

G. 54.
37197

Symphor

VORTEILE UND GRENZEN DER
VERWENDUNG VON
SCHRAUBENSCHLEPPDAMPFERN
AUF FREIEN STRÖMEN.

VON

Dr. Ing. WILHELM TEUBERT,
MARINE-SCHIFFBAUMEISTER.

BERLIN 1917

BOLL u. PICKARDT, VERLAGSBUCHHANDLUNG.

150

Biblioteka Politechniki Krakowskiej



10000297225

*Ergebnisübersicht
vom Verfasser.*

Kiel, 1918

Druck Nr. 73

Symphor

Vorteile und Grenzen der Verwendung von Schraubenschleppdampfern auf freien Strömen.

Von

Dr. Ing. Wilhelm Teubert,
Marine-Schiffbaumeister.

Mit 21 Abbildungen und 16 Tafeln.



Berlin 1917

Böll u. Pickardt, Verlagsbuchhandlung.

X
1.808

66.18
150
34.747a

Dem Andenken meines Vaters,
des unermüdlichen Forschers und
Förderers der Binnenschiffahrt.

BIBLIOTEKA POLITECHNICZNA
KRAKÓW

112140

Akc. Nr. 945149

Inhaltverzeichnis.

	Seite
I. Die für die Schleppschiffahrt wichtigen Eigenschaften der freien Ströme und ihre Wirkung auf die Wahl der Schleppdampferart	5
II. Vergleich zwischen Rad- und Schraubenschleppdampfern	
A. Maschinenanlage und Schiffkörper	26
1. Maschinenanlage	27
2. Schiffkörper	31
3. Betriebstechnische Vorzüge der Schraubenschleppdampfer	37
B. Rad und Schraube und die Mittel, um die Wirkung der Schraube zu erhöhen	40
1. Das Schaufelrad	40
2. Die Schraube	45
3. Die Mittel, um die Wirkung der Schraube zu erhöhen	54
C. Leistungen, Kosten und Wirtschaftlichkeit	65
1. Die Maschinenleistung und Wirkungsgrade	65
2. Die Kosten	81
3. Die Wirtschaftlichkeit	89
III. Die Grenzen der Verwendung von Schraubenschleppdampfern	101
1. Die Ueberlegenheit der Schraubenschleppdampfer	101
2. Die Grenzen der Verwendung von Schraubenschleppdampfern auf Elbe, Oder, Rhein und Donau	103



Benutzte Bücher und Zeitschriften.

- H. Engels. Handbuch des Wasserbaues, Leipzig—Berlin 1914.
- H. Engels. Das Flußbaulaboratorium der K. T. H. Dresden. Zeitschrift für Bauwesen 1900.
- H. Engels. Untersuchung über die Bettausbildung gerader und schwach gekrümmter Flußstrecken mit beweglicher Sohle Zeitschrift für Bauwesen 1905.
- R. Haack und H. Engels. Schiffwiderstand. IV. Internationaler Schiffahrts-Kongreß Düsseldorf 1902.
- Gravelius. Zur Bearbeitung der Wasserstandbeobachtungen, Zentralblatt der Bauverwaltung 1893—1895.
- Ahlborn. Widerstandvorgänge im Wasser. Jahrbuch der Schiffbautechnischen-Gesellschaft 1909.
- Dr.-Ing. Asthörer. Gleitgeschwindigkeit und Widerstand von Schleppkähnen.
- Blümcke. Binnenschiffahrt mit Schiffen geringen Tiefgangs, V. Schiffahrts-Kongreß 1905.
- Blümcke. Ausgestaltung der Schiffahrt auf großen Strömen mit geringem Tiefgang, XII. Schiffahrts-Kongreß 1912.
- M. Förster. Taschenbuch für Bauingenieure. 2. Auflage Berlin.

- Dr.-Ing. Gebers. Neue Propellerversuche, Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft 1910.
- R. Grammel. Beitrag zur Theorie des Propellers, Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft 1916.
- Dr.-Ing. G. Kempf. Strömungsverlauf in der Schiffschraube.
- Gerold. Frachten und Wasserstände, Zeitschrift für Binnenschifffahrt.
- Gümbel. Der heutige Stand der Theorie des Schraubenpropellers. Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1907.
- Haack. Versuche auf dem Dortmund-Ems-Kanal.
- Görz und Buchheister. Das Eisbrechwesen im deutschen Reiche 1900.
- Gotthilf Hagen. Handbuch der Wasserbaukunst II.
- Johow. Hilfsbuch für den Schiffbau, 1912.
- Jasmund. Die Einwirkung der Flußsohle auf die Geschwindigkeit des fließenden Wassers. Zeitschrift für Bauwesen 1893.
- Jasmund. Fließende Gewässer. Handbuch der Ingenieurwissenschaften III. 1.
- Krey. Modellversuche über den Schiffahrtsbetrieb. Verein deutscher Ingenieure, Forschungsarbeiten, Heft 107.
- Lorenz. Beitrag zur Theorie des Schiffswiderstandes. Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, 1907.
- Lorenz. Ueber die Aenderung des Wirkungsgrades bei Schiffschrauben, Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, 1907
- De Mas. Recherches expérimentales sur le matériel de la batterie, Paris 1891—1897.
- Dr.-Ing. Rothe. Der Widerstand und Antrieb von Schiffen.
- Dr.-Ing. Sachsenberg. Der Widerstand von Schleppzügen.
- Dr.-Ing. Sympher. Die Rheinregulierung von Straßburg bis zum Bodensee.
- Suppán. Wasserstraßen und Binnenschifffahrt,
- Weber. Grundrißform und Profilgestaltung des Elbstroms. Zeitschrift für Gewässerkunde, 1898.
- O. Teubert. Die Binnenschifffahrt. I. Band. Leipzig 1912.
- O. Teubert. Die Verbesserung der Schiffbarkeit unserer Ströme durch Regulierung. Berlin.
- Dr. Teubert. Getreidefrachten und Getreidetarife auf deutschen Eisenbahnen und Wasserstraßen. Berlin 1912.
- Verfasser. Der Flußschiffbau. Leipzig. Im Druck.
- Führer auf den deutschen Wasserstraßen Rhein—Donau—Elbe—Oder. Mitteilungen der Elbstrombauverwaltung 1892—1914.
- Mitteilungen der Oderstrombauverwaltung 1903—1915.
- Der Rhein und seine wichtigsten Nebenflüsse.
- Der Elbstrom und seine wichtigsten Nebenflüsse.
- Der Oderstrom, sein Stromgebiet und seine wichtigsten Nebenflüsse.
- Taschenkalender für die Rheinschifffahrt 1900—1914.
- Rheinschifffahrtlexikon.
- Elbschifffahrtkalender 1904—1914.
- Mitteilungen der Binnenschifffahrtkongresse, Paris 1892. Haag 1894, Düsseldorf 1902, Mailand 1908, St. Petersburg 1912.
- Das Schiff. Wasserstand- und Frachtenberichte. Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure.
- Schiffbau.
- Zeitschrift des Zentralvereins für deutsche Binnenschifffahrt.
- Die Turbine.
- Jahrbücher der Schiffbautechnischen Gesellschaft.

I. Teil.

Die für die Schleppschiffahrt wichtigen Eigenschaften der freien Ströme, besonders in ihrer Wirkung auf die Wahl der Schleppdampferart.

Gegenüber dem Bau der für unbegrenztes Wasser bestimmten Seeschiffe ergeben sich beim **Entwurf von Binnenschiffen** besondere Schwierigkeiten aus den Eigenschaften der Binnenwasserstraßen und der Art des auf ihnen üblichen Betriebes. Ihr Tiefgang ist fast immer sehr beschränkt, denn die Binnenwasserstraßen — wenigstens die europäischen — sind seicht und ihre Wassertiefe schwankt bei mittleren Wasserständen zwischen 1 und 3 m. Länge und Breite sind bei den Binnenschiffen ebenfalls durch die Eigentümlichkeiten der Ströme und ihrer Bauwerke begrenzt, während sie bei Seeschiffen in der Regel völlig den Forderungen des Schiffbauers angepaßt werden können; somit findet die Tragfähigkeit der Binnenschiffe mehr oder minder enge Grenzen.

Erfahrungsmäßig sind Lastschiffe mit eigener Triebkraft — Frachtdampfer — in unbegrenztem Fahrwasser um so vorteilhafter, je größer sie sind; denn die Kosten für Bau, Unterhaltung und Betrieb je t der Tragfähigkeit nehmen mit wachsender Größe ab und die Kosten der Dampfkraft je PSt werden mit wachsender Maschinenstärke kleiner. Noch mehr als in der Größe des Schiffes, die sich nach dem Querschnitt und den sonstigen Verhältnissen der Wasserstraße richten muß, ist man in der Binnenschiffahrt in der Maschinenstärke beschränkt, weil bei Verwendung starker Maschinen ihr Eigen-

gewicht nebst Kesseln, Zubehör und Brennstoffvorrat einen so großen Teil der Verdrängung in Anspruch nehmen würde, daß für die Ladung nicht genug übrig bliebe. Da diese allein die Kosten des Unternehmens aufbringen soll und die in der Binnenschifffahrt vorwiegend in Betracht kommenden Massengüter im Wettbewerb mit den Eisenbahnen hohe Frachten nicht tragen können, sind Frachtdampfer auf seichten Binnenwasserstraßen nur in Ausnahmefällen wirtschaftlich gerechtfertigt.

Demgemäß herrscht in der Binnenschifffahrt der **Schleppbetrieb** vor, der darin besteht, daß die Güter in Lastschiffen ohne eigene Triebkraft befördert werden, die bei geringem Eigengewicht eine verhältnismäßig große Tragfähigkeit haben und in Zügen von einem Dampfer oder einem anderen Kraftschiffe geschleppt werden. (Auf Schlepper mit Gas- und Oelmaschinenantrieb, die in den letzten 10 Jahren auf mehreren Strömen versuchsweise in Betrieb genommen wurden, soll die vorliegende Untersuchung nicht ausgedehnt werden, da ihrer allgemeinen Einführung die hohen Brennstoffpreise zur Zeit noch in Wege stehen. Im übrigen gelten die für den Schraubenschleppdampfer gegenüber dem Raddampfer sich ergebenden Vorteile für den Schlepper mit Oelmaschinenantrieb in erhöhtem Maße.) Außer dem einen Vorteil, daß die Tragfähigkeit des Zuges — im Vergleich zum Seefrachtdampfer — durch Veränderung der Zahl der Anhänge der augenblicklichen Marktlage und der zu befördernden Gütermenge und andererseits ebenso auch dem jeweiligen Wasserstande durch Verteilung der Last auf mehrere Schiffe leicht und schnell angepaßt werden kann, wird noch der andere Vorteil erreicht, daß die Dauer der Lade- und Löschzeit, die den Frachtdampfer für einen großen Teil der Betriebszeit stilllegt, auf die Wirtschaftlichkeit des durch seine Maschinen wertvollen Schleppdampfers ohne Einfluß ist, weil dieser sich sofort nach der Ankunft des Schleppzuges an seinem Bestimmungsort von ihm trennt und für eine neue Fahrt zur Verfügung steht.

Man nutzt also beim Bau von Schleppdampfern den oben erwähnten Vorteil starker Dampfmaschinen besser aus, da man die aus zulässiger Länge und Breite und vorgeschriebenem Tiefgang sich ergebende Verdrängung abzüglich des Gewichts des Schiffkörpers nebst Einrichtung, Ausrüstung, Besatzung und Vorräten vollständig für die Maschinenanlage nebst Kohlenvorrat verwenden kann.

Der Schleppbetrieb wird auf offenen und kanalisiertem Strömen, und auf Kanälen ausgeübt. Die beiden letztgenannten Arten von Wasserstraßen sollen hier außer Betracht bleiben, weil auf ihnen schon heute der Schraubenschlepper als ausschließlich gerechtfertigt anerkannt ist.

Auf den offenen Strömen überwiegt indessen bisher die Verwendung von **Radschleppern** und erst in neuerer Zeit haben die **Schraubenschlepper** auf einigen Strömen Eingang gefunden. Daß z. B. auf dem Unterlauf des Rheines der Schraubendampfer genügend Wassertiefe findet und darum dem Seitenradschlepper vorzuziehen ist, unterliegt keinem Zweifel. Auf dem Mittel- und Oberrhein und auf anderen Strömen ist diese Frage aber durchaus nicht so leicht zu entscheiden. Es kann jedoch für eine jede Stromstrecke nur **eine** wirtschaftlich günstigste Schleppart geben, und der auf den meisten Strömen herrschende Zustand, daß Seitenrad-, Heckrad- und Schraubenschlepper nebeneinander in Betrieb sind, kann nicht als gesund bezeichnet werden. Es erscheint darum nicht überflüssig, diese Frage vom technischen und wirtschaftlichen Standpunkt aus zu untersuchen und möglichst für jede Stromstrecke die günstigste Schleppdampfarmt und -Größe zu ermitteln.

Ebensogroß wie die baulichen Unterschiede zwischen See- und Binnenschiffen sind auch die Unterschiede zwischen dem **Betrieb** der Seeschifffahrt und dem der Strom- und besonders der Schleppschifffahrt, der besonders durch die Eigenschaften der Ströme bedingt ist. Aus der folgenden Gegenüberstellung der Unter-

schiede ergeben sich gleichzeitig eine Reihe von Gesichtspunkten für die Beurteilung der zweckmäßigsten Schlepperart.

Während das Seeschiff den Weg vom Abgangsort zum Bestimmungsort in der Regel ohne Unterbrechung zurücklegt, erleidet die Binnenschifffahrt mannigfache, regelmäßige und unregelmäßige Unterbrechungen, unter deren Berücksichtigung sich bestimmte **Betriebszeiten** ergeben.

Bei der Schleppschifffahrt bestimmt der Schiffsführer den Kurs nicht nach Kompaß und Karte wie auf dem Seeschiff, sondern er muß das enge, oft vielfach gewundene Fahrwasser im Strome mit dem Auge aufsuchen und den Hindernissen ausweichen. Er kann also, da die Ufer in der Regel nicht beleuchtet sind, bei Dunkelheit nicht fahren. Wenn auch einzelne Frachtdampfer bisweilen bei Mondschein und Sternenhelle die Fahrt fortsetzen, ist doch für die Schleppschifffahrt die regelmäßige Nachtruhe das übliche, zumal da die Besatzung der Lastschiffe zur Ablösung nicht ausreicht. Im Durchschnitt dauert die tägliche Betriebszeit auf dem Rhein 15, auf der Elbe 16, auf der Oder 17 Stunden; im günstigsten Falle, also im Sommer: 17, 18, 19 Stunden, wobei sich die Unterschiede zwischen den westlichen und östlichen Wasserstraßen aus den verschiedenen Schiffergewohnheiten und Betriebsrichtungen erklären lassen. Die jährliche Betriebsdauer ist abhängig von der mehr oder minder lange andauernden Unterbrechung durch Eis und Eisgefahren, sowie durch Hochwasserfluten, die erfahrungsgemäß durchschnittlich am Rhein 17, an der Weser 30, der Elbe 60, der Oder 80, der Weichsel 100 und der Memel 125 Tage dauert, während man auf der Donau 65 Tage rechnet.

So ergibt sich die durchschnittliche Zahl der nutzbaren jährlichen Schifffahrtstage für den Rhein zu 320, Weser zu 300, Elbe 300, Oder 280, Weichsel 260, Memel 240 und Donau 290. Für die Wirt-

schaftlichkeit des Dampferbetriebes ist die Dauer der täglichen und der jährlichen Betriebszeit von gewisser Bedeutung, weil mit der wachsenden Zahl der jährlichen Fahrtstunden der auf je eine Fahrtstunde entfallende Anteil der Schiffkosten abnimmt, was im II. Teil C zahlenmäßig nachgewiesen wird.

Die oben angegebenen durchschnittlichen täglichen Betriebsstunden können aber nicht alle als *Fahrtstunden* gerechnet werden, da gewöhnlich beim Schleppbetrieb auf den deutschen Strömen täglich mehr oder weniger lange Unterbrechungen durch Aufenthalt vor Brücken, bei Begegnungen usw. eintreten, die auf durchschnittlich eine Stunde täglich geschätzt werden können. Um dies Maß müssen die angegebenen Zeiten also verkürzt werden. Ähnlich verhält es sich mit den jährlichen Betriebstagen: Es sind das nicht alle Fahrttage; denn eine gewisse Zahl von Liegetagen am Ende der Reise zum Uebernehmen von Kohlen und Lebensmitteln, sowie zur Vornahme kleiner Ausbesserungen ist auch bei dem bestgeregelten Betriebe unvermeidlich. Im Durchschnitt pflegt man daher für Schleppdampfer auf großen offenen Strömen mit einer Zahl von etwa 4000 Fahrtstunden zu rechnen.

Große Unterschiede gegenüber der Seeschifffahrt ruft die **Grundrißgestaltung der Ströme** hervor. Das Seeschiff steuert im allgemeinen eine gerade durch den Kompaß festgelegte Linie von Hafen zu Hafen, während der Schleppzug auf dem Strom allen seinen Windungen folgen muß, die mehr oder weniger zahlreich und mehr oder minder stark gekrümmt sind.

Ein Strom ist auch von dem andern verschieden, hat eine andere Höhe der Quelle über dem Meere, andere Länge und andere Grundform in seinen einzelnen Teilen; er hat ein anderes Gefälle, andere Nebenflüsse, Niederschlagsgebiete, andere Wassermengen und Geschwindigkeiten, andere Grundrißform, Erweiterungen, Verengungen, Sandbänke, Inseln, Spaltungen, andere Windungen, andere Laufentwicklung und andere Talweg- und Stromstrichform.

Die Laufentwicklung, d. h. das Maß, um das die Mittellinie des Stromlaufs länger ist als die Luftlinie — in Hundertsteln der letzteren — nimmt im allgemeinen von der Quelle zur Mündung hin ab. An der Elbe und Oder nimmt z. B. die Laufentwicklung von einem Höchstwert im Oberlauf schnell auf einen Mindestwert ab, der an der Elbe an der sächsisch-böhmischen Grenze, an der Oder bei Oppeln liegt; dann steigt sie wieder erheblich an bis zu einem Scheitelpunkt, der im Magdeburger bezw. im Glogauer Tal liegt, um schließlich zur Mündung hin wieder abzunehmen. Auf der Strecke von Hamburg bis Dresden z. B. beträgt die Laufentwicklung 36 v. H. der Luftlinie mehr. Die Unterschiede sind aber nicht nur zwischen den einzelnen Strecken eines Stromes, sondern auch zwischen allen Strömen vorhanden und haben auf den Betrieb der Schleppschiffahrt technisch und wirtschaftlich — im Wettbewerb mit den Eisenbahnen — großen Einfluß.

An Stelle der in der Mitte des Stromlaufs gemessenen Länge tritt aber noch eine weitere Verlängerung des vom Schleppzug tatsächlich zurückgelegten Weges gegenüber der Luftlinie ein, und zwar durch den Talweg.

Das fließende Wasser bildet infolge des ihm inwohnenden Arbeitvermögens und der Hindernisse (Ablagerungen, Steine), denen es in einer Krümmung ausweichen muß, seine Grundrißform durch Veränderungen des Querschnitts und Fortführung des Geschiebes aus. In Krümmungen schaffen die verschieden schnell strömenden Wasserteilchen gemäß dem durch die Fliehkraft erzeugten Quergefälle eine Querströmung, die am einbuchtenden Ufer Abbruch und Vertiefung bewirkt. Der losgelöste Sand reichert, auf die Böschung des gegenüberliegenden vorspringenden Ufers hinaufgeschoben, hier eine Geschiebebank an. Da also dem einbuchtenden Ufer das neuangereicherte vorspringende gegenüber liegt, beginnt der Strom sich zu schlängeln. Infolge des durch diese Stomarbeit verursachten Gefälleverbrauchs lagern

sich auf dem Uebergang zum nächsten einbuchtenden Ufer die im tieferen Kolk ausgespülten Sinkstoffe ab. Diese aus tiefen Kolken und flachen Uebergängen zusammengesetzten Stromkrümmungen bilden den Talweg, der sich als die Verbindungslinie der Orte größter Wassertiefe in jedem Querschnitt darstellt und als Schlängelung in der Stromschlängelung erscheint. Da sich an den Stellen der größten Wassertiefe auch die größte Stromgeschwindigkeit findet, entspricht der Talweg im allgemeinen auch dem Stromstrich, d. h. der Verbindungslinie der Orte größter Stromgeschwindigkeit.

In geraden Strecken verursachen die durch seitlich einmündende Gewässer vorgeschobenen Geschiebekegel eine sich schlängelnde Talweglinie, die sich infolge der unausgesetzten Bewegungarbeit des fließenden Wassers und mangels natürlicher Flußkrümmungen talwärts schieben. Bei diesem pendelnden Talweg, der z. B. im Oberrhein und auf der Unterelbe vorherrscht, sind die Wassertiefen auf den Uebergängen kleiner als bei festem Talweg, die Schwierigkeiten für die Stromschiffahrt also noch größer.

Der Einfluß des Talwegs auf die Schleppschiffahrt ist vielseitig und verwickelt, denn die Führung und Lenkung eines Schiffes und besonders eines Schleppzuges verlangt in dem vielfach gewundenen Fahrwasser mehr als bei einem Seeschiff fortgesetzt große Aufmerksamkeit und besondere Erfahrung, auch hinsichtlich der auf dem Meere nur selten auftretenden örtlichen Hindernisse. Gerade an den Stellen, wo der Schleppzug den Kurs ändern muß, um von einem einbuchtenden Ufer zum anderen hinüberzusteuern, tritt zusammen mit einer Verminderung der Wassertiefe eine plötzliche Geschwindigkeitzunahme der Strömung ein.

Durch die geringe Wassertiefe auf dem Uebergang, die dadurch bedingte Beschleunigung des Rückstroms und durch das höhere Auflaufen der Bugwelle wird der Schiffswiderstand vermehrt und die Schiffgeschwin-

digkeit vermindert. Im selben Augenblick wird durch das Ruderlegen der Winkel zwischen Kielrichtung und Stromstrich und folglich der für den Schiffswiderstand in Rechnung zu stellende benetzte Schiffquerschnitt vergrößert, was eine weitere Vermehrung des Widerstandes und Verminderung der Geschwindigkeit nach sich zieht. Die so dreimal verringerte Geschwindigkeit kann zur Folge haben, daß die von der Geschwindigkeit der auf das Blatt treffenden Wasserfäden abhängige Ruderwirkung nicht ausreicht, um das Schiff auf das andere Ufer zu bringen, zumal wenn der Uebergang sehr steil ist, d. h. wenn der Talweg die Mittellinie des Flußlaufs unter einem größeren Winkel kreuzt. Dabei kann die größere Stromgeschwindigkeit auf dem Uebergang die oben dargelegte Verminderung der Ruderwirkung nicht ausgleichen. Um also nicht auf das gegenüberliegende Ufer aufzufahren, muß der Bug in diesem Falle durch Verwendung von Ankern, Tauen und Schurbäumen gewaltsam herumgedrückt werden, und das umso mehr, weil sonst durch den größeren Wasserdruck am Heck, das ja jetzt mitten im Stromstrich liegt, ein Wiederaufrichten des Kurses eintreten kann.

Im tiefen Wasser des Kolkes muß der Führer so steuern, daß der flußseitige Wasserüberdruck nicht Bug oder Heck an die meist nahe, steile und oft steinige Böschung des einbuchtenden Ufers drückt; bei der Kreuzung des Uebergangs muß er Sorge tragen, eine nicht zu große Kursänderung zu nehmen, weil sonst der Bug zuerst quer vom Stromstrich getroffen und dadurch das Schiff auf die am vorspringenden Ufer lagernde Sandbank getrieben wird. Dies stetig wiederholte und doch abwechslungsreiche Spiel der Kräfte dauert während der ganzen Reise an und spiegelt sich ebenso auch in den Fahrregeln für die Talfahrt wieder, bei der in Stromengen die stärkste Strömung, also Mitte Fahrwasser, gehalten, in Krümmungen des Talwegs das einbuchtende Ufer angesteuert und der am vorspringenden Ufer lagernden Sandbank ausgewichen werden muß.

Diese schon für alleinfahrende Schiffe beträchtlichen Schwierigkeiten werden noch viel größer, wenn z. B. ein aus einem Schleppdampfer und mehreren Lastschiffen zusammengesetzter Schleppzug auf einer scharf und gleichmäßig gewundenen Strecke, etwa des mittleren Rheins, zu Berg fährt. Da die ganze Länge des Schleppzuges bei 6 Anhängen etwa 1200 m, die Entfernung zwischen den Uebergängen im Durchschnitt rund 800—1000 m beträgt, befindet sich stets in dem Augenblick, wo der Schleppdampfer vor einem Uebergang liegt, auch ein Lastschiff vor dem nächsten unterhalb liegenden Uebergang. Ja, in Strecken, wo sich, wie z. B. bei Köln, die Uebergänge mit 400 m Abstand folgen, kann der Fall eintreten, daß die Dampfer und 2 Schiffe des Anhangs gleichzeitig vor einem Uebergang ankommen und dann die dreimal auftretenden aus Widerstandvermehrung, Geschwindigkeitverminderung und Verlust an Steuerfähigkeit zusammengesetzten Schwierigkeiten trotz äußerster Anstrengung der Maschine Stillstand, Grundberührung oder Schiffzusammenstöße verursachen können. Um das zu vermeiden, können in diesen Fällen die Schlepprossen und damit die Schiffabstände verändert werden; bei besonders schwierigen Lagen oder Stromschnellen um so viel, daß der Schlepper bereits in freiem Wasser mit geringem Gefälle liegt, wenn der Anhang in die gefährliche Enge einläuft. Unter Umständen, wie z. B. im Binger Loch, wird eine Teilung des Schleppzuges oder Vorspann erforderlich.

Ein Schleppzug mit leeren Schiffen, die des geringeren Tiefgangs wegen nicht an den Talweg gebunden sind, kann in vielen Fällen zur Vermeidung des Stromstrichs beim Uebergang auf die Sandbank am vorspringenden Ufer zusteuern, wo zwar geringere Wassertiefe aber auch geringeres Gefälle und folglich weniger Strömung ist, und sich so die gefährliche scharfe Wendung ersparen.

Das Maß der Verlängerung des Reiseweges durch den Talweg gegenüber der Stromlänge wurde aus den Stromkarten durch Aufmessen verschiedener Strecken zu 5—10% der Stromlänge ermittelt.

Die Einflüsse des Talweges auf den Betrieb der Schleppschiffahrt sind nicht nur auf jedem Strom und jeder Stromstrecke verschieden, sondern auch innerhalb derselben Strecke großen Veränderungen durch die **Schwankungen des Wasserstandes** unterworfen.

Infolge der dadurch bewirkten Gefälle- und Stromgeschwindigkeitschwankungen ändern sich auch die Geschiebebewegungen; die Kolke werden bei Hochwasser vertieft, die Uebergänge verflacht, die Kiesbänke verschoben. Der Talweg ändert sich, und zwar derart, daß bei steigendem Wasser die Windungen gestreckter, die Krümmunghalbmesser größer und für die Schleppschiffahrt günstiger werden. Bei fallendem Wasser wird der schärfer ausgeprägte Talweg und damit der zurückzulegende Weg länger, während gleichzeitig die kleineren Krümmunghalbmesser, die größeren Gefällebrüche und die geringeren Fahrwassertiefen den Schleppbetrieb immer schwieriger und gefährlicher gestalten.

Bezüglich der Frage der zu verwendenden Schleppdampferart ergibt die Untersuchung der Einflüsse des Talwegs und des Grundrisses der Ströme überhaupt, daß der bei gleicher Zugleistung und gleichem Tiefgang 20 bis 40% kürzere und 40 bis 50% schmalere Schraubendampfer durch die Windungen und Talwegschlängelungen leichter und sicherer zu steuern ist, als der Seitenraddampfer, zumal, wenn jener als Doppelschraubenschiff durch Rückwärtsgang einer Schraube die Ruderwirkung nachdrücklich unterstützen und folglich schneller und sicherer drehen kann.

Außerdem kann er infolge Fehlens der Radkasten und dank seiner schärferen Schiffsformen die wechselnden Gegen- und Querströmungen des Wassers und Windes und die von Wasserstandschwankungen bedingten Gefälle- und Geschwindigkeitänderungen leichter überwinden, so daß er in den Stromkrümmungen geringeren Gefahren ausgesetzt ist als der Seitenraddampfer.

Eine wesentliche für die Schifffahrt wichtige Eigenschaft der Ströme ist ihr **Gefälle**.

Das Schiff treibt auf dem Strome bei der Talfahrt mit der Strömung abwärts und muß bei der Bergfahrt gegen die Strömung aufwärts geschleppt werden. Der Schleppzug hat also in beiden Fällen mit gänzlich veränderten Widerständen und Geschwindigkeiten zu rechnen. Während beim Seeschiff die Maschinenleistung dauernd gleich bleibt, kann die Maschinenstärke des Schleppers bei der Talfahrt nur wenig, höchstens zur Hälfte ausgenutzt werden.

Die Schräglängung des Grundrisses kommt auch im Längsschnitt zum Ausdruck, da die größten Wassertiefen sich in den Kolken vor dem einbuchtenden Ufer, die kleinsten aber auf den Uebergängen vorfinden. Die geringsten Fahrwassertiefen auf den Uebergängen sind für die zulässige Tauchtiefe der Schiffe maßgebend. Der durch eine solche Schräglängung fahrende Schlepper, dem es besonders darauf ankommt, den Zug mit Sicherheit über die tiefsten Stellen der Uebergänge (Furten oder Schwellen) zu führen, muß also außer den je nach der Grundrißform erforderlichen Steuermanövern noch die gleichzeitig auftretenden Gefällebrüche berücksichtigen, die eine Vermehrung der Stromgeschwindigkeit etwas unterhalb der Furt und eine Verminderung etwas unterhalb des Kolks verursacht. Beide bedingen eine Veränderung des Schiffswiderstandes und damit der Schiffgeschwindigkeit, die gerade in diesem Augenblick für die Ruderwirkung besonders wichtig ist. Es ist einleuchtend, daß der kürzere, mit zwei Maschinen arbeitende Schraubenschlepper diesen hohen Anforderungen an *Lenkbarkeit* besser genügen kann als der längere, mit den Radkasten weit ausladende Seitenraddampfer, besonders weil der achsial nach hinten auf das hartbord gelegte Ruderblatt wirkende Schraubenstrom das Drehen kräftig unterstützt.

Die **Stromgeschwindigkeit** hängt vom Gefälle, dem Flußbettquerschnitt und dem Profilradius ab, d. h. dem

Verhältnis des benetzten Querschnitts F zum benetzten Umfang U ; wird $F:U$ kleiner, so nimmt die Reibung, also der Widerstand des Flußbettes zu und die Stromgeschwindigkeit wird bei gleichbleibendem Gefälle kleiner. Das wäre für die Schifffahrt günstig. Der Vorteil wird aber durch den Nachteil des größeren Schiffswiderstandes übertoffen, der mit abnehmendem Querschnittsverhältnis (benetzter Flußbettquerschnitt zu benetztem Hauptspant) erheblich steigt. Auch dies zeigt, wie verwickelt die Wechselbeziehungen zwischen Stromeigenschaften und Stromschifffahrt sind. Die Stromgeschwindigkeit ist schwer zu messen, weil sie örtlich und zeitlich fortwährend schwankt und in jedem Punkte des Stromes andere Werte hat. Die Oberflächengeschwindigkeit ist größer als die Sohlengeschwindigkeit in jeder Lotrechten; die Höchstgeschwindigkeit eines Querschnitts liegt im Stromstrich und schwankt auf den deutschen Strömen bei gemitteltem Niedrigwasser (MNW) zwischen 0,5 und 1,5 m/sec., bei mittlerem Hochwasser (MHW) zwischen 1,0 und 3,0 m/sec., und steigt in Engen und Stromschnellen bis auf 5 m/sec. Die Verteilung der Stromgeschwindigkeit im Querschnitt hängt von der Form und Größe der fortwährend wechselnden Stromquerschnitte ab. Da die ausspülende Arbeit der Stromkraft eine Vermehrung der inneren Bewegungen bedingt, nimmt in den Kolken die Stromgeschwindigkeit ab, die Schiffgeschwindigkeit zu, während auf den Uebergängen, wo eine größere Schiffgeschwindigkeit erwünscht wäre, das umgekehrte eintritt; eine Wirkung, die auch bei geraden Stromstrecken in Kolken und Uebergängen auftritt.

Das zeigt die folgende Betrachtung:

Im Beharrungszustande des Stromes und bei demselben Wasserstande wird an jeder Stelle durch jeden Querschnitt dieselbe sekundliche Wassermenge abgeführt. Da Wassermenge geteilt durch Querschnittfläche die mittlere Geschwindigkeit ergibt, wird diese von Punkt zu

Punkt des Talwegs gleichfalls schwanken und in den Kolken kleiner sein als in den Uebergängen, eine Wirkung, die sich mit der ebenerwähnten doppelt. Ein bergwärts fahrender Dampfer hat die Geschwindigkeit der Strömung zu überwinden. Diese Geschwindigkeit ist zwar nicht die vorerwähnte mittlere Geschwindigkeit, sie nähert sich ihr aber mit abnehmender Größe und Tiefe des Querschnitts, während sie bei wachsender Größe und Tiefe des Querschnitts im Stromstrich mehr der größten Oberflächengeschwindigkeit entspricht. Wie die mittlere Geschwindigkeit, so ist auch das örtliche Gefälle am größten in den Uebergängen und am kleinsten in den Kolken. Da die Stromgeschwindigkeit von der wirklichen Geschwindigkeit des Schiffes (gegen das Wasser) abgezogen werden muß, um die scheinbare Geschwindigkeit gegen das Ufer zu erhalten, kann letztere bei der Fahrt auf einem Strome keine gleichmäßige sein; sie ist in den Uebergängen kleiner als in den Kolken.

Da aber der Schiffswiderstand in begrenztem Wasser außer mit dem Abnehmen des oben erwähnten Verhältnisses auch mit abnehmender Wassertiefe unter dem Schiff wächst, also auf den Uebergängen stets größer ist als in den Kolken, so muß der Schleppzug von Punkt zu Punkt des Talweges mit dauernder Veränderung von Stromgeschwindigkeit und Schiffswiderstand rechnen, wohingegen der Widerstand auf dem Meere — ebenso wie auf Kanälen — gleich bleibt. Da also auf dem Strom der Widerstand schwankt, kann ein Schleppdampfer bei gleichbleibender Maschinenleistung keine gleichmäßige Geschwindigkeit erreichen; sie wird von den Kolken zu den Uebergängen hin ab und von den Uebergängen zu den Kolken hin zunehmen.

Der Schiffswiderstand auf Strömen wird ferner beeinflusst durch die Richtung der Strömung. Das Schiff, und besonders das geschleppte, hat zwar in den Kolken eine zur Strömung gleichlaufende Richtung, muß aber auf den Uebergängen mit einem mehr oder weniger spitzen

Winkel gegen die Richtung der Strömung und auch gegen die Richtung des Talwegs gesteuert werden, um die Schwellen mit Sicherheit an den tiefsten Stellen zu überschreiten. Dort treten also vermöge der Strömung Seitenkräfte auf, die den schon durch das seitlich gelegte Ruderblatt vermehrten Widerstand vergrößern.

Bisher war bei der Untersuchung des Querschnitts und des Einflusses seiner Form und Größe auf die Schleppschiffahrt angenommen worden, daß die Wasserstände unverändert blieben. Es ist aber eine wesentliche Eigenschaft der offenen Ströme, daß ihre **Wasserstände** beständig wechseln: Man unterscheidet Niedrigwasser, Mittelwasser, Hochwasser und den gewöhnlichen Wasserstand. Durch den Wasserstandwechsel erleidet das Strombett fortwährend Veränderungen: Mit steigendem Wasser nimmt die Stromkraft zu und bewegt immer mehr Geschiebe, bis bei HW schließlich die ganze Stromsohle in Bewegung gesetzt ist und die Kiesbänke wandern. Sobald das Wasser fällt, nimmt die Stromkraft ab, sie kann die schweren Geschiebe nicht mehr bewegen, so daß diese abgelagert werden und der Talweg, besonders in annähernd geraden Strecken, eine andere Lage bekommt als vorher. Gleichzeitig wird das Gefälle, das bei HW eine ziemlich ausgeglichene gerade Linie bildete, allmählich wieder stufenförmig, d. h. schwächer in den Gruben und stärker auf den Schwellen, die sich infolgedessen meistens allmählich vertiefen. Man sagt: Bei fallendem Wasser und bei NW laufen sich die Uebergänge aus, d. h. die Abnahme der Wassertiefen ist dort kleiner als die Unterschiede der Pegelstände.

Für die Schiffahrt liegt der Vorteil der höheren Wasserstände im allgemeinen darin, daß das Schiff tiefer beladen werden, seine Tragfähigkeit also besser ausgenutzt werden kann. Zweitens werden die Krümmungshalbmesser des Talweges in den Gruben größer, so daß er eine gestrecktere und für die Schleppschiffe günstigere Form bekommt. Drittens nehmen, da die Stromquer-

schnitte und die Wassertiefen wachsen, die Widerstände ab, viertens werden die Wirkungsgrade der Fortbewegungsmittel besser.

Dagegen wächst mit dem Querschnitt und der Wassertiefe bei gleichbleibendem Gefälle die mittlere Stromgeschwindigkeit und auch die Oberflächengeschwindigkeit im Stromstrich oder Talweg, die etwa das 1,25fache der mittleren Geschwindigkeit beträgt. Dazu kommt, wie bereits oben bemerkt, daß bei hohen Wasserständen sich die vom Schleppdampfer zu überwindende Strömung mehr der Größe der Oberflächengeschwindigkeit nähert. Wenn auch in solchen Fällen in großen und weiten Querschnitten bei der Bergfahrt die größte Oberflächengeschwindigkeit im Stromstrich tunlichst vermieden wird, würde doch unter sonst gleichen Umständen durch die wachsende Größe der zu überwindenden Gegenströmung eine gewisse Verzögerung der Fahrt eintreten. Ob und wieweit dieser Nachteil die vorgenannten Vorteile der höheren Wasserstände aufhebt, hängt einerseits von den örtlichen Verhältnissen der betreffenden Stromstrecke, der Form und Größe ihrer Querschnitte, dem Gefälle und dergl., andererseits von den Hauptspantflächen des Dampfers und des Anhangs ab. Allgemeine Untersuchungen würden zu keinem sicheren Ergebnis führen. Nach den Erfahrungen auf den deutschen Strömen überwiegen in den meisten Fällen die Vorteile, und zwar besonders bei den Schraubendampfern, weil der Wirkungsgrad der Schrauben bei wachsender Wassertiefe und wachsendem Wasserquerschnittsverhältnis in stärkerem Maße zunimmt als der der Schaufelräder.

Die Ueberlegenheit des Schraubendampfers zeigte sich andererseits auch bei fallendem Wasser. Denn der Eigenwiderstand des großen Seitenraddampfers wächst bei kleiner werdendem im Querschnitt Verhältnis stärker als der des kleineren Schraubenschleppers.

Die Größe des Stromquerschnitts hat, wie wir gesehen haben, auf den Schiffswiderstand erheblichen Ein-

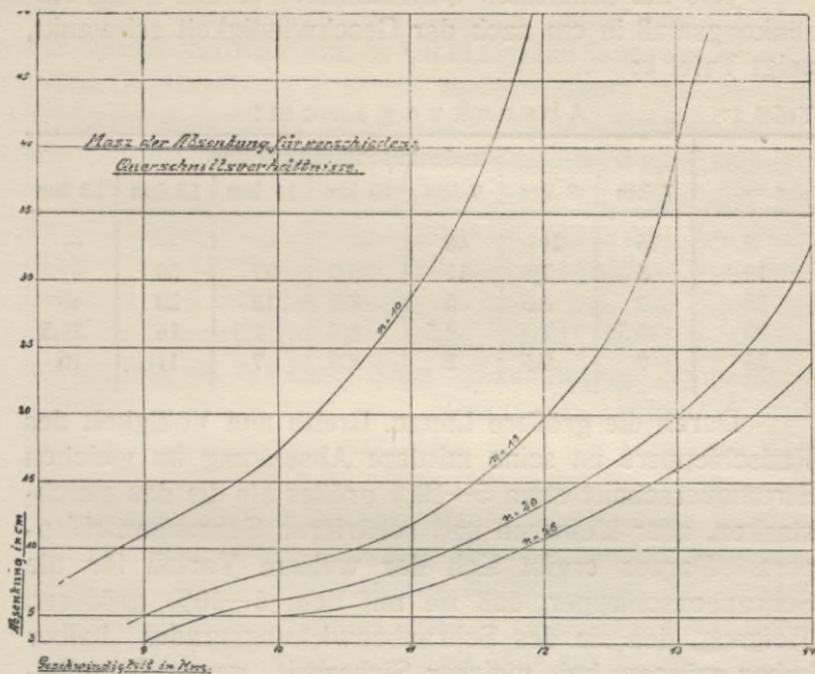
fluß, weil das Querschnittsverhältnis n , das beim Seeschiff als unendlich groß angesehen werden kann, auf den deutschen Strömen zwischen 5 und 30 bei MNW, 10—50 bei MW und 30—100 bei HW beträgt und der Widerstand noch bei $n=200$ meßbar beeinflußt wird (Gebers).

Das rührt daher, daß das von dem fahrenden Schiff vorn verdrängte Wasser dauernd den durch die Schiffbewegung hinten erzeugten Fehlbetrag ersetzen muß. Die so mit einer von innen nach außen abnehmenden Geschwindigkeit in schleifenförmige Kreisbewegung versetzten Wasserteilchen strömen neben und unter dem fahrenden Schiff zurück. Diese Rückstromgeschwindigkeit wird mit abnehmender Größe des freien Querschnitts größer und vermehrt folglich die für den Reibungswiderstand maßgebende Geschwindigkeit der Schiffhaut gegenüber dem umgebenden Wasser und zwar umso mehr, je kleiner bei gleicher scheinbarer Geschwindigkeit der freie Querschnitt ist.

Dieser Rückstrom wird durch zunehmende Wassertiefe günstiger beeinflußt als durch zunehmende Wasserspiegelbreite und hängt von der Reibung der zwischen Schiffboden und Flußsohle befindlichen Wasserschicht ab, die je nach dem in verschiedenen Querschnitten schwankenden Druck wechselt, wobei der günstige Einfluß der größeren Wassertiefe in steigendem Maße bei größerem Tiefgang wächst.

Ebenso groß wie der Einfluß der Fläche ist der der **Form des benetzten Stromquerschnitts**, die von Punkt zu Punkt des Talwegs verschieden ist. Sie schwankt in vielen Abstufungen vom Dreieck zur Parabel. Bei einem Schiff von $L = 62,5$; $B = 8$; $T = 2$ m ist z. B. bei etwa 4 km Stundengeschwindigkeit der Widerstand im flachen trapezförmigen Querschnitt rund 20 v. H. größer als im rechteckigen von gleicher benetzter Fläche, also auch gleichem Querschnittsverhältnis n (Engels).

Abb. 1



Die von der Schiffgeschwindigkeit, der freien Größe und Form des Flußquerschnitts, dem Querschnittverhältnis n und der Rauigkeit der Oberfläche von Ufer und Schiff abhängige Rückstromgeschwindigkeit bedingt ein Gefälle, dem eine Absenkung des Wasserpiegels neben dem Schiffe entspricht. Diese Absenkung beeinflusst den Gefälle- und Reibungswiderstand und macht erfahrungsgemäß (Krey) in begrenzten Wasserquerschnitten annähernd die Hälfte des Gesamtschiffswiderstandes aus. Die Abhängigkeit der Absenkung vom Querschnittverhältnis geht aus der Abbildung — 1 — hervor, die auf Grund verschiedener Natur- und Modellversuche (Krey, Flamm, Kempf) aufgestellt wurde: Bei einer Geschwindigkeit von 6 km beträgt die Absenkung bei $n = 3$ 25 cm, bei $n = 5$ 15 cm, bei $n = 7$ 10 cm; bei einer Geschwindigkeit von 9 km bei $n = 5$ 40 cm, bei $n = 7$ 20 cm, bei $n = 10$ 10 cm.

Wie bei demselben Querschnittverhältnis n das Absenkungsmaß in cm nach der Geschwindigkeit schwankt, zeigt Tafel 1:

Tafel 1: Absenkung in cm:

n =	Stundengeschwindigkeiten						
	7 km	8 km	9 km	10 km	11 km	12 km	13 km
5	15	21	40	—	—	—	—
10	5	7,5	11	16,5	27	50	—
15	2	3,5	5	8,5	13	20	40
20	0,5	2	4,5	6,5	9,5	14	21,5
25	0	0,5	2	4,5	7	11	16

Durch die größere Länge, Breite und Völligkeit des Radschleppers ist seine mittlere Absenkung im gleichen Stromquerschnitt etwa 5—10% größer als die des gleichstarken, aber kleineren und schärferen Schraubenschleppers. Daraus ergibt sich der weitere Vorteil für die Schraubenschlepper, daß sie mit dem 5—10% größeren Tiefgang, den sie des Schraubenwirkungsgrades halber haben müssen, bei gleicher Sicherheit gegen Grundberührung annähernd ebenso lange fahren können, wie die an sich flacheren Seitenrad-Dampfer.

An dieser Stelle ist noch der Einfluß zu erwähnen, den **Gleitkraft und Gleitgeschwindigkeit** im Gegensatz zum Seeschiff auf jedes auf einem Strom fahrende Schiff ausüben und der auch zu der Wahl der Schleppdampferart in Beziehung steht. Die vom Gewicht des Schiffes und der Neigung des Wasserspiegels, also dem Gefälle, abhängige Seitenkraft der Schwere wird durch die inneren Wasserbewegungen größtenteils verzehrt. Da diese in dem verdrängenden Schiffkörper fortfallen, erhält das Schiff eine größere beschleunigende Kraft als ein gleich schwerer Wasserkörper. Die Gleitgeschwindigkeit ergibt sich aus der Beziehung, daß im Beharrungszustand die Gleitkraft gleich dem Widerstand ist, den das Schiff dem Gleiten bei einer bestimmten Gleitgeschwindigkeit entgegensetzt. Sie ergibt sich aus

der Widerstandskurve eines Schiffes, wenn man mit der aus Wasserverdrängung in t und Gefälle in $m:km$ berechneten Gleitkraft als Ordinate die zu dem betreffenden Widerstand gehörige Geschwindigkeit als Abszisse sucht. Die Geschwindigkeit ist von wechselnden Wasserständen und Stromgeschwindigkeiten nur insoweit abhängig, als diese durch Gefälleschwankungen bedingt werden. Da Gleitkraft und Gleitgeschwindigkeit also wesentlich von dem Gewicht des Schiffes bedingt werden und das Gewicht eines Seitenraddampfers — vergl. Teil II. S. 33 — erheblich größer ist als das eines gleichstarken Schraubenschleppers, ergibt sich auch hieraus ein weiterer Grund zur Bevorzugung des letzteren; denn die Gleitkraft des Dampfers muß beim zu Berg fahrenden Schleppzug als Zusatzarbeit zum Schiffswiderstand überwunden werden und die dazu nötige Maschinenleistung beträgt beispielsweise bei einem 800pferdigen Radschlepper bei einem durchschnittlichen Gefälle von $1:3000$ 24 PSi, beim gleichstarken Schraubenschlepper aber nur 10 PSi. (vergl. Tafel 2 bei Seite 70).

Schließlich spricht auch der Luftwiderstand, wengleich sein Einfluß im Vergleich zum Wasserwiderstand gering ist, zugunsten des Schraubenschleppdampfers, denn der meist doppelt so große Ueberwasserquerschnitt z. B. eines 1000 PS-Seitenraddampfers bedingt bei frischem Winde etwa 50 PSi, bei Sturm bis über 100 PSi mehr als der gleichstarke Schraubendampfer zur Ueberwindung des Luftwiderstandes braucht.

Angeichts dieser zahlreichen, vielfach verwickelten und noch ungenügend ergründeten Wechselbeziehungen zwischen Strom und Schiff ist es einleuchtend, daß sich der Berechnung des **Schiffswiderstandes** von Schleppzügen außerordentliche Hindernisse entgegenstellen und daß die Ermittlung des Widerstandes durch Schleppversuche sehr schwierig und trotz der bisher dafür aufgewendeten Zeit- und Geldopfer doch noch unzuverlässig ist.

Diesem Wege ist aber trotz der ihm anhaftenden Schattenseiten der Vorzug zu geben. Denn obwohl es zwischen Schiffswiderstand, Flußbettwiderstand, Wirkungsgrad und Zugleistung im Gleichgewichtszustand nur ein ganz bestimmtes Verhältnis geben kann, läßt es sich doch rein rechnerisch nicht ermitteln, da wir die verwickelten Bewegungsvorgänge zwischen Schiff und fließendem Wasser, zwischen Geschwindigkeit und Widerstand nicht kennen, zumal da es sich um zusammengesetzte, ungleichförmige, durch innere Bewegungen hervorgerufene Widerstände handelt.

Wenn man auch mit Hilfe von selbstschreibenden Flügeln und Zugkraftmessern für eine bestimmte Stromstrecke und bestimmte Luft- und Wasserverhältnisse gewisse Durchschnittswerte für eine Durchschnittsgeschwindigkeit des Schiffes und der Strömung sowie für eine durchschnittliche Tiefe und gewisse mittlere Querschnittformen und -größen erhalten könnte, würde es doch außerordentlich schwer, wenn nicht unmöglich sein, diese Ergebnisse auf andere Stromstrecken oder andere Ströme zu übertragen, da die örtlichen Verhältnisse an sich sowohl als auch in ihren Beziehungen untereinander und zum Schiff überall verschieden sind.

Dazu kommt, daß auch für den glücklichen Fall einer gelungenen Widerstandmessung die für den Schiffbauer wichtige Ermittlung der Zugleistung und Maschinenstärke auf andere Hindernisse stößt, die vor allem in der Bestimmung des Wirkungsgrades der Fortbewegungsmittel, Rad und Schraube, liegen, von dem im II. Teil B die Rede sein wird.

Während das Seeschiff auf dem freien Meere bei derselben Maschinenleistung fast immer dieselbe gleichmäßige Geschwindigkeit erreicht, sind bei der Binnenschifffahrt und beim Schleppen zu Berg die Verhältnisse sehr viel verwickelter: selbst in derselben Stromstrecke schwankt bei gleicher Maschinenleistung die durchschnittliche Zugkraft desselben Schiffes abgesehen von den

durch die wechselnden Querschnitte usw. hervorgerufenen Schwankungen mit den Wasserständen und ist in der Regel bei höheren Wasserständen größer als bei niedrigen.

Diesen im allgemeinen regelmäßigen Schwankungen kann man Rechnung tragen, wenn man an den Dampfer bei höheren Wasserständen einen schweren, bei niedrigem Wasser einen leichteren Schleppzug anhängt. Dabei ist vorausgesetzt, daß die Schleppzüge mit der günstigsten durchschnittlichen Geschwindigkeit gegen das Ufer fahren. Diese läßt sich auf offenen Strömen auch nicht durch Berechnungen, sondern nur durch die Erfahrung ermitteln. Sie wächst offenbar bei derselben Maschinenleistung durch Verminderung des Zuggewichts und des Zugwiderstandes und nimmt ab durch Vermehrung des Zuggewichts. Durch die größere Geschwindigkeit wird die Fahrtdauer abgekürzt und die Zahl der jährlich ausführbaren Reisen (auf derselben Strecke) vermehrt; aber bei jeder Fahrt wird nur eine kleinere Nutzlast befördert. Es muß also für jeden Dampfer, jede Verkehrlinie und jeden Wasserstand eine bestimmte durchschnittliche Geschwindigkeit gegen das Ufer geben, bei der die Betriebskosten am kleinsten und die geschleppte Nutzlast am größten wird. Erfahrungsmäßig liegt diese Geschwindigkeit auf dem Rhein je nach dem Wasserstande zwischen 4 und 5, auf der Elbe zwischen 3,5 und 5, auf der Oder zwischen 3,5 und 4,5 und auf dem Mittellauf der Donau zwischen 4 und 5 km je Stunde bei der Bergfahrt.

Bei demselben Zuggewicht, demselben Wasserstand und derselben Maschinenleistung ändert sich die Zugkraft und demnach die Geschwindigkeit gegen das Ufer je nach den Schwankungen des Eigenwiderstandes des Schleppers und des Zugwiderstandes, und zwar nimmt der Widerstand je t Nutzlast mit wachsender Schiffgröße zu, und zwar in steigendem Verhältnis mit wachsender Geschwindigkeit, ebenso, wenn auch in geringerem Maße, der Widerstand je t Wasserverdrängung.

Daher kommt es, daß, weil der Eigenwiderstand des stärkeren Schleppdampfers zu groß wird, auf manchen Stromstrecken die tonnenkilometrische Schleppleistung bei kleineren, schwächeren Schleppdampfern größer ist als bei großen, bei schwächeren Schraubenschleppern also größer als bei stärkeren Raddampfern. Der Widerstand des großen Schiffes kann außerdem bei Niedrigwasser so groß werden, daß man die Nutzlast besser auf mehrere kleinere Schiffe verteilt und z. B. in zwei kleinen Lastschiffen mehr schleppen kann, als in einem großen. *) Die im III. Teil zu erörternde größere Wirtschaftlichkeit des starken Schleppers kann allgemein aber dadurch nicht berührt werden.

Die Geschwindigkeit nimmt ab, sobald die Wassertiefe und der Querschnitt abnimmt, das Gefälle wächst oder die Querschnittsform ungünstiger wird, also an jedem Uebergang des Talwegs.

Daß bei fallendem Wasser, also kleiner werdenden Fahrwassertiefen, der Eigenwiderstand des breiten, flachbodigen Seitenraddampfers in stärkerem Maße wächst als der des durch geringere Verdrängung und schärfere Formen ausgezeichneten Schraubenschleppers, und, wie oben bemerkt, die Geschwindigkeit des Schleppzuges mit wachsendem Eigenwiderstand des Schleppdampfers abnimmt, spricht ebenfalls für die Verwendung von Schraubenschleppdampfern auf freien Strömen.

II. Teil.

Vergleich zwischen Rad- und Schraubenschleppdampfern.

A. Maschinenanlage und Schiffkörper.

Die Größe eines Schleppdampfers wird durch die Gewichte bestimmt, die er bei einem vorgeschriebenen Tiefgang tragen soll. Seine Wasserverdrängung hängt also nur ab von dem Gewichte des Schiffkörpers nebst Einrichtung und Ausrüstung, dem Gewicht der Maschinen-

*) vgl. Engels Zeitschrift für Binnenschiffahrt, Juli 1916.

anlage nebst Kesseln und Brennstoffvorrat und dem Gewichte der Besatzung nebst Vorräten.

Da die letzteren wenig Einfluß haben und das Gewicht des Rumpfes von seinen Abmessungen, diese aber wieder von dem Hauptgewicht, der Maschinenanlage, bestimmt werden, ist für die Größe eines Schleppdampfers vornehmlich das Gewicht der Maschinenanlage maßgebend.

1. Die Maschinenanlage.

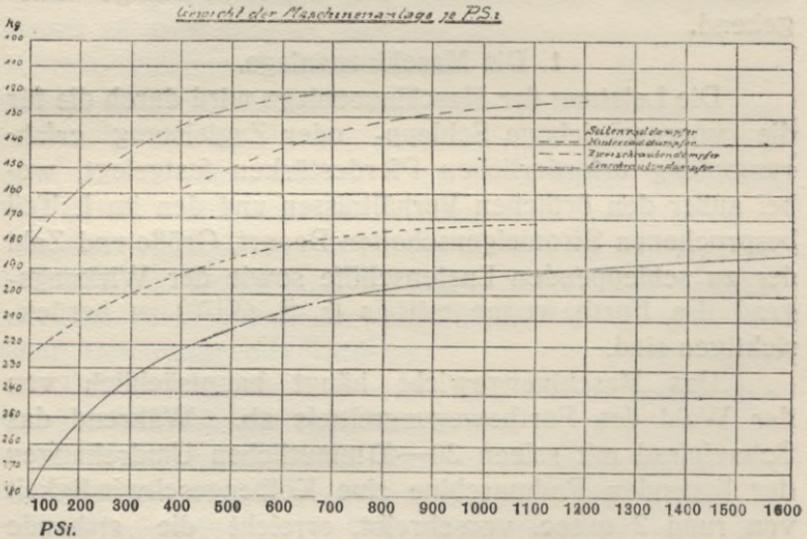
Die **Leistung der Maschinenanlage** wird durch die für die vorgeschriebene Schlepp- oder Zugleistung erfahrungsmäßig erforderlichen Pferdestärken festgelegt, wobei außer den örtlichen Verhältnissen und den im I. Teil besprochenen Stromeigenschaften Bauart, Größe und Zahl der zu schleppenden Lastenschiffe sowie der Wirkungsgrad des Fortbewegungsmittels (s. S. 69/70) zu berücksichtigen sind.

Das Maschinengewicht hängt hauptsächlich von der Wahl des Fortbewegungsmittels ab. Während das Schaufelrad mit seinen 30—40 minutlichen Umdrehungen der liegenden Rädmaschine eine Kolbengeschwindigkeit von rund 2 m/sec. vorschreibt, erreicht die stehende Hammermaschine eines Schraubendampfers bei 180—250 Umdr./min. eine Kolbengeschwindigkeit von rund 3 m/sec. und damit eine bedeutend leichtere Bauart.

Zahlreiche Nachrechnungen aus den Jahren 1910 bis 1914 ergaben die in Abb. 2 niedergelegten Kurven der **Gewichte der Maschinenanlagen** von Schrauben-, Heck- und Seitenradschleppdampfern, wobei in der Hauptsache Dreifach-Expansionsmaschinen mit Einspritzkondensation und Feuerrohrkessel von etwa 10—14 kg/qcm Druck berücksichtigt worden sind. Die Linien sind ebenso wie in den folgenden Tafeln das Mittel aus einer großen Zahl von Punkten, die zum Teil bis 10% höher oder tiefer liegen, je nach dem größeren Gewicht der einzelnen Maschinenteile, der Zahl der Pumpen und Hilfsmaschinen und dem Kesseldruck. Beim Vergleich der Gewichte der Maschinen-

anlagen im ganzen ergeben diese Ermittlungen, daß das Gewicht je PSi bei Schraubendampfern zwischen 145 kg bei 300 und 125 bei 1000 PSi, bei Seitenraddampfern zwischen 235 kg bei 300 und 193 kg bei 1000 PSi liegt; dazwischen liegen die Heckradschlepper mit 200 kg bei 300 und 178 kg bei 700 PSi.

Abb. 2



Bei einem Schlepper von 500 PSi Leistung beträgt das Gewicht der Maschinenanlage je nach der gewählten Antriebsart 62,5 t beim Schrauben-, 95 t beim Heckrad- und 107 t beim Seitenraddampfer. Die Seitenradmaschine wiegt also 75% mehr als die Schraubenschiffmaschine.

Beim Zweischaubendampfer muß bei Einsetzung der Gesamtmaschinenleistung ein Zuschlag von etwa 10% gemacht werden. Das bei 2-Zylindermaschinen an den Zylindern gesparte Gewicht wird durch die geringere Dampfspannung wieder aufgehoben; bei Vierfachexpansionsmaschinen ist es umgekehrt. Bei allen Maschinen wird das Gewicht mit zunehmender Kolbengeschwindigkeit und Umlaufzahl kleiner. Außer dem geringeren Gewicht hat die Schraubmaschine vor der Radmaschine den Vorteil erheblich kleineren Raumbedarfs und leichterem Unteraufbau.

Die Kosten der Maschinenanlage sind gleichfalls aus einer großen Zahl zur Verfügung stehender Angaben mehrerer Werften aus den Jahren 1905—1914 für Größen von 200—1600 PSi ermittelt worden und in der Abb. 3 in Mark je PSi zeichnerisch dargestellt.

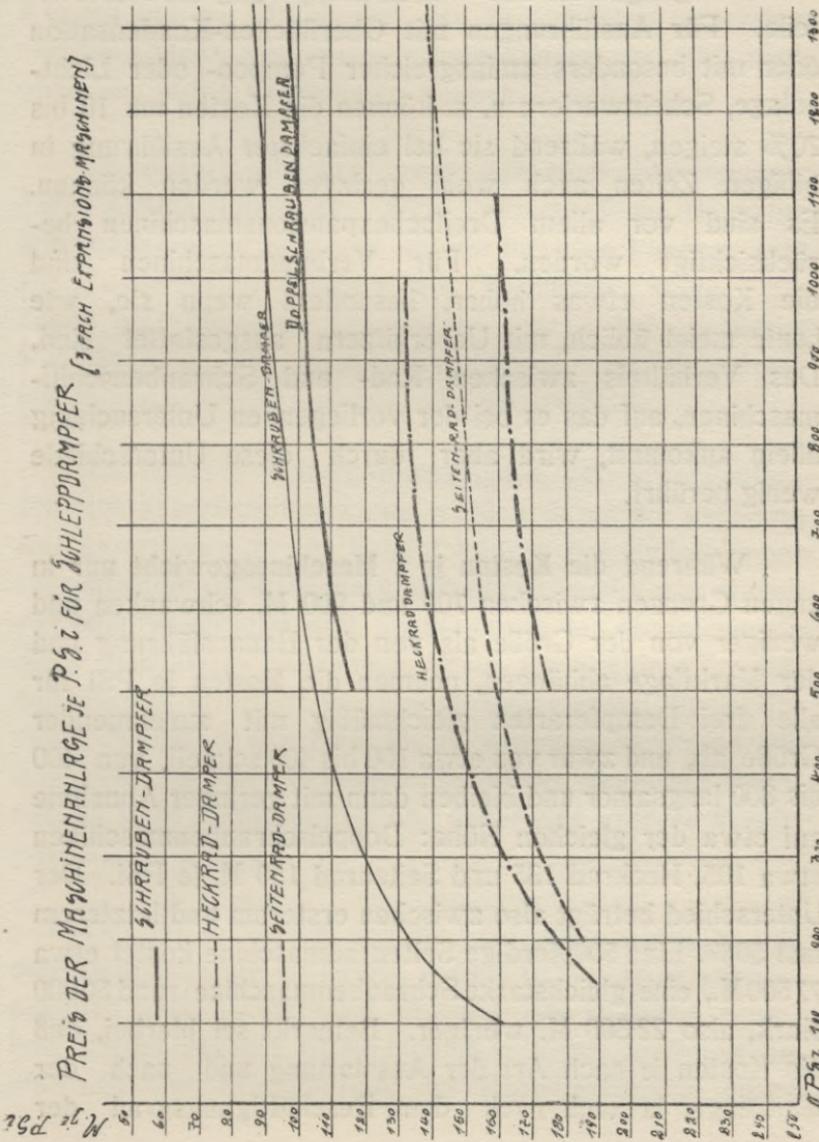


Abb 3.

Sie setzen sich zusammen aus den Kosten für die Maschine mit Hilfsmaschinen und Pumpen, den Einspritz-Kondensator, die Feuerrohr-Kessel von etwa 12 bis 15 km Spannung mit Rohrleitungen, für das Fortbewegungsmittel mit Wellenleitung und die Reserve-teile. Für Ausführungen mit Oberflächen-Kondensation oder mit besonders umfangreicher Pumpen- oder Licht-anlage, Scheinwerfern u. a. können die Kosten um 10 bis 20% steigen, während sie bei einfachster Ausführung in billigen Zeiten auch wohl geringer werden können. Es sind vor allem Dreifachexpansionsmaschinen be-rücksichtigt worden. Für Verbundmaschinen sind die Kosten etwas höher, besonders wenn sie, wie heute meist üblich, mit Ueberhitzern ausgestattet sind. Das Verhältnis zwischen Rad- und Schraubenschiff-maschinen, auf das es bei der vorliegenden Untersuchung allein ankommt, wird aber durch diese Unterschiede wenig berührt.

Während die **Kosten je t Maschinengewicht** nur in engen Grenzen zwischen 700 und 900 M. schwanken und weniger von der Größe als von der Bauausführung und der Marktlage abhängen, nehmen die **Kosten je PSi** für alle drei Dampferarten gleichmäßig mit zunehmender Größe ab, und zwar von etwa 100 bis 400 schnell, von 400 bis 800 langsamer und bleiben dann mit geringer Abnahme auf etwa der gleichen Höhe: Doppelschraubenmaschinen etwa 105, Heckrad 135 und Seitenrad 150 M. je PSi. Der Unterschied beträgt also zwischen ersterem und letzterem fast 50%. Eine 500pferdige Seitenradmaschine kostet etwa 77500 M., eine gleichstarke Schraubenmaschine rund 50000 Mark, also 22500 M. weniger. Bemerkt sei hierbei, daß die Kosten je nach Art der Ausstattung und nach der Marktlage, ja auch nach dem Beschäftigungsgrad der

Werft oft sehr erheblichen Schwankungen unterliegen, die noch dadurch vermehrt werden, daß die der Berechnung zugrunde gelegte Leistung — meistens etwa 55% Füllung — nicht immer die gleiche war. Daraus erklärt sich, daß die Punkte eine ziemlich große Streuung haben und die Kurven nur als Mittelwerte der Selbstkosten angesehen werden können, von denen Schwankungen von 10% nach oben und unten vorkommen können.

Besonders gilt dies von den Heckradmaschinen, deren Kosten infolge der recht verschiedenen Bauarten sehr schwankend sind und für die nur eine kleinere Zahl von ausgeführten Schiffen zur Verfügung stand. Sie liegen bei kleineren Leistungen unter, bei größeren Maschinen in der Regel über denen der Seitenradmaschinen.

Die höheren **Unterhaltungskosten** der schnellaufenden Schraubenschiffmaschine werden durch die größeren Ausbesserungen an den Schaufelrädern der Radschlepper ausgeglichen, da diese viel empfindlicher und Verletzungen viel mehr ausgesetzt sind, als die durch das überhängende Heck geschützten Schrauben. Wenn die letzteren beschädigt werden, erfordert die Auswechslung eines Flügels oder einer Schraube nur eine kleine Ausgabe, während die Ausbesserung eines Schaufelrades in der Regel mit Bordmitteln nicht ausführbar ist und daher eine größere Werftarbeit nötig macht.

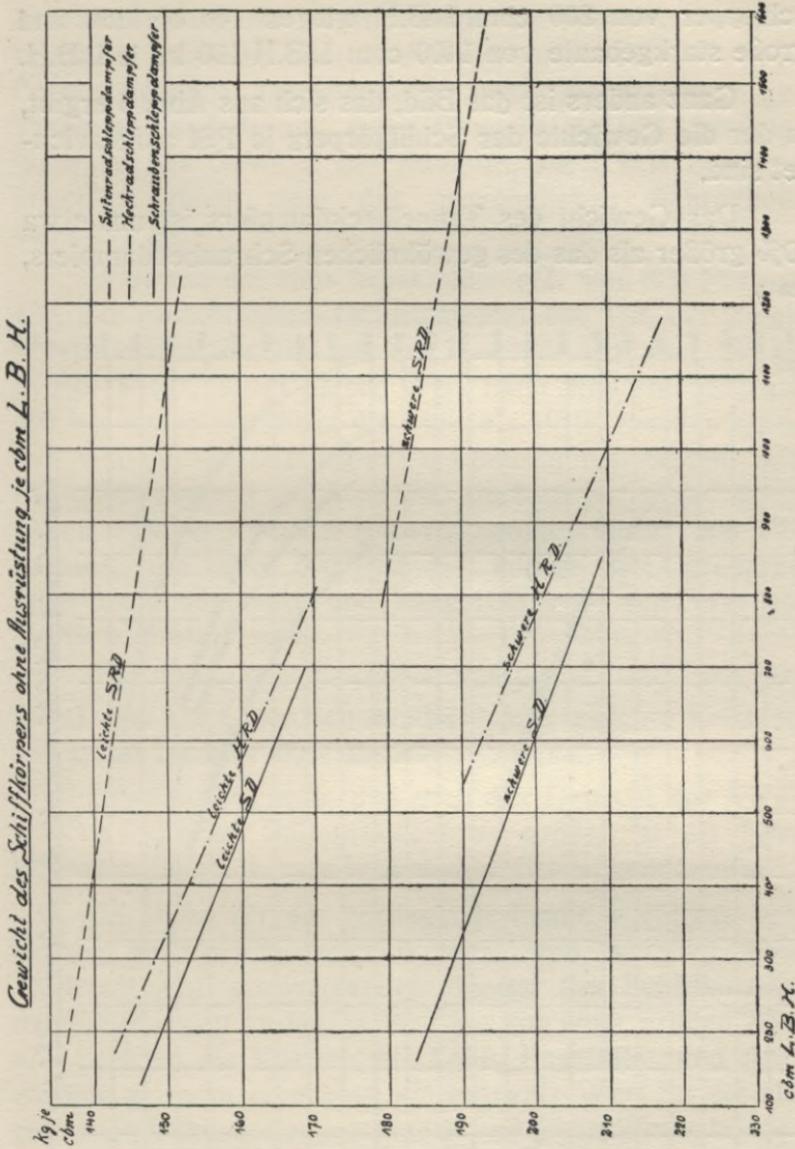
Der große Vorteil, den die Schraubenmaschinen vor den Radmaschinen im Preise voraus haben, wird voraussichtlich auch wenig oder garnicht von letzteren eingeholt werden können, da sie baulich sehr gut durchgebildet sind und eine Erleichterung der Maschinenanlage durch

Erhöhung der Umlaufzahl bei Schaufelrädern grundsätzlich ausgeschlossen erscheint. Die Einschaltung einer Zahnradübertragung ist für die Binnenschifffahrt zu kostspielig.

2. Der Schiffkörper.

Der **Schiffkörper** wird in seinen Abmessungen hauptsächlich durch das eben festgestellte Maschinengewicht bestimmt; die Verdrängung bei dem verlangten Tiefgang ergibt sich aus Länge in der Wasserlinie, Breite im Hauptspant und dem Völligkeitsgrad der Verdrängung auf Spanten und dem Völligkeitsgrad der Verdrängung. Da die Breite in der Regel durch die natürlichen und baulichen Eigenschaften des betreffenden Stromes beschränkt ist, muß der Raddampfer, der das 70% größere Maschinengewicht und dazu noch das größere Schiffseigengewicht zu tragen hat, bedeutend mehr in die Länge gezogen werden. Von der Länge hängt aber das Biegemoment ab und da die größten Gewichte — Maschine und Kessel — in der Mitte, bei den Heckraddampfern aber, was noch ungünstiger ist, ganz an den Enden liegen, wird die Längsbeanspruchung bei den Raddampfern so groß, daß besondere Verstärkungen von Außenhaut, Deck und Boden, und der Einbau von Längsschotten oder Gitterträgern nötig sind, um eine Längsfestigkeit zu bekommen, bei der die Verbände des Schiffes nicht zu hoch beansprucht und die Lebensdauer nicht zu sehr beeinträchtigt wird. Aus über 100 Schiffen von mehreren Werften verschiedener Stromgebiete aus den Jahren 1908 bis 1913 sind die Gewichte je cbm L.B.H und je PSi errechnet worden.

Abb. 4.

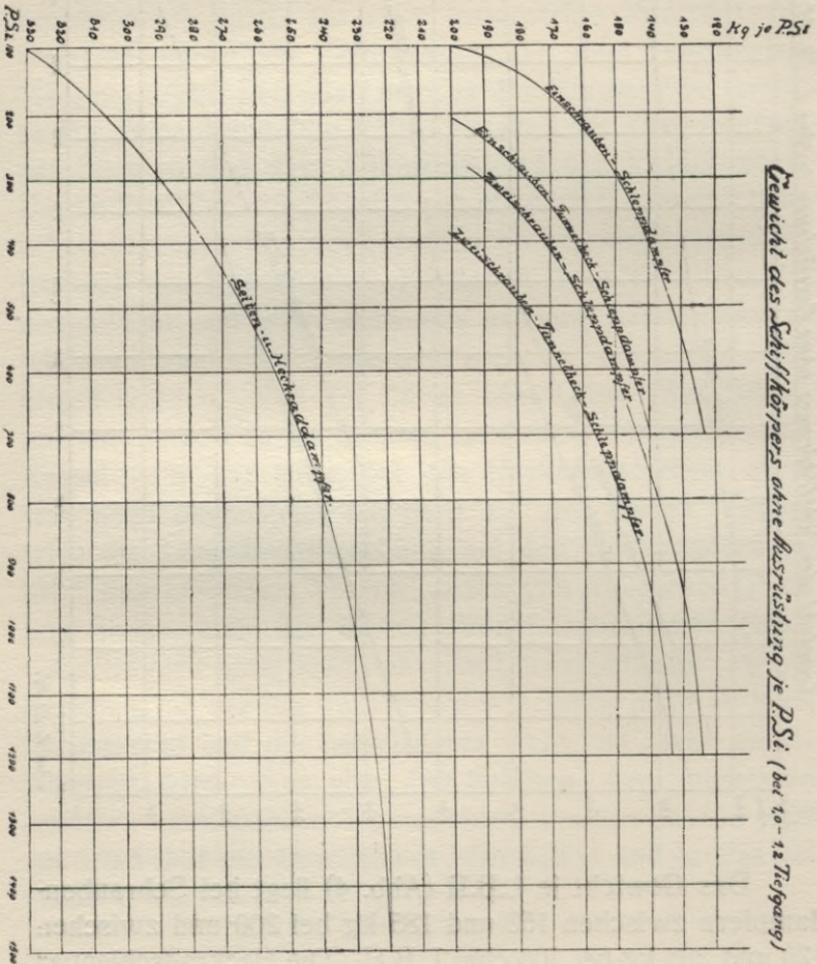


Das Gewicht je L.B.H (Abb. 4) liegt bei Schraubendampfern zwischen 150 und 185 kg bei 200 und zwischen 170 und 205 kg bei 700 cbm L.B.H. Die Heckradschlepper

stimmen damit fast genau überein; kleine Seitenrad-
schlepper von 200 cbm L.B.H wiegen 140 bis 150 und
große starkgebaute von 1400 cbm L.B.H 190 kg je L.B.H.

Ganz anders ist das Bild, das sich aus Abb. 5 ergibt,
in der die **Gewichte des Schiffkörpers je PSi** aufgezeich-
net sind.

Das Gewicht des Tunnelheckdampfers ist um etwa
10% größer als das des gewöhnlichen Schraubendampfers,
Abb 5



weil erstens die Gewichte des Tunnels und der durch ihn bedingten baulichen Verstärkungen im Hinterschiff dazukommen, zweitens aber auch, weil der um 30—50% flacher gehende Tunneldampfer mehr in die Länge gezogen ist und darum mehr Gewicht je PSi braucht, während das Gewicht des Rumpfes, auf L.B.H bezogen, ungefähr gleich dem des gewöhnlichen Schraubendampfers ist.

Während der Einschraubendampfer von 500 PSi nur 135, der Einschrauben-Tunneldampfer nur 152, der Zweischaubendampfer 160 und der Zweitunneldampfer 180 kg je PSi wiegt, steigt dieser Wert beim Radschlepper auf 255 kg, wobei allerdings die Linie als Mittel aus den ziemlich weit auseinanderliegenden Punkten von Seiten- und Heckraddampfern gemittelt ist, die hier ineinander übergehen. Dabei sind die Heckraddampfer unter 500 PSi leichter, die über 500 PSi — infolge der größeren Maschinenfundamente und Längsträger — schwerer als die Seitenradschlepper.

Ein Zweischaubentunnel-Schlepper von 800 PSi wiegt also 120 t, der Seitenradschlepper gleicher Leistung 185 t, das ist über 50% mehr.

Erwähnt sei noch, daß auch das Gewicht der Ausrüstung beim Seitenraddampfer größer ist als beim kleineren, leichter manövrierenden Schraubendampfer.

Um diese für die vorliegende Frage wichtigen und bei den auf verschiedenen Werften und verschiedenen Strömen sehr schwankenden **Kosten des Schiffkörpers** möglichst genau zu fassen, wurden von einer großen Zahl von Schiffen die Kosten für Lohn, Baustoffe und Ausrüstung getrennt errechnet, ein mittlerer Wert für die allgemeinen Unkosten zugeschlagen und diese Werte wieder unter sich getrennt auf t Schiffbaustahl, cbm L.B.H und PSi bezogen (Abb. 6). Aus den Kurven für Lohn und Material (Abb. 7) ergeben sich durch Zuschlag der Betriebsunkosten in Abb. 8 die Rumpfselbstkosten des Schiff-

Seitenraddampfer zwischen 220 und 125 M. je PSi. Auch diese Werte sind angesichts der großen Verschiedenheiten in Bau, Einrichtung und Ausrüstung, die z. B. zwischen den Oder- und Rheinschiffen üblich sind, nur als mittlere Vergleichswerte anzusehen. Es ergibt sich, daß

A^bb. 7

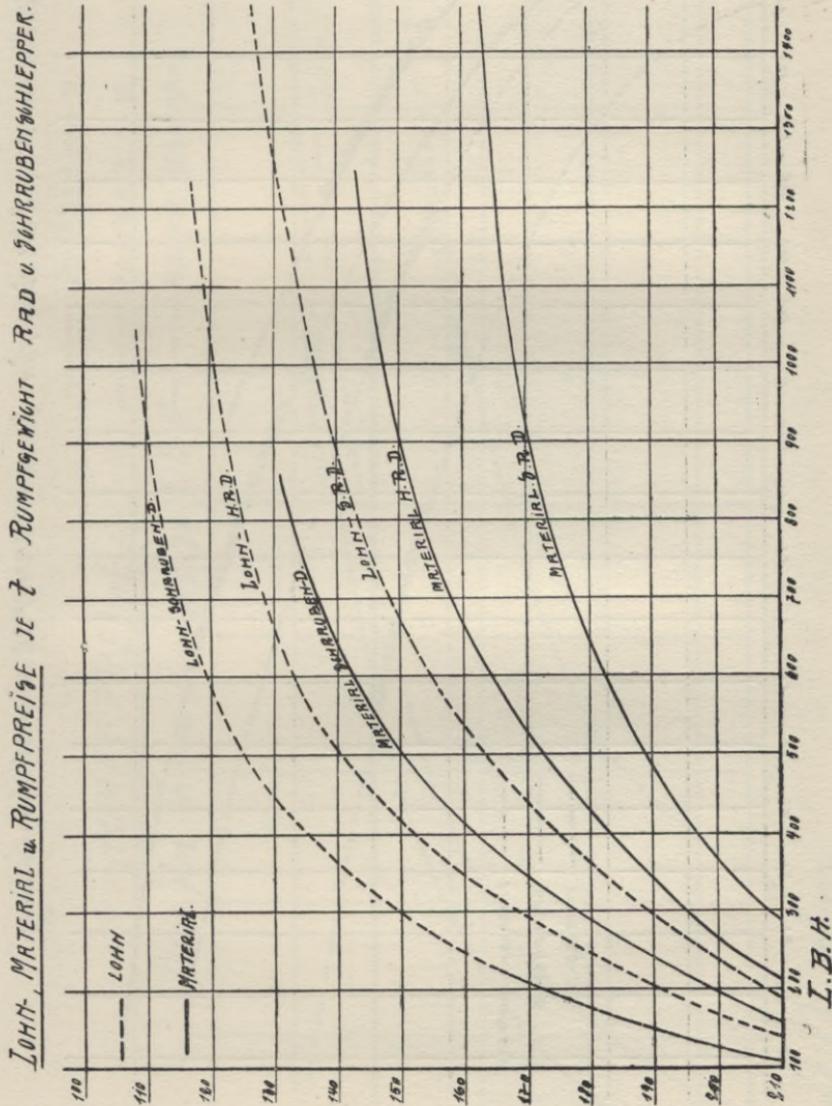
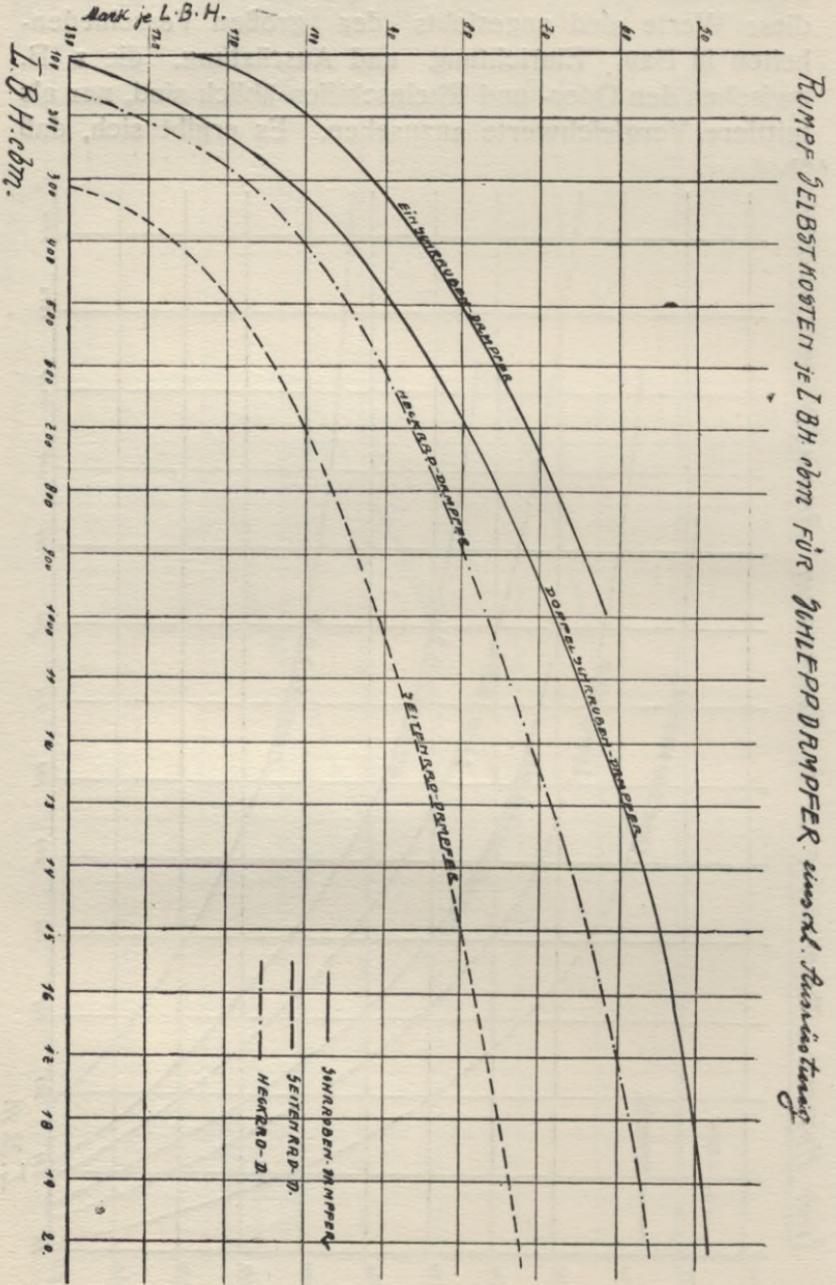
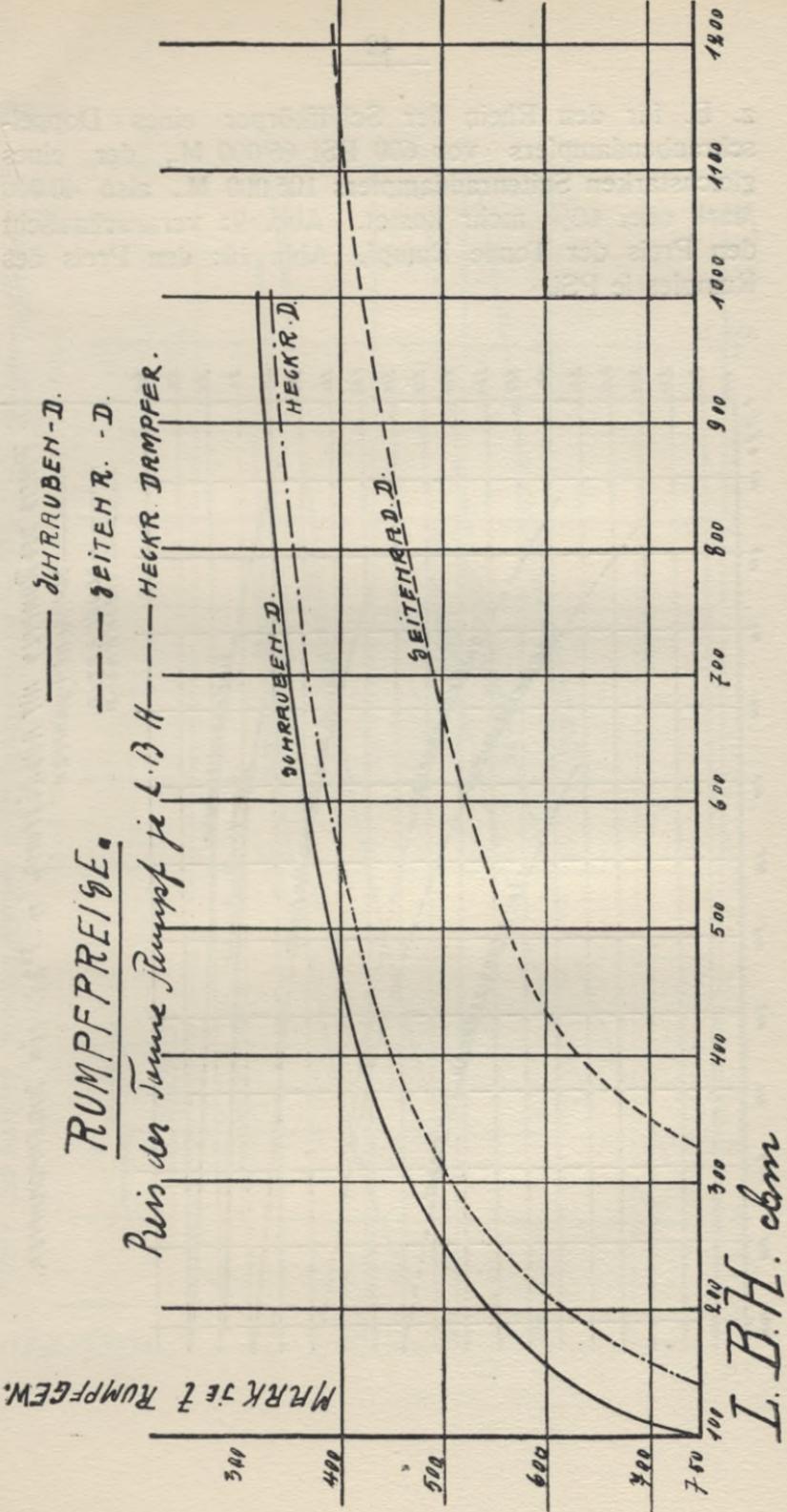


Abb. 8





z. B. für den Rhein der Schiffkörper eines Doppelschraubendampfers von 600 PSi 65 000 M., der eines gleichstarken Seitenraddampfers 105 000 M., also 40 000 Mark oder 60% mehr kostet. Abb. 9: veranschaulicht den Preis der Tonne Rumpf, Abb. 10: den Preis des Rumpfes je PSi.

Abb. 10

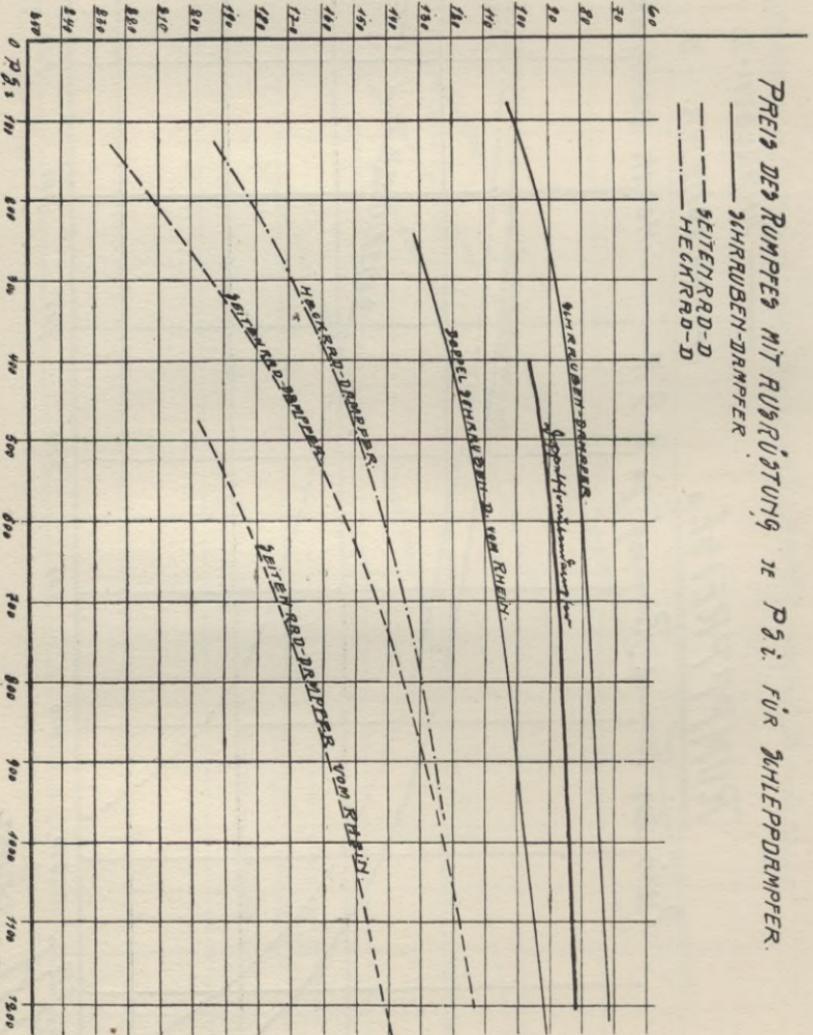
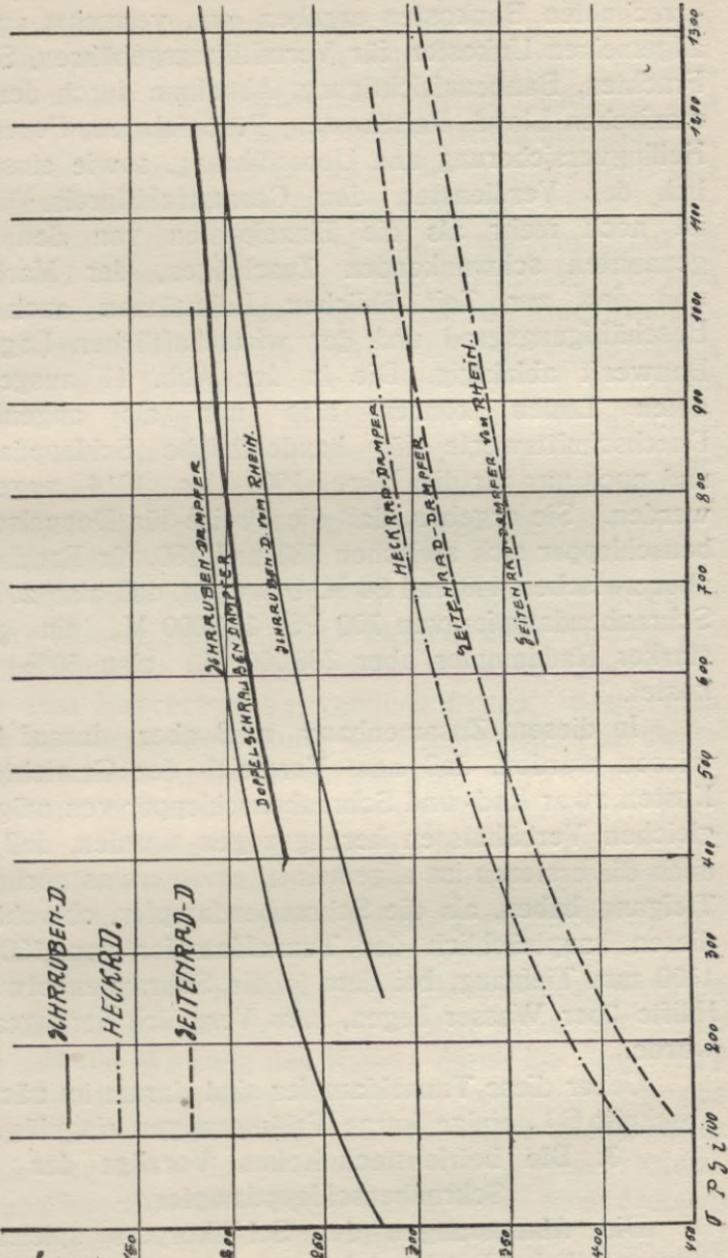


Abb. 11

PREIS DES SCHIFFES MIT AUSRÜSTUNG U. MASCHINENANLAGE JE P.S.i. FÜR SCHLEPPDAMPFER.

MARKEN 1922



Die somit für Maschinenbau und Schiffbau getrennt errechneten Baukosten ergeben nun, vermehrt um die allgemeinen Unkosten für Vermittlungsgebühren, Spesen, Frachten, Baubeaufsichtigung, Abnahme durch den Germanischen Lloyd, Reisekosten, Probefahrten, Feuer- und Hellingversicherung und Ueberführung, sowie einschließlich des Verdienstes, den **Gesamtschiffpreis**. Dieser ist noch mehr als die Einzelposten von den oben genannten schwankenden Zuschlägen, der Marktlage, und den zur Zeit üblichen Lohnsätzen auch vom Beschäftigungsgrad und der wirtschaftlichen Lage der Bauwerft abhängig. Die in der Abb. 11 ausgezeichneten Linien können also nur als angenäherte Durchschnittswerte für handelsübliche Schleppdampfer und auch nur für die Jahre 1909 bis 1914 angesehen werden. Sie ergeben, daß die Preise für Doppelschraubenschlepper sich zwischen 280 und 180, für Raddampfer aber zwischen 440 und 20 M. bewegen, daß also z. B. ein Schraubendampfer von 700 PSi 150 000 M., ein gleichstarker Raddampfer aber 230 000 M., also 50% mehr kostet.

In diesem Zusammenhang muß aber darauf hingewiesen werden, daß zum Vergleich der Gewichte und Kosten zwar Rad- und Schraubenschlepper von möglichst gleichen Verhältnissen herangezogen wurden, daß aber doch die ersteren im allgemeinen einen etwas geringeren Tiefgang haben, als die Schraubendampfer, obwohl bei diesen hauptsächlich der Tunneldampfer von 1000 bis 1300 mm Tiefgang, bei dem ja die Schrauben etwa zur Hälfte über Wasser liegen, zum Vergleich herangezogen wurde.

Ueber diese Tunneldampfer sind darum im nächsten Abschnitt B3. einige kurze Erläuterungen eingefügt.

3. Die betriebstechnischen Vorzüge der Schraubenschleppdampfer.

Die **Abmessungen** des Schiffkörpers spielen im Binnenschiffahrt-Betrieb infolge der beschränkten Raum-

verhältnisse eine größere Rolle als in der Seeschifffahrt und die Verwendbarkeit eines Schleppdampfers hängt nicht nur von dem im ersten Teil erörterten Tiefgang, sondern wegen der Brückendurchfahrten, Schleusen und Hafenanlagen auch von seiner Länge, Breite und Höhe ab. Da die Raddampfer infolge des größeren Maschinen- und des davon bedingten größeren Rumpfgewichtes mehr Wasserverdrängung haben und wegen der beschränkten Breite viel länger sind als die Schraubenschlepper, sind sie besonders auch wegen der durch die Radkastenbauten vermehrten Breite sowohl im Fahrwasser beim Begegnen und Durchfahren von Brücken und Schleusen als auch im Hafen beim Manövrieren viel unhandlicher. Dazu kommt, daß der **Verwendungsbereich** des Schraubendampfers größer ist als der des Seitenraddampfers, der durch die Schleusen der Kanäle meist an einen Strom gebunden bleibt.

Wenn auch die Schifffahrt auf den deutschen Strömen mehrere Monate jährlich durch **Eisgang** gesperrt oder gestört ist, sind die Schleppdampfer, wenn sie auch nur selten zum Eisbrechen Verwendung finden, doch dem Druck der Eisschollen häufig ausgesetzt. Auch in dieser Hinsicht ist der kleine, scharfspantige, vorn aufgeholte Schraubendampfer vor dem breiten, flachwandigen Rad-
schlepper im Vorteil, der folglich auch wegen seiner leicht verletzbaren Schaufeln nur kürzere Zeit jährlich auf eisgefährdeten Wasserstraßen verwendet werden werden kann.

Auch die **Steuerfähigkeit** des Seitenraddampfers ist schlechter, weil er infolge seiner großen Länge schlechter dreht und die Wirkung des Ruders durch die große Völligkeit des Hinterschiffes vermindert wird. Denn das Wasser strömt dem Ruder weniger dicht und weniger reichlich zu als beim Schraubendampfer, dessen Ruderwirkung der Schraubenstrom besonders beim Doppelschraubenschiff sehr unterstützt. Deshalb muß der Seitenraddampfer ein größeres Ruderblatt, also auch ein

stärkeres Rudergeschirr und eine größere, in der Regel mit Dampf betriebene Steuerwinde haben. Auch der Heckraddampfer, der zwar durch das den Rädern entströmende Wasser eine bessere Ruderwirkung als der Seitenraddampfer hat, bleibt in dieser Beziehung doch hinter dem Schraubendampfer zurück, weil er gerade hinten besonders volle Linien braucht. Man hat daher den Raddampfern, um das ungünstig trimmende Gewicht der langen Ruderblätter auszugleichen, Schwimmruder gegeben; sie bürgern sich aber nicht ein, weil die oft bis 7 m langen Blätter leicht Beschädigungen ausgesetzt sind und im Falle des Läckwerdens dem Schiff sehr gefährlich werden können, besonders hinsichtlich der im I. Teil S. 12 erwähnten Lenkung auf offenen Strömen.

Auch betreffs der **Beschädigungen** und dadurch notwendigen **Ausbesserungen** steht der Schraubenschlepper, der schon wegen seiner kleineren Abmessungen, seines kürzeren Ruders, seiner geschützt liegenden Schrauben und seiner größeren Steuerfähigkeit weniger Gefahr läuft, mit Uferbauten oder anderen Schiffen zusammenzustoßen, günstiger da als der Radschlepper. Denn abgesehen davon, daß dieser in seiner Außenhaut und seinem Ruder leichter zu Schaden kommt, bietet besonders die vorgebaute, ungeschützte Lage seiner Räder oft Gelegenheit zu Zusammenstößen. Auch haben die Räder infolge ihrer vielteiligen, schwierigen Bauart Ausbesserungen häufiger nötig als die leicht zu flickenden und schnell auszuwechselnden Schrauben. Die Räderausbesserungen sind sehr kostspielig, weil sie meist nicht mit Bordmitteln ausgeführt werden können. Ueberhaupt bedarf der größere Rumpf der Raddampfer sowohl im Schiffkörper als auch in der Ausrüstung größerer und teurerer Instandhaltung- und Ausbesserungsarbeiten als der Schraubendampfer.

Auch an den Maschinen sind die Ausbesserungen in der Regel bei den Raddampfern umfangreicher als bei den Schraubendampfern. Das Auswechseln einzelner Teile,

das bei den kleineren Schraubenmaschinen mit Bordmitteln ausgeführt werden kann, bedingt mitunter beim Raddampfer eine teure Werftarbeit- und Liegezeit. Infolge der häufigeren Beschädigungen und der ungünstigen Biegebeanspruchungen bleibt die **Lebensdauer** der Radschlepper im allgemeinen hinter der der kurz, scharf und festgebauten Schraubendampfer zurück.

B. Rad und Schraube und die Mittel, um die Wirkung der Schraube zu erhöhen.

1. Das Schaufelrad.

Das **Schaufelrad**, in 200jährigem Betriebe rechnerisch und baulich durchgebildet, ist in breitem, tiefem Wasser bei freifahrenden Schiffen der Schraube an sich nicht überlegen, hat aber infolge seiner grundsätzlichen Eignung zum Antrieb eines schweren, langsamfahrenden Schleppers in flachem Wasser die Vorherrschaft in der Schleppschiffahrt behalten; zum Teil auch, weil die Schiffbautechnik bisher der Schraube, wie sie für den Schleppbetrieb gebraucht wird, nicht die eifrige Förderung hat zuteil werden lassen, wie sie die Schraube für See-, Handels- und Kriegsschiffe in den letzten 20 Jahren mit so großem Erfolge erfahren hat.

Als Fortbewegungsmittel für den hoch beanspruchten Schleppbetrieb ist die leicht auszuwechselnde, geschützt liegende, schnell und billig auszubessernde Schraube dem vierteiligen, leicht verletzbaren und umständlich auszubessernden Rade vorzuziehen, besonders weil die Schraube einschließlich der längeren Wellenleitung kaum halb soviel wiegt als die Räder, was z. B. schon bei einem 500 PS Dampfer eine Gewichtersparnis von 4000 kg bedeutet.

Für die **Wahl des Fortbewegungsmittels** ist aber vor allem die Wirtschaftlichkeit, also der Wirkungsgrad, maßgebend, der außer von den übrigen Arbeitverlusten des Rades: schräges Ein- und Austausch, Aufreißen und Spritzen des Wassers und der Reibung des Wassers an den Schaufeln, auch von dem Zurückweichen des

Wassers, dem Schlüpf, abhängt. Der **Schlüpf** des Rades ist umso größer, je kleiner die Eintrittsgeschwindigkeit ist, je größer also bei gleichbleibender Maschinenleistung unter sonst gleichen Verhältnissen der Straße und des Anhangs der Anhang wird, oder je größer bei gleichbleibendem Anhang der Widerstand der Straße wird.

Der Schlüpf beträgt bei freifahrenden Schiffen mit festen Schaufeln 0,2 bis 0,4, bei den heute auf deutschen Strömen allein in Betracht kommenden beweglichen Schaufeln 0,15 bis 0,3. Bei Schleppdampfern steigt der Schlüpf aber durch den größeren Widerstand des Anhangs auf 0,3 bis 0,5 und wird bei größerem Anhang oder geringerer Wassertiefe unter dem Schiffsboden noch größer.

Beim **Heckrad**, das in dem vom Sog des Schiffes erzeugten Nachstrom, also in einem bereits in der Fahrtrichtung beschleunigten Wasser, arbeitet, wird die Eintrittsgeschwindigkeit kleiner, also der **wirkliche** Schlüpf (im Gegensatz zu dem vorher besprochenen scheinbaren) größer, nicht ganz in demselben Maße auch bei der **Schraube**, weil bei dieser die Geschwindigkeit des Vorstroms infolge der schärferen Heckform geringer ist. Der den Berechnungen zugrunde gelegte scheinbare Schlüpf nimmt ab, je voller das Hinterschiff, je größer also der Nachstrom ist, je größer die Schraubenkreisfläche ist und je tiefer die Schraube unter Wasser liegt (je dichter also gewissermassen die Mutter ist, in der die Schraube sich dreht). Die beiden letztgenannten Forderungen lassen sich aber beim Schleppdampfer auf seichten Strömen nur schwer erfüllen, weil bei der geringen Wassertiefe die Schraube, wenn sie noch die zur Erreichung eines leidlichen Wirkungsgrades nötige Wasserschicht oben und unten haben soll, im Verhältnis zur Hauptspantfläche sehr klein wird. Man kann den Schlüpf bei Schlepperschrauben auf seichten Strömen zu 0,5 bis 0,6 annehmen, doch wächst er bei Vermehrung des Anhangs und den übrigen der Bewegung des Schiffes entgegengesetzten Widerständen bisweilen auf 0,7 oder 0,8.

Negativer scheinbarer Schlüpf beweist zwar einen größeren Schiffswiderstand und größeren Nachstrom und dadurch schlechteren Zufluß des Wassers zur Schraube, bedingt aber bei richtiger Wahl der Steigung keine Verschlechterung des Schraubenwirkungsgrades. Die Abhängigkeit des letzteren von der Größe des Schlüpfes ist noch nicht geklärt.

Die Wirksamkeit der Schrauben, die durch die richtige Wahl der Abmessungen, Steigung, Durchmesser, Neigung und Fläche der Flügel, Verteilung der Flügelfläche und die Lagerung der Schrauben am Schiff beeinflußt wird, ist in neuerer Zeit vielfach untersucht worden (Flamm, Kempf, Rothe, Schaffran u. a.) und hat trotz der großen, durch die Natur des Wassers bedingten Schwierigkeiten zu gewissen Ergebnissen geführt, deren Anwendung auf den Entwurf von Schlepperschrauben bisher leider vermißt wird.

Der **Wirkungsgrad des Rades** $\eta = \frac{S \cdot v}{w \cdot u}$ ist gleich dem Verhältnis Schub \times Schiffsgeschwindigkeit durch Widerstand der Schaufeln \times Geschwindigkeit der Druckangriffspunkte der Schaufeln, (für den Nenner kann man auch das Drehmoment der Radwelle einsetzen). In dieser Gleichung fehlt im Nenner die genaue Angabe für $w \cdot u$, weil in $2\pi r \cdot n/60$ die Größe r nicht bekannt ist. Wenn der Nenner auch unter der Annahme, daß der Druckmittelpunkt 0,4 vom unteren Schaufelrande liegt, angenähert gefunden werden könnte, so fehlt doch im Zähler völlig der Wert des Schubes. Dieser müßte durch Messung der im Radwellenlager ausgeübten Schubes gemessen werden. Der **Wirkungsgrad der Schraube** ist durch Berechnung trotz der zahlreichen bisher aufgestellten Formeln ebenfalls nicht einwandfrei festzustellen, weil durch die mannigfachen Wasserbewegungen verschiedene Kraftverluste auftreten, die heute rechnerisch noch nicht ermittelt werden können. Auch bei der Bestimmung des Schraubenwirkungsgrades ist man noch im Dunkeln, da die

Messung des tatsächlich von der Schraube auf das Schiff, also das Drucklager, ausgeübten Schubes in folgerichtigen Versuchen festgestellt werden müßte und selbst dann noch, durch den hinzukommenden, vom nachströmenden Wasser auf das Hinterschiff ausgeübten Schub Ungenauigkeiten bestehen blieben, die wohl überhaupt kaum meßbar sind.

Die genaue Durchführung solcher Messungen ist nicht einfach und erfordert zudem große Zeit- und Geldopfer, da der Einbau der nötigen Meßvorrichtungen schwierig und kostspielig ist. Da Mittel in diesem Maße nicht zur Verfügung standen, mußte von der Vornahme solcher, im übrigen für die Entscheidung der vorliegenden Frage höchst wichtigen Versuche leider Abstand genommen werden. Es wäre aber sehr dankbar zu begrüßen, wenn von den in Frage kommenden Behörden und Gesellschaften Mittel für diese Zwecke flüssig gemacht werden könnten.

Die Ermittlung des Wirkungsgrades ohne Messung des Schubes ist höchst unsicher. Denn gerade die vielseitigen Einwirkungen des Strombettes können den Widerstand des Dampfers und Schleppzuges in so hohem und so wechselndem Maße beeinflussen, daß es unmöglich ist, festzustellen, wie groß der Anteil des Widerstandes und der des Schraubenwirkungsgrades an dem Gesamtwirkungsgrad des Schleppzuges ist. Denn wenn auch der Widerstand des Anhangs durch Zugkraftmesser festgestellt wird, ist doch der Widerstand des Dampfers selbst unter Umständen in engem Fahrwasser so bedeutend und so schwer zu bestimmen, daß eine Untersuchung über den tatsächlichen Wirkungsgrad des Fortbewegungsmittels wenig Aussicht auf Genauigkeit hat. *)

Der **tatsächliche** Wirkungsgrad der Fortbewegungsmittel ist also schon für tiefes breites Wasser schwer festzustellen, weil der für seine Berechnung notwendige Wert des auf das Schiff ausgeübten Schubes nicht be-

*) vgl. S. 66 a und Tafel 2.

kannt ist. Im begrenzten Wasser in freien Strömen kommen aber noch die vielseitigen und verwickelten Einflüsse der Räder und Schrauben, ihrer Abmessungen und Geschwindigkeiten, sowie vor allem die Einflüsse des Schiffwiderstandes, die Zahl und Größe des Anhangs, die Länge der Schlepptrasse, die Art der Kupplung, sowie die vielen Einflüsse der Stromeigenschaften hinzu.

Erfahrungsmäßig soll der Wirkungsgrad beweglicher Schaufelräder bei Schleppern in freiem tiefen Wasser zwischen 0,55 und 0,65, in engem gewundenen seichten Wasser zwischen 0,35 und 0,45 liegen, der der Schraube im ersteren Falle zwischen 0,5 und 0,6, in letzterem zwischen 0,3 und 0,45. Stichhaltige Beweise für die Annahme, daß der Wirkungsgrad des Rades unter sonst gleichen Verhältnissen besser sei als der einer gut passenden Schraube, sind mangels genauer Vergleichversuche mit ähnlichen Schiffen durchaus nicht vorhanden. Vergl. Tafel 2 und S. 71.

Die **Abhängigkeit des Wirkungsgrades** von den Hauptabmessungen und Verhältniszahlen rechnerisch zu ermitteln, stößt nach dem Gesagten auf Grund der bisher vorliegenden Versuchergebnisse auf unlösbare Widersprüche.

Beim Rade wird $\eta = \frac{v}{u}$ und $= \frac{S \cdot v}{W \cdot u}$ gesetzt. Der zweite Wert ist aber, da ja nach der Stellung der Schaufel im Wasser der Schub in der tiefsten Stelle **gleich** dem Widerstand, in den anderen Stellungen aber **kleiner** als der erste und auch je nach der Größe von u und v unabhängig vom Verhältnis $v : u$ (Rothe). Dies Verhältnis ist rechnerisch gar nicht zu bestimmen, denn u hängt nicht nur von der Anzahl, Form und Größe der Schaufeln und dem Raddurchmesser, sondern auch von den Widerstandverhältnissen des Schiffes und ihrer Beeinflussung durch das Schaufelrad ab. Es muß hier z. B. der bisher wenig beachtete Umstand erwähnt werden, daß gerade durch die Schaufeln das Wasser längs der Außenhaut des

Schiffes eine der Schiffbewegung entgegengesetzte Beschleunigung erhält, die zusammen mit dem Rückstrom dem Wasser eine Bewegung erteilt, die die Größe des Reibungswiderstandes an der Außenhaut erheblich vermehrt. Und gerade der Reibungswiderstand spielt im flachen Wasser und bei den großen völligen Raddampferformen im Vergleich zur Seeschifffahrt eine sehr einflußreiche Rolle. Da außerdem auch der Formwiderstand des völligeren Raddampfers erheblich größer ist als der des Schraubendampfers, der Gesamtwiderstand eines Schleppers aber überhaupt wohl noch nicht der Gegenstand wissenschaftlicher Versuche in der Natur gewesen ist, ist die Frage nach seinem Einfluß auf den Wirkungsgrad des Fortbewegungsmittels gänzlich ungeklärt. Wie weit der Wirkungsgrad durch die Wassertiefe, Wasserbreite, die Absenkung des Schiffes, den Rückstrom, die Größe des Anhangs und die Fahrgeschwindigkeit beeinflußt wird, das zu ermitteln wäre eine Hauptaufgabe der im großen anzustellenden Schleppversuche.

2. Die Schraube.

Der **Schraubenwirkungsgrad**: $\text{Schub} \times \text{Schiffsgeschwindigkeit}$: $\text{Drehmoment} \times \text{Winkelgeschwindigkeit}$ ist abhängig von dem Verhältnis Steigung : Durchmesser, dem Schlüpf und der Umlaufzahl. Er nimmt zu, wenn bei gleichbleibender Umlaufzahl die Geschwindigkeit kleiner wird durch Vermehrung des Anhangs oder Vergrößerung des Flußbettwiderstandes, während er bei gleichem Trossenzug und bei gleichbleibender Umlaufzahl mit wachsender Schiffsgeschwindigkeit etwa nach dem Gesetz einer geraden Linie abnimmt. Vor allem hängt der Wirkungsgrad der Schraube ab von den durch die Ungleichmäßigkeit des aus der Schraube austretenden Wasserstrahls bedingten **Kraftverlusten**.

Sie setzen sich zusammen aus:

1. **Beschleunigungsverlusten**, die der im austretenden Wasserstrahl noch enthaltenen, für den Vortrieb nicht mehr ausnutzbaren lebendigen Kraft entsprechen; sie sind

umso kleiner, je kleiner bei gleicher Schiffgeschwindigkeit, Umdrehungszahl und Eintrittsteigung die Schaufelkrümmung ist; da aber zur Ausübung des gleichen Schubes die Schraube mit kleinerer Schaufelkrümmung auch eine kleinere Beschleunigung erteilt, muß sie einen größeren Durchmesser haben. Also ist auch aus diesem Grunde ein großer Durchmesser wünschenswert.

Die tangentialen Beschleunigungverluste sind bei Schrauben mit kleiner Steigung und größerer Umdrehungszahl geringer.

2. **Den Reibungs- und Formverlusten**, die durch die Bewegung des Wassers über den Flügelflächen entstehen. Sie widersprechen der Forderung kleiner Steigung und großer Umlaufzahl, da sie mit dem Quadrat der Geschwindigkeit, mit der sich die Fläche durch das Wasser bewegt, wachsen und da die Schrauben mit größerer Steigung kleinere Umfangsgeschwindigkeiten und geringere Reibungsverluste haben als die mit flacher Steigung. Eine zahlenmäßige Mitteilung beider Beziehungen ist heute noch nicht möglich, da weder die wirkliche Größe der Reibungsverluste noch die tatsächliche Austrittsgeschwindigkeit feststeht.

3. **Den Zähigkeitsverlusten**, die durch die Erzeugung und Strömung des Strahles in einer zähen Flüssigkeit — dem Wasser — hervorgerufen werden und von der Größe der gegenseitigen Geschwindigkeitunterschiede am Umfang des im umgebenden Wasser erzeugten Strahles abhängen. Sie machen sich bei größeren Geschwindigkeitunterschieden durch Wirbelung bemerkbar und nehmen besonders große Werte an, wenn die Schraube in der Nähe der Wasseroberfläche arbeitet, was ja bei gewöhnlichen Schrauben in der Binnenschiffahrt die Regel ist.

4. **Den Stoßverlusten**, die bei nicht stoßfreiem Eintritt des Wassers in die Schraube auftreten, also wenn die für den Entwurf der Schraube gemachten Annahmen bezüglich Umdrehungszahl und Fortgangsgeschwindigkeit

durch Veränderung des Anhangs oder des Stromwiderstandes nicht mehr zutreffen.

5. Den **Wirbelungsverlusten**, die dort erfolgen, wo das Wasser der Schraubenform nicht folgen kann, also bei dicken Kanten, zu breiten Flügeln, zu dicken Naben und ungünstiger Lage der Schrauben zur Außenhaut.

Bezüglich der **Wahl der Abmessungen** ist zu bemerken, daß die **Flügelfläche** zwar nicht zu groß werden darf, weil das Wasser sonst nicht der Schraube nachströmen kann, daß sie aber bei Schlepperschrauben größer sein muß als bei gewöhnlichen Schrauben. Ein Verhältnis der projizierten Flügelfläche zur Schraubekreisfläche von etwa 60% ist für die Erzielung eines möglichst hohen Wertes von Schub je JPS günstig *)

Der **Durchmesser** spielt bei allen Schrauben, ganz besonders aber bei Schlepperschrauben, die größte Rolle, da infolge der erwähnten Kraftverluste der Wirkungsgrad mit wachsendem Durchmesser zunimmt. Die Energieverluste sind bei größerem Durchmesser und größerer Flügelfläche kleiner, der Schub wird größer. Der Vergrößerung des Durchmessers sind nun aber in der Schleppschiffahrt auf den deutschen Strömen durch die geringe Wassertiefe enge Grenzen gesetzt, da die Wirkung der Schraube sofort merkbar sinkt, wenn die Schraube zu nahe an die Flußsohle oder zu nahe an die Wasseroberfläche kommt. Im ersteren Falle kann sie aus der zwischen Schiffsboden und Stromsohle liegenden Wasserschicht nicht genug Wasser heransaugen, zumal da beide starke Reibwiderstände verursachen, im anderen Falle arbeitet die Schraube in einer dünnen lufthaltigen Wasserschicht oben und kann auch unter Umständen sogar Luft ansaugen, wodurch ihre Wirkung äußerst beeinträchtigt wird.

*) vgl. Schaffran, Ueber das Arbeiten schwerbelasteter Schraubenschlepper. Schiffbautechnische Gesellschaft 1917. Die nach Beendigung der vorliegenden Untersuchung veröffentlichten umfangreichen Versuche bringen in manchen Punkten sehr wertvolle Aufschlüsse, die zum größten Teil mit den hier gewonnenen Ergebnissen übereinstimmen.

Das Verhältnis **Steigung zu Durchmesser**, das etwa zwischen 0,6 und 1,2 liegt, muß also bei Schlepperschrauben, im Gegensatz zu freifahrenden Schraubendampfern, möglichst klein gewählt werden, und zwar ist ein Wert von 0,6 bis 0,8 je nach den sonstigen Abmessungen der Schraube und dem Verhältnis der projizierten Flügelfläche zur Schraubenfläche zur Erreichung eines hohen Schubwertes je Pferdestärke am günstigsten. *)

Aus dem Ergebnis einer unter Berücksichtigung aller dieser Punkte durchgeführten Probefahrt läßt sich der **Gesamtwirkungsgrad** des Schleppers feststellen. Aus den zur Verfügung stehenden zahlreichen Probefahrtsergebnissen wurden diese in der auf Seite 66 folgenden Tafel 2 zusammengestellt.

Dabei ist bei den auf freien Strömen angestellten Versuchen die Wirkung der Gleitkraft (Teil I. S. 22) in Rücksicht gezogen worden, indem sowohl für den Schleppdampfer selbst als auch für den Anhang der aus Verdrängung, tatsächlicher Geschwindigkeit und Gefälle sich ergebende Wert der Gleitkraft zu der aus dem Zug und Eigenwiderstand zusammengesetzten Nutzleistung zugezählt wurde. Es muß darauf hingewiesen werden, daß die so ermittelten Wirkungsgrade, da ja die Geschwindigkeit des Wassers in den meisten Fällen aus Gefälle und Wasserstand schätzungsweise ermittelt werden mußte, nur Durchschnittsweise darstellen können. Um den großen Einfluß der Stromwiderstände auch auf einer an sich besonders günstigen, gleichmäßigen Stromstrecke zu veranschaulichen, sind unter Benutzung der von der Mannheimer Schiffswerft auf der Strecke Mainz-Mannheim angestellten **Schleppversuche** in Tafel 2 die genauen Ergebnisse dieser Fahrten und die daraus folgenden Wirkungsgrade errechnet worden, die ein anschauliches Bild

*) vgl. Schaffran a. a. O. Um nicht zu schlechte Wirkungsgrade bei der Freifahrt zu bekommen, geht man indessen in der Regel mit dem Steigungsverhältnis bis nahe an 1 heran.

der bedeutenden Schwankungen geben. Die häufigere Durchführung solcher Versuche würde wohl über die Veränderlichkeit und die tatsächliche Größe des Wirkungsgrades Aufschluß schaffen können.

Aus diesen Fahrten auf dem Rhein von Mainz nach Mannheim bei einem Wasserstand von 4,5 m am Pegel zu Mannheim und einem kilometrischen Gefälle von 0,9 wurde der Wirkungsgrad der Schrauben des 250pferdigen Dampfers Badenia X von 47 m Länge, 8 m Breite und 1,2 Meter Tiefgang errechnet. Er schwankt je nach den Fahrwasserverhältnissen zwischen 0,35 und 0,70 bei Zugrundelegung eines mechanischen Maschinenwirkungsgrades von 0,75 und einschließlich der für die Fortbewegung des Schleppers selbst und die Ueberwindung des Gleitwiderstandes aufzuwendende Maschinenleistung, die zusammen etwa ein Drittel der Gesamtleistung beanspruchen.

Das Verhältnis der Wirkungsgrade von Rad und Schraube zueinander läßt sich also allgemein nur feststellen, wenn man für dieselbe Stromstrecke bei gleichem Wasserstande eine genau gleiche Probefahrt mit einem Seitenraddampfer machen würde. (Vergl. Tafel 2 auf S. 70).

Das **Schaufelrad**, wie es heute auf guten Binnenwerften gebaut wird, dürfte im Großen und Ganzen nicht erheblich zu verbessern sein; sollten die oben angedeuteten feineren Versuche noch gewisse Aenderungen in der Steuerung, dem Ein- und Austauschwinkel, in Zahl und Fläche der Schaufeln ratsam erscheinen lassen, so würden doch diese Verbesserungen eine Erhöhung des Wirkungsgrades um mehr als 5% wahrscheinlich nicht erreichen.

3. Mittel, um die Wirkung der Schraube zu erhöhen sind in den letzten Jahren in großer Anzahl versucht worden; sie haben sich bislang aber nur in sehr geringem

Umfange einbürgern können, obwohl bei einem Teil von ihnen der Erfolg bereits durch eine Reihe von ausgeführten Schiffen einwandfrei nachgewiesen worden ist.

Bei der Schraube, die erst kurze Zeit in der Schleppschiffahrt Verwendung findet, haben solche auf Versuchen aufgebaute Aenderungen, für die außer den oben dargelegten Gesichtspunkten die Hauptbeziehungen und Abmessungen unter einander maßgebend sind, größere Aussicht auf Erfolg. Das haben z. B. auch die zahlreichen vom Preußischen Ministerium der öffentlichen Arbeiten für die Monopolschlepper in der Versuchsanstalt für Wasserbau und Schiffbau angestellten Versuch ergeben. *)

Es ist zu hoffen, daß durch solche Versuche und Verbesserungen der Wirkungsgrad der Schraube, der heute in vielen Fällen bei gewöhnlichen Schleppdampfern nur 0,3—0,5 beträgt, um 10% gesteigert werden kann, wie man es im Seeschiffbau bei der Schraube im Laufe der letzten 20 Jahre hat beobachten können.

Noch wichtiger für die Wahl einer Schleppdampferart ist die Untersuchung solcher technischen Verbesserungen, die darauf hinzielen, die Schraube durch geeignete Anordnungen am Schiffkörper für die Verwendung im Schleppdienst auf seichten Strömen geeigneter zu machen und zugleich ihren Wirkungsgrad zu heben. Auf diesem Gebiete sind zwei Richtungen zu unterscheiden: die **Turbinenschrauben** und die **Tunnelschrauben**.

Die **Turbinenschraube**, von Parsons im Jahre 1880 entworfen (Abb. 12) und von Thornycroft 1883 verbessert (Abb. 13), ist heute noch in der z. B. von der Schiffswerft Holtz-Harburg gebauten Form zu finden: die Schraube wird möglichst klein und folglich möglichst weit von der Flußsohle und der Oberfläche fern gehalten, da die Erfahrung und die oben erwähnten Ueberlegungen gelehrt haben, daß diese beiden Forderungen zur Erreichung eines günstigen Wirkungsgrades unerläßlich sind. Die Verkleinerung des Schraubendurchmessers ist möglich, weil der hinter

*) vergleiche Schaffran a. a. O.

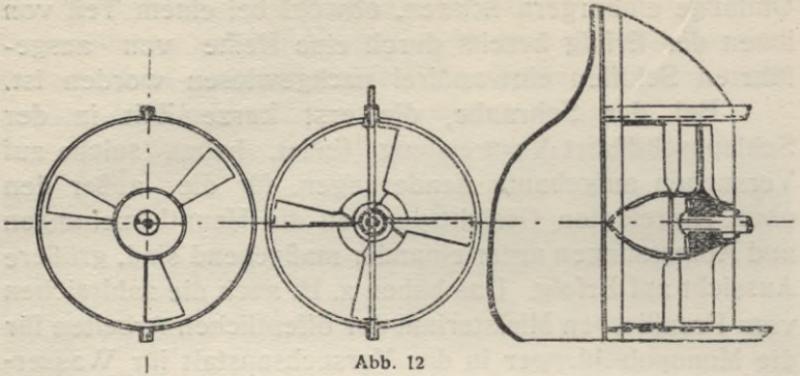


Abb. 12

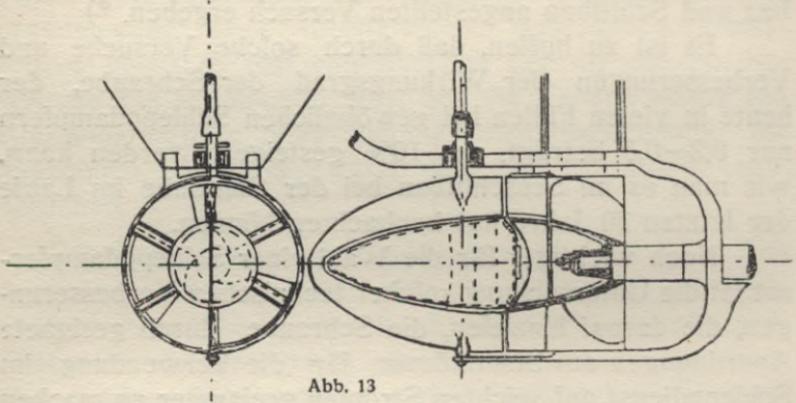


Abb. 13

der Schraube angeordnete Leitapparat in Verbindung mit dem das Ganze eng umschließenden Mantel einen Teil der radialen Streuungsverluste vermeiden und einen großen Teil der Schraubenarbeit in nutzbaren achsialen Schub umsetzen soll. Diese tangentialen Beschleunigungsverluste werden besonders groß bei dem gerade bei Schlepperschrauben unvermeidlichen hohen Schlüpf, also bei einer im Verhältnis zur Schraubensteigung geringen Fortganggeschwindigkeit, weil dann die Wassermenge unter einem Winkel gegen die Schaufel strömt und um einen entsprechend größeren Winkel in die Drehrichtung tangential umgelenkt wird.

Vermieden oder wenigstens eingeschränkt würde dieser Tangentialverlust durch Anordnung einer zweiten

Liste ausgeführter Tunnel

Lfd. Nr.	Länge m	Breite m	Seitenhöhe m	Tiefgang m	Schrauben-zahl	Schrauben- ϕ m	PSi	Kohlen t	Form des Hecks
1	38	6,5	2,1	1,1	2	1,7	520		Tunnelheck ohne Schwanz
2	35	6,3	2,1	1,1	1	1,75	375		"
3	24,1	5,4	1,8	1,1	1	1,50	230	3	"
4	25	5,7	1,9	1,2	1	1,55	280	5	"
5	27	5,4	2,0	1,2	1	1,55	320	5	"
6	37	6,65	2,0	1,05	1	1,65	420	20	"
7	40	6,9	2,0	1,05	2	1,7	500	35	"
8	30,5	5,75	1,9	1,10	1	1,75	350	15	"
9	37	6,65	2,0	1,10	1	1,75	400	20	Thornycroftheck
10	15,75	3,5	1,3	0,80	1	1,30	100		"
11	56	7,3	2,5	0,87	2	1,60	650		"
12	47	7,8	3,1	1,25	2	1,90	850		"
13	47	7,8	3,1	1,25	2	1,90	814		"
14	24,3	4,42	3,1	0,533	2		120		"
15	23,6	5,0	2,2	1,20	1	1,70	250	5	"
16	50	7,8	2,4	1,10	2	1,90	1000	20	Tunnelheck ohne Schwanz
17	24	5,2	1,95	1,10	1	1,50	240	2	"
18	34	6,3	2,0	1,10	1	1,7	450	29	Thornycroftheck
19	40,7	8,7	2,2	1,08	2	1,7	450	5	"
20	28	3,7	1,0	0,35	2	0,7	50	—	"
21	19,8	4	1,35	0,65	1	1,0	100	1,4	Tunnelheck mit Klappe
22	18	5	2,2	1,20	1	1,65	200		Tunnelheck ohne Schwanz
23	22	4,5	1,6	0,85	1	1,45	120		"
24	16	3,6	—	0,70	1	0,95	65		Thornycroftheck
25	25,5	4,6	—	0,72	2	0,96	180		"
26	25	4,6	—	0,65	2	0,82	150		"
27	12	2,3	—	0,70	1	0,90	50		"
28	17	2,8	—	0,41	1	0,52	50		"
29	10	2,3	—	0,365	1	0,65	20		"
30	22,3	4,0	—	0,50	1	0,90	70		"
31	54	8,9	3,4	1,60	2	2,8	1500	70	Tunnelheck ohne Schwanz

schraubenschleppdampfer.

Bauwerit	Baujahr	Schiffsname	Reederei
Caesar Wollheim	1909	—	—
"	1909	—	—
"	1910	Helene Lisbeth	Paul Schneider, Fürstenberg
"	1910	Donau	H. Fräsdorf-Vietze
"	1910	Fortuna	Hahn Spandau
"	1910	Karl Krause II	Oder
"	1909	Gertrud Hille	Oder
"	1909	Noer IV	Neue Oder-Elbe-Reederei
"	1909	Ludwig	Märkische Wasserstraßen
Uebigau	1908	Rinteln	Weser
"	1904	Bayern	Südd. Donau-Dampfsch. Wien
Schiff u. Masch. A. G. Mannheim	1911	Gebr. Page X	Rhein
"	1909	Fendel XVII	Rhein. A. G. Mannheim
"	1903	Little John	Trent Navigation Company
"	1902	Lieselotte	Grün & Bilfinger, Mannheim
Wollheim	1912	—	—
"	1910	—	Oder
"	1909	—	Oder
Klawitter, Danzig	1910	Gardenga	Weichselstrombaudirektion
"	ca. 1895	—	Madagascar
Uebigau	1910	—	Elbe und Moldau
Wollheim	1910	—	—
"	1910	C W VI	Caesar Wollheim Reederei (Wasserrohrkessel)
Dubigeon Nantes		—	für la Guyane
"		—	für Dahomey
Claparède fr.		Liotard	—
"		Pé-Han	—
"		Léon Burgder	Minist. des ponts et chaussées
"		Tinkisso	—
"		Konango	—
Caesar Wollheim		Entwurf	—

Schaufelung, deren Schaufelkrümmung dem austretenden Wasserstrahl durch erneute Umlenkung seine rein achsiale Richtung wiedergibt. Das von der Schraube dem Wasser mitgeteilte Drehmoment wird auf die Leitschaufeln übertragen und dem Wasser entzogen, das folglich in achsialem Strahl austritt. Als Gegenwert ist hierbei aber der hinzukommende Reibungsverlust in den Leitschaufeln in Rechnung zu setzen. Immerhin können aber durch den infolge der geregelteren Wasserströmung erzeugten gleichmäßigeren Strahl sowohl die Zähigkeit als auch die Reibungsverluste vermindert werden. Letztere vor allem dadurch, daß man der Turbinenschraube verhältnismäßig hohe Steigung, also kleine Umfangsgeschwindigkeiten geben kann, ohne den damit verbundenen größeren Tangentialverlust fürchten zu müssen, da dieser ja durch die Leitschaufeln unwirksam gemacht wird.

Aus diesen Ueberlegungen ist Dr. Wagner's Gegenpropeller entstanden, der gegenüber den vorher erwähnten Turbinenschrauben den Vorteil hat, daß er den Mantel vermeidet, in den sich bei der Fahrt häufig Fremdkörper einklemmten, die die Schrauben beschädigten.

Ein abschließendes Urteil über die Leistung- und Verwendungsfähigkeit dieser Gegenschraube ist heute noch nicht möglich.

Das Gleiche gilt von der Gegenschraube, wie sie von Rota empfohlen worden ist. Der Rota'sche Gedanke, der ja bei dem Antrieb der Torpedos mit gutem Erfolg verwirklicht wird, könnte auch für den Schleppdampfer Ausichten haben, wenn es gelänge, eine glückliche Art der Kraftübertragung von der Antriebmaschine auf die beiden ineinander liegenden entgegengesetzten drehenden Wellen zu finden.

Durch die Verringerung des Durchmessers bei den Turbinenschrauben wird aber der achsiale Beschleunigungsverlust erhöht, da die kleinere bewegte Wassermenge zur Erzielung des gleichen Schubes mehr be-

schleunigt werden muß. Dazu kommt, daß beim Schleppdampfer die Schraubenkreisfläche im Verhältnis zur benetzten Hauptspantfläche möglichst groß sein soll.

Da aber der Durchmesser nur etwa 0,6—0,7 der Wassertiefe betragen darf, kam man zum Bau der Tunnelhecks, wie sie in England und Frankreich in den 80er Jahren zuerst ausgeführt worden sind.

Das **Tunnelheck** wird für Ein- oder Mehrschraubenschiffe gebaut; die Wölbung im Schiffboden schließt sich eng an den Schraubenumfang an, um den Tunnel dicht abzuschließen und die heraufzufördernde Wassermenge möglichst klein zu halten; der Scheitel der Wölbung liegt 500 bis 1000 mm über der Wasserlinie je nach dem Durchmesser der Schraube, der etwa 80—100% größer sein kann als der Tiefgang des Schiffes. Die in der Ruhelage im Tunnel befindliche Luft wird nach wenigen Umdrehungen der Schraube nach hinten herausgepreßt, so daß in den luftverdünnten Raum das Wasser von vorn hinaufgesaugt wird. Diese Pumparbeit der Schrauben muß als Zusatzarbeit gebucht werden. Der Kraftverlust wird aber dadurch ausgeglichen, daß die Schraube infolge des größeren Durchmessers die oben erwähnten Verluste in kleinerem Maße aufweist und, vor allem die nachteilige Nähe der Wasseroberfläche vermeidet; vielmehr findet sie in dem oben und an den Seiten dicht abgeschlossenen Tunnel ein dichteres Wasser, in dem sie mit geringerem Schlüpf und geringeren Wirbelungsverlusten einen Wirkungsgrad erzielt, der unter sonst günstigen Verhältnissen höher ist als wenn die Schraube in einer Wassertiefe gleich dem Abstand des Tunnelscheitels von der Stromsohle arbeitete.

Die Tunnelhecke sind heute in verschiedenen Ausführungen eingebürgert. Aus dem ursprünglichen Thornycroft-Heck hat sich das auch heute noch am meisten übliche **Tunnelheck mit Schwanz** herausgebildet, das bei Ein- und Zweischraubenschleppern ausgeführt wird und sich in vielen Fällen gut bewährt hat.

LINIENRISS.

DOPPELSCHRAUBEN THORNYCROFTHECK.

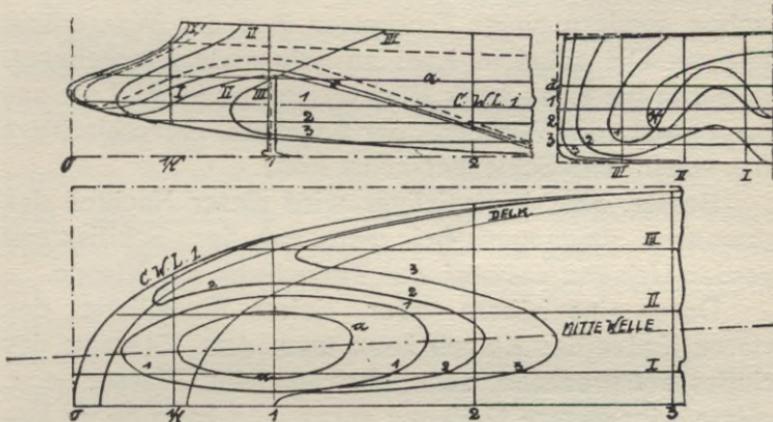


Abb. 14

Abb. 14 gibt den Liniensriß eines Doppelschraubenschleppdampfers wieder, der 1910 in Danzig gebaut ist; Länge 40,7 m, Breite 8,7 m, Seitenhöhe 2,5 m, Tiefgang 1,08 m, Schraubendurchmesser 1,7 m. Gleich gute Ergebnisse haben auch die in Brandenburg, Stettin, Breslau und anderen Orten gebaute Tunnelhecks mit Schwanz gehabt, obwohl bezüglich der Form, der Wasserlinien, der zweckmäßigen Gestaltung des Tunnels und der Völligkeit des Hinterschiffes sehr verschiedene Ansichten verwirklicht werden. Diese Fragen sind noch wenig untersucht worden, so daß durch sachgemäße Versuche wohl noch weitere Verbesserungen erzielt werden könnten.

Außer den etwas höheren Schiffbaukosten hat das Thornycroft-Heck noch einen Nachteil: der hinten eintauchende Schwanz hemmt den freien Abfluß des Wassers, der für die Wirkung des achsialen Schraubenschubes von größter Bedeutung ist, zumal wenn er infolge größerer Belastung (z. B. mit Kohlen) oder durch Ab-

saugen bei der Fahrt oder durch den Druck der Schlepp-
trosse tiefer eintaucht, was sich auch durch Trimmen des
Schiffes nicht immer genau regeln läßt.

Um diesem Uebelstande abzuhelpfen, läßt man neuer-
dings den Schwanz nicht mehr wie früher 8—10 cm ein-
tauchen, sondern einige Zentimeter über der Wasserlinie
endigen. Die dabei in Kauf zu nehmende Erscheinung,
daß durch die Ritze beim Rückwärtsgang leicht Luft an-
gesaugt und die Wirkung der Schraube verschlechtert
wird, spielt beim Schlepper keine Rolle.

Besser, aber kostspieliger wird dieser Nachteil des
Schwanzes umgangen bei dem auf der Schiffswerft
Dresden-Uebigau entworfenen **Tunnelheck mit Klappe**.

Durch eine höhere oder tiefere Einstellung des
unteren Endes der Klappe kann man, dem Tiefgang des
Schiffes entsprechend, dem abströmenden Wasser eine
weitere oder engere Oeffnung geben. Es hat sich im Be-
triebe gezeigt, daß der Wirkungsgrad der Schrauben bei
ganz gehobener Klappe am günstigsten ist, die ge-
schlossene Klappe aber beim Anspringen und beim Rück-
wärtsgang der Schraube vorteilhaft ist.

Die durch diese Klappe erzielte bessere Lenkbarkeit
des Schiffes beim Rückwärtsgange ist zwar für Berei-
nungsschiffe und Personendampfer, die häufig anzulegen
haben, wertvoll; für Schleppdampfer gleicht aber dieser
Vorteil nicht die Mehrkosten aus. Deshalb ist für Schlep-
per das **Tunnelheck ohne Schwanz** am meisten geeignet.

Ueber die Formgebung des Unter- und Ueberwasser-
schiffes im Heck ist viel gestritten worden, denn während
z. B. manche Werften den Tunnel vorn in kurzer Linie
hochziehen und wenig auf besonders schlanke Wasser-
linien geben, ziehen andere den Tunnel, bei den Doppel-
schrauben besonders, sehr in die Länge, um für einen
möglichst leichten Zustrom des Wassers zu sorgen.

Vielleicht liegt das beste in der Mitte und der Erfolg
hängt sicher, wie schon erwähnt, zum Teil von der glück-
lichen Hand des Entwerfenden so lange ab, bis wirklich

genaue Versuche uns darüber aufgeklärt haben, welche Form der inneren Wölbung den freien gleich hinter der Schraube sich erweiternden Abstrom des Wassers gewährleistet.

Eine wesentliche Verbesserung dieses Tunnelheckschlepper liegt in der Form des Ueberhanges, dessen Seitenwände nicht wie beim Thornycroftheck mit einer Rundung, sondern mit einer Schneide, und zwar in der Ruhelage nur 10 mm tief eintauchen, wodurch der Formwiderstand erheblich vermindert wird. Zu demselben Zwecke wird dem eingetauchten Trennungskörper zwischen beiden Tunneln neuerdings schlankere Gestalt gegeben, wodurch der Abfluß des Wassers erleichtert und der Wirkungsgrad verbessert wird.

Im Gegensatz zum Thornycroftheck wird hier zur Erhöhung der Schraubenwirkung im Tunnel die innere Wandung der Wölbung so nahe an die Schraubenkreisfläche gelegt, daß der Spielraum in der obersten Wasserlinie nur etwa 100 bis 150 mm und im Scheitel 30 bis 50 mm beträgt. Beim Rückwärtsgange ist die Wirkung der Schraube und infolgedessen die Lenkbarkeit bei diesem Tunnelheck-Schlepper ohne Schwanz eine genügende, wenn sie auch hinter der des Tunnelhecks mit Klappe zurücksteht. Beim vollen Vorwärtsgang — auf den es beim Schlepper allein ankommt — ist die Wirkung der Schrauben eine sehr günstige, weil das Wasser aus der Schraube nach hinten ohne jede Hemmung frei austreten kann.

Endlich ist es auch noch hinsichtlich des Abstromes, als Verbesserung zu bezeichnen, daß der Scheitel des Tunnels nicht wie früher hinten nach unten gekrümmt ist, sondern gradlinig verläuft, so daß der Schraubenstrom nicht mehr der Flußsohle zugeworfen und diese also weniger angegriffen wird; ein Umstand, der namentlich bei Kanälen von Vorteil ist.

Durch dieses Tunnelheck ist es möglich geworden, Schlepddampfer mit einer Leistung bis 900 PSi. bei einem

Tiefgang von 1,20 m zu bauen, die nach einwandfreien Messungen denen von gleicher Maschinenleistung bei einem Tiefgang von 1,7—1,9 m durchaus ebenbürtig, ja in einzelnen Fällen sogar überlegen waren.

Die guten Erfolge solcher Wölbungen im Heck führten zu dem Versuch, durch ähnliche Einrichtungen auch ältere Schiffe mit Schrauben von großem Durchmesser für geringen Tiefgang geeignet und somit wirtschaftlich wettbewerbfähig zu machen.

Dies wurde erreicht durch Anbau eines **Schraubenschirmes**. Der Schraubenschirm wurde anfangs mit einer beweglichen Klappe versehen, entsprach also in seiner Wirkung dem Thornycroftheck und dem Tunnelheck mit Klappe. Die guten Ergebnisse des Tunnelhecks ohne Schwanz gaben aber Veranlassung, den Schraubenschirm ohne Klappe einzuführen. Er hat auch in vielen Ausführungen allen Ansprüchen genügt und gute Schleppleistungen erzeugt: Beispielweise mußte ein Einschraubenschlepper von 300 PSi. mit 1700 mm Schraubendurchmesser, um gut zu schleppen, mittel des Trimmtanks auf einen Tiefgang hinten von 2,00 m gebracht werden. Nach Anbringung des Schirmes wurde der Trimm so verändert, daß hinten nur noch ein Tiefgang von 1,1 m vorhanden war, während die seitlichen Ränder des Schraubenschirmes 1 cm tief ins Wasser eintauchten. Der Schirm war mit geringem Spielraum um die Schraube herumgelegt. Durch Pfahlproben wurde festgestellt, daß die Schleppleistung dieses Dampfers nach Anbringung des Schirmes bei 1,1 m Tiefgang genau so groß war, wie vorher bei 2,00 m.

Ein anderer Schlepper von 26,5 m Länge, 5,6 m Breite und 1500 mm Schraubendurchmesser zog bei einem Tiefgang: vorn 1,3 m, hinten 1,6 m 2900 kg am Pfahl; nachdem er mit einem Schraubenschirm versehen und sein Trimm so verändert worden war, daß er vorn und hinten 1,2 m tief ging, zeigte der Zugkraftmesser 3200 kg; auch bei einem kleineren Schlepper von 21 m Länge, 4,75 m

Breite und 1320 mm Schraubendurchmesser zeigte sich eine erhebliche Vermehrung der Zugkraft, denn bei 1,45 m Tiefgang zog er 2000 kg, mit Schraubenschirm bei 1,2 m Tiefgang 2200 kg.

Diese und ähnliche Versuche wurden mit gleich hoher Füllung, Umdrehungszahl und Kesseldruck, bei gleicher Windstärke ausgeführt und beweisen tatsächlich, daß bei dem kleineren Tiefgang durch die günstige Wirkung des engschließenden Schirmes die Schleppleistung steigt.

Der **Wirkungsgrad der Tunnelschrauben** ist, wie oben bemerkt, unter richtig gewählten Verhältnissen größer als der gewöhnlicher Schrauben gleicher Leistung (gleiches Fahrwasser vorausgesetzt), da trotz der mehr zu leistenden Pumparbeit die Wirkung durch den größeren Durchmesser und das Arbeiten in dem dichteren von Luft abgeschlossenen Wasser erhöht wird.

Zahlenmäßige Angaben können darüber heute noch nicht gemacht werden, da entsprechende genaue Versuche, bei denen auch der Schub im Drucklager gemessen worden wäre, nicht bekannt geworden sind. Der Wirkungsgrad läßt sich aber aus zahlreichen Schleppversuchen, die allerdings unter nicht immer gleichen Verhältnissen angestellt wurden, annähernd ermitteln und diese Werte sind aus der Tafel 2 auf S. 71 ersichtlich.

Abschließend läßt sich also das Ergebnis dieses Abschnittes über die **Wahl des Fortbewegungsmittels** dahin zusammenfassen, daß zwar die genauen Werte der Wirkungsgrade der Räder und Schrauben erst noch durch sorgfältigere Versuche festgestellt werden müssen, daß aber auf Grund der vorhandenen Schleppversuche im großen und kleinen geschlossen werden kann, daß unter sonst gleichen Verhältnissen der Wirkungsgrad beider Fortbewegungsmittel annähernd gleich sein dürfte und daß namentlich die Anordnung der Schraube im Tunnel ohne Schwanz sie hinsichtlich der Wirkung dem Seiten- und

Heckrade völlig ebenbürtig und in der Zukunft wahrscheinlich überlegen machen wird.

EINSCHRAUBEN-SCHLEPPER

MIT SPEZIALHECK.

LÄNGE ZW. LÖTEN = 28,4 m.

BREITE AUF SPITZ = 6,00 m.

TIEFGANG MIT 15 T. KOHLE = 1,10 m.

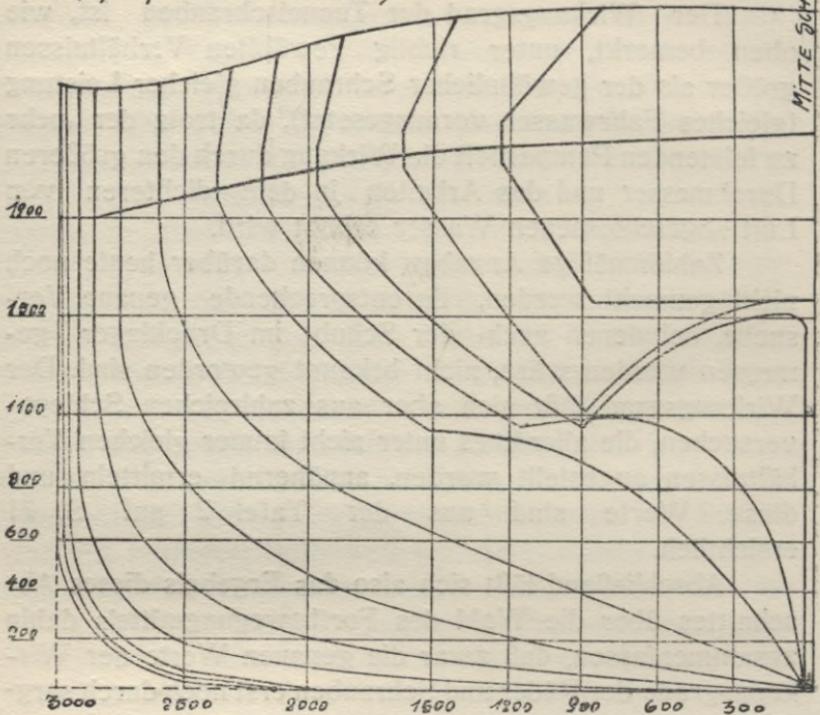


Abb. 15

In Abb. 15 ist der Spantenriß eines Doppelschrauben-Tunnelheckschleppdampfers von $L = 28,4$ m, $B = 6,08$ m, $H = 1,9$ m, $T = 1,1$ m und 300 PSI wiedergegeben, der 1910 bei Caesar Wollheim in Breslau für die Oder gebaut ist und sich gut bewährt hat. Seine Zugleistung betrug

am Pfahl 4000 kg und in der Fahrt bei 9 km Gesamtgeschwindigkeit 3500 kg.

Eine Zusammenstellung von 30 ausgeführten Tunnelheckschleppdampfern ist bei Seite 61/62 beigefügt aus der die Abmessungen, die Leistungen, Baujahr und Bauwerft sowie die Reederei zu ersehen sind. Die meisten dieser Dampfer haben sich in längerem Betriebe durchaus brauchbar gezeigt.

C. Leistungen, Kosten und Wirtschaftlichkeit.

1. Die Maschinenleistungen und Wirkungsgrade.

Die Maschinenleistung eines Schleppdampfers kann entweder nach der Schleppleistung, also tonnenkilometrischer Transportarbeit, oder nach der Zugleistung, also mechanischer Arbeit, oder nach der Pfahlprobenleistung verglichen werden.

a) Die Schleppleistung.

Aus den auf Umfrage bei einer großen Zahl von Reedereien freundlichst zur Verfügung gestellten Mitteilungen sind die in der folgenden Tafel 2 wiedergegebenen tonnenkilometrischen Schleppleistungen ermittelt worden, die natürlich nur für die wirtschaftlichen, nicht für die technischen Leistungen maßgebend sind. Sie wurden aus den im Anhang beförderten Nutzlasten, bezogen auf eine indizierte Pferdestärke, multipliziert mit dem Durchschnitt der auf der ganzen Strecke ermittelten Ufergeschwindigkeit je Stunde, errechnet, können also nur für eine bestimmte Strecke und den annähernd gleichen Wasserstand (gleiche Stromgeschwindigkeit) verglichen werden.

Dabei sind folgende Einflüsse zu beachten:

1. Schwankende Stromgeschwindigkeit,
2. Querschnitt- und Tiefenverhältnis,
3. Zahl der Anhänge,
4. Größe, Bauart und Güte der Lastschiffe,
5. Art der Kuppelung,
6. Länge der Schlepptrasse,
7. Genauigkeit des Steuerns,
8. Einfluß des Windes.

Die Größe dieser verschiedenen Einflüsse läßt sich aus folgendem beurteilen:

Zu 1: Am Oberrhein bewirkt z. B. eine Wasserstandsschwankung von 1,0 m eine **Stromgeschwindigkeitsänderung** von 2 km/Std. Auf der Strecke Köln-Ruhrort bewirkt ein Steigen des Wassers um 1 m eine Geschwindigkeitzunahme von rd. 0,75 km/Std. Wenn also ein 1600 PS-Dampfer mit 6500 t Nutzlast bei 2 m Kölner Pegel 5 km Ufergeschwindigkeit, der andere die gleiche Geschwindigkeit bei 3 m Wasserstand erreicht, würde die Schleppleistung zwar in beiden Fällen $\frac{6500 \times 5}{1600} = 20,3$ km betragen, tatsächlich aber ist die Geschwindigkeit des Schleppzuges durch das Wasser im zweiten Falle 0,75 km größer, die wirkliche Schleppleistung ist also im zweiten Falle $\frac{6500 \times 5,75}{1600} = 23,25$ tkm. Auch bei einem Wasserstundunterschied von 0,5 m würde die Schleppleistung im zweiten Falle noch $\frac{6500 \times 5,37}{1600} = 21,8$ betragen. Dazu kommt der Einfluß der Stromgeschwindigkeit auf den Wirkungsgrad des Fortbewegungsmittels, und zwar unmittelbar, indem die tatsächliche Eintrittsgeschwindigkeit und der Vorstrom, und mittelbar, indem von ihr die Schiffgeschwindigkeit abhängt, die ihrerseits auf den Gesamtwirkungsgrad erfahrungsmäßig großen Einfluß hat. Versuche auf dem Dortmund-Ems-Kanal (Haack) zeigten bei einer Zunahme der Geschwindigkeit von 3 auf 5 km eine Erhöhung des Gesamtwirkungsgrades von rd. 30%.

Zu 2: Der Wasserstand spielt auch infolge seines Einflusses auf das **Querschnittsverhältnis n** zwischen benetztem Stromquerschnitt und benetzter Hauptspantfläche eine große Rolle.

Im Oberrhein z. B., wächst bei einem Steigen des Wassers um 0,5 m die benetzte Fläche eines Querschnitts von 720 auf 820 qm, also um 14%, bei einem 1000 t Schiff von einer Hauptspantfläche = 20 qm also n von 35 auf 41,

d. h. um 16,5%. Neuere Versuche haben den großen Einfluß des Querschnittverhältnisses auf die Absenkung des Wasserspiegels und den Rückstrom nachgewiesen (Krey). Bei einer Steigerung des Querschnittverhältnisses von 39 auf 46,5, also um 19%, wurde eine Abnahme der Absenkung von 12 auf 7,5, also um 40% festgestellt. Da durch Rückstrom und Absenkung ein großer Teil des Schiffswiderstandes bedingt wird, hat das Querschnittverhältnis auf die Bestimmung der Schlepplleitung einen großen Einfluß, und der Widerstand des Anhangs und des Schleppers kann auf den deutschen Strömen schon bei einem Fallen des Wassers um 0,5 m um reichlich 10% steigen. Dieser Umstand spricht zweifellos zu Gunsten des Schraubendampfers, der bei gleicher Leistung und gleichem Tiefgang eine kleinere Hauptspantfläche hat als der Rad-dampfer.

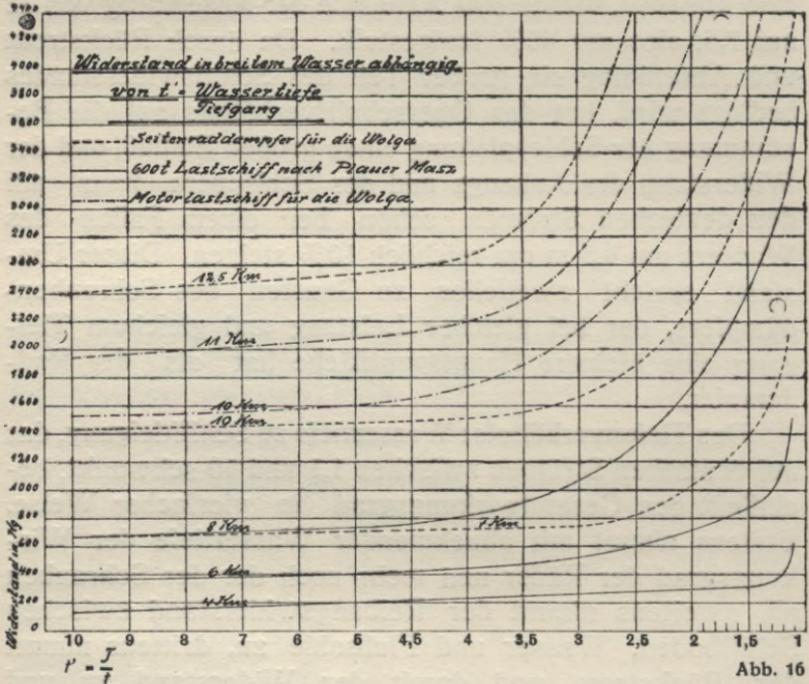
Das **Tiefenverhältnis**: Wassertiefe zu Schifftiefgang, das auf deutschen Strömen zwischen 1,1 und 10 schwankt, beeinflusst den Gesamtwirkungsgrad in vierfacher Weise. Erstens nimmt mit abnehmender Wassertiefe der Wirkungsgrad der Räder und mehr noch der der Schrauben ab, zweitens nimmt der Reibungswiderstand zwischen Schiffboden, Wasser und Flußsohle zu, drittens nimmt der Rückstrom und damit der Widerstand zu und viertens tritt infolge des zunehmenden Rückstroms eine vermehrte Absenkung ein, die ihrerseits noch den Widerstand vermehrt.

Den Einfluß des Tiefenverhältnisses hat G e b e r s bereits in seiner Widerstandformel *) berücksichtigt; da die danach berechneten Werte aber für die auf freien Strömen gefundenen Versuchergebnisse zu hoch erschienen, wurde die Aufstellung einer neuen Formel, in der dieser Einfluß durch einen Zusatzbruch ausgedrückt wurde, versucht. Mangels genügender Unterlagen und infolge der sehr verwickelten Beziehungen zwischen Geschwindigkeit, Schiffsform und Flußquerschnitt zum

*) Engels, Handbuch des Wasserbaues. S. 218/919.

Tiefenverhältnis und zum Widerstand konnte diese Frage noch nicht gelöst werden.

Die auf Grund verschiedener Modellversuche (Engels, Flamm, Kempf u. a.) berechneten und in Abb. 61



wiedergegebenen Kurven zeigen das Wachsen der Widerstände bei derselben Geschwindigkeit mit abnehmendem Tiefenverhältnis. Danach ist schon eine kleine Verschiedenheit der Wasserstände von großem Einfluß. Bei 8 km Geschwindigkeit nimmt z. B. der Widerstand von 4 vollen 600 t Schiffen von 9600 kg bei 3,0 m Wassertiefe auf 11 200 kg bei 2,5 m Wassertiefe, und die notwendige Nutzleistung der Maschine von 285 PSe auf 330 PSe zu, wodurch der Gesamtwirkungsgrad bei gleichbleibender Maschinenleistung um etwa 6—7% abnimmt.

Zu 3: Die Zahl der im Anhang befindlichen Lastschiffe ist wichtig, erstens weil zwei kleine Schiffe eine größere Oberfläche und damit größeren Reibungswiderstand haben als ein großes von gleicher Tragfähigkeit,

zweitens weil der Reibungswiderstand bei der geringen Geschwindigkeit der Binnenschiffe den Formwiderstand überwiegt und drittens weil mit der Zahl der Lastschiffe auch die durch ungenaues Steuern auftretenden den Gierverluste größer werden. Gleiche Gesamtnutzlast und volle Beladung vorausgesetzt, ist der Einfluß auf den Gesamtwiderstand des Anhangs, z. B. bei der am Rhein üblichen Schleppart an einzelnen Trossen, folgender: 6000 t in 6 Schiffen brauchen von Ruhrort nach Köln bei etwa 5 km Ufergeschwindigkeit 1400 PSi, in 5 Schiffen 1350 kg, in 4 Schiffen 1275, in 3 Schiffen 1200 und in 2 ganz großen Schiffen nur 1100 PSi; die tonnenkilometrische Schleppleistung wäre also im ersten Falle $\frac{6000 \times 5}{1400} = 21,4$, im zweiten 22,2 im dritten 23,5, im vierten 25, im fünften 26. Bei hintereinander an einem Strang geschleppten Schiffen ist das Verhältnis ein anderes: bei sehr kleinem Querschnittverhältnis $n = 5$ wurde bei dicht gekuppelten Schiffen festgestellt (Mattern und Buchholz), daß die tonnenkilometrische Schleppleistung bei drei Anhängen 5% kleiner als bei zweien und 10% kleiner als bei einem Anhang war.

Zu 4: darüber, wieweit die **Schiffgröße** und die bei gleicher Hauptspantfläche verschiedene **Schifflänge** mit-sprechen, sind die Ansichten noch geteilt. Wahrscheinlich ist bei großem Querschnittverhältnis n der Anteil des Reibungswiderstandes am Gesamtwiderstand, also die Widerstandzunahme des längeren Schiffes größer als bei kleinem n , wo Rückstrom und Absenkung mehr zur Geltung kommen.

Die **Bauart** der Lastschiffe ist in zweifacher Hinsicht für den Widerstand entscheidend. Bezüglich der **Form** wirkt außer den Völligkeitgraden der Verdrängung und der Wasserlinie und dem Verhältnis $L : B$ die Gestaltung von Bug und Heck mit. Mit Ablauf von vorn nach hinten gebaute Schiffe, wie sie in Holland üblich sind, sollen weniger Widerstand haben, als die mit gleichlaufendem

Mittelschiff gebauten Schiffe, die in Deutschland wegen einfacherer und billigerer Bauweise und größerer Tragfähigkeit bevorzugt werden (Asthöwer).

Bezüglich des **Baustoffs** ist bekannt, daß das hölzerne Schiff, namentlich nach längerem Betriebe, einen viel größeren Reibungswiderstand hat als das eiserne. Aber auch die bei den neuzeitlichen großen stählernen Schiffen immer noch vorkommenden hölzernen Böden vermehren den Widerstand erheblich. Versuche auf der Elbe zeigten bei 600 t Schiffen in leerem Zustande einen Unterschied von 10—15 v. H., in beladenem Zustande von 40—50% zwischen hölzernen und stählernen Böden, was dadurch zu erklären sein dürfte, daß die Reibung zwischen Wasser und Schiffsboden umso stärker wird, je mehr letzterer sich der Flußsohle nähert, je enger also der Raum ist, durch den sich das zurückströmende Wasser hindurchzwingen muß.

Für die **Güte** der Lastschiffe ist hinsichtlich des Widerstandes vor allem die Beschaffenheit der Außenhaut und des Schiffbodens maßgebend, bei letzterem besonders, wenn er hölzern ist. Lange nicht gereinigte Eisenhaut hat 10—20%, aufgerauhter Holzboden aber bis 100% Widerstandvermehrung zur Folge.

Zu 5: Die **Art der Kupplung** muß berücksichtigt werden, weil z. B. die einzeln fahrenden Rheinschiffe größeren Widerstand haben als die dicht aneinander gebundenen der Elbe, die bezüglich des Formwiderstandes zusammen als ein langes Schiff angesehen werden können; die letzteren haben auch geringere Steuerverluste.

Zu 6: Noch wichtiger ist die **Länge der Schlepptrasse** zwischen dem Dampfer und dem ersten Anhang. Von 50 m ab wird der Einfluß der Schraube oder des Radstromes kaum noch merklich sein, bei 25 m macht er aber schon sehr viel aus. In einem Falle stellte ich durch Verlängerung der Trosse von 25 auf 50 m eine Zunahme der Geschwindigkeit von 5 auf 6 km, also eine Erhöhung der Schleppleistung um 20% fest. Auf dem Rhein scheert darum das erste Schiff stets nach Steuerbord aus.

Zu 7: Infolge schlechten **Steuerns** sind Schwankungen des Widerstandes bis zu 60% gemessen worden. Die Gierverluste nehmen mit der Zahl der Schiffe zu, mit der Größe der Schiffe ab, sind bei einzeln geschlepptem Schiff größer als bei festgekuppelten und bei leeren dem Wind mehr ausgesetzten Schiffen größer als bei vollen.

Zu 8: Der **Einfluß des Windes** ist folglich auch noch zu berücksichtigen, denn besonders bei leeren Schiffen kann Wind von vorn den Widerstand stark erhöhen. Auch ist der Windwiderstand des Schleppers selbst bei allen Versuchsfahrten zu berücksichtigen und dabei zu beachten, daß er für Schraubendampfer erheblich kleiner ist als für die mit ihren breiten Radkasten und hohem Brückenaufbau einen viel größeren Windfang bietenden Seitenraddampfer. Ein 1000 PSi Seitenraddampfer braucht bei starkem Wind von vorn bei 5 km Geschwindigkeit rund 50 PSi mehr als ein gleichstarker Schraubendampfer.

Die Aufzählung dieser Fehlerquellen zeigt, welcher geringer Wert dem Vergleich der Schleppleistung hinsichtlich des Gesamtwirkungsgrades innewohnt. Unter diesem Vorbehalt betrachtet, zeigt aber die Tafel, daß zwischen den Rad- und Schraubendampfern ein wesentlicher Unterschied nicht besteht.

b) Die Zugleistung.

Die **Zugleistung** der Schleppdampfer, also die mechanische Arbeit, die den Maßstab für die Größe des mechanischen Wirkungsgrades abgibt, zu vergleichen, scheint nach den soeben aufgeführten Gründen mehr Aussicht auf Erfolg zu haben, wenn es gelingt, die Geschwindigkeit des Wassers und die Geschwindigkeit des Schleppzuges gegen das Wasser genügend genau zu ermitteln. Die Zugleistung ist auf Grund zahlreicher Versuchsergebnisse für eine Reihe von Schleppern in der Tafel 2 zusammengestellt. Sie enthält alle für eine zuverlässige Auswertung der Versuchsergebnisse erforderlichen Angaben, getrennt nach Fahrwasser, Schleppdampfer, An-

hang und Schleppzug. Die Nutzlast je PSi schwankt je nach der Schleppgeschwindigkeit zwischen 6 und 15 kg je PSi. Die aus Nutzlast \times Ufergeschwindigkeit: PSi errechnete Schleppleistung schwankt nach Maßgabe der oben S. 68 besprochenen Punkte zwischen 8 und 13 tkm,

Die aus der Summe der einzelnen Anhänge gebildete Zugkraft \times Geschwindigkeit (gegen das Wasser): 270 ergibt die Zugleistung des Schleppers ohne Eigenwiderstand und Gleitwiderstand in PS-Stunden. Auf diese ist auch der Gesamtwirkungsgrad η_1 bezogen. Der Eigenwiderstand des Dampfers zu der Zugkraft zugezählt, ergibt η_2 . Wird schließlich noch der Gleitwiderstand von Dampfer und Anhang $= \frac{G \cdot J \cdot V}{270}$ hinzugefügt, so stellt η_3 den tatsächlichen Gesamtwirkungsgrad dar, der, durch den mechanischen Maschinenwirkungsgrad geteilt, den Wirkungsgrad des Fortbewegungsmittel ergibt. $\eta_4 = \eta_3 : \eta_m$.

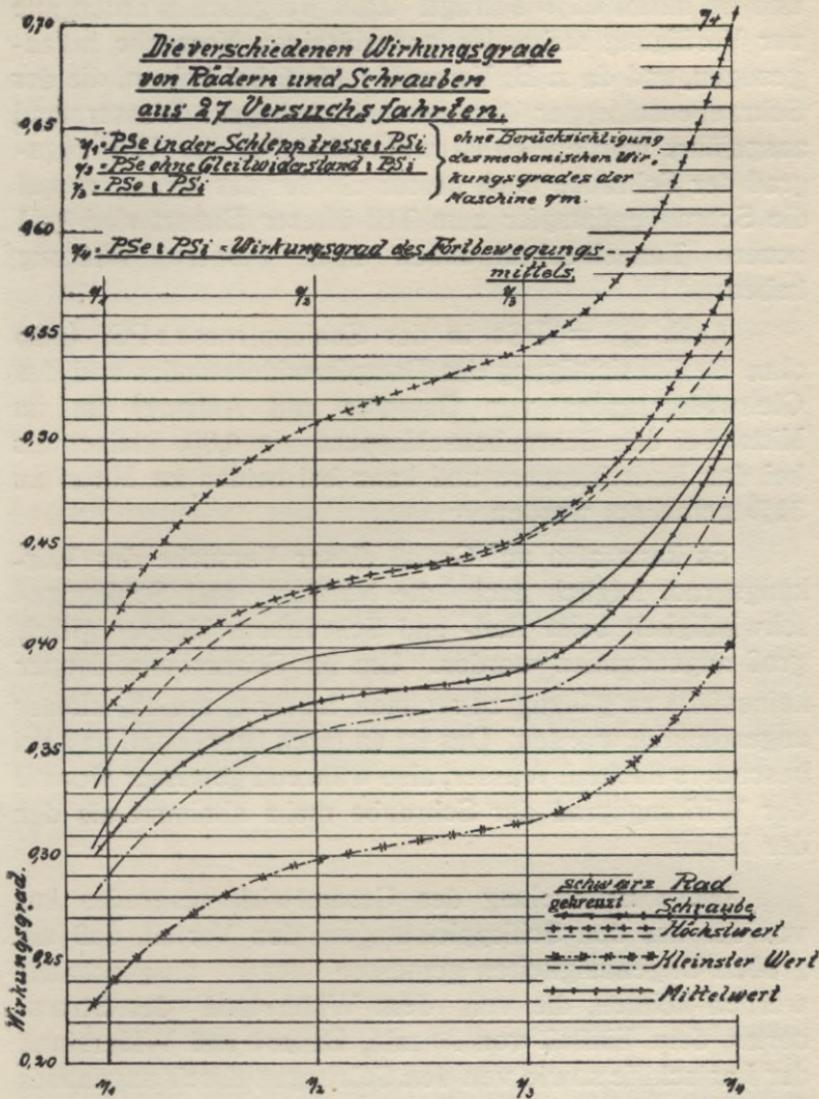
Das Ergebnis der 28 Versuchsfahrten, deren Einzelwerte die Tafel 2 enthält, sind in Tafel 3 und Abb. 17 zusammengestellt.

Tafel 3.

Schlepperart	Wert	η_1 ohne Dampfer und ohne Gleit- widerstand	η_2 mit Dampfer ohne Gleit- widerstand	η_3 mit Dampfer und mit Gleit- widerstand	η_4 der Fort- bewegungs- mittel
Rad- schlepper	größter	0,343	0,429	0,454	0,555
	kleinster	0,29	0,36	0,376	0,446
	mittel	0,318	0,397	0,411	0,512
		(0,405) *)	(0,510)	0,545	0,700
Schrauben- schlepper	größter	0,37	0,43	0,454	0,582
	kleinster	0,238	0,298	0,317	0,406
	mittel	0,310	0,374	0,389	0,509
Unterschied zwischen den Mittelwerten von Rad und Schraube		0,008	0,023	0,022	0,003
		0,8 %	2,3 %	2,2 %	0,3 %

*) Die eingeklammerten Werte beziehen sich auf den Doppelschraubendampfer „Badenia X“.

Abb. 17



Daraus ergibt sich, daß der tatsächliche Wirkungsgrad des Fortbewegungsmittels η_4 , der sich aus Spalte 44 geteilt durch Spalte 17 (mechanischer Wirkungsgrad der Maschine) errechnet, bei Rad- und Schraubenschleppern nur um 0,3% verschieden, praktisch also gleich ist

und im Mittel 51% beträgt. Zum Vergleich wurden alle zur Verfügung stehenden zuverlässigen Versuche herangezogen, und da z. B. Versuch 1 bis 6 bei hohem, die der Schraubenschlepper dagegen bei niedrigem Wasserstand ausgeführt wurden, so ist wahrscheinlich der Wirkungsgrad der Schraube noch besser als der des Rades, zumal die Schraubendampfer zum Teil älterer Bauart sind und neuere Tunnelheckschrauben noch bessere Wirkung haben.

Auch $\eta_4 = P_{Se}$ in der Schlepptrosse : P_{Si} (also ohne Berücksichtigung des Dampferwiderstandes und des Gleitwiderstandes von Dampfer und Anhang) ist im Mittel bei den Schraubenschleppern nur 0,8% kleiner als bei den Radschleppern und kann bei beiden im Mittel zu 31% gerechnet werden.

Es kann also auf Grund dieser Versuche der Wirkungsgrad, folglich auch die Nutzlast und Schleppgeschwindigkeit beim Rad- und Schraubenschlepper gleich groß angenommen werden. Um für Schraubenschlepper keinesfalls zu günstig zu rechnen, ist ihr η_1 um 4% kleiner angenommen worden. Das ist dadurch begründet, daß bei besonders flachem Wasser, also während gewisser Monate der Wirkungsgrad der Schraube mehr abnimmt als der der Räder.

Diese Ermittlung des Gesamtwirkungsgrades hat vor der aus den Schleppeleistungen den Vorteil, daß die großen Ungenauigkeiten gemessen bzw. ausgeschaltet werden können, die von dem Widerstand des Strombettes, dem Einfluß von Anzahl, Bauart und Widerstand der Lastschiffe sowie von den Störungen durch ungenaues Steuern herrühren. Als **Fehlerquellen** bleiben folgende:

1. Wechselnde Stromgeschwindigkeit,
2. Eigenwiderstand des Schleppers,
3. Schwankender Trossenzug,
4. Einfluß des Windes.

Zu 1: Die Bestimmung der **Stromgeschwindigkeit** durch in verschiedenen Tiefen schwimmende Stabschwimmer oder vom Schiff aus mittels des Woltmannschen Flügels ist ungenau, weil das örtliche Gefälle und damit die Geschwindigkeit auf freien Strömen schon innerhalb ganz kurzer Strecke schwankt und weil die Geschwindigkeit sowohl der Breite als der Tiefe nach verschieden ist und auch davon abhängt, ob der Schleppzug im Stromstrich fährt oder diesen vermeidet. Im letzteren Falle müßte z. B. nur etwa 0,8 bis 0,9 als wirksame Stromgeschwindigkeit eingesetzt werden.

Zu 2: Für den **Eigenwiderstand des Schleppers** liegen tatsächliche Zahlen nicht vor, weil Schleppversuche mit Dampfern in freien Strömen nicht angestellt worden sind. Ueberdies stößt die Berechnung des Widerstandes bei den durch die stets wechselnden Wassertiefen und Querschnitte, die dauernd schwankenden Gefälle und Geschwindigkeiten und die verschiedene Form und Rauigkeit der Sohle und Ufer (vergl. Teil I S. 20 ff.) auf so große Schwierigkeiten, daß trotz vieler Bemühungen (Engels, Gebers) eine einwandfreie Formel für freie Ströme noch nicht aufgestellt worden ist. Die Geberssche Formel nimmt zwar auf Wassertiefe, Querschnittverhältnis und Absenkung Rücksicht, kann aber nach den angestellten Vergleichrechnungen nur für gewisse, namentlich volle Schiffsformen und bestimmte kleine Querschnittverhältnisse angewendet werden. *)

*) Die vom Verfasser in dieser Hinsicht angestellten Berechnungen führten zur Aufstellung neuer Formeln für den Einfluß des Tiefen- und Querschnittverhältnisses; angesichts der infolge der vielfach verschiedenen Wechselwirkungen bedeutenden Veränderlichkeit der Konstante und der Schwierigkeit, die gefundene Abhängigkeit der einzelnen Werte von einander und von den Strom- und Schiffsverhältnissen an den Ergebnissen von genauen Schleppversuchen im Strom nachzuprüfen, muß auf die Wiedergabe vorläufig verzichtet werden. Es wäre sehr zu begrüßen, wenn für diesen Zweck Mittel zur Vornahme genauer Widerstandsversuche auf freien Strömen flüssig gemacht werden könnten.

Für die Berechnung des Widerstandes der Schlepper wurde im vorliegenden Falle das Mittel aus den Ergebnissen der nach Dietze, Riehn, Gebers und Olsen berechneten Werte verwendet. Der Widerstand der Schraubenschlepper ist infolge der geringeren Größe und der schärferen Form und der kleineren Oberfläche so bedeutend kleiner als der der Radschlepper, daß für die vorliegende Untersuchung diese Vergleichswerte immerhin brauchbar sein dürften.

Zu 3: Die erheblichen **Schwankungen im Trossenzug** genau auszumitteln ist selbst bei Verwendung zuverlässiger Zugkraftmesser, guter Eichung, richtiger Maßstäbe und genügend zahlreicher Ablesungen sehr schwierig. Durch plötzlich auftretende Einflüsse — Kurven, Kolke, Furten, Begegnungen mit Schiffen, Gieren, Steuern, aus dem Ruder laufen und durch den Einfluß der anderen Schiffe im Zuge, ferner durch den Einfluß der mehr oder weniger großen Nähe des Ufers und des Fahrens in oder außerhalb des Stromstrichs — entstehen so große Schwankungen, daß ein Mittelwert für längere Strecken den wirklichen Verhältnissen schwerlich gerecht wird.

Zu 4: Der Einfluß des **Windes** ist hier geringer, weil nur der den Schleppdampfer treffende Wind berücksichtigt werden muß, während der Windwiderstand des Anhangs bereits im Trossenzug zum Ausdruck kommt.

Als allgemeines **Ergebnis** kann festgestellt werden, daß der Seitenraddampfer 6,5 bis 15,5, der Heckradampfer 6,5 bis 11,5, der Einschraubendampfer 6,5 bis 12,5, der Doppelschraubendampfer etwa 5,8 bis 11 kg je PSI zieht. Doch kann nach den zur Verfügung stehenden Versuchsergebnissen als sicher angenommen werden, daß gut arbeitende Tunnelheckdampfer bei nicht zu flachem Wasser 11 bis 12 kg je PSI ziehen.

Tafel 4. Zugkraftmessungen am Pfahl.

Nr.	Fortbewegungsmittel	L	B	T	PSi	Zugkraft kg	kg/ PSi	Höchster Wert	Kleinster Wert	Mittelwert
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	Seitenrad	42	4,4	1,2	240	3500	14,6	15,2	12,5	14,2
2	"	"	"	"	250	3700	14,8			
3	"	"	"	"	260	3900	15,0			
4	"	"	"	"	270	4100	15,2			
5	Seitenrad	60	7,6	0,85	620	8100	13,1			
6	Heckrad	48	7,85	0,9	400	5000	12,5			
7	"	"	"	"	500	6500	13,0			
8	"	46,5	7,84	0,90	475	6500	13,7			
9	Doppelschrauben	34	6,3	1,1	440	5700	13,1			
10	1 Schraube	26,5	5,6	$\frac{1,3}{1,6}$	225	2900	13,9	17,1	12,5	13,0
11	1 Schraube mit Schirm	"	"	1,20	225	3200	14,2			
12	1 Schraube	21	4,75	1,45	155	2000	12,9			
13	1 Schraube mit Schirm	"	"	1,20	155	2200	14,3			
14	2 Schrauben Tunnelheck	38	6,5	1,10	500	6600	13,3			
15	1 Schraube Tunnelheck	35	6,3	1,10	370	4800	13,0			
16	1 Schraube Tunnel	32	6,5	1,2	430	5600	13,0			
17	1 Schraube				116	1650	15,0			
18	"				151	1950	12,9			
19	"				166	2070	12,5			
20	"				9	150	16,6			
21	"				17,4	300	17,1			
22	"				32,5	465	14,3			
23	1 Schraube Tunnelheck	34	6,3	1,1	370	4800	13,0			
24	2 Schr. Tunnelheck ohne Schwanz	37,5	6,65	1,2	425	5600	13,2			
25	1 Schraube mit Schraubenschirm	30	5,5	6,65	342	4300	12,5			

Wenn im einzelnen die Zugleistung der Raddampfer bis zu 5% besser erscheint als die der Schraubendampfer, so kann dem entgegengehalten werden, daß erfahrungsmäßig z. B. auf der Strecke Duisburg-Köln die Zugleistung der Schraubendampfer im allgemeinen 10% höher ist als die der Raddampfer (Taschenkalender für die Rheinschiffahrt). Diese Tatsache ist umso einleuchtender, als bei einem Raddampfer sowohl als für die Ueberwindung des Eigenwiderstandes auch für die Ueberwindung des Gleitwiderstandes ein erheblich größerer Teil seiner Nutzleistung verbraucht wird als bei den viel kleineren und schlankeren Schraubenschleppern.

c. Die Leistung am Pfahl.

Da also durch Messung der Zugleistung Gesamtwirkungsgrad und Nutzleistung nicht einwandfrei gefunden werden können, wird häufig die **Pfahlprobe** zugrunde gelegt, die in der Regel in tiefem ruhigen und breiten Wasser vorgenommen wird, wobei es für die Strömungsverhältnisse praktisch als annähernd gleich angesehen wird, ob das Schiff sich durch das Wasser, oder das Wasser sich am Schiff vorbei bewegt. Die Geschwindigkeit des Schleppers gegen das Wasser und damit sein Widerstand wird fast gleich Null und darum die Zugleistung um diesen Betrag größer als in der Fahrt. Während die Zugleistung in der Fahrt zwischen 6 und 13 kg je PSi liegt, steigt dieser Wert bei der Pfahlprobe, wie aus der Tafel 4 der Zugleistungen am Pfahl hervorgeht, auf 14 bis 15 kg je PSi.

Die Tafel zeigt, daß die Zugleistung am Pfahl je PSi beim Schraubenschlepper in weiteren Grenzen schwankt als beim Radschlepper, daß aber im Mittel die Leistung des Radschleppers um kaum 1,5 kg/PSi größer ist als die des Schraubenschleppers. Diese Mehrleistung wird, wie aus Tafel 2 und 3 ersichtlich, durch den Mehraufwand des Radschleppers für seinen Eigenwiderstand und Gleitwiderstand während der Fahrt völlig aufgehoben.

So zweckmäßig solche Versuche zur Beurteilung von Aenderungen an Maschinen, Rädern oder Schrauben des gleichen Schiffes ohne Zweifel sind, eignet sich die **Pfahlprobe** doch zum Vergleich verschiedener Schiffe nur, wenn die Wassertiefe und der Wind bei beiden Versuchen gleich sind. Ein ganz zuverlässiges Urteil über die Nutzleistung und den Gesamtwirkungsgrad aber wird auch dabei nicht zu gewinnen sein, weil auch bei dieser Probe, obwohl die Einflüsse des Stromes, der Geschwindigkeit, der Widerstände des Anhangs und des Schleppers selbst ausgeschaltet sind, noch folgende zweifelhafte Punkte übrig bleiben:

1. Die **Wassertiefe** und das **Querschnittverhältnis** spielen die gleiche Rolle wie bei den Versuchen während der Fahrt, können aber für die betreffende Stelle leichter festgestellt werden.

2. Infolge der höheren Umdrehungszahlen und der veränderten Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers in das Fortbewegungsmittel sind die **Verhältnisse im Rad und in der Schraube**, namentlich auch der Schlüpf, andere als in der Fahrt. Rad und Schraube sind für eine bestimmte Umdrehungszahl und einen bestimmten Schlüpf entworfen und ihr Wirkungsgrad nimmt mit dem Wachsen und dem Fallen der beiden Werte ab; daß sie den Wirkungsgrad des Fortbewegungsmittels erheblich, wenn auch zur Zeit noch nicht zahlenmäßig faßbar, beeinflussen, unterliegt keinem Zweifel.

3. Desgleichen nehmen der **Vorstrom** und der **Rückstrom** neben dem Schiff, die beide einen größeren Einfluß auf die Wirkung von Rad und Schraube haben, als vielfach angenommen wird, am Pfahl andere Größen an als in der Fahrt.

Bemerkt sei noch, daß anscheinend diese schwankenden Werte die Schraube mehr beeinflussen als das Rad.

4. Die **Umdrehungszahlen** und folglich die Maschinenleistungen sind von den bei der Fahrt zu erreichenden verschieden, die Wirkungsgrade der Fortbewegungsmittel

werden verändert, die gemessenen Zugleistungen lassen also einen sicheren Schluß auf die Leistung in der Fahrt nicht zu.

Abgesehen von all diesen Mängeln liegen z. Z. aber noch zu wenige und vor allem zu ungenaue Pfahlproben vor, um mit Sicherheit erkennen zu können, ob und wie weit der Raddampfer dem Schraubendampfer überlegen ist. Die zur Verfügung stehenden Versuche ergeben, daß am Pfahl der Tunnelheckschraubendampfer dem Raddampfer beinahe oder ganz ebenbürtig ist, und daß er folglich in der Fahrt, wo der Raddampfer den größeren Eigenwiderstand und den ebenfalls erheblich größeren Gleitwiderstand zu überwinden hat, den Raddampfer an Zugkraft übertreffen würde.

Ergebnis: Zusammenfassend kann aus dem Vergleich der Ergebnisse der **Schleppleistungen, Zugleistungen und Pfahlzugleistungen** folgendes Bild abgeleitet werden: Unter gleichen Verhältnissen (Stromstrecke, Wassertiefe, Anhang, Schiff-, Strom- und Wind-Geschwindigkeit und Kupplung) ist der Seitenraddampfer dem Heckraddampfer an Zugkraft überlegen, und zwar je nach der Form des Hinterschiffes und der Bauart der Heckräder um 0,5 bis 1,5 kg je PSi. Der Seitenraddampfer ist auch dem gewöhnlichen Einschraubendampfer um 0,5 bis 1,0 und dem Doppelschraubendampfer um 1,0 bis 1,5 kg je PSi überlegen. Der gut gebaute Schraubendampfer mit Tunnelheck ohne Schwanz, und in fast gleichem Maße jeder andere Tunnelheckdampfer sowie der Dampfer mit richtig gebautem, engschließendem Schraubenschirm, sind aber — besonders auf Grund ihres geringeren Eigenwiderstandes und ihres kleineren Gleitwiderstandes — dem Seitenraddampfer an Nutzleistung und Gesamtwirkungsgrad gleich, dem Heckraddampfer um etwa 1 kg je PSi überlegen. Das ist darauf zurückzuführen, daß bei diesem Schraubendampfern die Schraube mit größerem Durchmesser, also geringerer, für den Schleppbetrieb günstigerer

Umlaufzahl, mit geringerem Einheitflächendruck und vorteilhafterem Steigungsverhältnis in dichterem Wasser und grösserem Abstand von der Sohle arbeitet. **Der Gesamtwirkungsgrad η_1 des Schleppdampfers** = Zugleistung: P_{Si} (abgesehen von der für Eigenwiderstand und Gleitwiderstand aufgewendeten Maschinenleistung, die je nach der Stromgeschwindigkeit und dem Gefälle verschieden ist) liegt zwischen 0,275 und 0,405.

Er schwankt bei gleichbleibender Maschinenleistung je nach der Größe des Anhangs und der Geschwindigkeit derart, daß er bei Verminderung des Anhangs fällt, bei Vermehrung der Geschwindigkeit steigt. Dagegen nimmt die Schleppleistung je P_{Si} innerhalb gewisser noch besonders zu untersuchender Grenzen mit Verminderung des Anhangs gleichmäßig aber in geringem Maße zu, bei Vermehrung der Geschwindigkeit gleichmäßig in erheblichem Maße ab.

Daraus folgt, daß ein kleiner Dampfer infolge seines geringen Eigen- und Gleitwiderstandes eine größere tonnenkilometrische Schleppleistung haben kann als ein großer mit stärkerer Maschine, daß aber der Dampfer mit stärkerer Maschinenleistung innerhalb gewisser von den Querschnitt- und Stromverhältnissen abhängender Grenzen infolge der je P_{Si} geringeren Anlage-, Betrieb- und Fahrkosten wirtschaftlich günstiger ist, was im folgenden Abschnitt näher erörtert werden wird.

2. Die Kosten.

Die **Kosten** des Schleppbetriebes setzen sich zusammen aus den Ruhekosten oder **Schiffkosten** und den **Fortbewegungskosten**. Ihre Summe ergibt die **Fahrkosten**. Die Schiffskosten bestehen aus den sächlichen und persönlichen Kosten, die Fortbewegungskosten aus den Kosten für Brennstoff, Schmier- und Putzmittel. Zu den **sächlichen** Kosten gehören Anschaffungskosten, Verzinsung, Abschreibung, Schiffversicherung, Unterhaltung und Verwaltung. **Persönliche** Kosten sind die Gehälter *) der Besatzung nebst der Versicherung.

*) und die etwaigen Kilometergelder

Bei der Berechnung der Fahrkosten je Betriebstag und je Fahrstunde muß zum Vergleich von Rad- und Schraubenschleppern zunächst für beide die gleiche Zahl der im I. Teil ermittelten Betriebstage und Fahrstunden zu Grunde gelegt werden.

Als **Anschaffungskosten** der Schiff- und Maschinenanlage sind die im II. Teil auf Grund einer großen Zahl ausgeführter Schiffe berechneten Preise eingesetzt worden.

Die übrigen Zahlen der sächlichen Kosten und die persönlichen Kosten sowie die Betriebskosten sind als Mittel aus den durch Umfrage bei einer großen Zahl von Reedereien freundlichst zur Verfügung gestellten sorgfältigen Angaben gewonnen worden.

Den Berechnungen sollen Dampfer von 400, 600, 800, 1000 und 1200 PSi zu Grunde gelegt werden, wobei zunächst gemäß den im vorigen Abschnitt gemachten Folgerungen die Gesamtwirkungsgrade von Raddampfern und Schraubendampfern als gleich angenommen werden. Für Tunnelschraubenschlepper, die noch 0,25 des Schraubendurchmessers Wasser unten haben, ist das jedenfalls zulässig. Für gewöhnliche Schraubenschlepper und flacheres Wasser wird im III. Teil ein entsprechender Abzug gemacht werden.

Als Maschinenanlage ist bei allen Dampfern die 3-fach Expansionmaschine ohne Ueberhitzung mit Walzenkessel von 12—15 at. Ueberdruck angenommen. Das stellt eine Begünstigung der Seitenraddampfer dar, bei denen noch vielfach die schwereren Verbundmaschinen gebräuchlich sind.

Die **Anschaffungskosten**, die für Doppelschraubenschlepper 5% höher als für Einschraubendampfer angenommen sind, ergeben sich unter Einschluß der üblichen Ueberführungs-, Probefahrt- und Versicherungskosten aus nachstehender Tafel 5.

Tafel 5. **Anschaffungskosten.**

PSi	400		600		800		1000		1200	
	Rad	Schraube	Rad	Schraube	Rad	Schrauben	Rad	Schrauben	Rad	Schrauben
Fortbewegungsmittel										
Schiffskörper M. je PSi	170	100	153	95	165	105	151	100	141	96
Schiffskörper M.	68000	40000	91800	57000	132000	84000	151000	100000	169200	115200
Maschinen-Anl. M. je PSi	165	112	155	100	150	100	145	95	142	90
Maschin.-Anl. M.	66000	45000	93000	60000	120000	80000	145000	95000	170400	108000
Zuschlag für Spesen und Verdienst	16000	10000	15200	13000	28000	16000	34000	20000	40400	26800
Gesamtpreis M.	150000	95000	200000	130000	280000	180000	330000	215000	380000	250000

Als **persönliche** Kosten kommen für die auf Elbe und Rhein üblichen, polizeilich vorgeschriebenen Besatzungen folgende Gehälter in Ansatz:

Tafel 6. **Persönliche Kosten.**

PSi	400		600		800		1000		1200	
	R.	S.	R.	S.	R.	S.	R.	S.	R.	S.
Fortbewegungsmittel										
Schiffsführer . .	1800	1700	2000	1900	2200	2100	2400	2300	2600	2500
Steuerleute . . .	1600	—	1600	—	1700	1600	3200	1700	3400	1800
Maschinisten . .	1700	1600	3600	1800	3600	3600	4000	3800	4200	4000
Decksleute . . .	2200	1100	2400	2200	4800	3500	4900	3600	5000	3600
Heizer	2200	2200	2600	2400	5100	2700	5100	5000	7300	5200
Jungen	—	—	—	600	600	600	—	600	—	600
Unfall-, Kranken-, Inv.-, Haftpflicht- Versich. 4% . .	380	260	490	350	720	560	780	680	900	700
Jährliche persönl. Kosten . . M.	9880	6860	12690	9250	18720	14660	20380	17680	23400	18400

Als **sächliche** Kosten können im Durchschnitt gerechnet werden für Abschreibung 5%, für Versicherung des

Schiffes 2½%, für Verwaltung 1½%, für Unterhaltung und nicht gedeckte Ausbesserungen 3%, zusammen 12% des Anschaffungswertes:

Tafel 7.

Schiffkosten.

PSi Dampferart	400		600		800		1000		1200	
	R.	S.	R.	S.	R.	S.	R.	S.	R.	S.
Sächl. Kosten jährlich M.	18000	11400	24000	15600	33600	21600	39600	25800	45600	30000
Persönliche Kosten jährlich . . M.	9880	6860	12690	9250	18720	14660	20380	17680	23400	18410
Schiffskosten jährlich M.	27880	18260	36690	24850	52320	36260	59980	43480	69000	48410
Schiffskost. je Fahrstd./PSi bei 3900 Fahrstd. . . Pfg.	1,8	1,17	1,55	1,06	1,65	1,16	1,53	1,11	1,48	1,03
bei 3500 Fahrst. PSi Pfg.	1,8	1,3	1,55	1,18	1,65	1,29	1,53	1,24	1,48	1,15
bei 3100 Fahrst./PSi Pfg.	1,8	1,47	1,55	1,34	1,65	1,46	1,53	1,40	1,48	1,30

Die **Schiffkosten** je Pferdekraft und Fahrstunde sind unter Zugrundelegung von 280 Betriebstagen zu 17 Betriebstunden = 14 Fahrstunden auf der Oder, von 300 Betriebstagen zu 16 Betriebstunden = 13 Fahrstunden auf der Elbe, und 320 zu je 15 Stunden = 12,2 Fahrstunden auf dem Rhein, mit Abzug von 10% für Fahrtunterbrechungen = 3900 Fahrstunden errechnet. Die Schiffkosten je PSi und Fahrstunde schwanken zwischen 1,8 Pfg. und 1,48 Pfg. bei Raddampfern und 1,17 Pfg. und 1,03 Pfg. bei Schraubendampfern. Falls der Schraubendampfer, wie im III. Teil untersucht werden wird, wegen zu geringer Wassertiefe nur 250 bzw. 270 bzw. 285 = 3500 Fahrstunden den Betrieb aufrechterhalten könnte, erhöht sich der Wert auf 1,30 bis 1,15 und bei einer weiteren Stilllegung des Betriebes um nochmals 30 Tage, also bei

220 bzw. 240 bzw. 255 Tagen und 3100 Fahrstunden auf 1,47 bis 1,30 Pfg.; erst wenn der Schraubendampfer drei Monate weniger fahren kann als der gleichstarke Radschlepper, werden die Schiffkosten je Stunde und PSI für beide Schiffarten gleich groß. Wie weit dann aber infolge des Einflusses der steigenden Schlepplöhne der Schraubenschlepper wirtschaftlich bleibt, ergibt die spätere Untersuchung.

Die **Fortbewegungskosten** sind die Kosten für Kohlen, Schmieröl, Zylinderöl, Putzstoffe und Maschinenvorräte. Letztere sind in Tafel 8 berechnet.

Tafel 8

Oelkosten.

PSi	400	600	800	1000	1200
Der Oelverbrauch beträgt					
an Zylinderöl kg/Std.	0,25	0,35	0,45	0,55	0,65
an Schmieröl kg/Std.	0,25	0,35	0,45	0,55	0,65
bei einem Preise von 60 Pfg./kg betragen also die Kosten für Zylinderöl Pfg./Std.	15	21	27	33	39
bei 40 Pfg./kg für Schmieröl Pfg./Std.	10	14	18	22	26
Gesamtölkosten + 100 % für Putzstoffe und Maschinenvor- räte Pfg./Std.	50	70	90	110	130

Als Kohlenpreise je t frei an Bord werden für die Elbe und Oder 20,— M. und für den Rhein 18,— M. eingesetzt. Wenn die nach der Art der Maschine, der Zahl der Zylinder und dem Grade der Ueberhitzung schwankenden Kohlenverbrauchszahlen hier, wo es sich nur um Vergleichswerte handelt, wie folgt angenommen werden, ergeben sich die Fortbewegungskosten aus Tafel 9.

Aus Schiffkosten und Fortbewegungskosten ergeben sich die **Fahrkosten** je PSI und Fahrstunde.

Bei der Feststellung des Einflusses der verschieden langen jährlichen Betriebszeiten auf die Höhe der Fahr-

Tafel 9

Fortbewegungskosten.

PSi	400	600	800	1000	1200
Kohlen kg je PSi/Std.	1,1	1,05	1,0	0,95	0,9
Zuschlag für Stilliegen usw. 20 %	0,22	0,21	0,2	0,19	0,18
Kosten je Std./PSi bei 20 bezw. 18.— M, je t Pfg.	2,64	2,52	2,4	2,05	1,95
Schmierstoff je Std./PSi Pfg.	0,125	0,117	0,112	0,110	0,108
Fortbewegungskosten je Fahr- stunde und PSi (einschl. 20 % Kohlen für Liegestunden) Pfg.	2,765	2,637	2,512	2,16	2,058

Tafel 10

Fahrkosten.

PSi	400		600		800		1000		1200	
	R.	S.	R.	S.	R.	S.	R.	S.	R.	S.
Fortbewegs- kosten je Fahrstd./PSi Pfg.	2,765	2,765	2,637	2,637	2,512	2,512	2,16	2,16	2,058	2,058
Schiffkosten je Fahrstd./PSi Pfg.	1,8	1,17	1,55	1,06	1,65	1,16	1,53	1,11	1,480	1,03
Fahrkost. Pf./Std./PSi bei 3900 Fahrstd.	4,565	3,935	4,187	3,697	4,172	3,672	3,69	3,27	3,538	3,088
Schiffkost. Pfg./Std./PSi Fahrkost.		1,3		1,18		1,29		1,24		1,15
Pfg./Std./PSi bei 3500 Fahrstd.		4,065		3,817		3,802		3,40		3,208
Schiffkost. Pfg./Std./PSi Fahrkost.		1,47		1,34		1,46		1,40		1,30
Pfg./Std./PSi bei 3100 Fahrstd.		4,225		3,977		3,972		3,56		3,358

kosten ist zu beachten, daß die Fortbewegungskosten für alle Fälle gleich bleiben, und nur die Schiffkosten mit abnehmender Zahl der Fahrstunden wachsen. Aus Tafel 10 sind die Fahrkosten für 3900, 3500 und 3100 jährliche Fahrstunden zu entnehmen. (Für Raddampfer sind immer 3900 Stunden angenommen.)

Es ergibt sich daher, daß die Fahrkosten für Schraubendampfer noch bei 3100 Stunden ein wenig unter denen der gleichstarken Raddampfer bleiben.

Nimmt man aber als ungünstigsten Fall an, daß der Wirkungsgrad des Schraubenschleppers (ohne Tunnel) in sehr flachem Wasser 10% geringer ist als der des Seitenradschleppers, so würden sich für 10% stärkere Schraubenschlepper (vergl. S. 113) die Fahrkosten, wenn man die soeben berechneten Fahrkosten je Fahrstunde und PSi zugrunde legt, folgendermaßen darstellen, wobei für die Fahrkosten je Stunde und PSi für die erhöhte Maschinenleistung die verhältnismäßig erniedrigten Werte eingesetzt worden sind.

Tafel 11. **Fahrkosten.**

PSi	400		600		800		1000		1200	
	R.	S.	R.	S.	R.	S.	R.	S.	R.	S.
Masch. Kraft .	400	440	600	660	800	880	1000	1100	1200	1320
Fahrkosten je PSi/Std. bei 3900 Std. . .	4,565	3,887	4,187	3,683	4,172	3,525	3,69	3,106	3,533	2,900
Fahrkosten je PSi/Std. bei 3500 Std. . .		4,016		3,803		3,645		3,22		3,02
Fahrkosten je PSi/Std. bei 3100 Std. . .		4,175		3,963		3,885		3,39		3,18

Die Kostenberechnung ergibt somit, daß die Schiffkosten, sowohl die sächlichen wie die persönlichen, und ebenso auch die Fahrkosten je Fahrstunde und PSi für den Schraubenschlepper kleiner sind als für den Rad-

schlepper. Bei der Annahme, daß die Betriebszeit der Schraubenschlepper 1 bzw. 2 Monate jährlich eingeschränkt werden müßte, ergibt sich immer noch eine Ersparnis von 14 bis 11 bzw. 10 bis 8%.

Selbst wenn der Gesamtwirkungsgrad des Schraubenschleppers um 2% schlechter ist als der der Seitenschlepper, ergibt sich in den beiden letzten Fällen noch eine Ersparnis von 10 bis 8 bzw. 5,5 bis 3,3%.

Erst dann, wenn der Wirkungsgrad des Schraubenschleppers zu 4% schlechter (was nur für ungünstige Schrauben und ganz flaches Wasser gelten könnte) und die jährliche Betriebszeit um 2 Monate kürzer angenommen wird, werden die Fahrkosten für Schraubenschlepper etwa gleich denen der Radschlepper.

Einen klaren Ueberblick über das Verhältnis der Schiff-, Fortbewegungs- und Fahrkosten der verschiedenen Schlepperarten und Schleppergrößen gibt die zeichnerische Darstellung Abbildung 18.

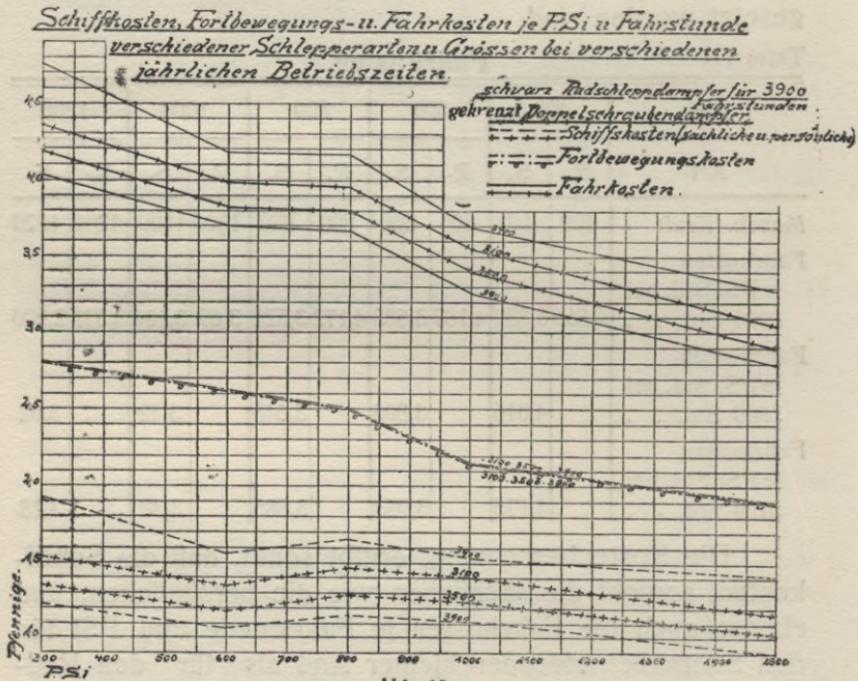


Abb. 18

3. Die Wirtschaftlichkeit.

Alle Fragen der Technik lösen sich letzten Endes unter dem Gesichtspunkt der Wirtschaftlichkeit. Die Berechnung der Wirtschaftlichkeit stößt in den Fragen der Binnenschifffahrt angesichts der auf jedem Strom nach Ort und Zeit verschiedenen technischen und wirtschaftlichen Verhältnisse und der Unzuverlässigkeit der vorliegenden Angaben auf besondere Schwierigkeiten. Eine allgemein geltende Berechnung führt nicht zum Ziele. Indessen sind durch die in den vorigen Abschnitten ermittelten Werte der Wirkungsgrade, Leistungen und Kosten die nötigen Unterlagen gegeben, um für jeden Strom wenigstens für eine bestimmte Stromstrecke und für eine bestimmte Schleppdampfergröße eine genaue Wirtschaftlichkeitsberechnung durchzuführen, aus deren Ergebnissen die Vorzüge der einen oder anderen Schleppdampferart und daraus weiter die wirtschaftlichen Grenzen ihrer Verwendung festzustellen sind.

Die zu diesem Behufe vorgenommenen zahlreichen Berechnungen für Rhein, Donau, Elbe und Oder können an dieser Stelle nicht alle im einzelnen wiedergegeben werden. Es soll als besonderes Beispiel die Elbe herausgegriffen und von den anderen Strömen nur das Ergebnis möglichst übersichtlich dargestellt werden.

Für eine erschöpfende Wirtschaftlichkeitsberechnung müssen verschiedene Fälle untersucht und dazu gewisse Annahmen gemacht werden, um aus der großen Zahl der möglichen Fälle eine übersichtliche Vorstellung der tatsächlichen Verhältnisse zu gewinnen.

Es müssen demgemäß vorerst folgende Punkte grundsätzlich festgelegt werden.

1. Die Stromstrecke, ihre Länge, ihr Widerstand,
2. die auf ihr übliche Größe eines Schleppzuges zu Berg und zu Tal,
3. die Zahl der jährlichen Betriebstage, täglichen Betriebstunden, Liegestunden und Fahrstunden und die Zahl der jährlichen Fahrstunden,

4. die übliche, die wirtschaftlich günstigste und die wirkliche Schleppgeschwindigkeit,
 5. die Zahl der jährlichen Doppelreisen,
 6. die Höhe der Schlepplöhne M. je t zu Berg und zu Tal.
 7. die durchschnittlichen wirklichen Nutzlasten zu Berg und zu Tal,
 8. die Kosten der Fahrstunde zu Berg und zu Tal je P Si.
- Daraus ergibt dann die Wirtschaftlichkeitsrechnung:
9. die Kosten einer Reise,
 10. die Schlepplöhne einer Reise,
 11. den Gewinn einer Reise,
 12. den jährlichen Gewinn,
 13. die Höhe des Anlagewertes und
 14. die Verzinsung des Anlagewertes.

Punkt 1: Es wird für jeden Strom eine Strecke gewählt, für die beide Schleppdampferarten in Frage kommen, also möglichst im Mittellauf und zwar zwischen zwei besonders wichtigen Orten, für deren Verkehr genügende Angaben zur Verfügung stehen. Es werden gewählt die Strecken:

für den Rhein: Ruhrhäfen—Mannheim .	360 km
„ die Elbe: Hamburg—Magdeburg .	300 „
„ „ Oder: Stettin—Breslau . . .	490 „
„ „ Donau: Moldova—Budapest .	600 „

Für die Bestimmung der Grenzen der Verwendung von Schraubenschleppern sind dann besonders noch die Verhältnisse im Oberlauf, namentlich bezüglich **Punkt 3** untersucht worden. Es wurden alle Wirtschaftlichkeitsrechnungen für 4 Fälle untersucht je nach den durch die vorhandenen Fahrwassertiefen bedingten jährlichen Fahrstunden, und zwar für gleiche, 30, 60 und 90 Tage geringere Betriebstage und Fahrstunden in Uebereinstimmung mit den hierfür berechneten Kosten je Fahrstunde.

Für **Tunnelschraubenschlepper** kommen aber des geringen Tiefgangs halber gleich viel Fahrstunden wie für Radschlepper in Frage. Für diese Schlep-

per sind aber die Anschaffungskosten höher, was eine um 1 bis 2% geringere Verzinsung bedingt.

Zu **Punkt 4** ergeben verschiedene Sonderberechnungen die für jeden Strom günstigste Schleppgeschwindigkeit, die häufig von der bei den Reedereien üblichen abweicht. Die wirkliche Schleppgeschwindigkeit hängt aber ebenso wie die wirkliche Nutzlast (**Punkt 7**), bei gegebener Maschinenleistung vom Gesamtwirkungsgrade ab, der hauptsächlich durch den Wirkungsgrad des Fortbewegungsmittels bestimmt wird. Da nun die Zugleistungen (Tafel 2) für Rad- und Schraubendampfer im allgemeinen übereinstimmen, könnte der letztere hier für beide gleichmäßig eingesetzt werden. Zur größeren Sicherheit sind jedoch diese Rechnungen auch noch für Schraubendampfer mit 4% geringerem Wirkungsgrade durchgeführt worden.

Außerdem sind den Berechnungen nicht nur Dampfer mit gleichen Maschinenleistungen zugrunde gelegt, sondern bei den Schraubenschleppern auch solche mit 10% höheren Maschinenleistungen und demgemäß höheren stündlichen Fahrkosten durchgerechnet worden.

Zu 5. Ebenso ist die Zahl der jährlichen Reisen nicht nur von den Betriebszeiten, sondern auch vom Wirkungsgrad abhängig, wenn entsprechend den geringeren Zugleistungen nicht nur die Tonnenzahl des Anhangs, sondern auch die Geschwindigkeit des Schleppzuges verringert wird. Bei 4% kleinerer Nutzlast und einer um 5% geringeren Geschwindigkeit gegen das Wasser, gleich um 10% geringerer Ufergeschwindigkeit, ergibt sich, wie aus folgendem Beispiel hervorgeht, ein um 4% geringerer Gesamtwirkungsgrad.

800 PSt 5 km Stromgeschwindigkeit			
I.		II.	
3600 t · 4 km Ufergeschwindigkeit		3600 (1-0,04)=3460 t 3,6 km Ufergeschwindigkeit	
8100 kg · 9		7800 · 8,6	
<u>270</u>	= 270 PSe	<u>270</u>	= 248 PSe
Zur Ueberwindung des Dampfer- Widerstandes und des Gleit- Widerstandes des Anhangs	= 122 PSe		112 PSe
	= 392 PSe		360 PSe
	= 392 : 800 = 49 %		= 360 : 800 = 45 %

Dabei ist zu bemerken, daß die Annahme eines um 4% schlechteren Wirkungsgrades nach Tafel 2 eine große Benachteiligung des Schraubenschleppers darstellt, was auch daraus erhellt, daß ihnen eine notwendige Vergrößerung der Maschinenleistung um 9% entspricht: $392 \text{ PSe} : 49\% = 800 \text{ PSi}$, $392 \text{ PSe} : 45\% = 871 \text{ PSi}$, $871 \text{ PSi} - 800 \text{ PSi} = 71 \text{ PSi} = 0,09 \cdot 800 \text{ PSi}$. Weiter sind auch die Wirtschaftlichkeitsberechnungen für verschiedene Schleppgeschwindigkeiten durchgeführt worden, die folglich auch andere Reisedauern, andere Zahlen der jährlichen Reisen und demgemäß andere Verzinsungen ergeben.

Punkt 6 steht mit **Punkt 7** wieder insofern in Verbindung, als die üblichen Schlepplöhne für die Schraubendampfer mit kürzerer Betriebszeit kleiner sind als die für Raddampfer, weil gerade in den trockenen Monaten, wo die Schraubenschlepper der geringen Wassertiefe halber stillliegen müssen, die höchsten Löhne gezahlt werden und dadurch das Mittel der jährlichen Schlepplöhne je t für die Schraubendampfer um 2 bis 5% geringer werden.

Die Schlepplöhne wurden aus den Anschreibungen auf der Elbe im Mittel von 10 Jahren errechnet und ergaben auf Grund des Normaltarifs folgendes:

Der Normaltarif der Vereinigten Elbe Schlepp-Schiffahrt-Gesellschaften setzt für die 300 km lange Strecke Hamburg—Magdeburg 0,27 bis 0,29 Pfg./t-km, im Mittel also 0,28 Pfg./t-km, also 0,84 M/t fest. Bei Wasserständen unter 0,8 bzw. 0,5 m a. P. z. Magdeburg gleich einer Fahrwassertiefe von 1,46 bzw. 1,16 steigt der Schlepplohn um 10 bzw. 15%. Der erste Fall, bei dem die Schiffahrt noch mit $\frac{3}{4}$ beladenen Schiffen betrieben werden kann, kommt im Durchschnitt von 1906 bis 1910 an $\frac{35}{100}$ der Schiffahrtstage vor, der letztere an 15%. Bei einer Annahme von 300 Schiffahrttagen (65 Tage für Eis- und Hochwassersperrungen) errechnet sich also der mittlere Schlepplohn für die verschiedenen jährlichen Betriebszeiten folgendermaßen:

$65\% = 195 \text{ Tg.} \times 0,80 \text{ M} = 157 \text{ M}$ $20\% = 60 \text{ " } \times 0,88 \text{ " } = 52,8 \text{ "}$ $15\% = 45 \text{ " } \times 0,96 \text{ " } = 44,2 \text{ "}$ <hr style="width: 100%;"/> <div style="display: flex; justify-content: space-between;"> 300 Tg. 254 M </div> $254 : 300 = 0,845 \text{ M/t.}$	$65\% = 195 \text{ Tg.} \times 0,80 = 157 \text{ M}$ $20\% = 60 \text{ " } \times 0,88 = 52,8 \text{ "}$ $5\% = 15 \text{ " } \times 0,96 = 13 \text{ "}$ <hr style="width: 100%;"/> <div style="display: flex; justify-content: space-between;"> 270 Tg. 222,8 M </div> $223 : 270 = 0,825 \text{ M/t.}$
$65\% = 195 \text{ Tg.} \times 0,80 \text{ M} = 157$ $15\% = 45 \text{ " } \times 0,88 \text{ " } = 39,5$ <hr style="width: 100%;"/> <div style="display: flex; justify-content: space-between;"> 240 Tg. </div> $196,5 : 240 = 0,817 \text{ M/t.}$	

Punkt 8 ergibt sich aus den Kostenberechnungen des vorigen Abschnitts, wobei für die Talfahrt 88% der stündlichen Fahrkosten der Bergfahrt eingesetzt sind, was sich aus der geringeren Ausnutzung der Maschinenanlage und dem niedrigeren Kohlenverbrauch berechnet.

Wenn alle diese Punkte für eine Schiffsgröße, eine Stromstrecke, gleiche Wasserstände und sonst gleiche Verhältnisse des Wirtschaftsmarktes, also gleiche Beladung, gleiche Schlepplöhne, gleiche Versicherungssätze und entsprechende Gehälter und Löhne eingesetzt werden, ergibt sich aus den **Punkten 9—14** die jährliche Verzinsung des Anlagewertes und damit die zuverlässigste Grundlage des Vergleichs der Wirtschaftlichkeit der verschiedenen Schleppdampferarten.

Bezüglich der Größe der Maschinenleistungen sind die Wirtschaftlichkeitberechnungen für jeden Strom auf 4 verschiedene Schleppdampfergrößen ausgedehnt worden, um hinsichtlich der für ein Stromgebiet günstigsten Größe ein Urteil zu gewinnen. Es sind untersucht worden: für den Rhein Schlepper mit 1500, 1200, 1000 und 800 PSi, für die Donau mit 1200, 1000 und 800, 600 und 400 PSi, für die Elbe mit 1000, 800, 600 und 400 PSi und für die Oder mit 1000, 800, 600, und 400, PSi. Dabei sind die Tiefgänge der verschiedenen Dampfergrößen und zwar getrennt nach gewöhnlichen Schraubendampfern und Tunnelheckschraubendampfern in Betracht gezogen worden, wodurch erst die richtige Unterlage für die Berechnung der Grenzen der Verwendung in Ansehung der während

bestimmter Zeiten des Jahres vorhandenen Fahrwassertiefen gefunden wurde. (Siehe Tafel 13 im nächsten Abschnitt.)

Wirtschaftlichkeitsrechnung für die Elbe.

In der folgenden Tafel 12 ist die Wirtschaftlichkeitsrechnung des 800 PSi Elbe-Schleppdampfers wiedergegeben.

Das Ergebnis der Wirtschaftlichkeitsrechnung für die Elbe läßt sich danach folgendermaßen beurteilen:

Säule 1 ergibt für den Seitenraddampfer von 800 PSi ($L = 68$ m, $B = 8,5$ m, $H = 3,0$ m, $T = 0,9$ m) mit einem Gesamtwirkungsgrad von $\eta_4 = 49\%$ bei einer jährlichen Betriebszeit von 300 Tagen = 3900 Fahrstunden = 38 jährlichen Doppelreisen mit einem Nutzanhang von 3600 t in 5 Schiffen bei einer Ufergeschwindigkeit von 4 km/Std. für einen Schlepplohnsatz von 0,84 M/t, einen jährlichen Gewinn von 15 200 M., d. h. bei 280 000 M. Anlagewert eine jährliche Verzinsung von 5,4%.

Säule 2 ergibt für den gewöhnlichen Doppelschraubendampfer von gleicher Maschinenleistung ($L = 37$ m, $B = 6,8$ m, $H = 2,4$ m, $T = 1,50$ m) bei ganz gleichen Verhältnissen einen jährlichen Gewinn von 30 000 M., d. h. Verzinsung von 16,6%, also 11,9% mehr als der Seitenradschlepper.

Säule 3 ergibt für den gleichen Doppelschraubendampfer unter sonst gleichen Verhältnissen, allein unter der Annahme, daß das Schiff wegen seines größeren Tiefgangs einen Monat weniger, also nur 270 Tage, betriebsfähig ist, und daß dadurch der durchschnittliche Schlepplohnsatz auf 0,825 M/t erniedrigt wird, eine jährliche Verzinsung von 11,65%, also 6,25% mehr als der Seitenradschlepper.

Säule 4 ergibt für den gleichen Schraubenschlepper unter der Annahme, daß er 2 Monate weniger als der Seitenraddampfer, also nur 240 Tage, betriebsfähig ist und

daß dementsprechend der Schlepplohn auf 0,817 M/t fällt, eine jährliche Verzinsung von 5,9% also 1,84% mehr als der Seitenraddampfer.

Während bei den Fällen 2—4 der Wirkungsgrad des Schraubenschleppers in Anlehnung an die aus Tafel 2 gewonnenen Zugleistungen gleich denen des Seitenraddampfers gesetzt wurde, ist für die Fälle 5—7 die Annahme gemacht, daß der Wirkungsgrad des Schraubendampfers 4% (also bei 40% um 10%) geringer sei als der des Seitenraddampfers: statt 49% nur 45% (vergl. S. 91). Infolgedessen beträgt die Ufergeschwindigkeit des Schleppzuges nicht 4 sondern nur 3,6 km/Std. Die Bergfahrt dauert nicht 75 sondern 83 Stunden, eine Reise nicht 8 sondern 8,4 Tage, so daß nicht 38—34—30 sondern nur 36—32—28 Doppelreisen im Jahr ausgeführt werden können.

Demgemäß ergibt sich für **Säule 5** bei 300 Betriebtagen eine Verzinsung von 6,5%, also 2,44% mehr als beim Seitenraddampfer; für **Säule 6** bei 270 Betriebtagen 2,85 Prozent, also 1,21% weniger als beim Seitenraddampfer. Für **Säule 7** ist kein Reingewinn mehr zu erzielen; die Schifffahrt mit einem 800 PSi Schraubenschlepper ist also, wenn der Betrieb 2 Monate eingestellt werden muß, bei Annahme eines so schlechten Wirkungsgrades nicht mehr wirtschaftlich.

Säule 8—10 stellt die Berechnungen für einen Schraubenschlepper dar, der dem geringeren Wirkungsgrad nicht durch Verminderung des Anhangs und der Schleppgeschwindigkeit, sondern durch entsprechende Erhöhung der Maschinenleistung Rechnung trägt. Und zwar wurde für den 4% geringeren Wirkungsgrad eine Erhöhung um 10% auf 880 PSi angenommen. Die tonnenkilometrische Schleppleistung, die bei Säule 1 bis 4 = 18 und bei Säule 5 bis 7 = 15,3 t km betrug, ist hier 16,3 t km. Diese Berechnungen, bei denen also Geschwindigkeit, Zahl der Reisen, Anhang und Schlepplöhne der ersten Gruppe entsprechen, bei denen aber für die Schiff-, Fort-

Tafel 12.

Wirtschaftlichkeitsrechnung für einen

		Elbe, Hamburg—Magdeburg		
1	Stromstrecke, Länge km			
2 a	Uebliche Grösse des { zu Berg	3000—4000 t in 3—6 Schiffen		
b	Schleppzuges { zu Tal	500—1500 t in 5—10 meist		
c	Schleppdampferart	S. Rad	Doppelschrauben-	
d	Maschinenleistung	PSi	800	
e	Gesamtwirkungsgrad	%	49	49
f	Schleppleistung t km je PSi			18
3 a	Schlepp- } günstigste km/Std.			
b	geschwin- } übliche "			
c	digkeit } wirkliche "	4	4	
4 a	Jährliche Betriebstage	300	300	270
b	Tägliche Betriebstunden	16	16	16
c	Jährliche Betriebstunden	4 800	4 800	4 300
d	Tägliche Fahrstunden	13	13	13
e	Jährliche Fahrstunden	3 900	3 900	3 500
f	Fahrstunden einer Bergfahrt	75	75	75
g	Fahrstunden einer Talfahrt	25	25	25
h	Liegestunden einer Reise	90	90	90
i	Tagedauer einer Reise	8	8	8
5	Jährliche Doppelreisen	38	38	34
6 a	Schlepplohn je t zu Berg	M. 0,84	0,84	0,825
b	" " " Tal	M. 0,50		
7 a	Wirkliche Nutzlast zu Berg	t 3 600	3 600	
b	" " " Tal	t 1 200		
8 a	Kosten je Fahrstunde zu. PSi zu Berg Pfg.	4,17	3,67	3,80
b	" " " " zu Tal	3,67	3,25	3,35
9 a	Kosten der Bergfahrt	M. 2 510	2 205	2 280
b	Kosten der Talfahrt	M. 735	650	670
c	Kosten einer Reise	M. 3 245	2 855	2 950
10 a	Schlepplohn der Bergfahrt	M. 3 045	3 045	2 970
b	" " Talfahrt	M. 600	600	600
c	" " einer Reise	M. 3 645	3 645	3 570
11	Gewinn einer Reise	M. 400	790	620
12	Jährlicher Gewinn	M. 15 200	30 000	21 000
13	Anlagewert	M. 280 000	180 000	
14	Jährliche Verzinsung	% 5,40	16,6	11,65
15	Verzinsung mehr als der S. R. D.	%	11,2	6,25
16	" als Tunnelheckdampfer	%	15,6	10,65
17	" mehr als S. R. D.	%	10,2	5,25
		1	2	3

I

800 PSi Schleppdampfer auf der Elbe.

300 km

leeren Schiffen
Schleppdampfer

		800			880		
			45		45		16,3
			15,3				
			4,8				
			3,5—4,5				
			3,6		4		
		240	300	270	240	300	270
		16	16	16	16	16	16
		3 850	4 800	4 300	3 850	4 800	4 300
		13	13	13	13	13	13
		3 100	8 900	3 500	3 100	3 900	3 500
		75	83	83	83	75	75
		25	25	25	25	25	25
		90	90	90	90	90	90
		8	8,25	8,25	8,45	8	8
		30	36,3	32,75	29,0	38	34
		0,817	0,845	0,825	0,817	0,845	0,825
			0,50				
			3 460			3 600	
			1 200				
		3,97	3,70	3,80	3,97	3,52	3,64
		3,50	3,25	3,35	3,50	3,05	3,17
		2 385	2 450	2 520	2 640	2 325	2 400
		700	650	670	700	670	695
		3 085	3 100	3 190	3 340	2 995	3 095
		2 940	2 925	2 850	2 820	3 045	2 970
		600	600	600	600	600	600
		3 540	3 525	3 450	3 420	3 645	3 570
		455	425	260	280	655	475
		13 650	15 450	8 500	2 320	24 900	16 100
				180 000			198 000
		7,0	8,6	4,72	1,3	12,6	7,65
		1,6	3,2	-0,68	-4,18	7,2	2,25
		—	7,6	3,72	—	11,6	6,65
		—	2,2	-1,68	—	6,2	1,25
		4	5	6	7	8	9
				II			III

7

bewegung- und Fahrkosten je Stunde die für das größere Schiff sich ergebenden etwas geringeren Kosten eingesetzt sind, zeigen in **Säule 8** für 300 Betriebstage eine Verzinsung von 10,6%, also 6,54% mehr als der Seitenraddampfer, in **Säule 9** für 270 Betriebstage 6,45%, also 4,39 % mehr als der Seitenraddampfer und in **Säule 10** 3,10, also 0,96% weniger als der Seitenraddampfer.

Diese Ergebniswerte sind für Dampfer mit verschiedenen Maschinenleistungen in Abb. 19 zeichnerisch dargestellt.

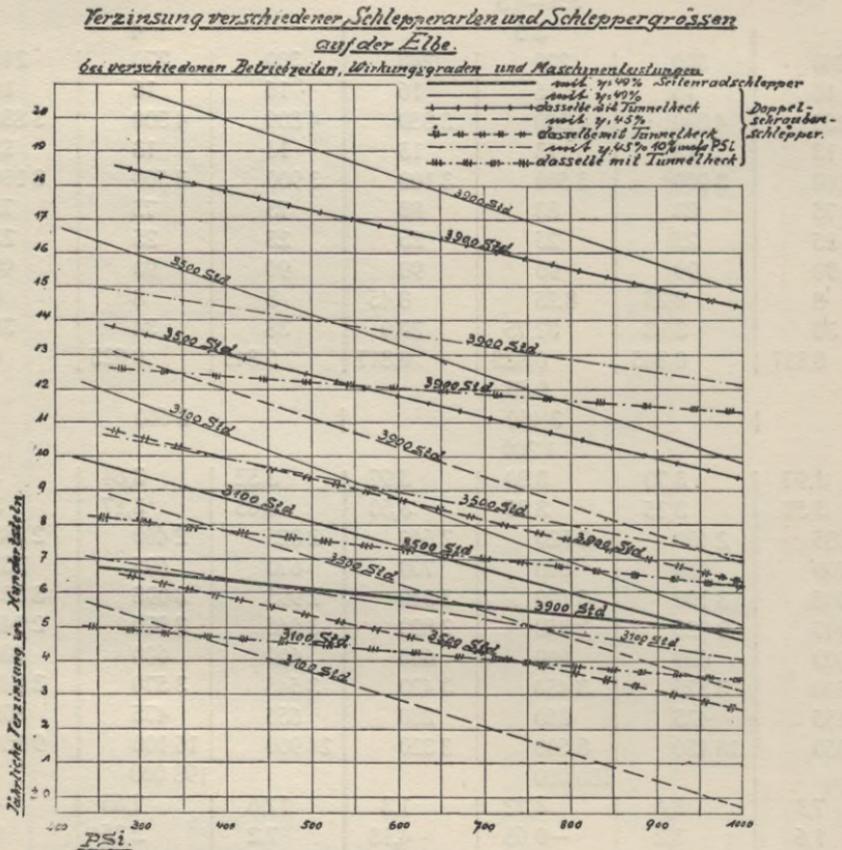


Abb. 19

Daß die Linie des Seitenraddampfers die der Schraubendampfer schneidet, rührt daher, daß die Reise- und Schiffkosten des Seitenraddampfers infolge der größeren

Besatzung des kleinen Schiffes bei abnehmender Maschinenleistung verhältnismäßig stärker ansteigen. Außerdem sind noch die gleichen Werte der entsprechenden Berechnungen für Doppelschraubenschlepper mit Tunnelheck eingetragen. Der Tunnelheckdampfer ist wie oben erwähnt, vollkommen betriebfähig und in vielen Schiffen ausgeführt. Sein Wirkungsgrad ist eher größer als der des gewöhnlichen Schraubendampfers, aber seine Anschaffungskosten sind etwas höher als die des gewöhnlichen Schraubenschiffes. Die Durchrechnungen haben ergeben, daß der Unterschied bei 400 PSi Schiffen 2%, bei 800 PSi Schiffen rund 1% der jährlichen Verzinsung betragen wird.

Demgemäß ergibt sich, daß in der Gruppe I das Tunnelheckschiff ($L = 45$ m, $B = 7,5$ m, $H = 2,1$ m, $T = 1,10$ m) bei 300 Betriebstagen eine um 9,44%, bei 270 Betriebstagen eine um 4,74%, in der Gruppe II bei 300 Betriebstagen eine um 1,44% und in der Gruppe III bei 300 Betriebstagen eine um 6,14% und sogar noch bei 270 Betriebstagen eine um 3,79% höhere Verzinsung erreicht als der Seitenradschleppdampfer.

Eine solche Verkürzung der Betriebszeit des Tunnelheckschleppers kommt bei kleinen und mittleren Schiffen mit 0,9 bis 1,0 m beladenem Tiefgang keinesfalls und auch wohl bei großen Schiffen von 800—1000 PSi Leistung mit 1,1 bis 1,2 m beladenem Tiefgang nicht in Frage. Denn von dem Tiefgangunterschied von 20—30 cm gegenüber dem Seitenraddampfer von 0,9 bis 1,0 m beladenem Tiefgang werden schon etwa 10 cm durch die auf S. 22 besprochene geringere Einsenkung des Schraubendampfers ausgeglichen und die noch verbleibenden 10 oder 20 cm können in der Regel in der Dauer der Betriebszeiten nur einen Unterschied von wenigen Tagen ausmachen. Praktisch dürfte der Tunnelheckschraubenschlepper auf allen Strömen, vielleicht mit einziger Ausnahme der Oberelbe, dem Seitenraddampfer in den Betriebszeiten gleich sein, denn Schrauben von z. B.

2 m Durchmesser, 200 Umdrehungen, 0,30 kg spezifischem Flächendruck und einem Steigungsverhältnis $H : D = 1,40$ reichen noch für Maschinenleistungen von 2×600 PSi aus und können nach den bisherigen Erfahrungen im Tunnel bis zu 50% des Schraubendurchmessers über die Wasserlinie liegen.

Bezüglich des Verlaufs der Linien für die verschiedenen Maschinenleistungen in Abb. 19 sei noch bemerkt, daß die tatsächliche Höhe der Verzinsung in jedem Falle von der vorhandenen Gütermenge und der Höhe der Schlepplöhne abhängt. Daß die größeren Dampfer an sich billiger sind, wurde schon oben, S. 35 und 37, gezeigt. Daß aber im Betriebe häufig der Schleppdampfer mit der kleineren Maschine eine bessere wirtschaftliche Ausnutzung erreichen kann, kommt daher, daß bei der Talfahrt die Maschinenleistung bei den kleinen Schleppern in der Regel besser ausgenutzt wird als bei den größeren. Demgemäß ist hier in den Berechnungen für alle Schleppergrößen für die Talfahrt 500.— M. Schlepplohn als Durchschnittswert eingesetzt worden.

Aehnlich wie für die Elbe sind diese Wirtschaftlichkeitberechnungen auch für die oben erwähnten Dampfergrößen auf Rhein, Donau und Oder durchgeführt worden.

Da aber alle diese Berechnungen nur allgemeinen Wert haben und für jeden einzelnen Fall den besonderen nach Ort und Zeit ständig wechselnden Verhältnissen und Zahlenwerten angepaßt werden müssen, kann hier auf ihre Wiedergabe und weitere zahlenmäßige Auswertung verzichtet werden. Durch die für die Elbe im nächsten Abschnitt durchgeführte Berechnung der Grenzen der Verwendung von Schraubenschleppern wird grundsätzlich auch für die anderen Ströme die Ueberlegenheit der Schraubenschleppdampfer erwiesen, da grade die Elbe durch ihre Fahrwasserverhältnisse ihrer Einführung die größten Schwierigkeiten entgegengestellt.

Teil III.

Die Grenzen der Verwendung von Schraubenschleppdampfern.

Ehe wir zum Schlußstein der ganzen Untersuchung, der Feststellung der Grenzen der Verwendung von Schraubenschleppdampfern kommen, soll die aus den bisherigen Ergebnissen hervorgehende Ueberlegenheit der letzteren noch einmal kurz zusammengefaßt werden.

1. Die Ueberlegenheit der Schraubenschlepper.

Im I. Teil zeigten sich an Hand der Besprechung der für die Schleppschiffahrt wichtigen Eigenschaften der freien Ströme eine ganze Reihe von Vorteilen des Schraubenschleppers bezüglich des Talwegs, der Wasserstände, des Gefälles, des Schiffs- und des Gleitwiderstandes, der Form und Größe der Stromquerschnitte u. v. a., die sich im besonderen auch beim Schleppbetrieb herausstellten. Im II. Teil ergab die Untersuchung der verschiedenen Schlepperarten die große Ueberlegenheit des Schraubenschleppers bezüglich der Gewichte und Preise der Maschinenanlage, des Schiffskörpers, der Ausrüstung und des Fortbewegungsmittels. Der 3. Abschnitt des II. Teils sollte die Zweifel beheben, die bezüglich der Leistungsfähigkeit der Schraube im Vergleich zum Rade bestehen und ergab, daß die Leistungen beider Schlepperarten gleich, die Kosten des Schraubenschleppers aber geringer sind. Daraus entwickelte dann die Untersuchung der Wirtschaftlichkeit, daß auf den einzelnen Strömen der Schraubenschlepper dem Raddampfer gegenüber auch bei Annahme von gewissen für den ersteren ungünstigen Verhältnissen seine Ueberlegenheit erwiesen hat.

Wie groß der **Ueberschuß der jährlichen Verzinsung** für die Schraubenschlepper bestimmter Größe auf den verschiedenen untersuchten Stromstrecken ist, wurde auf dem Schaulinienblatt Abb. 19 dargestellt, aus dem die wirtschaftliche Ueberlegenheit des Schraubenschleppers hervorgeht. Es wurden 3 Fälle untersucht:

für einen Wirkungsgrad von 49% und von 45% und für den letzteren außerdem noch mit der Abänderung, daß statt der entsprechenden Verminderung des Anhangs um 10% und der Schleppgeschwindigkeit um 10% eine um 10% stärkere Maschinenanlage angenommen wurde.

Jeder Fall wurde für verschiedene jährliche Betriebszeiten durchgerechnet, und zwar wurden, um eine Unterlage für die folgende Untersuchung der Grenzen der Verwendung zu erlangen, 3900 Fahrstunden — als normale jährliche Schifffahrdauer — 3500 Stunden, als um einen Monat verkürzte Betriebszeit und 3100 Stunden als äußerste Einschränkung der Betriebszeit eingesetzt. Es wurde angenommen, daß für den flachgehenden Radschlepper eine Verkürzung durch zu niedrige Wasserstände nicht eintritt und für ihn also 3900 jährliche Betriebsstunden für alle Fälle beibehalten. Seine Verzinsung ist durch die starke schwarze Linie dargestellt. Die Verzinsungen der gewöhnlichen Doppelschrauben-Dampfer sind durch die schwarzen, der Tunnelschraubendampfer durch die gekreuzten Linien wiedergegeben.

Für die letzteren kommt bei einem Wirkungsgrade von $\eta = 49\%$ wohl auch die Linie für 3500 Fahrstunden in Betracht; mit dem geringeren Wirkungsgrad von $\eta = 45\%$ können sie aber eben so lange fahren wie die Radschlepper. Die vergleichsweise eingezeichnete Linie für $\eta = 45\%$ und 3500 Stunden liegt denn auch unterhalb der Verzinsung der Raddampfer.

Es läßt sich also aus den Schaulinien ersehen, daß bei 3900 Fahrstunden für Stromstrecken, wo der Schraubenschlepper mit gleich gutem Wirkungsgrad — also bei ausreichender Wassertiefe unter und über der Schraube — fahren kann, der gewöhnliche Schraubenschlepper sich um 10 bis 14% der Tunnelschraubendampfer, der zur Erreichung gleich guten Wirkungsgrades erheblich weniger Wassertiefe braucht, noch um 9 bis 11,5% besser verzinst als der Radschlepper. Bei 3500 Fahrstunden ist die Verzinsung um 5 bis 9% bzw. 4,5 bis 7% besser und

selbst bei nur 3100 Fahrstunden, wenn also der Schraubendampfer 2 Monate weniger fahren kann, ist seine Verzinsung immer noch um 1 bis 4% besser als die des gleichstarken Radschleppers.

Bei einer um 10% stärkeren Maschinenanlage, aber 4% schlechterem Wirkungsgrad ist die Verzinsung bei 3900 Stunden 2,5 bis 6% bzw. 1,5 bis 3,5% besser, bei 3500 Stunden 2,5 bis 3,5% bzw. 1,5% besser und ist selbst bei einer um 2 Monate kürzeren Betriebszeit dem Radschlepper annähernd gleich.

Für den ungünstigsten Fall, daß Nutzlast und Schleppegeschwindigkeit um je 10% geringer sind, ergibt sich für 3900 Stunden eine um 3 bis 6% bzw. 2 bis 4% höhere Verzinsung, bei 3500 Stunden verzinsen sich die kleineren Dampfer besser, die über 700pferdigen aber etwas schlechter, als die Raddampfer und bei 3100 Fahrstunden wird der Schraubenschlepper unwirtschaftlich.

Damit sind die Grundlagen geschaffen, auf denen die für die Entscheidung der ganzen Frage wichtigste Feststellung der Grenzen der Verwendung der Schraubenschleppdampfer aufgebaut werden kann.

2. Die Grenzen der Verwendung von Schraubenschleppdampfern.

a. Technische Grenzen.

Technische Grenzen für die Verwendung von Schraubenschleppdampfern auf seichten Strömen bestehen heute nicht mehr; **schiffbautechnisch** kann zwar z. B. die Bauart des Tunnelhecks noch in manchen Einzelheiten weitere Verbesserungen finden, allgemein aber ist der Tunnelheckdampfer schon heute für alle Fälle brauchbar.

Wasserbautechnisch sind hinsichtlich der schwankenden Wasserstände der freien Ströme auch keine Grenzen mehr gezogen; **nach oben hin** nicht, weil mit zunehmender Tiefe des Fahrwassers der Schraubenwirkungsgrad wächst — und zwar schneller als der des Schaufelrades — und weil infolge der Verringerung des Eigenwiderstandes auch

seine Zug- und Schleppleistung zunimmt. Und wenn bei sehr hohen Wasserständen der Radschlepper wegen der starken Querströmungen und unter Umständen auch wegen der geringen Brückenhöhen den Betrieb einstellen muß, wird der besonders durch seine zwei Schrauben leichter lenkbare und in den Aufbauten niedrigere Schraubendampfer noch lange verwendbar bleiben.

Auch **nach unten hin** fallen die Grenzen fort, seitdem z. B. für den Schleppdienst auf seichten Kolonialflüssen Tunnelschraubendampfer (siehe Tafel S. 56) gebaut worden sind, die bei Tiefen bis herunter zu 35 cm noch befriedigende Wirkung (s. Tafel 2) gehabt haben. Wenn nun auch auf den deutschen Strömen so flachgehende Schraubenschlepper nicht wettbewerbfähig sind, haben sich doch seit vielen Jahren Dampfmaschinen mit 1,0 bis 1,2 m Tiefgang bei Maschinenleistungen von 300 bis 900 PSi vielfach im Schleppbetrieb auf Oder, Elbe und Rhein gut bewährt. Und wenn ein noch geringerer Tiefgang, z. B. für den Oberlauf der freien Elbe, in Betracht kommen sollte, könnten dafür ohne weiteres auch Tunneldampfer von 0,8 oder 0,9 m Tiefgang bis Leistungen von 300 bis 500 PSi gebaut werden. Berechnungen haben erwiesen, daß auch diese schwächeren Schraubendampfer den stärkeren Radschleppern wirtschaftlich gewachsen sind, denn die an sich hinsichtlich der Schiff- und Fortbewegungskosten mit wachsender Größe wirtschaftlicher werdenden großen Dampfmaschinen können unter den jetzigen Wettbewerbsverhältnissen ihre starken Maschinen bei der Talfahrt nicht genügend ausnutzen, so daß der von den kleineren Dampfmaschinen bei der Talfahrt gewonnene Ueberschuß eine günstigere Verzinsung der schwächeren Schlepper zur Folge haben kann (s. Abb. 19).

Hierzu sei bemerkt, daß der im Seeschiffbau herrschende Grundsatz, daß die Wirtschaftlichkeit eines Dampfmaschinen in gerader Linie mit seiner Größe wächst, sich auf die in jeder Beziehung abweichenden Verhältnisse der Schleppschiffahrt auf seichten Strömen, wie im ersten

Teil dargetan, nicht ohne weiteres übertragen läßt. (S. Engels: Zeitschr. f. Binnen-Schifffahrt 1916, Heft 13/14.)

b. Wirtschaftliche Grenzen.

Wirtschaftliche Grenzen der Verwendung von Schraubenschleppern auf deutschen Strömen sind vorhanden. Das haben die Untersuchungen der Wirtschaftlichkeit und der erste Abschnitt des III. Teils klargelegt. Sie müssen für jeden Strom und für jede in Frage stehende Verkehrstrasse auf Grund der vorhandenen Fahrwassertiefen festgestellt werden und zwar an Hand der Pegelstände, ihrer Häufigkeit und ihrer monatlichen und jährlichen Grenz- und Durchschnittswerte. In unmittelbarem Zusammenhang damit ist die für jede Stromstrecke geeignete Schleppergröße und der für sie — bei angemessenem Wirkungsgrad — erforderliche Schiffstiefgang festzustellen. Letzteres ist auf Grund der für Schlepperschrauben günstigen Mittelwerte für Steigung, Flügelfläche, spezifischem Druck und Umdrehungszahl für gewöhnliche und Tunnelschrauben geschehen.*) Die daraus berechneten Schraubendurchmesser sind in der Tafel 13 zusammengestellt.

Tafel 13 **Doppelschraubenschlepper.**

Maschinenleistung PSi	400		600		800		1000		1200	
Form des Heckes	ge- wöhn- lich	Tun- nel	ge- wöhn- lich	Tun- nel	ge- wöhn- lich	Tun- nel	ge- wöhn- lich	Tun- nel	ge- wöhn- lich	Tun- nel
Schraubendurchmesser m	1,12	1,50	1,25	1,65	1,40	1,80	1,50	1,95	1,60	2,10
Tiefgang m	1,22	0,90	1,35	1,0	1,50	1,10	1,60	1,20	1,70	1,30
Wassertiefe für = 49 % m	1,50	1,20	1,60	1,30	1,80	1,40	1,90	1,50	2,0	1,60
Wassertiefe für = 45 % m	1,40	1,10	1,50	1,20	1,70	1,30	1,80	1,40	1,9	1,50

*) Da für letztere größere Durchmesser gewählt werden konnten, ergeben sich auch günstigere Einheitsdrücke und damit höhere Wirkungsgrade.

Dazu ist der Tiefgang des Dampfers achtern angegeben sowie die für die Erreichung eines guten Wirkungsgrades erforderliche Fahrwassertiefe. In der untersten Reihe steht die geringere Fahrwassertiefe, bei der nur ein um etwa 4% kleinerer Wirkungsgrad erreicht werden kann. (Die Annahme dieses letzteren ist auf Grund von Versuchsergebnissen und gewissen praktischen Erfahrungen geschätzt.)

Es kommt nun darauf an, zu untersuchen, wie lange Zeit im Jahre — also während welchen Teils der eigentlichen Schifffahrtstage — auf einer bestimmten Stromstrecke diese erste oder zweite Fahrwassertiefe — etwa im Mittel aus den letzten 10 Jahren —, vorhanden ist, wie lange Zeit der Schlepper also mit 49 oder nur mit 45% Wirkungsgrad fahren kann bezw. wie viele Tage der Schifffahrtzeit der Schraubenschlepper den Betrieb einstellen muß, während der Raddampfer noch fährt und auch die Lastschiffe noch nutzbringend beladen werden können. Dazu gehört bei einer Beladung von $\frac{1}{4}$ der Tragfähigkeit ein Tiefgang von 60 bis 70 cm, (die meisten neueren Lastschiffe haben 35 bis 40 cm Leertiefgang) und da 20 cm Wassertiefe unter dem Boden bei den breiten flachen Schiffböden nötig ist, kann der Betrieb bis zu etwa 0,80 bis 0,90 m Fahrwassertiefe — immer an der flachsten Stelle der ganzen Stromstrecke gemessen — aufrecht erhalten werden.

Da nun gerade während der trockenen Zeiten die Schlepplöhne steigen, ist der Ausfall für die Schraubendampfer um so größer. Es mußte also ermittelt werden, wie viel Tage ein Schraubendampfer mit geringerem Wirkungsgrad und wie viele Tage er gar nicht hätte fahren können, ohne dadurch den durch seinen an sich wirtschaftlicheren Betrieb gewonnenen Ueberschuß aufzuzehren.

Zu diesen Ermittlungen der Fahrwassertiefen die Häufigkeit der Wasserstände auf jedem Strom für eine Reihe von Jahren nach den Mitteilungen der

Strombauverwaltungen und anderen Quellen aufgestellt werden.

1. Die Elbe.

Nebenstehende Abbildung 20 zeigt die Häufigkeit der Tage mit bestimmten Wassertiefen, ausgedrückt in Hundertsteln der Schifffahrtstage — die in jedem Jahre nach der Dauer der Eis- und Hochwassersperrungen schwanken — beispielweise am Pegel zu Magdeburg für die Jahre 1906 bis 1910.

Häufigkeit der Tage mit bestimmten Wassertiefen in Hundertsteln der Schifffahrtstage in den Jahren 1906-1910 nach dem Magdeburger Pegel.

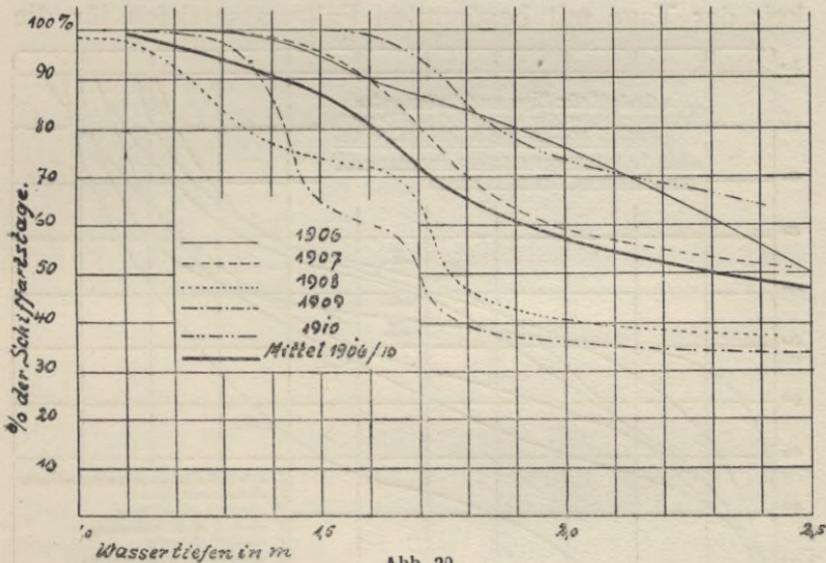


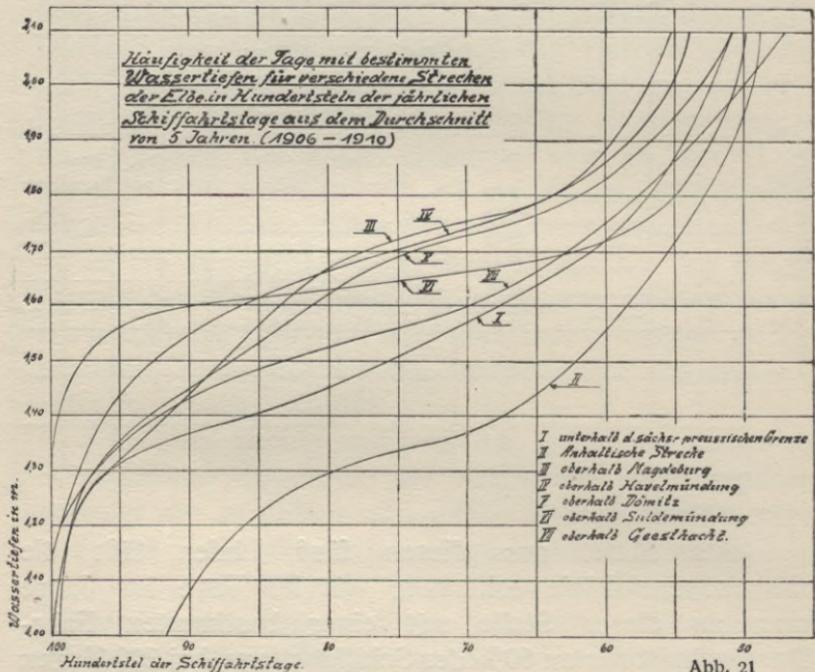
Abb 20

Als Mittel aus diesen fünf Linien läßt die ausgezogene Linie erkennen, wieviel Tage im Jahre man an dieser Stelle mit einer bestimmten Fahr-Durchschnitt nur an 60% der Schifffahrtstage, bei 300 Tagen also nur 180 Tage hat; eine Tiefe von 1,50 m, die für die größten Tunnelschraubenschlepper ausreicht, dagegen an 86% der Schifffahrtstage, so daß diese Schlepper nur 45 Tage weniger fahren als die Raddampfer. Der

600 bzw. 800 PSi Schraubenschlepper findet die nötige Wassertiefe von 1,30 m an 94% der Schifffahrttage, braucht also nur 18 Tage zu ruhen. 1,10 m Wassertiefe, für 400pferdige Schlepper ausreichend, finden sich hier fast das ganze Schifffahrtjahr hindurch.

In ganz trockenen Jahren, z. B. 1908 oder 1909, sieht das freilich etwas anders aus. Da kann der 1000 PSi Dampfer ohne Tunnel nur 50%, mit Tunnel 75 bzw. 85% fahren und selbst der 400pferdige muß 24 Tage stillliegen.

Diese Ermittlungen wurden in der Folge für eine Reihe von Elbpegeln angestellt und ermöglichen an Hand der Abb. 21 einen genauen Ueberblick über die Häufigkeit der Tage mit bestimmten Fahrwassertiefen für die



ganze Elbe bis zur sächsischen Grenze. (Für die Oberelbe standen genaue Pegelangaben leider nicht zur Verfügung.) Jede der Linien stellt das Mittel aus den bezüglich der Wasserführung sehr verschiedenartigen Jahren

1906—1910 dar. Die Linien sind andererseits auch das auf zeichnerischem Wege gefundene Mittel aus den Pegelständen bestimmter Strecken, die je nach ihrer besonderen Verschiedenheit gewählt wurden.

Daraus ergibt sich, daß von Hamburg bis zur preußisch-anhaltischen Grenze die Fahrwasser-Verhältnisse zwar in den einzelnen Strecken recht verschiedene, aber im Verhältnis zu der anhaltischen Elbe sehr günstig sind. Von Hamburg bis Magdeburg kann der 1200 PSi-Schraubenschlepper ohne Tunnel bei $\eta = 49\%$ nur während 50%, mit Tunnel während 70%, der 1000 PS-Schraubenschlepper ohne Tunnel nur während 52,5% der Schifffahrttage fahren (wegen der flachen Stelle zwischen Dömitz und der Suldemündung) mit Tunnel aber bei $\eta = 45\%$ während 92% und ebenso lange der 800 PSi-Tunneldampfer mit $\eta = 49\%$. Der 600 PSi-Tunneldampfer kann mit $\eta = 45\%$, aber 98% der Schleppschifffahrttage schleppen. Der Ausfall für den Tunnelschlepper ist also sehr gering.

Auf der anhaltischen Strecke, also auf der Fahrt von Hamburg nach Dresden oder von Magdeburg nach Riesa sind die Verhältnisse für den Schraubendampfer nicht so günstig, denn hier kann er bei 1000 PS und $\eta = 49\%$ ohne Tunnel nur während 51%, mit Tunnel 62,5% fahren. Der 800 PSi-Dampfer mit Tunnel $\eta = 45\%$ und der 600 PSi-Dampfer mit Tunnel und $\eta = 49\%$ fährt während 80% der Schifffahrttage; für ihn fallen mithin noch 60 Tage jährlich aus. Es kommt hierfür also der Fall der Wirtschaftlichkeitsrechnung mit 3100 jährlichen Fahrstunden bei vollem Wirkungsgrad in Frage. Der 400 PSi-Schraubendampfer kann aber mit Tunnel selbst auf dieser besonders ungünstigen Strecke noch 90% der Schifffahrttage den Betrieb aufrecht erhalten.

Das Ergebnis für die Elbe ist in der folgenden Zusammenstellung 14 durch Benutzung der Tafel 13 und der Abb. 21 dargestellt. Die für jede Schleppergröße nötige Wassertiefe ergibt die Zahl der Schifffahrttage, an denen mit 49% bzw. 45% Wirkungsgrad gefahren werden

Tafel 14 Grenzen der Verwendung von Schrauben

	Maschinenleistung	PSi	400	
			gew.	Tunnel
Form des Hecks				
Hamburg—Magdeburg	Schifftiefgang	m	1,22	0,90
	Zahl der Schifffahrttage mit 49 % Wirkungsgrad		256	290
	Zahl der Schifffahrttage mit 45 % Wirkungsgrad		267	293
	Zahl der Tage mit nur 45 % Wirkungsgrad		11	3
	Verzinsung bei 49 % Wirkungsgrad	%	12,8	15,8
	Verzinsung bei 45 % Wirkungsgrad	%	8,1	11,0
	Also Gesamtverzinsung	%	12,6	15,8
	Verzinsung des Seitenraddampfers	%	6,3	6,3
	Also Verzinsung mehr als Seitenraddampfer	%	6,3	9,5
Magdeburg—Dresden	Zahl der Schifffahrttage mit 49 % Wirkungsgrad		185	270
	Zahl der Schifffahrttage mit 45 % Wirkungsgrad		209	276
	Zahl der Tage mit nur 45 % Wirkungsgrad		24	6
	Verzinsung bei 49 % Wirkungsgrad	%	6,2	13
	Verzinsung bei 45 % Wirkungsgrad	%	3,2	8
	Also Gesamtverzinsung	%	5,9	12,89
	Verzinsung des Seitenraddampfers	%	6,3	6,3
Verzinsung mehr als der Seitenraddampfer	%	-0,4	+ 6,59	

schleppern auf verschiedenen Strecken der Elbe.

	600		800		1000		1200	
	gew.	Tunnel	gew.	Tunnel	gew.	Tunnel	gew.	Tunnel
	1,35	1,00	1,50	1,10	1,60	1,20	1,70	1,30
	205	284	186	272	172	267	156	226
	256	290	205	284	186	272	172	267
	49	6	19	14	14	5	16	41
	5,5	14,2	1,9	10,6	-1	9,7	-	2,5
	7,3	10	1,2	9,3	-3	6,3	-	5,9
	5,82	14,1	1,83	10,58	-1,1	9,6	-	3
	5,8	5,8	5,3	5,3	4,9	4,9	4,5	4,5
	0,02	8,3	-3,47	5,28	-6	4,7	-	-1,5
	180	240	170	204	153	185	150	175
	185	270	180	240	170	204	153	185
	5	30	10	36	17	18	3	10
	2,9	7,4	1	2,8	-	0,0	-	-
	1	7,3	-1,0	3,9	-	0,5	-	-
	2,85	7,4	0,0	3	-	0,1	-	-
	5,8	5,8	5,3	5,3	5,3	4,9	-	-
	-2,95	+1,6	-5,3	-2,3	-	-4,8	-	-

kann und demnach durch Mitteilung aus der für beide Fälle errechneten jährlichen Verzinsung die tatsächliche jährliche Verzinsung, wobei die für die genaue Zahl der Schifffahrttage zutreffende Verzinsung wieder durch Mitteilung aus den beiden Fahrstundenzahlen, z. B. 3100 und 3500, an der Hand einer besonderen Kurvenschar gefunden wurde.

Für die Schraubenschlepper mit 4% geringerem Wirkungsgrad wurden die strichpunktierten Linien der Abb. 19 eingesetzt. Wenn also z. B. der 600 PSi-Tunnelschleppdampfer auf der Strecke Magdeburg—Dresden 270 Tage mit $\eta = 49\%$ also einer Verzinsung von 13% und 276 Tage mit $\eta = 45$, also einer Verzinsung von 8% fahren kann, so ergibt sich bei 276 Betriebstagen eine durchschnittliche Verzinsung von

$$\frac{270}{6} \times \frac{13}{8} = \frac{3510}{48}$$

$$-\frac{3558}{276} = 12,89\%$$

Die so erhaltenen Werte der jährlichen Verzinsung der Schraubenschlepper werden nun zu den aus Abb. 19 entnommenen Werten der Verzinsung der Seitenrad-dampfer ins Verhältnis gesetzt. So ergibt sich für die Elbe **die Grenze der Verwendung** von Schraubenschlepp-dampfer folgendermaßen:

Der 400 PSi-Schraubenschlepper ohne Tunnel ist dem Raddampfer von Hamburg bis Magdeburg um 6% überlegen, bis Dresden ebenbürtig; mit Tunnel ist er bis Magdeburg 9, bis Dresden 6% günstiger. Für den 600 PSi-Schraubenschlepper ohne Tunnel ist Magdeburg die obere Grenze, bis dahin ist er dem Raddampfer gewachsen.

Für größere Leistungen als 600 PSi sind die gewöhnlichen Schraubendampfer auf der Elbe unwirtschaftlich.

Mit Tunnelheck hat der Schraubenschlepper von mehr als 600 PSi nur für die Strecke Hamburg—Magdeburg wirtschaftliche Berechtigung. Für die Oberelbe

kann er die Verzinsung des Raddampfers nicht mehr erreichen.

Bis Magdeburg hinauf hat der Tunnelheckschlepper von 800 PSi eine um 5,3%, der von 1000 PSi eine um 4,7% höhere Verzinsung als die Raddampfer. Diese beiden Größen sind demgemäß als die wirtschaftlich richtigsten für diese Strecke anzusehen.

Der 1200 PSi-Tunnelschraubendampfer erreicht für den hier gewählten recht ungünstigen Jahresdurchschnitt nicht mehr ganz die Verzinsung der gleichstarken Seitenraddampfer. Dabei ist aber die für die letzteren sehr günstige Annahme gemacht, daß sie an sämtlichen 300 Schifffahrttagen genügende Wassertiefe vorfinden; das dürfte aber höchstens für ganz besonders flach gebaute Dampfer von nur 0,7 m Tiefgang zutreffen, für die dann aber infolge des größeren Schiffkörpers die Schiff- und Fahrkosten etwas höher, die Verzinsung also etwas geringer als 4,5% sein dürfte. In Ansehung dieser Punkte kann man auch noch den Tunnelschraubenschlepper von 1200 PSi für die Strecke Hamburg—Magdeburg als zweckmäßig bezeichnen, zumal wenn man alle die vielen betriebstechnischen Vorteile des Schraubendampfers berücksichtigt, die im I. und II. Teil nachgewiesen worden sind.

In gleicher Weise ist auch die Untersuchung für die **Oder**, den **Rhein** und die **Donau** durchgeführt worden. Da es sich bei der vorliegenden Untersuchung nur um die allgemeine Angabe des für diese Berechnungen anzuwendenden Weges handelt, wird für beide Ströme das Ergebnis nur in den folgenden Endberechnungen wiedergegeben.

2. Die Oder.

Auf der **Oder** ist auf der kanalisierten Strecke Breslau—Kosel eine Wassertiefe von 1,40 m während des ganzen Schifffahrtjahres vorhanden und hier also nach den vorangegangenen Wirtschaftlichkeitrechnungen die

Ueberlegenheit des Tunnelschraubenschleppers bis zu 800 PSi und des gewöhnlichen Schraubenschleppers von 400 PSi erwiesen; da auf der in Frage stehenden Strecke Stettin—Breslau die Fahrwasserverhältnisse in den einzelnen Jahren sehr verschieden sind, ist die Tafel 15 nicht nur für den Durchschnitt auf 5 Jahre, sondern auch für jedes Jahr aufgestellt, wobei Jahre mit möglichst verschiedenartigen Wasserverhältnissen gewählt wurden. Aus der folgenden Zusammenstellung geht hervor, wie viele Tage man mit einer bestimmten Wassertiefe rechnen kann, wie viel Tage also für die Radschlepper und für die Schraubenschlepper eingesetzt werden müssen.

Es sind auf der Oder auch die Heckraddampfer berücksichtigt worden, weil sie sich hier infolge ihrer geringeren Breite sehr eingebürgert haben.

Dabei ist der Wirkungsgrad der Heckraddampfer und der Schraubendampfer gleich und 4% kleiner als der Seitenraddampfer angenommen worden. Die Verzinsung der Schraubenschlepper — es sind für die Oder nur Tunneldampfer in Betracht gezogen, die auf diesem Strom schon sehr eingeführt sind — ist einmal mit den Seitenraddampfern und zweitens mit den Heckradschleppern gleicher Maschinenleistung verglichen worden.

Die Grenzen der Verwendung der Schraubenschleppdampfer mit Tunnelheck lassen sich also für die Oder unter Berücksichtigung der sehr verschiedenen Jahre folgendermaßen darstellen:

In sehr guten Jahren (z. B. 1903) erreicht der Schraubenschlepper von 800 PSi eine um 8 bis 9% höhere Verzinsung als der Seiten- und Heckraddampfer.

In guten Jahren (z. B. 1906) ist die Verzinsung des Schraubenschleppers von 400 PSi um 7 bis 8%, des von 5000 PSi um 3 bis 4%, und des von 600 PSi um 1,5 bis 2% höher als die der Seiten- und Heckradschlepper. Selbst der 800pferdige Schraubenschlepper ist noch wirtschaftlich.

Tafel 15.

Oder: Stettin—Breslau.

	Jahr	1903	1904	1905	1906	1912	1913	im Durch- schnitt	
1	Zahl der Tage mit über 0,9 m Wassertiefe .	280	200	250	280	280	250	255	
2	Zahl der Tage mit über 1,0 m Wassertiefe .	280	180	240	280	260	250	248	
3	Zahl der Tage mit über 1,1 m Wassertiefe .	280	170	230	280	250	240	240	
4	Zahl der Tage mit über 1,2 m Wassertiefe .	280	160	210	250	230	210	225	
5	Zahl der Tage mit über 1,3 m Wassertiefe .	280	150	190	240	220	190	215	
6	Zahl der Tage mit über 1,4 m Wassertiefe .	280	130	150	210	200	170	190	
7	Zahl der Betriebstage für Raddampfer . .	280	200	250	280	280	250	255	
8	Zahl der Betriebstage für Schraubenschlepp. 400 PSi	280	170	230	280	250	240	244	
9	Zahl der Betriebstage für Schraubenschlepp. 500 PSi	280	160	210	250	230	210	225	
10	Zahl der Betriebstage für Schraubenschlepp. 600 PSi	280	150	190	240	220	190	215	
11	Verzinsung mehr als Seiten- raddampfer	400 PSi	8,5	—	4,15	7,85	4,75	5,6	6,2
500 PSi		8,5	—	-1,2	3,0	1,6	-0,5	3,1	
600 PSi		8,5	—	-6,55	1,55	-1,0	-6,3	0,5	
12	Verzinsung mehr als Heck- raddampfer	400 PSi	9,5	—	5,15	8,85	5,75	6,6	7,2
500 PSi		8,8	—	-0,5	4,0	2,5	0	3,8	
600 PSi		8,0	—	6,25	2,1	-0,5	-6,0	0,85	

In mittelguten Jahren (z. B. 1912) sind die Schraubendampfer von 400 und 500 PSi den Radschleppern um 2 bis 5% Verzinsung überlegen, der 600 PSi-Schlepper ist aber schon etwas unterlegen.

In trockenen Jahren (z. B. 1905, 1913) hat der 400 PSi-Schraubenschlepper noch eine um 4 bis 6,5% bessere Verzinsung, bei 500 PSi sind alle Schlepperarten gleich, bei 600 PSi ist der Radschlepper schon um 6% besser, der Schraubendampfer also nicht mehr wirtschaftlich.

In einem ausnahmsweise trockenen Jahre (wie z. B. 1904) ist der Schraubenschlepper größerer Leistung unwirtschaftlich. Gleichwohl ergibt der Durchschnitt dieser sechs Jahre einschließlich des ganz trockenen Jahres 1904 immer noch auch für den 600pferdigen Schraubenschlepper eine höhere Verzinsung als für den Raddampfer. Die Verzinsung des 500 PSi-Schraubenschleppers ist 3 bis 4%, die des 400 PSi-Schleppers 6 bis 7% höher als die des Raddampfers. Folglich ist auch für die Oder die volle Verwendbarkeit und wirtschaftliche Ueberlegenheit des Tunnelschraubenschleppdampfers erwiesen.

(Die Durchrechnung des außerordentlich trockenen Jahres 1904, in dem selbst die Raddampfer mit 0,8 m Tiefgang die nötige Fahrwassertiefe von 1,0 m nur 180 Tage fanden, ergab für alle Arten von Schleppdampfern nur Verlust und wegen der unregelmäßigen Höhe der Schlepplöhne keine richtigen Vergleichswerte.)

3. Der Rhein.

Auf dem **Rhein** von Rotterdam bis Mannheim liegen die Fahrwasserverhältnisse für die Einführung der Schraubenschlepper wesentlich günstiger als auf allen anderen deutschen Strömen einschließlich der Donau in ihrem Ober- und Mittellauf. (Siehe Tafel 16.)

Wenn diese Zahlen auch nicht die niedrigsten vorkommenden Wassertiefen darstellen, sondern vielmehr je nach der Trockenheit des Jahres an 10 bis 100 Tagen im Jahre unterschritten werden, so ist doch das Maß dieser

Tafel 16

Rhein. Fahrwassertiefen.

km	Stromstrecke	Fahrwassertiefe bei mittl. N. W.
30—340	Rotterdam—Köln	3 m
340—472	Köln—St. Goar	2,5 m
472—548	St. Goar—Oppenheim	2,0 m
548—596	Oppenheim—Mannheim	2,40 m
596—627	Mannheim—Speyer	2,80 m
627—644	Speyer—Germersheim	2,10 m
665—678	Maxau—Lauterburg	1,10 m
678—734	Lauterburg—Straßburg	1,20 m
734—861	Straßburg—Basel	0,90 m

Unterschreitung nur gering und beträgt nirgends mehr als 50 cm. Daraus erhellt, daß auch dann noch der gewöhnliche Schraubenschlepper mittlerer Leistung bis Mannheim, kleinerer Leistung bis Germersheim, der Tunnelheckdampfer aber bis zu 1200 PSi bis Mannheim, bis zu 800 PSi bis Germersheim und bis zu 600 PSi bis Straßburg fahren kann. Ein Ausfall an Schifffahrttagen kommt also für diese Schleppergrößen auf dem Rhein bis Straßburg gar nicht in Frage. Auf die Strecke bis Basel ist die Untersuchung einerseits wegen der sehr wechselnden Wasser- und Wirtschaftverhältnisse nicht ausgedehnt worden, zumal da nach der für die nächste Zeit in Aussicht genommenen Kanalisierung und Vertiefung auf 2 m ausgedehnt worden.

Für die Hauptverkehrsstrecken Rotterdam—Köln und Köln—Mannheim ist auf Grund der angestellten Wirtschaftlichkeitsberechnungen die Verzinsung der Tunnelheckschlepper bedeutend höher als die des Seitenraddampfers, auch dann noch, wenn der Wirkungsgrad der ersteren um 4% schlechter angenommen wird.

Von Mannheim nach Straßburg sind jedoch die Wassertiefen so gering, daß die Verwendung von Schraubenschleppern ohne Tunnel nur für kleine Maschinenleistungen in Frage kommt. Tunnelschlepper kommen

bis Straßburg jedenfalls in Betracht. Für den noch wenig geregelten Oberlauf Straßburg—Basel kann zur Zeit nur der Tunnelschlepper Verwendung finden, der nach der geplanten Aufstauung oder Regelung dieser Stromstrecke ohne weiteres dem Radschlepper erheblich überlegen sein würde.

Da auf dem Unterrhein der Schraubenschleppdampfer ohne Tunnel, zum Teil bei großen Maschinenleistungen mit je 2 Schrauben verschiedener Steigung auf jeder Schraubenwelle, schon heute sehr eingebürgert ist, wurde hier für die Wirtschaftlichkeitsrechnung der 2000 PSi-Doppelschraubenschlepper mit Tunnelheck und für die am meisten in Frage kommende Verkehrstrecke Ruhrhäfen—Mannheim der 1200 PSi-Doppelschraubenschlepper mit und ohne Tunnelheck untersucht.

Für den ersteren Fall wurde der Gesamtschiffspreis für das Radschiff zu 526 000 M., für das Schraubenschiff zu 352 000 M., die Fahrkosten je PSi/Std. zu 2,945 bzw. 2,62 Pfg. errechnet. Für das Schraubenschiff ist ein um 4% schlechterer Wirkungsgrad, also 10% geringere Schleppgeschwindigkeit und 5% geringere Nutzlast eingesetzt. Dann ergeben sich die Fahrstunden einer Bergfahrt zu 45 bzw. 50 Stunden, die einer Talfahrt zu 13 Stunden und die Kosten einer Reise zu 3320 bzw. 3220 M. Die Nutzlasten sind 8000 bzw. 7600 t und der Gewinn je Reise 680 bzw. 610 M. Das ergibt bei 60 bzw. 54 jährlichen Doppelreisen eine jährliche Verzinsung von 7,7 bzw. 9,4%, also trotz des schlechteren Wirkungsgrades einen Ueberschuß des Tunnelschleppers von rund 2%.

Wenn man, was bei den günstigen Wasserverhältnissen des Unterrheins wohl richtiger wäre, den Wirkungsgrad für beide Schiffsarten gleich annimmt, verzinst sich der Tunnelheckschlepper um 13,2%, also 5,5% höher als der Radschlepper. Da eine Einschränkung der Betriebstage auf dieser Strecke nicht in Frage kommt, ist damit die Verwendung des Tunnelschraubenschleppers bis zu den größten heute

üblichen Maschinenleistungen für die Strecke Rotterdam—Ruhrhäfen als wirtschaftlich gerechtfertigt erwiesen.

Für den zweiten Fall des 1200 PSi-Doppelschraubenschleppers errechneten sich die Schiffpreise zu 380 000 Mark für den Radschlepper und 250 000 M. für den Tunnelschraubenschlepper. Die Fahrkosten je PSi und Stunde betragen 3,538 bzw. 3,088 Pfg., die Kosten einer Doppelreise auf der 300 km langen Strecke 4140 bzw. 3940 M. Bei einem 4% schlechteren Wirkungsgrad des Schraubenschiffes sind die Nutzlasten zu Berg 4600 bzw. 4370 t, die Zahl der jährlichen Doppelreisen 38 bzw. 35, die jährlichen Gewinne 19 800 bzw. 18 200 M., woraus sich die Verzinsung zu 5,2 bzw. 7,3% errechnet. Der Ueberschuß beträgt beim gewöhnlichen Schraubendampfer folglich 3%.

Wenn man gleichen Wirkungsgrad für beide Schlepperarten annimmt, so erreicht bei gleichen Betriebszeiten der Tunnelschraubenschlepper eine um 9% höhere Verzinsung als der Radschlepper.

Für den Fall, daß der gewöhnliche 1200 PSi-Schraubendampfer, der für einen guten Wirkungsgrad eine Fahrwassertiefe von 2 m braucht, nur 30 Tage weniger fahren kann, bleibt seine Verzinsung doch noch 5% und selbst bei einer um 60 Tage verkürzten Betriebszeit immer noch um 1% höher als die des gleichstarken Radschleppers von gleichem Wirkungsgrad.

Damit ist erwiesen, daß auf dem Rhein bis Straßburg für den Tunnelheckdampfer von 1200 PSi eine Grenze der Verwendung nicht besteht, und daß selbst der gewöhnliche Schraubenschlepper von 1200 PSi bis Mannheim dem Raddampfer wirtschaftlich noch überlegen ist.

4. Die Donau.

Für die mittlere **Donau** (z. B. auf der 600 km langen Strecke Moldora—Budapest) ergibt der 1000 PSi-Tunnelschraubendampfer bei der Annahme eines 4% schlechteren Wirkungsgrades noch eine um 1% bessere Verzinsung, bei gleich gutem Wirkungsgrade eine um 5%

bessere Verzinsung als der Radschlepper. Für den Tunnelschlepper bestehen auf dieser Strecke keine Beschränkungen der Betriebszeit, so daß also auch für die mittlere Donau, wenigstens für den Schraubenschlepper mit Tunnel, wirtschaftliche Grenzen der Verwendung nicht bestehen. Für den Unterlauf ist sogar der gewöhnliche Schraubendampfer dem Raddampfer gewachsen bzw. überlegen.

Als **Ergebnis** der ganzen Untersuchung läßt sich also zusammenfassend folgendes feststellen:

Technisch und wirtschaftlich ist die Ueberlegenheit des Schraubenschleppdampfers erwiesen und wird durch weitere Erkenntnis der Vorgänge in der Schraube und günstigerer Ausbildung des Tunnelhecks noch erheblich vergrößert werden können.

Die Grenzen der Verwendung sind auf den einzelnen Strömen und auch auf den einzelnen Stromstrecken verschieden. Während der gewöhnliche Schraubenschlepper ohne Tunnel auf der Oder und Weichsel nur für kleine Leistungen daseinberechtigt ist, bleibt er auf der Elbe bis Magdeburg hinauf noch bis 600 PSi vorteilhaft, kommt auf der Weser wohl kaum in Frage, ist aber auf dem Unterrhein dem Raddampfer überlegen. Der Tunnelheckdampfer kann auf allen Strömen eine höhere Verzinsung erreichen als der Raddampfer; die Grenzen seiner Verwendung liegen nur in der Größe der Maschinenleistungen, doch ist er auf Oder, Weichsel, Elbe und Weser bis zu 800 PSi überall, auf der Elbe bis Magdeburg und auf dem Rhein bis Straßburg bis zu einer Leistung von 1200 PSi dem Raddampfer überlegen.

Da mit der fortschreitenden Verbesserung der Fahrwasserhältnisse ohne Zweifel das Gebiet seiner Verwendbarkeit weiter zunehmen wird, erscheint die allgemeine Einführung des Schraubenschleppdampfers auf den deutschen Strömen im Sinne der Hebung unserer nach dem Kriege besonders wichtigen Binnenschifffahrt und damit unserer Volkswirtschaft dringend geboten!

BIBLIOTEKA POLITECHNICZNA

S-98 KRAKÓW

S. 61

A large table with multiple columns and rows, containing handwritten data. The text is very faint and difficult to read, but appears to be organized into several columns. The table spans the width of the page and contains approximately 30 rows of data.

POLITECHNIKA KRAKOWSKA
BIBLIOTEKA GŁÓWNA



L. inw.

2140

Kdn. 524. 13. IX. 54

Biblioteka Politechniki Krakowskiej



10000297225