^2} = 2 \frac{v - 1}{\frac{v^2}{\eta_r} - 1} = 2 \eta_r \frac{v - 1}{v^2 - \eta_r}.$$

Der Wirkungsgrad  $\eta$  hängt wesentlich von dem Verhältnisse  $v = \frac{c}{v}$  der Geschwindigkeiten des Wassers und Schiffes und von dem Wirkungsgrade  $\eta_r$  der Centrifugalpumpe ab. Setzt man den letzteren Werth  $\eta_r$  als bekannt voraus, so erhält man das Maximum von  $\eta$  bei einem Geschwindigkeitsverhältnisse  $v$ , welches gefunden wird aus

$$0 = \frac{\partial \eta}{\partial v} = v^2 - \eta_r - (v - 1) 2v,$$

oder

$$v^2 - 2v = -\eta_r.$$

Hieraus folgt

$$v = 1 + \sqrt{1 - \eta_r},$$

und mit diesem Werthe von  $v$  ergibt sich der größte Wirkungsgrad

$$\begin{aligned} \eta_{\max} &= 2\eta_r \frac{\sqrt{1 - \eta_r}}{1 + 2\sqrt{1 - \eta_r} + 1 - \eta_r - \eta_r} \\ &= \eta_r \frac{\sqrt{1 - \eta_r}}{1 - \eta_r + \sqrt{1 - \eta_r}} = \frac{\eta_r}{1 + \sqrt{1 - \eta_r}} = 1 - \sqrt{1 - \eta_r}. \end{aligned}$$

Für  $\eta_r = 1$ , d. h. wenn die Centrifugalpumpe ohne Nebenhindernisse arbeitete, würde auch  $\eta = 1$  und  $v = 1$ , d. h.  $v = c$  sein. Nimmt man dagegen für eine gut ausgeführte Centrifugalpumpe (s. Cap. IV) den Wirkungsgrad  $\eta_r = 0,75$ , so erhält man das Maximum des Wirkungsgrades für das Schiff zu

$$\eta = 0,5,$$

bei einem Geschwindigkeitsverhältnisse

$$v = 1 + \sqrt{1 - 0,75} = 1,5.$$

Die Größe  $F_1$  der Ausflußmündungen ergibt sich in diesem Falle durch

$$F_1 = \frac{g}{\gamma} \xi \frac{F}{v^2 - v} = 1,33 \frac{g}{\gamma} \xi F.$$

§. 112. **Fähren.** Unter Fähren oder Trajectanalkten versteht man diejenigen Schiffahrtseinrichtungen, welche zwischen zwei zu beiden Seiten eines Stromes, Sees oder Meeresarmes endigenden Fahrstraßen resp. Eisenbahnen eine Verbindung derart vermitteln, daß die Fuhrwerke sammt ihrer Ladung direct von der einen Seite nach der anderen übergesetzt werden können, ein Umladen der Waaren also erspart wird. Die Fähren ersetzen daher in gewissem Maße die Brücken, mit welchen sie aber natürlich niemals, was die Größe des zu bewältigenden Verkehrs anbetrifft, auch nur annähernd concurriren können. Es ist daher leicht ersichtlich, daß man Fähren nur anwenden wird, wo die Ausführung einer festen Brücke zu kostbar und schwierig sein würde, oder solche aus strategischen oder sonstigen Gründen überhaupt nicht möglich ist. Es werden daher Fähren nur zur Uebersetzung breiter Ströme und Gewässer Anwendung finden, da bei schmalen Flüssen und nur einigermaßen belebtem Verkehre die Erbauung einer Brücke meistens vorzuziehen sein wird.

Seit der Entwicklung der Eisenbahnen hat sich namentlich das Bedürfniß fühlbar gemacht, die Schienennetze, unter Verhältnissen, wie die erwähnten, unter sich durch Führen in Verbindung zu bringen, und man bedient sich dann immer der Dampfkraft zum Betriebe solcher Eisenbahnfähren, welche wohl auch im Besondern mit dem Namen der Trajectanstaleten belegt werden. Vor der Anwendung von Dampfmaschinen zum Gütertransport wurden die gebräuchlichen Führen entweder durch Menschenhand bewegt, oder man bediente sich auch bei den sogenannten fliegenden Brücken der lebendigen Kraft des zu übersetzenden Stromes zur Bewegung des Fährschiffes.

In allen Fällen besteht die eigentliche Fährre aus einem niederbordigen Schiffsgesäße, welches kräftig genug gebaut ist, um auf seinem Deck direct die Landfuhrwerke nebst Zugthieren bezw. die beladenen Eisenbahnwaggonen aufzunehmen. In letzterem Falle ist auf dem Deck der Fährre natürlich für die Anordnung eines entsprechenden Eisenbahngleises gesorgt, welches mit den an beiden Ufern endigenden Geleisen so in Communication gebracht werden kann, daß ein Ueberschieben der Wagen möglich ist. Die Locomotiven werden meistens nicht mit befördert. Bei den Trajecten für Eisenbahnen pflegt man das Fährschiff, die Ponte, in der Regel aus Eisen zu bilden, während bei den einfachen Führen für Landfuhrwerke meistens ein hölzerner Prahm benutzt wird, oder man bedient sich auch wohl zweier Rähne, welche durch eine darauf befestigte hölzerne Brückenbahn fest mit einander verbunden sind. Eine besondere Aufmerksamkeit erfordern in den meisten Fällen, namentlich bei Eisenbahntrajecten, diejenigen Einrichtungen, welche die Ueberführung der Wagen zwischen der Ponte und den festen Bahnen der Ufer vermitteln, insofern der Wasserstand und damit die Höhenlage des Decks der Fährre meist bedeutenden Schwankungen unterworfen ist. Verschiedene Einrichtungen sind zu dem Zwecke in Anwendung gekommen. Bei den einfachsten Führen für Landfuhrwerke genügt in der Regel auf jeder Seite eine hölzerne wenig geneigte Rampe, welche einerseits an das Uferterrain sich anschließt, andererseits bis zur Bordhöhe der Fährre sich erhebt und so in der einfachsten Weise das Auf- und Abfahren der Wagen ermöglicht.

Diese Rampen sind zuweilen in Form von Klappen mit den Enden des Fährprahms drehbar verbunden, so daß sie bei Ankunft desselben am Ufer auf letzteres niedergelegt werden können.

Bei bedeutenden Wasserstandsschwankungen, wie solche namentlich in Meeresarmen und Flußmündungen in Folge der Ebbe und Fluth auftreten, bedient man sich der sogenannten Landungsbrücken, deren Träger einerseits auf dem festen Ufer, andererseits auf einem schwimmenden Ponton auf scharnierartigen Stützlagern ruhen. In Folge dessen können dieselben mit wech-

selndem Wasserstande ihre Neigung ändern, und da das auf dem Ponton ruhende Ende der Landungsbrücke in gleicher Höhe mit dem Deck der Fähre liegt, so ist auch bei jedem Wasserstande durch die Landungsbrücke eine Verbindung zwischen dem Lande und der Fähre ermöglicht.

Bei den Eisenbahntrajecten bedient man sich meistens der schiefen Ebenen zur Ueberführung der Wagen auf die Ponte, bezw. auf die Ufer. Zu dem Ende wird von jedem der beiderseitigen Rangirbahnhöfe, welche selbstredend hochwasserfrei angelegt sind, eine geneigte Ebene nach dem Landungspunkte der Fähre bis unter den tiefsten Wasserspiegel herabgeführt. Die Ueberführung der Waggonn zwischen dem Deck der Ponte und dieser geneigten Ebene vermittelt alsdann ein besonderer Anfahrtswagen, d. h. eine mittelst Rädern auf den Schienen der geneigten Ebene laufende Landebrücke, welche auf ihrer ganz oder nahezu horizontalen Plattform ein Geleise trägt, das einerseits an den Kopf der Ponte, andererseits an die erwähnte geneigte Ebene sich anschließt. Die Ueberführung der Waggonn von der Ponte nach dem Ufer und umgekehrt geschieht dann entweder von einer stationären Maschine mittelst einer Kettentrommel, oder neuerdings meistens durch den directen Zug oder Schub einer Locomotive, in welchem Falle die Neigung der schiefen Ebene natürlich nur gering (etwa 2 Proc.) sein darf.

Bei der Trajectanstalt zwischen Ruhrort und Homberg hat man sich auch der directen Hebung der Waggonn von dem Deck der Ponte auf das Geleise der Bahnhöfe bedient, indem man die Plattform der in §. 18, Fig. 73, erläuterten hydraulischen Hebevorrichtung bis zur Höhe des Geleises auf dem Fährschiffe niederläßt, und mit den beiden auf die Plattform geschobenen Wagen durch die hydraulische Hebevorrichtung emporhebt. Eigenthümlich ist ferner die Höhenausgleichung, welche bei dem Fährschiffe zur Anwendung gebracht ist, das die Eisenbahnwagen zwischen Friedrichshafen und Romanshorn über den Bodensee befördert. Hier ist das Schiff an jedem Ende mit einer Kammer versehen, welche nach Bedarf mehr oder minder mit Wasser gefüllt werden kann, so daß man nicht nur den Tiefgang des Schiffes im Ganzen, sondern auch die Längsneigung innerhalb gewisser Grenzen in der Hand hat.

In Hinsicht der Bewegung der Fähren selbst hat man hauptsächlich zwei verschiedene Ausführungen zu unterscheiden, je nachdem das Fährschiff mittelst einer Schraube oder durch Ruderräder bewegt, in freier Bahn das Wasser durchkreuzt, oder an einer quer hindurchgelegten Kette bezw. einem Seile in ähnlicher Art bewegt wird, wie dies in §. 106 hinsichtlich der Kabelschiffahrt besprochen worden ist.

Die Fähren der ersten Art sind im Allgemeinen Dampfschiffe, meistens Raddampfer von der schon besprochenen Einrichtung des Decks zur Aufnahme der Fuhrwerke resp. Eisenbahnwaggonn, welche an beiden Enden in

ganz gleicher Art construirt, auch an jedem Ende mit einem Steuerruder versehen sind, um das Wenden der Schiffe zu vermeiden. Als Beispiele solcher Dampfjähren können die schon erwähnten Fähren Ruhrort-Homburg und Friedrichshafen-Romanshorn angesehen werden, von denen die letztere \*) bei einer Länge von 70 m und Breite von 12,2 m zwischen den 2,45 m breiten Rädern auf einem Doppelgeleise 14 bis 16 Eisenbahnwaggons aufnimmt, womit es die Entfernung von 2,5 geogr. Meilen in 44 Minuten zurücklegt. In New-York dienen derartige Dampfjähren vielfach zur Vermittelung des Verkehrs.

Fig. 509.

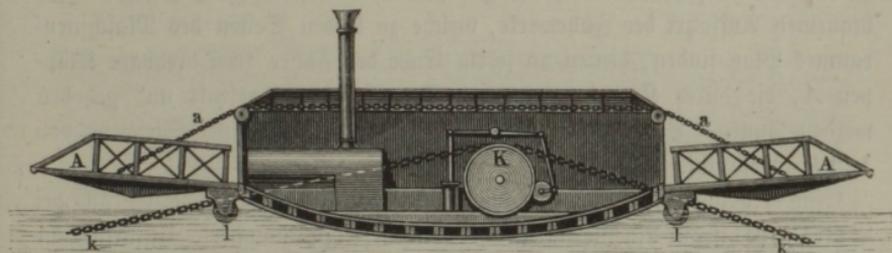
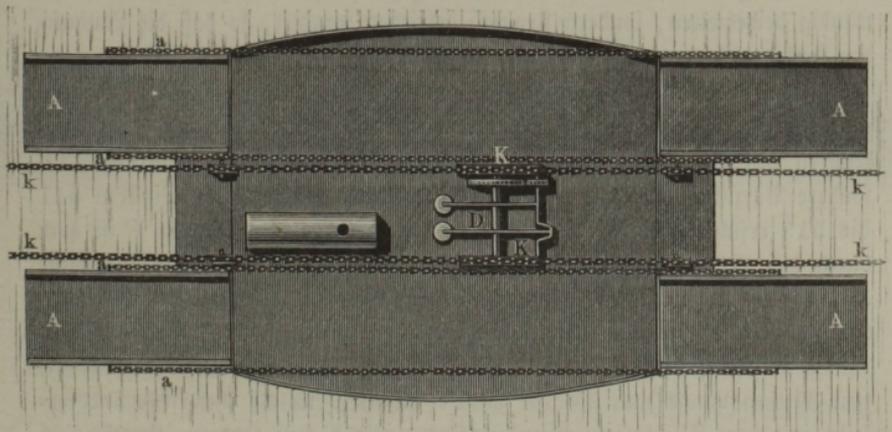


Fig. 510.



Die zweite Art der Fähren, bei welcher die Fahrponte durch eine Kette oder ein Seil gezwungen ist, in bestimmter Bahn das Wasser zu kreuzen, hat besonders für Eisenbahntrajecte Bedeutung erlangt, indem man hierbei stets mit Sicherheit und Genauigkeit denselben Anlandungspunkt anlaufen kann, wie dies behufs der Ueberführung der Waggons erforderlich ist.

\*) S. Transactions of the Inst. of Naval Archit. 1869, p. 49; Zeitung deutscher Eisenbahnverwaltungen 1869, S. 113; Kuhlmann, Allgemeine Maschinenlehre. Bd. IV.

In den Figuren 509 und 510 (a. v. S.) ist eine Kettenfähre\*) dargestellt, wie sie in Plymouth schon seit 1838 auf einem Meeresarme von 2550 Fuß engl. Breite (770 m) in Thätigkeit ist. Das 16,8 m lange und 13,7 m breite Fährschiff trägt in der Mitte eine zweicylindrige Balancierdampfmaschine *D* von 0,5 m Cylinderdurchmesser, welche durch Zahnradvorgelege zwei Kettenrollen *K* betreibt, über welche zwei Ketten *k* von 25 mm Eisenstärke geführt sind. Diese Ketten, welche noch über die am Schiffe befindlichen Leitrollen *l* gehen, sind auf den Ufern durch in besonderen Schächten hängende Gewichte mit je 120 Ctr. gespannt. Bei der Drehung der Kettenräder wird die Fähre mit 5,5 Fuß (1,68 m) Geschwindigkeit bewegt. Zur bequemen Auffahrt der Fuhrwerke, welche zu beiden Seiten des Maschinenraumes Platz finden, dienen an jedem Ende der Fähre zwei drehbare Klappen *A*, die durch Ketten *a* von der Dampfmaschine gesenkt und gehoben werden können. Auf den Ufern sind schiefe Ebenen mit einer Steigung von 1:14 angebracht.

Eine derartige Kettenfähre, welche von der Rheinischen Bahnverwaltung bei Griethausen am Rheine ausgeführt wurde, zeigte mancherlei Anzuträglichkeiten, insbesondere dadurch, daß die Ketten bei der geringen Tiefe des Rheins und in Folge des starken Stromdruckes gegen die Fähre ihre Lage nicht beständig beibehielten, sondern stromab getrieben wurden, so daß die Landung der Fähre nicht an dem festgesetzten Punkte erfolgte.

Diesen Uebelständen zu begegnen, mußten bei der großartigen Trajectanstalt zu Rheinhausen\*\*), bei welcher fünf neben einander gehende Fährten den Verkehr zwischen den beiderseitigen Bahnhofen vermitteln, besondere Vorsichtsmaßregeln getroffen werden, welche aus den Figuren 511 bis 513 ersichtlich sind. Zur Führung jeder der fünf Fährten *F* ist quer durch den Rheinstrom ein Drahtseil von 65 mm Stärke, das sogenannte Halteseil *h*, gelegt, dessen Enden durch Gewichte *g* von 300 Ctr. gespannt werden, welche in besonderen Brunnen spielen. Jedes Halteseil *h* ist in 12 Punkten, in Abständen von 37,7 m, durch besondere Ankerseile *a* von 31,4 m Länge und 25 mm Stärke gehalten, welche Ankerseile andererseits mit dem Flußbette verbunden sind. Zu diesem letzteren Zwecke sind nämlich in dem Strome parallel zu demselben in Abständen von 37,7 m zwölf Ankerketten *k* gelegt, deren Enden an zwölf Pfählen *p* befestigt sind, welche ca. 80 m oberhalb des obersten Halteseils in das Flußbett eingerammt wurden. Jede solche Ankerkette *k* nimmt die fünf Ankerseile *a* für die verschiedenen Halteseile der einzelnen Fährten auf. Hierdurch sind die

\*) S. Hartwich, Erweiterungsbauten der Rhein. Eisenbahn.

\*\*) S. den Artikel von Schaltenbrand, Zeitschr. deutsch. Ing. 1870 und die vorstehend citirte Publication von Hartwich, Erweiterungsbauten d. Rhein. Eisenbahn.

Halteseile wegen der öfteren Stützung durch die Ankerseile *a* an einer erheblichen Durchbuchtung stromabwärts in wirksamer Weise geschügt.

Fig. 511.

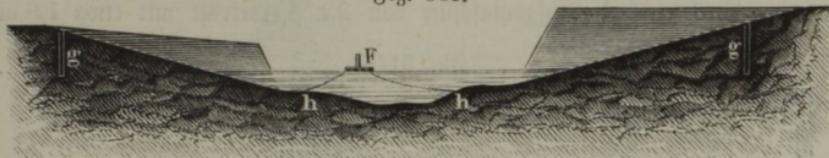


Fig. 512.

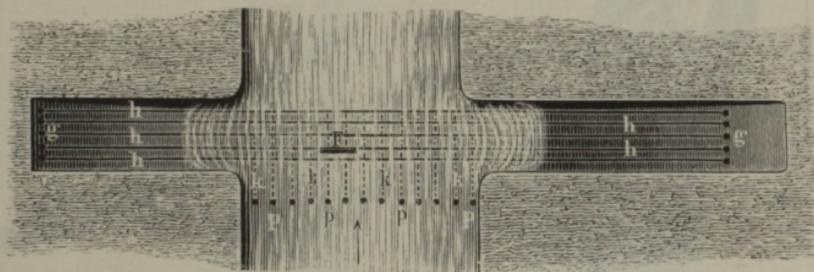
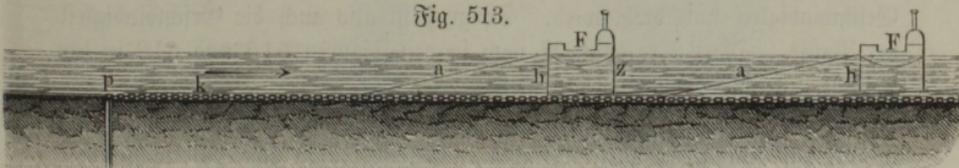


Fig. 513.

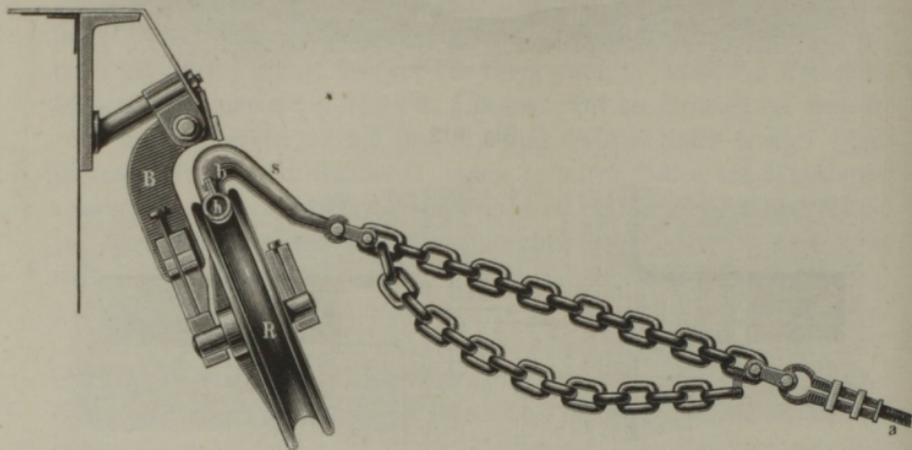


Zur Führung der Fährponten an ihrem Halteseile ist erstere an jedem Ende mit einer drehbar aufgehängten Rolle *R*, Fig. 514 (a. f. S.), versehen, in deren Nille das zugehörige Halteseil *h* gelegt ist. Damit hierbei die Verbindungsstellen, in welchen das Halteseil von den Ankerseilen *a* ergriffen wird, dem Vorübergehen der Rolle kein Hinderniß entgegensehen, ist die Verbindung des Ankerseiles *a* mit dem Halteseil *h* durch eine hakenförmige Schelle *s* bewirkt, welche entsprechend geformt ist, um dem Rollenrande den Durchgang zu gestatten. Um dies zu erleichtern, ist die Rolle *R* in einem Bügel *B* so aufgehängt, daß sie sich nach der Richtung einstellen kann, in welcher die Mittelkraft aus dem Eigengewichte des Halteseiles *h* und des Zuges von *a* gerichtet ist. Die Schelle *s* erfährt das Halteseil *h* mittelst einer schlanken Stahlbüchse *b*, welche vermöge ihrer Zuscharfung Stöße nicht wesentlich veranlaßt.

Zur Bewegung der Fähren ist endlich noch für jede Pforte ein Zugseil *z* von 33 mm Durchmesser in 9,42 m Abstand von dem Halteseile quer durch

den Strom gelegt und durch Spannungsgewichte mit 70 Ctr. angespannt. Dieses Zugseil umschlingt zwei auf der Ponte angebrachte Seilscheiben von 2,5 m Durchmesser, jede in dem halben Umfange, von welchen Seilscheiben die eine durch eine Zwillingmaschine von 22 Pferdekraft mit etwa 1,6 m

Fig. 514.



Geschwindigkeit umgedreht wird. So groß ist also auch die Geschwindigkeit der Ponte. Die Fähre selbst ist noch in den Figuren 515 und 516 in der Ansicht und im Grundrisse dargestellt.

Die aus Eisen construirte Ponte *P* von 50 m Länge und 7,85 m Breite nimmt auf dem in der Mitte befindlichen Geleise bis zu acht Güterwagen von je 300 Ctr. Bruttolast auf. Die seitlich in *D* aufgestellte Dampfmaschine bewegt die eine der beiden Seilscheiben *S*, über welche, wie erwähnt, das Zugseil *z* geschlungen ist, das, aus dem Wasser aufsteigend, bei *s* über eine Leitrolle an der Ponte geführt ist und über die Leitrolle *s*<sub>1</sub> wieder herabfällt. Das Halteseil *h* geht auf der anderen Seite über die an den Enden des Fährschiffes aufgehängten Rollen *R* von der durch Fig. 514 erläuterten Einrichtung.

In den Figuren ist auch der Anfahrtswagen *W* ersichtlich, welcher die Ueberführung der Waggon's von dem Geleise der Ponte *P* auf das der sich landwärts anschließenden, im Verhältniß 1 : 48, geneigten Ebene *E* vermittelt. Der achträdrige Wagen *W* rollt auf den Schienen dieser geneigten Ebene und trägt auf seiner Oberfläche, welche gegen den Horizont eine Neigung 1 : 12 hat, ein Geleise, dessen Schienen sich bei *p* direct an die der Ponte *P* anschließen, während an dem anderen Ende bei *e* drehbare Zungen angebracht sind, welche sich auf die Schienen der geneigten Ebene *E* legen. Die Ponte schiebt beim Anfahren den ihr im Wege stehenden An-

Fig. 515.

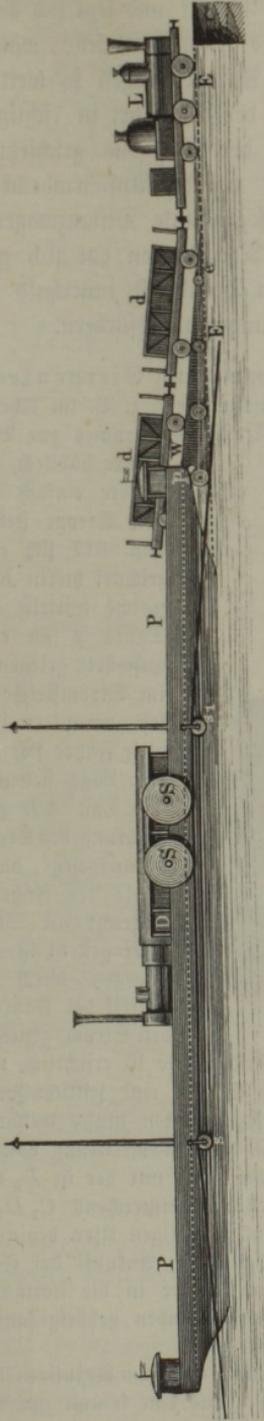
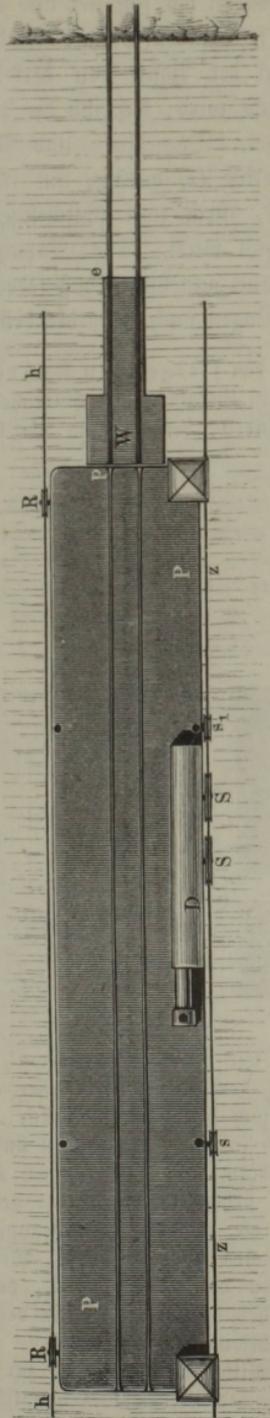


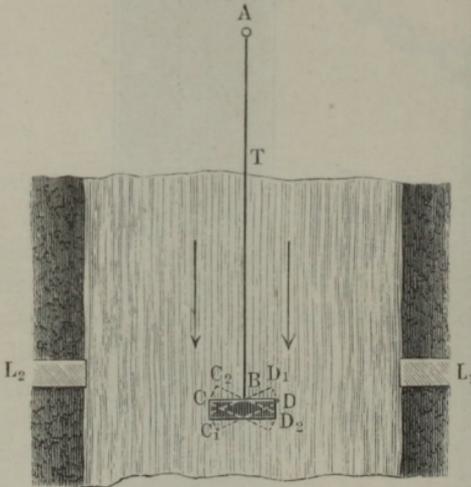
Fig. 516.



fahrtswagen vor sich her und die Ebene hinauf und legt sich dabei mit dem Buge fest auf ein paar starke Rollen des Anfahrtswagens, während bei der Abfahrt der Ponte von derselben der Anfahrtswagen so weit mit herabgeschleppt wird, daß ihn die Ponte bei der Rückfahrt in richtiger Stellung vorfindet. Das Auf- und Abschieben der Waggons geschieht durch eine Locomotive  $L$ , welche, um nicht selbst auf die Anfahrtsbrücke laufen zu müssen, durch zwei zwischengeschaltete sogenannte Distanzwagen  $d$  auf die Waggons wirkt. Die Einrichtung in Rheinhausen hat sich gut bewährt, man kann annehmen, daß jede Ponte im Stande ist, innerhalb 12 Stunden 144 Wagen nach jeder der beiden Richtungen zu befördern.

Bei den fliegenden Fähren oder sogenannten Eierponten, welche zuweilen in Strömen mit hinreichender Geschwindigkeit, z. B. im Rheine, Anwendung finden, benützt man die lebendige Kraft des Stromes zur Bewegung der

Fig. 517.



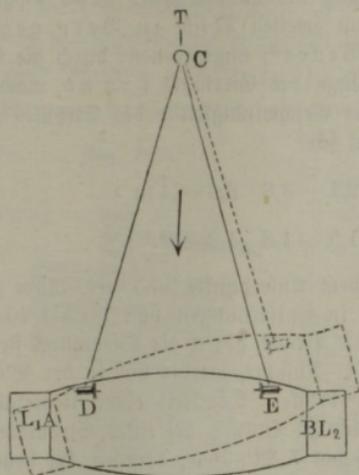
Fähre dadurch, daß man die letztere einfach schräg gegen den Strom stellt, wie aus Fig. 517 sich ergibt. Bezeichnet hierin  $F$  eine Fähre, welche mittelst eines langen Taus  $T$  an einem stromaufwärts gelegenen Punkte  $A$  im Stromstriche des Flusses fest verankert ist, so wird diese Fähre sich von selbst in eine Lage stellen, in welcher das Tau  $AB$  genau in die Richtung der Strömung fällt, vorausgesetzt, daß die lange Seite des Fährschiffes  $CD$  senkrecht zur Stromrichtung  $AB$  gestellt ist. Denkt man dagegen durch irgend ein Mittel der Fähre eine gegen den Strom geneigte Stellung

ertheilt, wie durch  $C_1 D_1$  oder  $C_2 D_2$  dargestellt ist, so ist ersichtlich, wie in Folge des von dem fließenden Wasser ausgeübten Stoßes eine seitliche Bewegung der Fähre nach der Landungsbrücke  $L_1$  bezw.  $L_2$  eintreten muß, welche Bewegung natürlich in einem Kreisbogen um  $A$  erfolgt. Zur Trajectirung von einem Ufer zum andern, z. B. von  $L_2$  nach  $L_1$ , hat man daher nur der in  $L_2$  normal zum Strome stehenden Fähre eine geneigte Stellung entsprechend  $C_1 D_1$  zu geben, worauf die besprochene Bewegung nach dem jenseitigen Ufer beginnt und ununterbrochen vor sich geht. Wenn man dann vor Ankunft der Fähre an der jenseitigen Landungsbrücke  $L_1$  das Fährschiff wieder in die normale Stellung zurückführt, so hat man es in der Hand, das Anlanden gehörig sanft und stoßfrei zu bewirken.

Der Mittel, deren man sich zur Herbeiführung und zum Reguliren der schrägen Stellung bedient, giebt es hauptsächlich zwei. Das eine kommt zur Anwendung,

wenn die Fährre aus einem einzigen Ponton oder Schiffsgefäße gebildet wird, und besteht darin, daß das Fährschiff *AB*, Fig. 518, mit dem Giertau *T* in *C* durch die beiden Ketten (Brittelketten) *CD* und *CE* verbunden ist, von denen man nach Belieben die eine oder die andere durch die Winden *D* oder *E* anziehen kann. Hierdurch ist man ersichtlicher Weise stets in der Lage, eine schräge Stellung der Fährre herbeizuführen und zu erhalten. Diese Fährren sind in der Regel an beiden Enden mit drehbaren Klappen *L*<sub>1</sub> und *L*<sub>2</sub> versehen, behufs der bequemen Landung.

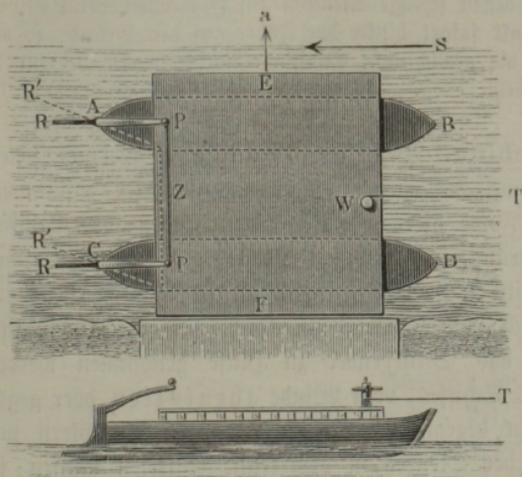
Fig. 518.



Besteht dagegen die Fährre nach Fig. 519 aus zwei Pontons *AB* und *CD*, welche durch eine Brückenbahn *EF* fest mit einander verbunden sind, so bedient man sich der beiden stromabwärts angebrachten Steuerruder *R*, zu deren gleichzeitiger Bewegung die Binnen *P* durch eine Stange *Z* verbunden sind. Legt man z. B., wenn *F'* am Landungspunkte anliegt, die Steuer aus der mittleren Stellung *R* in diejenige *R'*, so werden durch den Druck des Wassers auf die Steuer die Schiffspitzen *B* und *D* in den Strom *S* gedreht (s. den folg. Paragraphen), so daß die Fährre in die zur Bewegung im Sinne des Pfeiles *a* erforderliche Stellung gelangt. Sobald diese Bewegung eingeleitet und die Fährre die gehörige schräge Stellung angenommen hat, führt man die Steuer in die mittlere Stellung zurück und kann bei der

Ankunft am jenseitigen Ufer durch entgegengesetzte Stellung der Steuer das Anlanden hinreichend sanft bewirken.

Fig. 519.



Ankunft am jenseitigen Ufer durch entgegengesetzte Stellung der Steuer das Anlanden hinreichend sanft bewirken.

Die Geschwindigkeit, mit welcher die Fährre den Strom durchkreuzt, hängt wesentlich von der Geschwindigkeit des letzteren, von der Neigung des Fährschiffes gegen die Stromrichtung und von der Größe der getroffenen Fläche ab, welche letztere zuweilen durch besondere, erforderlichenfalls niederzulassende, sogenannte

Schwächer vergrößert wird, das sind hölzerne ebene Schaufeln von kielartiger Wirkung. Auch die Länge des Giertaues ist hierauf von Einfluß, sofern von dieser Länge die Bogenbewegung der Fähre abhängig ist, vermöge deren die letztere auf dem ersten Theile der Bewegung bis zum Scheitel dieses Bogens thalab mit dem Strome und auf dem zweiten Theile zu Berg gegen den Strom sich bewegt. Nach den von Becker\*) angegebenen, durch die Erfahrung bestätigten Regeln soll man die Länge des Giertaues  $l = nb$  machen, worin  $b$  die Strombreite und  $n$  ein von der Geschwindigkeit  $v$  des Stromes abhängiger Coefficient ist, welcher sich bestimmt für

$$v = 1,5 - 1,8 \quad 1,8 - 2,4 \quad 2,4 - 3,6 \quad 3,6 - 4 \text{ m}$$

$$n = 0,75 \quad 1 \quad 1,5 - 1,8 \quad 1,8 - 2.$$

Die Unterstüzung des Taus zwischen dem Ankerpunkte und der Fähre geschieht in der Regel durch kleinere Rachen, in Entfernungen von 30 bis 40 m. Der Winkel, unter welchem man meistens die Brücke gegen die Strömung stellt, beträgt nach Becker etwa 60 bis 70° bei der Abfahrt, 50 bis 60° in der Mitte und 40 bis 50° in der Nähe der Landungsbrücke. Die Zeit einer Ueberfahrt beträgt beispielsweise bei der fliegenden Brücke zu Speyer bei einer Strombreite dajelbst von 360 m bei mittlerem Wasser 6 bis 7 Minuten, dagegen bei hohem Wasser nur 4 bis 5 Minuten und bei niedrigem Wasser 9 bis 10 Minuten.

Anstatt eines in der Richtung des Stromes liegenden Giertaues hat man auch Fähren ausgeführt (z. B. in Boppard a. R.), bei denen quer durch den Strom ein Tau gelegt und beiderseits verankert ist, an welchem mittelst einer Laufrolle das Fährschiff hängt, durch dessen schräge Stellung ein Fortrollen der Laufrolle bewirkt wird. Das Seil sinkt sofort hinter der Fähre auf den Grund, so daß dadurch ein Hinderniß für die gewöhnliche Schifffahrt nicht, wohl aber für die Kabelschifffahrt (§. 106) entsteht.

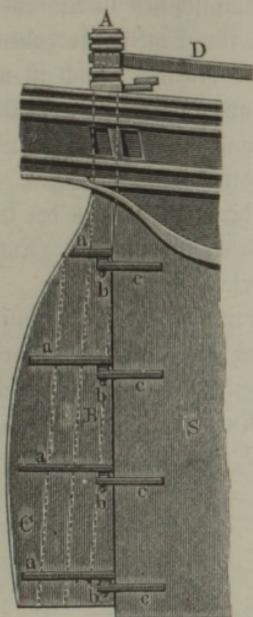
§. 113. Das Steuern der Schiffe. Wenn die auf ein Schiff wirkende Triebkraft nicht mit der Richtung des einzuhaltenden Schiffscurses zusammenfällt, so muß man der in Folge hiervon eintretenden Tendenz des Schiffes zur Drehung durch Einföhrung eines gewissen Druckes auf das Steuer entgegenwirken, wie dies bereits in §. 105 gelegentlich des Schiffsziehens angeführt worden ist. Auch wurde bei Besprechung des Segelns angegeben, in welchem Falle das Steuerruder zu Hülfe genommen werden muß, um der Tendenz des Schiffes, vom Winde abzufallen oder gegen denselben anzukluden, zu begegnen. Ebenso wird bei Dampfern mit Doppelschraube der Druck des Steuers in dem Falle eintreten müssen, in welchem nur eine Schraube in Thätigkeit ist, etwa wegen Beschädigung der anderen. Zum Manövriren endlich, oder überhaupt zur Aenderung der Curvrichtung kann kein Schiff das Steuerruder entbehren. Dasselbe findet sich immer am hintersten Theile des Schiffes, dem Heck, weil diese Stelle die für die Wirkung des Ruders vortheilhafteste ist. Bei solchen Schiffen,

\*) Der Brückenbau von M. Becker.

welche bald in der einen, bald in der anderen Richtung sich bewegen müssen, ohne umwenden zu können, z. B. Föhren oder Seilschiffe (s. §. 106), ordnet man an jedem Ende ein Steuer an, von welchen beiden indeß immer nur das hintere in Gebrauch genommen wird, während das vordere (Bugruder) fest in die Kielrichtung eingestellt wird.

Das Ruder oder Steuer, auch in seiner gewöhnlichen Ausführung Steuerruder genannt, ist aus Fig. 520 ersichtlich. Hier ist *AB* der

Fig. 520.

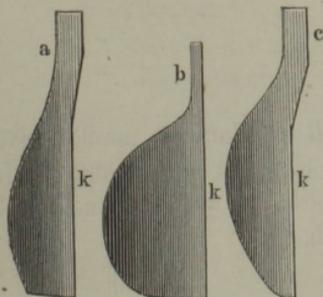


Schaft, an welchem das Blatt *C* befestigt ist, und welcher, oberhalb durch eine Deffnung im Schiffsdeck geführt, mit einem Hebel, der Pinne *D*, versehen ist, um mittelst derselben eine Drehung des Steuerers vornehmen zu können. Zur Ermöglichung dieser Drehung ist das Blatt mit Angeln *a* versehen, deren vorstehende Zapfen *b* von den am Hintersteven *S* befestigten Desen *c*, den sogenannten Fingerlingen, umfaßt werden, so daß eine Drehung des Blattes etwa in der Art, wie die einer Thür in ihren Angeln, nach beiden Seiten erfolgen kann. Der Winkel dieser Drehung des Ruders nach jeder Seite der Mittelebene erhebt sich niemals über  $42^\circ$ .

Einige übliche Formen von Rudern sind in Fig. 521 *a*, *b*, *c* dargestellt. Von diesen Rudern ist das mit *a* bezeichnete insbesondere bei den Segelschiffen und dasjenige *b* bei den Dampfschiffen der englischen Kriegsmarine in

Gebrauch, während das unter *c* angeführte vorzugsweise bei Rauffahrtsschiffen Anwendung findet. Bei allen diesen Rudern fällt die Drehaxe ungefähr mit der vorderen Ruderkannte *k* zusammen, weshalb dabei eine

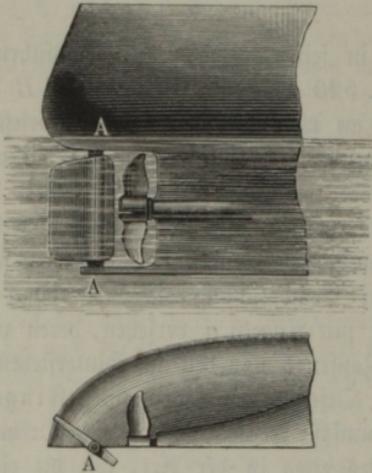
Fig. 521.



beträchtliche Kraft zum Drehen des Ruders erforderlich ist. Namentlich erfordert die Drehung des Ruders bei großen Schiffen die Anstellung einer zahlreichen Mannschaft und ein beträchtliches Umsehungsverhältniß in dem Triebwerke zur Drehung des Ruders, in Folge dessen die Umlegung des Ruders nur verhältnißmäßig langsam vor sich geht. Man hat daher zur Vermeidung dieser Uebelstände vielfach die

fogenannten Balanceruder angewandt, bei welchen die Ruderfläche zu beiden Seiten der Aze *A*, Fig. 522, und zwar etwa zu  $\frac{1}{3}$  vor und  $\frac{2}{3}$  hinter

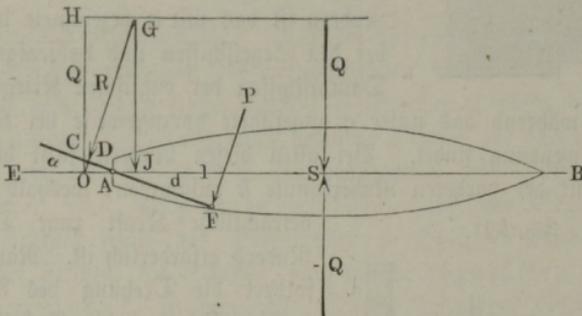
Fig. 522.



der Aze gelegen ist. Diese Ruder sind, da die Druckkraftmomente dieser beiden Flächentheile sich zum Theil aufheben, viel leichter und schneller zu bewegen, als die gewöhnlichen Ruder. Sie sind deswegen namentlich bei Dampfschiffen in Anwendung gekommen, für Segelschiffe haben sie sich weniger bewährt. Auch ist man, seitdem man sich auf großen Dampfern besonderer Dampfsteuermaschinen zum Umlegen des Ruders bedient, vielfach zu der Construction des gewöhnlichen Ruders zurückgekehrt.

Die Kraft, welche zum Umlegen des Ruders an der Pinne erforderlich ist, bestimmt sich aus dem Momente des Wasserdruckes gegen die Ruderfläche, und wächst mit zunehmender Neigung des Ruders gegen die Kiellinie. Wird in Fig. 523 dieser Neigungswinkel *CAE* des Ruders gegen den

Fig. 523.



Kiel *AB* mit  $\alpha$  bezeichnet, und bedeutet *R* den senkrecht zur Ruderfläche wirkenden Wasserdruck, so ist, wenn von den hiergegen unerheblichen Zapfenreibungen in den Fingerlingen abgesehen wird, die an der Pinne von der Länge  $AF = d$  erforderliche Kraft *P* durch

$$P = R \frac{a}{d}$$

gegeben, wenn  $a$  den senkrechten Abstand der Ase  $A$  von der Richtung des resultirenden Wasserdruckes  $R$  bedeutet. Dieser Druck  $R$  hängt außer von der Größe  $F_1$  der Ruderfläche von dem Winkel  $\alpha$  und von der Geschwindigkeit  $v$  ab, mit welcher das Wasser gegen die Ruderfläche trifft. Letztere Geschwindigkeit kann bei Segelschiffen und Raddampfern gleich der relativen Schiffsgeschwindigkeit  $v^*$ ) gesetzt werden, während bei Schraubenschiffen die Geschwindigkeit der das Ruder treffenden Wassertheilchen vorzugsweise von der Schraube abhängt. Ist  $v$  diese relative Geschwindigkeit des Wassers gegen das Ruder und  $\xi_1$  der entsprechende Widerstandscoefficient, so hat man den normal zur Fläche des Ruders ausgeübten Wasserdruck

$$R = \xi_1 F_1 v^2 \sin \alpha,$$

wenn man annimmt, daß bei der meist nur geringen Größe von  $\alpha$ , welche  $40^\circ$  niemals übersteigen wird, die Kraft  $R$  direct proportional mit dem Sinus des Neigungswinkels ist. Von der Tiefe der Eintauchung des Steuerb, also von dem hydrostatischen Drucke ist der Ruderdruck direct nicht abhängig, insofern der Wasserdruck gegen beide Flächen des Blattes nach entgegengesetzter Richtung in gleicher Größe wirkt. Dagegen kann die Eintauchungstiefe von Belang sein, insofern die relative Geschwindigkeit der Wasserfäden gegen das Steuer oft wesentlich von der Tiefe abhängt und nach unten zu wegen der daselbst schärfer werdenden Schiffsform größer ist als oben.

Bei gewissen stumpf gebauten Schiffen hat man überhaupt nur Steuerdruck erlangen können dadurch, daß das Steuer noch unter dem Schiffsboden vorragt.

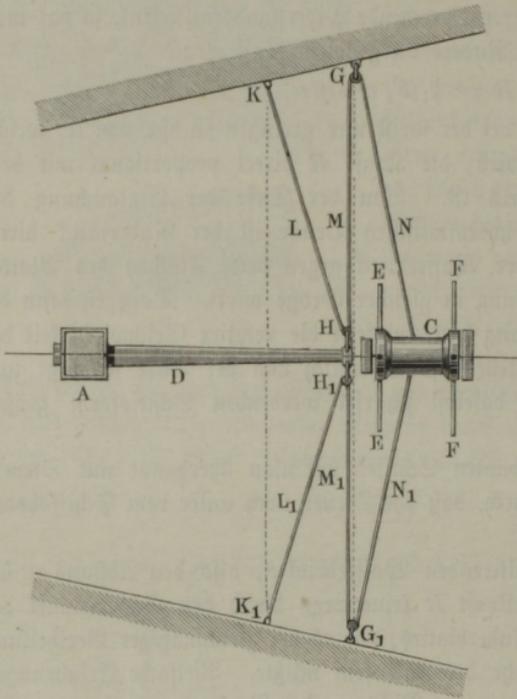
Was die Lage des resultirenden Wasserdruckes, also den Abstand  $a$  betrifft, so geht diese Mittelkraft  $R$  keineswegs durch den Schwerpunkt der eingetauchten Fläche des Ruderblattes, wie es bei gleichmäßiger Vertheilung des Druckes auf diese Fläche der Fall sein müßte. Vielfache Erfahrungen weisen darauf hin, daß die in der Richtung der Bewegung nach vorn liegenden Flächentheile des Ruders stärkeren Drucken ausgesetzt sind, als die weiter nach hinten gelegenen; so zeigten z. B. dynamometrische Messungen die Kraft am Ende der Pinne eines Balanceruders fast gleich Null, sobald die hinter der Ase gelegene Ruderfläche doppelt so groß war, wie die nach vorn liegende. Nach Angaben von White wird man ohne großen Fehler annehmen dürfen, daß der Mittelpunkt des Druckes  $C$  etwa um  $\frac{1}{3}$  bis  $\frac{1}{4}$  der größten Ruderbreite  $b$  von der Ase  $A$  entfernt liege.

Das Moment  $Ra$  des Ruderdruckes wird bei gewöhnlichen Steuern nur bei den kleinsten Schiffen und geringer Geschwindigkeit so klein ausfallen,

\*) In Flüssigkeiten mit der Geschwindigkeit  $w$  hat man  $v \pm w$  als relative Schiffsgeschwindigkeit anzunehmen.

daß die Ruderpinne direct mit der Hand regiert werden kann. Bei allen größeren Schiffen ist ein besonderes Steuerrad erforderlich, dessen durch die Mannschaft oder auch durch eine besondere Dampfmaschine bewirkte Drehung durch entsprechende Zwischengetriebe das Umlegen des Steuers veranlaßt. Eine solche Einrichtung, bei welcher die Bewegung der Pinne mit Hilfe von Kloben (Taljen) geschieht, zeigt Fig. 524. Hier stellt *A* den

Fig. 524.



Schaft und *D* die Ruderpinne vor, an deren Ende die Rollen *HH*<sub>1</sub> angebracht sind, über welche die nach beiden Seiten abgehenden Taue oder Ketten *LMN* geschlagen sind. Es ist ersichtlich, daß die Umdrehung des Steuerrades *C* an seinen Spindeln *E* und *F* und damit des Haspels, an welchem die Taue *N* und *N*<sub>1</sub> befestigt sind, eine Bewegung der Pinne nach der einen oder anderen Richtung zur Folge haben muß. Nach verschiedenen hierüber existirenden Angaben \*) sind auf großen Kriegsschiffen unter Umständen 40 bis 60 Mann und mehr an den Rädern

und Taljen zur Bewegung des Steuers erforderlich gewesen, woraus man die Bedeutung der Dampfsteuerapparate genügend ersieht, deren Regierung von der Hand eines Einzelnen bewirkt werden kann. Ein näheres Eingehen in die Details dieser Apparate würde hier zu weit führen, in welcher Weise man Schrauben zur Bewegung des Ruders verwendet hat, dafür sind in Thl. III, 1, Cap. 5 einige Beispiele angeführt worden.

Um die drehende Wirkung des Steuers auf das Schiff zu beurtheilen, sei vorausgesetzt, daß das Schiff unter der Einwirkung einer in der Kielrichtung wirkenden Kraft bei der mittleren Stellung des Ruders eine Geschwindigkeit *v*

\*) S. u. A. Transactions of the Institution of Naval Architects 1863.

angenommen habe, und daß in einem bestimmten Augenblicke das Ruder aus seiner Mittellage in  $AE$ , Fig. 523, um einen Winkel  $EAC = \alpha$  gedreht werde. Der in Folge dessen auf das Ruder in  $D$  wirkende Wasserdruck  $R$ , welcher durch die Länge  $GO$  dargestellt sein möge, läßt sich dann ersetzen durch eine in die Kielrichtung  $AB$  fallende Kraft  $JO = R \sin \alpha$  und eine dazu senkrecht in  $O$  angreifende Kraft  $HO = R \cos \alpha$ . Die erste Componente  $JO$  ist einer Vergrößerung des Schiffswiderstandes  $W$  gleich zu achten, so daß in Folge derselben die fortschreitende Bewegung so lange verzögert wird, bis dadurch der Widerstand  $W$  des Schiffes so weit verringert ist, daß er zusammen mit dieser Längsschiffcomponente  $R \sin \alpha$  gerade gleich der vorwärtstreibenden Kraft des Schiffes geworden ist. In Folge dieser mit der Wirkung des Steuerruders stets verbundenen Abnahme der Schiffsgeschwindigkeit  $v$  wird natürlich auch der Druck  $R$  auf das Ruder kleiner werden.

Die zweite auf der Kielrichtung senkrecht Componente des Ruderdruckes  $Q = R \cos \alpha$  denke man sich in gleicher Richtung und Größe nach dem Schwerpunkte  $S$  des Schiffes verlegt, indem man ein Kräftepaar  $Q, -Q$  hinzufügt, dann erkennt man, daß zunächst die Kraft  $Q$  in  $S$  eine seitliche Verschiebung des Schiffes anstrebt, während das Kräftepaar eine Drehung des Schiffes um seine verticale Schwerpunktsaxe veranlaßt. Jene seitliche Verschiebung wird man vernachlässigen können wegen des bedeutenden Widerstandes, der sich einer solchen entgegensetzt, wogegen die erwähnte Drehung als der durch das Steuerruder überhaupt angestrebte Zweck anzusehen ist. Dieser Drehung des Schiffes durch das Moment  $Q \cdot OS = Q \cdot l$  setzt sich im ersten Augenblicke kein Widerstand des Wassers entgegen, da im Anfange die Drehgeschwindigkeit Null ist. Folglich erhält man für die Beschleunigung der Drehung im ersten Augenblicke den Ausdruck  $\frac{Ql}{T}$ , wenn  $T$  das Träg-

heitsmoment des Schiffes in Bezug auf seine verticale Schwerpunktsaxe ist. In dem Maße, wie nun das Schiff Drehgeschwindigkeit annimmt, stellt sich auch ein stetig an Größe zunehmender Widerstand  $W'$  des Wassers der Drehung entgegen, der namentlich durch die von dem Schwerpunkte entfernten scharfen Theile des Bug und Heck hervorgerufen wird. Es wird daher sehr bald ein Zustand sich einstellen, in welchem das Moment  $Ql$  der drehenden Kraft gerade dem Momente des gedachten Widerstandes gleich geworden ist. In diesem Augenblicke hört jede fernere Beschleunigung der Drehbewegung auf, das Schiff bewegt sich von jetzt an in einem Kreisbogen, dessen Halbmesser  $r$  sich zu  $r = \frac{v}{\delta}$  ergibt, wenn  $\delta$  die erlangte Winkelgeschwindigkeit und  $v$  die gleichfalls constant gewordene fortschreitende Geschwindigkeit des Schiffes bedeutet. Bis dieser Zustand ein-

tritt, bewegt sich das Schiff in einer Curve, welche zwischen dem ursprünglich geraden Course des Schiffes und diesem besagten Kreise einen allmöglichen Uebergang bildet.

Man erkennt hieraus, daß diese Uebergangsperiode um so schneller beendet sein wird, je schneller das Ruder zur Seite gelegt werden kann, also z. B. bei Anwendung von Balancerudern oder Dampfsteuerapparaten früher, als bei den langsam durch Menschenhand bewegten einfachen Rudern. Ferner wird diese Zeit des Uebergangs um so kleiner ausfallen, je größer der Steuerdruck  $R$  oder  $Q$  und je kleiner das Trägheitsmoment  $T$  des Schiffes ist. Von zwei sonst ganz gleichen Schiffen wird daher dasjenige langsamer Drehgeschwindigkeit empfangen, bei welchem die Massen in größeren Abständen vom Schwerpunkte also hauptsächlich am Bug und Heck vertheilt sind. Was dagegen die schließlich erlangte Größe der Drehgeschwindigkeit  $\delta$  anbetrifft, so ist dieselbe hauptsächlich von der Form des Schiffes abhängig, und es spielen hierbei, wie bemerkt, die scharfen Parthieen des Bugs und Hecks, sowie die Länge und der Tiefgang eine große Rolle; die Massenvertheilung dagegen ist hierauf ohne directen Einfluß. Von dieser schließlich constanten Drehgeschwindigkeit  $\delta$  im Verhältniß zu der fortschreitenden Geschwindigkeit  $v$  hängt wiederum der Halbmesser  $r$  des Kreises ab, in welchem das Schiff sich bewegen kann. Je schneller das Schiff sich vorwärts bewegt, desto größer wird dieser Halbmesser  $r$ , hat das Schiff gar keine Fahrt und wird, wie bei Doppelschraubenschiffen oder Reactionspropellern durch entgegengesetzte Wirkung der Propeller die Drehung erzeugt, so wird mit  $v = 0$  auch  $r = 0$ , d. h. das Schiff dreht sich auf der Stelle.

Diesen Folgerungen entsprechen auch die praktischen Erfahrungen, nach denen mit kleineren Schiffen mit Hülfe des gewöhnlichen Handsteuers Kreise beschrieben werden können, deren Durchmesser gleich der drei- bis vierfachen Schiffslänge sind. Bei großen Schiffen gehören hierzu schon Balanceruder oder solche mit Dampftrieb, indem hierbei mittelst der einfachen durch Hand betriebenen Steuer nur Kreise von der sechs- bis achtfachen Schiffslänge zum Durchmesser beschrieben werden können.

Wenn nun durch die Wirkung des Ruders dem Schiffe die gewünschte Aenderung der Course ertheilt ist, so genügt es offenbar nicht, zur Einhaltung des neuen Courses das Ruder einfach in die Mittelstellung zurückzuführen, denn wenn dadurch auch der Steuerdruck fortfällt, so wird doch die in dem Schiffe vermöge seiner Drehgeschwindigkeit enthaltene lebendige Kraft ein weiteres Schwingen des Schiffes veranlassen, welchem nun durch das Ruder entgegengewirkt werden muß. Hiermit hängt die fast unausgesetzte Thätigkeit des Steuerapparates bei unruhiger See zusammen. Es ist leicht aus dem Obigen ersichtlich, daß jenes Weiterschwingen des Schiffes um so geringer ausfallen wird, je größer der Widerstand gegen Drehbewegung im

Verhältnisse zu dem Trägheitsmomente ist. Wenn daher lange, scharfgebaute und tiefgehende Schiffe sich vermöge des größeren Drehungswiderstandes langsamer steuern als kurze, stumpfe und flache Schiffe, so werden sie andererseits sich doch viel ruhiger bewegen als diese letzteren. Den extremen Fall eines unruhigen Steuerns würde ein nußschalenförmiges Schiff darbieten, welches wegen des großen Trägheitsmomentes und geringen Drehwiderstandes schwierig zur Ruhe kommen würde, wenn es einmal in Drehung versetzt worden wäre. Die in solcher Art gebauten russischen kreisrunden Panzerschiffe haben dies bestätigt\*).

Will man den vortheilhaftesten Ruderwinkel  $\alpha$  kennen, so hat man einfach die Bedingungen aufzufuchen, unter welchen die Querschiffcomponente  $HO = Q$ , Fig. 523, zu einem Maximum wird, da die Hebelarme  $OS$  dieser drehenden Kraft für verschiedene Ruderwinkel nur ganz unwesentlich von einander abweichen. Nimmt man, wie oben angegeben, an, daß der Normaldruck  $R$  auf das Ruder proportional mit der ersten Potenz vom Sinus des Ruderwinkels  $\alpha$  ist, so hat man

$$Q = R \cos \alpha = \xi_1 F_1 v^2 \sin \alpha \cos \alpha = \frac{1}{2} \xi_1 F_1 v^2 \sin 2 \alpha,$$

welcher Werth für  $\alpha = 45^\circ$  zu einem Maximum wird. Demgemäß wird auch, wie schon bemerkt, das Ruder niemals mehr als  $45^\circ$ , in der Regel nicht über  $40^\circ$  nach jeder Seite der Mittelstellung ausgelegt.

Daß der Druck der Wasserfäden gegen das Steuer bei Schraubenschiffen wesentlich von der Wirkung der Schraube abhängt, wurde bereits bemerkt. Eine eigenthümliche Erscheinung bei Schraubenschiffen besteht ferner darin, daß solche bei der Mittelstellung des Ruders von selbst die Neigung zeigen, seitlich von der Kielrichtung abzuweichen, und zwar wendet sich der Bug des Schiffes nach Steuerbord bei einer Rechtschraube und nach Backbord\*\*) bei Anwendung einer Linkschraube, weshalb man bei Anordnung von Doppelschrauben immer die eine Schraube mit rechtem, die andere mit linkem Gewinde versieht. Den Grund dieser auffälligen Erscheinung erkennt man darin, daß durch die Schraube den nach hinten ausweichenden Wassertheilchen außer dieser Bewegung auch eine Rotationsbewegung ertheilt wird, in Folge deren sie seitlich gegen das Ruder treffen. Es zeigt sich nun, daß das Ruder, frei gelassen, dem Impulse der unten befindlichen Schraubenflügel folgt, ein Beweis, daß von diesen das Wasser mit größerer Kraft gegen die eine Ruderfläche getrieben wird, als es von den oberen Flügeln gegen die andere Fläche geschieht. Wäre der Impuls auf beiden Seiten gleich, so würde kein Grund zum Drehen vorhanden sein.

\*) S. White, Handbuch für Schiffbau.

\*\*) Steuerbord nennt man die Seite rechts, Backbord die zur Linken, wenn man auf dem Schiffe das Gesicht dem Bug zuwendet.

In Folge dessen steuern Schraubenschiffe in der Regel bei gleichem Winkel  $\alpha$  des Ruders nach der einen Seite schneller als nach der anderen.

Mancherlei Vorschläge sind gemacht worden, um die Steuerfähigkeit der Schiffe durch besondere Apparate zu vergrößern. So hat man z. B. in dem verticalen Schiffstheile in der Nähe der Vorder- oder Hinterstegen, dem sogenannten Todtholze, eine Schraube anbringen wollen, deren Druck senkrecht zur Kielrichtung wirkt. Auch in dem Ruder selbst sollte eine kleine Schraube angebracht werden, welche, an der Drehung des Ruders Theil nehmend, den Steuerdruck vermehren sollte. Die Hauptschwierigkeit dieser Apparate dürfte in der Uebertragung der Rotation auf diese Steuerschrauben zu suchen sein. Auch die Hauptschiffschraube hat man, in einem besonderen drehbaren Rahmen gelagert, derartig gelenkig mit der Schraubenwelle verbunden, daß dieser Schraube ähnlich dem Ruder eine geneigte Stellung gegen die Kiellinie gegeben werden kann. Die schwierige Regierung dieses Apparates und die leichte Beschädigung desselben in Folge ungenügender Solidität stehen dieser sonst gewiß sehr wirksamen Anordnung im Wege. Daß man durch Reactionspropeller ebenso wie durch Doppelschrauben ein kräftiges drehendes Moment erreichen kann, ist bereits angeführt worden, auch ist dies bei Raddampfern möglich, wenn man die Schaufelräder derartig mit der Dampfmaschine verbindet, daß sie nach entgegengesetzten Richtungen umgedreht werden können. In Bezug der Schiffe mit Doppelschrauben kann noch erwähnt werden, daß man, um das Drehmoment möglichst groß zu erhalten, auch die Schraubenwellen nach dem Heck hin convergirend gelegt hat, so daß der Abstand ihrer Richtungen vom Schiffsschwerpunkte und damit der Hebelarm des drehenden Momentes wesentlich vergrößert wird.

§. 114. **Schiffsdampfmaschinen.** Die für die ersten Dampfschiffe zum Betriebe der Schaufelräder angewandten Dampfmaschinen waren Watt'sche Niederdruckmaschinen mit Condensation, bei welchen indessen wegen der niedrigen Höhenlage der Nadaxe der Balancier nach unten verlegt wurde, wie aus der Skizze, Fig. 525, ersichtlich ist, in welcher  $a$  den Dampfcylinder darstellt, dessen Kolbenstange  $d$  durch den um  $c$  drehbaren doppelten Balancier  $b$  die Bewegung durch die Lenkstange  $e$  auf die Kurbel  $k$  der Schaufelradwelle  $w$  überträgt. Von dem schwingenden Balancier aus geschieht auch die Bewegung der Luftpumpe  $l$ , welche Luft und Wasser aus dem Condensator  $G$  entfernt. Schon sehr frühe wandte man solcher Maschinen zwei an, deren Kurbeln, wie bei Locomotiven, rechtwinkelig zu einander stehen, und diese letztere Anordnung hat sich bei allen Schiffsdampfmaschinen erhalten. Die ersten derartigen Maschinen übermittelten die Drehung der Kurbelwelle noch mit Hilfe von Zahnrädern auf die Ase der Schaufelräder, von welcher Einrichtung man indessen sehr bald abging, indem man die Radwelle an

zwei Stellen mit Kröpfen zum directen Angriff für die Lenkerstangen verfahren.

Auch den Balancier suchte man zum Zwecke möglichster Vereinfachung

Fig. 525.

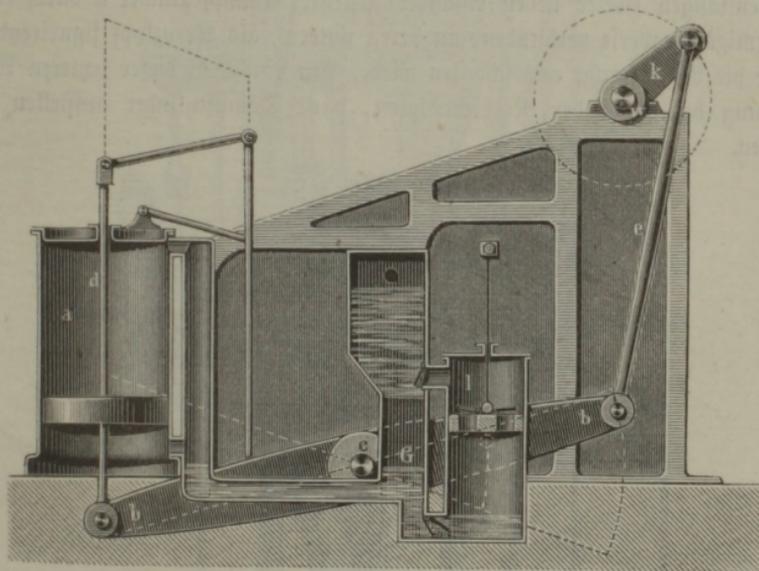
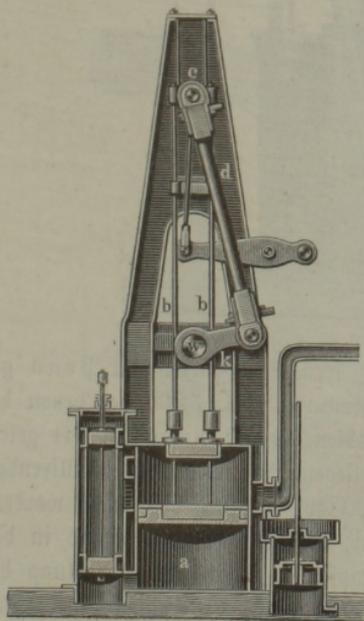


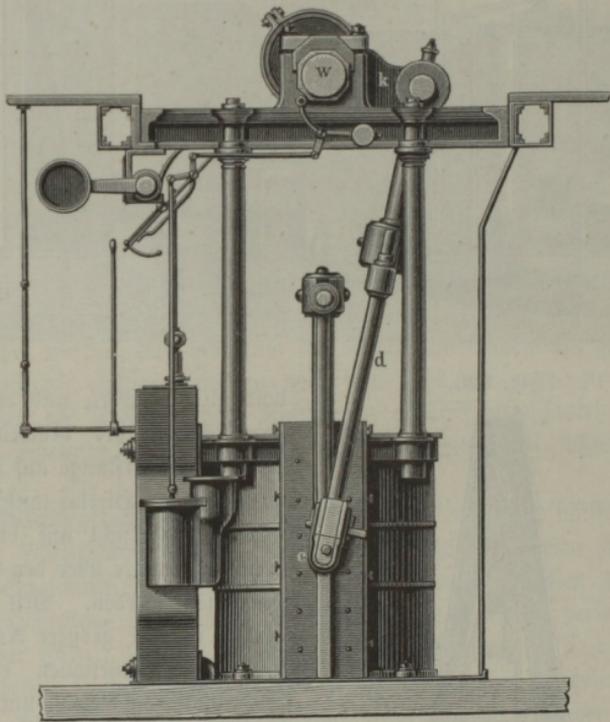
Fig. 526.



bald zu vermeiden und eine directe Uebertragung der Kolbenbewegung durch die Lenkerstange auf die Kurbel vorzunehmen. Hierbei mußte indessen besondere Rücksicht auf die geringe Höhe der Nadare über den Cylindern genommen werden. Mit Rücksicht hierauf ist eine größere Anzahl von Maschinenconstructions entstanden, welche sämmtlich diesen Punkt im Auge hatten, und dasselbe Ziel in verschiedener Weise anstrebten. So entstand z. B. die Maschine von Napier, Fig. 526, bei welcher die Kolbenstange *b* doppelt ausgeführt ist, so daß die Kurbelwelle *w* direct über den Cylindern *a* angebracht werden kann, und die Kurbel *k* von dem oberhalb geführten Kreuzkopfe *c* ihre Bewegung durch

die Lenkerstange *d* erhält. Bei einer anderen in Fig. 527 angedeuteten Construction ist der Kreuzkopf *c* nach unten hin verlegt, und die Bewegung desselben wird durch die gabelartige Lenkerstange *d* auf die Kurbel *k* übertragen. Bei der Maudslayi'schen Anordnung, Fig. 528, werden die Kolbenstangen zweier neben einander gestellter Dampfcylinder *a* durch eine T förmige Traverse verbunden, an deren unteres, als Kreuzkopf figurirendes Ende die Lenkerstange angeschlossen wird. Ein Nachtheil dieser letzteren Anordnung besteht in der Nothwendigkeit, vier Dampfcylinder aufstellen zu müssen.

Fig. 527.



Vielsache Verbreitung verschafften sich ferner die zuerst von Penn gebauten Maschinen mit oscillirenden Cylindern, Fig. 529, bei denen die Lenkerstange ganz entfällt, und das Problem in der einfachsten Art gelöst ist. Das dieser Maschine zu Grunde liegende Getriebe der oscillirenden Kurbelschleife ist bereits in Thl. III, 1, Cap. 6 näher besprochen worden, und es genügt hier, darauf hinzuweisen, daß ein Hauptübelstand in der Schwierigkeit besteht, die Schwingungszapfen *e*, durch deren Höhlung die Zu- und Abführung des Dampfes geschehen muß, dauernd in gutem Zu-

Fig. 528.

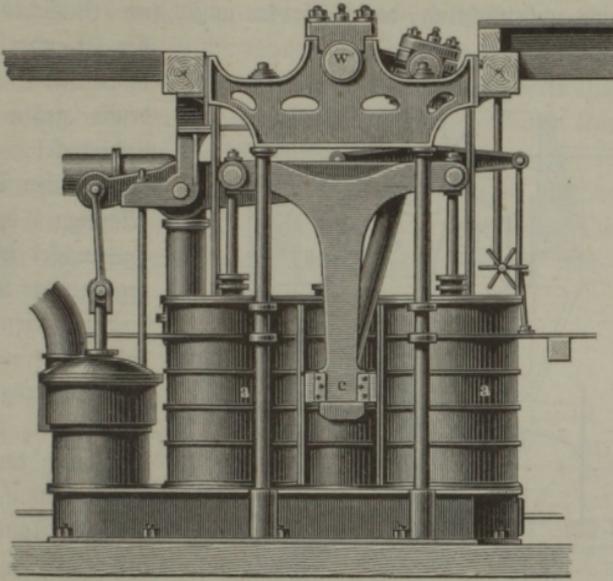
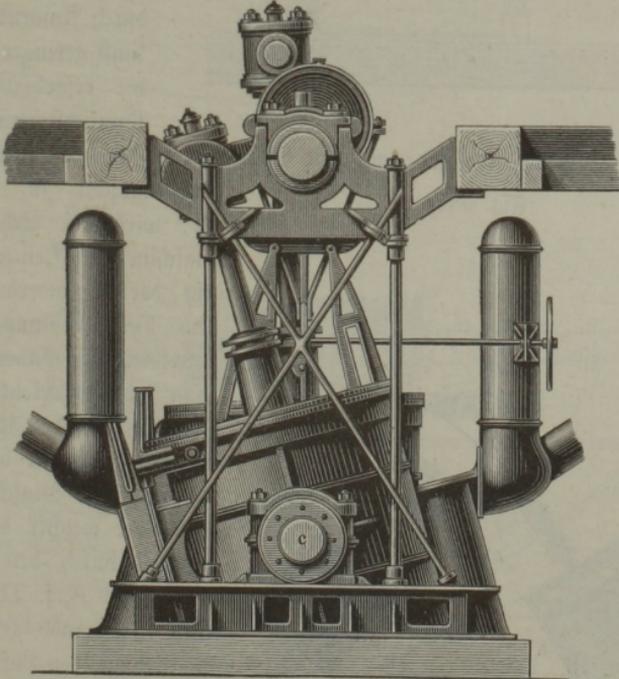
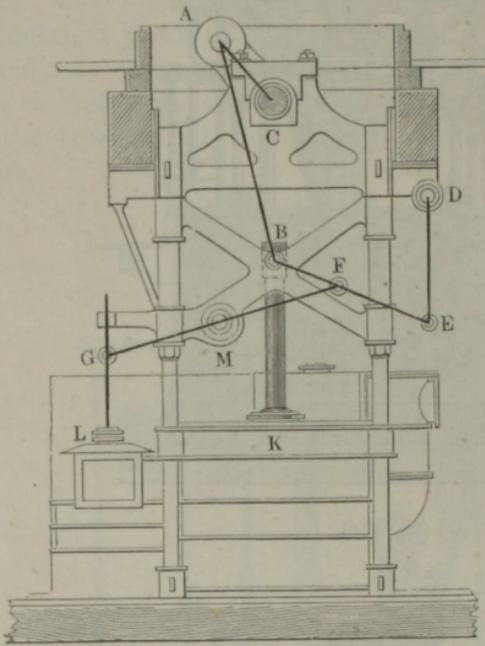


Fig. 529.



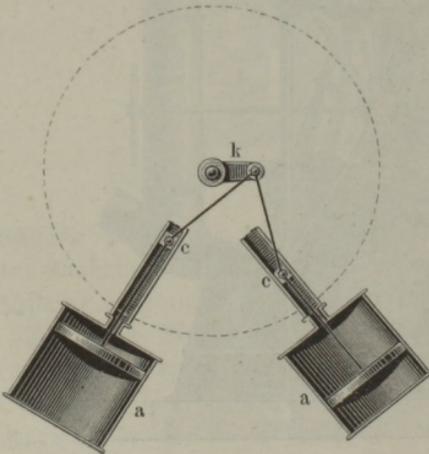
stande zu erhalten. Die Reibung an diesen Zapfen und der Verschleiß ihrer Lager ist nicht unbeträchtlich, da die Zapfen außer dem erheblichen Gewichte

Fig. 530.



Hub des Kolbens, welcher auch mit Rücksicht auf die zu erzielende Um-

Fig. 531.



der Cylinder noch dem bedeutenden Dampfdrucke gegen die Cylinderdeckel ausgesetzt sind, welcher Druck seine Richtung bei jedem Hubwechsel in die entgegengesetzte umkehrt.

Aus diesen Gründen hat man trotz der sonstigen Vorzüge der oscillirenden Maschinen hinsichtlich der Leichtigkeit, Einfachheit und geringen Raumverhältnisse doch vielfach die feststehenden Cylinder vorgezogen, indem man durch Anwendung möglichst geringer Hubhöhen die erforderliche Höhe thunlichst herabzog. Der

Hub des Kolbens, welcher auch mit Rücksicht auf die zu erzielende Umdrehungszahl zu bestimmen ist, wird bei Schiffsdampfmaschinen oft kleiner gewählt, als der Cylinderdurchmesser. Um die Luftpumpe bequem betreiben zu können, wendet man häufig Gelenkführungen zur Führung des Kreuzkopfes an, wie z. B. bei der Fairbairn'schen Maschine, Fig. 530, bei welcher der Kreuzkopf *B* durch den Ellipsenlenker *MFE*, s. Thl. III, 1, Cap. 3, gerade geführt und die Stange der Luftpumpe *L* an die Verlängerung *G* des

um den festen Punkt *M* drehbaren Gegenlenkers gehängt ist. Ferner hat man, um die Höhe möglichst zu reduciren, die beiden Cylinder in einer und derselben Ebene, nämlich in der Symmetrieebene des Schiffes aufgestellt, so daß jeder von ihnen, nach Fig. 531, um  $45^\circ$  von der Verticalen abweicht, und läßt die beiden Lenkerstangen an einer gemeinschaftlichen Kurbel *k* angreifen, wodurch offenbar die todten Punkte ebenso gut vermieden werden, wie bei parallel gestellten Cylindern, deren Lenkerstangen an Kurbeln angreifen, die um den Rechtwinkel gegen einander versetzt sind. Diese Anordnung, welche sich übrigens in entgegengesetzter Aufstellung nach Fig. 532

Fig. 532.

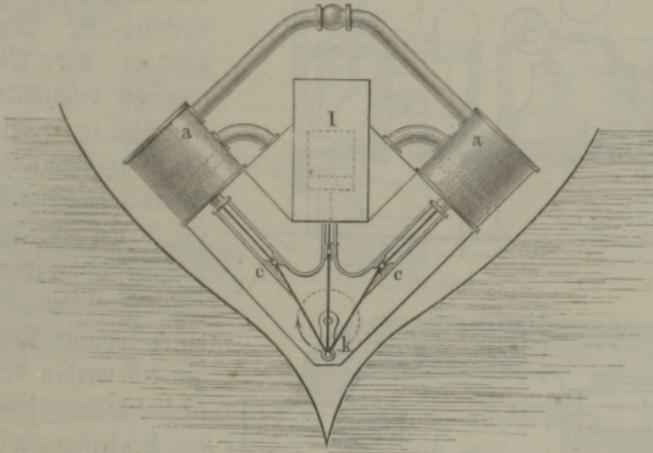
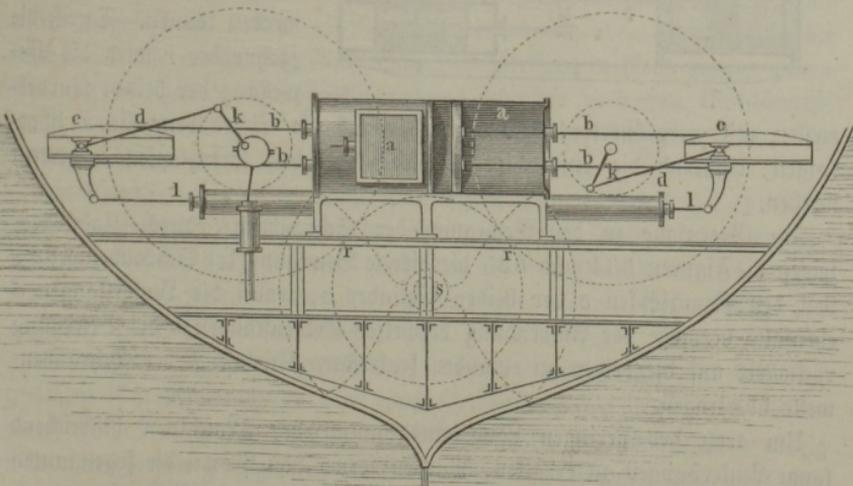


Fig. 533.



auch für Schraubenschiffsmaschinen in Anwendung findet, bildet den Uebergang zu den Maschinen mit ganz oder nahezu horizontal liegenden Cylindern. Solche Maschinen finden wegen des größeren Raumerfordernisses für Raddampfer nur in den Fällen Anwendung, in welchen, wie z. B. bei den Rheindampfern, die Höhe der Radaxe nur eine sehr geringe ist. Man giebt dann wohl den Cylindern, welche neben einander auf zwei besondere Kurbeln wirken, eine geringe Neigung gegen den Horizont. Dagegen finden horizontale Maschinen auf Schraubenschiffen häufigere Anwendung, und zwar muß man

Fig. 534.

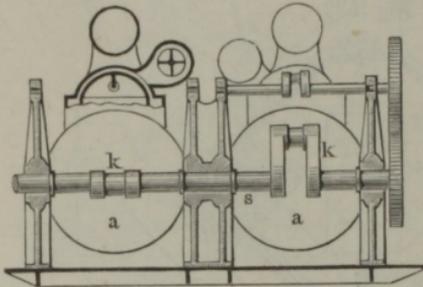
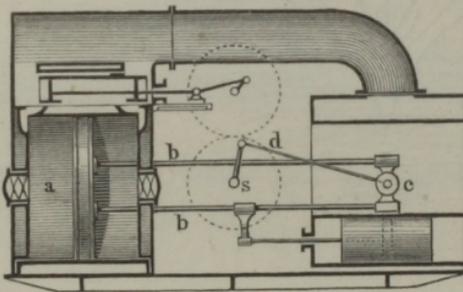


Fig. 535.



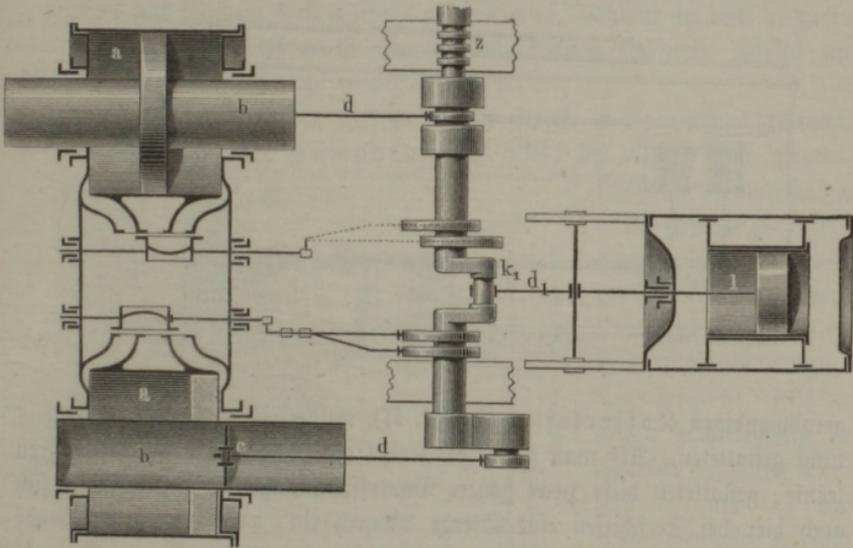
auch hier, da die Cylinderaxen nach der Querrichtung des Schiffes angeordnet werden, die Längenausdehnung der Maschinen möglichst beschränken. In Fig. 533 (a. v. S.) ist eine von Mazine angewandte Anordnung dieser Art skizziert. Hier sind die beiden Cylinder *a* mit ihren Böden gegen einander gelegt und durch doppelte Kolbenstangen *bb* werden die Kreuzköpfe *c* derartig bewegt, daß die Lenkerstangen *d* rückwärts nach den beiden Kurbelwellen *k* geführt werden können. Durch die Zahnräder *r* wird die Bewegung der beiden Kurbel-

wellen mit vergrößerter Geschwindigkeit auf die Schraubenwelle *s* übertragen, während die Luftpumpen *l* direct von den Kreuzköpfen *c* bewegt werden. Im Gegensatz zu der Bewegung der Schraubenaxe durch Zahnräder zeigen die Figuren 534 und 535 die directe Bewegung der Schraubenwelle *s* von den Kreuzköpfen *c* der beiden Cylinder *a*, wobei die Lenkerstangen *d* ebenfalls vermöge der Anwendung doppelter Kolbenstangen *b* die Bewegung rückwärts auf die beiden zu einander senkrechten Kurbeln *k* der Schraubenwelle übertragen.

Um trotz der geringen Längenausdehnung der Maschinen hinreichend lange Lenkerstangen zu erhalten, wurden ferner von Penn die sogenannten Trunk-Maschinen zuerst ausgeführt, bei welchen die Kolbenstangen *b*,

Fig. 536, hohl gebildet und beiderseits durch Stopfbüchsen der Cylinderdeckel geführt sind. Die Lenkerstangen  $d$  finden hierbei ihre Kreuzköpfe  $c$  im Innern der Kolbenstangen, deren Höhlung weit genug ist, um den schwingenden Lenkerstangen das Spiel zu gestatten. Die Luftpumpe  $l$  kann hier

Fig. 536.



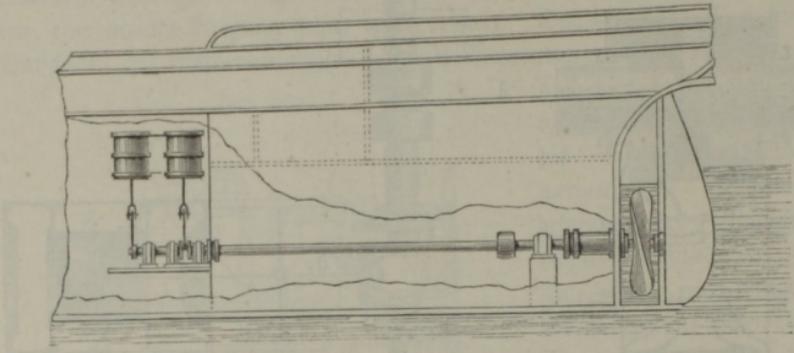
wegen des geringeren Hubes von einer Kurbel  $k_1$  in gewöhnlicher Art durch eine Lenkerstange  $d_1$  bewegt werden. Der auch sonst bei den Schraubenschiffen gebräuchliche Kammszapfen  $z$  (s. Thl. III, 1, Cap. 1) dient zur Aufnahme des bedeutenden axialen Druckes, welchem die Schraubenschiffwelle ausgesetzt ist. Als ein Nachtheil der vorstehenden Anordnung, bei welcher nur die ringförmige Kolbenfläche als wirksam in Rechnung zu ziehen ist, muß die größere Stopfbüchsenreibung und die vermehrte Abkühlungsfläche betrachtet werden. Auch oscillirende Cylinder sind für Schraubenschiffmaschinen mehrfach in Anwendung gekommen.

Im Uebrigen werden bei Schraubenschiffen auch vielfach stehende Maschinen angewendet, welche von der mit dem Gestell eines Dampfhammers ähnlichen Gestalt ihres Gerüstes wohl den Namen Hammermaschinen führen. Eine solche Anordnung dürfte ohne weitere Erläuterung aus Fig. 537 (a. f. S.) erkenntlich sein.

Die ersten Schiffsdampfmaschinen arbeiteten durchgängig nur mit sehr geringen Dampfspannungen von etwa  $\frac{1}{3}$  höchstens  $\frac{1}{2}$  Atmosphäre Ueberdruck, weshalb auch von vornherein die Anwendung der Condensation nöthig war. Bei diesem geringen Drucke konnte eine Expansionswirkung nicht oder nur in geringem Grade erreicht werden, weshalb auch der Kohlenverbrauch

bei den ersten Maschinen ziemlich erheblich war und wohl niemals unter  $2\frac{3}{4}$  kg Steinkohle stündlich für eine indicirte Pferdekraft herabging. Der Grund dieser geringen Kesselspannung lag vornehmlich in der geringen Widerstandsfähigkeit der früher auf Schiffen ausschließlich angewandten

Fig. 537.

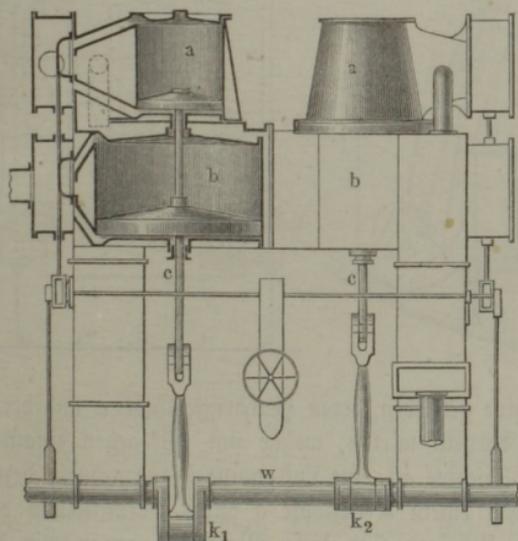


geradwandigen Kofferkessel (s. Thl. II), welche einen höheren Ueberdruck nicht gestatteten. Als man später die Kessel als Röhrenkessel ausführen lernte, gestatteten diese zwar höhere Dampfspannungen, indessen stellte sich auch hier bei Seeschiffen eine Grenze dadurch ein, daß das anzuwendende Seewasser wegen seines erheblichen Salzgehaltes bei höherer Temperatur als  $150^{\circ}$  C. eine so bedeutende Ablagerung von Kesselstein verursachte, daß der Betrieb der Kessel nicht durchzuführen war. Aus diesem Grunde blieb auch bei hinreichend widerstandsfähigen Kesseln die Dampfspannung auf 2 oder höchstens  $2\frac{1}{2}$  Atmosphären Ueberdruck beschränkt. Erst seitdem man hinreichend wirksame Oberflächencondensatoren (s. d. folg. Paragraphen) einführte, welche ermöglichen, die Kessel immer mit demselben Wasser zu speisen, konnte man Hochdruckdämpfe für den Betrieb der Schiffsmaschinen anwenden, und man pflegt in neuerer Zeit Spannungen bis etwa zu 6 Atmosphären (5 Atm. Ueberdruck) anzuwenden. Ein Hauptvorthail hoher Kesselspannungen besteht bekanntlich in der Möglichkeit, bedeutende Expansionsgrade in Anwendung zu bringen, und in Folge der besseren Ausnutzung des Arbeitsvermögens den Kohlenverbrauch herabzuziehen. Daß aber gerade für Seeschiffe, besonders für solche, welche lange atlantische Reisen zu machen haben, eine möglichst ökonomische Verwendung des Brennmaterials in erster Reihe steht, ergibt sich ohne Weiteres aus der Bemerkung, daß von der Ladungsfähigkeit das mitzuführende Kohlenquantum in Abzug zu bringen ist, und daß bei kleinen und mittleren Schiffen, deren Maschinen nicht ökonomisch arbeiten, möglicherweise die ganze Tragfähigkeit von dem Brennmaterialvorrathe beansprucht wird.

Um nun eine möglichst hohe Expansionswirkung zu erlangen, ohne die Nachtheile einer solchen in Kauf nehmen zu müssen, welche hauptsächlich durch die bedeutende Veränderlichkeit des Druckes hervorgerufen werden, hat man sich vielfach bemüht, die Maschinen nach dem Woolf'schen Systeme (s. Thl. II) auszuführen, so daß der Dampf seine Wirkung in zwei Cylindern nach einander ausübt, von welchen der erste kleinere oder Hochdruckcylinder mit frischem Kesseldampfe gespeist wird, während in dem größeren oder Niederdruckcylinder der in dem kleinen Cylinder bereits zur Wirkung gekommene Dampf weiter expandirt.

Mancherlei Anordnungen sind zu diesem Zwecke in Anwendung gebracht, so z. B. diejenige von Humphry, Fig. 538, bei welcher eine gemein-

Fig. 538.



schaftliche Kolbenstange *c* für die Kolben des Hochdruckcylinders *a* und des Niederdruckcylinders *b* angebracht ist, deren Hubhöhe daher von gleicher Größe ist. Für die beiden rechtwinkelig zu einander gestellten Kurbeln  $k_1$  und  $k_2$  der Schraubenwelle *w* sind zwei solcher Cylinderpaare erforderlich, wie aus der Figur ersichtlich.

In neuerer Zeit hat man vielfach diese Einrichtung dadurch vereinfacht, daß man den Hoch-

druckcylinder und den Niederdruckcylinder an gesonderten zu einander senkrechten Kurbeln angreifen läßt, wodurch man mit einem einzigen Cylinderpaare die Vortheile des Woolf'schen Systems mit denjenigen der Zwillingmaschinen verbindet. Da hierbei jedoch die Wechsel der Kolbenbewegung in den beiden Cylindern nicht zusammenfallen, vielmehr der Kolben des Hochdruckcylinders nahezu in seiner mittleren Stellung steht, wenn der Kolben des Niederdruckcylinders seine Bewegung umkehrt, so führt man den aus dem ersteren Cylinder entweichenden Dampf nicht direct in den Niederdruckcylinder, sondern leitet ihn meist in ein besonderes Gefäß, den sogenannten Aufnehmer (receiver), aus welchem der Niederdruckcylinder versorgt wird. Häufig läßt man dieses Zwischengefäß auch ganz fort, indem dann die Ver-

bindungsanäle zwischen den beiden Cylindern vermöge ihres Fassungsraumes die Rolle einer Ausgleichung in der Dampfvertheilung übernehmen. Solche Maschinen, für welche auch in Deutschland vielfach die in England übliche Bezeichnung Compound-Maschinen in Gebrauch ist, haben sich in der letzten Zeit in der Marine wegen ihrer ökonomischen Wirkung und verhältnißmäßigen Einfachheit fast allgemein eingebürgert. In den Figuren 539 und 540 ist die Anordnung solcher Dampfmaschinen für ein Doppelschraubenschiff \*) gegeben. Jede Schraubenwelle  $s_1$  und  $s_2$  wird unabhängig von der anderen

Fig. 539.

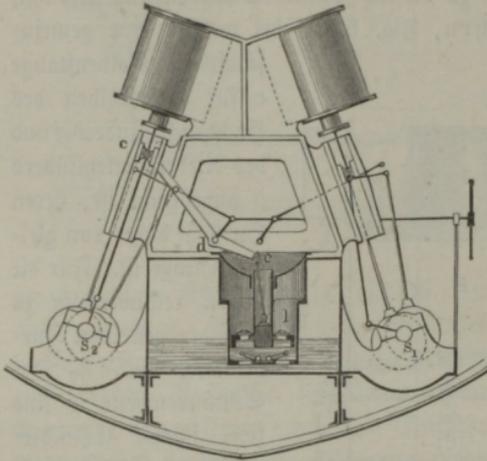
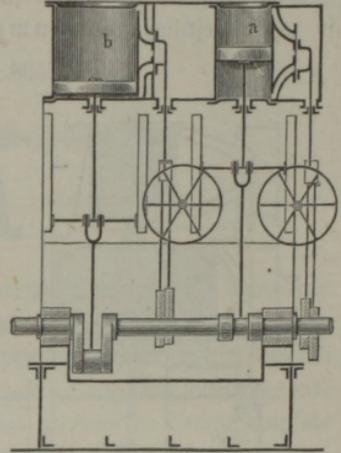


Fig. 540.



durch eine Compoundmaschine getrieben, deren Hochdruckcylinder  $a$  und deren Niederdruckcylinder  $b$  auf Kurbeln wirken, welche um  $90^\circ$  gegen einander verstellt sind. Für jede Maschine ist eine Luftpumpe  $l$  angeordnet, deren Kolben seine Bewegung von einem Kreuzkopfe  $c$  durch Vermittelung des Hebels  $cde$  erhält. Im Uebrigen sind diese Maschinen genau wie die gewöhnlichen Zwillingmaschinen construirt, und es leuchtet ein, daß jeder Cylinder mit einer Coullisse behufs der Umsteuerung in derselben Weise, wie bei Locomotiven, zu versehen ist.

In Folge der hier besprochenen Einrichtung der neueren Maschinen ist denn der Brennmaterialaufwand derselben im Vergleich zu den früheren Ausführungen wesentlich geringer geworden, und man kann den Verbrauch an Steinkohlen für jede indicirte Pferdekraft bei gut ausgeführten Compoundmaschinen zu 0,9 kg pro Stunde annehmen. Da man ferner im Laufe der Zeit die Kolbengeschwindigkeit bedeutend größer gewählt hat (bis zu 3 m), als früher gebräuchlich war (nach den Watt'schen Regeln etwa 1 bis 1,3 m),

\*) S. Mühlmann, Allgem. Maschinenlehre. Bd. IV, S. 275.

so sind auch die Gewichte der Maschinen und Kessel im Verhältniß zu der entwickelten Kraft wesentlich kleiner geworden, so daß auch hierdurch eine vermehrte Nutzladefähigkeit der Schiffe erzielt worden ist. In Bezug hierauf giebt White die folgenden Zahlenangaben für die drei heute hauptsächlich in Gebrauch befindlichen Maschinensysteme:

Maschinensystem	Maschinengewicht pro indicirte Pferdekraft	Kohlenverbrauch pro indicirte Pferdekraft und Stunde
Maschine mit Einspritzcondensator .	180 kg	1,8 — 2,7 kg
Maschine mit Oberflächencondensator	150 „	1,3 — 1,8 „
Compoundmaschine . . . . .	190 „	0,9 — 1,3 „

In Bezug auf das Verhältniß der wirklich ausgeübten oder effectiven Maschinenkraft zu der durch den Indicator (s. Thl. II) angegebenen oder indicirten Stärke kann man annehmen, daß die erstere bei Schiffsmaschinen etwa gleich 0,7 bis 0,8 der letzteren ist, indem nach den insbesondere von Froude mit Schraubenschiffsmaschinen angestellten Versuchen sich ergeben hat, daß bei voller Kraft etwa 30 Proc. der indicirten Leistung durch die todten Widerstände in der Maschine aufgezehrt werden.

In der Praxis pflegt man noch vielfach die Stärke der Schiffsmaschinen in sogenannten nominellen Pferdekraften anzugeben, eine Bestimmung, welche, den Verhältnissen der älteren Maschinen mit geringem Dampfdrucke und mäßiger Kolbengeschwindigkeit angepaßt, für die heutigen wesentlich anderen Verhältnisse einen Anhalt nicht mehr bietet. Diese Bestimmung der nominellen Pferdekraft  $N$  wurde und wird zuweilen noch nach der Formel vorgenommen

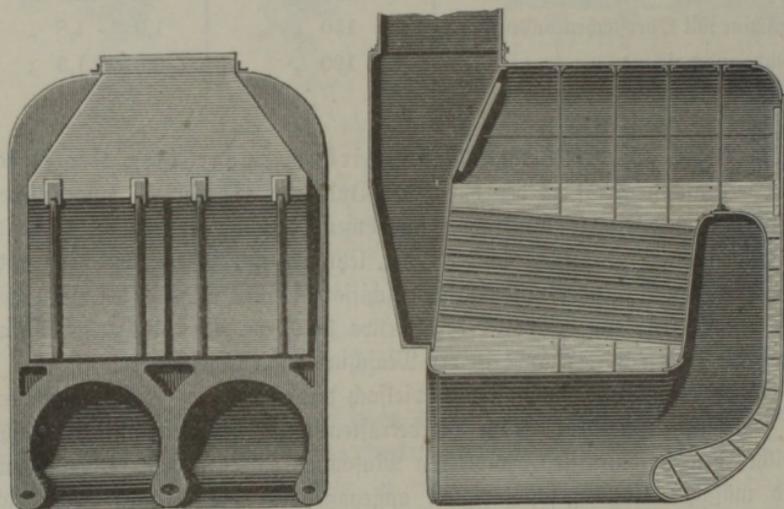
$$N = \frac{F \cdot 7 \cdot v}{33000},$$

worin  $F$  die Summe der Kolbenquerschnitte in englischen Quadratzoilen und  $v$  die Kolbengeschwindigkeit in englischen Fuß pro Minute bedeutet, indem man von vornherein einen wirksamen Dampfdruck von 7 Pfund pro Quadratzoil Kolbenfläche voraussetzte, und die Leistung einer Pferdekraft in der Minute zu 33000 Fußpfund annahm. Für die Geschwindigkeit  $v$  wird dabei ebenfalls eine geringe, den von Watt herrührenden Angaben entsprechende Größe eingeführt. Diese älteren Formeln sind auch wohl jetzt noch in Gebrauch, doch ist man sich dabei bewußt, daß die Anzahl der indicirten

Pferdekräfte  $N_i$  einer Maschine wesentlich größer ist als diejenige der nominellen, in der Regel nimmt man an, wie z. B. auch in der französischen Marine üblich ist, daß eine nominelle Pferdekraft gleich vier indicirten sei. Häufig nimmt man in der englischen Marine für je 30 Kreis- zolle Kolbenquerschnitt eine nominelle Pferdekraft an, d. h. für die 30-fache Fläche eines Kreises von 1 Zoll engl. Durchmesser oder für

$$30 \cdot \frac{3,14}{4} = 23,55 \text{ Quadrat Zoll} = 0,0152 \text{ Quadratmeter Kolbenfläche.}$$

- §. 115. **Schiffskessel.** Bei der Construction der Schiffsdampfkessel hat man außer auf Erreichung möglicher Leichtigkeit ganz besonders auf geringes  
 Fig. 541. Fig. 542.



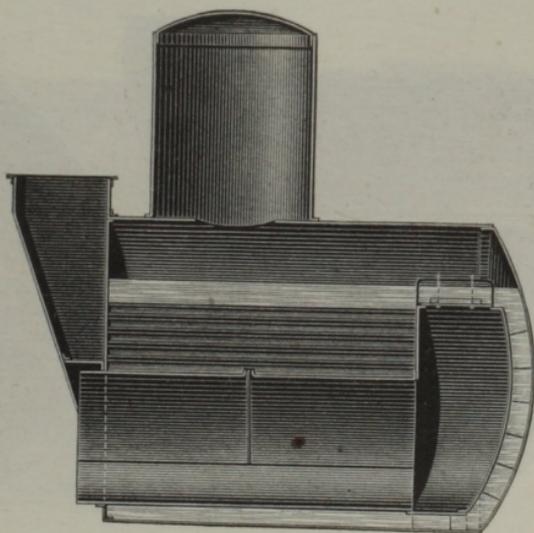
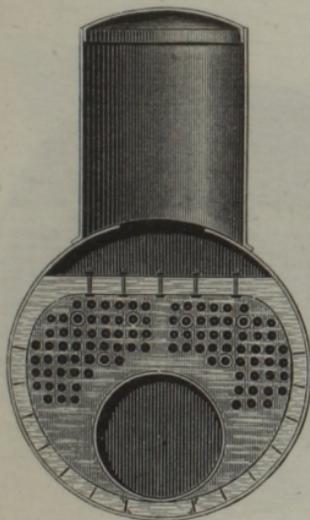
Raumverdienst Rücksicht zu nehmen. Aus diesem Grunde wandte man ursprünglich fast ausschließlich die von ihrer Form sogenannten Koffer- kessel an, da sich diese am besten der Schiffsförm angeschlossen, und daher der gegebene Raum möglichst ausgenutzt wird. Selbstverständlich muß die Feuerung jedes Schiffskessels wie diejenige der Locomotiven mit Ausschluß jeglichen Mauerwerkes ausgeführt werden, so daß die Feuerung und die Feuerzüge gänzlich in den Kessel hineingelegt und durchaus von Wasser umgeben sind. Bei den ältesten Schiffsdampfkesseln bildete man die Feuer- züge als geradwandig begrenzte Canäle aus Blechplatten, welche in geeig- neter Weise durch den Wasserraum des Kessels geführt waren. Diese Con- struction konnte wegen der geringen Festigkeit der flachwandigen Canäle gegen Zerdrücken nur für die anfängliche sehr geringe Dampfspannung

( $\frac{1}{3}$  bis  $\frac{1}{2}$  Atm. Ueberdruck) genügen und dürfte heute so gut wie gänzlich beseitigt sein.

In dem Maße, wie man höher gespannte Dämpfe verwendete, sah man sich genöthigt, die Feuerzüge durch cylindrische schmiedeeiserne Röhren, ähnlich wie bei Locomotiven, zu ersetzen, behielt jedoch zunächst noch behufs besserer Raumausnutzung die geradwandigen Feuerbüchsen bei, welchen man durch Anbringung entsprechender Verankerungen und Stehbolzen genügende Festigkeit für Dampfspannungen bis etwa 2 Atm. Ueberdruck ertheilte. Ein solcher Kessel mit zwei Feuerungen *F* ist in den Figuren 541 und 542 dargestellt. Die Anzahl der Röhren von 102 mm Weite beträgt hierbei 104 und die ganze dem Feuer exponirte Heizfläche über 100 qm. Die geraden

Fig. 543.

Fig. 544.



Wände sind dem Ueberdrucke von 2 Atmosphären entsprechend in Abständen von etwa 0,4 m mit Stehbolzen versehen, und die Blechplatten haben eine Stärke von etwa 10 mm. Als man nach Einführung der Oberflächencondensatoren die Dampfspannungen höher, bis zu 5 Atmosphären und darüber annahm, genügten auch diese Kessel nicht mehr, und man ging zu der cylindrischen Form über, welche jetzt fast allgemeine Einführung gefunden hat. Einen derartigen Kessel für kleine Flußdampfer mit einer Feuerung zeigen die Fig. 543 und 544, während durch die Fig. 545 und 546 (a. f. S.) ein größerer Kessel mit drei Feuerungen *F* dargestellt ist. Die auf den Kosten *R* entwickelten Flammen schlagen hier in den ganz vom Wasser umspülten Kammern *K* empor, und treten durch 193 Feuerröhren *E* von 2,2 m Länge und 90 mm Weite nach der gemeinschaftlichen Rauchkammer *O*,

von welcher die Gase durch einen eisernen Schornstein *S* abgeführt werden, dessen Höhe etwa bis 12 m beträgt. Derartige Kessel werden zuweilen auch nach Fig. 547 als Doppelkessel ausgeführt, indem die Feuerröhren *F* an jeder Seite mit Kosten versehen sind, und die Feuergase, in der mittleren Kammer *K* emporsteigend, sich nach den an beiden Stirnenden befindlichen Rauchkammern *O* begeben. Der Zug aller Schiffskessel kann nur durch den Schornstein bewirkt werden, da die Maschinen immer mit Condensation arbeiten, das Blaserohr der Locomotiven daher nicht anwendbar ist. Aus diesem Grunde können die Röhren auch nur kurz gemacht werden, man nimmt deren Länge etwa gleich dem 25fachen äußeren Durchmesser an, welcher meist zwischen 82 und 102 mm variiert. Die Wandstärke der aus

Fig. 545.

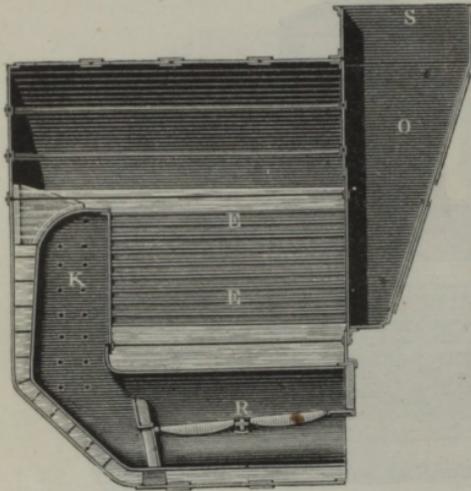
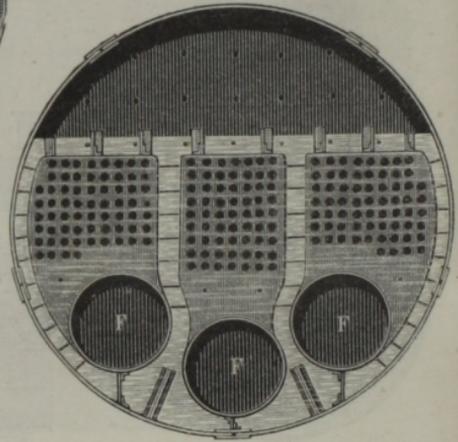


Fig. 546.

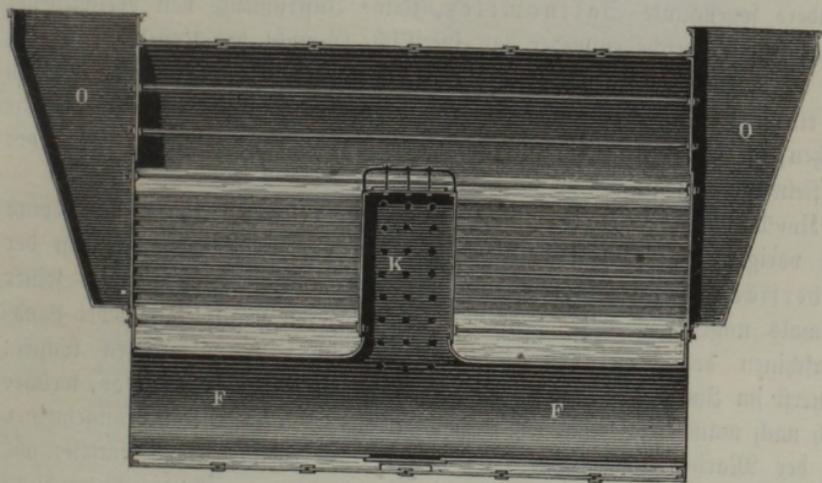


Schmiedeeisen gewalzten Röhren beträgt 3 mm und ihre lichte Entfernung 25 bis 30 mm. Man rechnet erfahrungsmäßig für jede nominelle Pferdekraft, also nach dem vorigen Paragraphen pro je 0,015 qm Kolbenquerschnitt eine feuerberührte Kesselfläche von 1,9 qm, so daß, eine nominelle Pferdekraft gleich vier indicirten gesetzt, etwa 0,5 qm Heizfläche pro indicirte Pferdekraft angenommen werden. Die totale Rostfläche *R* beträgt in der Regel zwischen  $\frac{1}{30}$  und  $\frac{1}{40}$  der Heizfläche, also pro indicirte Pferdekraft etwa 130 bis 160 qcm, und man kann hiervon etwa  $\frac{1}{4}$  als freie Rostfläche, d. h. als Zwischenraum zwischen den Stäben ansehen. Der lichte Querschnitt aller Röhren beträgt etwa  $\frac{1}{4}$  bis  $\frac{1}{5}$  der totalen Rostfläche. Hinsichtlich des zu verbrennenden Kohlenquantums pflegt man auf einem Quadratmeter Rostfläche der Schiffskessel stündlich zwischen 72 bis 86 kg

Steinkohlen zu verbrennen, und mit 1 kg Steinkohle zwischen 6 und 9 kg Wasser zu verdampfen. Den Dampfverbrauch pro indicirte Pferdekraft kann man etwa zwischen 8 und 10 kg pro Stunde voraussetzen\*).

Es wurde bereits bemerkt, daß die Anwendung einer mehr als etwa drei Atmosphären betragenden Dampfspannung nur bei der Speisung des Kessels mit Süßwasser, also auf Seeschiffen nur mit Hülfe von Flächencondensation angängig ist, indem das Seewasser wegen seines hohen Gehaltes an mineralischen Stoffen (3,2 bis 3,8 Proc.) bei einer Temperatur über 150° C. eine sehr schnelle Inkrustierung der inneren Kesselflächen bewirkt. Aber auch bei geringerer Temperatur und Dampfspannung findet, wenn die Kessel mit Seewasser gespeist werden, eine starke Kesselsteinbildung statt, da bei der

Fig. 547.



Verdampfung des Wassers die nicht flüchtigen Bestandtheile im Kessel zurückbleiben, und der Salzgehalt daselbst sehr schnell steigt. Die hiermit unvermeidliche Bildung einer festen Kruste von Kesselstein erschwert dann nicht nur den Durchgang der Wärme, sondern veranlaßt auch eine sehr schnelle Abnutzung der Kesselwände, welche sich bei starker Kesselsteinablagerung in Folge der schlechten Wärmeleitung bis zum Glühen erhitzen können. Es fehlt nicht an Beispielen, daß Schiffskessel aus diesem Grunde schon nach einer längeren Reise reparaturbedürftig waren und nach ein bis zwei

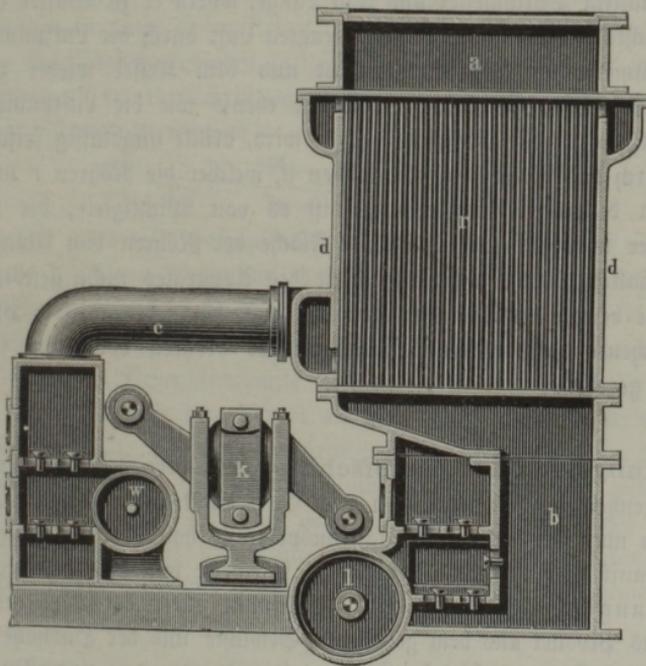
\*) Die obigen Angaben sowie die Figuren 541 bis 547 sind einem Aufsatze von Wenger: Der Marinekessel nach heutiger Praxis an Bord der englischen Handelsflotte in Zeitschr. deutsch. Ing. 1878, entnommen.

Zahren erneuert werden mußten. Das einzige Mittel, welches diesem Uebelstande gegenüber einigermaßen von Erfolg begleitet ist, besteht darin, daß man von Zeit zu Zeit von dem an Salz reicher gewordenen Kesselwasser eine gewisse Quantität abläßt und durch frisches Seewasser ersetzt, wodurch man es erreichen kann, daß ein gewisser für die schnelle Kesselsteinbildung bedenklicher Sättigungsgrad des Kesselwassers nicht erreicht wird. Man pflegt wohl bei einem Salzgehalte von 7 bis 8 Proc. des Kesselwassers ein bestimmtes Quantum desselben abzulassen, womit natürlich ein erheblicher Wärmeverlust verbunden ist; dieser Verlust, welchen man wohl dadurch möglichst klein zu machen sucht, daß man das abblasende heiße Wasser zur Vorwärmung des neu einzuführenden benutzt, kann für die gewöhnlichen Fälle etwa zu 10 Proc. des gesammten Kohlenverbrauches veranschlagt werden. Die Ermittlung des Salzgehaltes im Kesselwasser bestimmt man durch besondere sogenannte Salinometer, kleine Instrumente von verschiedener Einrichtung, welche entweder das specifische Gewicht des Kesselwassers oder die Temperatur von dessen Siedepunkte bestimmen. Da diese beiden Größen in einem gewissen erfahrungsmäßigen Zusammenhange mit dem Salzgehalte stehen, so ist aus ihrer Kenntniß ein Schluß auf den Sättigungsgrad des Kesselwassers möglich.

Um die vorgedachten Uebelstände gänzlich zu beseitigen, wurde das bereits im vorigen Jahrhundert von Hornblower vorgeschlagene System der Oberflächencondensation wieder aufgenommen, welches wegen seiner damals ungenügenden Condensation und größeren Kostspieligkeit bei Landmaschinen den Einspritzcondensator nicht hatte verdrängen können. Zuerst im Jahre 1837 construirte Hall einen Flächencondensator, welcher sich nach mancherlei Hindernissen seit Ende der fünfziger Jahre allgemeiner in der Marine eingebürgert hat, indem die Oberflächencondensation, wie schon mehrfach angedeutet worden, die Grundbedingung für die Anwendung hochgespannter Dämpfe auf Seeschiffen bleibt. Ein solcher Oberflächencondensator besteht im Wesentlichen aus einem System von vielen engen Röhren, durch welche der von der Dampfmaschine abgehende Dampf geleitet wird, während die äußere Oberfläche dieser Röhren von Kühlwasser umgeben ist, welches durch eine Kaltwasserpumpe stetig erneuert wird. In Folge hiervon schlagen sich die abgehenden Dämpfe im Innern der Röhren nieder, und das condensirte Wasser nebst der den Dämpfen beigemengt gewesenen Luft wird durch eine Luftpumpe aus dem hermetisch geschlossenen Condensationsraume angesaugt, so daß das Condensationswasser als Speisewasser wieder in den Kessel zurückgepreßt werden kann. Auf diese Weise dient immer dasselbe Wasser von Neuem zum Betriebe der Kessel und man hat nur den durch unvermeidliche Undichtheiten zc. entstehenden Verlust an Speisewasser zu ersetzen. Hierdurch wird nun allerdings eine Bildung von

Kesselstein vermieden, doch zeigte die Erfahrung einen anderen Uebelstand, darin bestehend, daß die Kesselwandungen solcher mit destillirtem Wasser gespeister Kessel einer sehr schnellen Zerstörung durch Zersetzung (corrosion) entgegengingen. Der Grund dieser auffälligen Erscheinung, welche man wohl durch Bildung von Fettsäuren aus den vom Dampfe mitgerissenen Schmiermaterialien zu erklären versucht hat, ist bisher noch nicht aufgeklärt. Als das beste Mittel, diesem Uebelstande thunlichst abzuhelpfen, pflegt man die Kessel durch eine dünne Ablagerung von Kesselstein zu schützen, welche

Fig. 548.



man dadurch erhält, daß man anfänglich und dann auch während des Betriebes von Zeit zu Zeit mit Seewasser speist, und möglichst dafür sorgt, daß weder animalisches noch vegetabilisches Fett in den Kessel gelangt; auch hat man ein regelmäßiges theilweises Abblasen in etwa vierstündigen Zwischenräumen zweckmäßig gefunden. Auch eine Aufhängung von Zinkplatten im Wasserraume des Kessels hat sich bewährt, diese Zinkplatten werden im Laufe der Zeit (in 9 bis 12 Monaten) vollständig aufgelöst. Ungeachtet aller Vorsichtsmaßregeln ist die Dauer der Marinekessel indessen immer nur eine beschränkte, und nur in den günstigsten Fällen auf 10 Jahre zu veranschlagen, während die Röhren meist schon nach etwa 3 Jahren erneuert werden müssen, namentlich die in den oberen Reihen befindlichen, welche bei dem Rollen des Schiffes im Seegange abwechselnd vom Wasser bedeckt und

entblößt werden. Trotz der gedachten Nachtheile und der vertheuerten Einrichtung des Condensators sind die Röhrencondensatoren in der Marine fast allgemein eingeführt, da ihre anderweiten Vortheile, namentlich die mit der Verwendung hochgespannter Dämpfe verbundene Brennmaterialersparniß die erwähnten Nachtheile bei weitem überwiegen.

Zum Schluß sei noch in Fig. 548 (a. v. S.) ein Oberflächencondensator angeführt, wie er zu einer Mandslay'schen Maschine \*) von 300 nominellen Pferdekraften gehört. Der in den Raum *a* eingeführte abgehende Dampf der Maschine vertheilt sich durch die vielen (4872 Stück) Röhren *r* von 13 mm lichtem Durchmesser und 2 m Länge, worin er zu Wasser condensirt wird, welches einschließlicly der beigemengten Luft durch die Luftpumpe *l* aus dem Sammelraume *b* herausgepumpt und dem Kessel wieder zgedrückt wird. Die Kaltwasserpumpe *w*, welche ebenso wie die Luftpumpe *l* von dem Kreuzkopfe *k* der Maschine bewegt wird, drückt unablässig frisches Seewasser durch das Rohr *c* in den Kasten *d*, welcher die Röhren *r* umschließt. Bei allen derartigen Einrichtungen ist es von Wichtigkeit, die mit dem Kühlwasser in Berührung kommende Fläche der Röhren von Ablagerungen rein zu halten, wenn die Wirksamkeit des Apparates nicht gestört werden soll. Bei bewährten Ausführungen hat man für jede indicirte Pferdekraft dem Flächencondensator eine Oberfläche der Röhren von etwa 0,25 bis 0,36 qm gegeben.

§. 116. **Wirkungsgrad der Dampfschiffe.** Wie bereits im zweiten Capitel bei Gelegenheit der Vorkehrungen zum Eisenbahntransport angegeben worden, kann man bei dem Horizontaltransport überhaupt nicht in dem Sinne der Mechanik von einer Nutzleistung sprechen, wie dies bei den Hebevorrichtungen der Fall ist, bei denen man unter der nützlichen Arbeit immer das Product aus dem gehobenen Gewichte und der Hubhöhe versteht. Wenn man dessenungeachtet bei Horizontaltransporten von einer Nutzleistung spricht, so versteht man darunter, wie früher bemerkt worden, diejenige mechanische Arbeit, welche aufgewendet werden muß, um die Widerstände zu überwinden, die sich der horizontalen Bewegung eines bestimmten Gewichtes *G* auf eine gewisse Länge entgegensetzen. Es ist aus dem Vorstehenden klar, daß diese Arbeit wesentlich mit der Geschwindigkeit zunimmt, mit welcher der Transport bewirkt werden soll, und daraus ergibt sich hier wie beim Eisenbahnbetriebe, daß die Kosten für die Transporteinheit (etwa eine Centnermeile, d. h. ein Centner auf eine Meile Entfernung zu transportiren) um so größer ausfallen, je größer die Geschwindigkeit ist. Wenn

\*) S. Rühlmann, Allgem. Maschinenlehre. Bd. IV, Fig. 157.

nämlich der Widerstand  $W$ , welcher sich einem bestimmten Schiffe entgegenstellt, dessen eingetauchter Hauptspant  $F$  ist, nach §. 104 durch

$$W = \xi F \frac{v^2}{2g} \gamma$$

ausgedrückt ist, so ergibt sich die zur Bewegung dieses Schiffes um die Länge  $l$  erforderliche mechanische Arbeit zu

$$A = Wl = \xi F \frac{v^2}{2g} \gamma l,$$

also im quadratischen Verhältnisse mit der Geschwindigkeit wachsend.

Versteht man unter dieser Arbeit, welche unter Zugrundelegung einer bestimmten Schiffsgeschwindigkeit lediglich zur Ueberwindung des Bewegungswiderstandes  $W$  erforderlich ist, die Nutzleistung des Schiffes, so hat man dieselbe in Pferdekraften gleich

$$N_n = \frac{Wv}{75} = \xi \frac{Fv^3}{75} \frac{\gamma}{2g}.$$

Diese Arbeit wäre z. B. aufzuwenden, wenn das Schiff mittelst eines Taues von einem beliebigen Motor mit der Geschwindigkeit  $v$  geschleppt würde, und die eigenen Widerstände dieses Motors nicht in Betracht kämen.

In Wirklichkeit sind aber außer dem genannten Nutzwiderstande noch mancherlei andere Nebenhindernisse zu überwinden, welche die Ursache sind, daß die thatsächlich von dem Motor auszuübende mechanische Arbeit wesentlich größer ausfällt. In dem Vorstehenden ist bei Besprechung der Ruderräder und Schrauben bereits von dem Wirkungsgrade gesprochen, welcher diesen Propellern deswegen nur zukommt, weil das Wasser, gegen welches sie wirken, nach rückwärts ausweicht, und es wurde gefunden, daß dieser Wirkungsgrad des Propellers, welcher hier mit  $\eta_p$  bezeichnet werden mag, im Allgemeinen durch

$$\eta_p = \frac{v}{c}$$

ausgedrückt ist, unter  $c$  die Geschwindigkeit der Schaufeln bzw. der Schraube in axialer Richtung verstanden. Bezeichnet man daher mit  $N_p$  diejenige Arbeit in Pferdekraften, welche von dem Propeller auf das Wasser übertragen werden muß, so erhält man dieselbe zu

$$N_p = \frac{N_n}{\eta_p}, \text{ daher folgt } N_n = \eta_p N_p.$$

Damit der Propeller diese Leistung  $N_p$  auf das Wasser ausübe, muß auf denselben von der Dampfmaschine eine mechanische Arbeit übertragen werden, welche um diejenigen Nebenhindernisse größer ist, die sich bei der gedachten Wirkung des Propellers gleichzeitig einstellen. Diese Nebenhindernisse bestehen nicht nur in den Reibungen der Räder oder Schraubenwelle sowie der etwa angebrachten Räderübersetzungen, sondern vornehmlich in den

hydraulischen Hindernissen, welche in einzelnen Fällen ziemlich erheblich werden können. Hierzu gehören namentlich bei den Schaufelrädern die unvermeidlichen Stöße der Schaufeln beim Eintreten in das Wasser und das Emporwerfen von Wasser beim Ausheben, ferner bei den Schrauben die beträchtliche Reibung der Flügel am Wasser sowie der Einfluß der Centrifugalkraft. Auch ist zu bemerken, daß durch die Wirkung des Propellers der natürliche Verlauf der Stromfäden gestört wird, so daß hierdurch, insbesondere bei Schraubenschiffen, eine beträchtliche Vergrößerung des Schiffswiderstandes im Vergleiche zu dem des geschleppten Schiffes hervorgerufen werden muß. Alle diese Widerstände sind in obigem Coefficienten  $\eta_p$  für den Wirkungsgrad des Propellers nicht inbegriffen, man kann sich vielmehr ein Schaufelrad wie ein Wurfrad, oder eine Schiffschraube wie eine Kreiselpumpe (s. das folg. Capitel) vorstellen, deren Wirkung darin besteht, in jeder Zeiteinheit einem gewissen Wasservolumen  $Q$  die Geschwindigkeit  $c$  zu ertheilen. Theoretisch wäre hierzu nur die Arbeit  $Q \gamma \frac{c^2}{2g}$  erforderlich, wegen der hydraulischen und anderen Hindernisse aber ist eine entsprechend größere Arbeit aufzuwenden. Bezeichnet man mit  $N_e$  die von der Maschine wirklich geäußerte oder effective Leistung, welche direct zur Umdrehung des Propellers verwendet wird, so kann man den Wirkungsgrad des Schaufel- oder Schraubensrades

$$\eta_r = \frac{N_p}{N_e}, \text{ also } N_e = \frac{N_p}{\eta_r} = \frac{N_n}{\eta_p \eta_r}$$

setzen.

Hierin bedeutet  $N_e$  die effective Leistung der Dampfmaschine, wie sie etwa durch Bremsversuche sich ergeben würde. Da diese Leistung in der Regel in solcher Weise nicht gemessen wird, man sich vielmehr des Indicators (s. Thl. II) zur Bestimmung der Arbeit bedient, so sei noch der Wirkungsgrad der Dampfmaschine

$$\eta_i = \frac{N_e}{N_i}$$

eingeführt, worin unter  $N_i$  die Anzahl der indicirten Pferdekkräfte verstanden wird. Man erhält dann nach Einführung dieses Werthes

$$N_i = \frac{N_e}{\eta_i} = \frac{N_p}{\eta_i \eta_r} = \frac{N_n}{\eta_i \eta_r \eta_p}$$

oder

$$N_n = \eta_i \eta_r \eta_p N_i = \eta N_i.$$

Das Product  $\eta_i \eta_r \eta_p$  giebt also den totalen Wirkungsgrad  $\eta$  des Dampfschiffes, d. h. denjenigen Procentsatz der indicirten Leistung  $N_i$  der

Maschine, welcher zur Erzeugung nützlicher Transportwirkung verwendet wird.

In dem Vorstehenden wurde der Rücklauf der Schaufelräder als zwischen 15 und 25 Proc. und derjenige der Schraube zwischen 15 und 30 Proc. liegend angegeben, man hat daher für diese Propeller etwa

$$\eta_p = 0,70 - 0,85$$

zu setzen.

Ferner wird man passend den Wirkungsgrad der Dampfmaschine  $\eta_i = 0,80$  annehmen dürfen. Was endlich den Werth  $\eta_r$  anbetrifft, so liegt das Product ( $\eta_i \eta_r$ ) erfahrungsmäßig \*) bei Schrauben- und Schaufelrädern zwischen 0,4 und 0,6, was also, unter Zugrundelegung von  $\eta_i = 0,80$  einem Wirkungsgrade  $\eta_r = 0,5 - 0,75$  entsprechen würde. Mit diesen Werthen würden sich daher die Grenzen des totalen Wirkungsgrades der Dampfschiffe zu

$$\eta = (\eta_i \eta_r) \eta_p = 0,30 \text{ und } 0,50,$$

also etwa zwischen  $\frac{1}{3}$  und  $\frac{1}{2}$  ergeben.

In Betreff der Reactionspropeller wurde in §. 111 unter Zugrundelegung eines Wirkungsgrades von 0,75 für die Centrifugalpumpe ein maximaler Wirkungsgrad des Reactionspropellers von 0,50 gefunden. Offenbar entspricht dieser Werth den hier gewählten Bezeichnungen zufolge dem Producte  $\eta_p \eta_r$ , insofern hierbei sowohl die hydraulischen Nebenhindernisse des Treibapparates wie auch die Arbeitsverluste berücksichtigt sind, welche dadurch entstehen, daß ein gewisses Wasserquantum mit einer bestimmten Geschwindigkeit nach hinten fortgestoßen wird. Man ersieht hieraus, daß der Wirkungsgrad der Reactionschiffe ( $\eta_p \eta_r = 0,5$ ) hinter dem mittleren Werthe nicht zurücksteht, welche diese Größe für gut ausgeführte Rad- oder Schraubendampfer annimmt (0,4 bis 0,6 etwa).

Am vortheilhaftesten wirken die Kabelschiffe, denn bei denselben fällt derjenige Verlust ganz fort, welcher bei den übrigen Propellern aus der Nachgiebigkeit des Wassers entsteht. Man kann für diese Betriebsart  $\eta_p = 0,95$  setzen, wenn man (s. §. 106) annimmt, daß die Steifigkeitswiderstände des Kabels etwa 5 Proc. der Kraft betragen. Ebenso ist der Wirkungsgrad der zwischen der Dampfmaschine und den Seilscheiben eingeschalteten Getriebe, also  $\eta_r$ , ein verhältnißmäßig großer, da die Widerstände hierbei nur in den Zahn- und Zapfenreibungen der Vorgelege bestehen und die hydraulischen Nebenhindernisse ganz fortfallen, welche bei den übrigen Propellern so kraftzehrend auftreten. Man wird den Wirkungsgrad  $\eta_r$  für die Tauchschiffahrt mit Sicherheit zu 0,85 annehmen dürfen, und wenn man für die

\*) S. Redtenbacher's Resultate, 5. Aufl., S. 340. Dort ist mit  $\eta_i$  bezeichnet, was hier unter  $\eta_i \eta_r$  verstanden ist.

Dampfmaschine wie oben einen Wirkungsgrad  $\eta_i = 0,80$  voraussetzt, so erhält man den Gesamtwirkungsgrad für die Tauschiffahrt

$$\eta = 0,95 \cdot 0,85 \cdot 0,80 = 0,65,$$

oder rund  $\frac{2}{3}$ , also beträchtlich größer als bei den Rad- und Schraubendampfern ( $\frac{1}{3}$  bis  $\frac{1}{2}$ ). In welchem Grade die Vorzüge der Tauschiffahrt sich noch steigern, wenn die Bewegung gegen starke Strömungen geschehen muß, ist bereits in §. 106 näher besprochen worden.

Bestimmte Angaben über die Größe der Transportleistung einer Pferdekraft lassen sich in ähnlicher Art, wie für Locomotiven möglich ist, für den Schiffstransport nicht machen, da der Bewegungswiderstand eines Schiffes gar zu sehr von der Form und den sonstigen Verhältnissen desselben abhängig ist, und dieser Widerstand bei dem derzeitigen Standpunkte unserer Kenntniß auch nicht einmal annähernd durch einen allgemeinen analytischen Ausdruck dargestellt werden kann. Zur Bestätigung hierfür seien zum Schluß in der nebenstehenden kleinen Tabelle die Versuchsergebnisse für eine Anzahl von Schiffen der englischen Kriegsmarine zusammengestellt, welche Werthe einer größeren Tabelle aus einem Aufsatze von C. Diezge\*) entnommen und für metrisches Maß umgerechnet sind. Diese Tabelle enthält in den Spalten 1 bis 5, außer dem Namen des Schiffes, dessen Deplacement oder Gewicht in metrischen Tonnen, den eingetauchten Querschnitt  $F$  des Hauptspants und die erreichte Geschwindigkeit  $v$  bei der angegebenen indicatorisch bestimmten Leistung der Maschine  $N_i$ . Aus diesen Angaben sind die in Spalte 6 angeführten Größen  $\frac{N_i}{F v^3}$  und in Spalte 7 diejenigen

von  $\frac{N_i \cdot 75}{1000 G \cdot v}$  ermittelt. Es ist nach dem Früheren deutlich, daß die

Werthe von  $\frac{N_i}{F v^3} = \frac{\xi}{\eta} \frac{\gamma}{75 \cdot 2g} = 0,679 \frac{\xi}{\eta}$  ein Urtheil über den Wider-

standcoefficienten  $\xi$  des Schiffes entsprechend der Formel  $W = \xi F v^2 \frac{\gamma}{2g}$  zulassen, wenn man für den Gesamtwirkungsgrad des Schiffes  $\eta = \eta_p \eta_r \eta_i$  eine bestimmte Annahme macht, denselben also nach dem Früheren zwischen  $\frac{1}{3}$  und  $\frac{1}{2}$ , etwa im Durchschnitt zu 0,4 annimmt.

Die Tabelle zeigt, wie bedeutend dieser Werth  $0,679 \frac{\xi}{\eta}$  und damit auch  $\xi$  für die verschiedenen Schiffe schwankt (zwischen 0,115 und 0,320). Für den Vulcan z. B. erhält man unter Annahme eines Wirkungsgrades  $\eta = 0,4$  einen Coefficienten des Schiffswiderstandes von

$$\xi = \frac{0,4 \cdot 0,152}{0,679} = 0,0895.$$

\*) Zeitschr. deutsch. Ing. 1861, S. 100.

Tabelle über die Leistung von Schraubenschiffen.

1	2	3	4	5	6	7
N a m e	G Tonnen Displacement	v m Geschwindigkeit feil per Sec.	F qm eingetauchte Querspann	N <sub>i</sub> indirecte Pferdekräfte	$\frac{N_i}{F v^3} = 0,679 \frac{\zeta}{\eta}$	$\frac{N_i 75}{1000 G v} = \frac{W}{1000 G \eta}$
Niger . . . . .	2875	3,82	69,7	818,7	0,320	$\frac{1}{155} = 0,00644$
Arrogant . . . . .	2484	4,26	53,9	623,3	0,149	$\frac{1}{208} = 0,00480$
Dauutleß . . . . .	2287	5,30	48,5	1218	0,168	$\frac{1}{127} = 0,00754$
Niger . . . . .	1844	5,39	36,4	919,6	0,161	$\frac{1}{105} = 0,00950$
Blumper . . . . .	592	3,29	29,8	121,7	0,115	$\frac{1}{215} = 0,00466$
Rifleman . . . . .	492	4,88	16,2	266,9	0,142	$\frac{1}{118} = 0,0085$
Termagent . . . . .	2083	4,72	48,0	1245,2	0,246	$\frac{1}{105} = 0,0095$
Vulcan . . . . .	2110	4,94	43,2	793	0,152	$\frac{1}{170} = 0,00582$

Ebenso giebt die Spalte 7 der Tabelle ein Maß für den Schiffswiderstand  $W$  im Vergleiche zu dem bewegten Schiffsgewichte  $G$ , denn man findet aus

$$Wv = \eta N_i 75$$

auch

$$\frac{\eta N_i 75}{1000 G \cdot v} = \frac{W}{1000 G} = k,$$

d. h. gleich dem Verhältnisse des Schiffswiderstandes zu dem Schiffsgewichte. Auch die Werthe der Spalte 7 variiren sehr bedeutend und zwar zwischen  $0,00466 = \frac{1}{215}$  und  $0,0095 = \frac{1}{105}$ . Nimmt man auch hier  $\eta = 0,4$  an, so schwankt die Zugkraft  $K$ , welche etwa durch ein Schlepptau auf das Schiff ausgeübt werden müßte, entsprechend zwischen den Grenzen

$$0,4 \cdot 0,00466 = 0,00186 = \frac{1}{538}$$

und

$$0,4 \cdot 0,0095 = 0,0038 = \frac{1}{263},$$

und berechnet sich für den Vulcan zu

$$0,4 \cdot 0,00582 = 0,00233 = \frac{1}{428}$$

von dem Gewichte des Schiffes (vergl. hiermit auch die entsprechenden Angaben in §. 104).

Bei der Beurtheilung der wirklichen nützlichen Transportleistung hat man natürlich in Betracht zu ziehen, daß von dem Gewichte des Schiffes nur ein bestimmter Bruchtheil aus der eigentlichen Nutzladung besteht, welcher Bruchtheil hauptsächlich von dem Baumaterialie des Schiffes, ob Eisen oder Holz, sowie insbesondere von dem Güteverhältniß der Maschinen und von der Dauer der Reisen abhängig ist, indem sich hiernach das an Bord zu nehmende Kohlenquantum richtet. Ueber alle diese Verhältnisse muß auf die specielleren Veröffentlichungen verwiesen werden.

Anmerkung. Ausführlich handelt Hagen in seiner Wasserbaukunst über Schiffahrtskanäle, Schleusen und Schiffsaufzüge. Ueber den Schiffbau selbst sind außer dem im Vorstehenden mehrfach erwähnten und benutzten Werke von White, Handbuch für Schiffbau, übersetzt von D. Schlick und A. van Hüllen, namentlich die folgenden Werke anzuführen: Rankine, Shipbuilding, theoretical and practical, London 1866; Scott Russel, The modern system of Naval Architecture 1865; Reed, Shipbuilding in Iron and steel 1869; Murray, Shipbuilding in Iron and wood; ferner Grantham, Iron Shipbuilding, London 1858, und W. Fairbairn, Steam navigation etc., London 1858; wie auch Vernon, On the construction of Iron Ships im Artizan 1863, sowie das erste bedeutende fran-

zösische Werk von Dupuis de Lôme, Mémoire sur la Construction des Bâtimens en fer. Paris 1844. Von großem Interesse sind ferner die Werke von Bourne, Screwpropeller, London 1867; Fincham, Mastings Ships, London 1858, und Flachat, Navigation à vapeur transocéanienne. Von deutschen Werken sind anzuführen: Steinhaus, Die Schiffsbaufunst in ihrem ganzen Umfange, Hamburg 1858, sowie dessen Eisenschiffbau 1867; ferner Brig, Bau eiserner Schiffe 1876, und Brömmel-Uggla, Anleitung zum Schiffbau, Hamburg 1864. Auch ist zu erwähnen Bobrski, Handbuch der praktischen Schifffahrtskunde und des Schiffbauers Taschenbuch von Bischoff, Braunschweig 1867. Einzelne Artikel finden sich vielfach in Journalen, so namentlich in den Transactions of the Instit. of Naval-Architects, im Engineering, Artizan, Archiv für Seeweßen u. a. a. O.; eine ausführliche Literaturangabe in Rühlmann's allgem. Maschinenlehre, Bd. IV.

---