

*Leopold*

Verwendung des Heissdampfes  
in für Sattdampf gebauten Schiffsmaschinenanlagen

---

DISSERTATION  
ZUR  
ERLANGUNG DER WÜRDE EINES DOKTOR-INGENIEURS

---

DER KÖNIGLICHEN TECHNISCHEN HOCHSCHULE ZU BERLIN VORGELEGT AM 12. JULI 1909

VON

Dipl.-Ing. RUDOLF SCHMIDT AUS OBERWALTERSDORF b. WIEN



GENEHMIGT AM 8. FEBRUAR 1910

*62*  
*68*

975

Biblioteka Politechniki Krakowskiej



100000303935

Verwendung des Heisedampfes  
in für Salzdampf gebauten Schiffsantriebsanlagen

DSSERTATION

ERLANGUNG DER WÜRDE EINES DOKTOR INGENIEURS



xxx  
987



III W. N. 331 A

# Verwendung des Heissdampfes in für Satttdampf gebauten Schiffsmaschinenanlagen

---

DISSERTATION

ZUR

ERLANGUNG DER WÜRDE EINES DOKTOR-INGENIEURS

---

DER KÖNIGLICHEN TECHNISCHEN HOCHSCHULE ZU BERLIN VORGELEGT AM 12. JULI 1909

VON

Dipl.-Ing. RUDOLF SCHMIDT AUS OBERWALTERSDORF b. WIEN

*G. N. 28776*



GENEHMIGT AM 8. FEBRUAR 1910

*9.54*  
*126* — *62.68*

xxx  
987

Referent: Professor KRAINER.

Korreferent: Professor ROMBERG.

III 33707



Alc. Nr.

5067/50

# Verwendung des Heissdampfes in für Sattdampf gebauten Schiffsmaschinenanlagen.

## Einleitung.

Fast ein Jahrhundert lang hatte die Kolben-  
dampfmaschine — allerdings in immer vollkom-  
menerer Ausbildung — in ihrer Eigenschaft als  
Motor die Entwicklung des Verkehrswesens und  
der industriellen Betriebe beherrscht, bis ihr vor  
wenigen Dezennien zwei mächtige Konkurrenten  
erwachsen, die Gasmaschine und die Dampfturbine.  
Da zum Betriebe der ersteren an flüssigem Brenn-  
stoff im Mittel nur etwa  $\frac{1}{5}$  bis  $\frac{1}{6}$  derjenigen  
Gewichtsmenge erforderlich ist, welche bei Dampf-  
betrieb an Kohle benötigt wird, um die gleichen  
W. E. zu entwickeln, ferner die im flüssigen Brenn-  
stoff aufgespeicherte chemische Energie unmittelbar  
in der Gasmaschine selbst in Bewegungsenergie  
umgesetzt wird, Kesselanlagen sich also ganz er-  
übrigen, und auch der Preis der Oele für Gas-  
maschinenzwecke speziell in den selbstproduzierenden  
Ländern ein zur Kohle verhältnismässig geringer  
ist, schien die Annahme begründet, dass gerade  
die Gasmaschine sich als Schiffsmotor eignen müsse.  
Diese in die Gasmaschine gesetzten Hoffnungen  
haben sich jedoch nur zum Teil erfüllt, da es  
bisher weder möglich ist die Gasmaschine aus  
eigener Kraft anzulassen, noch aus eigener Kraft  
umzusteuern, und es liegt in der Eigenart ihres  
Arbeitsvorganges begründet, dass eine vollkommene  
der Kolbenmaschine entsprechende Manövrier-  
fähigkeit kaum jemals erreicht werden wird, so-  
dass der wichtigste Faktor der Betriebssicherheit  
einer Schiffsantriebsmaschine, völlige Manövrier-  
fähigkeit, nicht vorhanden ist.

Einen bedeutend erfolgreicherer Kampf führt  
die Dampfturbine gegen die Schiffskolbenmaschine,  
und nach dem heutigen Stand der Technik scheint  
im Kriegsschiffbau die Kolbenmaschine der Turbine  
völlig das Feld zu räumen, trotzdem der Nutzeffekt  
des von Turbinen angetriebenen Propellers auch  
bei den neuesten Ausführungen noch um rund  
10 % hinter dem der Kolbenmaschine zurücksteht,  
und auch die Schiffsturbine auf die Erreichung  
der höchst möglichen Oekonomie infolge der räum-  
lichen Verhältnisse und des zur Verfügung stehenden  
Gewichtes verzichten muss. Aus oben erwähnten  
Gründen wird auch im Handelsschiffbau, wo Wirt-  
schaftlichkeit des Betriebes der ausschlaggebende

Faktor ist, vorläufig die Kolbenmaschine noch  
vorherrschend bleiben, denn bei der endgültigen  
Beurteilung der Wirtschaftlichkeit einer Schiff-  
maschinenanlage muss auch der Umstand Berück-  
sichtigung finden, dass bei jedem Wind und Wetter  
die vorgeschriebenen Fahrzeiten eingehalten werden.  
In dieser Beziehung ist die Kolbenmaschine aber  
bedeutend überlegen.

## Vergleich der Einführung des Heiss- dampfes in die Lokomotive und die Schiffsmaschine.

Auch die Kolbenmaschine ist in ihrer Ent-  
wicklung in den letzten Jahrzehnten nicht stehen  
geblieben. Sie hatte speziell im Schiffsmaschinen-  
bau als Nassdampfmaschine einen sehr hohen Grad  
der Vervollkommnung erreicht. Doch während  
man die Oekonomie der Schiffskolbenmaschine  
durch Erhöhung des Dampfdruckes, Unterteilung  
der Cylinder in mehrere Expansionsstufen und  
durch die Anordnung des Dampfmantels ver-  
besserte, wendete man sich im Landmaschinenbau  
mit aller Energie schon der Verwendung des  
Heissdampfes in der Kolbenmaschine zu. Die ersten  
diesbezüglichen Versuche liessen zwar nur sehr  
wenig Aussicht auf einen bedeutenden Erfolg er-  
kennen, was wohl hauptsächlich darin begründet  
ist, dass man bedauerlicherweise zu diesen Ver-  
suchen ältere stationäre Maschinen verwendete,  
welche in ihren Wandungen ganz unglaubliche  
Materialanhäufungen aufwiesen, so dass schon bei  
mässigen Ueberhitzungen und geringen Dampf-  
drücken sehr starke Materialverzerrungen auftraten.  
Neben diesen ungünstigen Resultaten im stationären  
Maschinenbau und dem Mangel an geeigneten  
Schmiermitteln und Stopfbuchspackungen sprachen  
bei der Schiffsmaschine gegen die Einführung des  
Heissdampfes noch gewisse Besorgnisse hinsichtlich  
der betriebstechnischen Schwierigkeiten, die in der  
Tat bis heute noch nicht völlig überwunden sind,  
sodass man zunächst seine ganze Aufmerksamkeit  
wieder der Sattdampfmaschine zuwandte.

Erst die überraschend günstigen Resultate  
mit Heissdampf in den langsam laufenden Rad-  
dampfermaschinen der Binnenschifffahrt, besonders  
aber die im Lokomotivbau wiesen klar darauf hin,

dass auch die Schiffskolbenmaschine durch die Verwendung des hochüberhitzten Dampfes einer noch grösseren Vervollkommnung fähig sein müsse.

Leider ist aber das Vorgehen der Reedereien auf diesem neuen Gebiet sehr zaghaft und erst in der allerjüngsten Zeit haben einzelne überseeische Reedereien Versuche mit Heissdampf gemacht, während unsere beiden grössten Reedereien, der Norddeutsche Lloyd und die Hamburg-Amerika-Linie bisher von solchen Versuchen noch Abstand genommen haben.

Wie bereits angedeutet, gestaltete sich die Einführung des Heissdampfes im Lokomotivbau wesentlich schneller und durchgreifender. Es ist dies hauptsächlich dem Vorgehen des Ingenieurs Wilhelm Schmidt Cassel-Wilhelmshöhe zu verdanken, der, gestützt auf seine Erfahrungen und Erfolge bei ortsfesten Anlagen sowohl den Kessel als auch die Lokomotivmaschine so ausgestaltete, dass bei möglichst geringen baulichen Veränderungen der vorhandenen Anlage sich eine überraschende Mehrleistung und Wirtschaftlichkeit bei grösster Einfachheit und vollkommener Betriebssicherheit herausstellte. Einen weiteren sehr wichtigen Umstand für die schnelle Einführung des Heissdampfes im Lokomotivbau bedeutet das grosse Entgegenkommen der preussischen Staatseisenbahnverwaltung, die eine Reihe kostspieliger Versuche zulies.

Ganz anders — bedeutend ungünstiger — lagen hingegen die Verhältnisse im Schiffsmaschinenbau. Zwar konstruierte Wilhelm Schmidt ungefähr gleichzeitig mit den Lokomotivkessel-Ueberhitzern im Jahre 1898 seine ersten Schiffskessel-Ueberhitzer, welche für eine Schiffskesselanlage sehr wohl geeignet waren. Es fehlten zu diesen Kesseln jedoch einerseits die geeigneten Maschinen, welche die Vorteile des Heissdampfes vollständig ausnützten, andererseits war es nicht möglich, diese Ueberhitzer an schon vorhandenen Kesseln nachträglich einzubauen, um auf diese Weise ohne allzu hohen Kostenaufwand Versuche mit dem Heissdampf machen zu können. Während im Lokomotivbau die Regierung den Privatgesellschaften die ersten kostspieligen Versuche abnahm, sah sich die Kaiserliche Marine genötigt, sich die von Privatfirmen errungenen Verbesserungen erst nachträglich zu Nutze zu machen.

Wenn daher die erste Lokomotive mit Schmidt'schen Ueberhitzern auch erst im Jahre 1898 gebaut wurde, waren im Oktober 1906 doch bereits 1646 Heissdampflokomotiven nach System Schmidt im Betrieb, im Bau oder in Bestellung, während sich zu dieser Zeit die Zahl der im Betriebe und Bau befindlichen Schiffskessel-Ueberhitzer auf nur 73 belief, von denen jedoch noch keine Ueberhitzeranlage für den überseeischen Verkehr bestimmt war. Es kann jedoch mit Genugtuung konstatiert werden, dass sich die Zahl der Ueberhitzer für Schiffskessel bis Anfang März 1909 auf 166 vermehrt hat, worunter 12 Anlagen von über 1000 P.S.i. vorhanden sind.

## Ausgeführte Anlagen

Durch die im Mai 1905 bekannt gewordenen Rauchröhren-Ueberhitzer für Lokomotivkessel (Patent Wilhelm Schmidt) wurde in die Industrie eine Ueberhitzerkonstruktion eingeführt, welches sich nach einigen baulichen Abänderungen sehr wohl für die im Handelsschiffbau fast allgemein eingeführten Cylinderkessel mit rückkehrender Flamme (sowohl für neue Kessel als auch für den Einbau in schon vorhandene Kessel) eignet, zumal dieselbe eine Aenderung am Kessel, Rauchfang und Schornstein nicht bedingt.

Hierdurch war den Reedereien die Möglichkeit gegeben, ohne erheblichen Kostenaufwand oder grosses Risiko einerseits auf eigenen Schiffen die Wirkungsweise des Heissdampfes auf die Kessel- und Maschinenanlage zu erproben, andererseits die Vorteile des Betriebes mit Heissdampf bei schon vorhandenen Schiffen zur Ausnützung zu bringen.

Im November 1907 baute die Oldenburg-Portugiesische Dampfschiffahrtsreederei A. G. Oldenburg in ihren seit Juni 1904 im Betrieb befindlichen Dampfer „Mazagan“ und die Dampfschiffahrtsgesellschaft Argo Bremen im Mai 1908 in den seit Juni 1906 im Betrieb befindlichen Dampfer „Bussard“ die ersten Ueberhitzer nach dem oben-erwähnten Patent Wilh. Schmidt ein.

Dieser Rauchröhrenüberhitzer ist dem unter noch schwierigeren und ungünstigeren Verhältnissen arbeitenden Rauchröhrenüberhitzer des Lokomotivkessels nachgebildet.

Die Eigenschaften des Heissdampfes und dessen theoretische Vorteile sind schon mehrfach in ausführlicher Weise erörtert worden, und soll deshalb im Folgenden nicht näher darauf eingegangen, sondern nur untersucht werden, ob und in welchem Umfange sich die Einführung des Heissdampfes in für Sattdampf gebauten Schiffsmaschinenanlagen bewährt.

Hierbei sollen die Versuchsergebnisse der beiden schon oben angeführten Dampfer zu Grunde gelegt werden.

Die hierzu erforderlichen Daten des vom Bremer Vulkan im Jahre 1904 erbauten Einschraubendampfers „Mazagan“ sind folgende:

Die Kesselanlage besteht aus zwei gleichen Cylinderkesseln mit je zwei Flammrohren und natürlichem Zug.

Durchmesser der Kessel . . .	3800 mm
Länge der Kessel . . . . .	3362 mm
Durchmesser der Flammrohre 1100/1165 mm	
Länge der Heizrohre . . . . .	2135 mm
Durchmesser der Heizrohre . . . . .	83/76 mm u. 83/69 mm
Anzahl der Heizrohre . . . . .	206,
davon 144 Siederohre und 62 Ankerrohre,	
Durchmesser der Ueberhitzerrohre . . . . .	22/16 mm
Kesseldruck . . . . .	14 Atm. abs.
Länge des Rostes . . . . .	1800 mm
Heizfläche . . . . .	136 m <sup>2</sup>
Rostfläche . . . . .	4 m <sup>2</sup>

Die Kessel werden mit destilliertem Wasser gespeist und nachgespeist, welches sowohl vor wie nach dem Einbau des Ueberhitzers entspre-



chend den Längen der Reisen 5—8 Monate im Kessel bleibt. Eine Wasserprobe im November 1908 ergab, nachdem der Kessel 7 Monate lang mit demselben Wasser gefahren war, ölfreies Wasser, und auch die Kesselwand zeigte in Höhe des Wasserspiegels nur geringe Spuren von Oelansatz.

Die Maschinenanlage besteht aus einer dreifach Expansionsmaschine mit einem Hochdruckkolbenschieber und je einem Mittel- und Niederdruck-Trickflachschieber. Die Cylinderabmessungen

betragen:  $\frac{465 \cdot 760 \cdot 1250}{850}$ , die Durchmesser der

einseitigen Kolbenstangen 110 mm. Die Schieber werden durch die Stephenson'sche Coulissensteuerung betätigt.

Im November 1907 wurden die Kessel mit Schmidt'schen Rauchröhren-Ueberhitzern von je 32 Elementen ausgerüstet, so dass von jedem Kessel 14 Siede- und Ankerrohre nicht von Ueberhitzer-schlangen belegt waren. Letztere reichen bis 300 mm vor die vordere Feuerbuchswand in die Heizrohre hinein. Die aus Kupferrohren hestehende Haupt-Zudampfrohrleitung sowie Hilfszudampfrohrleitung (nach den mit Heissdampf zu speisenden Hilfsmaschinen) wurden durch eine flusseiserne Rohrleitung mit demselben lichten Rohrdurchmesser und Stahlgussventile ersetzt. Während bei der Nassdampfanlage (Anlage 1) der in den beiden Kesseln erzeugte Dampf gemeinsam zum Hauptabsperrentil geführt wurde, wird bei der Heissdampfanlage (Anlage 2) der Dampf von jedem Kessel durch das Kesselabsperrentil, Ueberhitzeranlage und ein zweites Absperrventil getrennt nach einem vor dem Hauptabsperrentil der Maschine liegenden Ochsenkopf (Figur 1) geführt. Ein Hilfs-

von Abstand genommen werden, die im Maschinenraum befindlichen Hilfsmaschinen, wie Lichtmaschinen und Pumpen, mit Heissdampf zu speisen. Im Gegensatz hierzu vergrösserte sich die Leistungsfähigkeit der an Deck aufgestellten Hilfsmaschinen, wie Lade- und Ankerwinden, infolge der Verwendung des Heissdampfes um mehr als das doppelte. Durch die verhältnismässig lange Rohrleitung zu diesen Maschinen ging bei Anlage 1 der grösste Teil der Spannung durch Wandungsverluste verloren, während bei Verwendung von Heissdampf die Leitungsverluste auf Kosten der Ueberhitzer-temperatur stattfanden, so dass in die Hilfsmaschine der erforderliche Betriebsdruck gelangte. Hierbei ist zu berücksichtigen, dass der Heissdampf — ein schlechterer Wärmeleiter als Sattedampf — geringere Leitungsverluste verursacht. Als einzige Aenderung an der Hauptmaschine wurde die Kolbenstangenstopfbuchspackung des Hochdruckcylinders durch eine Metallpackung ersetzt.

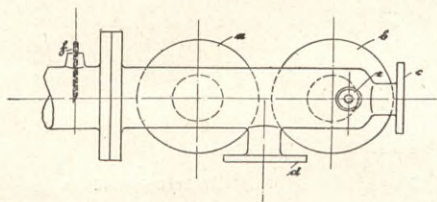
Um eine möglichst günstige Cylinderschmierung zu erhalten, suchte man das Cylinderöl mit dem Heissdampf zu mischen, indem man das Oel in den Ochsenkopf einpresste. Hierzu wurde anfangs der Putzen (e) Figur 1 benutzt, welcher an einer von der Strömungsenergie des Dampfes fast unbeeinflussten Stelle angeordnet war, sodass das Oel anstatt in die Maschine zu gelangen nach dem unten anschliessenden Stutzen (d) der Hilfsdampfrohrleitung abfloss. Infolgedessen wurden während der ersten Reise die Kolbenringe des Hochdruckcylinders und Hochdruckschiebers und nach diesen der Mitteldruckflachschieber soweit abgeschliffen, dass sie durch neue ersetzt werden mussten. Nachdem hierauf die Oelzuführung durch den Putzen (f) Figur 1 so angeordnet wurde, dass der an der Verlängerung des Zuleitungsrohres hängende Tropfen von dem vorbeiströmenden Dampf — in seine kleinsten Teile zerlegt — mitgerissen wurde, arbeiteten Kolbenringe und Schieber anstandslos, und wurde das Aussehen der Cylinderwandungen besser als bei Nassdampfbetrieb. Hieraus geht hervor, dass eine richtige Oelzuführung eine der wichtigsten Forderungen bei Anwendung des Heissdampfes bildet. Der Verbrauch an Cylinderöl stellte sich für die Hauptmaschine pro 24 Stunden auf 0,75 kg.

Während der ersten Reise mit eingebauten Ueberhitzern war an der Kesselanlage nichts geändert worden; der Kohlenverbrauch war bedeutend geringer geworden, und um die Zuführung eines allzugrossen Luftüberschusses zu vermeiden, wurde vor der zweiten Reise die Rostfläche um rund 14 % verringert, indem die letzten 25 cm des Rostes abgemauert wurden. Ausserdem wurden die 14 nicht mit Ueberhitzerrohren belegten Siede- und Ankerrohre abgedeckt. Die durch diese Heizrohre abziehenden Heizgase hatten während der ersten Reise zeitweise eine Temperatur über 500° C angenommen und waren mit sehr hoher Geschwindigkeit durch die Heizrohre geströmt.

Die Querschnittsverhältnisse gestalteten sich für einen Kessel wie folgt:

Fig. 1.

Frischdampf-Sammelkasten (Ochsenkopf) des Dampfers „Mazagan“.



- a = Dampfeintritt vom Kessel 1.
- b = " " " " 2.
- c = Hilfsdampf vom "Ochsenkopf".
- d = Anschluss des Reserverohres von beiden Kesseln kommend.
- e u. f = Putzen für Cylinderschmierung.

dampfrohr geht vom Kessel direkt nach dem Ochsenkopf, so dass einerseits die Maschine mit Nassdampf gespeist, andererseits die Ueberhitzeranlage jedes Kessels ausgeschaltet und ausser Druck gesetzt werden kann, ohne den Kesseldruck zu beeinflussen. Um ein Auswechseln der Rotgussteile zu vermeiden, musste bei dieser Maschinenanlage da-

Zahlentafel No. 1

Ergebnisse der Fahrten des Dampfers „Mazagan“ der Oldenburg-Portugiesischen Dampf-Schiffahrtsreederei A.-G.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Nummer	Datum	Umdrehungszahl der Maschine	Mittlere Kolbengeschwindigkeit	Kesseldruck	Luftleere	Dampfdruck vor der Maschine	Sättigungstemperatur	Dampf Temperatur	Gesamtwärme von 1 kg Dampf	Ueberhitzungswärme von 1 kg Dampf	Indicierte Leistung	Kohlenverbrauch mit Hilfsmasch. pro P. S. i. u. Std.	Kohlensorte	Ascherückstände der Kohle	Bemerkung
			m/Sec.	Atm. abs.	v. H.	Atm. abs.	C°	C°	W. E.	W. E.	P. S. i.	kg		v. H.	
1	19. 8. 04	83	2,35	14	90	13,8	196,24		665,47		741,6	0,842	Deutsche Gasflammkohle		
2	19. 8. 04	80	2,264	14	90	13,8	196,24		665,47		665,2	0,877	"		
3	20. 8. 04	84	2,38	14	90	13,8	196,24		665,47		797,6	0,788	"		
4	20. 8. 04	82	2,323	14	90	13,8	196,24		665,47		746,0	0,783	"		
5	5. 7. 05	80	2,264	14	90	13,8	196,24		665,47		715,7	0,816	Schottische Kohle		
6	25. 1. 06	83	2,35	14	90	13,8	196,24		665,47		705,1	0,830	Deutsche Gasflammkohle		
7	4. 4. 06	80	2,264	14	90	13,8	196,24		665,47		727,7	0,860	"		
8	16. 6. 06	82	2,323	14	90	13,8	196,24		665,47		748,5	0,838	"		
9	12. 11. 06	82	2,323	14	90	13,8	196,24		665,47		759,7	0,824	Englische Kohle		
10	11. 5. 07	81	2,295	14	90	13,8	196,24		665,47		721,3	0,864	"		
11	29. 9. 07	81	2,295	14	90	13,8	196,24		665,47		711,1	0,849	Schottische Kohle		
		81,64	2,312	14	90	13,8	196,24		665,47		730,9	0,834			Mittelwerte der Reisen 1-11

b. Heissdampf

1	23. 11. 07	77	2,190	14	90	13,5	195,18	310	728,31	63,15	662,0	0,779	Englische Kohle	11,1	
2	10. 1. 08	82	2,323	14	90	13,5	195,18	310	728,31	63,15	748,0	0,702	"	10,9	
3	2. 9. 08	80	2,264	14	90	13,1	193,74	310	728,68	63,94	693,9	0,751	Westfälische Kohle	22,2	
4	24. 10. 08	80	2,264	14	90	13,0	193,38	310	728,77	64,14	766,3	0,693	"	18,35	
5	8. 1. 09	80	2,264	14	90	13,5	195,18	310	728,31	63,15	746,4	0,699	Englische Kohle	9,0	
6	27. 3. 09	80	2,264	14	90	13,2	194,01	295	720,40	55,54	719,8	0,739	Sunderland-Kohle	10,97	
		80	2,262	14	90	13,3	194,45	307,5	727,13	62,18	722,7	0,727		13,75	Mittelwerte der Reisen 1-6
		80,5	2,279	14	90	13,3	194,44	306,25	726,45	61,49	728,0	0,708		12,305	Mittelwerte der Reisen 2, 4, 5, 6

	Anlage 1 Nassdampf	Anlage 2 Heissdampf
Rostfläche . . . . . m <sup>2</sup> . . . . .	4	3,5 (4)
Wasserberührte Heizfläche . . . . . m <sup>2</sup> . . . . .	136	128,2 (136)
Feuerberührte Heizfläche in den Heizrohren . . . . . m <sup>2</sup> . . . . .	102	95,3 (102)
Heizfläche des Ueberhitzers . . . . . m <sup>2</sup> . . . . .	—	49 (49)
Gesamte Heizfläche m <sup>2</sup> . . . . .	136	177,5 (185)
H . . . . .	34	50,6 (52,8)
R . . . . .		
Zugquerschnitt in den Heizrohren . . . . . cm <sup>2</sup> . . . . .	8851	7081 (7392)
Zugquerschnitt i. d. Heizröhren Rostfläche . . . . .	0,221	0,202 (0,185)

Die eingeklammerten Werte entsprechen den Verhältnissen während der ersten Reise mit eingebautem Ueberhitzer.

Die Werte der auf den Probefahrten und einzelnen Reisen des Dampfers vorgenommenen Messungen ergeben sich aus Zahlentafel 1. Die P. S. i. wurden aus den zugehörigen Diagrammen errechnet. Die Zahlen unter Spalte 13 und 15 sind die aus 24 Stunden sich ergebenden Mittelwerte. Die in Spalte 10 zusammengestellte Wärmemenge für 1 kg Dampf wurde mittels der von Knoblauch und Jakob (München) ermittelten Werte für  $c_p =$  der spec. Wärme ermittelt. Es hatte sich gezeigt, dass der Wert  $c_p$  bei gleichem Druck und zunehmender Temperatur zunächst vom Sättigungspunkt aus abnimmt, um dann beispielsweise bei einem konstanten Druck von 14 Atm. abs. bei 300° C wieder zu steigen. Der hier zu Grunde gelegte Wert beträgt  $c_p = 0,55$ . Aus einem Vergleich der sich ergebenden Mittelwerte (siehe Zahlentafel 1) ergibt sich eine Kohlenersparnis pro P. S. i. von 12,75 % zu Gunsten der Heissdampfanlage; denn der mittlere Kohlenverbrauch pro P. S. i. und Std. ist bei den 11 mit Sattdampf ausgeführten Reisen 0,834 kg, bei den 6 mit Heissdampf ausgeführten Reisen dagegen nur 0,727 kg. Dabei muss jedoch berück-

sichtigt werden, dass die Werte der ersten Reise mit Heissdampf vom 23. November 1907 durch die schon oben erwähnte schlecht arbeitende Maschinenanlage sowie durch die wenig gute Ausnützung der Heizgase beeinflusst wurden, dass ferner auf der Reise vom 2. September 1908 eine verhältnismässig sehr schlechte Braunkohle mit einem Ascherückstand von über 22 % zur Verbrennung gelangte. Lässt man die Werte dieser beiden Reisen bei der Ermittlung der Mittelwerte ausser Acht, so ergibt sich eine Kohlenersparnis pro P. S. i. der Anlage 2 von 15,1 %. (Siehe Zahlentafel 2).

Wie aus Zahlentafel 2 zu entnehmen ist, entspricht bei dieser Anlage einer Ueberhitzung um 7,4° eine Kohlenersparnis von 1 %.

Noch bedeutend günstiger gestaltete sich die Kohlenersparnis nach dem Einbau des Ueberhitzers bei dem Dampfer „Bussard“ der Argo-Linie, Bremen, dessen wichtigste Abmessungen folgende sind:

Die Kesselanlage besteht aus zwei gleichen Cylinderkesseln mit je zwei Flammrohren; die Maschinenanlage aus einer Maschine:

$$\frac{500 \cdot 815 \cdot 1300}{850}$$

Kolbenstangendurchmesser	132 mm
Durchmesser jedes Kessels	3960 mm
Länge des Kessels	3525 mm
Durchmesser der Flammrohre	1100/1200 mm
Länge der Heizrohre	2250 mm
Durchmesser der Heizrohre	89/82 mm u. 89/73 mm
Anzahl der Heizrohre	200
davon 76 Ankerrohre	
Durchmesser der Ueberhitzerrohre	24/18 mm
Kesseldruck	14 Atm. abs.
Rostfläche	4,2 m <sup>2</sup> vor 3,75 m <sup>2</sup> nach Umbau
Heizfläche	145 m <sup>2</sup>
Ueberhitzerfläche	54,5 m <sup>2</sup>
Totale Heizfläche	201,5 m <sup>2</sup>

Nach dem Einbau der Ueberhitzerrohre (Mai 1908) waren zunächst 16 % der Rauchröhren nicht mit Ueberhitzerrohren versehen, welche nach der

Zahlentafel No. 2

Die sich aus den Mittelwerten der Zahlentafel 1 und 3 ergebenden Resultate.

1	2	3	D. „Mazagan“		D. „Bussard“	
			Anlage 1 Sattdampf	Anlage 2 Heissdampf	Anlage 1 Sattdampf	Anlage 2 Heissdampf
1	Anzahl der Ueberhitzungsgrade . . . . .	° C.	—	111,8	—	108,7
2	Kohlenverbrauch pro P. S. i. u. Std. . . . .	kg	0,834	0,708	0,7957	0,6528
3	Kohlenersparnis . . . . .	v. H.	—	15,1	—	18,0
4	Ueberhitzung pro 1 % Kohlenersparnis . . . . .	° C.	—	7,4	—	6,04

Es wurden die Mittelwerte der Ergebnisse der normalen Fahrten allein verwendet.

ersten Reise abgedeckt wurden. Die Fahrtergebnisse sind aus Zahlentafel 3 zu entnehmen.

Auch hierbei sind die Anzahl der P. S. i. aus den zugehörigen Diagrammen errechnet und bei der Ermittlung der Gesamtwärme der Wert  $\epsilon_p = 0,55$  zu Grunde gelegt worden.

Gemäss Zahlentafel 2 entspricht einer Ueberhitzung von  $6,04^\circ$  eine Kohlenersparnis von  $1\%$ . Die grössere Kohlenersparnis des Dampfers „Bussard“ im Vergleich zum Dampfer „Mazagan“ erklärt sich aus der Tatsache, dass auf Dampfer „Bussard“ bei Anlage 1 die Kesselanlage für die zur Verbrennung gelangte minderwertige Kohle sehr klein war. Es konnte aus diesem Grunde der Kessel- und Nassdampfdruck bei der Nassdampfanlage nur selten auf 14 Atm. abs. gehalten werden, wie aus Zahlentafel 3, Spalte 5 ersichtlich.

Diese beiden Beispiele zeigen also, dass eine Kohlenersparnis durch Verwendung des Heissdampfes auch bei schon vorhandenen, für Nassdampf gebauten Maschinen- und Kesselanlagen möglich ist. In Folgendem ist nun zu untersuchen, in welchem Masse sich ein solcher Umbau der Anlage lohnt, d. h. in welcher Zeit sich die Mehrkosten einer solchen Anlage amortisieren, inwieweit sich die Ersparnis auf die Kessel- und Maschinenanlage verteilt, und welchen Einfluss einerseits die Erzeugung des Heissdampfes, andererseits die Verwendung desselben auf die Anlage ausübt.

Die Kosten der im November 1907 auf dem Dampfer „Mazagan“ eingebauten Anlage, d. h. des Dampfüberhitzers mit Einbau und Lizenzgebühr, der flusseisernen Rohrleitung mit erforderlichen neuen Ventilen und Stutzen und der Hochdruckzylinderstopfbuchse beliefen sich nach Angaben der Oldenburg-Portugiesischen Dampfschiffahrtsreederei A. G. auf M. 9000. Die sich aus den einzelnen Reisen ergebende mittlere Kohlenersparnis beträgt  $0,126$  kg pro P.S.i./Stunde, so dass bei einer Durchschnittsleistung von 728 P.S.i. die sich pro 24 Stunden ergebende Kohlenersparnis nach Einbau des Ueberhitzers auf 2,2 t beläuft. Bei einem durchschnittlichen Betrieb von 190 Dampftagen in einem Jahre und einem Durchschnittspreis der zur Verbrennung gelangenden Kohle von M. 17 (im Jahre 1908 in Bremen), ab Kohlenentnahmeplatz ergibt sich für die Zeit von einem Jahr eine Ersparnis von:

$$2,2 \cdot 190 \cdot 17 = \text{M. } 7100,$$

so dass durch die in  $1\frac{1}{2}$  Jahren gemachte Ersparnis in Höhe von M. 10 650 die Anlage auch unter Berücksichtigung des durch den Einbau erforderlichen Zeitverlustes, des Mehrverbrauches an Cylinderöl und Soda, sowie der eventuell im Anfang entstehenden Reparaturen durch mangelhafte Bedienung der Kessel und Maschinenanlage völlig amortisiert ist.

Beide oben aufgeführte Reedereien haben deshalb bald nach diesen ersten Versuchen mit dem Einbau des Schmidt'schen Ueberhitzers in ihren übrigen Dampfern begonnen, so dass bis zum 1. April 1909 bereits elf Dampfer dieser beiden

Reedereien mit nachträglich eingebauten Ueberhitzeranlagen versehen waren.

Erzeugung des Heissdampfes im Kessel.

An Hand der Fahrtergebnisse des Dampfers „Mazagan“ soll im Folgenden untersucht werden, ob und inwieweit die Kesselanlage an einer Kohlenersparnis der gesamten Anlage teilnimmt. Allerdings war es weder möglich von einem dieser Dampfer oder von ähnlichen Schiffsmaschinenanlagen genauere Angaben über den zu diesen Untersuchungen erwünschten Dampfverbrauch zu erhalten, noch selbst entsprechende Messungen, welche Anspruch auf Richtigkeit hätten machen können, anzustellen. Es wurde deshalb versucht, auf folgendem theoretischen Wege die durch die Kesselanlage nach Einbau des Ueberhitzers allein gemachte Kohlenersparnis in einer solchen Anlage zu ermitteln. Hierbei wurde von der Voraussetzung ausgegangen, dass in der zu untersuchenden Kesselanlage bei beiden Betriebsarten zur Entwicklung derselben Menge von Wärmeeinheiten ein und dieselbe Kohlenmenge derselben Kohle erforderlich sei, d. h. dass beim Verbrauch derselben Kohlenmenge stets die Summe der vom Kessel aufgenommenen und der durch den Schornstein abziehenden Kalorienmengen gleich sein muss. Wie schon oben ausgeführt ist, wurde nach dem Umbau entsprechend dem geringeren Kohlenverbrauch die Rostfläche verkleinert, so dass ungefähr pro  $\text{m}^2$  Rostfläche dieselbe Kohlenmenge unter derselben zugeführten Luftmenge verbrannte. Es wurde der Untersuchung eine westfälische Braunkohle folgender Zusammensetzung zu Grunde gelegt.

Die Analyse der wasserfreien Kohle ergab eine Zusammensetzung von:

$62,2\%$  C +  $4,9\%$  H +  $22,8\%$  O +  $12,1\%$  Asche bei einem Wassergehalt von  $12\%$ , so dass die Zusammensetzung der wirklichen Kohle die folgende ist:  $53\%$  C +  $4,3\%$  H +  $20\%$  O +  $10,7\%$  Asche +  $12\%$  Wasser. Der Heizwert von 1 kg dieses Brennstoffes beträgt nach Angaben des Ingenieurs Taschenbuch „Hütte“:

$$h = 8100 \text{ C} + 29000 \text{ H} - \frac{29000}{8} \cdot \text{O} - 600 \text{ W.} \\ = 4293 + 1247 - 725 - 72 = 4743 \text{ W.E.}$$

Die zur Verbrennung von 1 kg Brennstoff theoretisch erforderliche Luftmenge L mit rund 21 Raum-Prozentteilen Sauerstoff ist:

$$L = \frac{\frac{8}{3} \text{ C} + 8 \text{ H} + \text{S} - \text{O}}{0,3}; \\ = 5,193 \text{ m}^3,$$

so dass bei der Annahme, dass etwa eine doppelt so grosse Luftmenge als zur Verbrennung unbedingt erforderlich ist, in den Verbrennungsraum eintritt, die zugeführte Luftmenge sich auf  $10,382 \text{ m}^3$  Luft von  $0^\circ$  bei 760 mm Q.S. beläuft. Durch die bei beiden Betriebsarten in gleichem Masse auftretenden Wärmestrahlungen im Kesselraum etc.

Zahlentafel No. 3

Ergebnisse der Fahrten des Dampfers „Bussard“ der Argolinie, Bremen.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Nummer	Datum	Umdrehungszahl der Maschine	Mittlere Kolben-geschwindigkeit	Kesseldruck	Luftleere	Dampfdruck vor der Maschine	Sättigungs-temperatur	Dampf-temperatur	Gesamtwärme von 1 kg Dampf	Überhitzungs-wärme von 1 kg Dampf	Indirekte Leistung	Kohlenverbrauch pro P. S. i. n. Std.	Kohlensorte	Ascherückstände der Kohle	Bemerkung
		m/Sec.	Atm. abs.	Atm. abs.	v. H.	Atm. abs.	C°	C°	W. E.	W. E.	P. S. i.	kg		v. H.	

a. Sattdampf

1	14. 1. 07	79	2,236	13,5	89,5	13,2	194,11	300	664,85	890	0,96	Westfälische Kohle	14,5		
2	9. 3. 07	80	2,267	13,2	89,5	13,0	193,38	305	664,63	957	0,815	Schottische Kohle und Cardiff-Kohle	12		
3	11. 5. 07	78	2,205	14,0	89,5	13,65	195,71	300	665,31	944	0,714	Westfälische Kohle; Zeche: „Minster Stein“	15		
4	7. 6. 07	77	2,181	13,2	88	13,0	193,38	304	664,63	786,1	0,85	„ und „Briketts“ gemischt“	18		
5	8. 7. 07	79	2,236	13,5	89,5	13,2	194,11	310	664,85	907,2	0,822	Westfälische Kohle; Zeche: „Schlägel-Eisen“	18,8		
6	2. 8. 07	79	2,236	13,8	85,5	13,5	195,18	300	665,16	916,3	0,782	„ „ „	18,8		
7	1. 9. 07	79	2,236	13,5	85,5	13,2	194,11	303	665,85	893,7	0,791	Cardiff-Kohle	11	Es wurde forciert gefahren	
8	15. 3. 08	79	2,236	13,8	85,5	13,6	195,53	303	665,26	905	0,898		15,88	Mittelwerte der Reisen 1-8	
		78,75	2,229	13,56	87,8	13,294	194,44	303	664,94	900	0,829		16,18	Mittelwerte der Reisen 2-7	
		78,67	2,227	13,53	87,9	13,26	194,31	304	664,91	900,7	0,7957				

b. Heissdampf.

1	19. 6. 08	77,8	2,205	14,0	89,5	13,5	195,18	300	722,81	57,65	836,7	0,695	Westfälische Kohle; Zechen: Westhausen, Hansa, Harpener	15,5	
2	28. 7. 08	77,5	2,190	13,9	89,5	13,5	195,18	305	725,56	60,40	870,7	0,665	„ „ „	18,0	
3	20. 8. 08	78,8	2,233	14,0	89,5	13,6	195,53	300	722,72	57,46	859,5	0,659	Westfälische Kohle; Zeche: Harpener	20,7	
4	13. 9. 08	78,8	2,233	13,9	89,5	13,5	195,18	304	725,01	59,85	882,5	0,649	„ „ „	18,8	
5	14. 9. 08	78,8	2,233	14,0	89,5	13,6	195,53	310	728,22	62,96	892,8	0,642	„ „ „	18,1	
6	2. 1. 09	78,5	2,224	14,0	89,5	13,5	195,18	300	722,81	57,65	845,5	0,649	Westfälische Kohle; Zeche: Alma	18,26	Mittelwerte der Reisen 1-6
		78,37	2,220	13,97	89,5	13,53	195,30	303	724,52	59,33	864,6	0,6598		18,9	Mittelwerte der Reisen 2-6
		78,48	2,223	13,96	89,5	13,54	195,32	304	724,86	59,66	870,02	0,6528			

wird die in den Verbrennungsraum eintretende Luft im Durchschnitt auf 35° C vorgewärmt, so dass bei dieser Temperatur das für 1 kg Brennstoff eingeführte Luftvolumen beträgt:

$$L_1 = 10,382 + \frac{35 \cdot 10,382}{273};$$

$$= 11,713 \text{ m}^3.$$

Bei der Erwärmung über 100° C bildet das im Brennstoff enthaltene und durch Verbrennung des Wasserstoffes gebildete Wasser überhitzten Wasserdampf und nimmt reduziert zu 0° C und 760 mm Q.-S. für 1 kg Brennstoff ein Volumen ein von ungefähr:

$$L_2 = \frac{9 \text{ H} + \text{W}}{0,804} = \frac{9 \cdot 0,043 + 0,12}{0,804}$$

$$= 0,63 \text{ m}^3 \text{ bei } 0^\circ \text{ u. } 760 \text{ mm Q.-S.}$$

Die Gesamtmenge der aus einem kg Brennstoff entstandenen Verbrennungsgase beträgt demnach:

$$G = 10,382 + 0,63$$

$$= 11,012 \text{ m}^3 \text{ bei } 0^\circ \text{ C u. } 760 \text{ mm Q.-S.}$$

Die bei dieser Zusammensetzung im Durchschnitt erforderliche Kohlenmenge für die beiden Kessel des Dampfers „Mazagan“ belief sich:

bei Anlage 1 auf 14630 kg/24 Std.  
 bei Anlage 2 auf 12610 kg/24 Std.

Die pro m<sup>2</sup> Rostfläche und Stunde verbrannte Kohle beträgt also:

76,2 kg bei Anlage 1  
 75,0 kg bei Anlage 2.

Trotzdem nun bei Anlage 2 die pro m<sup>2</sup> Rostfläche zu verbrennende Kohlenmenge etwas kleiner und der für die Zeit- und Volumeneinheit der abziehenden Heizgase vorhandene Zugquerschnitt grösser geworden ist, (Zahlentafel 4, letzte Reihe) wird das pro kg Brennstoff unter dem Rost eintretende Luftquantum dasselbe sein, da bei Anlage 2 infolge einer niedrigeren Temperatur der Abgase die Geschwindigkeit derselben in den Heizrohren entsprechend kleiner wurde.

Die Messungen der im Rauchfang abziehenden Heizgase ergab im Mittel eine Temperatur bei:

Anlage 1 von 350° C,  
 Anlage 2 von 260° C.

Das Volumen der in den Rauchfang eintretenden Verbrennungsgase betrug also pro kg Brennstoff

bei Anlage 1  $\frac{11,012 (273 + 350)}{273}$ ,  
 $= 25,1294 \text{ m}^3$

bei Anlage 2  $\frac{11,012 (273 + 260)}{273}$   
 $= 21,495 \text{ m}^3.$

Zur Ermittlung der in diesem abziehenden Volumen enthaltenen W. E. ist zunächst die Zusammensetzung des Verbrennungsgases zu ermitteln und zwar enthalten:

11,012 m<sup>3</sup> Verbrennungsgas bei 0° C u. 760 mm Q.-S.

1.  $\frac{53 \cdot 44}{100 \cdot 12}$  kg CO<sub>2</sub>, mit einem Volumen von:  
 1,0933 m<sup>3</sup> CO<sub>2</sub>

2.  $0,7806 \cdot 10,38 \text{ m}^3 \text{ N}_2$   
 $= 8,1042 \text{ m}^3 \text{ N}_2$

3.  $0,63 \text{ m}^3 \text{ H}_2\text{O}$

4. Der gesamte in den Verbrennungsgasen enthaltene Sauerstoff setzt sich zusammen aus

- a.) der zugeführten Luft:  
 $0,21 \cdot 10,382 = 2,18022 \text{ m}^3$ ; und  
 b.) dem im Brennstoff enthaltenen Sauerstoff von  
 $0,2 \text{ kg}$ ;

welcher einem Volumen entspricht von  $0,14 \text{ m}^3$ .

Von diesen vorhandenen Raumteilen O geht ein Teil zur Verbrennung von  $0,53 \text{ kg C}$  zu CO<sub>2</sub> ab und zwar;

- c.)  $12 \text{ kg C}$  verbrennen zu  $44 \text{ kg CO}_2$ ;  
 also  $0,53 \text{ kg}$  verbrauchen zur Verbrennung:  
 $1,413 \text{ kg O}$ ,  
 mit einem Volumen von:  $0,9 \text{ m}^3$ .

Ferner geht Sauerstoff zur Entwicklung der  $4,3\%$  H zu H<sub>2</sub>O ab und zwar:

- d.)  $2 \text{ kg H}$  verbrennen zu  $18 \text{ kg H}_2\text{O}$ ;  
 folglich verbrauchen:  $0,043 \text{ kg H}$ ;  
 $0,344 \text{ kg O}$  mit einem Volumen von:  
 $0,2406 \text{ m}^3 \text{ O}$ .

Es bleiben also noch übrig an Sauerstoff:

$$2,18022 + 0,14 - 0,9 - 0,2406$$

$$= 1,1808 \text{ m}^3 \text{ O}_2.$$

Nach dieser Zusammenstellung enthält also das Volumen der Verbrennungsgase von 1 kg Brennstoff:

$1,0933 \text{ m}^3 \text{ CO}_2$   
 $8,1042 \text{ m}^3 \text{ N}_2$   
 $0,63 \text{ m}^3 \text{ H}_2\text{O}$   
 $1,1808 \text{ m}^3 \text{ O}_2$

$11,0083 \text{ m}^3$  bei 0° C und 760 mm Q.-S.,

welcher Wert mit dem oben ermittelten Volumen sehr genau übereinstimmt.

Hierbei ist zu beachten, dass  $0,63 \text{ m}^3 \text{ H}_2\text{O}$  nur bei einer Temperatur von über 100° C vorhanden ist und sich bei einer Temperatur unter 100° C zusammensetzt aus:

$$0,54 \text{ m}^3 \text{ H}_2 + 0,0012 \text{ m}^3 \text{ H}_2\text{O} + 0,2406 \text{ m}^3 \text{ O}.$$

Um die pro kg Brennstoff entweichenden W. E. zu ermitteln, sind die in dem Verbrennungsgasgemisch enthaltenen W. E. bei 35° C von denen bei 350° C bzw. 260° C abzuziehen.

Bei der Temperatur von 35° C besitzt das pro kg Brennstoff in dem Verbrennungsraum eintretende Luftquantum von  $11,713 \text{ m}^3$ :

$$10,382 \cdot 0,307 \cdot 35 = 112 \text{ W. E.}$$

Bei 260° ist die Anzahl der Wärmeeinheiten von:

$1,0933 \text{ m}^3 \text{ CO}_2$  . . . . .  $109,648 \text{ W. E.}$   
 $8,1042 \text{ m}^3 \text{ N}_2$  . . . . .  $646,876 \text{ W. E.}$   
 $1,1808 \text{ m}^3 \text{ O}_2$  . . . . .  $94,251 \text{ W. E.}$   
 $0,63 \text{ m}^3 \text{ H}_2\text{O}$  . . . . .  $115,349 \text{ W. E.}$   
 Sa.  $966,124 \text{ W. E.}$

Bei 350° ist die Anzahl der Wärmeeinheiten von:

$1,0933 \text{ m}^3 \text{ CO}_2$  . . . . .  $150,383 \text{ W. E.}$   
 $8,1042 \text{ m}^3 \text{ N}_2$  . . . . .  $870,796 \text{ W. E.}$   
 $1,1808 \text{ m}^3 \text{ O}_2$  . . . . .  $126,877 \text{ W. E.}$   
 $0,63 \text{ m}^3 \text{ H}_2\text{O}$  . . . . .  $137,235 \text{ W. E.}$   
 Sa.  $1285,291 \text{ W. E.}$

Der Verlust an Wärmeeinheiten infolge der durch den Schornstein abziehenden Heizgase beträgt also

bei Anlage 1: 1285,3 — 112 . . . . . 1173 W.E.  
 bei Anlage 2: 966 — 112 . . . . . 854 W.E.

Es werden nun bei beiden Anlagen pro kg Kohle dieselbe Anzahl von W.E. erzeugt = 4743 W.E., sodass also von dem Kessel

der Anlage 1: . . . . . 3570 W.E.  
 der Anlage 2: . . . . . 3889 W.E.

zur Erzeugung des Satt- bzw. Heissdampfes nutzbar gemacht wurden.

Demzufolge werden nach Einbau des Ueberhitzers durch besseres Arbeiten der Anlage 8,4% der entwickelten Wärmeeinheiten mehr in den Kessel gelangen. Der Kesselwirkungsgrad beträgt also bei

Anlage 1:  
 $\frac{3570}{4743} \cdot 100 = 75\%$ , und bei

Anlage 2:  
 $\frac{3889}{4743} \cdot 100 = 82\%$ .

Bei dieser vorliegenden vergleichenden Untersuchung konnte diese ungenaue Ermittlung der verbrauchten Energiemengen benutzt werden, da eine etwa von den tatsächlichen Verhältnissen abweichende Annahme bei beiden zu vergleichenden Anlagen in entsprechender Grösse auftrat und demzufolge auf das Schlussergebnis keinen Einfluss ausübt.

Auffallend bei vorliegender Untersuchung war die bei Anlage 2 auftretende niedrigere Temperatur der Abgase um rund 90°C. Es erscheint zunächst unwahrscheinlich, dass bei einer durchschnittlichen Temperatur des erzeugten Heissdampfes von 300—310°C die Abgastemperatur nur 260°C im Mittel beträgt. Die Heizgase, welche die Ueberhitzerrohre bestreichen, müssen im Mittel unbedingt eine höhere Temperatur als 300—310°C besitzen, so dass man schon hieraus schliessen kann, dass die Temperatur der die Siede- und Ankerrohre durchziehenden Heizgase an den einzelnen Stellen des Rohrquerschnittes verschieden ist.

Es sind nun über die Temperaturverhältnisse weder in den einzelnen Zugquerschnitten der Flammrohrkessel noch speziell über die Temperaturverteilung im Querschnitt der Siede- und Ankerrohre der Flammrohrkessel oder an entsprechenden Anlagen Versuche gemacht worden, welche über die oben gemachte Annahme der Temperaturverteilung näheren Aufschluss geben könnten. In der Literatur sind nur wenige Andeutungen hierüber gemacht worden. So spricht Professor W. Mentz in seinem Werke „Schiffskessel“ Seite 226—227 von einem heissen Kern der die Siede- und Ankerrohre durchziehenden Heizgase und weist auf die Verwendung der schon seit vielen Jahren verwendeten Retarder hin, welche die Temperatur in den Rohrquerschnitten ausgleichen sollen, um so eine günstigere Ausnützung der Heizgase

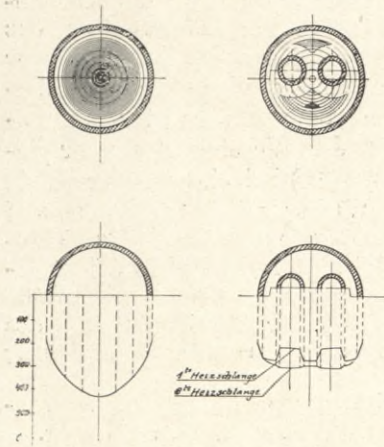
zu erzielen. Dass die eingelegten Retarder eine wesentlich bessere Ausnutzung der Heizgase ergeben müssen, hat Professor Mentz aus den Versuchen der Firma Pape und Henneberg mit Wirbelstreifen an Oberflächenkondensatoren gefolgert. Die Wirbelstreifen werden in die Kondensatorröhren eingelegt und verhindern, dass das Kühlwasser einen kalten Kern behält. Professor Josse hat in seinem Aufsatz: „Versuche über Oberflächenkondensationen insbesondere für Dampfturbinen“, (Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1909, Heft 9—11) bei einigen Versuchen die Wirkung dieser Wirbelstreifen beobachtet und fand, dass bei 1 m Geschwindigkeit des Kühlwassers sich der Wärmedurchgangskoeffizient infolge der Anwendung von Wirbelstreifen von 3000 auf 4500 erhöhte. Bei einer Geschwindigkeit des Kühlwassers von nur 0,4 m betrug die Mehrleistung nur noch 29,7%. Es ist hierbei zu berücksichtigen, dass die lichte Weite der zum Versuch verwendeten Rohre nur 18 mm oder 2,55 cm<sup>2</sup> betrug.

Es ist das bei dem Kessel in Frage kommende Medium ein ganz anderes, und zwar ist das Wärmeaustauschvermögen der Heizgase bedeutend höher, sodass trotz eines rund 17mal so grossen Querschnittes und einer rund 5mal so grossen Geschwindigkeit der Heizgassäule (Dampfer „Mazagan“) direkte Beziehungen auf das Verhalten der Heizgase nicht abzuleiten sind.

Ein weiterer Versuch, der auf die oben angeführten Temperaturunterschiede im Querschnitt der die Heizrohre durchziehenden Heizgase schliessen lässt, wurde im Auftrage des Vereins deutscher Ingenieure in der dampf-technischen Versuchsanstalt des bayrischen Revisionsvereins in München von Chr. Eberle durchgeführt (Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1908 Heft 13), um die Temperaturverteilung im Rohrquerschnitt bei Durchleitung von überhitztem Dampf kennen zu lernen. Während sich bei den Versuchen mit Sattdampf entsprechend der Fliegner'schen Tabelle ein nur sehr geringer Temperaturunterschied von 0,5° der Temperatur 5 mm und 70 mm vom Rohrumfang entfernt bei einem lichten Rohrdurchmesser von 150 mm und einer Spannung von rund 7,5 Atm. abs. zeigte, ergab der Versuch mit einem um 62° C überhitztem Heissdampf unter denselben sonstigen Verhältnissen mit denselben Messinstrumenten einen Temperaturunterschied von 22°. Diese Messungen wurden am Flansch der Rohrleitung gemacht, woselbst bekanntlich der Wärmeverlust der Rohrleitung infolge der Wärmestrahlungen des nicht isolierten Flansches in erhöhtem Masse eintritt. Messungen 1/2 m vor und hinter dem Flansch ergaben einen Temperaturunterschied von nur 2,5°, wobei jedoch die Messungen nur in der Mitte und 10 mm von der Rohrwand entfernt gemacht wurden. Hierbei muss berücksichtigt werden, dass diese Rohrleitung mit dem besten Isolationsmittel umgeben war, so dass die Wärmeabgabe bei der Leitung mit isolierten Flanschen pro Stunde auf 1 m<sup>2</sup> Rohroberfläche und 1° C Temperaturgefälle bei einer Temperatur des überhitzten Dampfes von 300° nur 3,01 W.E.,

die der nackten Leitung dagegen 18,9 W.E. betrug. Man ist demzufolge berechtigt anzunehmen, dass die ohne jeglichen Widerstand durch die Siede- und Ankerrohre ziehenden Heizgase, je mehr sie

Fig. 2.



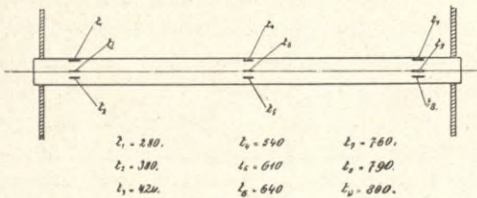
von dem hinteren dem vorderen Ende der Heizrohre zu-eilen, einen desto grösseren Temperaturunterschied in ihrem Querschnitt aufweisen, so dass

beispielsweise nebenstehende Figur 2 die Temperaturverhältnisse im Rohrquerschnitt kurz vor Austritt der Heizgase aus einem Siederohr mit und ohne Ueberhitzer-schlange ver-

gegenwärtigen mag. Die mittlere Temperatur der sich vor den Heizrohren mischenden Gase würde hierbei 360° bzw. 270° betragen.

Entsprechende Versuche an Siede- und Ankerrohren würden sich etwa wie folgt gestalten. Die Messungen müssten etwa gemäss nachstehender Figur 3 an drei Stellen vorgenommen werden und mindestens an drei Stellen des Rohrquerschnittes wiederholt werden, und könnte dann die gefundene Temperatur entsprechend den Figuren aufgetragen werden.

Fig. 3.



Durch die in die Siede- und Ankerrohre eingebrachten Ueberhitzerrohre werden sich die Temperaturverteilungen ganz anders gestalten. Der in den Siede- und Ankerrohren der Flammrohrkessel ohne Ueberhitzer sich bildende heisse „Kern“ wird nach Einbringung der Ueberhitzerrohre von denselben gekühlt. Die einzelnen Elemente des Ueberhitzers bestehen aus in mehreren Siede- und Ankerrohren hin- und zurückführenden Schlangen, so dass die Erhitzung des Dampfes entsprechend seiner Strömungsrichtung zur Richtung der ziehenden Heizgase verschieden stark sein wird. Zunächst strömt der noch etwas feuchte Dampf auf dem ersten Zwölftel seines Weges im Ueberhitzer den Heizgasen entgegen und ist der Temperaturunterschied zwischen beiden Medien sehr gross, so dass eine sehr schnelle, immer mehr zunehmende Erhitzung stattfinden wird. Auf dem zweiten Zwölftel läuft der zu erhaltende Dampf parallel mit den durch die wassergekühlten Heizflächen immer kühler werdenden Heizgasen,

so dass die Temperaturabgabe an die Ueberhitzerrohre immer geringer werden wird, entsprechend der Temperaturabnahme der Heizgase und der Temperaturzunahme des zu überhitzenden Dampfes. Dieser Vorgang wird sich in den folgenden Abschnitten des Ueberhitzerelementes immer von neuem wiederholen, so dass in der letzten Heizschlange der überhitzte Dampf an dem vorderen, dem Rauchfang zugekehrten Ende bereits eine mindest ebenso hohe Temperatur angenommen haben wird, als die ihn umgebenden Heizgase. Der Heissdampf wird also auf dem letzten Stück seines Weges in den Ueberhitzerrohren wieder an Ueberhitzungsgraden verlieren.

Bei dem Dampfer „Bussard“ ergaben die Temperaturmessungen im Rauchfang bei Anlage 1 eine durchschnittliche Temperatur von 360—390°. Bei Anlage 2 wurde eine durchschnittliche Ueberhitzung von 300—310° C erzielt, und zeigte das Pyrometer am Rauchfang am ersten Tag 250°, am zweiten Tag 260° C und ist mit jedem Tag weiterer Betriebszeit um weitere 10° bis auf ein Maximum von 310° C gestiegen. Nach dem Rohrfeigen ist dann die Temperatur der Abgase wieder auf 250° gefallen. Bei der Verwendung einer sehr minderwertigen Kohle mit 27% Rückständen stieg die Temperatur der Abgase im Rauchfang sogar täglich um rund 15°. Der nachteilige Einfluss des Festsetzens von Flugasche zeigt sich also in noch erhöhtem Masse bei Verwendung von Ueberhitzern nach obigem System. Der mittlere Temperaturunterschied der Abgase dieses Dampfers beträgt also zwischen den Anlagen ohne und mit Ueberhitzung 375° — 275° = 100°. Es würde also auf dem Dampfer „Bussard“ bei Verbrennung derselben Kohle wie auf Dampfer „Mazagan“ bei demselben Luftüberschuss in den Flammrohren und derselben Kesselraumtemperatur der Anteil der Kesselanlage an der besseren Ausnützung des Brennstoffes 9,6% zu Gunsten der Anlage mit Ueberhitzer betragen, d. h. der Kesselwirkungsgrad hätte sich von 71% auf 77,7% erhöht. (Diese Werte sind entsprechend den oben errechneten Werten des Dampfers „Mazagan“ gefunden.)

Wie aus beifolgender Zahlentafel 4 ersichtlich, verringerte sich die Geschwindigkeit der aus den Heizrohren austretenden Heizgase bei beiden Anlagen und ist vielleicht hierin der Grund zu finden, dass sich die Flugasche nach Einbau des Ueberhitzers in erhöhtem Masse in den Heizrohren absetzte. Die Hauptursache liegt allerdings an der in den Kesseln des Dampfers „Bussard“ verbrannten minderwertigen Kohle, welche — wie aus Zahlentafel 2 ersichtlich — sehr viel Rückstände enthielt. Infolge der Temperaturerniedrigung der abziehenden Heizgase erniedrigt sich auch der durch die Differenz der spezifischen Gewichte der im Schornstein aufsteigenden Gase gegenüber der Aussenluft entstehende natürliche Zug, worin die Verkleinerung der Geschwindigkeit der Heizgase zu finden ist. Gemäss der von Dr. G. Bauer aufgestellten Formel 
$$h = \frac{H}{0,8} \left( 1 - \frac{t_1 + 273}{t_2 + 273} \right) - 3$$



**Zahlentafel No. 4.**

Verhältnisse i. d. Kesselanlagen mit und ohne Ueberhitzer unter Annahme desselben Luftüberschusses und derselben Kohlen- u. Temperaturverhältnisse.

1	2	3	4		5		6		7	
			D. „Mazagan“		D. „Bussard“		D. „Mazagan“		D. „Bussard“	
			Anlage 1	Anlage 2	Anlage 1	Anlage 2	Anlage 1	Anlage 2		
1	Zugquerschnitt i. d. Heizröhren . . . . .	cm <sup>2</sup>	8851	7081	9730	7399				
2	Verbrauchte Kohlenmenge pro Kessel u. Stunde .	kg	304,8	262,5	342,5	280,7				
3	Volumen des pro kg Brennstoff aus den Heizröhren austretenden Gasgemisches . . . . .	m <sup>3</sup>	25,1294	21,495	26,1384	22,1044				
4	Volumen des pro Sec. aus den Heizröhren austretenden Gasgemisches . . . . .	m <sup>3</sup>	2,1276	1,5703	2,4846	1,7235				
5	Austrittsgeschw. der Heizgase aus den Heizröhren im Mittel . . . . .	m	2,40	2,22	2,55	2,33				
6	Zugquerschnitt des pro Sec. austretenden Heizgasvolumens von 1 m <sup>3</sup> . . . . .	cm <sup>2</sup>	4160	4509	3916	4293				
7	Mittlere Temperatur der im Rauchfang abziehenden Heizgase = t <sub>2</sub> . . . . .	C <sup>0</sup>	350 <sup>0</sup>	260 <sup>0</sup>	375 <sup>0</sup>	275 <sup>0</sup>				

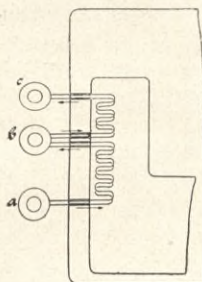
wird bei Dampfer „Mazagan“ bei einer Schornsteinhöhe von  $H = 17,6$  m über dem Rost und einer Temperatur der Aussenluft von  $t_1 = 15^0$  der Ueberdruck der äusseren Luft am Rost bei Anlage 1  $h = 9,2$  mm Wassersäule, bei Anlage 2 nur noch etwa 4 mm Wassersäule betragen. Die der Geschwindigkeit und dem Widerstand in den Zügen entsprechende Druckhöhe ist in der Formel durch die Subtraktionskonstante 3 in Rechnung gebracht. Infolge dieses verhältnismässig grossen Druckunterschiedes ist anzunehmen, dass die Differenz der Heizgasgeschwindigkeit in den Heizröhren dieser Anlage grösser als 0,18 m pro Sec. ist, (siehe Zahlentafel 4), was zur Folge haben würde, dass die Vergrösserung des Kesselwirkungsgrades eine noch grössere ist als nach oben gemachten Annahmen errechnet wurde, dass beispielsweise der bei der Verbrennung auftretende Luftüberschuss bei Anlage 2 kleiner als 100 % ist, und demzufolge mit den im Schornstein abziehenden Heizgasen noch weniger Wärmeeinheiten verloren gehen.

Aus vorstehend Gesagtem geht also hervor, dass durch den in die Siede- und Ankerrohre einer normalen Nassdampfanlage eingebauten Schmidt'schen Ueberhitzer eine bessere Ausnützung der Heizgase erfolgt.

Von der grossen Reihe von Ueberhitzerkonstruktionen, welche in den letzten 8—10 Jahren bekannt wurden, sind neben dem Schmidt'schen Rauchrohrenüberhitzer nur sehr wenige so beschaffen, dass sie ohne besondere bauliche Veränderung der Kessel oder der ganzen Anlage in schon vorhandene Kessel eingeschaltet werden könnten. Im Folgenden werden diese Konstruktionen aufgeführt, es soll jedoch gleichzeitig bemerkt werden, dass auch diese ihren Zweck nur teilweise erfüllen und deshalb im Schiffsmaschinenbau bisher noch keine praktische Verwertung gefunden haben. Bei diesen Konstruktionen war man bemüht, eine möglichst hohe Ueberhitzung bei verhältnismässig

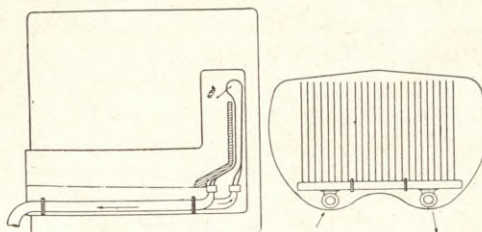
kleiner Ueberhitzerfläche zu erhalten. Man sah sich deshalb gezwungen, die Ueberhitzerrohre in die Feuerkiste an einer Stelle, wo die Heizgase ihre höchste Temperatur besitzen, einzubauen. Nach diesem Prinzip ist der von M. Sonnabend und Th. Marquard, Breslau, konstruierte Ueberhitzer entworfen. Figur 4. Die Ueberhitzerrohre werden durch hohle Stehbolzen der hinteren Kesselstirnwand in die Feuerkiste eingeführt und gehen von drei hinter dem Kessel horizontal zum Schiffsboden verlaufenden Röhren in der Weise aus, dass

Fig. 4.



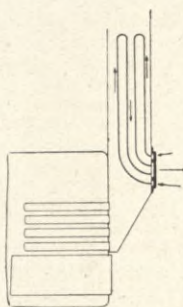
der in das untere Rohr (a) eintretende Sattdampf durch die untere Batterie des Ueberhitzers in das mittlere Rohr (b) gelangt, von wo aus der mässig überhitzte Dampf gemischt durch die obere Ueberhitzerbatterie in das als Heissdampfsammelkasten dienende Rohr (c) gelangt. Durch diesen Ueberhitzer wird eine sehr hohe Ueberhitzung ohne Zugquerschnittsverkleinerung in der Feuerkiste erreicht, es werden jedoch die Ueberhitzerrohre bei der geringsten unregelmässigen Dampfentnahme in sehr hohem Masse beansprucht. Ferner verlangt dieser Ueberhitzer einen Platz von mindestens 250—300 mm hinter der hinteren Kesselstirnwand. -- Bei dem in Figur 5

Fig. 5.



dargestellten Ueberhitzer von Hering in Nürnberg wurden obige Mängel zu umgehen gesucht, indem die Ueberhitzerschlange nur in einem kurzem Bogen in dem von den Heizgasen am wenigstens bestrichenen Teil der Feuerbuchse mit den Heizgasen in direkte Berührung kommen. Die Verbindung der Rohrleitung mit den im unteren Teil der Feuerkiste liegenden Nass- und Heissdampfsammelkästen erfolgt durch je ein in der unteren Hälfte der Flammrohre liegendes Dampfrohr. Durch diese Einrichtung wird im Gegensatz zu dem in Fig. 4 dargestellten Ueberhitzer ein Durchbrechen der hinteren Kesselstirnwand vermieden, auch ist der direkte Einfluss der Heizgase auf die Ueberhitzerschlange kein so nachteiliger mehr, es kann jedoch nur eine sehr mässige Ueberhitzung erreicht werden. Auch wird die Heizgasverteilung auf die Heizrohre durch die in der Feuerkiste angeordnete Chamottewand sehr nachteilig beeinträchtigt. — Der in Figur 6

Fig. 6.



dargestellte, im Rauchfang bezw. Schornstein angeordnete Ueberhitzer von W. Schmidt, Cassel-Wilhelmshöhe, erzeugt ebenfalls eine nur mässige Ueberhitzung. Um die Temperatur der auf die Ueberhitzerrohre einwirkenden Ab-

gase zu erhöhen, wurde später das Ueberhitzerrohrsystem in einer besonderen Kammer, in der eine Anzahl Heizrohre einmünden, im unteren Teil des Schornsteines gelagert. Auf dieser Kammer steht ein besonderer kleiner Schornstein mit einem Dampfstrahlgebläse, welcher die Heizgase so kräftig ansaugt, dass sie eine für die Ueberhitzung genügend hohe Temperatur haben. Hierdurch wurde aber eine bauliche Umgestaltung des Rauchfanges erforderlich.

Der in den beiden Dampfern „Mazagan“ und „Bussard“ eingebaute Rauchröhrenüberhitzer entzieht, wie ausführlich erörtert wurde, den Heizgasen die zur Ueberhitzung erforderlichen Wärmeeinheiten entgegen den Anordnungen der oben angeführten drei

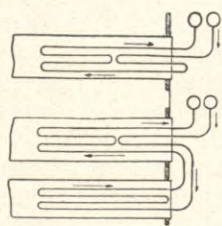
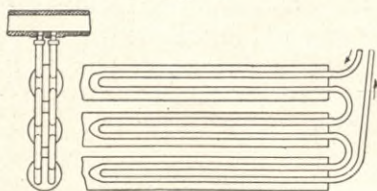


Fig. 8.



Konstruktionen beim Durchgang durch die Heizrohre. Es ist infolge dieser örtlichen Lage seine Gestaltung und Wirkungsweise eine ganz andere und er scheint trotz einiger noch zu erwähnender Mängel der einzige zum Einbau in schon vorhandene Kesselanlagen geeignete Ueberhitzer zu

sein. Durch die Länge der Rauchröhren und infolge des erforderlichen Zugquerschnittes ist der Durchmesser, sowie die Länge der Ueberhitzerrohre und somit die Grösse der Ueberhitzerfläche begrenzt, was sich als Nachteil dieser Ueberhitzerkonstruktion gezeigt hat. Infolge des sehr kleinen Krümmungsradius der Ueberhitzerschlangen in den Rauchröhren erleidet der Dampf eine Kontraktion, welche ihm zwar zur Entwicklung von Heissdampf dienlich ist, gleichzeitig aber einen beträchtlichen Spannungsabfall hervorruft. Ausserdem wird infolge der sehr langen und dünnen Gestaltung der einzelnen Ueberhitzerelemente die Oberflächenreibung sehr hoch und der gesamte Dampfquerschnitt klein, so dass beispielsweise bei Dampf „Mazagan“ der durchschnittliche Spannungsabfall beim Durchgang durch den Ueberhitzer 0,45 kg betrug. Ein weiterer Nachteil dieses Rauchröhrenüberhitzers ist in dem Umstand zu finden, dass der überhitzte Dampf an dem letzten, dem Rauchfang zugekehrten Ende wieder etwas gekühlt wird. Diesen Missständen sucht nun Wilhelm Schmidt durch drei neue Anordnungen des Ueberhitzers in den Rauchröhren entgegenzutreten, welche jedoch noch nicht erprobt sind, und deren Patentanmeldungen erst Ende Mai und Anfang Juni 1909 zur Auslage im kaiserlichen Patentamt gelangten. Durch diese neuen Anordnungen gemäss Figur 7—9 sollen die Dampfquerschnitte vergrössert, die Drosslungsverluste vermindert und die Ueberhitzungstemperatur erhöht werden können. Es scheint jedoch sehr fraglich, ob in dem normalen Siede- und Ankerrohr von Schiffskesseln 4 Rohrquerschnitte gemäss Figur 7 und 8 noch den genügenden Zugquerschnitt übrig lassen.

Fig. 7.

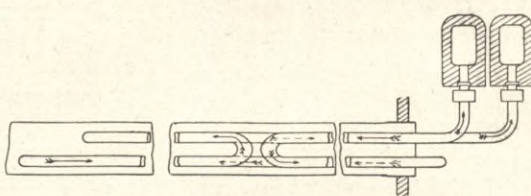
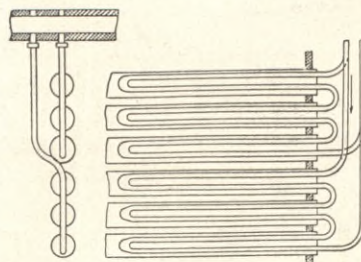


Fig. 9.



Bei dem mit dem Schmidt'schen Rauchröhrenüberhitzer ausgerüsteten Schiffskessel ist ein Rohrfeigen in der bei der Marine allgemein üblichen Weise nicht mehr möglich.

Als ein zumindest ebenso gutes Reinigungsverfahren hat sich das bei weitem bequemere

Auspusten der Rohre mit einem Heissdampfstrahl bewährt und kann während des Betriebes von geübtem Personal in wenigen Minuten durchgeführt

werden. Dadurch, dass die voneinander unabhängigen Elemente an horizontal oder vertikal in der Rauchkammer angeordneten Sammelrohren oder Kästen durch je eine Schraube befestigt sind, wird ein Lösen und Herausnehmen der einzelnen Elemente

ermöglicht, um eventuell schadhafte gewordene Rauch- oder Ueberhitzerrohre ausschalten zu können.

Besondere Sorgfalt erfordert das Anheizen des mit Rauchröhrenüberhitzer ausgerüsteten Kessels, da der Ueberhitzer, wie schon erwähnt, nicht ausgeschaltet werden kann. Es muss deshalb darauf geachtet werden, dass fortwährend etwas kühlende Luft oder Dampf durch die Ueberhitzerrohre streicht und die Kessel sehr langsam angeheizt werden, um ein Durchglühen speziell der der Feuerkiste zugekehrten Enden der Ueberhitzerschlangen zu vermeiden.

#### Ausnützung des Heissdampfes in der Maschine.

Bei der Verwendung von Heissdampf in der Maschine kommt es vor allem darauf an, eine möglichst grosse Wärmeersparnis gegenüber der Sattdampfmaschine zu erzielen. Ursprünglich beabsichtigte man durch Verwendung des Heissdampfes nur die unvermeidlichen Eintrittsverluste des Frischdampfes in den Cylindern in vollkommenerer Masse zu beschränken als es bisher durch die mehrfache Expansion und die Cylindermantelheizung erreicht worden war. Neben diesem wichtigsten Faktor der Wärmeersparnis haben sich bei der speziell für Heissdampf gebauten Maschine noch eine Reihe anderer günstiger Umstände gezeigt, welche ebenfalls eine Wärmeersparnis zur Folge haben oder eine Vereinfachung der Maschine ermöglichen; beispielsweise Verringerung der Expansionsstufen oder Verkleinerung der Kesselanlage. Es ist nun ziemlich selbstverständlich, dass bei einer Sattdampfmaschine, welche unter ganz anderen ökonomischen Gesichtspunkten als die möglichst vollkommene Heissdampfmaschine gebaut ist, ohne vorhergegangene grössere bauliche Umänderungen sich nicht alle Vorteile des Heissdampfes geltend machen, oder dass sich dieselben nur in bescheidenen Grenzen zeigen werden.

Praktisch bleibt es völlig gleichgültig, wie sich die Wärmeersparnis auf die Maschine verteilt, und es kommt nur darauf an, solange keine besonderen Betriebsschwierigkeiten auftreten oder eine unverhältnismässig hohe Abnutzung der Maschinenanlage hervorgerufen wird, eine möglichst hohe Gesamtersparnis zu erreichen.

Eine vergleichende Untersuchung der Arbeitsweisen einer Schiffsmaschine, die erst mit Sattdampf und dann mit Heissdampf betrieben wurde, soll im Folgenden klarlegen, inwieweit der Heissdampf in der Maschine an einer Wärmeersparnis teilnimmt.

In dem normalen Betriebe der mehrstufigen Sattdampfmaschine hat man Spannungsabfall, Füllungsgrad und Cylinderverhältnis so gewählt, dass bei einer normalen Gesamtleistung der Maschine die Leistungen der Cylinder ungefähr dieselben sind, um dadurch ein möglichst gleichmässiges Drehmoment der Propellerwelle, eine hohe Gesamtexpansion und eine möglichst geringe Beanspruchung des im allgemeinen gleichen Gestänges der einzelnen Cylinder zu erhalten. Unter Berücksichtigung

dieser Gesamtexpansion hat man speziell bei den reinen Frachtdampfermaschinen, bei welchen eine möglichst hohe Oekonomie die sonst massgebende Berücksichtigung der Gewichtersparnis zurückdrängt, eine mittlere Hochdruckcylinderfüllung von etwa 45—55 % angenommen. Diese Maschinen gestatten dann noch ebenso wie auch die übrigen Schiffskolbenmaschinen im Allgemeinen eine Füllungsvergrösserung von etwa 10—15 %. Dieser letztgenannte Umstand ermöglicht es, den Heissdampf in der für Sattdampf gebauten Maschine wirtschaftlich zu verwerten, d. h. nach Einführung des Heissdampfes aus der Maschine wieder dieselbe Anzahl von P. S. i. zu gewinnen, für welche die Maschine ursprünglich gebaut war. Die bei Verwendung des Heissdampfes erforderliche Füllungsvergrösserung des Hochdruckcylinders ist in folgenden beiden Umständen begründet.

Der zunächst aus dem Hochdruckschieber nach dem Arbeitscylinder überströmende Sattdampf wird sich an den ihn umgebenden kühleren Wandungen der Kanäle, des Deckels, des Kolbens und eines Teiles der Wandungen des Cylinders abkühlen. Diese Teile hatten zwar durch die vorhergehende Füllung eine Temperaturzunahme erfahren; infolge der darauf folgenden Expansion und Ausströmung fiel jedoch die Spannung und mit dieser die Temperatur. Einen Teil der durch die Expansion in Arbeit umgesetzten Wärme entzog der Dampf wieder den ihn umgebenden wärmeren Wandungen, sodass eine Temperaturabnahme derselben erfolgte, welche durch den darauf eintretenden Frischdampf wieder ersetzt werden muss. Je grösser die Druckdifferenzen der einzelnen aufeinanderfolgenden Expansionsstufen und mithin die Temperaturdifferenz des ein- und ausströmenden Dampfes ist, desto grösser ist die Abkühlung und hiermit verbundene Kondensation des in den Arbeitscylinder eintretenden Dampfes. Das durch die Kondensation verbrauchte Dampfquantum wird sofort durch den nachströmenden Dampf ersetzt, sodass bei einer Cylinderfüllung von beispielsweise 50 % ein bedeutend grösseres Dampfquantum der Rohrleitung entnommen wird als der Cylinderfüllung von 50 %, vermehrt um den zugehörigen schädlichen Raum, entsprechen würde. Die während des zweiten Teiles der Expansion und der Ausströmung den Cylinderwandungen entzogene Wärme verwandelt einen Teil des Kondensats wieder zu Dampf, welcher zum Teil in den darauf folgenden Expansionsstufen Arbeit leistet, sodass bei dem sich immer wiederholenden Prozesse der eine Teil des oben erwähnten nachströmenden Dampfquantums nützliche Arbeit leistet, der andere Teil hingegen gleichsam mit durch die Cylinder geschleppt wird ohne Arbeit zu verrichten, der vielmehr den Gegenstand während der Ausströmperiode erhöht und die vom Kondensator zu verarbeitende Dampfmenge vergrössert. Der eine Teil des bei der Sattdampfmaschine nachströmenden Dampfes, welcher Arbeit leistet, muss der mit Heissdampf arbeitenden Maschine durch Füllungsvergrösserung zugeführt werden. Hierbei ist noch zu berücksichtigen, dass

feuchter Dampf im Gegensatz zu trockenem, überhitztem Dampf einen sehr guten Wärmeleiter bildet, dass also der Wärmeaustausch zwischen feuchtem Dampf und den nassen Wandungen grösser ist als zwischen trockenem Heissdampf und den von einer dünnen Oelschicht bedeckten Wandungen.

Die zur Erreichung gleicher Leistung erforderliche Füllungsvergrößerung wird ferner durch den Umstand bedingt, dass die Expansionslinie des Heissdampfes schneller fällt als die Expansionslinie des Sattdampfes. Geht man bei der Expansionslinie von der gleichseitigen Hyperbel, wie allgemein üblich, aus, so findet man, dass bei der adiabatischen Expansion des Sattdampfes die Expansionskurve schneller fällt als der Verlauf der gleichseitigen Hyperbel angibt, aber auch schneller als die Kurve gleicher Feuchtigkeitsgehalt; d. h. der Dampf wird selbst wenn er von aussen keine Wärme zu- oder abfuhr erleidet, Feuchtigkeit ausscheiden.

Nebenstehende Kurven der Fig. 10 stellen den Verlauf der Expansionslinien des Dampfes bei einer Ausdehnung von 14 Atm. auf 4 Atm. unter besonderen Annahmen dar und zwar:

- Kurve 1) gleichseitige Hyperbel,
- Kurve 2) Kurve gleicher Feuchtigkeitsgehalt,
- Kurve 3) Näherungsgleichung nach Zeuner,
- Kurve 4) Sattdampfadiabate,
- Kurve 5) Heissdampfadiabate.

Die bei einer Expansion der Volumeneinheit von 14 Atm. auf 4 Atm. entstehende Raumvergrößerung C D der Ausdehnung bei gleichem Feuchtigkeitsgehalt ergibt sich aus der Dampftabelle zu:

$$\frac{0,4708 \cdot \text{Volumeneinheit}}{0,14515} = 3,244 \cdot \text{Volumeneinheit},$$

während die wirkliche Sattdampfadiabate gemäss der Entropietafel bei 4 Atm. nur noch 0,92 Teile Dampf erkennen lässt, sodass seine Raumvergrößerung C E in diesem Punkt der Expansion nur  $3,244 \cdot 0,92 = 2,9845$  der Einheit beträgt. Es wird nun — infolge der schon oben erwähnten Wärmeübermittlung zwischen den Wandungen und dem Dampf — während des zweiten Teiles der Expansion dem Dampf von aussen Wärme zugeführt, sodass die tatsächliche Expansionskurve zwischen Kurve 2 und 4 zu liegen kommt und sich der von Zeuner aufgestellten Näherungsgleichung:

$$p \cdot v^{1,035 + 0,1 \cdot X} = \text{konstant},$$

entsprechend nähert. X bedeutet in obiger Gleichung den anfänglichen Dampfgehalt und wurde

bei Ermittlung der Werte untenstehender Figur zu 1 angenommen. Für die adiabatische Expansion des Heissdampfes stellte Zeuner eine Gleichung

$$\text{auf: } p \cdot v^{1,33} = \text{konstant}.$$

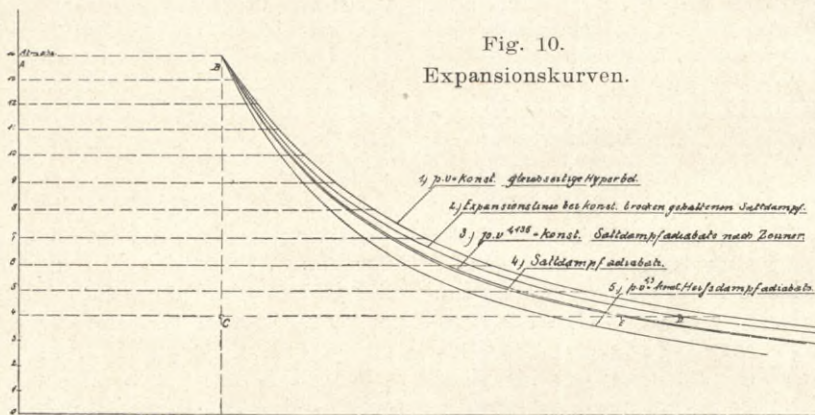
Auf Grund genauerer Zustandsgleichungen wurde späterhin von Callendar die Gleichung der adiabatischen Expansionskurve des Heissdampfes aufgestellt wie folgt:

$$p \cdot v^{1,3} = \text{konstant}.$$

Auch diese Gleichung dürfte entsprechend den neuesten Forschungen über den Wert der spezifischen Wärme  $c_p$  des Heissdampfes nicht mehr den Anspruch auf völlige Richtigkeit machen, doch wird diese Gleichung den praktischen Anforderungen an Genauigkeit völlig genügen.

Entsprechend der Höhe der Ueberhitzung verschiebt sich der sogenannte Taupunkt, d. h. der Uebergangspunkt des Heissdampfes in Sattdampf und liegt entweder noch in der Füllungsperiode oder in

Fig. 10. Expansionskurven.



der Expansionsperiode oder bei ganz hoher Ueberhitzung in dem sich anschliessenden Receiver oder Cylinder. Je höher also der Dampf überhitzt ist, desto grösser muss die Füllungsperiode gewählt werden, um denselben Receiverdruck zu erhalten.

An dieser Stelle wäre es nun erwünscht mit Hilfe des Dampfgewichtes, welches pro Kolbenhub von der Maschine aufgenommen wird, und dem nach vollendeter Füllung tatsächlich noch vorhandenen Dampfvolumen die Eintrittsverluste während einer Füllung bei dem Betrieb mit Nass- und Heissdampf zu errechnen; ferner die Veränderungen des theoretischen Prozesses zu beobachten. Wie aber schon oben erwähnt, fehlten hierzu die erforderlichen Messungen, und sind ähnliche Forschungen in der Literatur des Schiffsmaschinenbaufaches, die zu einem Vergleich heranzuziehen wären, nicht vorhanden. Im Lokomotivbau hingegen wurden mehrere diesbezügliche Versuche gemacht und zwar sind in der Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure 1904, Heft No. 1 die von dem Eisenbahn-Bauinspektor Strahl geleiteten Versuche der preussischen Staatsbahn wiedergegeben. Diese Versuche haben ergeben, dass bei einem Vergleich der verbrauchten Dampfvolumina die Lokomotive mit Ueberhitzer fast genau dasselbe Dampfvolumen verbraucht hat wie die Lokomotive ohne Ueberhitzer. Mit anderen Worten ist das Produkt aus dem jeweiligen spezifischen Volumen  $v$  bzw.  $v_1$  des Dampfes und des Gewichtes der zugehörigen verdampften

Wassermenge  $G$  bzw.  $G_1$  bei denselben Leistungen einander gleich.

$$G \cdot v = G_1 \cdot v_1.$$

Auf diese durch seine Versuche bestätigte Annahme gestützt, versuchte Strahl mit Zuhilfenahme des theoretischen Dampfdiagrammes die Anteile der Gesamt-Wärmeersparnis infolge der geringeren Eintrittsverluste und des verbesserten theoretischen Prozesses (des Dampfverbrauches im wärmedichten Cylinder) des Heissdampfes zu trennen. Auf Grund der so erhaltenen Resultate kommt er zu folgenden Schlüssen:

„Die Verminderung der Wandungsverluste ist nicht die alleinige Ursache des geringeren Dampfverbrauches der Heissdampflokotiven. Vielmehr gewinnt die Verbesserung des theoretischen Prozesses mit steigender Ueberhitzung immer mehr an Bedeutung.

Bei geringer Ueberhitzung hat die Verminderung der Wandungsverluste den Hauptanteil an den Ersparnissen.“

Die von dem Geheimen Baurat R. Garbe einige Jahre später gemachten Ermittlungen decken sich mit obigen Resultaten nicht, und zwar stellte Garbe an selbstgemachten Versuchen fest, dass  $G \cdot v$  für Satttdampf grösser als  $G_1 \cdot v_1$  für Heissdampf ist. Er fand bei drei Versuchsreihen die Verhältnisse von  $\frac{G}{G_1} : \frac{v_1}{v} = 1,33; 1,31$  und  $1,08$ . Ein Zusammenhang zwischen den Verhältniszahlen liess sich jedoch nicht feststellen.

Ferner versuchte Dr. Ing. Berner sowohl unter Zugrundelegung des Clausius-Rankin'schen Kreisprozesses mit vollkommener Expansion als auch unter Berücksichtigung des Expansionsverhältnisses den Anteil an der gesamten Wärmeersparnis festzulegen, den die Vermeidung der Wandungsverluste der Maschine verursacht. Dieser in der Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1905, Heft 26, veröffentlichten Ab-

handlung sind Zahlentafel 5 und 6, sowie bei-folgende zeichnerische Darstellung der Wärmeersparnisse durch die Verkleinerung der Eintrittsverluste und die Verbesserung des theoretischen Kreisprozesses eines 18 pferdigen Schmidt-Motors nach Versuchen von Ripper (Figur 11) entnommen.

Diese Zahlentafeln, sowie ganz speziell Figur 11 lassen deutlich erkennen, dass bei mässiger Ueberhitzung der grösste Teil der gesamten Wärmeersparnis durch die Verringerung der Eintrittsverluste hervorgerufen wird. Dieser Anteil der Wärmeersparnis des Heissdampfes zeigt sich nun ebenso bei der speziell für Heissdampf gebauten wie bei der mit Heissdampf betriebenen Satttdampfmaschine in derselben entsprechenden Grösse, während die durch den theoretischen Kreisprozess zu erwartende Wärmeersparnis viel geringer sein wird, als bei der speziell für Heissdampf gebauten Maschine.

Es wird also im vorliegenden Falle darauf ankommen, eine hohe Gesamtwärmeersparnis durch Verkleinerung der Strahlungsverluste zu erlangen. Die durch die Veränderung des theoretischen Kreisprozesses erzielte Wärmeersparnis, die wie aus Figur 11 ersichtlich erst bei höherer Ueberhitzung zur Geltung kommt, nimmt gemäss Zahlentafel 6 (a) mit Vergrösserung der Füllung ab, während die durch verringerte Strahlungsverluste entstehende Wärmeersparnis mit der Füllungsvergrösserung ungefähr in demselben Masse zunimmt.

Nach den Forschungen von Dr. Ing. Berner wird also bei einer speziell für Heissdampf gebauten Maschine bei mässiger Ueberhitzung von etwa  $300-340^\circ$  und grosser Hochdruckcylinderfüllung die durch die Maschine erzielten Wärme-

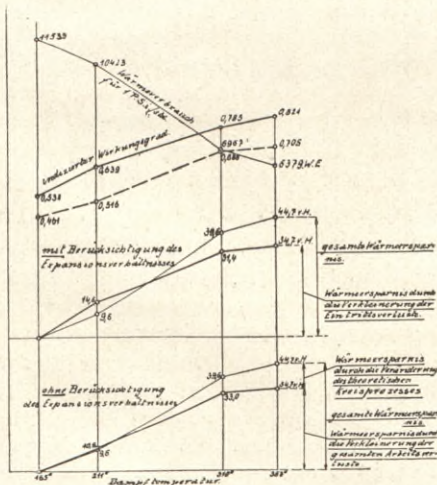
Zahlentafel No. 5.

Wärmeersparnis durch die Vergrösserung des indizierten Wirkungsgrades mit und ohne Berücksichtigung des Expansionsverhältnisses.

Art der Maschine	indizierte Leistung	Dampftemperatur	indizierter Wirkungsgrad		Wärmeersparnis durch die Vergrösserung des indizierten Wirkungsgrades	
			bei vollständiger Expansion (Clausius Rankin'scher Prozess)	unter Berücksichtigung des Expansionsverhältnisses	nach 4	nach 5
					P. S. i.	C°
einfach wirkende	16,8	gesättigt	0,461	0,538		
Zwillingsmaschine mit	16,53	211	0,516	0,630	10,6	14,6
Auspuff von	16,65	310	0,688	0,785	33,0	31,5
W. Schmidt	16,82	353	0,705	0,821	34,7	34,5
Tandem-Ventilmasch. mit Kondensation von Gebr. Sulzer Winterthur	481,57	gesättigt	0,590	0,676		
	515,97	286,5	0,6	0,703	1,7	3,8
	750,23	gesättigt	0,591	0,741		
	807,45	278,2	0,612	0,773	3,4	4,1
	1077,66	gesättigt	0,552	0,763		
1099,56	285,0	0,593	0,807	6,9	5,5	

Fig. 11.

Wärmeersparnis durch Dampfüberhitzung. (Zusammengestellt von Dr. Ing. Berner.)



Zahlentafel No. 6.

Wärmeersparnis durch die Veränderung des indizierten Wirkungsgrades und die Verbesserung des Kreisprozesses. Gemessen an einer Tandem-Kolbenschiebermaschine von Van den Kerchove in Gent.

1 Nummer	2 Leistung der Maschine	3 Dampfspannung vor der Maschine am Kessel	4 Dampftemperatur vor der Maschine am Kessel	5 indizierter Wirkungsgrad bezogen auf den Clausius Rankineschen Prozess	6 Gesamte Wärmeersparnis	7 Wärmeersparnis			
						durch die Veränderung des indizierten Wirkungsgrades		durch die Veränderung des Kreisprozesses	
						im Ganzen	v. H. der ganzen Ersparn.	im Ganzen	v. H. der ganzen Ersparn.
						v. H.	v. H.	v. H.	v. H.

a. bei verschiedener Leistung

1	116,77	10,0	gesättigt	0,653					
2	119,36	10,3	304,6	0,717	13,3	8,9	67	4,4	33
3	167,65	9,93	gesättigt	0,664					
4	167,65	10,24	304,3	0,712	11,3	6,7	59	4,6	41
5	219,03	10,33	gesättigt	0,637					
6	220,24	10,47	306,4	0,695	11,0	8,2	75	2,8	25
7	273,02	10,28	gesättigt	0,609					
8	268,84	10,44	305,8	0,652	10,3	6,6	64	3,7	36
9	312,17	10,44	gesättigt	0,581					
10	314,22	10,38	299,6	0,648	12,5	10,3	82	2,2	18

b. bei verschiedener Dampftemperatur

1	219,03	10,33	gesättigt	0,637					
2	222,87	10,24	204,3	0,643	2,3	0,9	39	1,4	61
3	223,90	10,09	233,6	0,658	5,2	3,2	61	2,0	39
4	220,29	10,16	263,9	0,658	6,1	3,2	52	2,9	47
5	219,75	10,31	303,1	0,685	11,4	7,0	61	4,4	39
6	214,66	10,28	352,8	0,716	17,5	11,0	63	6,5	37

ersparnisse nahezu allein durch die Verminderung der Eintrittsverluste hervorgerufen werden. Eine obere Grenze der Wahl der Temperatur wird nur aus betriebstechnischen Rücksichten zu machen sein und bringt die Dampfüberhitzung bei Kondensationsmaschinen bis zu den höchsten Temperaturen ausreichenden Nutzen.

Bei den nachträglich eingebauten Ueberhitzern wird einerseits eine für eine hohe Ueberhitzung erforderliche Ueberhitzerfläche nicht vorhanden sein, andererseits wird die durch die Bauart der Maschine bedingte sogenannte betriebssichere Grenztemperatur eine hohe Ueberhitzung von über 330—350° C nur bei wenigen Maschinen zulassen. Dazu kommt noch der Umstand, dass die Verwendung des Heissdampfes in der Maschine eine bedeutende Füllungsvergrößerung zur Folge hat. Es werden also in der mit Heissdampf betriebenen Sattdampfmaschine gemäss den Ergebnissen der Zahlentafeln 5 und 6,

sowie Figur 11 die Bedingungen vorherrschend sein, welche eine grosse Ersparnis der Eintrittsverluste zur Folge haben, während der theoretische Kreisprozess keine merklichen Verbesserungen erleiden wird.

Wie oben nachgewiesen wurde, ist aus zwei Gründen eine Füllungsvergrößerung des Hochdruckzylinders erforderlich, um dieselben Leistungen der Nassdampfmaschine zu erreichen. Konstruktiv werden wohl ziemlich alle hier in Betracht kommenden Maschinen die erforderliche Füllungsvergrößerung zulassen. Die Möglichkeit einer Füllungsvergrößerung von 10—15 % ist vorhanden, da dieselbe, wie schon weiter oben erwähnt ist, von den Reedereien gefordert wird, um im gegebenen Augenblick eine Beschleunigung der Reise für kurze Strecken zu ermöglichen. So konnte beispielsweise durch Vergrößerung der normalen Füllung von 50 % auf 65 % die Leistung der Nassdampf-

maschine des Dampfers „Mazagan“ von 730 P.S.i. auf nahezu 1200 P.S.i. bei demselben Kesseldruck, wenn auch nur für kurze Zeit, und bei Ueberanstrengung der Kessel erhöht werden. Diese Maximalleistung konnte nach Einführung des Heissdampfes nicht mehr erreicht werden, da die hierfür erforderliche Füllungsvergrößerung ohne besondere bauliche Veränderung des Gestänges nicht mehr möglich war. Es wird also bei den meisten Maschinenanlagen nach Einführung des Heissdampfes die mit Nassdampf ermöglichte Maximalleistung nicht mehr zu erreichen sein.

Eine Vergrößerung der normalen Leistung wird jedoch nach Einführung des Heissdampfes bei sehr vielen Maschinen durch Erhöhung der Dampfspannung ermöglicht, ohne dabei den zulässigen Kesseldruck zu überschreiten und zwar richtet sich diese Möglichkeit nach der Beschaffenheit der Maschinen- und speziell der Kesselanlage vor Einbau des Ueberhitzers. Bei sehr vielen Schiffsmaschinenanlagen kann man teils infolge Verbrennung einer sehr minderwertigen Kohle teils infolge einer knappen Bemessung der Kessel schon während des normalen Sattdampfbetriebes nur sehr schwer die erforderliche Dampfmenge bei vorgeschriebener Spannung und einem nicht zu hohen Feuchtigkeitsgehalt der Maschine zuführen, so dass bei einer noch grösseren als im normalen Betriebe erforderlichen Dampfenahme die Dampfspannung vor der Maschine sehr schnell sinken und der Feuchtigkeitsgehalt zunehmen wird, und trotz einer Füllungsvergrößerung schon nach sehr kurzer Zeit die Normalleistung der Maschine dauernd nur um wenige P.S.i. vermehrt werden kann. Nur bei verhältnismässig wenigen Maschinenanlagen ist die Kesselanlage für eine dauernde Forcierung eingerichtet. Beispielsweise war bei dem Dampfer „Bussard“ während des Nassdampfbetriebes aus oben angeführten Gründen eine Forcierung der Maschine in einem der Füllungsvergrößerung des Hochdruckzylinders entsprechendem Masse nicht möglich. Wie schon im ersten Teil dieser Arbeit ausführlich erörtert wurde, konnte trotzdem nach Einführung des Heissdampfes bei Innehaltung der-

selben Leistungen dieser Maschine und demselben Kesseldruck von 14 Atm. abs. sowohl die Rostfläche als auch die Kesselheizfläche verkleinert werden, obwohl, wie aus den Ascherückständen zu schliessen ist, die verbrannte Kohle bei Anlage 2 noch geringwertiger war als bei Anlage 1. Während des Nassdampfbetriebes konnten statt der zulässigen Spannung von 14 Atm. abs. im Durchschnitt nur 13,52 Atm. dauernd im Kessel erzielt werden und betrug der Spannungsabfall bis zum Hochdruckreceiver im Mittel 0,27 kg/cm<sup>2</sup>. Nach Einbau des Ueberhitzers betrug die durchschnittliche Kesselspannung 13,96 Atm. abs. und der Spannungsabfall im Mittel 0,42 kg/cm<sup>2</sup>. (Der grössere Spannungsabfall wird durch die schon ausgeführten Kontraktions- und Drosselungsverluste in den Ueberhitzerrohren hervorgerufen.) Die im Hochdruckreceiver gemessene höhere Dampfspannung betrug also 0,28 kg/cm<sup>2</sup> zu Gunsten der Anlage 2. Durch dieses günstigere Arbeiten der Kesselanlage bedurfte es nur einer durchschnittlichen Füllungsvergrößerung im Hochdruckzylinder des Dampfers „Bussard“ von 5 %, um die der Anlage 1 entsprechende P.S.i. Anzahl zu erreichen. Es konnte bei dieser Anlage auch nach Einführung des Heissdampfes durch weitere Füllungsvergrößerung nahezu die frühere Maximalleistung wieder erreicht werden.

Man kommt also zu folgendem Resultat:

Im Allgemeinen kann nach Einbau des Ueberhitzers die bei Nassdampftrieb wenn auch nur für kurze Zeit erzielte Maximalleistung nicht mehr erreicht werden. Die Maximalleistung der Anlage 2 kommt derjenigen der Anlage 1 umso näher, je ungünstiger die Kesselanlage bei Anlage 1 arbeitete.

Durch die Füllungsvergrößerung des Hochdruckzylinders wird die Leistung dieses Cylinders grösser. Infolge der schneller fallenden Kurve der Heissdampfexpansionslinie wird jedoch bei Anlage 2 der Receiverdruck des nachfolgenden Cylinders eine gleiche in den meisten Fällen sogar eine noch niedrigere Spannung aufweisen als bei Anlage 1, so

Zahlentafel No. 7.

Zusammenstellung der Mittelwerte der Receiverdrücke der Fahrtergebnisse der Zahlentafel 1 und 3.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Name des Dampfers	Art des Betriebes	Druck im Hochdruckzylinder Receiverkasten	Druck im Mitteldruckzylinder Receiverkasten	Druck im Niederdruckzylinder Receiverkasten	Luftleere	Füllung im Hochdruckzyl.	Höhere Spannung im Hochdruckreceiver	Höhere Spannung im Mitteldruckreceiver	Höhere Spannung im Niederdruckreceiver	Höhere Spannung beim Austritt aus dem Niederdruckzylinder	Mittlere Tourenzahl
		kg abs.	kg abs.	kg abs.	kg abs.	v. H.	kg	kg	kg	kg	
Mazagan	Sattdampf	13,8	4,436	1,486	0,10	49,0	+ 0,5	+ 0,566	+ 0,016	—	81,6
	Heissdampf	13,3	3,87	1,47	0,10	62,0	—	—	—	—	80,5
Bussard	Sattdampf	13,294	4,66	1,506	0,121	53,75	—	+ 0,03	+ 0,131	+ 0,016	78,67
	Heissdampf	13,53	4,63	1,375	0,105	58,7	+ 0,236	—	—	—	78,48

dass die Leistung der folgenden Cylinder kleiner wird. Die mittleren Receiverdrücke, welche den in den Zahlentafeln 1 und 3 verzeichneten Fahrten der Dampfer „Mazagan“ und „Bussard“ entsprechen, sind in Zahlentafel 7 zusammengestellt.

Wie aus derselben zu ersehen ist, wird die Differenz der Leistungen des Hochdruckcylinders einerseits und des Mittel- und Niederdruckcylinders andererseits erheblich grösser. Es ist deshalb in Folgendem zu untersuchen, welchen Einfluss diese Verschiedenheit der Leistungen der einzelnen Cylinder zunächst auf das Drehmoment der Maschine ausübt.

Um einen günstigen gleichmässigen Verlauf der zusammengesetzten Drehmomenten-Kurve zu erhalten, erscheint es zunächst sehr wünschenswert die Verteilung der Leistungen der einzelnen Cylinder nach dem Einbau der Ueberhitzer möglichst beizubehalten, d. h. die Leistungen der einzelnen Cylinder beispielsweise der normalen dreifach-Expansionsmaschine möglichst einander gleich zu machen. Auf dem Dampfer „Bussard“ wurden 3 diesbezügliche Versuche angestellt. Die mit Heissdampf arbeitende Maschine lief bei möglichst gleich gehaltenem Kessel-

druck und Hochdruckcylinderfüllung von 57% wie aus den beigefügten Diagrammen Tafel 1 zu entnehmen ist, so dass die in der Zeiteinheit in die Maschine gelangende Wärmemenge bei allen drei Versuchen ungefähr dieselbe war. Es wurden nun die Leistungen der einzelnen Cylinder durch Veränderung der

Füllungen des Mittel- und Niederdruckcylinders variiert und sind auf Tafel 1 die Schieberdiagramme, sowie Tangentialdruckdiagramme von diesen Versuchen wiedergegeben. In Fig. 2 dieser Tafel wurden die einander entsprechenden Diagramme nach ihren Atmosphärenlinien zur Deckung gebracht. Durch die Verkleinerung der Füllungen des Mitteldruckcylinders um 4 resp. 8% verringerten sich die Leistungen des Hochdruckcylinders um rund 40 und 70 P. S. i. Aus den zur Deckung gebrachten Diagrammen ist zu ersehen, dass bei diesen geringeren Leistungen eine entsprechende Vergrösserung der Receiverdrücke um rund 0,6 und 1,2 kg/cm<sup>2</sup> eingetreten ist. Bei einer verlustlosen Maschine müsste nun bei gleichen Füllungen des Niederdruckcylinders durch Mehrleistungen des Mittel- und Niederdruckcylinders die zurückgehaltene Energie wiedergewonnen werden. Bei Versuch (a) und (b) bemühte man

sich das zu erreichen, und gab, um die Leistungen des Niederdruckcylinders bei den Versuchen (a) und (b) möglichst gleich zu machen, bei Versuch (b) dem Niederdruckcylinder eine um 1% grössere Füllung. Das Ergebnis war eine Minderleistung der Maschine bei Versuch (b) von 19,6 P. S. i. Bei Versuch (c) wurde versucht, die Leistungen der drei Cylinder möglichst gleich gross zu gestalten. Dazu musste, nachdem die Leistung des Hochdruckcylinders durch Verkleinerung der Füllung des Mitteldruckcylinders herabgedrückt war, der Receiverdruck des Niederdruckcylinders vergrössert werden, um die Leistung des Niederdruckcylinders zu vergrössern. Die Differenz der Leistungen des Hoch- und Niederdruckcylinders beträgt bei Versuch (c) nur 5,3% im Gegensatz zu Versuch (a) 28%. Die Minderleistung der Maschine bei Versuch (c) beträgt 54,5 P. S. i. oder 6,3% der Gesamtleistung der Maschine (im Vergleich zum Versuche a). Das Vakuum war bei allen drei Maschinen gleich. Die Verluste treten noch mehr bei einem Vergleich der pro P. S. i. und Stunde verbrauchten Kohlenmengen — wie aus Zahlentafel 8 ersichtlich — hervor.

Diese Verkleinerung der Leistung erklärt sich aus folgenden Umständen.

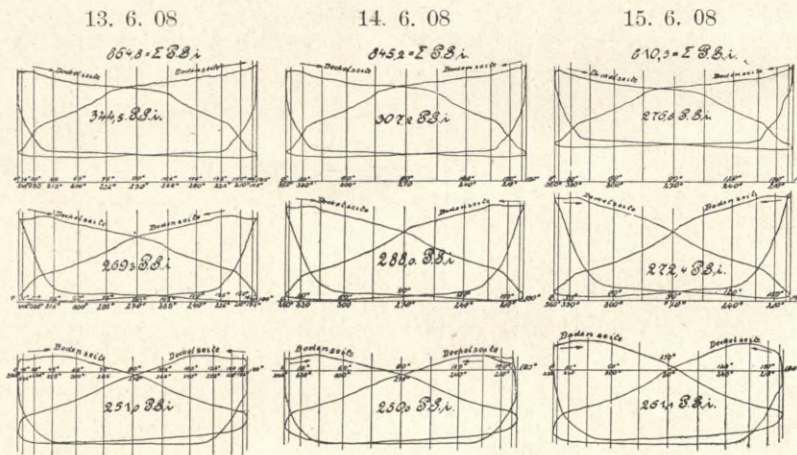
Infolge kleiner Füllung (speziell beim Mitteldruckcylinder 46%, Zahlentafel 8, Reihe 4, Spalte 5) findet eine starke Kompression statt bis zu einem Druck, welcher dem des in diesen Cylinder eintretenden Dampfes übersteigt. Die durch zu grosse

Kompression entstehenden Nachteile sind in der einschlägigen Literatur zur Genüge erörtert.

Ferner wird sich mit der Zunahme der Dampfspannung und Dampftemperatur in den Receiverräumen die schädliche Formveränderung der aufeinander gleitenden Teile vergrössern und somit das Dichthalten der Steuerungsorgane abnehmen; d. h. das durch die Maschine geschleppte nicht Arbeit leistende Dampfquantum wird sich erhöhen. Obwohl in Zahlentafel 9 eine Erhöhung der Anfangsspannung der Füllung durch den oben erwähnten vorzeitigen Eintritt der Kompression desselben Cylinders nicht berücksichtigt wurde, ist deutlich zu erkennen, wie der Spannungsverlust zwischen der Ausströmlinie eines Cylinders und der Füllungsline des nächstfolgenden Cylinders mit zunehmender Spannung grösser wird. Das Ablesen der zu vergleichenden Spannungen erfolgte aus den Diagrammen in einander entsprechenden Zeitpunkten

Fig. 12.

Diagramme vom:







**Zahlentafel No. 8.**

Vergleichsfahrten des Dampfers „Bussard“ bei gleicher Hochdruckcylinderfüllung und verschiedenen Mittel- und Niederdruckcylinderfüllungen.

1	2	3	4			5			7	8	9	10	11	12
			Füllung			Leistung								
			H.D.C.	M.D.C.	N.D.C.	H. D. C.	M. D. C.	N. D. C.						
v. H.			P. S. i.			M	Kohlenverbrauch pr. P. S. i./Std.	Kohlenersparnis						
Datum	Art des Betriebes										P. S. i.	kg	v. H.	
1	8. 7. 07	Sattdampf	56 %	54	52	275	330	301	906	0,822	—			
2	13. 6. 08	Heissdampf	57 %	54	58	344,5	269,3	251	864,8	0,706	14,2			
3	14. 6. 08	Heissdampf	57 %	50	59	307,2	288	250	845,2	0,722	12,1			
4	15. 6. 08	Heissdampf	57 %	46	54	276,8	272,4	261,1	810,3	0,754	8,2			

Zum Vergleich wurden die Fahrtergebnisse einer Reise mit Sattdampf herangezogen, bei welcher eine gleichwertige Kohle verbrannt wurde.

**Zahlentafel No. 9.**

Spannungsverluste in den Receiverräumen bei Dampfer „Bussard“.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12				
Nummer	Datum	Auf welcher Seite des Kolbens	Kesseldruck	Dampfeintritts- spannung in den Hochdruckcylinder		Austritts- spannung aus dem Hoch- druckcylinder		Dampfeintritts- spannung in den Mitteldruckcylinder		Austritts- spannung aus dem Mittel- druckcylinder		Spannungsabfall i. d. Rohrleitung u. Hochdruckreceiver	Spannungsverlust im Receiver des Mitteldruck- cylinders		Spannungsverlust im Receiver des Niederdruck- cylinders
			Atm. abs.	Atm. abs.	Atm. abs.	Atm. abs.	Atm. abs.	Atm. abs.	kg/cm <sup>2</sup>	kg/cm <sup>2</sup>	kg/cm <sup>2</sup>				
1	13. 6. 08	Deckelseite	14	12,8	13,0	3,2625	3,05	0,35	0,122	1,0	0,2125	0,1924	0,228	0,204	
		Bodenseite		13,2		3,2375	3,065	0,316	0,136		0,1725		0,18		
2	14. 6. 08	Deckelseite	14	12,7	13,0	3,9625	3,51	0,312	0,068	1,0	0,4525	0,4487	0,244	0,2395	
		Bodenseite		13,3		3,925	3,48	0,29	0,055		0,445		0,235		
3	15. 6. 08	Deckelseite	14	12,8	12,975	4,46	3,93	0,51	0,23	1,025	0,53	0,57	0,28	0,3065	
		Bodenseite		13,15		4,46	3,85	0,50	0,167		0,61		0,333		

Die in Spalte 5 verzeichneten Drücke sind bei einer Drehung der Hochdruckkurbel um 15° aus seiner oberen Totpunktlage dem Diagramm entnommen.

des Kurbelkreises; beispielsweise entspricht der Punkt des Hochdruck-Deckelseitendiagrammes, welcher den Gegendruck des ausströmenden Dampfes bei einer Verdrehung um 315° aus seiner oberen Totpunktage darstellt, dem Punkt der Füllung des Mitteldruck-Kurbelseitendiagrammes 195° aus seiner oberen Totpunktage verdreht; ferner der Punkt des Mitteldruckkurbelseitendiagrammes, welcher den Gegendruck des ausströmenden Dampfes bei einer Verdrehung der Kurbel 120° aus der oberen Totpunktage darstellt, dem Punkt der Füllung des Niederdruck-Kurbelseitendiagrammes (der Niederdruckcylinder erhält Inneneinströmung) in seiner unteren Totpunktage.

Es ist deshalb speziell bei Verwendung des Heissdampfes sehr erwünscht, den Dampf mit möglichst geringer Spannung in die mit Flachschiebern ausgerüsteten Receiverräume eintreten zu lassen, um die Undichtigkeitsverluste herabzudrücken.

Hierbei ist noch zu berücksichtigen, dass bei genügend hoher Ueberhitzung der Abdampf des Hochdruckcylinders noch überhitzt und daher trocken durch den Schieber des Mitteldruckcylinders streicht, so dass bei einer nicht sehr guten Schmierung der aufeinander gleitenden Flächen das Undichtigkeitsverhältnis noch ungünstiger wird, da eine selbsttätige Schmierung durch den Wassergehalt des Dampfes wegfällt.

Beispielsweise wurde am 27. März 1909 bei dem Dampfer „Mazagan“ die Temperatur des Heissdampfes im Hochdruckschieberkasten bei einer Spannung von 13,2 kg abs. zu 300° C, die Temperatur im Schieberkasten des Mitteldruckschiebers bei einer Spannung von 3,8 Atm. abs. zu 155° C gemessen, sodass bei einer Dampfüberhitzung von 109° C im Hochdruckschieberkasten im Mitteldruckschieberkasten noch eine Ueberhitzung von 14° vorhanden war.

Unter Berücksichtigung einer guten Ausnützung des in die Maschine eintretenden Heissdampfes ist also eine Cylinderfüllung entsprechend dem Versuch vom 13. Juni 1908 (Zahlentafel 8) zu empfehlen.

Ein günstiger Wirkungsgrad des Propellers verlangt ein ruhiges, gleichmässiges Arbeiten desselben und ist von dem Drehmoment der Maschine abhängig. Je grösser die Gesamtleistung der Maschine ist, desto geringer soll der Quotient zwischen der grössten und kleinsten Tangentialdruckkraft in der Kurbelwelle sein.

Bei den Compoundmaschinen bis zu 300 oder 400 P. S. i. hat man mit Rücksicht auf eine möglichst günstige Ausnutzung des Dampfes im allgemeinen auf ein gleichmässiges Drehmoment verzichtet.

Tafel 2 gibt die Tangentialdruckkurven mit den zugehörigen Diagrammen dreier Compoundmaschinen mit verschiedener Verteilung der Leistung der einzelnen Cylinder wieder, und zwar verhalten sich die Leistungen des Hochdruckcylinders zu denen des Niederdruckcylinders:

Maschine 1 . . . . .	1 : 0,63,
Maschine 2 . . . . .	1 : 1,06,
Maschine 3 . . . . .	1 : 1,475.

Das Verhältnis zwischen  $T_{\max}$  und  $T_{\min}$  ist bei allen drei Maschinen sehr hoch und zwar beträgt dasselbe bei:

Maschine 1 . . . . .	3,3 : 1,
Maschine 2 . . . . .	3,3 : 1,
Maschine 3 . . . . .	4,0 : 1.

Als Mittelwert von 18 Compoundmaschinen verschiedener Werften ergab sich eine Mehrleistung von 12,5 % zu Gunsten des Niederdruckcylinders. Es wird also im allgemeinen der Niederdruckcylinder den grösseren Teil der Arbeit gemäss der Maschine 3, Tafel 2, leisten, und ist das  $T_{\min}$  der Compoundmaschine die Folge einer zu kleinen Füllung des Hochdruckcylinders-Bodenseite eventuell auch Deckelseite. Durch Einführung des Heissdampfes bei diesen Compoundmaschinen wird durch die bedingte Füllungsvergrösserung und Mehrleistung des Hochdruckcylinders  $T_{\min}$  einen höheren Wert annehmen, so dass sowohl in Bezug auf die Leistungen der einzelnen Cylinder als auch in Bezug auf ein gleichmässigeres Drehmoment die Verwendung des Heissdampfes in dem grössten Teil der für Sattdampf gebauten Maschine vorteilhaft sein wird. Trotzdem wird man nicht in allen Fällen die Einführung des Heissdampfes in die für Sattdampf gebauten Compoundmaschinen für ratsam erachten; und zwar findet dies seine Begründung in dem Verwendungszweck und dem unregelmässigen Betrieb der meisten mit Compoundmaschinen ausgerüsteten kleinen Personen-, Schlepp- oder Bugsierdampfer, deren Dampfentnahme entsprechend dem Betrieb oft für kürzere oder längere Zeit unterbrochen wird. Wie schon ausgeführt, ermöglichen die bisher vorhandenen, für den Einbau in eine schon vorhandene Anlage geeigneten Ueberhitzerkonstruktionen kein beliebiges Ausschalten des Ueberhitzers.

Es würden während der Zeit des Stilliegens der Maschine die den Heizgasen ausgesetzten Ueber-

hitzer nicht genügend (ohne entsprechenden Dampfverlust) gekühlt werden können. Es wird sich also der nachträgliche Einbau des Ueberhitzers nur bei solchen Schiffen eignen, welche vorzugsweise längere Fahrzeiten innehalten.

Bei den dreifach-Expansionsmaschinen ist die Differenz zwischen dem Maximum und dem Minimum der Tangentialdrücke im allgemeinen bedeutend kleiner als bei den Compoundmaschinen. Auf Tafel 3 sind die Tangentialdruckkurven sowie die zugehörigen Diagramme einer dreifach-Expansionsmaschine aufgezeichnet, und zwar sowohl für den Betrieb mit Heissdampf als auch Sattdampf je mit einer kleinen Normalleistung von rund 785 P. S. i. und mit einer erhöhten Normalleistung von rund 900 P. S. i. Die Tangentialdruckkurven lassen erkennen, wie sich einerseits bei gleichen Leistungen der gesamten Maschine die Leistungen der einzelnen Cylinder verschieben, dass andererseits eine Verschlechterung des zusammengesetzten Tangentialdruckdiagrammes durch diese neue Verteilung der Tangentialdruckkräfte bei Verwendung des Heissdampfes nicht eintritt. Bei der verminderten Leistung der Maschine finden wir für Sattdampf-

betrieb einen sehr günstigen Wert für  $\frac{T_{\max}}{T_{\min}} = 1,44$ ,

so dass zunächst der entsprechende Wert für Heissdampf = 1,63 ungünstig zu sein scheint, indem der Quotient um 0,19 grösser ist. Bei der erhöhten Normalleistung von 890—900 P. S. i. dagegen beträgt die Differenz der Quotienten 0,165 zu ungunsten der Sattdampfmaschine, wobei der Wert

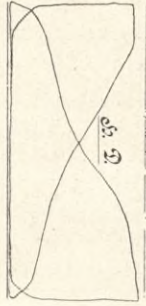
von  $\frac{T_{\max}}{T_{\min}}$  bei der Heissdampfanlage so gut wie gleich

geblieben ist. Bei der Normalleistung dieses Dampfes mit rund 860 P. S. i. und bei einem für die Ausnützung des Heissdampfes günstigen Füllungsverhältnis der einzelnen Cylinder ergab sich (siehe Tafel 1, Tangentialdruckkurve vom

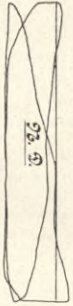
13. Juni 1908) ein Wert für  $\frac{T_{\max}}{T_{\min}} = 1,36$ , welcher sehr günstig ist.

Die Tangentialdruckkurven der Versuchsfahrten (Tafel 1) zeigen (entgegen der Erwartung) dass der Ungleichförmigkeitsgrad der Umfangsgeschwindigkeit um so grösser ist, je gleichmässiger die Verteilung der Leistung auf die einzelnen Cylinder ist, dass also eine günstige Ausnutzung des Heissdampfes eine gleichmässige Umfangsgeschwindigkeit der Kurbelwelle zur Folge hat. — Die Ermittlungen der Tangentialdruckkurven für einzelne Fahrten des Dampfes „Mazagan“ mit Heissdampf ergaben ähnliche günstige Resultate. Wenn nun auch auf Grund obiger Ergebnisse keineswegs ein allgemein gültiges Urteil gefällt werden kann, so sind doch neben diesen Resultaten folgende Erwägungen bei der Beurteilung des Drehmomentes einer mit Heissdampf betriebenen Sattdampfmaschine zu berücksichtigen. Das grösste Drehmoment des einzelnen Cylinders wird bei jeder dreifach-Expansionsmaschine im allgemeinen beim Niedergang des Kolbens, welcher die grösste Leistung erzielt, auftreten ;

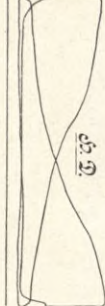
1) 2.5.2. Querschnitt 53.5 · 1.32  
 Knoten: 11m 434, 1m 435, P.S. 426, Knoten: 8.7m



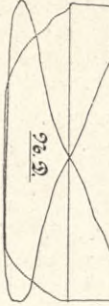
Bemerkung 1m 436, P.S. 427, Knoten: 8.7m



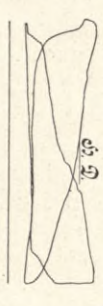
2) 2.5.3. Querschnitt 54.5 · 1.280  
 Knoten: 11m 435, 1m 436, P.S. 427, Knoten: 8.7m



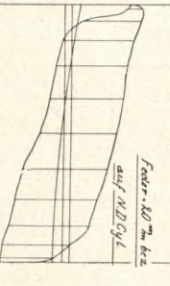
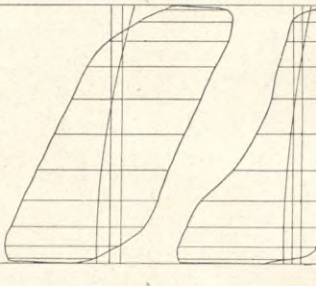
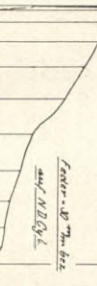
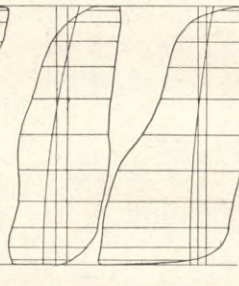
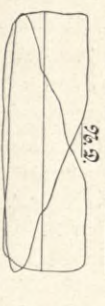
Bemerkung 900, 1m 434, P.S. 428, Knoten: 8.7m



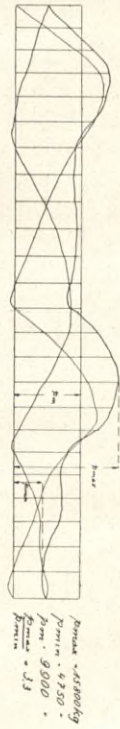
3) 2.5.4. Querschnitt 54.0 · 1.180  
 Knoten: 11m 434, 1m 435, P.S. 429, Knoten: 7m



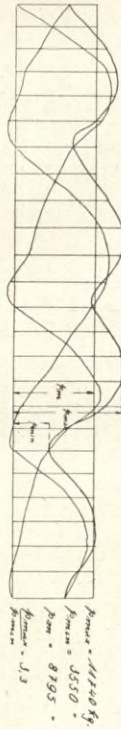
Bemerkung 850, 1m 434, P.S. 428, Knoten: 7m



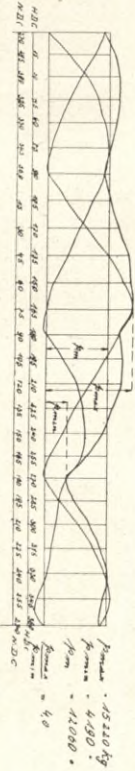
Staugerhaltungseigenschaften vom 2.5.2. Querschnitt



Staugerhaltungseigenschaften vom 2.5.3. Querschnitt



Staugerhaltungseigenschaften vom 2.5.4. Querschnitt



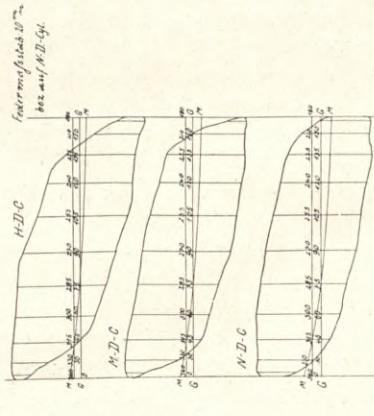
Staugerhaltungseigenschaften vom 2.5.1. Querschnitt

Tafel 3.

Ergebnisse der Versuche 202.15.1920  
Ergebnisse 85

Diagramme vom 1.6.1921.

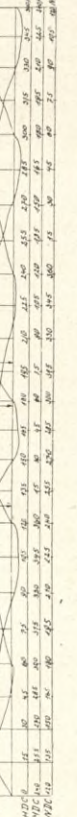
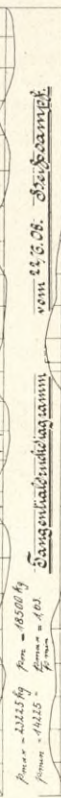
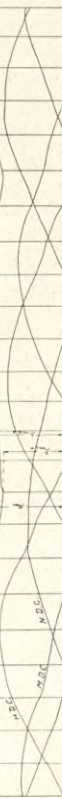
Ergebnisse



Spanne = 2115 kg Spanne = 4000 kg  
 Federmaß = 20 mm Federmaß = 20 mm

Diagramme vom 1.6.1921.

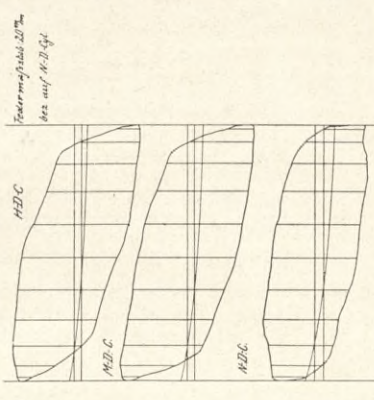
Ergebnisse



Spanne = 2115 kg Spanne = 4000 kg  
 Federmaß = 20 mm Federmaß = 20 mm

Diagramme vom 1.7.1921.

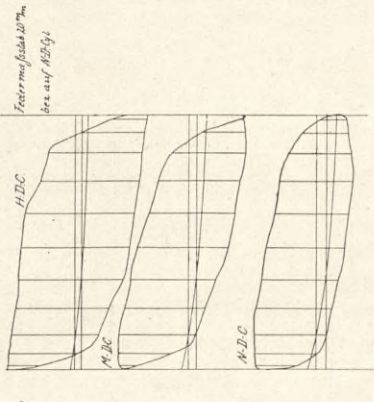
Ergebnisse



Spanne = 2288 kg Spanne = 4000 kg  
 Federmaß = 20 mm Federmaß = 20 mm

Diagramme vom 1.8.1921.

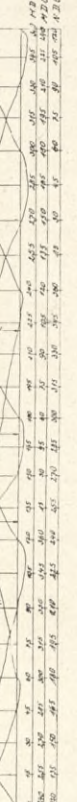
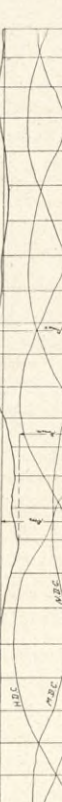
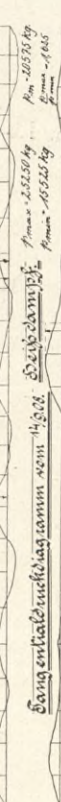
Ergebnisse



Spanne = 2288 kg Spanne = 4000 kg  
 Federmaß = 20 mm Federmaß = 20 mm

Diagramme vom 1.7.1921.

Ergebnisse



Spanne = 2288 kg Spanne = 4000 kg  
 Federmaß = 20 mm Federmaß = 20 mm

bei der mit Heissdampf betriebenen Sattdampfmaschine also beim Niedergang der Kurbel des Hochdruckcylinders etwa  $60-90^{\circ}$  aus seiner oberen Totlage herausgedreht. Es ist deshalb beim Durchgang der Hochdruckkurbel durch diesen entsprechenden Teil des Kurbelkreises ein maximaler Tangentialdruck zu erwarten. Beim Voreilen der Hochdruckkurbel — wie allgemein üblich — entspricht der eben besprochenen Kurbellage des Hochdruckcylinders eine Kurbellage des Mitteldruckcylinders von  $300-330^{\circ}$  und eine Kurbellage des Niederdruckcylinders von  $180-210^{\circ}$  aus seiner oberen Totlage herausgedreht. Die an dem Kurbelzapfen des Mitteldruckcylinders wirkenden Kräfte werden also durch den zweiten Teil der Expansion auf dem Wege von der Cylinderkurbelseite nach Deckelseite hervorgerufen und infolge des Gestängegewichtes zum Teil negativ, während die Kurbel des Niederdruckcylinders gerade ihre untere Totlage verlässt, d. h. die Tangentialdrücke dieser Kurbel beginnen mit 0. Bei der zusammengesetzten Tangentialdruckkurve der drei Cylinder wird die Vergrößerung der Maximalleistung des Hochdruckcylinders also nur wenig betragen. Es bleiben bei den gemäss Tafel 1 durchgearbeiteten Versuchen bei Zunahme der Tangentialdrücke des Hochdruckcylinders diejenigen des Mittel- und Niederdruckcylinders ziemlich konstant, und die zusammengesetzte Tangentialdruckkurve in der Nähe der mittleren Tangentialdrucklinie dieser Maschine, sodass eine Vergrößerung der Leistung des Hochdruckcylinders nur bei Ausnahmefällen ein Maximum verursachen wird. Bei der zu dieser Kurbelstellung um  $180^{\circ}$  verdrehten Lage, also in dem zweiten Maximum der Tangentialdruckkurve des Hochdruckcylinders bei einer Verdrehung der Hochdruckkurbel  $240$  bis  $270^{\circ}$  aus ihrer oberen Totpunktlage sind bei den dreifach-Expansionsattdampfmaschinen im Allgemeinen sehr kleine Werte oder auch das Minimum der Tangentialdrücke zu finden (siehe Tafel 1), da dem Kolbendruck des Hochdruckcylinders die Gestängegewichte und die noch zu beschleunigenden Massen entgegen wirken. Eine Vergrößerung der Leistung des Hochdruckcylinders im Gegensatz zu den übrigen Cylindern vergrössert also an dieser Stelle die zusammengesetzten Tangentialdrücke, wie aus Tafel 1 ersichtlich ist, sodass ein dort auftretendes Minimum verschwindet.

Das Maximum der Tangentialdruckkurve der dreifach-Expansionsmaschine, welches hauptsächlich durch das Zusammenwirken der Füllungsperiode des Hochdruckcylinders und der Expansionsperiode des Mitteldruckcylinders hervorgerufen wird, bleibt auch bei Veränderung der Leistung der einzelnen Cylinder in ungefähr derselben Grösse an derselben Stelle.

Entsprechend der Vergrößerung der Leistungen des Hochdruckcylinders verringern sich die Leistungen des Mittel- und Niederdruckcylinders, sodass an der Stelle der geringsten Leistung des Hochdruckcylinders, d. h. wenn seine Kurbel etwa  $150-180^{\circ}$  aus seiner oberen Totpunktlage herausgedreht ist, eine Verkleinerung der zusammenge-

setzten Tangentialdrücke entsteht, welche sich schliesslich zu einem Minimum ausbildet.

Wie aus dem Vorhergegangenen zu entnehmen ist, wird unter Berücksichtigung eines günstigen Drehmomentes der Einführung des Heissdampfes in die für Sattdampf gebaute dreifach-Expansionsmaschine und der dadurch bedingten Vergrößerung der Leistung des Hochdruckcylinders nichts im Wege sein.

Ebensowenig bedarf es, wie aus Folgendem ersichtlich, einer besonderen Berücksichtigung der auftretenden Gestängebeanspruchungen. Die auf Zug, Druck und Knickung beanspruchten Teile des Gestänges werden im allgemeinen mit Zuhilfenahme eines  $P_{\max}$  konstruiert, welches aus dem vorgeschriebenen Kesseldruck errechnet ist. Dieses  $P_{\max}$  wird aber weder in der mit Heissdampf noch in der mit Sattdampf betriebenen Maschine erreicht. Es werden die Maxima der Drücke, welche bei beiden Betrieben auftreten, ungefähr gleich bleiben, da eine Vergrößerung der Leistung nicht durch Vergrößerung der absoluten Ueberdrücke, sondern durch Vergrößerung der Füllung hervorgerufen wird. Nur der mittlere, beim Nachprüfen der durch Reibung beanspruchten Teile des Gestänges in Betracht kommende Flächendruck wird sich beim Hochdruckcylinder etwas erhöhen. Beispielsweise wird bei der auf Tafel 3 wiedergegebenen Leistung von rund  $890-900$  P. S. i. beim Hochdruckcylinder der mit Heissdampf betriebenen Maschine ein um  $11,6\%$  höherer mittlerer Flächendruck auf die Kreuzkopfbolzen ausgeübt als bei einer gleichmässigen Verteilung der Leistungen erfolgt wäre, während die Mehrleistung des Mitteldruckcylinders der mit Sattdampf betriebenen Maschine  $9,3\%$  beträgt, sodass ein absolut grösserer mittlerer Druck eines einzelnen Cylinders in obigem Beispiel nur  $2,3\%$  beträgt.

Es hat sich also gezeigt, dass sowohl bei der Compound- als auch bei der dreifach-Expansionsmaschine die Einführung des Heissdampfes eine bedeutende Kohlenersparnis gewähren kann, und die dabei geänderte Arbeitsverteilung, welche der Heissdampf hervorruft, keinen nachteiligen Einfluss auf die Maschine oder den Wirkungsgrad des Propellers erkennen lässt. Die für Sattdampf gebaute Viercylinderschiebermaschine — dreifacher oder vierfacher Expansion — wurde bei obiger Untersuchung nicht mit in Erwägung gezogen, da sie für eine nachträgliche Einführung des Heissdampfes infolge ihrer betriebssicheren Grenztemperatur kaum in Frage kommen kann. Diese Grenze für die Wahl der Heissdampftemperaturen, welche durch die Rücksicht auf die Betriebssicherheit gezogen wird, wird desto eher erreicht, je grösser die Abmessungen der auf einander gleitenden Teile sind. Es würde sich auch bei einer nur mässigen Ueberhitzung des bei diesen Maschinen zur Anwendung kommenden hochgespannten Dampfes von etwa  $16$  bis  $17$  Atm. abs. einerseits eine nur sehr geringe Wärmeersparnis bemerkbar machen, andererseits sind diese Maschinen durchschnittlich für grosse Leistungen bestimmt, so dass die dementsprechend

dimensionierten Maschinenteile, speziell die Abschlussorgane, infolge der erhöhten Dampftemperaturen sich sehr stark verziehen und verkrümmen und ein ökonomisches Arbeiten unmöglich machen würden. Die betriebssichere Grenztemperatur wird also von folgenden drei Faktoren beeinflusst;

1. von der Höhe der Ueberhitzung und insbesondere von der während des Betriebes ziemlich gleichbleibenden mittleren Temperatur der aufeinander gleitenden, vom Dampf bespülten Teile,
2. von der Grösse der Maschine, insbesondere der Dampfsteuerorgane,
3. von der Bauart der Maschine.

Am geeignetsten für den Heissdampf wird eine Maschine sein, welche der Ausdehnungswirkung der hohen Temperaturen an den mit dem überhitzten Dampf in direkte Berührung kommenden Teilen nachgeben kann, ohne auf die Form der Cylinder oder der Abschlussorgane nachteilig einzuwirken. Deshalb werden die mit Mantelheizung ausgerüsteten Maschinen infolge der an den Cylinderwänden auftretenden Materialanhäufungen nur eine mässige Ueberhitzung zulassen. Auch der Kolbenschieber des Hochdruckcylinders wird nur bis zu einer bestimmten Ueberhitzertemperatur und Grösse den Ansprüchen genügen. Ueber diese Grenze hinaus wird er entweder völlig versagen oder ein ökonomisches Arbeiten der Maschine infolge übermässig starker Abnützung der gleitenden Teile und des dadurch bedingten schlechteren Schliessens der Kanäle unmöglich machen. Man kommt also hierdurch ganz von selbst an eine Grenze, bis zu welcher die Bauart und Grösse der Maschine eine vorteilhafte Verwendung des Heissdampfes in der für Sattdampf gebauten Maschine ermöglicht.

Einen wesentlichen Einfluss auf die gleitenden Teile übt das zur Verwendung kommende Schmiermaterial und die Schmierfähigkeit des Dampfes aus, wie schon im Eingang der Arbeit an einem Beispiel gezeigt worden ist. Während bei gesättigtem Dampf das mitgerissene und sich immer wieder neu bildende Wasser die Schmierfähigkeit des Dampfes sehr erhöht und deshalb eine besondere Schmierung fast unnötig macht, wird mit zunehmender Ueberhitzung der Dampf immer trockener und der Ersatz durch ein geeignetes gleichmässig zugeführtes Schmiermaterial dringender. Bei den beiden oben angeführten Schiffen „Mazagan“ und „Bussard“ stellte sich nach einer Reihe von Fahrten der Bedarf an Cylinderöl auf [rund 0,75 bis 1,0 kg pro 24 Stunden.

Vor dem Einbau des Ueberhitzers wurde diesen Maschinen etwa 0,5—0,75 kg eines geringwertigen Cylinderöles zugeführt, so dass sich die Kosten an Cylinderöl erheblich vergrössern; im Vergleich zu den Minderkosten durch Kohlen- und Speisewassersparnis und damit bedingten Raumersparnis sind diese Mehrkosten jedoch unbedeutend. Beachtenswerter ist dagegen der Einfluss, den die verschiedenwertigen Cylinderöle bei den beiden An-

lagen auf Maschine und Kessel ausüben. Es liegt in der Wirkungsweise des Nassdampfes, dass von dem der Maschine zugeführten Cylinderöl nur ein sehr kleiner Teil seinen Bestimmungszweck ausfüllt. Die während des Betriebes durch den Feuchtigkeitsgehalt des Dampfes fortwährend nass erhaltenen Wandungen verhindern die Ausbildung einer Oelschicht auf den gleitenden Flächen. Es wird deshalb das Oel zum grössten Teil tropfenförmig durch die Maschine hindurchheilen und im Vorwärmer aus dem Kondensat ohne besondere Schwierigkeit ausgeschieden werden können. In der jüngsten Zeit werden deshalb im Gegensatz zu den bisherigen Bestimmungen in der kaiserlichen Marine selbsttätige Cylinderschmierapparate am Manöverventil angeordnet, welche beispielsweise den kleinen Kreuzermaschinen pro 24 Stunden bei rund 110 Umdrehungen 0,5 kg Cylinderöl zuführen, während bei sehr vielen Handelsschiffsmaschinen von einer regelmässigen Cylinderschmierung ganz abgesehen wird und nur nach Bedarf speziell der Niederdruckcylinder etwas geschmiert wird. Es wird deshalb auch nur eine kleine Menge Cylinderöl mit dem Speisewasser in den Kessel eintreten, welches leicht verseift werden kann.

Im Gegensatz hierzu bedarf die Heissdampfmaschine einer sehr regelmässigen Cylinderschmierung, und es wird bei richtiger Einführung desselben sehr fein zerstäubt, so dass das mit dem Kondensat austretende Oel nur sehr schwer aus dem Wasser auszuschneiden ist, bevor es wieder in die Kessel gedrückt wird. Es ist deshalb bei Verwendung von Heissdampf auf eine gute Oelabscheidung vor oder nach dem Kondensator oder im Vorwärmer besonders Wert zu legen, zumal die Fähigkeit des für Heissdampf erforderlichen Mineralöles sich mit Soda zu verseifen bedeutend geringer ist als bei dem für Nassdampfbetrieb noch ausreichenden Schmierstoffe.

Als sehr gutes Mittel zum Reinigen des Kondensats hat sich bei Dampfer „Bussard“ Koks bewährt, welcher in einem Korb im Vorwärmer eingehängt wird, und durch welchen das Kondensat rieselt. Der mit Oel getränkte Koks wurde dann in den Kesseln verfeuert. Es arbeiten die Kessel, obwohl kein besonderer Oelabscheider angeordnet war, bisher ohne jegliche diesbezügliche Störung.

Wie schon vorher kurz angedeutet, erfährt die Möglichkeit der Verwendung des Heissdampfes in der für Sattdampf gebauten Schiebermaschine eine Grenze in der Grösse der Maschine. Bei Maschinen von etwa 12—1500 P.S.i. werden die Schieberabmessungen des Hochdruckcylinders eine Grösse erreichen, bei welcher infolge der auftretenden Materialverzerrungen durch die höhere Erwärmung der vom Heissdampf bespülten Teile speziell des Hochdruckschiebers, ein rationelles Arbeiten kaum mehr möglich ist. Infolgedessen ist man dann genötigt zu einem ganz anderen Abschlussorgan, dem Ventil, zu greifen, welches, wenn es bei der entsprechenden Temperatur eingeschliffen ist, auch bei hoher Ueberhitzung den Anforderungen noch genügt.

In der jüngsten Zeit wurden speziell für Schiffsmaschinenanlagen Ventilmaschinen entworfen, welche sehr wohl geeignet sind, die Schiebermaschine zu ersetzen, wenn sie auch nicht, wie von verschiedenen Seiten behauptet wird, unbedingt günstiger arbeite als die Schiebermaschine. Ein von der Firma Lanz, Mannheim, aufgeführtes Beispiel, die Vergleichsfahrt der Dampfer „la Rance“ und „la Garonne“ (Engineering 1907 Heft 3) dürfte bei näherer Prüfung kaum den von der Firma angestrebten Beweis des günstigeren Arbeitens der Ventilmaschine gegenüber der vollkommenen Schiebermaschine liefern. Von den beiden zum Vergleich gebrachten Schwesterschiffen war „la Rance“ mit Ventilmaschine und Ueberhitzer, System Pielock, „la Garonne“ mit einer Nassdampfmaschine ausgerüstet. Die Vergleichsfahrten ergaben eine Kohlenersparnis von 18% zu Gunsten der Ventilheissdampfmaschine. Die Heissdampf Temperatur betrug im Mittel 270° bei einem absoluten Druck im Hochdruckreceiverkasten von 13,453 kg bei „la Rance“ und 13,375 kg bei der Nassdampfmaschine der „Garonne“. Die Ueberhitzung betrug also rund 78°. Wenn man nun annimmt, dass im allgemeinen bei speziell für Heissdampf gebauten Anlagen für jede 6° Ueberhitzung zumindest 1% Kohlenersparnis gerechnet werden kann (bei der mit Heissdampf betriebenen Sattdampfschiebermaschinenanlage des Dampfers „Bussard“ kam auf 6,04° Ueberhitzung 1% Kohlenersparnis bei einer Gesamtkohlenersparnis von 18% der ganzen Anlage), so bleibt zu Gunsten der Ventilsteuerung allein eine Kohlenersparnis von 5%.

Leider sind die Versuche im Schiffsmaschinenbau noch zu wenig zahlreich, um genaue Angaben über die pro Ueberhitzungsgrad gemachte Kohlenersparnis machen zu können; zieht man jedoch die Lokomotive heran, so findet man bei Heissdampfschiebermaschinen mit Schmidt'schem Ueberhitzer eine Kohlenersparnis von rund 1% für jede 5° Ueberhitzung. Nach den Angaben über die mit Pielock-Ueberhitzern und Schiebermaschinen erzielten Kohlenersparnisse (Zahlentafel 5, Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1906, Seite 825)

soll bei einer Dampftemperatur von 270° C die Ersparnis 24,1% betragen haben, was einer Kohlenersparnis von 1% für jede 3,7° Ueberhitzung entspricht.

Von dem Bremer Vulkan in Vegesack wurden mit einer kleinen, in einem Schlepper eingebauten Nassdampfmaschine, welche zuerst als Schiebermaschine gebaut war und 2 Jahre nach ihrer Fertigstellung neue Cylinder mit Ventilsteuerung (Bauart Lentz) erhielt, Versuche gemacht. (Die Versuchsergebnisse siehe Fig. 13 und Fig. 14.) Aus denselben ist zu ersehen, dass bei kleinen Ausführungen die Schiebermaschine einer Ventilmaschine mit gleichen Abmessungen, gleicher Füllung und gleichen Kesselspannungen völlig gleichwertig ist. Besondere Vorteile, die sich infolge der grösseren Völligkeit des Hochdruckcylinderdampfdiagrammes der Ventilmaschine ergeben könnten, sind bei richtiger Dimensionierung der Absperrorgane der Schiebermaschine kaum zu erkennen. Es ist deshalb kaum zugänglich aus den oben angeführten Vergleichsfahrten der Dampfer „la Rance“ und „la Garonne“ massgebende Daten zur Beurteilung der Vorteile des Heissdampfes oder der Ventilmaschine entnehmen zu wollen. Die Diagramme der beiden zum Vergleich gebrachten Dampfer lassen erkennen, dass die Drosselverluste des Hochdruckschiebers der „Garonne“ ganz ungewöhnlich hohe bei den Versuchsfahrten gewesen sein müssen, wie dieselben bei den gut gebauten Schiebermaschinen nicht zu finden sind, sodass vielleicht auch hiermit ein etwas höherer als normaler Dampfverbrauch zu begründen ist. Man ist deshalb zu der Annahme berechtigt, dass bei Benutzung aller der bis zum Bau der Schwesterschiffe „la Rance“ und „la Garonne“ gemachten Fortschritte auch bei Vereinigung des Heissdampfes mit der Schiebermaschine dieselben Vorteile erreicht worden wären, und zwar umso mehr, da schon die normale Sattdampfmaschine ohne besondere bauliche Aenderungen bei Einführung des Heissdampfes dieselben durchschnittlichen Ersparnisse von 18% erzielt hat.





Fig. 13.

Diagramme der Probefahrt am 10. 3. 1906 (Schiebermaschine).

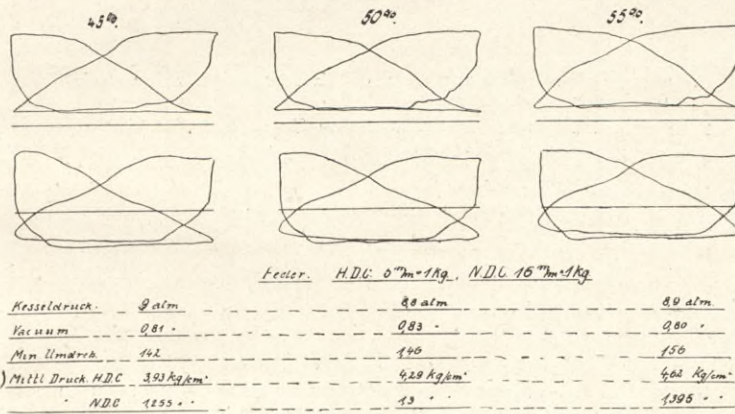
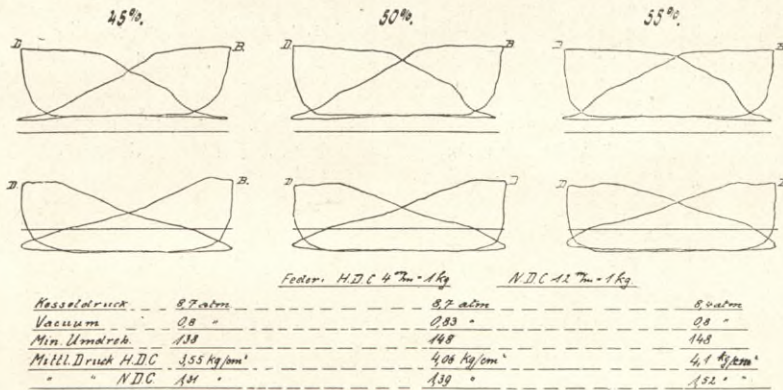


Fig. 14.

Diagramme der Probefahrt am 6. 1. 1909 (Ventilmaschine).



## Literaturverzeichnis.

---

1. Bauer, „Berechnung und Konstruktion der Schiffsmaschinen und Kessel.“
  2. Garbe, „Dampflokomotiven der Gegenwart.“
  3. Hütte, „Des Ingenieurs Taschenbuch.“
  4. Mentz, „Schiffskessel.“
  5. Schüle, „Technische Wärmemechanik.“
  6. Berner, „Die Verwendung des überhitzten Dampfes bei der Kolbenmaschine.“ Z. d. V. D. I. 1905.
  7. Eberle, Chr., „Versuche über den Wärme- und Spannungsverlust bei der Fortleitung gesättigten und überhitzten Wasserdampfes.“ Z. d. V. D. I. 1908.
  8. Josse, E, „Versuche über Oberflächenkondensatoren insbesondere für Dampfturbinen.“ Z. d. V. D. I. 1909.
  9. Mehlis, „Die Dampfüberhitzung und ihre Verwendung im Schiffsbetrieb.“ Schiffsbau techn. Gesellschaft 1907.
  10. Metzeltin, „Lokomotiven und Ventilsteuerung.“ Z. d. V. D. I. 1906.
  11. Patentschriften der Klasse 13, Gruppe d, 4.
  12. Schiffbau 1908.
  13. Schiffsmaschine mit Ventilsteuerung „System Lentz“ für den französischen Frachtdampfer „la Rance“. Engineering 1907.
  14. Strahl, „Vergleichende Versuche mit gesättigtem und mässig überhitztem Dampf an Lokomotiven.“ Z. d. V. D. I. 1905.
- 
-



S. 61


11. 8





WYDZIAŁY POLITECHNICZNE KRAKÓW

BIBLIOTEKA GŁÓWNA

 33707  
L. inw.

Kdn., Czapskich 4 — 678. 1. XII. 52. 10.000

Biblioteka Politechniki Krakowskiej



100000303935