IX. INTERNATIONALER SCHIFFAHRTS-CONGRESS
DÜSSELDORF – 1902.

II. Abtheilung.

5. Mittheilung.

Schiffswiderstand im freien Wasser.

Mittheilung

von

Oswald Flamm,
Professor in Charlottenburg.

BERLIN.
P. Stankiewicz' Buchdruckerei.
1902.

Schiffswiderstand im freien Wasser.

Mittheilung

von

Oswald Flamm,

Professor in Charlottenburg.

Die Frage nach Ermittelung des Schiffswiderstandes und der daraus abzuleitenden Maschinenstärke hat in den letzten Jahren dauernd an Interesse zugenommen. Nicht allein sind im Allgemeinen die Geschwindigkeiten gegenüber früheren Zeiten wesentlich gestiegen, es hat sich auch auf Grund der gesammten Fracht- und Transportverhältnisse im Rhedereibetriebe für gewisse Schiffstypen eine denselben angepasste Geschwindigkeit als zweckmässig herausgebildet, und es liegt das Bedürfniss vor, Neubauten derart zu proportioniren, dass einmal die für ihre Typen als erforderlich angesehene Geschwindigkeit erreicht werde und dann dass diese Geschwindigkeit für das vorliegende Fahrzeug eine möglichst ökonomische Geschwindigkeit darstelle, das heisst eine Geschwindigkeit, welche so liegt, dass sie noch mit einer verhältnissmässig geringen Maschinenstärke sich erreichen lässt. Ueber diese ökonomische Geschwindigkeit der einzelnen Schiffsklassen ist in den letzten Jahren manches veröffentlicht worden und sei besonders auf den Vortrag von E. Tennyson-d'Eyncourt, Transactions J. N. 1901, hingewiesen. Auch bezüglich der Ausgestaltung der Fluss- und Kanalschiffahrt drängen sich die Fragen nach Ermittelung des Schiffswiderstandes von Jahr zu Jahr mehr in den Vordergrund. Sie bilden hier einen integrirenden Teil der Wirthschaftlichkeit des Betriebes, und um so mehr tritt dies in die Erscheinung, als die Kanäle vielfach mit den Eisenbahnen in Konkurrez zu treten haben. Man hat im Laufe der Zeit auf die verschiedenste Weise versucht, diese Frage des Schiffswiderstandes zu lösen, und wie ich das schon auf dem Schiffahrtskongress in Brüssel im Jahre 1898 ausgesprochen habe, existirt eine grosse Zahl von Theorieen zur Ermittelung des Schiffswiderstandes, Theorieen die aber alle mehr oder weniger mit Erfahrungskoeffizienten rechnen, deren Ermittelung für konkrete vorliegende Fälle nicht immer leicht und möglich ist. Eine grössere Anzahl dieser Theorieen habe ich deshalb in der Anlage kurz zusammengestellt und dabei auf ihre Anwendbarkeit und Ableitung kurz hingewiesen. In letzter Zeit hat indess die Ansicht wieder mehr an Boden gewonnen, dass man dem Wesen des Schiffswiderstandes eigentlich nur durch Versuche im Grossen und im Kleinen näher kommen kann. Demgemäss sind in Frankreich und in Deutschland mit grossen Geldopfern Versuche umfassenderer Natur ausgeführt worden. Es sei auf die Arbeiten von de Mas und Haack hingewiesen, die beide nur dadurch möglich wurden, dass die französische wie die deutsche Regierung die Mittel zu diesen Versuchen in höchst anerkennenswerther Weise zur Verfügung stellten. Resultate nach verschiedenen Richtungen hin sind durch diese Versuche fraglos erzielt worden, besonders hat Haack die Erkenntniss der Einsenkung der Schiffe in Fahrt wesentlich gefördert; gerade nach dieser Richtung hin bietet das von Haack zusammengetragene Beobachtungsmaterial noch reichen Stoff für weiter gehende Bearbeitung. Eine Verallgemeinerung der gewonnenen Resultate und damit eine Ergründung des Schiffswiderstandes ist aber noch nicht herbeigeführt.

Verwunderlich ist es, dass nach dem Vorgange Froude's auf dem von ihm vor 30 Jahren angegebenen Wege erst in den letzten Jahren intensiver gearbeitet wird und dass die Versuche, mittelst Schiffsmodellen in Versuchtanks die Widerstandsverhältnisse zu ergründen, erst in der Neuzeit schärfer und intensiver in Angriff genommen werden. Jetzt tritt auch Deutschland in die Reihe der Staaten, welche auf diesem Gebiete selbständige und eigene Arbeiten machen, nachdem Amerika vor zwei Jahren in Washington sein Bassin in Betrieb genommen, und es ist zu hoffen, dass diese auch nunmehr von uns intensiv in Angriff genommenen Versuche zur Ermittelung des Schiffswiderstandes Erfolg haben werden.

Wie bekannt sein dürfte, wird Deutschland demnächst drei derartiger Versuchsbassins besitzen, die alle möglichst mit den Mitteln der Neuzeit ausgerüstet sind und also den älteren Bassins gegenüber genauere und schärfere Beobachtungen und Messungen zulassen werden. Es sind dies das Bassin der „Kette“ in Uebigau, welches modernisirt werden soll, dann das Bassin des Norddeutschen Lloyd in Bremerhaven, welches nach Analogie der Versuchsanstalt in Spezia gebaut ist und welches schon interessante und nennenswerthe Resultate für den modernen Schiffbau aufzuweisen hat, und drittens die in Charlottenburg auf der Schleuseninsel des Thiergartens augenblicklich in Bau befindliche staatliche Versuchsanstalt für Wasserbau und Schiffahrt, welche voraussichtlich in einem Jahre dem Betrieb übergeben werden wird.

Wenn auf diese Weise sowohl in Deutschland wie auch in den anderen Staaten nennenswerthe Anstrengungen gemacht werden, in derartigen Versuchsanstalten die Gesetze des Schiffswiderstandes zu ergründen, so ist damit fraglos ein äusserst erspriessliches Arbeiten eingeleitet, ein Arbeiten, welches um so fördernder sein wird, wenn von diesen Versuchsanstalten regelmässige Berichte über wissenschaftliche Forschungen der Oeffentlichkeit übergeben werden und dadurch die Gesammtheit der interessirten Kreise zu einer Kritik und einer Mitarbeit herangezogen wird. Eine Schwäche haftet indess den modernen Bassinversuchen immer noch an, ein Uebelstand, der geeignet erscheint, die bis jetzt den Bassinversuchen zu Grunde gelegte Theorie der Uebertragung des Modellwiderstandes auf den Widerstand des grossen Schiffes nicht ganz einwandfrei erscheinen zu lassen und der hoffentlich in absehbarer Zeit sich wird beseitigen lassen. Bekanntlich wird das Modell im Bassin mit verschiedenen Geschwindigkeiten geschleppt. Automatisch, und deshalb objectiv, wird mittels geeigneter Apparate der totale Widerstand des Modells registrirt. Bis hierher hat eine subjective Einwirkung der die Versuche leitenden und bearbeitenden Personen nicht stattgefunden. Allein um diesen registrirten Totalwiderstand des Modells auf das grosse Schiff zu übertragen, beschreitet man jetzt den folgenden Weg. Man errechnet mittels empirischer Formeln den Reibungswiderstand des Modells und zieht denselben von dem Totalwiderstande des Modells ab; den übrig bleibenden Restwiderstand nennt man Formwiderstand oder Wellen- und Wirbel-bildenden Widerstand und überträgt denselben nach dem bekannten Aehnlichkeitsgesetz unter Berücksichtigung der korrespondirenden Geschwindigkeiten auf das grosse Schiff, indem man sagt, dass diese Widerstände des Modells und des grossen Schiffes bei korrespondirenden Geschwindigkeiten sich verhalten wie die Deplacements. Man errechnet ferner ebenso empirisch den Reibungswiderstand des grossen Schiffes und addirt ihn zu dem vorher ermittelten Formwiderstand des grossen Schiffes und sagt jetzt, die Summe dieser beiden Widerstände, Formwiderstand und Reibungswiderstand ergeben den Totalwiderstand des grossen Schiffes bei der in Betracht kommenden Geschwindigkeit. Hierin liegt fraglos eine gewisse Schwäche der Rechnung. Es drängt sich die Frage auf, ob es richtig ist, den automatisch registrirten Modellwiderstand auf Grund der von Froude aufgestellten und bis jetzt beibehaltenen Anschauung über den Reibungswiderstand in üblicher Weise in jene zwei Theile, den Reibungswiderstand und den Formwiderstand zu trennen, ob es ferner richtig ist, den Reibungswiderstand des grossen Schiffes ohne weiteres zu dem nach dem Aehnlichkeitsgesetz ermittelten Formwiderstand des grossen Schiffes hinzu zu addiren? Allerdings haben die Versuche im Grossen ergeben, dass thatsächlich der Totalwiderstand des grossen Schiffes gleich dem aus dem Modellversuch errechneten Totalwiderstand war. Es basirt aber diese Behauptung in vielen Fällen auf einer weiteren unbewiesenen und auf Grund der Empirie aufgestellten Hypothese. Um dies klarzulegen, ist es erforderlich, den Rechnungsweg weiter zu verfolgen. Gesetzt den Fall, dass es gelungen ist, mittels eines Modellversuches den Widerstand eines Fahrzeuges für eine bestimmte Geschwindigkeit unter Berücksichtigung der Propellerwirkung zu ermitteln, so hat man auf diese Weise immer erst den Netto-Schiffswiderstand ermittelt. Multiplizirt man diesen Widerstand mit der Geschwindigkeit, für welche er gilt, so hat man immer erst die reine Nutzarbeit des Fahrzeugs ermittelt, das heisst diejenige Arbeit, welche an der Druckfläche des Propellers geleistet werden muss, um das Fahrzeug mit der erforderlichen Geschwindigkeit durch das Wasser zu treiben. Nun ist man aber heut zu Tage ausser Stande, bei einem grossen Fahrzeuge diese Nutzarbeit in ihrer absoluten Grösse vom grossen Schiffe ausgehend zu bestimmen. Es haben ja in früheren Zeiten und besonders in den ersten Zeiten des Dampfschiffbaues viele Leute den Versuch gemacht, besonders in Frankreich und England, diese Nutzarbeit der Maschinenanlage festzustellen, allein die ganzen Versuche haben kein brauchbares Resultat gezeitigt, und man ist dazu übergegangen, wie es heute allgemein üblich ist, die indicirte Arbeit der Maschinenanlage, das heisst die Arbeit, welche in den Cylindern geleistet wird, zu messen. Wieviel von dieser indicirten Arbeit aber auf Nutzarbeit kommt, und wieviel auf dem Wege von den Cylindern bis zur Druckfläche des Propellers verloren geht, dies genau zu bestimmen, ist bis jetzt noch nicht gelungen.

Man hat folgende Möglichkeiten, diesen Verlustwert klarzulegen. Von der einen Seite rechnet man mittels des Modellversuches in der oben angegebenen Weise den reinen Schiffswiderstand und die zu seiner Ueberwindung erforderliche Nutzarbeit aus, von der anderen Seite ausgehend, macht man mit dem grossen Fahrzeuge eine Probefahrt, ermittelt die zur Erreichung der in Betracht kommenden Geschwindigkeit erforderlichen indicirten Pferdestärken und sagt nun, das Verhältniss der effectiven Pferdestärke zur indicirten Pferdestärke beträgt so und so viel, mit anderen Worten, auf dem Wege von den Cylindern bis zur Druckfläche des Propellers gehen so und so viel Procent der Arbeit verloren. Der Procentsatz, der heut zu Tage angenommen wird, beträgt bei guten Anlagen etwa 40 bis 54 Procent, so dass man im Mittel sagen kann, die Hälfte der in den Cylindern aufgewendeten Arbeit kommt auf Nutzarbeit, die andere Hälfte geht in der Maschine selbst und im Propeller verloren (vergl. Anlage, schwankende Werthe von M.). Nun ist es klar, dass die Bestrebungen der nächsten Zeit sich darauf zu erstrecken haben, diese Verlustwerthe zu reduciren. Um aber zu wissen, an welchem Punkte man hier vornehmlich den Hebel anzusetzten hat, ist es dringend erforderlich, diese Verlustarbeit in ihre einzelnen Summanden zu zerlegen. Man darf sich unmöglich damit begnügen, dass man, wie jetzt fast allgemein üblich, für ein neu zu erbauendes Schiff sagt, die aus dem Modellversuch errechnete Nutzarbeit ist so und so gross, der Nutzeffekt der ganzen Anlage beträgt so und so viel, dividirt man jetzt die Nutzarbeit durch den Nutzeffekt der Anlage, so erhält man die erforderliche indicirte Arbeit. Darin liegt eine Unsicherheit der Rechnung, welche dringend in unserer jetzigen Zeit einer berichtigenden Behandlung bedürftig ist.

Es fragt sich, wie es möglich ist, diesen Punkt zu klären. Hierzu erscheint es von Wichtigkeit, die gesammte Verlustarbeit zunächst in zwei Faktoren zu trennen und diese beiden Faktoren nach Möglichkeit durch Versuche im Grossen zu bestimmen. Es ist erforderlich, erstens den Wirkungsgrad des Propellers genau festzusetzen, also den Axialschub, den Schub, den der Propeller auf das Drucklager ausübt, näher zu präcisiren und dadurch einen Maassstab für die Wertung der verschiedenen Propeller sich zu verschaffen, und zweitens die Widerstände in der Maschine selbst genauer zu erforschen. Der Gedanke, auf diese Weise mehr Einblick in die ganze Wirkungsweise einer Schiffsmaschinenanlage zu bekommen, ist keineswegs neu, ich halte es aber für ungemein wichtig, an dieser Stelle darauf hinzuweisen, dass zunächst mit kleinen Fahrzeugen entsprechende Versuche gemacht werden, Versuche, die sich ohne allzugrosse Mittel und ohne allzugrosse Mühe ausführen lassen.

Um den Axialschub und damit die Wirkungsweise des Propellers, also seine Nutzleistung, zu bestimmen, erscheint es vortheilhaft, den Druck im Drucklager zu messen, und es ist heute bei kleinen Fahrzeugen keiner weiteren Schwierigkeit unterworfen, nach dieser Richtung hin ziemlich einwandfreie Resultate sich zu verschaffen. Setzt man beispielsweise das Drucklager auf Schienen und trifft man eine Einrichtung derart, dass es möglich ist, diesen vom Drucklager auf den Schiffskörper übertragenen Axialschub zeitweilig auf die Kolben eines oder mehrerer Glycerincylinder zu übertragen und nun diesen Flüssigkeitsdruck zu messen, so kann man ohne Weiteres für die verschiedenen Geschwindigkeiten, das heisst für die verschiedenen Umdrehungszahlen der Schraube, diesen Axialschub im Grossen feststellen. Man hat dadurch ein äusserst werthvolles Material an der Hand, welches in Vergleich gesetzt werden kann mit den Resultaten, die man im Versuchsbassin durch Erprobung und wissenschaftliche Erforschung der Modelle der Propeller sich verschafft. Ich möchte an dieser Stelle auch den Wunsch aussprechen, dass es gelingen möge, derartige Versuche, sei es auf Staatskosten, sei es auf Kosten irgendwelcher grösserer Rhedereiverbände, zunächst mit kleineren Fahrzeugen auszuführen. Man würde sicherlich ein Material sich verschaffen können, welches wesentlich der Vervollkommnung unserer Propeller zugute kommen muss, und durch welches es gelingt, den Wirkungsgrad der Propeller und damit den Wirkungsgrad der ganzen Anlage zu steigern.

Schwieriger ist schon der zweite Theil der vorliegenden Aufgabe, die Ermittelung des Wirkungsgrades der Maschinenanlage selbst. Aber auch hier liesse sich durch Messung der Torsionsspannung in der Welle ohne allzu grosse Schwierigkeit viel interessantes und brauchbares Material zusammenstellen, ein Material, welches zweifellos die Mittel an die Hand geben würde, über den Wirkungsgrad der Maschinenanlage sich eine wesentlich erhöhte Klarheit zu verschaffen, ähnlich wie schon jetzt die Konstruktion der indicirten Schubkurve eine Beurtheilung der anfänglichen Reibung der Maschine zulässt.

Wo heutzutage durch die mit grossen Mitteln und grosser Mühe angestellten Modellversuche der reine Schiffswiderstand erforscht werden soll, ist es nahe liegend und direkt erforderlich, auch jene Fragen des Ueberganges von der effectiven Arbeit zur indicirten Arbeit zu erforschen und zu klären. Das eine ohne das andere hat nur einen beschränkten Nutzen.

Es ist indess noch ein anderer Gesichtspunkt hier hervorzuheben und im Anschluss an denselben im Interesse einer wissenschaftlichen Behandlung der vorliegenden Fragen eine Bitte an die Rhedereien der Handelsmarine wie an die Kriegsmarinen zu richten. Es bezieht sich das auf die Probefahrten der Fahrzeuge. In den Handelsmarinen werden leider diese Probefahrten meistens in einer ganz unzulänglichen Weise ausgeführt. Es kommt vielfach nur darauf an, die Maximalleistung der Maschine festzustellen und zu sehen, welche Maximalgeschwindigkeit das Fahrzeug unter voller Belastung seiner Maschine erreicht. Dann untersucht man noch das gute Funktioniren der ganzen Anlage, den Kohlenverbrauch und die Sache ist im Allgemeinen erledigt. Anders ist es in den Kriegsmarinen. Dort werden systematische Progressivprobefahrten angestellt, das heisst Probefahrten, bei welchen unter allmählicher Steigerung der Maschinenleistung die jeweilig erreichten Geschwindigkeiten registrirt werden. Allein diese Daten sind, so sehr sie auch der Technik im Gesammten zu Nutze kommen könnten und so wenig aus einer Veröffentlichung derselben irgend ein Schade für die betreffende Marine sich herleiten lässt, fast ausnahmslos sekreter Natur. Man findet in der Litteratur über diese Probefahrten leider fast gar keine Angaben. Ich möchte den Wunsch aussprechen, dass es gelingen möge, diese Daten möglichst eingehend der Allgemeinheit zugänglich zu machen, damit die Technik aus ihrer Verarbeitung Nutzen zieht.

Die Handelsmarine sollte sich aber schon aus rein wirthschaftlichen Gesichtspunkten mehr dazu entschliessen, ähnlich wie die Kriegsmarine solche Progressivprobefahrten mit ihren Fahrzeugen anzustellen und die Resultate zu veröffentlichen oder den technischen Hochschulen zugänglich zu machen. Dadurch würde nach einer Reihe von Jahren sich ein so überaus werthvolles Material zusammentragen lassen, dass der wissenschaftlichen Erforschung des Schiffswiderstandes und des Wirkungsgrades der ganzen Maschinenanlage ein sehr grosser Dienst geleistet wird. Ich verkenne keinen Augenblick den Umstand, dass die Anstellung solcher Progressivprobefahrten gewisse augenblickliche Kosten an Geld und Zeit erfordert. Wenn man aber auf der andern Seite bedenkt, dass durch solche systematische Messungen und daran anschliessende wissenschaftliche Bearbeitung derselben die Wirthschaftlichkeit und der Fortschritt in der Konstruktion unserer modernen Dampfschiffe gefördert werden kann und muss, so dürften hierdurch jene systematischen Probefahrten durchaus berechtigt erscheinen. Wenn wir Schiffbauer bei den Neubauten energische Fortschritte machen sollen, und wenn sowohl seitens Privater wie seitens des Staates vieles geschieht, um jene Fragen des Schiffswiderstandes und der damit zusammenhängenden Betriebsbedingungen zu ergründen und zu fördern, so muss auch der Schiffsrheder nach Kräften bemüht sein, diese Bestrebungen seinerseits zu unterstützen, und das wird zunächst fraglos dadurch herbeigeführt, dass in die heute üblichen Probefahrten ein System hineingebracht wird, welches der wissenschaftlichen Forschung eine breite Basis giebt. Gelingt es, ein Zusammenarbeiten von Praxis und Theorie nach den in diesem Vortrage gegebenen Richtungen hin zu erzielen, so werden die nutzbringenden Folgen für die betheiligten Schiffahrt treibenden Kreise sicherlich nicht ausbleiben.

Anlage

zu dem Bericht des Professors Oswald Flamm, Charlottenburg, zur Frage: Schiffswiderstand.

Formeln zur Berechnung des Schiffswiderstandes und der Pferdestärken:

1. Navier, Poncelet,
2. Bourgois,
3. Rankine,
4. Thornycroft,
5. Nyström,
6. Middendorf,
7. Rauchfuss,
8. Riehn,
9. Kirk,
10. Afonassjew,
11. Taylor,
12. De Mas,
13. Haack,
14. Französische und englische Formel.

Navier, Poncelet etc.

$$R = k \frac{\gamma}{2g} \varnothing v^2 = k_1 \varnothing v^2$$

hierin bedeutet:

R = Widerstand in kg,
v = Geschwindigkeit in m/sec,
$\varnothing$ = Hauptspantareal in qm,
γ = specif. Gewicht des Wassers,
g = Beschleunigung durch die Schwere,
k = resp. k_1 Widerstandscoefficient.

Es ist der Erfolg bei Verwendung dieser Formel abhängig von der richtigen Wahl von k resp. k_t; man muss diese Coefficienten aus den Erfahrungen mit ähnlichen Schiffen hernehmen. Eine weitere Schwäche der Formel liegt darin, dass nur das Hauptspant als Widerstandsbasis in die Rechnung gezogen ist, dass dagegen die Form des Vor- und Hinterschiffes nicht berücksichtigt ist.

Bourgois.

Siehe: Mémoire sur la résistance de l'eau au mouvement des corps et particulièrement des bâtiments de mer.

$$R = k_1 \varnothing v^2 + k_2 B v^4 + k_3 L (B + 2\ T)\, 0{,}6 \cdot v = k\ \varnothing v^2$$

hierin bedeutet:

R = Widerstand in kg,
$\varnothing$ = Hauptspantareal in qm,
B = grösste Schiffsbreite in m,
L = grösste Schiffslänge in m,
T = Konstruktionstiefe in m,
v = Geschwindigkeit in m/sec,
k_1 = konstanter Widerstandscoefficient, zusammengesetzt aus Hauptwiderstandscoefficient und dem die Reibung am Schiffskörper darstellenden Werthe,
k_2 = Denivellationscoefficient,
k_3 = Cohäsionscoefficient,
k_t = totaler Widerstandscoefficient.

Dann ist:

$$k_t = k_1 + k_2 \frac{B\ V^2}{\varnothing} + k_3 \frac{L\,(B + 2\ T)\, 0{,}6}{\varnothing \cdot v}$$

Für einigermassen aussichtsvolle Anwendung dieser Formel ist die Kenntniss der Coefficienten von ähnlichen Schiffen nöthig; die Formel gilt nur für Geschwindigkeit bis zu 11 Knoten.

Rankine.

Siehe: Transactions Instit. of Naval Architects 1864.

$$R = \varrho\, \gamma \cdot \frac{v^2}{2\,g} \int q^3\, ds$$

hierin bedeutet:

R = Widerstand in ℔ engl.
ϱ = Reibungscoefficient, nach Weissbach für frischgestrichene Eisenwände = 0,0036,
v = Geschwindigkeit in kn à 6080′,
g = Beschleunigung durch die Schwere = 32,2′,
γ = specif. Gewicht von 1 cbfs Seewasser = 64 ℔.
q = Verhältniss der Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser an den einzelnen Flächenelementen der Schiffshaut vorbeigleitet zur Schiffsgeschwindigkeit,
ds = Flächenelement der Schiffshaut,
$\int q^3\, ds$ = „vermehrte Oberfläche des Schiffes“ in qfss.

Dann ist:

$$R = \frac{v^2}{97{,}998} \int q^3\, ds \text{ wofür Rankine angenähert}$$

$$R = \frac{v^2}{100} \int q^3\, ds \text{ setzt.}$$

Nach Rankine hängt der Widerstand nur von der Reibung des Wassers an der Schiffshaut ab.

Setzt man $v = 10$ kn, $\int q^3\, ds = 1$ Quadratfuss, so ist $R = 1$ ℔.

Zur Bestimmung von $\int q^3\, ds$ benutzt Rankine eine Annäherungsformel; er setzt:

$$\int q^3\, ds = F\,(1 + 4 \sin^2 \alpha + \sin^4 \alpha)$$

hierin bedeutet:

F = benetzte Schiffshaut,
α = mittlerer Neigungswinkel der Wasserlinien des Vorschiffs gegen die Schiffslängsachse.

Die zur Ueberwindung des Schiffswiderstandes erforderliche Nutzarbeit, also die EPS sind dann:

$$EPS = \frac{v^3}{100} F\,(1 + 4 \sin^2 \alpha + \sin^4 \alpha)$$

Unter Annahme eines Nutzeffects der Anlage von 63 % wird dann die indicirte Arbeit, die JPS ermittelt:

$$JPS = \frac{v^3}{200 \cdot 100} F (1 + 4 \sin^2 \alpha + \sin^4 \alpha)$$

(1 JPS = 33 000 min. fuss 𝔱. = 550 sec. fuss 𝔱. = 325,6 Stunden Knoten 𝔱.; davon 63 % = 0,63 · 325,6 = ∾ 200 Stunden Knoten 𝔱. als Nutzleistung einer indicirten Pferdekraft).

Für Metermaass und Knoten à 1852 m, Pferdestärken zu 75 sec. m. kg lautet die Formel angenähert

$$JPS = \frac{v^3}{1800} F (1 + 4 \sin^2 \alpha + \sin^4 \alpha)$$

Die Formel ist brauchbar bei langen, scharfen Schiffen, bei welchen besonders der Völligkeitsgrad der oberen Wasserlinie etwa 0,66 beträgt. Ungünstig in der Formel ist die Starrheit der Konstanten 20 000 resp. 1800.

Thornycroft.

Siehe: Transactions Instit. of Naval Architects 1869.

$$JPS = h\,v\,\left(f \cdot S \frac{3\,n}{2n + L} v^{1,7} + c \cdot \frac{n^{1/3} + 3}{L^{1/3} + 3} \cdot v^{3,7} \cdot \varphi S\right)$$

hierin bedeutet:

v = Geschwindigkeit in kn à 6080′,
S = benetzte Oberfläche in qfs,
L = Schiffslänge in Fuss,
$\left.\begin{matrix} h \\ f \\ n \\ c \end{matrix}\right\}$ = Constanten,
$\varphi S = \int \sin^{2,5} \Theta \cdot ds$ (vergl. Rankine),
ds = Element der benetzten Oberfläche,
Θ = Winkel dieses Elements gegen die Fahrtrichtung Thornycroft unterscheidet Reibungs- und Formwiderstand. Auf Grund von Versuchen sind die 4 Constanten bestimmt:

$\lg h = 0{,}6545 - 3$,
$\lg f = 0{,}1017 - 2$,
$n = 380$,
$\log c = 0{,}20041 - 2$.

Den Nutzeffect der ganzen Anlage, Maschine und Propeller, nimmt Thornycroft in Anlehnung an Rankine zu *0,68* an, ein Werth, der ungemein hoch ist und der zeigt, wie es möglich ist Fehler in der eigentlichen Widerstandsrechnung wieder auszugleichen durch entsprechende, willkürliche Annahme des Verhältnisses der *EPS* zu den *JPS*.

Nyström.

Siehe: Nyström Pocket Book 1869 u. Journal of the Franklin Institute 1882.

Aeltere Formel:

$$R = 4\,\Omega\,v^2 = 4\,\varnothing\sqrt{\frac{B^2}{B^2 + k\,L^2}}\cdot v^2$$

hierin bedeutet:

R = Widerstand in ℔,
$\varnothing$ = Hauptspantareal in Quadratfuss,
B = grösste Schiffsbreite in Fuss,
L = Schiffslänge in Fuss,
v = Schiffsgeschwindigkeit in kn à 6080′,
k = Coefficient, abhängig von $x = \frac{35\,D}{L\cdot\varnothing}$ worin
D = Deplacement in tons (à 35 cbfs).

Nach Nyström ist: für	$x = 1{,}00$	$k = 0{,}00$
„	$x = 0{,}90$	$k = 0{,}228$
„	$x = 0{,}80$	$k = 0{,}836$
„	$x = 0{,}70$	$k = 1{,}59$
„	$x = 0{,}60$	$k = 1{,}88$
„	$x = 0{,}50$	$k = 1{,}32$

Der Wirkungsgrad η der gesammten Anlage wird von ihm zu 0,66—0,72 variabel angenommen (vergl. das bei Thornycroft Gesagte).

Dann ist:

$$JPS = \frac{1{,}689\cdot R\cdot v}{550\cdot\eta}$$

Neuere Formel:

$$R = 2{,}858\,v^2\left[\varnothing\left(0{,}9\sqrt{\sin^3\varphi} + 0{,}1\sqrt{\sin^3\varphi_1}\right) + \frac{A\,k}{\sqrt[4]{L}}\right]$$

hierin bedeutet:

φ = mittlerer Eintrittswinkel des Vorschiffes,
φ_1 = „ Austrittswinkel des Hinterschiffes,
k = Reibungscoefficient, d. h. die Kraft, welche nöthig ist, um 1 Quadratfuss Reibungsfläche mit einer Geschwindigkeit von 1 Fuss pro Sekunde durch das Wasser zu bewegen.
A = benetzte Fläche des Deplacements.

$$A = [a + 2 (\varnothing + T L)] \sqrt{\frac{D}{L B T}}$$

worin:

a = Areal der Schwimmebene in Quadratfuss,
D = Deplacement in cbfs,
T = Tiefgang ohne Kiel in Fuss.

Der erste Summand der neuen Formel berücksichtigt den Formwiderstand, der zweite den Reibungswiderstand. Setzt man den Klammerausdruck der neuen Formel [ ] = x, so ist:

$$R = 2{,}858\, v^2 \cdot x$$

$$\text{Also } E P S = \frac{R \cdot v}{325{,}3} = \frac{2{,}858\, v^3 \cdot x}{325{,}3} = \frac{v^3 \cdot x}{113{,}82}$$

Nyström nimmt dann wieder den Wirkungsgrad η der gesammten Anlage einschliesslich der Propeller zu 0,50 an und demnach ergeben sich die

$$J P S = \frac{v^3 \cdot x}{56{,}91}$$

Die Formel hat parabolische Schiffskonstruktionen zur Grundlage; der angenommene starre Wirkungsgrad $\eta = 0{,}50$ ist eine weitere Schwäche und soll das ausgleichen, was in der Formel selbst ungenau ist.

Middendorf.

Siehe: Rühlmann Hydromechanik 1880 u. Schiffbautechn. Gesellschaft, Jahrbuch 1900.

Aeltere Formel:

$$R_t = R_1 + R_2 = \frac{11 \cdot \varnothing\, B}{\sqrt{B^2 + k L^2}} \cdot v^{2,5} + 0{,}17\, \Omega\, v^2$$

hierin bedeutet:

$\varnothing$ = Hauptspantareal in qm,
B = Schiffsbreite in m,
L = Schiffslänge in m,
v = Geschwindigkeit in m/sec.,
Ω = benetzte Oberfläche in qm,
k = Coefficient abhängig von $\frac{D}{\varnothing \cdot L}$ (vergl. Nyström).
0,17 = constanter Reibungscoefficient für gute Oberfläche.

Dann ist:

$$JPS = \frac{R_t}{75 \cdot \eta} \left(v + \sqrt{\frac{R_t}{\varepsilon\, a}} \right)$$

hierin bedeutet:

η den Wirkungsgrad der Anlage nach Tabelle bestimmt, schwankt von 0,61—0,90!
a die wirkende Kreisfläche der Schraube resp. 2 Schaufelflächen,
ε nimmt Middendorf zu 160 an.

Neuere Formel:

$$W = W_1 + W_2 = \varepsilon \frac{\varnothing\, B\, v^{2,5}}{\sqrt{B^2 + \zeta L^2}} + 0{,}16\ F \cdot v^{1,85} \text{ (für Schraubendampfer)}$$

$$= \varepsilon \frac{\varnothing\, B\, v^{2,5}}{\sqrt{B^2 + \zeta L^2}} + 0{,}16\ F\,(1{,}2 \cdot v)^{1,85} \text{ (für Raddampfer)}$$

hierin bedeutet:

F = benetzte Oberfläche in qm,
ε, ζ = Coefficienten nach Tabellen geordnet.

Wie in der älteren Formel wird auch hier unterschieden zwischen Form- und Reibungswiderstand; der Reibungscoefficient ist in der neuen Formel mit 0,16 kleiner angenommen, weil heute die Schiffe wegen der günstigen Dockgelegenheit im Allgemeinen reinere Böden haben; für Raddampfer ist im Ausdruck für den Reibungswiderstand berücksichtigt, dass das Hinterschiff mit beschleunigtem Wasser zu thun hat, deshalb ist hier die Wassergeschwindigkeit um 20 % erhöht angenommen 1,2 v statt v.

Es ist:

$$EPS = \frac{W}{75}\left(v + \sqrt{\frac{W}{160 f}}\right)$$

und daraus

$$JPS = \eta \cdot EPS$$

hierin bedeutet:

f = Schraubenkreisfläche resp. Areal zweier Radschaufeln in qm,
η = reciproker Wirkungsgrad schwankt von 1,73—1,10!

Rauchfuss

Siehe: Rauchfuss, Widerstand und Maschinenleistung der Dampfschiffe 1886.

$$R_t = 0{,}0471\, F \cdot v^{1{,}83} + 0{,}0215\, A \cdot v^2 + 1{,}410 \int ds \sin^3 \alpha \cdot v^2 + 0{,}00268 \left[\int dl \sin^7 \alpha\right]^{1/2} \cdot v^6 \cdot$$

$$R_t = R_f + R_a + R_w + R_s$$

hierin bedeutet:

R_t = Totalwiderstand in kg,
F = benetzte Oberfläche in qm,
v = Geschwindigkeit in kn,
A = Fläche des Ueberwassertheils des Schiffes projicirt auf Hauptspantebene in qm,
α = Neigungswinkel eines Flächenelementes gegen die Kiellinie,
ds = Flächenelement des Unterwassertheiles,
dl = Curvenelement der oberen Wasserlinie,
$\int ds \sin^3 \alpha$ = Funktion der benetzten Schiffsoberfläche, welche dem wellen- und wirbelbildenden Widerstand proportional ist,
R_f = Reibungswiderstaud,
R_a = Luftwiderstand,
R_w = Wellen und Wirbel bildender Widerstand,
R_s = Stauwasserwiderstand.

Rauchfuss ist bei Aufstellung seiner Gleichung lediglich von den Froude'schen Versuchen mit dem „Greyhound" ausgegangen. Er hat nach Froude den Reibungswiderstand R_f bestimmt und mit

Hülfe der vorliegenden Werthe für den „Greyhound" die Constante 0,0471 ermittelt; dasselbe gilt von dem Luftwiderstande R_a und der Constante 0,0215; auch aufgebaut auf den Greyhoundversuchen sind die Werthe für den wellen- und wirbelbildenden Widerstand und für den Stauwasserwiderstand nebst ihren Constanten 1,410 und 0,00268. Diese vier Constanten nimmt Rauchfuss als für alle Schiffe zu Recht bestehend an und stellt daraufhin die obige Formel auf.

Die Ausdrücke $\int ds \sin^3 \alpha$ und $[\int dl \sin^7 \alpha]^{1/2}$ werden analytisch resp. graphisch für ein vorliegendes Schiff ermittelt und in die Rechnung eingeführt.

Für die EPS, d. h. die Nutzarbeit der Maschine gilt dann:

$$EPS = \frac{R_t \cdot v}{75}$$

hier ist v in m/sec. zu nehmen und dann folgt:

$$JPS = \frac{EPS}{\eta}$$

worin der Nutzeffekt der gesammten Anlage η von Rauchfuss angegeben wird in den Grenzen:

$$\eta = 0{,}350 - 0{,}470.$$

Die Rauchfuss'sche Formel setzt einen fertigen Linienriss voraus, sie lässt sich daher zu Vorberechnungen nicht benutzen; ausserdem sind die Constanten, weil abgeleitet aus den einzigen Versuchen mit dem „Greyhound", kaum zu verallgemeinern.

Riehn.

Siehe: Riehn. Die Berechnung des Schiffswiderstandes. 1882.

1. Für gewöhnl. Seeschiffe mit scharfen u. mittelvölligen W. L.

$$\alpha_v \text{ bezw. } \alpha_h = 0{,}55 - 0{,}79;\ \beta = 0{,}50 - 0{,}95.$$

$$R = 20 \cdot B \cdot T \left[\left(\frac{B}{2 \rightarrow L \rightarrow}\right)^2 (C_1 - 1)\, G_1 + \left(\frac{B}{2 \leftarrow L \leftarrow}\right)^2 (C_2 - 1) . G_2\right] v^{2,5}$$
$$+ 0{,}127 \cdot L \cdot T \left(2 + \frac{\alpha B}{T}\right) v^{1,83}$$

Hierin bedeutet:

R = Widerstand in kg,
B = Grösste Br. im Hauptspant,
T = Tiefgang ohne Kiel,
$\twoheadrightarrow\!L\!\rightarrow$ = Länge des Vorschiffes,
$\leftarrow\!L\!\twoheadleftarrow$ = „ „ Hinterschiffes,
$L = \twoheadrightarrow\!L\!\rightarrow + \leftarrow\!L\!\twoheadleftarrow$
α_v = Völligkeitsgrad des der Länge $\twoheadrightarrow\!L\!\rightarrow$ entsprechenden C. W. L.-Theiles,
α_h = Völligkeitsgrad des der Länge $\leftarrow\!L\!\twoheadleftarrow$ entsprechenden C. W. L.-Theiles,
β = Völligkeitsgrad des Hauptspantes,
β_1 = „ „ Hülfshauptspantes,
m =, k =, a =, n = } Verhältnisswerthe, wofür im Originalwerk Tabellen,
v = Geschw. in m/Sec.

Dabei ist:

$$C_1 = \frac{n_1^3}{3n_1 - 2} \cdot \frac{1{,}1}{1 + n_1^2\left(\frac{B}{2\twoheadrightarrow\!L\!\rightarrow}\right)^2}; \qquad n_1 = \frac{\alpha_v}{1 - \alpha_v}$$

$$C_2 = \frac{n_2^3}{3n_2 - 2} \cdot \frac{1{,}1}{1 + n_2^2\left(\frac{B}{2\leftarrow\!L\!\twoheadleftarrow}\right)^2}; \qquad n_2 = \frac{\alpha_h}{1 - \alpha_h}$$

Es ergiebt sich weiter

$$G_1 = a + \frac{k}{C_1 - 1}; \qquad G_2 = a + \frac{k}{C_2 - 1}$$

worin:

$$k = 1 - \frac{3}{m+1} + \frac{3}{2m+1} - \frac{1}{3m+1}$$

und

$$a = \frac{1}{3} - \frac{19}{3} \cdot \frac{1}{m+1} + \frac{3}{2m+1} - \frac{1}{3m+1} + \frac{6}{m+2} + \frac{2}{3m+2} - \frac{3}{m+3} + \frac{3}{3m+2}$$

Es ist

$$m = \frac{\beta_1}{1 - \beta_1} \text{ und } \beta_1 = \beta \left[1{,}1 - 0{,}125\, \beta \, \frac{B}{T} \right]$$

Für die Werthe von: $\frac{n_3}{3n-2}$, m, k, a u. n giebt Riehn in seinem oben genannten Buche Tabellen.

Vereinfachte Formel.

Wird $n_1 = n_2 = n_o$; also $C_1 = C_2 = C_o$ und $\gg\!L\!\rightarrow\, = \,\leftarrow\!L\!\ll$, so wird $R = 40 \left(\frac{B}{L}\right)^2 (C_o - 1) \cdot G_o \cdot B \cdot T \cdot v^{2,5} + 0{,}127\, L \cdot T \left(2 + \frac{\alpha\, B}{T}\right) \cdot v^{1,83}$

denn $C_o = \frac{{n_o}^3}{3n_o - 2} + \frac{1{,}1}{1 + {n_o}^2 \left(\frac{B}{L}\right)^2}$; $\quad G_o = a + \frac{k}{C_o - 1}$; $\quad n_o = \frac{\alpha}{1 - \alpha}$

2. Für gewöhnliche Seeschiffe mit sehr völligen oberen W. L. im Hinterschiff.

α_v und β wie vorhin; $\alpha_h = 0{,}80 - 0{,}87$

$$R = 20 \cdot B \cdot T \left[\left(\frac{B}{2 \gg\!L\!\rightarrow}\right)^2 (C_1 - 1) \cdot G_1 + \left(\frac{B}{2 \leftarrow\!L\!\ll}\right)^2 (a_2\, C_2 - 1) \cdot G_2 \right] v^{2,5} + 0{,}127\, L \cdot T \left(2 + \alpha\, \frac{B}{T}\right) v^{1,83}$$

die Bedeutung von C_1, G_1, C_2, a und k ist die gleiche, wie vorhin.

$$G_2 = a + \frac{k}{a_2 \cdot C_2 - 1}$$

Es kann gesetzt werden:

$$\begin{aligned} \text{Wenn } \alpha_h &= 0{,}80 - 0{,}81 : a_2 = 0{,}9 \\ &= 0{,}82 - 0{,}83 : \quad\; = 0{,}8 \\ &= 0{,}84 - 0{,}87 : \quad\; = 0{,}7 \end{aligned}$$

3. Flussdampfer mit plattem Boden, jedoch mit abgerundeter Kimm im Vor- u. Hinterschiff.

$$R = 20\, B \cdot T \left[i_1 \cdot C_1 \left(\frac{B}{2 \gg\!L\!\rightarrow}\right)^2 + i_2 \cdot C_2 \left(\frac{B}{2 \leftarrow\!L\!\ll}\right)^2 \right] v^{2,5} + 0{,}153 \cdot L \cdot T \left(2 + \frac{\alpha\, B}{T}\right) v^{1,}$$

C_1 u. C_2 sind wie bisher zu berechnen.

$$i_1 = \frac{1}{2} + \frac{1}{2 \cdot C_1}; \quad i_2 = \frac{1}{3} + \frac{2}{3\,C_2}$$

Wenn $\alpha_v = \alpha_h = \alpha$ also $C_1 = C_2 = C_o$ und $\rightarrowtail L \rightarrow \; = \; \leftarrow L \leftarrowtail$ ist:

$$R = 20\,B \cdot T \cdot C_o \left(\frac{B}{L}\right)^2 \cdot (i_1 + i_2)\, v^{2,5} + 0{,}153\, L \cdot T \left(2 + \frac{\alpha \cdot B}{T}\right) v^{1,83}$$

4. Ganz flachgehende Fluss- und Kanaldampfer mit plattem Boden und nahezu scharfem Knick in der Kimm auf der ganzen Länge des Schiffes.

Genügend tiefes und breites Wasser vorausgesetzt.

$$R = 20\,B \cdot T \left[C_1 \left(\frac{B}{2 \rightarrowtail L \rightarrow}\right)^2 + C_2 \left(\frac{B}{2 \leftarrow L \leftarrowtail}\right)^2 \right] v^{2,5} +$$
$$0{,}17\, L \cdot T \cdot \left(2 + \frac{\alpha \cdot B}{T}\right) v^{1.83}$$

C_1 u. C_2 haben die frühere Bedeutung.

Wenn $C_1 = C_2 = C_o$ und $\rightarrowtail L \rightarrow \; = \; \leftarrow L \leftarrowtail$:

$$R = 40\,B \cdot T \cdot C_o \left(\frac{B}{L}\right)^2 \cdot v^{2.5} + 0{,}17\, L \cdot T \left(2 + \frac{\alpha \cdot B}{T}\right) v^{1,83}$$

Allgemein:

Hat das Schiff ein sogenanntes paralleles Mittelschiff, so beziehen sich α und n_1 nur auf den zugeschärften Theil des Vorschiffes, α_h und n_2 auf den zugeschärften Theil des Hinterschiffes. Aus $\rightarrowtail L \rightarrow$ u. $\leftarrow L \leftarrowtail$ wird L_v u. L_h.

In den Formeln, wo der Formwiderstand direkt nach α bezw. n_o und C_o bestimmt wird, darf in dem ersten Gliede rechts alsdann nicht $\frac{B}{L}$ gebraucht werden, sondern $\frac{B}{2\,L_v}$ oder $\frac{B}{2\,L_h}$; in dem 2. Gliede rechts wird dagegen stets $\frac{L}{B}$ gesetzt.

$$J\,P\,S = \frac{E \cdot P \cdot S}{\eta}; \quad \eta = \eta_{Prop.} \times \eta_{Masch.}$$

Für ganz	kleine Maschinenanlagen		$\eta = 0{,}3$—$0{,}35$
„	kleinere	„	$= 0{,}4$—$0{,}5$
„	grosse	„	$= 0{,}5$—$0{,}67$
„	grösste	„	$= 0{,}7$

Für flachgehende Flussdampfer, deren Schrauben im Ruhezustande theilweise aus dem Wasser ragen, sind die Werthe für η um 0,08—0,1 geringer anzunehmen.

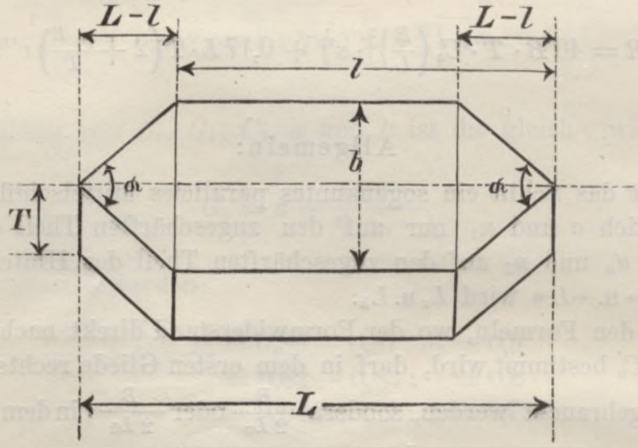
Die Riehn'schen Formeln beruhen einestheils auf eingehenden theoretischen Untersuchungen, anderntheils auf Angaben und Erfahrungen der Praxis. Im ersten Gliede der Formeln wird der Formwstd., einschliesslich Wirbel- und Wellenwstd., im zweiten Gliede der Reibungswstd. getrennt vermittelt, obgleich auch Riehn der Ansicht ist, dass eine solche Unabhängigkeit der beiden Widerstandsarten von einander nicht den wirklichen Verhältnissen entsprechen kann.

Die Resultate, die mit den Riehn'schen Formeln erreicht werden, sind vielfach recht brauchbare.

Kirk.

Siehe: Transactions Inst. N. Arch. 1880.

Kirk kennt nur Reibungswiderstand. Er reduzirt das Deplacement des Schiffes auf ein Blockmodell von der Länge des Schiffes mit parallelopipedischem Mittelkörper und dreiseitig prismatisch zugespitzten Enden.



Es bedeutet:

L = Länge des Schiffes
= Länge des Blockmodells,
T = Mittlerer Tiefgang des Schiffes (ohne Kiel)
= Tiefgang des Modelles,
b = Mittlere Breite des Nullspantes
= Breite des parallelopipedischen Theiles des Blockmodells,

l = Länge des Parallelepipeds, dessen Breite = b, Tiefe = T und Inhalt gleich dem Deplacement ist.

$L-l$ = Länge des prismatischen Vorder- bezw. Hinterendes des Blockmodells.

Es ergiebt sich also $b = \frac{\varnothing}{T}$; $b \cdot T = \varnothing$, ferner $D = l \cdot b \cdot T = L \cdot B\, T\, \delta$

$$l = \frac{D}{\varnothing}$$

Demnach Reibungsfläche des Blockmodells:

1. Bodenfläche $= b\,[l-(L-l)] + 2\,(L-l)\,\frac{b}{2}$

2. Seitenflächen $= 2\,T\,[l-(L-l)] + 4\,T\sqrt{\frac{b^2}{4} + (L-l)^2}$

also gesammte Reibungsoberfläche des Blockmodells.

$$O = \text{Bodenfläche} + \text{Seitenflächen},$$

$$O = b\,[l-(L-l)] + 2\,(L-l)\,\frac{b}{2} + 2\,T\,[l-(L-l)] + 4\,T\sqrt{\frac{b^2}{4} + (L-l)^2}$$

Dann ist die Schiffsoberfläche $= C \cdot O$, wobei $C = 0{,}98 - 0{,}92$ ist.

Der Eintrittswinkel α der Blockmodells ist nach einer Tabelle zu wählen.

Kirk's Regel: Um einen Dampfer mit 10 kn Fahrt vorwärts zu bewegen, sind für je 100 Quadratfuss ($9 \cdot 29$ qm) benetzter Oberfläche $5\, J\, P\, S$ in der Maschine erforderlich; diese Einheitszahl variirt bei anderen Geschwindigkeiten mit dem Kubus der Geschwindigkeiten.

Demnach:

$$J\,P\,S = \frac{v^3}{10^3} \cdot \frac{O}{100} \cdot C = \frac{C\,O\,v^3}{100\,000}$$

Hierbei ist O in Quadratfuss und v in kn gerechnet.

Die Formel ist sehr einfach aber auch dementsprechend ungenau in den errechneten Werthen.

Afonassjew.

Siehe: Transact. Instit. of Naval Architects 1893 (Goulaieff). Bulletin de l'Association technique maritime 1897 (Weschkurtzow).

$$J P S = 1000 \left(\frac{B\,D^2}{L^2}\right)^{1/3} \left(\frac{v}{A}\right)^{10/3}$$

Hierin bedeutet:

L = Schiffslänge m,
B = Schiffsbreite m,
T = mittlerer Tiefgang m,
D = Deplacement Tonnen,
v = Geschwindigkeit in kn,
β = Völligkeitsgrad des Hauptspantes.

Die Formel gilt für maximale Geschwindigkeiten und Maschinenleistungen.

Die Arbeit, welche gebraucht wird, um einem Schiffe die maximale Geschwindigkeit v zu ertheilen ist proportional:

1. Dem Volumen $B \cdot T \cdot \beta \cdot v$, welches in der Zeiteinheit von dem unter Wasser befindlichen Theil des Hauptspantes durchfahren wird.
2. Dem Quadrate der Geschwindigkeit v, also v^2.
3. Der dritten Wurzel aus der Zahl der Umdrehungen, welche in der Zeiteinheit, ohne Berücksichtigung des Slips von einem Kreisumfang, dessen Durchmesser gleich dem mittleren Tiefgange des Schiffes T ist, gemacht werden, also:

$$\sqrt[3]{\frac{v}{\pi\,T}}$$

Auf Grund dieser Annahmen ist:

$$J P S = C^1\, B\, T\, \beta \cdot v \cdot v^2 \sqrt[3]{\frac{v}{\pi\,T}} = C\, B\, T^{2/3}\, \beta\, v^{10/3}$$

$C = \frac{C_1}{\sqrt[3]{\pi}}$ = Coefficient abhängig von Reibungs- und sonstigen Widerständen δ = Deplacementsvölligkeitsgrad, also $D = L\,B\,T\,\delta$.

Demnach:

$$D^2 = L^2\, B^2\, T^2\, \delta^2, \text{ also } B^1\, T^2 = \frac{B \cdot D^2}{L^2 \cdot \delta^2}$$

und somit

$$B\,T^{2/3} = \left(\frac{B \cdot D^2}{L^2\,\delta^2}\right)^{1/3}$$

also:

$$J\,P\,S = \frac{C \cdot \beta}{\delta^{2/3}} \left(\frac{B\,D^2}{L^2}\right)^{1/3} \cdot v^{10/3}$$

Vergleicht man zwei ähnliche Schiffe mit einander, deren Geschwindigkeiten v resp. A sind, und deren Pferdestärken $J\,P\,S$ resp. $J\,P\,S^1$ seien, während bei beiden Slip $= O$ angenommen ist, so gilt, wenn das Verhältniss linearer Abmessungen der Schiffe $= k$ ist und man für das ähnliche Schiff

$$k \cdot \left(\frac{B\,D^2}{L^2}\right)^{1/3} = 1 \text{ setzt,}$$

so ist:

$$J\,P\,S^1 = \frac{C \cdot \beta \cdot k}{\delta^{2/3}} \left(\frac{B\,D^2}{L^2}\right)^{1/3} \cdot A^{10/3} = \frac{C \cdot \beta}{\delta^{2/3}} \cdot A^{10/3}$$

wobei angenommen ist, dass C, α, β für ähnliche Schiffe constant bleiben.

Es folgt:

$$\frac{J\,P\,S}{J\,P\,S^1} = \left(\frac{B\,D^2}{L^2}\right)^{1/3} \left(\frac{v}{A}\right)^{10/3};$$

setzt man hierin $J\,P\,S^1 = 1000$, so folgt:

$$J\,P\,S = 1000 \left(\frac{B\,D^2}{L^2}\right)^{1/3} \left(\frac{v}{A}\right)^{10/3}$$

Rechnet man mit einem Slip $= \varphi$ bei der Geschwindigkeit v so geht der letzte Ausdruck über in:

$$J\,P\,S = \frac{1000}{1-\varphi} \left(\frac{B\,D^2}{L^2}\right)^{1/3} \left(\frac{v}{A}\right)^{10/3}$$

Auf Grund von Probefahrtsresultaten ist dann anzunehmen:

1. Wenn die Aussenhaut des Schiffes gestrichen und die Schrauben polirt sind:

$$A = 29$$

unpolirt sind:

$$A = 29{,}5$$

2. Wenn die Aussenhaut des Schiffes gekupfert ist und die Schrauben polirt sind:

$$A = 30$$

unpolirt sind: $A = 30{,}5$

Schaufelräder mit beweglichen Schaufeln sind gleich polirten Schrauben
„ „ unbeweglichen „ „ „ unpolirten „
zu betrachten.

Taylor

Siehe: „Resistance and Propulsion“ Taylor und Transactions Soc. of Nav. Architects and Mar.-Engineers II. p. 104 u. 143.

$$R = f \cdot S \cdot v^{1{,}83} + \frac{12{,}5 \cdot b \cdot D \cdot v^4}{L^2}$$

Hierin bedeutet:

R = Widerstand in pounds,
D = Depl. in tons,
L = Länge in der W. L. (Fuss engl.),
S = Benetzte Oberfläche (Quadratfuss engl.),
f = Coeff. des Reibungswiderstandes nach Froude,
b = Völligkeitsgrad des Depl.

Taylor unterscheidet Reibungs- und Wellenbildungs-Widerstand. Er bestimmt den ersteren, wie Froude, veränderlich mit der 1,83 Potenz von v. Dieser Exponent, welcher unter nie in Wirklichkeit bestehenden Bedingungen ermittelt worden ist, kann das Resultat sehr ungünstig beeinflussen.

Den Ausdruck für den Wellenbildungswiderstand giebt Taylor an zu:

$$R_w = 12{,}5\, b \cdot \frac{D}{L^2} \cdot v^4$$

Aus dem hohen Exbonenten von v, mit welchem der Wellenbildungswiderstand variirt, darf man auf gute Ergebnisse der Formelanwendung für grössere Geschwindigkeiten rechnen.

De Mas.

Siehe: Recherches expérimentales sur le materiel de la batellerie 1891—1897.

Die Versuche mit grossen Schleppkähnen wurden derart angestellt, dass die Kähne sowohl in freiem Wasser (Seine) wie in begrenztem Wasser, in Kanälen mit jedesmal annähernd constanten Geschwindigkeiten geschleppt wurden. Ein an Bord eingeschaltetes Dynamometer registrirte automatisch die jeweiligen Widerstände. Die Versuche erstreckten sich auf Feststellung des Einflusses der Form, der Länge, des Tiefganges etc. der Kähne auf den Widerstand.

De Mas vergleicht die erhaltenen Resultate mit den Ergebnissen folgender beiden Formeln:

$$R = (a + b\,t)\,v^{2,25} \qquad (1)$$

und

$$R = k\,l\,t\,v^{m} + k'\,(l + 2t)\,v^{n} \qquad (2)$$

In Formel (1) bedeuten a und b Constanten, welche für jeden Schleppkahntyp charakteristisch sind und stark untereinander variiren. Ferner bedeutet:

t = Tiefgang in m.
v = Geschwindigkeit in m/sec.

In Formel (2) bedeutet:

l = mittlere Breite auf dem Hauptspant in m.
t = Tiefgang in m.
k und k' sind Constanten abhängig vom Schiffstyp und mit demselben stark variirend.

$$\left.\begin{array}{l} m = 2 \\ n = 2{,}5 \end{array}\right\} \text{Exponenten von } v.$$

Die vielen, stark variirenden Coefficienten in beiden Formeln geben zu Bedenken Anlass, wenn man den Versuch machen wollte, sie zur Bestimmung des Widerstandes anderer Fahrzeuge in andern Wasserverhältnissen ohne Weiteres zu benutzen.

Haack.

Siehe: Schiffswiderstand und Schiffsbetrieb 1900.

Aus Versuchen auf dem Dortmund-Ems-Kanal mit Schleppern und Schleppkähnen verschiedener Form hat Haack verschiedene

Formeln für den Schiffswiderstand auf Kanälen abgeleitet und dabei besonders auf den Einfluss der Wasserniveausenkung an den Schiffsseiten bei der Fahrt Rücksicht genommen. Die Versuche, welche auf Staatskosten ausgeführt wurden, sind dadurch wesentlich hinsichtlich ihres Werthes gestiegen, dass in ergiebigstem Maase automatische Registrirapparate und die Photographie benutzt wurde.

Haack stellt folgende drei Gleichungen für den Schiffswiderstand auf:

1. $W = \zeta \gamma (Q - \Delta Q - q) L \frac{v}{G}$,
2. $W = \zeta \cdot \gamma (\Delta Q + q) L$,
3. $W = \zeta \cdot \gamma \frac{v}{v + G} \cdot Q \cdot L$.

Hierin bedeutet:

W = Widerstand in Tonnen,
Q = Kanalquerschnitt in qm,
ΔQ = Querschnitt der Einsenkung in qm,
D = Deplacement des Schiffes in cbm,
L = Schiffslänge in der W. L. in m,
G = Schiffsgeschwindigkeit in m/sec.,
v = mittlere negative Geschwindigkeit der Wassermasse, welche an den Seiten des Schiffes innerhalb seiner Länge nach hinten zu fortbewegt werden muss, damit es die Geschwindigkeit G annehmen kann, in m/sec.,
$q = \frac{D}{L}$ = mittlerer Schiffsquerschnitt in qm,
γ = specifisches Gewicht des Wassers,
ζ = Coefficient, aus den Versuchen hergeleitet; er ist abhängig vom Widerstand W, von γ, von G, von v, von der Einsenkung ΔQ, vom Deplacement D von der Summe $(v + G)$, ausserdem aber noch von der Lage des Deplacementsschwerpunktes unter der Wasserlinie.

Die Werthe von ζ werden mittelst Tabellen und Curven bestimmt.

In der Hauptsache soll der Widerstand abhängig sein von der Summe der Einsenkung $\Delta Q \cdot L$ und dem Deplacement $q \cdot L$, die Einsenkung ihrerseits dagegen von der Reibung des Wassers am Schiff, am Kanalbett und in sich.

Französische und englische Formel.

Französische Formel:

$$JPS = \frac{v^3 \varnothing}{m^3}.$$

Hierin bedeutet:

v = Geschwindigkeit in kn.
$\varnothing$ = Hauptspantarreal in qm,
m = Coefficient.

Die Ableitung dieser Formel ist folgende:
Es sei:

F = indicirte Pferdekraft der Maschine,
$\eta \cdot F$ = Nutzleistung der Maschine,

dann ist:

$\eta \cdot F = k \varnothing v^3$ (vergl. Navier, Poncelet).

Es sei ferner:

u = Nutzeffect der Maschine,
u_1 = Nutzeffect des Propellers,
v_m = Geschwindigkeit in m/sec. $= v_{kn} \cdot 0{,}5144$,
1 $JPS = 75$ sec. mkg.

Dann ist:

$$75 \cdot u \cdot u_1 F = k \varnothing v_m^3$$

und also:

$$v_{kn} = \frac{\sqrt[3]{\frac{75 \cdot u \cdot u_1}{k}}}{0{,}5144} \sqrt[3]{\frac{F}{\varnothing}} = m \sqrt[3]{\frac{F}{\varnothing}}$$

Also:

$$F = JPS = \frac{v^3 \varnothing}{m^3}.$$

m schwankt zwischen 3,0 und 4,5.

Englische Formel:

$$JPS = \frac{v^3 D^{2/3}}{C_1}.$$

Hierin bedeutet:

v = Geschwindigkeit in kn.
D = Deplacement in Tonnen,
C_1 = Coefficient.

Ableitung:

Bei jedem Schiffe ist der Ausdruck $\frac{\varnothing}{D^{2/3}}$ eine constante Zahl, sie heisse a, dann ist also $a \cdot D^{2/3} = \varnothing$.

Bezeichnet man:

$$\frac{v^3 \varnothing}{JPS} = C, \text{ und } \eta \cdot JPS = k \varnothing \cdot v^3$$

so folgt:

$$\frac{\eta}{k} = \frac{v^3 \varnothing}{JPS} = C$$

Demnach:

$$C = \frac{\eta}{k} = \frac{v^3 \varnothing}{JPS} = \frac{v^3 \cdot a \cdot D^{2/3}}{JPS},$$

also

$$C_1 = \frac{\eta}{k \cdot a} = \frac{v^3 \cdot D^{2/3}}{JPS}, \text{ und}$$

daraus:

$$JPS = \frac{v^3 \cdot D^{2/3}}{C_1}.$$

C_1 schwankt von 400—140.

In den Coefficienten m der französischen Formel u. C_1 der englischen Formel sind also die Wirkungsgrade von Maschine und Propeller und der Widerstandscoefficient des Schiffes enthalten; m u. C_1 geben über jeden einzelnen keinen Aufschluss, sondern nur über alle zusammen und darin liegt der Mangel der Formeln.