

Dr. G. Bauer

**Berechnung und Konstruktion der
Schiffsmaschinen und -Kessel**

Berechnung und Konstruktion
der
Schiffsmaschinen und -Kessel

Ein Handbuch

zum Gebrauch für

Konstrukteure, Seemaschinisten und Studierende

von

Dr. G. Bauer

Direktor der Stettiner Maschinenbau-A.-G. „Vulcan“

unter Mitwirkung der Ingenieure

E. Ludwig, A. Boettcher und Professor Dr.-Ing. **H. Foettinger**

Mit 623 Illustrationen, 27 Tafeln und vielen Tabellen

Vierte, unveränderte Auflage



München und Berlin
Druck und Verlag von R. Oldenbourg
1910

Vorwort zur dritten Auflage.

Das Erscheinen der vorliegenden dritten Auflage wurde verzögert durch die dringenden Berufsgeschäfte des Autors und die Notwendigkeit, das Buch einer gründlichen Durcharbeitung zu unterziehen.

Die zahlreichen Verbesserungen und Ergänzungen, welche die dritte Auflage erfahren hat, verteilen sich gleichmäßig über den ganzen Inhalt des Buches. In der Hauptsache erstrecken sie sich auf die Ergänzung und Berichtigung der überall eingestreuten Zusammenstellungen von Verhältniszahlen für die Konstruktion. Wesentlich erweitert sind die Kapitel über Rohrleitungen und Apparate. Für eine besonders wertvolle Bereicherung der dritten Auflage erachte ich den hinzugekommenen Auszug aus den Materialvorschriften der Kaiserlich Deutschen Kriegsmarine. Die Veröffentlichung desselben hat Se. Exzellenz der Herr Staatssekretär des Reichsmarineamts mir gütigst gestattet, wofür ich auch an dieser Stelle meinen ergebensten Dank auszusprechen mich beehre.

In Bezug auf die Abbildungen des Buches habe ich mich wieder einer weitgehenden Unterstützung seitens vieler Firmen zu erfreuen gehabt. Insbesondere hat die Stettiner Maschinenbau-Aktiengesellschaft »Vulcan« mir wieder sehr wertvolle Unterlagen hierfür zur Verfügung gestellt. Alle, welche so zur Förderung meiner Arbeit beigetragen haben, bitte ich, an dieser Stelle meinen besten Dank hierfür entgegenzunehmen. Ebenso danke ich der Verlagsbuchhandlung verbindlichst dafür, daß sie auch diesmal, was in ihren Kräften stand, dazu beigetragen hat, um das Buch meinen Absichten entsprechend auszustatten

•

Es ist mir wohl bewußt, daß bei der Bedeutung, welche die Dampfturbine als Antriebsorgan von Schiffen, namentlich von Kriegsfahrzeugen, heute gewonnen hat, ein Werk über Schiffsmaschinen, welches die Dampfturbine nicht erwähnt, nicht vollständig genannt werden kann.

Ich werde bestrebt sein, in nicht zu ferner Zeit diese Lücke auszufüllen.

Besonders möchte ich hervorheben, daß an der Bearbeitung dieser dritten Auflage Herr Ingenieur Ludwig die Hauptarbeit geleistet hat. Hierin wurde er in jeder Hinsicht von Herrn Ingenieur Vogel in tatkräftiger und gewissenhafter Weise unterstützt.

Zum Schlusse richte ich, wie bei der ersten und zweiten Auflage, an die Leser die Bitte, etwa gefundene Mängel mir zur Kenntnis zu bringen, wofür dieselben meines aufrichtigsten Dankes versichert sein dürfen.

Stettin, im Dezember 1907.

Vorwort zur vierten Auflage.

Die vierte Auflage ist lediglich ein Abdruck der dritten Auflage. Textliche Veränderungen wurden in derselben nicht vorgenommen, es hat lediglich die Korrektur einiger Fehler, die sich in den Druck der dritten Auflage eingeschlichen hatten, stattgefunden; dementsprechend ist dem Vorwort der vorhergehenden Auflage nichts hinzuzufügen.

Stettin, im Juli 1910.

DR. GUSTAV BAUER

Direktor der Stettiner Maschinenbau-A.-G. »Vulcan«.

Inhaltsverzeichnis.

I. Teil. Die Hauptmaschine.

I. Abschnitt. Berechnung der Zylinderdimensionen.

	Seite
1. Pferdestärke	1
2. Messung der indizierten Leistung	2
3. Messung der effektiven Leistung	5
4. Indikatorgramm und Dampfverteilung	7
5. Mehrfache Expansion	7
6. Arbeit des Dampfes in den Zylindern	8
7. Der schädliche Raum	14
8. Berechnung der Zylinderdimensionen für eine ge- gebene Leistung	15
9. Bestimmung des tatsächlichen mittleren Druckes	16
10. Hilfsdiagramm und Völligkeitsgrad	16
11. Zusammenlegen der Diagramme	17
12. Zylinderberechnung für Projekte	18
13. Gesamtexpansion, Zylinderverhältnis und Füllungs- grade der einzelnen Zylinder	19
14. Gesamtfüllungsgrade und Zylinderverhältnis ver- schiedener Maschinentypen	21
15. Beispiel für die Berechnung einer Dreifach-Expansions- maschine	23
16. Receiver	25
17. Konstruktion der Indikatorgramme aus den Volumendiagrammen	26

II. Abschnitt. Die Ausnutzung des Dampfes in der Maschine.

18. Theoretische Arbeit des Dampfes	29
19. Verluste infolge von Drosselung	32
20. Verluste infolge des schädlichen Raumes	33
21. Verluste infolge des Einflusses der Zylinderwandungen	33
22. Zweck des Dampfmantels	34
23. Einfluß der Mehrfach Expansion	34
24. Receiverheizung	35
25. Kondensator	36

III. Abschnitt. Kolbenhub, Umdrehungszahl, Massenwirkung, Drehmoment, Massenausgleich.

	Seite
§ 26. Kolbenhub, Umdrehungszahl, Kolbengeschwindigkeit	37
§ 27. Tabellen ausgeführter Schiffsmaschinen, enthaltend Zylinderdimensionen, Kesselspannung und Umdrehzahl	38
§ 28. Der Kurbelmechanismus	58
§ 29. Die bewegten Massen der Dampfmaschine	61
§ 30. Tangentialkraft und Drehmoment der Mehrkurbelmaschine	63
§ 31. Ungleichförmigkeit der Umfangsgeschwindigkeit im Kurbelkreis	69
§ 32. Beispiele	71
§ 33. Erklärung von Figuren.	74
§ 34. Torsionsschwingungen	75

Massenausgleich.

§ 35. Allgemeines	81
§ 36. Massenausgleich der Einkurbelmaschine	82
§ 37. Massenausgleich der Zweikurbelmaschine	82
§ 38. Massenausgleich der Dreikurbelmaschine	83
§ 39. Massenausgleich der Vierkurbelmaschine oder Schlickscher Massenausgleich	85
§ 40. Praktische Durchführung desselben	87
§ 41. Berücksichtigung der Steinerung.	88
§ 42. Bemerkungen zum Schlickschen Massenausgleich	89
§ 43. Günstigste Anordnung der Maschine für den Massenausgleich	90
§ 44. Beispiel I. Nachrechnung des Massenausgleichs für eine ausgeführte Maschine.	91
§ 45. Beispiel II. Neuberechnung des Massenausgleichs für eine Schnelldampfermaschine	99
§ 46. Einfluß der Pleuelstangenlänge auf den Massenausgleich	102
§ 47. Allgemeines	103
§ 48. Ausgleich der vertikalen Kräfte bei irgendeiner Pleuelstangenlänge und Ausgleich der kippenden Kräftepaare bei unendlich langer Pleuelstange	104
§ 49. Kritische Umdrehungszahl und Einfluß des Aufstellungsortes der Maschine im Schiff auf die Vibrationen.	105

IV. Abschnitt. Anordnung der Hauptmaschine.

§ 50. Anordnung der Zylinder und Kurbeln	106
§ 51. Längsverbindung der Zylinder	127
§ 52. Einige allgemeine Bemerkungen über die Anordnung der Hauptmaschine	129
§ 53. Das Anspringen der Maschine	132
§ 54. Länge der Hauptmaschine	133

V. Abschnitt. Details der Hauptmaschine.**Dampfzylinder.**

	Seite
55. Allgemeines über Dampfzylinder	134
56. Dampfgeschwindigkeiten	134
57. Wandstärke der Zylindereinsätze	136
58. Wandstärke des Zylindermantels	137
59. Wandstärke des Zylinders ohne Einsatz	137
60. Befestigung des Zylindereinsatzes	138
61. Zylinderdeckelschrauben	140
62. Zylinderflansch	140
63. Zylinderboden	140
64. Zylinderfüße	140
65. Zylinderkanäle und Schieberkasten	141
66. Berechnung flacher Wände der Kanäle etc.	141
67. Rundschiebereinsatz und Schieberspiegel	144
68. Zylinderdruckproben	145
69. Konstruktionsregeln für Zylinder	146
70. Zylinderarmaturen	147
71. Beschreibung der Figuren für Dampfzylinder	155
72. Zylinderdeckel	165
73. Stopfbüchsen	166
74. Metallpackung für Stopfbüchsen	169

Schieber.

75. Allgemeines	171
76. Wandstärke	177
77. Öffnungen im Schieberspiegel	177
78. Bezeichnung der Schieberelemente	178
79. Schieberhub	178
80. Exzentrizität	178
81. Hauptabmessungen	178
82. Zylinderfüllung	180
83. Lineares Voreilen	181
84. Vorausströmen	181
85. Kompression	182
86. Schieberdiagramme	182
87. Diagramm nach Müller-Reuleaux	182
88. Diagramm nach Zeuner	184
89. Veränderung der Füllung	186
90. Kulissensteuerung von Stephenson	186

Verschiedene Steuerungen.

91. Steuerung von Klug	189
92. Steuerung von Marshall	192
93. Steuerung von Joy	192
94. Steuerung von Heusinger	195
95. Expansionssteuerungen	195

Kolbengestänge.

96. Maximalbelastung	203
97. Stahlkolben	204

§ 98.	Gußeiserne Kolben	206
§ 99.	Kolbendichtungen	206
§ 100.	Spielraum des Kolbens zwischen Boden und Deckel	212
§ 101.	Kolbendeckel	213
§ 102.	Bemerkungen	213
§ 103.	Kolbenstange	214

Pleuelstange und Kreuzkopf.

§ 104.	Länge der Pleuelstange	216
§ 105.	Pleuelstangenschaft	217
§ 106.	Pleuelstangengabel	219
§ 107.	Kurbellager und Kreuzkopflager	221
§ 108.	Lagerbolzen	223
§ 109.	Lagerdeckel	223
§ 110.	Kreuzkopf und Gleitbahn	224
§ 111.	Kreuzkopf mit angeschmiedeter Stange	229
§ 112.	Druck auf die Gleitbahn	230
§ 113.	Gleitbahn	230

Kurbelwelle.

§ 114.	Schaft der Kurbelwelle	236
§ 115.	Vorschriften des Germanischen Lloyd (Ausg. 1906)	236
§ 116.	Kurbelzapfen	238
§ 117.	Gebaute Kurbelwellen	239
§ 118.	Kurbelwellen mit angeschmiedeten Wangen	241
§ 119.	Allgemeines über Kurbelwellen	243
§ 120.	Kupplung der Kurbelwellenteile	244
§ 121.	Material der Kurbelwellen	246

Grundplatte.

§ 122.	Verschiedene Arten von Grundplatten	246
§ 123.	Fundamentbolzen	249
§ 124.	Grundplattenlängsträger	252
§ 125.	Grundlager	252
§ 126.	Lagerdeckel	254
§ 127.	Lagerbolzen	256
§ 128.	Dimensionen der Grundlager	257
§ 129.	Stärke der Lagerdeckel	258

Maschinenständer.

§ 130.	Anordnung der Ständer für kleine Handelsschiffe	258
§ 131.	Anordnung der Ständer für große Handelsschiffe	258
§ 132.	Anordnung der Ständer für Schnelldampfer	260
§ 133.	Anordnung der Ständer für Kriegsschiffe	260
§ 134.	Anordnung der Ständer für ganz leichte Maschinen	260
§ 135.	Beanspruchung der Ständer und Säulen	262
§ 136.	Befestigung der Ständer	263

Steuerungsgestänge.

§ 137.	Kraft zur Bewegung des Schiebers	264
§ 138.	Schieberstange	266

Inhaltsverzeichnis.

XI

		Seite
§§	139. Durchgehende Schieberstangen	268
§§	140. Schieberhebel und Traversen	268
§§	141. Kulisse von Stephenson	270
§§	142. Exzenterstange	272
§§	143. Exzenter	273
§§	144. Exzenterbügel	277
§§	145. Schlußbemerkung	279

Umsteuerung.

§§	146. Umsteuerwelle und Umsteuerhebel	280
§§	147. Umsteuerungsvorrichtungen	283
§§	148. Direkt wirkende Umsteuermaschinen	283
§§	149. Rundlauf-Umsteuermaschinen	289
§§	150. Hauptdimensionen der Umsteuermaschinen	292

Maschinendrehvorrichtung.

§§	151. Allgemeines	294
§§	152. Berechnung der Räder	299

Kondensatoren.

§§	153. Allgemeines	301
§§	154. Kühlfläche	302
§§	155. Kühlrohre und -rohrplatten	303
§§	156. Kondensatorgehäuse	306
§§	157. Armaturen und Anschlüsse	309
§§	158. Einspritzkondensatoren	310

II. Teil. Pumpen.

Luftpumpen.

§§	159. Einteilung der Luftpumpen	311
§§	160. Hauptdimensionen	311
§§	161. Ventile	312
§§	162. Saug- und Druckrohre	316
§§	163. Pumpengehäuse	316
§§	164. Pumpenkolben	319
§§	165. Kolbenstange	319
§§	166. Luftpumpen getrennt von der Hauptmaschine	322

Zirkulationspumpen.

§§	167. Einteilung der Zirkulationspumpen	323
§§	168. Kolben-Zirkulationspumpen. Allgemeines	323
§§	169. Kolben-Zirkulationspumpen. Ventile	323
§§	170. Kolben-Zirkulationspumpen. Saug- und Druckrohre	324
§§	171. Kolben-Zirkulationspumpen. Gehäuse	324
§§	172. Kolben-Zirkulationspumpen. Kolben und Kolbenstange	324
§§	173. Zentrifugal-Zirkulationspumpen. Allgemeines	324

	Seite
§ 174. Sauge- und Druckrohre	325
§ 175. Zentrifugal-Zirkulationspumpen. Flügelrad	326
§ 176. Zentrifugal-Zirkulationspumpen. Flügelradwelle	330
§ 177. Zentrifugal-Zirkulationspumpen. Gehäuse	330
§ 178. Zentrifugal Zirkulationspumpen. Antriebsmaschine	333
§ 179. Tabelle ausgeführter Kondensationsanlagen	336

Speisepumpen.

§ 180. Einteilung	338
§ 181. Speisewassermenge	338
§ 182. Maschinenspeisepumpen. Allgemeines	338
§ 183. Maschinenspeisepumpen. Größe derselben	339
§ 184. Maschinenspeisepumpen. Pumpenzylinder und Ventilkasten	339
§ 185. Maschinenspeisepumpen. Ventile	342
§ 186. Maschinenspeisepumpen. Wassergeschwindigkeit	342
§ 187. Dampfspeisepumpen. Allgemeines	342
§ 188. Duplexpumpen. Worthington	343
§ 189. Simplexpumpen. Allgemeines	344
§ 190. Weirpumpen	345
§ 191. Blakepumpen	348

Verschiedene Pumpen.

§ 192. Maschinenlenzpumpen	349
§ 193. Maschinenklosettpumpen	351
§ 194. Gesamtanordnung der Pumpen	353
§ 195. Dampfpumpen für verschiedene Zwecke	353

Pumpengestänge.

§ 196. Beanspruchung der Pumpengestänge	354
§ 197. Beispiele ausgeführter Pumpenanlagen	355

Vorschriften des Germanischen Lloyd über Pumpenanlagen (Ausgabe 1906).

§ 198. Vorschriften	359
-------------------------------	-----

III. Teil. Wellenleitung, Schiffswiderstand, Propeller.

I. Abschnitt. Wellenleitung.

Druckwelle und Drucklager.

§ 199. Axialer Propellerschub	360
§ 200. Druckwelle	361
§ 201. Drucklager	362
§ 202. Drucklager bei kleinen Schiffen	365

	Laufwellen und Traglager.	Seite
203.	Laufwellen oder Transmissionswellen	365
204.	Traglager	367
205.	Schottstopfbüchsen	367
206.	Wellenbremse	367

	Wellenkupplungen und Propellerwelle.	
207.	Abnehmbare Wellenkupplungen, Flanschenkupplungen	368
208.	Ansrückbare Kupplungen	370
209.	Propellerwelle	370

	Stevenrohr.	
210.	Allgemeines	372
211.	Konstruktion für Handelsschiffe	373
212.	Konstruktion für leichte Kriegsschiffe	374
213.	Einrichtung bei Ölschmierung	378
214.	Allgemeine Anordnung der Wellenleitung	380

II. Abschnitt. Schiffswiderstand.

215.	Methode von Froude	381
216.	Berechnung des Schiffswiderstandes nach Middendorf	383
217.	Annäherungsmethode zur Bestimmung der Maschinenleistung	385

III. Abschnitt. Die Schiffsschraube.

218.	Einleitung	390
219.	Allgemeines	391
220.	Anzahl der Flügel	396
221.	Verschiedene Flügelformen	397
222.	Schraubengeschwindigkeit, Vorstrom und Slip	397
223.	Wirkungsgrad der Schraube	400
224.	Andere Formeln zur Berechnung der Schraube	403
225.	Bemerkung über die Schraubensteigung	405
226.	Berechnung nach Taylor	406
227.	Berechnung nach Taylor	406
228.	Berechnung nach Taylor. Beispiel	411

Festigkeit der Propellerflügel.

229.	Beanspruchung der Flügel durch Schubkraft und Tangentialkraft	413
230.	Beanspruchung, vorläufige Berechnungen	416
231.	Beanspruchung der Flügel durch d. Zentrifugalkraft	418
232.	Beanspruchung der Flügel durch die Zentrifugalkraft. Beispiel I	419

§	233.	Beanspruchung der Flügel durch die Zentrifugalkraft. Beispiel II.	420
§	234.	Stärke des Flügels an der Spitze	422
§	235.	Flügelmaterial	422

Ausführung der Schraube.

§	236.	Herstellung der Schraube	423
§	237.	Erklärung der Abbildungen ausgeführter Schrauben	424
§	238.	Propellernabe	430
§	239.	Bearbeitung der Propellerflügel	436

IV. Teil. Rohrleitung.

I. Abschnitt. Allgemeines, Ventile, Flanschen etc.

§	240.	Allgemeine Bemerkungen	437
§	241.	Rohrverbindungen	437
§	242.	Flanschen	437
§	243.	Verpackung	442
§	244.	Schottdurchführungen	443
§	245.	Vorschriften des Germ. Lloyd über Ventile etc.	443
§	246.	Ventile	444
§	247.	Wasserschieber	450
§	248.	Hähne	451

II. Abschnitt. Unterwassertelle und Ausgußventile.

§	249.	Unterwasserteile	451
§	250.	Ausgußventile	455

III. Abschnitt. Hauptdampfleitung, Hilfsdampfleitung, Abdampfleitung.

1. Hauptdampfleitung.

§	251.	Anordnung	456
§	252.	Wasserabscheidung	458
§	253.	Durchmesser	458
§	254.	Wärmeausdehnung	458
§	255.	Anordnung der Hauptdampfleitung bei einem großen Passagierdampfer	466
§	256.	Wandstärke der Dampfrohre	466
§	257.	Wärmeverluste	470

2. Hilfsdampfleitung.

§	258.	Hilfsdampfleitung	471
---	------	-----------------------------	-----

3. Abdampfleitung.

	Seite
§ 259. Abdampf der Hauptmaschine	472
§ 260. Abdampf der Hilfsmaschinen	472

IV. Abschnitt. Speiseleitung.

§ 261. Allgemeines	473
§ 262. Gebräuchliche Anordnungen	474
§ 263. Speiswasserreiniger	480
§ 264. Schwimmtank	481
§ 265. Durchmesser der Speiseleitungen	482
§ 266. Wandstärke der Speiseleitungen	484
§ 267. Stützen in den Speiseleitungen	484
§ 268. Speiswasservorwärmer	484
§ 269. Kesselausblase- und Abschaumleitung	488
§ 270. Schematische Rohrpläne	489

V. Abschnitt. Lenzleitung, Ballastleitung, Kühlleitung.

§ 271. Lenzleitung	489
§ 272. Ballastleitung. Allgemeines	491
§ 273. Ballastleitung, Rohrwandstärke etc.	492
§ 274. Kühlleitung	492

Vorschriften des Germanischen Lloyd über
Rohrleitungen.

§ 275. Vorschriften (Ausgabe 1906)	493
--	-----

VI. Abschnitt. Speise- und Trinkwassererzeuger.

§ 276. Speise- und Trinkwassererzeuger	495
--	-----

V. Teil. Dampfkessel.

I. Abschnitt. Feuerung und Dampferzeugung.

§ 277. Allgemeines	501
§ 278. Verbrennungsprozeß	501
§ 279. Vollkommenheit der Verbrennung	503
§ 280. Verlust durch Luftüberschuß	504
§ 281. Rostfläche	505
§ 282. Natürlicher Zug	505
§ 283. Künstlicher Zug	508
§ 284. Ventilatoren	508
§ 285. Dimensionierung der Flügelräder	509

	Seite
§ 286. 1. Beispiel für Berechnung der Hauptdimensionen von Ventilationsrädern	509
§ 287. Schaufelform der Ventilationsräder	509
§ 288. Anzahl der Schaufeln	513
§ 289. Temperatur im Verbrennungsraum	513
§ 290. Endergebnis des Verbrennungsprozesses	514
§ 291. Dampferzeugung	516
§ 292. Übertragung der Wärme der Heizgase auf das Wasser	516
§ 293. Die auf den Inhalt des Kessels übertragene Wärme	516
§ 294. Einfluß der Vorwärmung des Speisewassers	517
§ 295. Die Dampfbildung im Wasser	517
§ 296. Das Ergebnis der Dampferzeugung	519
§ 297. Überführung des Dampfes vom Kessel nach der Maschine	519
§ 298. Dampftrockner und Überhitzer	520
§ 299. Wassergehalt des Dampfes	520
II. Abschnitt. Zylinderkessel.	
§ 300. Allgemeines	521
§ 301. Wahl der Heiz- und Rostfläche	521
§ 302. Flammrohre und Rostanlage	524
§ 303. Siederohre	529
§ 304. Mannlöcher	530
§ 305. Bestimmung der Materialstärke	531
§ 306. Vorschriften des »Germanischen Lloyd«	531
§ 307. Hamburger Normen (Ausgabe 1905).	541
§ 308. Vorschriften des »Bureau Veritas« (Ausgabe 1906)	544
§ 309. Vorschriften von »Lloyds Register etc.« (Ausgabe 1907)	548
§ 310. Vorschriften des »Board of Trade« (Ausgabe 1905), siehe Nachtrag	792
§ 310. Erklärung der Figuren.	554
III. Abschnitt. Lokomotivkessel.	
§ 311. Lokomotivkessel	558
IV. Abschnitt. Wasserrohrkessel.	
§ 312. Wasserrohrkessel. Allgemeines	560
§ 313. Bellevillekessel	561
§ 314. Dürrkessel	570
§ 315. Dimensionen eines Dürrkessels	573
§ 316. Yarrowkessel	573
§ 317. Normandkessel	580
§ 318. Allgemeines über engrohrige Wasserrohrkessel	589
§ 319. Daring-Typ-Kessel	589
§ 320. Speed-Typ-Kessel	590
§ 321. Weitere Kesseltypen	591
§ 322. Neuere Kessel dieser Systeme	594
§ 323. Schulzkessel	594

V. Abschnitt. Rauchfang, Schornstein, Kesselbekleidung.

	Seite
324. Rauchfang	599
325. Schornstein	600
326. Schornsteinbefestigung	600
327. Schornsteinklappen etc.	603
328. Rauchfang und Schornstein für ein Kriegsschiff	603
329. Ausführung für Torpedoboote	605
330. Kesselbekleidung	607

VI. Abschnitt. Künstlicher Zug.

331. Allgemeines	607
332. »Induced draught«	607
333. Howdens »forced draught«	613
334. Geschlossener Heizraum	619

VII. Abschnitt. Kesselarmatur.

335. Sicherheitsventile, Querschnitt	622
336. Sicherheitsventile, Belastung	623
337. Sicherheitsventile, Gehäuse	624
338. Dampfabsperrventil	626
339. Speiseventil	627
340. Injektoren	630
341. Reduzierventile	631
342. Wasserstandsapparate	632
343. Probierhähne oder -ventile	634
344. Salzprobierhahn oder -ventil	635
345. Ausblaseventil	635
346. Abschaumventil	635
347. Wasserablaßschraube	635
348. Kesselwasser-Zirkulationsapparate	635
349. Allgemeines über die Anordnung der Armaturen	636
350. Bestimmungen über die Anordnung der Armaturen der Schiffskessel	636

VI. Teil. Mefßapparate.

351. Manometer	642
352. Thermometer	643
353. Rauchgasanalyse	645
354. Zugmesser	646
355. Heizwertbestimmung	647
356. Bestimmung der Dampfmasse	648
357. Indikator und Indikatorantriebe. Einteilung	651
358. Untersuchung der Indikatoren und Zubehör	651
359. Der Antriebsmechanismus	653

	Seite
§ 360. Aufziehen des Papieres	655
§ 361. Planimeter	655
§ 362. Schlicks Pallograph	657
§ 363. Gleichförmigkeitsgradmesser	657
§ 364. Torsionsindikatoren	658

VII. Teil. Verschiedenes.

Schraubenverbindungen.

§ 365. Schrauben und Schraubentabellen	662
§ 366. Schraubenschlüssel	668

Plattform, Grätings, Leitern.

§ 367. Plattform	670
§ 368. Bordbleche und Schutzbleche	670
§ 369. Grätings	670
§ 370. Treppen	671
§ 371. Handleisten und Geländer	671

Hebevorrichtungen über den Maschinen.

§ 372. Hebevorrichtungen für Handelsschiffe	671
§ 373. Hebevorrichtungen für Kriegsschiffe	671
§ 374. Hebevorrichtungen für Lagerdeckel, Wellen	671

Maschinenfundament.

§ 375. Beanspruchung des Maschinenfundaments	672
§ 376. Ausführung des Maschinenfundaments	673

Kesselfundament.

§ 377. Kesselfundament	674
----------------------------------	-----

Schmierung.

§ 378. Schmierung der Dampf Räume	677
§ 379. Schmierung der übrigen Teile	678

Vorrichtungen zur Entfernung der Asche.

§ 380. Aschwinden	679
§ 381. Aschejektoren	679

Ventilation von Maschinen- und Kessel- räumen.

§ 382. Allgemeines und Querschnitte der Ventilations- rohre für Maschinen- und Kesselräume	682
§ 383. Kesselraumventilation auf Kriegsschiffen	684

Reserveteile.

Seite

§ 384.	Reserveteile nach den Vorschriften des Germanischen Lloyd	684
--------	---	-----

Gewichte von Maschinen- und Kesselanlagen.

§ 385.	Gewichte von Maschinenanlagen	686
	Gewichte von Kesselanlagen	688

VIII. Teil. Verschiedene Tabellen.

I.	Quadrate, Kuben, Quadratwurzeln etc.	690
II.	Briggsche Logarithmen der Zahlen von 1—100	730
III.	Kosinus und Sinus	733
IV.	Kotangente und Tangente	735
V.	Verschiedene Zahlenwerte	737
VI.	$\cos \omega + \lambda \cos 2 \omega$	737
VII.	Englische Zoll und Millimeter	738
VIII.	Quadratmeter und Quadratfuß	742
IX.	Quadratfuß und Quadratmeter	743
X.	Knoten, Kilometer, Meter pro Sekunde	744
XI.	Das englische (Avoirdupois) Gewichtssystem	746
XII.	Englische Pfunde und kg	746
XIII.	kg und englische Pfunde	747
XIV.	Englische Tons und kg	748
XV.	Englische Pfunde pro Quadratzoll und kg pro qcm	748
XVI.	kg pro qcm und englische Pfunde pro Quadratzoll	749
XVII.	Englische Tons pro Quadratzoll und kg pro qcm	750
XVIII.	Gewichte von Kupferrohren ohne Naht	751
XIX.	Drahtlehren (wire gauges) und Millimeter	754
XX.	Reibungskoeffizienten	755
XXI.	Vergleichung von Thermometergraden	756
XXII.	Eigenschaften gesättigter Wasserdämpfe	758
XXIII.	Wärmeausdehnung starrer Körper	761
XXIV.	Schmelzpunkte verschiedener Stoffe	762
XXV.	Spezifische Gewichte	762
XXVI.	Festigkeit und Dehnung verschiedener Materialien	765
XXVII.	Anszug aus den Materialvorschriften der K. Deutschen Kriegsmarine	767
XXVIII.	Flächeninhalte, Trägheitsmomente etc. verschiedener Querschnitte	773
XXIX.	Äquatoriale Trägheitsmomente $\gg I_c$ und Widerstandsmomente $\gg W_c$ kreisförmiger Querschnitte vom Durchmesser $\gg d_c$	776
XXX.	Biegungsbeanspruchungen	778
XXXI.	Drehungsfestigkeit	782
XXXII.	Knickfestigkeit	783

XXXIII.	Beschaffenheit von Eisen und Stahl für den Bau von Kesseln nach den Vorschriften des »Germanischen Lloyd«	784
XXXIV.	Beschaffenheit von Stahl für einzelne Maschinenteile nach den Vorschriften des »Germanischen Lloyd«	785
XXXV.	Festigkeit von Stahl- und Hanftrossen nach den Vorschriften des »Germanischen Lloyd«	786
XXXVI.	Festigkeit von Ketten nach den Vorschriften des »Germanischen Lloyd«	787
XXXVII.	Biegsame Patent-Gußstahldrahtseile	788
XXXVIII.	Patent-Gußstahldraht-Aufzugseile	789
XXXIX.	Verschiedene Entfernungen auf Dampferlinien in Seemeilen von Außenweser-Feuerschiff	790
XL.	Entfernungen in Seemeilen	790

Nachtrag.

Vorschriften des »Board of Trade« (Ausg. 1905)	792
--	-----

Erklärung der Schraffuren der Abbildungen.

Es bedeutet:



I. Gußeisen. — II. Stahl oder Schmiedeeisen. — III. Bronze, Metall etc. — IV. Weißmetall. — V. Kann irgendein Material bedeuten.

Berichtigung.

In Tabelle Nr. 16, Seite 135, muß es in der untersten Reihe der letzten Kolumne »29—34« statt »19—34« heißen.

I. Teil. Die Hauptmaschine.

I. Abschnitt.

Berechnung der Zylinderdimensionen.

§ 1. **Pferdestärke.** Die Maßeinheit für die Leistung der Dampfmaschine ist die Pferdestärke, d. h. die Leistung von 75 kgm in der Sekunde.

Man unterscheidet die sogenannte indizierte Pferdestärke PS_i und die effektive Pferdestärke PS_e .¹⁾

Unter indizierter Pferdestärke versteht man die Leistung, welche der Dampf an die Kolben der Maschine abgibt.

Ist $\frac{D^2 \pi}{4} = A$ in qcm die Druckfläche des Dampfkolbens vom Durchmesser D , p_m der mittlere Druck auf denselben in at²⁾ während einer Umdrehung, r in Metern der Kurbelradius der Maschine, $s = 2r$ deren Hub, n deren Umdrehungszahl per Minute, so ist die Leistung des Zylinders in indizierten Pferdestärken

$$N_i = \frac{A \cdot p_m \cdot 2s \cdot n}{75 \cdot 60}$$

oder, da die mittlere Kolbengeschwindigkeit der Maschine

$$c = \frac{2sn}{60},$$

$$N_i = \frac{A \cdot p_m \cdot c}{75}$$

¹⁾ Die sogenannte nominelle Pferdestärke wird nirgends mehr als Maßeinheit verwendet und daher hier nicht besprochen. Wenn man von der Leistung einer Schiffsmaschine in Pferdestärken kurzweg spricht, so meint man immer indizierte Pferdestärken.

²⁾ Als Einheit der Dampfspannung ist hier und im folgenden:
1 Atmosphäre = 1 at = 1 kg/qcm angenommen.

Von dieser Leistung geht ein Teil durch Reibung in Maschine und Wellenleitung verloren.

Zieht man diese Reibungsverluste von der indizierten Leistung ab, so erhält man die effektive Leistung.

Unter dieser, gemessen in effektiven Pferdestärken, N_e , versteht man demnach die Leistung, welche zum Drehen der Schraube nutzbar gemacht wird, welche sich also durch Bremsung der Schraubenwelle (bei abgenommener Schraube) ergeben würde.

Die effektive Leistung ist bei sehr großen Maschinen wenig, bei kleinen Maschinen erheblich kleiner als die indizierte Leistung.

$$\text{Es ist} \quad N_e = \eta \cdot N_i.$$

Für den Wirkungsgrad η sei hier die folgende Tabelle angeführt¹⁾:

Tabelle Nr. 1.

N_i	η	N_i	η	N_i	η
unter 10	0,58	400—500	0,68	1000—2000	0,79
10—50	0,59	500—600	0,69	2000—3000	0,85
50—100	0,60	600—700	0,71	3000—4000	0,88
100—150	0,61	700—800	0,72	4000—5000	0,89
150—200	0,62	800—900	0,73	5000—6000	0,90
200—300	0,64	900—1000	0,74	6000 und	0,91
300—400	0,66			mehr	

Messungen der effektiven Leistung durch Bremsung sind bei Schiffsmaschinen wegen der hohen Maschinenleistung und der unbequemen Anbringung eines Bremsapparates sehr schwierig; man mußte sich daher bis vor kurzem mit obigen Schätzwerten behelfen. Die neuesten Versuche (nach den Methoden Teil VI) lieferten folgende Werte:

Bei einer Maschine von

1630 PS;	$\eta = 0,885$
1640 >	$\eta = 0,91$
1940 >	$\eta = 0,911$
2370 >	$\eta = 0,92$
2690 >	$\eta = 0,911$
4500 >	$\eta = 0,935$

§ 2. Messung der indizierten Leistung. Dieselbe geschieht mittels des Indikators²⁾, dessen Konstruktion und Wirkungsweise hier als bekannt vorausgesetzt sei.

¹⁾ Middendorf, Schiffswiderstand und Maschinenleistung. Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft. Bd. I, 1900, p. 368. Die Tabelle ist umgerechnet.

²⁾ Über den Indikator s. Teil VI.

Da die Abszissen des Indikatordiagrammes dem vom Kolben durchlaufenen Weg, die Ordinaten dem Dampfdruck proportional sind, gibt die Fläche des Diagrammes die Leistung während eines Hubes.

Ist F die Fläche des Indikatordiagrammes in qmm, m der Federmaßstab desselben (so daß sich also der Schreibstift des Indikators bei einem Druck von 1 at im Dampfzylinder um m Millimeter verschiebt, l die Länge des Indikatordiagrammes in mm, so ist der mittlere Druck im Dampfzylinder während eines Hubes in Atmosphären:

$$p_m = \frac{F}{l} \cdot \frac{1}{m} \text{ (siehe Fig. 1).}$$

Für Boden- und Deckelseite des Zylinders werden gesondert Diagramme genommen; das Mittel aus deren mittlerem Druck wird zur Berechnung der Leistung verwendet.

Man vergesse nicht auf dem Diagramm zu vermerken, ob dasselbe von Deckel oder Bodenseite des Zylinders genommen ist.

Unter atmosphärischer Linie versteht man die Linie, welche der Schreibstift des Indikators beschreibt, wenn der

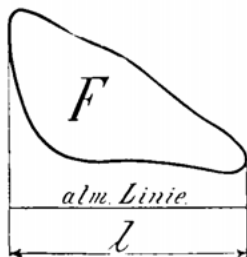


Fig. 1.

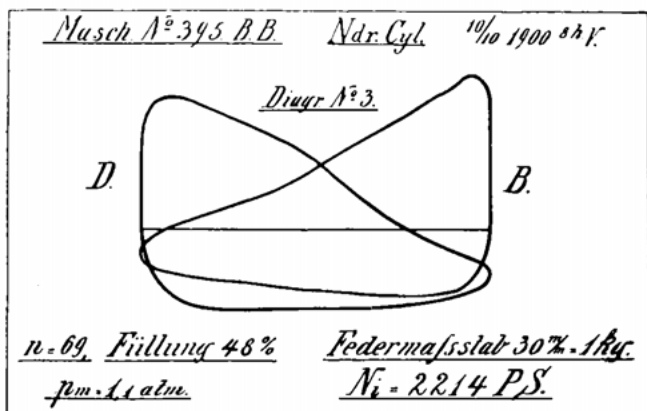


Fig. 2.

letztere nicht mit dem Dampfzylinder, sondern mit der freien Luft in Verbindung steht. Auf jedem Diagramm vermerke man außer der Zylindersseite und der atmosphärischen Linie noch Nummer der Maschine, Datum und Stunde, Umdrehungszahl,

Bezeichnung des Zylinders bei Mehrzylindermaschinen, Füllungsgrad und Federmaßstab, endlich den mittleren Druck und die entsprechende indizierte Leistung (s. Fig. 2).

Die Bestimmung des mittleren Druckes geschieht am einfachsten mittels des Planimeters (s. Teil IV).

Hat man kein Planimeter zur Hand, so verwendet man am besten die Trapezregel oder die Simpsonsche Formel.

Trapezregel. Teile das Diagramm in 10 Streifen von gleicher Breite senkrecht zur atmosphärischen Linie und miß in Mitte jeden Streifens senkrecht zur atmosphärischen Linie den Abstand der oberen und unteren Begrenzung des Diagrammes.

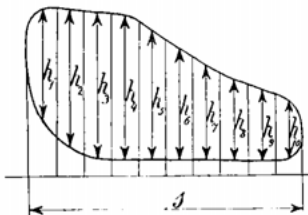


Fig. 3.

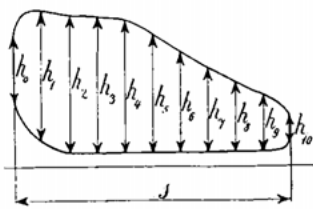


Fig. 4.

Das Mittel aus den 10 gemessenen Strecken in mm, dividiert durch den Federmaßstab m , ist gleich dem mittleren Druck in at (s. Fig. 3)

$$p_m = \frac{h_1 + h_2 + h_3 + \dots + h_{10}}{10 \cdot m}$$

Simpsonsche Formel (s. Fig. 4). Teile das Diagramm in 10 Streifen; bilde die Summe:

$$\begin{aligned} h_0 + h_{10} &= H_1 \\ h_1 + h_3 + h_5 + h_7 + h_9 &= H_2 \\ h_2 + h_4 + h_6 + h_8 &= H_3, \end{aligned}$$

dann ist der mittlere Druck des Diagrammes in at

$$p_m = \frac{H_1 + 4 H_2 + 2 H_3}{30 \cdot m}$$

Beachte, daß die Anzahl der Intervalle gerade sein muß.

Konstantentabellen. Die indizierte Leistung des Zylinders in Pferdestärken ist

$$N_i = p_m \cdot \frac{A \cdot 2 \pi n}{75 \cdot 60} = p_m \cdot n \cdot C, \text{ wobei } C = \frac{A \cdot 2 \pi}{75 \cdot 60}$$

Die Konstante C ist dem untersuchten Dampfzylinder eigentümlich; berechnet man das Produkt $n \cdot C$ für alle möglichen Umdrehungen, so kann man mit Hilfe einer Tabelle N_i sehr rasch berechnen.

Solche Tabellen verwendet man häufig auf Probefahrten; ein Beispiel einer solchen für eine dreizylindrige Maschine gibt Tabelle Nr. 2.

Tabelle Nr. 2.
Konstantentabelle.

Passagierdampfer N. N.							
Zylinder ϕ	$HD = 800$ $MD = 1380$ $ND = 2120$			Zylinder- Areal	$HD = 5026,6 \text{ qcm}$ $MD = 14957 \text{ qcm}$ $ND = 35299 \text{ qcm}$		
	Hub = 1500						
	n	$n \cdot C$			n	$n \cdot C$	
	HD	MD	ND		HD	MD	ND
0,5	1,675	4,986	11,766	76	254,68	757,80	1788,51
1	3,351	9,971	23,533	77	258,03	767,77	1812,04
70	234,57	697,97	1647,31	78	261,38	777,74	1835,57
71	237,92	707,94	1670,84	79	264,73	787,71	1859,11
72	241,27	717,91	1694,38	80	268,08	797,68	1882,64
73	244,62	727,88	1717,91	81	271,43	807,65	1906,17
74	247,97	737,85	1741,44	82	274,78	817,62	1929,71
75	251,32	747,83	1764,98	83	278,13	827,59	1953,24

Bei der Berechnung des Zylinder-Areals A macht man mitunter einen Abzug für den Kolbenstangenquerschnitt; bei großen Maschinen wird jedoch meist die Leistung ohne Abzug für die Kolbenstange angegeben. Wenn eine durchgehende Kolbenstange vorhanden ist, so zieht man — falls überhaupt die Stange berücksichtigt werden soll — das Mittel der Stangenquerschnitte über und unter dem Kolben ab, da es sich meist nur um die mittlere Leistung von Boden- und Deckelseite handelt.

§ 3. Messung der effektiven Leistung. Die Messung der effektiven Leistung größerer Schiffsmaschinen ist erst in neuester Zeit ausgeführt worden. Es wurde dabei die Tatsache benützt, daß jede Wellenleitung unter der Einwirkung der von der Maschine ausgeübten Drehmomente sich tordiert, d. h. verwindet. Zwei ursprünglich parallele Radien, die in verschiedenen Querschnitten der Welle liegen, bilden dann infolge der Torsion einen Winkel, den sog. Torsionswinkel. Die Größe desselben ist, solange das Wellenmaterial innerhalb der Elastizitätsgrenze beansprucht wird, proportional dem übertragenen Drehmoment. Ist s_{cm} , der zum Torsionswinkel gehörige Verdrehungsbogen, gemessen im Abstand R_{cm} vom Wellenmittel, M das durch die Welle geleitete Drehmoment in cm kg , L die Wellenlänge in cm und θ das polare Trägheitsmoment des Wellenquerschnitts in cm^4 , G der Schubelastizitätsmodul des Wellenmaterials in kg/qcm , so gilt

$$s_{cm} = \frac{M \cdot L \cdot R}{G \cdot \theta} = \text{konst.} \cdot M.$$

Für das übliche Laufwellenmaterial (Siemens-Martinstahl von ca. 45 kg/qmm Festigkeit und 20% Dehnung) ist $G = 828\,000 \text{ kg/qcm}$ nach den neuesten Versuchen. Da das mittlere Drehmoment M

$M_{cmkg} = 71\,620 \cdot \frac{N_e}{n}$ ist, wobei $N_e =$ Effekt. Leistung in Pferdektr.,
 $n =$ Tourenzahl d. Masch. pro Min.,

$$\begin{aligned} \text{so erhält man } s_{cm} &= 71\,620 \cdot \frac{N_e}{n} \cdot \frac{L \cdot R}{828\,000 \cdot \varrho} \\ &= \frac{71\,620}{828\,000} \cdot \frac{N_e}{n} \cdot \frac{L \cdot R}{d^4 \cdot \frac{\pi}{32}} \\ &= 0,88 \cdot \left(\frac{N_e}{n}\right) \cdot \frac{L \cdot R}{d^4} \\ &= \text{mittlerer Verdrehungsbogen} \\ &\quad \text{während einer Umdrehung.} \end{aligned}$$

Bei Turbinen- und Elektromotor-Antrieb ist das Drehmoment M und daher auch der Verdrehungsbogen s konstant und gleich dem entsprechenden Mittelwert.

Bei Kolbenmaschinen durchläuft das Drehmoment während jeder Umdrehung periodische Schwankungen; da der Verdrehungsbogen $s = \text{konst.} \cdot M$ ist, schwankt er proportional dem Drehmoment.

Mißt man den Verdrehungsbogen während der einzelnen Kurbelstellungen, so läßt sich daraus leicht das zugehörige effektive Drehmoment bestimmen; die über dem abgewickelten Kurbelkreis aufgetragene Kurve der Verdrehungsbögen stellt zugleich in verändertem Maßstab die Kurve der effektiven Drehmomente oder effektiven Tangentialdrücke dar.

Die experimentelle Bestimmung der Verdrehungsbögen kann erfolgen:

1. bei großen Wellenlängen (20—30 m) unter Anwendung der Momentanwirkungen des elektrischen Stroms (Methoden von Frahm¹⁾, Prof. Denton und Föttinger²⁾,
2. in neuerer Zeit mit dem Torsions-Indikator, der den Verlauf der Verdrehungsschwankungen selbsttätig aufzeichnet (effektives Tangentialdruck-Diagramm).

Näheres hierüber s. »Meßapparate« Teil VI,
ferner »Wellenleitung« Teil III
und »Torsionsschwingungen« S. 75.

Ist s der aus den Diagrammen erhaltene mittlere Verdrehungsbogen,

n die Tourenzahl der Maschine,

so ist nach obigem:

¹⁾ Z. d. Ver. d. I. 1902.

²⁾ Jahrbuch d. Schiffbautechn. Gesellschaft 1903.

das mittlere Drehmoment $M = s \cdot \frac{G \cdot \theta}{L \cdot R}$ cm/kg und

die effektive Leistung $N_e = \frac{M \cdot n}{71620} = s \cdot n \cdot \frac{d^4}{0,88 \cdot L \cdot R}$
 $= s \cdot n \cdot \text{konst.} -$

Selbstverständlich ist es auch hier zweckmäßig, zur rascheren Berechnung von N_e die Produkte ($n \cdot \text{konst.}$) für alle in Betracht kommenden Tourenzahlen in einer Tabelle zusammenzustellen.

§ 4. **Indikatordiagramm und Dampfverteilung.** (Fig. 5 zeigt ein Indikatordiagramm). Der Dampf tritt mit einer etwas kleineren Spannung als der Kesselspannung p in den Dampfzylinder ein; während der Kolben den Weg a durchläuft, wird frischer Dampf eingelassen. — Füllungs- oder Admissionsperiode; während des Weges e expandiert der Dampf — Expansionsperiode; meist bevor das Ende des Hubes erreicht ist — während des Kolbenweges g beginnt die Ausströmung — Vorausströmung: die Ausströmung dauert während des Kolbenrückganges längs der Strecke h an — Ausströmungsperiode; während des Weges c wird der zurückbleibende Dampf komprimiert — Kompressionsperiode; etwas bevor der Kolben die Totlage erreicht hat, auf der Strecke v , wird frischer Dampf eingelassen — Voreinströmung¹⁾.

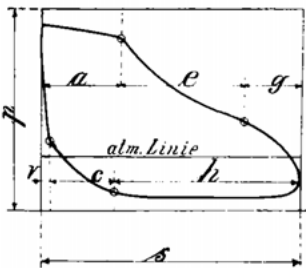


Fig. 5.

Wie diese Dampfverteilungen erzielt werden, und nach welchen Gesichtspunkten dieselben zu wählen sind, s. »Schieber«.

§ 5. **Mehrfache oder mehrstufige Expansion.** Bei den Einzylindermaschinen wird die gesamte Dampfarbeit in einem Zylinder verrichtet.

Zwillingsmaschinen nennt man solche Zweizylindermaschinen, bei welchen jeder Zylinder wie der einer Einzylindermaschine arbeitet; der Dampf tritt in beide Zylinder direkt aus dem Kessel ein und aus beiden Zylindern in den Kondensator oder ins Freie aus.

Mehrfach-Expansionsmaschinen sind solche, bei welchen der Dampf in mehreren hintereinander geschalteten

¹⁾ Im folgenden werden die in das Diagramm Fig. 5 eingetragenen Buchstaben a, c, g, s etc. ohne weiteres als die entsprechenden Zylinder- und Hubvolumina betrachtet. So bedeutet s einfach Hubvolumen des Dampfzylinders, a Hubvolumen der Füllung etc. Wenn nicht ausdrücklich anders bemerkt, bedeutet p die Kesselspannung in at vom absoluten Vakuum an gerechnet. Mit at »Überdruck« wird im folgenden die Überdruckspannung über die Atmosphäre bezeichnet.

Zylindern arbeitet. Der Dampf tritt aus dem Kessel in den Hochdruckzylinder (HD) ein, aus diesem

bei zweifacher Expansion (Compoundmaschinen in den Niederdruckzylinder (ND), und dann in den Kondensator; bei dreifacher Expansion in den Mitteldruckzylinder MD , aus diesem in einen dritten, den Niederdruckzylinder, und dann in den Kondensator;

bei vierfacher Expansion in einen ersten Mitteldruckzylinder (MDI), dann in einen größeren zweiten Mitteldruckzylinder ($MDII$), dann in den Niederdruckzylinder und dann in den Kondensator.

Da der Dampf auf seinem Wege durch die einzelnen Zylinder an Spannung abnimmt, sein Volumen aber mit der Abnahme der Spannung wächst (s. Dampftabellen Teil VIII), so muß die Größe der Zylinder vom HD -Zylinder angefangen für jede Expansionsstufe zunehmen.

Aus konstruktiven Gründen teilt man nicht selten bei großen Maschinen den Zylinder einer Expansionsstufe — etwa HD oder ND — in zwei Zylinder, welche dann wie die Zylinder einer Zwillingmaschine nebeneinander geschaltet sind.

So kommt es vor, daß eine Dreifach-Expansionsmaschine 5 Zylinder, nämlich 2 HD , 1 MD , 2 ND , erhält (siehe »Anordnung der Hauptmaschine«). Für solche Maschinen führt man die Berechnung der Zylinderdimensionen ebenso durch, wie wenn zu jeder Expansionsstufe nur ein Zylinder gehörte, dessen Größe gleich der Summe der Volumina beider Zylinder wäre¹⁾.

Die Berechnung der Mehrfach-Expansionsmaschine geschieht ebenso wie die der Einzylindermaschine; man verfährt dabei so, als ob die gesamte Dampfarbeit im Niederdruckzylinder verrichtet würde.

§ 6. Die Arbeit des Dampfes in den Zylindern. 1. Die Admission oder Füllung. Unter der Voraussetzung, daß kein

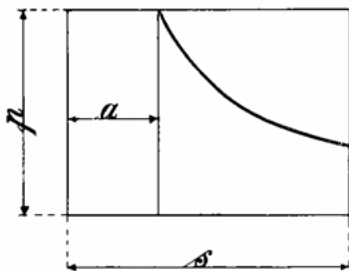


Fig. 6.

schädlicher Raum (s. unten) vorhanden ist, und daß der Dampf während des Einströmens in den Zylinder die Kesselspannung p beibehält, ist die Arbeit, welche der Dampf während der Füllung leistet (s. Fig. 6),

$$\text{Füllungsarbeit} = a \cdot p.$$

Der mittlere Druck der Füllungsarbeit, bezogen auf den ganzen Hub, ist demnach

$$p_a = p \cdot \frac{a}{s}.$$

¹⁾ Über den Grund der Anwendung der mehrfachen Expansion s. S. 34.

Man nennt den Quotienten $\frac{a}{s} = \epsilon$ den Füllungsgrad und gibt denselben entweder als Bruch oder in % des Hubvolumens s an.

Den reziproken Wert $\frac{s}{a} = \frac{1}{\epsilon}$ nennt man den Expansionsgrad.

Bei Maschinen mit mehrstufiger Expansion versteht man unter Gesamtfüllungsgrad das Verhältnis des in den HD -Zylinder eingelassenen Dampfvolmens zu dem Volumen des ND -Zylinders, unter Gesamtexpansion den reziproken Wert dieses Verhältnisses.

Ist m das Verhältnis des ND -Zylindervolumens zu dem des HD -Zylinders, so ist demnach

$$\text{der Gesamtfüllungsgrad } \epsilon = \frac{a}{m \cdot s} = \frac{\epsilon_h}{m},$$

$$\text{die Gesamtexpansion } \frac{1}{\epsilon} = \frac{m \cdot s}{a} = m \cdot \frac{1}{\epsilon_h},$$

wenn ϵ_h den Füllungsgrad des HD -Zylinders bedeutet.

Wahl des Zylinderverhältnisses s. S. 19 u. f.

Wahl der Gesamtexpansion s. S. 19 u. f.

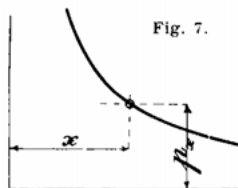
2. Die Expansion. Nachdem der Schieber den Zufluß des frischen Dampfes abgesperrt hat, beginnt der in den Zylinder eingelassene Dampf sich auszudehnen, indem er den Kolben vor sich herschiebt.

Untersuchungen tatsächlicher Diagramme ergeben, daß die Expansionslinie meist einer gleichseitigen Hyperbel ziemlich ähnlich ist¹⁾. Dementsprechend legt man der Berechnung der Expansionsarbeit meist diese Kurve zugrunde, um so mehr als dieselbe für Rechnungen sehr bequem ist. Die Gleichung derselben lautet (s. Fig. 7):

$$p_x \cdot x = \text{konst.},$$

d. h. das Produkt aus Druck und Volumen des expandierenden Dampfes ist für jeden Augenblick konstant²⁾

Konstruktion der gleichseitigen Hyperbel als Expansionskurve (Fig. 8). Sei $AB = p$ der Anfangsdruck, $BC = a$ das Anfangsvolumen, $AG = s$ das Endvolumen der Expansion.



¹⁾ Über den wirklichen Verlauf der Expansionslinie s. S. 30.

²⁾ Man hüte sich, diese rein empirische Expansionskurve mit der isothermischen Expansionskurve eines vollkommenen Gases zu verwechseln, welche auch eine gleichseitige Hyperbel ist. Die Expansion im Dampfzylinder ist keine isothermische, da ja die Temperatur des Dampfes bei der Expansion abnimmt.

Um den Enddruck der Expansion zu erhalten, ziehe die Diagonale AE , dann durch den Schnittpunkt K von CJ und AE die Linie KF parallel zu AG . Die Strecke FG gibt den gesuchten Enddruck an.

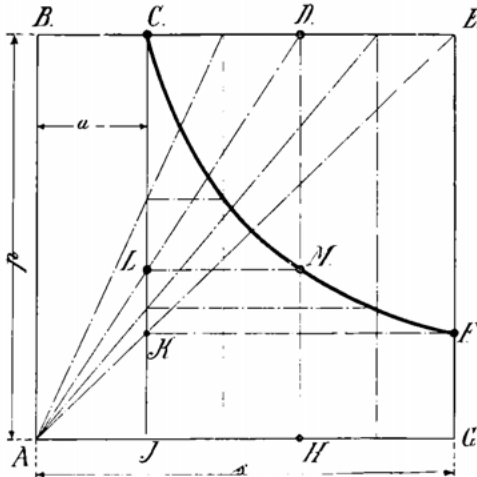


Fig. 8.

Um den Druck an einem beliebigen Punkt der Expansionskurve zu erhalten, etwa für das Volumen $BD = AH$, ziehe die

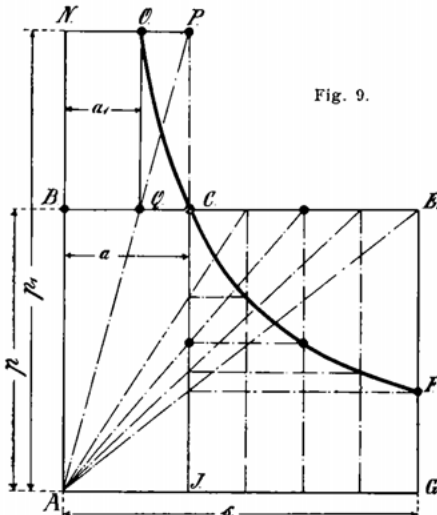


Fig. 9.

Diagonale AD , dann $LM \parallel AG$; der Schnittpunkt M der Linien LM und DH ist der gesuchte Punkt der Expansionskurve, somit MH der zu dem Volumen AH gehörige Druck.

Will man ermitteln, welches Volumen das Dampfquantum a vom Drucke p einnehmen würde, wenn es auf den Druck p_1 komprimiert würde, so ziehe man die Diagonale AP , dann $QO \parallel NA$. Die Strecke NO gibt das gesuchte Volumen an (Fig. 9).

Arbeit der Expansion. Diese ist gleich dem unter der Expansionskurve gelegenen Flächenstück $CFGJ$ (Fig. 10).

Es ist

$$CFGJ = \int_a^s p_x dx.$$

Nun ist, da ja das Produkt aus Druck und Volumen für jeden Punkt der Expansion konstant sein soll:

$$p_x \cdot x = p \cdot a,$$

also $p_x = \frac{p \cdot a}{x},$

somit

$$CFGJ = \int_a^s \frac{p \cdot a}{x} dx = p a \left[\log \text{nat } x \right]_a^s = p \cdot a \log \text{nat } \frac{s}{a}.$$

Der mittlere Druck der Expansionsarbeit, bezogen auf den Hub s , ist demnach

$$\begin{aligned} p_e &= p \cdot \frac{a}{s} \log \text{nat } \frac{s}{a} \\ &= p \cdot \varepsilon \log \text{nat } \frac{1}{\varepsilon}. \end{aligned}$$

3. Sogenannter theoretischer mittlerer Druck der Admission und Expansion. Derselbe wird häufig vorläufigen Berechnungen der Zylinderdimensionen zugrunde gelegt. Man entnimmt denselben einem sogenannten »theoretischen« Diagramm vom Aussehen von Fig. 10.

Als Füllungsspannung ist die Kesselspannung in kg pro qcm, abs. Druck, als Expansionslinie die gleichzeitige Hyperbel, als Ausströmungsspannung das absolute Vakuum angenommen. Der mittlere Druck eines solchen Diagrammes ist

$$\begin{aligned} p_t &= p_a + p_e = p \cdot \varepsilon + p \cdot \varepsilon \log \text{nat } \frac{1}{\varepsilon} \\ p_t &= p \cdot \varepsilon \left[1 + \log \text{nat } \frac{1}{\varepsilon} \right] \end{aligned}$$

Bei mehrstufiger Expansion bedeutet ε hier den Gesamtfüllungsgrad, $\frac{1}{\varepsilon}$ die Gesamtexpansion.

Tabelle Nr. 3 gibt das Verhältnis $\frac{p_t}{p}$ für verschiedene Werte von ε und $\frac{1}{\varepsilon}$.

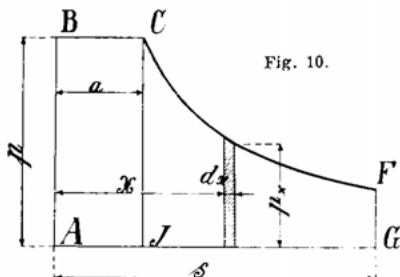


Tabelle Nr. 3.

Theoretische mittlere Dampfdrücke. (Werte von $\frac{p_r}{p}$)

Gesamt- Expansion	Gesamt- Füllung	$\frac{p_r}{p}$	Gesamt- Expansion	Gesamt- Füllung	$\frac{p_r}{p}$	Gesamt- Expansion	Gesamt- Füllung	$\frac{p_r}{p}$
1	ϵ	p	1	ϵ	p	1	ϵ	p
$\frac{1}{\epsilon}$	ϵ		$\frac{1}{\epsilon}$	ϵ		$\frac{1}{\epsilon}$	ϵ	
1,33	0,752	0,9657	3,8	0,263	0,6145	6,3	0,159	0,4509
1,4	0,714	0,9546	3,9	0,256	0,6054	6,4	0,156	0,4463
1,5	0,667	0,937	4,0	0,250	0,5965	6,5	0,154	0,4418
1,6	0,625	0,9188	4,1	0,244	0,588	6,6	0,152	0,4374
1,7	0,588	0,9003	4,2	0,238	0,5798	6,7	0,149	0,4331
1,75	0,571	0,8911	4,25	0,235	0,5757	6,75	0,148	0,431
1,8	0,556	0,882	4,3	0,233	0,5717	6,8	0,147	0,4289
1,9	0,526	0,8641	4,4	0,227	0,564	6,9	0,145	0,4248
2,0	0,500	0,8465	4,5	0,222	0,5564	7,0	0,143	0,4208
2,1	0,476	0,8294	4,6	0,217	0,5491	7,1	0,141	0,4169
2,2	0,455	0,8129	4,7	0,213	0,542	7,2	0,139	0,4131
2,25	0,444	0,8048	4,75	0,211	0,5385	7,25	0,138	0,4111
2,3	0,435	0,7968	4,8	0,208	0,5351	7,3	0,137	0,4093
2,4	0,417	0,7814	4,9	0,204	0,5284	7,4	0,135	0,4056
2,5	0,400	0,7665	5,0	0,200	0,5219	7,5	0,133	0,4019
2,6	0,385	0,7521	5,1	0,196	0,5155	7,6	0,132	0,3984
2,7	0,370	0,7382	5,2	0,192	0,5093	7,7	0,130	0,3949
2,75	0,361	0,7315	5,25	0,190	0,5063	7,75	0,129	0,3932
2,8	0,357	0,7249	5,3	0,189	0,5033	7,8	0,128	0,3915
2,9	0,345	0,712	5,4	0,185	0,4975	7,9	0,127	0,3882
3,0	0,333	0,6995	5,5	0,182	0,4917	8,0	0,125	0,3849
3,1	0,323	0,6875	5,6	0,179	0,4862	8,1	0,123	0,3817
3,2	0,313	0,676	5,7	0,175	0,4808	8,2	0,122	0,3785
3,25	0,308	0,6703	5,75	0,174	0,4781	8,25	0,121	0,377
3,3	0,303	0,6648	5,8	0,172	0,4755	8,3	0,120	0,3755
3,4	0,294	0,654	5,9	0,169	0,4703	8,4	0,119	0,3724
3,5	0,286	0,6436	6,0	0,167	0,4652	8,5	0,118	0,3694
3,6	0,278	0,6335	6,1	0,164	0,4604	8,6	0,116	0,3665
3,7	0,270	0,6238	6,2	0,161	0,4555	8,7	0,115	0,3636
3,75	0,267	0,6191	6,25	0,160	0,4532	8,75	0,114	0,3622

(Fortsetzung siehe nächste Seite.)

Tabelle Nr. 3 (Fortsetzung).

Gesamt- Expansion	Gesamt- Füllung	$\frac{p_t}{p}$	Gesamt- Expansion	Gesamt- Füllung	$\frac{p_t}{p}$	Gesamt- Expansion	Gesamt- Füllung	$\frac{p_t}{p}$
$\frac{1}{\varepsilon}$	ε		$\frac{1}{\varepsilon}$	ε		$\frac{1}{\varepsilon}$	ε	
8,8	0,114	0,3608	11,25	0,089	0,304	13,7	0,0730	0,2640
8,9	0,112	0,358	11,3	0,0885	0,3030	13,75	0,0727	0,2633
9,0	0,111	0,3552	11,4	0,0877	0,3011	13,8	0,0725	0,2626
9,1	0,110	0,3526	11,5	0,0870	0,2994	13,9	0,0719	0,2613
9,2	0,109	0,3499	11,6	0,0862	0,2974	14,0	0,0714	0,2599
9,25	0,108	0,3486	11,7	0,0855	0,2956	14,1	0,0709	0,2586
9,3	0,108	0,3473	11,75	0,0851	0,2947	14,2	0,0704	0,2573
9,4	0,106	0,3447	11,8	0,0847	0,2930	14,3	0,0699	0,256
9,5	0,105	0,3422	11,9	0,0840	0,2921	14,4	0,0694	0,2547
9,6	0,104	0,3396	12,0	0,0833	0,2904	14,5	0,0690	0,2534
9,7	0,103	0,3373	12,1	0,0826	0,2887	14,6	0,0685	0,2521
9,75	0,103	0,3361	12,2	0,0820	0,287	14,7	0,0680	0,2509
9,8	0,102	0,3349	12,25	0,0816	0,2861	14,8	0,0676	0,2496
9,9	0,101	0,3326	12,3	0,0813	0,2853	14,9	0,0671	0,2484
10,0	0,100	0,3302	12,4	0,0806	0,2836	15,0	0,0667	0,2472
10,1	0,099	0,3279	12,5	0,0800	0,2821	15,1	0,0662	0,2460
10,2	0,098	0,3257	12,6	0,0794	0,2804	15,2	0,0658	0,2448
10,25	0,097	0,3246	12,7	0,0787	0,2789	15,3	0,0654	0,2436
10,3	0,097	0,3224	12,75	0,0784	0,2781	15,4	0,0649	0,2425
10,4	0,096	0,3213	12,8	0,0781	0,2773	15,5	0,0645	0,2413
10,5	0,095	0,3191	12,9	0,0775	0,2757	15,6	0,0641	0,2402
10,6	0,094	0,3170	13,0	0,0769	0,2741	15,7	0,0637	0,2391
10,7	0,093	0,315	13,1	0,0763	0,2726	15,8	0,0633	0,238
10,75	0,093	0,314	13,2	0,0758	0,2712	15,9	0,0629	0,2369
10,8	0,093	0,3129	13,25	0,0755	0,2705	16,0	0,0625	0,2358
10,9	0,092	0,3109	13,3	0,0752	0,2697	16,25	0,0615	0,2331
11,0	0,091	0,3088	13,4	0,0746	0,2683	16,50	0,0606	0,2305
11,1	0,090	0,3065	13,5	0,0741	0,2668	17,0	0,0588	0,2255
11,2	0,089	0,3049	13,6	0,0735	0,2654			

Über die Benutzung dieser Tabelle s. S. 18.

Über Ausströmung, Kompression, Voreinströmung und Vorausströmung s. »Schieber«.

§ 4. **Der schädliche Raum.** Bevor der einströmende Dampf den Kolben bewegt, erfüllt er den zwischen Schieberspiegel und Kolben befindlichen Raum, den sog. »schädlichen Raum«.

Derselbe wirkt insofern schädlich, als er bald von einströmendem (warmem), bald von ausströmendem (kälterem) Dampf passiert wird und daher bei seiner großen Oberfläche (Kanäle, Raum zwischen Kolben und Deckel) während der Füllung starke Kondensationsverluste verursacht. Weitere Nachteile desselben s. S. 29.

Im übrigen beeinflußt der schädliche Raum die Expansion, indem er den Enddruck derselben erhöht, und die Kompression, indem er ihren Enddruck verringert.

In Fig. 11 sind die Expansionskurven mit und ohne Berücksichtigung des schädlichen Raumes σ gezeichnet; bei ersterer bildet der Punkt A' den Ausgangspunkt für die Konstruktion der Expansionslinie, weil sich der Dampf im schädlichen Raum an der Expansion beteiligt. Die Arbeit der Expansion wird durch den schädlichen Raum erhöht.

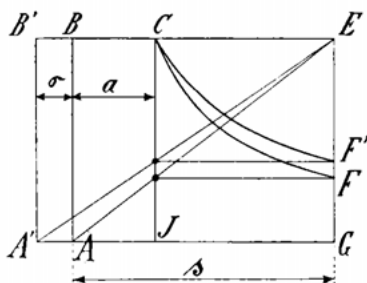


Fig. 11.

$$JCF'G > JCFG$$

($JCFG$ Expansionsarbeit
ohne schädlichen Raum).

Ebenso läßt sich zeigen, daß die zur Erzielung eines bestimmten Enddrucks nötige Kompressionsarbeit durch das Vorhandensein eines schädlichen Raumes erhöht wird.

Der schädliche Raum σ wird in Bruchteilen oder % des Zylindervolumens gemessen, zu dem er gehört.

Der mittlere Druck der Füllung und Expansion mit Berücksichtigung des schädlichen Raumes wird, entsprechend der Ableitung S. 11:

$$p_{\sigma} = p \cdot \frac{1}{s} \left[a + (a + \sigma \log \text{nat} \left(\frac{s + \sigma}{a + \sigma} \right)) \right].$$

Inwieweit der schädliche Raum den sog. »theoretischen« mittleren Druck der Admission und Expansion beeinflußt, zeigt die Tabelle auf unstehender Seite.

Der schädliche Raum ist bei Schiffsmaschinen stets sehr groß.

Bei Zylindern mit Flachschiebern findet man

für große Zylinder . . .	8—14%
für kleine Zylinder . . .	10—15%

dabei gelten die größeren Zahlen für schnellaufende Maschinen, welche weite Kanäle haben. Für die großen Niederdruckzylinder der Handelsdampfer, welche Flachschieber haben, ist der schädliche Raum meistens 8—10%.

Bei Zylindern mit Rundschieber findet man
 für ganz kleine Zylinder mit geraden und kurzen Kanälen 12—18%
 für sehr große Zylinder mit langen Kanälen 15—19%
 für kleine und mittelgroße Zylinder mit langen und
 weiten Kanälen (*HD*- und *MD*-Zylinder
 von Kriegsschiffen) 18—30%
 dabei gelten wieder die größeren Werte für schnelllaufende
 Maschinen.

Tabelle Nr. 4.

Werte von $\frac{p^{\sigma}}{P}$ (theoretischer mittlerer Druck unter Berücksichtigung
 des schädlichen Raumes)

nach Haeder, Die Dampfmaschinen.

Füllung ε	Schädliche Räume %						
	0	6	8	10	12	14	16
0,00	0	0,17	0,21	0,24	0,27	0,29	0,32
0,05	0,19	0,30	0,32	0,35	0,37	0,39	0,41
0,06	0,22	0,32	0,34	0,37	0,39	0,41	0,42
0,07	0,25	0,34	0,36	0,39	0,41	0,43	0,44
0,08	0,28	0,36	0,38	0,40	0,42	0,44	0,46
0,09	0,31	0,38	0,40	0,42	0,44	0,46	0,48
0,10	0,33	0,40	0,42	0,44	0,46	0,47	0,49
0,12	0,37	0,44	0,45	0,47	0,49	0,50	0,52
0,14	0,42	0,47	0,49	0,50	0,52	0,53	0,54
0,16	0,46	0,50	0,52	0,53	0,55	0,56	0,57
0,18	0,49	0,53	0,55	0,56	0,57	0,59	0,60
0,20	0,52	0,57	0,58	0,59	0,60	0,61	0,62
0,25	0,60	0,63	0,64	0,65	0,66	0,67	0,68
0,30	0,67	0,69	0,70	0,70	0,71	0,72	0,73
0,40	0,77	0,78	0,79	0,80	0,80	0,80	0,81
0,50	0,84	0,86	0,86	0,87	0,87	0,87	0,88
0,60	0,90	0,91	0,91	0,92	0,92	0,92	0,92

§ 8. Berechnung der Zylinderdimensionen für eine gegebene
 Leistung. Die Leistung eines Zylinders in indizierten Pferde-
 stärken (s. S. 1)

$$N_i = \frac{P \cdot c}{75} = \frac{D^2 \pi}{75 \cdot 30} \cdot p_m \cdot s \cdot n$$

Ist Hub und Umdrehungszahl sowie die Füllung ange-
 nommen (vgl. S. 9), so kann der Zylinderdurchmesser berechnet
 werden, sobald der tatsächliche mittlere Druck p_m er-
 mittelt ist.

Die Berechnung der Zylinderdimensionen basiert also nur
 auf der Bestimmung von p_m , welche im folgenden besprochen wird.

Bei Maschinen mit mehrfacher Expansion rechnet man so,
 wie wenn die gesamte Dampfarbeit im *ND*-Zylinder verrichtet
 würde. Man ermittelt also hier den mittleren Druck für die

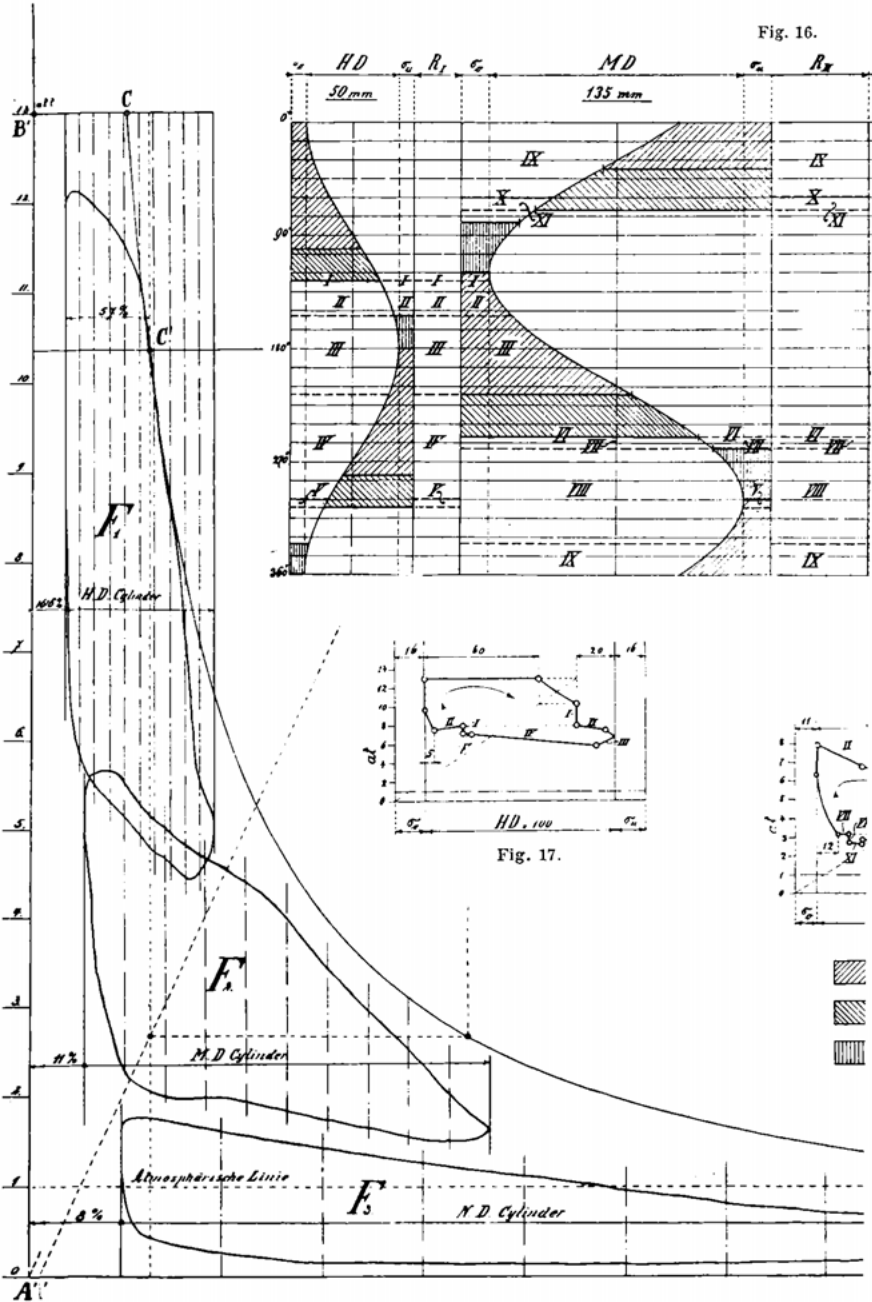


Fig. 16.

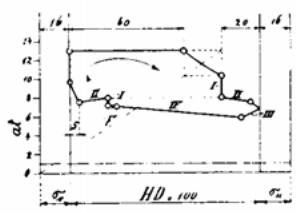


Fig. 17.



Fig. 13.

merkt, gleich dem schädlichen Raum des *HD*-Zylinders + dem auf die Kesselspannung reduzierten Füllungsvolumen desselben; das Endvolumen ist gleich dem schädlichen Raum des *ND*-Zylinders + Hubvolumen desselben.

Fig. 13 (Tafel I) zeigt das Hilfsdiagramm einer Dreifach-Expansionsmaschine. Die Fläche *A' B' C F' G* ist die Fläche des Hilfsdiagrammes; die Strecke *B' C* ist das Volumen des eingelassenen Dampfes, reduziert auf die Kesselspannung (reduzierte Füllung) + schädlicher Raum des *HD*-Zylinders. In das Hilfsdiagramm sind die Diagramme der wirklich ausgeführten Maschine eingetragen. Man nennt dieses Eintragen der Indikatorgramme in das Hilfsdiagramm das Zusammenlegen, auch wohl Rankinisieren der Diagramme.

§ 11. Beim Zusammenlegen trägt man jedem Diagramme den zugehörigen schädlichen Raum von *A' B'* aus vor; dadurch kommen die Expansionskurven der einzelnen Diagramme richtig zu liegen, weil auch diese unter Mitwirkung des schädlichen Raumes entstehen (s. oben). Die Längen der Diagramme verhalten sich wie die Zylindervolumina.

Das Verhältnis der Diagrammflächen $F_1 + F_2 + F_3$ zur Fläche des Hilfsdiagrammes *A' B' C F' G* nennt man den Völligkeitsgrad *k*.

Bezeichnet man mit p_m die Summe der mittleren Drücke der einzelnen Zylinder, bezogen auf den *ND*-Zylinder, so ist

$$\text{Völligkeitsgrad } k = \frac{F_1 + F_2 + F_3}{A' B' C F' G} = \frac{p_m \cdot s}{p_r \cdot s} = \frac{p_m}{p_r}$$

Ist für eine zu erbauende Maschine der mittlere Druck p_r durch Planimetrieren des Hilfsdiagrammes oder nach Tabelle 3 bestimmt, so braucht man diesen nur mit dem Völligkeitsgrad *k* zu multiplizieren, um den zu erwartenden mittleren Druck p_m der ausgeführten Maschine zu erhalten.

Zuverlässige Werte für *k* erhält man, wie bemerkt, durch Eintragen der Indikatorgramme ausgeführter Maschinen in das Hilfsdiagramm; für eine zu erbauende Maschine wähle man einen Völligkeitsgrad, der von einer Maschine des gleichen Typus und möglichst gleicher Größe gewonnen ist.

Um das Hilfsdiagramm für eine neue Maschine zu entwerfen, muß man den Spannungsabfall bis zum Beginn der Expansion vorher abschätzen. Dieser Spannungsabfall hängt von der Weite, Länge, Isolation und den Richtungsänderungen der Dampfleitung, ferner von der Tourenzahl, der Beschaffenheit der Kanäle im *HD*-Zylinder und endlich von der Steuerung ab.

Die folgende Tabelle gibt Anhaltspunkte für die Ermittlung dieses Spannungsabfalles.

Tabelle Nr. 5.

Spannungsabfall zwischen Kessel und Beginn der Expansion

(zwischen *C* und *C'*).

Kleine Einzylinder- und Zwillingsmaschinen $p = 6-8$ at Überdruck	} 0,8-1,2 at bei niedriger Kesselspannung und Tourenzahl. 1,2-1,5 at bei hoher Kesselspannung und Tourenzahl.

Compoundmaschinen	} 1,5–2 at bei niedriger Kesselspannung und Tourenzahl.
$p = 8–11$ at Überdruck	
	} 2–3 at bei hoher Kesselspannung und Tourenzahl.
Große Dreifach- und Vierfach- Expansionsmaschinen	} 3,2–3,8 at.
$p = 12$ at Überdruck	
Große Dreifach- und Vierfach- Expansionsmaschinen	} 3,5–4,5 at.
$p = 16$ at Überdruck	

§ 12. Für Projekte und vorläufige Berechnungen entnimmt man den sog. theoretischen mittleren Druck p_t nicht dem Hilfsdiagramm, sondern der Tabelle 3 S. 12. Um den wirklichen mittleren Druck zu erhalten, multipliziert man p_t einfach mit dem Völligkeitskoeffizienten k .

Wie wenig logisch dieses Verfahren ist, zeigt Fig. 14. Der Völligkeitsgrad ist, wie oben angezeigt,

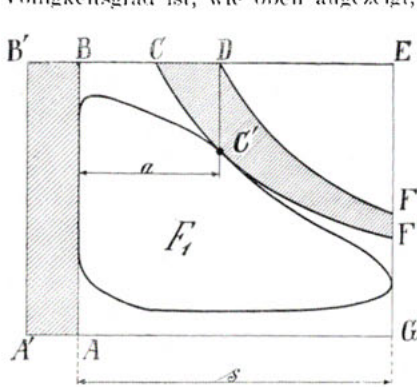


Fig. 14.

$$k = \frac{F_1}{A'B'CE'G'}$$

Bei der Neuberechnung nach obiger Methode wird er jedoch verwendet, wie wenn

$$k = \frac{F_1}{ABDF'G}$$

Daß trotzdem diese Rechnungsweise meist passende Resultate liefert, hat seinen Grund darin, daß die schraffierten Flächen $A'B'BA$ und $CDDE'$ bei normalen Verhältnissen ziemlich gleich groß sind.

Unter p_t ist im folgenden der theoretische mittlere Druck verstanden, sei er nach der genaueren oder nach der angenäherten Methode ermittelt¹⁾.

¹⁾ Die hier besprochene Methode der Konstruktion des Hilfsdiagrammes ist nur zur Schaffung von Vergleichswerten berechtigt. Eine Ungenauigkeit liegt vor allem in der Annahme, daß der schädliche Raum jedes Zylinders immer wieder von neuem gefüllt werden muß.

Es ist hier absichtlich von einer weiteren Komplizierung des Hilfsdiagrammes abgesehen, weil bei der Auswahl des Koeffizienten k für die Neuberechnung weit größere Fehler unterlaufen als die, welche durch obige Ungenauigkeit entstehen können.

Endlich ist obige Methode der Konstruktion des Hilfsdiagrammes im Schiffsmaschinenbau üblich und, da sie gute Resultate liefert, hier beibehalten.

Beispiel für die Berechnung einer Dreifach-Expansionsmaschine mit Anwendung des Hilfsdiagrammes s. S. 23.

Tabelle Nr. 6.

Völligkeitsgrade k

für Maschinen mit Kondensation.

Die Werte für k gelten für die später angegebenen normalen Gesamtexpansionen und Zylinderverhältnisse.

Expansion in einem Zylinder:

Große Maschinen, kleine Tourenzahl	$k = 0,7 - 0,75$
Kleine Maschinen, große Tourenzahl	$k = 0,65 - 0,7$

Zweifache Expansion, Compoundmaschinen:

Große Maschinen, bis etwa 100 Umdrehungen	$k = 0,6 - 0,67$
Kleine Maschinen, mit höherer Tourenzahl	$k = 0,55 - 0,6$

Dreifache Expansion in 3 Zylindern:

Kriegsschiffe, hohe Tourenzahl	$k = 0,53 - 0,54$
Handelsschiffe, bis etwa 100 Touren	$k = 0,56 - 0,61^1)$

Dreifache Expansion in 4 oder 5 Zylindern:

Hohe Tourenzahl	$k = 0,50 - 0,52$
Geringe Tourenzahl, bis etwa 100 Touren, Handelsdampfer	$k = 0,54$

Vierstufige Expansion in 4 oder mehr Zylindern:

Große Handelsdampfer	$k = 0,52 - 0,53$
--------------------------------	-------------------

NB. Der Ermittlung dieser Zahlen sind mittlere Indikatordiagramme aus Boden- und Deckelseite zugrunde gelegt.

Bei Maschinen ohne Kondensation ist der hiernach berechnete mittlere Druck wegen des Gegendruckes um ca. 1 kg per qcm zu verringern.

§ 13. Gesamtexpansion, Zylinderverhältnis und Füllungsgrade der einzelnen Zylinder. Man kann die Gesamtexpansion nur so weit treiben, daß der Enddruck der Expansion im *ND*-Zylinder der Ausströmungsspannung gleichkommt; diese untere Grenze, bis zu welcher man jedoch aus praktischen Rücksichten niemals geht, läßt sich durch Entwerfen des Hilfsdiagrammes oder durch Rechnung leicht feststellen.

Eine untere Grenze der Gesamtexpansion zieht die Rücksicht auf die Ökonomie der Maschine, welche bei zu großer Gesamtexpansion abnimmt. Bei Maschinen für Kriegsschiffe und kleine, leichte Fahrzeuge wird für die Maximalleistung eine verhältnismäßig kleine Gesamtexpansion angenommen; bei ersteren deshalb, weil die Maximalleistung nur ausnahmsweise entwickelt wird.

¹⁾ Selten über 0,58.

In § 14, S. 21, sind die normalen Gesamtexpansionen für verschiedene Maschinensysteme zusammengestellt.

Einen Anhaltspunkt für die Wahl der Zylinderverhältnisse und der Füllungsgrade der *MD*- und *ND*-Zylinder gibt ebenfalls das Hilfsdiagramm (Fig. 15).

Würde die Fläche des Diagrammes *ABCFG* die tatsächliche

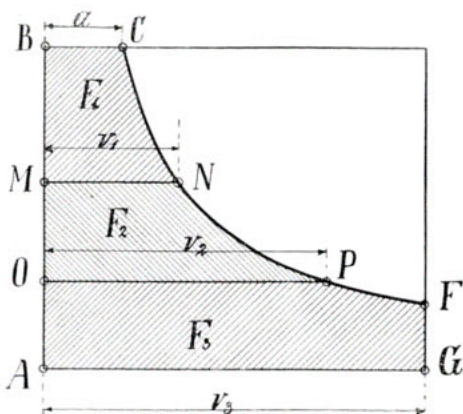


Fig. 15.

Leistung der Mehrzylindermaschine angeben, so erhielte man die Zylinderverhältnisse und Füllungsgrade für gleiche Leistung der einzelnen Zylinder wie folgt:

v_3 = Volumen des *ND*-Zylinders und
 α = Gesamtfüllungsgrad
 seien gegeben.

Man teile *ABCFG* in drei gleiche Flächenstücke F_1 , F_2 und F_3 durch Parallele zu *AG*. Dann ist

$$\begin{aligned} v_1 &= \text{Volumen des } HD\text{-Zylinders,} \\ \alpha &= \text{Füllungsgrad des } HD\text{-Zylinders,} \\ v_1 &= \text{Volumen des } MD\text{-Zylinders,} \\ v_1 &= \text{Füllungsgrad des } MD\text{-Zylinders,} \\ v_2 &= \text{Volumen des } ND\text{-Zylinders,} \\ v_2 &= \text{Füllungsgrad des } ND\text{-Zylinders,} \\ 1 &: \frac{v_2}{v_1} : \frac{v_3}{v_1} = \text{Zylinderverhältnis.} \end{aligned}$$

Die Flächenstücke F_1 , F_2 und F_3 entsprechen allerdings keineswegs den tatsächlichen Diagrammen.

Wenn man jedoch den schädlichen Raum (s. S. 14), den Gegendruck im Kondensator, die Kompression und Voreinströmung, sowie mit Zuhilfenahme ähnlicher Ausführungen den Spannungsabfall beim Eintritt in den *HD*-Zylinder sowie zwischen den einzelnen Zylindern berücksichtigt, kann man die Diagramme F_1 , F_2 und F_3 derartig modifizieren, daß sie den tatsächlichen sehr ähnlich werden. Aus der Gestaltung derselben kann man dann das passende Zylinderverhältnis ermitteln.

Am einfachsten wird jedoch das Zylinderverhältnis und die Füllungen nach bewährten praktischen Ausführungen angenommen.

Fast immer zielt man bei den Schiffsmaschinen darauf ab, gleiche Leistung¹⁾ für die einzelnen Kurbeln zu erhalten; indessen wird mit Rücksicht auf Erzielung eines gleichförmigen Drehmomentes (s. S. 63) auf den Massenausgleich (s. S. 81), endlich auf rein konstruktive Fragen häufig von dieser Forderung abgesehen.

Die Füllungsgrade der einzelnen Zylinder lassen sich überdies durch Einlegen der Steuerung innerhalb so bedeutender Grenzen während des Ganges der Maschine verändern, daß man schon hierdurch einen sehr großen Einfluß auf die Leistungsverteilung der Zylinder ausüben kann.

Wenn z. B. bei einer Dreifach-Expansionsmaschine die Füllung des *MD*-Zylinders vergrößert wird, so sinkt die Gegendampfspannung im *HD*-Zylinder und die Leistung des letzteren steigt. Da aber die Gesamtleistung bei richtig gewählten Zylinderverhältnissen und Füllungen sich nicht wesentlich ändert, solange die *HD*-Zylinderfüllung dieselbe bleibt, wird die Leistung im *MD*-Zylinder mit der Vergrößerung der Füllung desselben kleiner werden. Ebenso kann man durch Verkleinerung der Füllung des *ND*-Zylinders die Leistung im *ND*-Zylinder erhöhen, während sie zugleich — durch Erhöhung der Gegendampfspannung — im *MD*-Zylinder sinkt.

Beispiel: Bei einer normalen Dreifach-Expansionsmaschine mit drei Zylindern betrug die Leistung

bei einer Füllung von	Indiz. Pferdestärken	
<i>HD</i> · 70	690	}
<i>MD</i> · 71	700	
<i>ND</i> · 55	780	
und bei einer Füllung von		
<i>HD</i> · 70	690	}
<i>MD</i> · 71	730	
<i>ND</i> · 60	718	

§ 14. Im folgenden sind **Gesamtfüllungsgrade** und **Zylinderverhältnisse** für die verschiedenen Maschinentypen zusammengestellt.

1. **Einfach-Expansionsmaschinen.** Solche kommen beinahe nur noch als Zwillingmaschinen für kleine, leichte Boote — Dampfmaschinen etc. — vor.

Füllungsgrad $\epsilon = 60\text{--}80\%$.

Auch die Hilfsmaschinen mit einstufiger Expansion (wie Drehvorrichtungsmaschinen, Umsteuermaschinen, Zirkulationspumpen) arbeiten meist mit sehr großer Füllung, manchmal mit Volldruck, letzteres stets, wenn sie mit Drehschieber oder Wechselschieber umgesteuert werden (s. Umsteuermaschine).

¹⁾ Die Erzielung gleichen Temperaturgefälles in den Dampfzylindern wird in der Praxis kaum jemals angestrebt.

2. Compoundmaschinen. Solche werden jetzt meist nur für kleine Fracht- und Passagierdampfer mit Leistungen bis zu etwa 300 Pferdestärken verwendet.

Die Gesamtexpansion richtet sich nach dem disponiblen Raum und Gewicht der Maschine.

Leichte Maschinen $p = 8-10$ at Überdruck¹⁾

$$\frac{ND}{HD} = m = 3,2-3,8.$$

Schwere Maschinen $p = 7-8$ at Überdruck

$$m = 4-4,6.$$

Füllung im HD -Zylinder 50-70%; dem entspricht eine Gesamtexpansion von etwa

$$\frac{1}{\varepsilon} = 5-8.$$

Tabelle für ausgeführte Compoundmaschinen s. S. 38.

3. Dreifach-Expansionsmaschinen. Diese werden in den verschiedensten Größen und Typen ausgeführt (siehe Anordnung der Hauptmaschine); dementsprechend variieren auch Zylinderverhältnisse und Gesamtexpansion innerhalb weiter Grenzen.

a) Maschinen für Torpedoboote und Torpedojäger.

$p = 12-18$ at Überdruck; ausnahmsweise bis 20 at.

Zylinderverhältnis etwa 1 : 2,1 : 4,4 bis 1 : 2,2 : 5.

Füllung im HD -Zylinder ca. 65% bis 80% für die Maximalleistung.

Gesamtexpansion 6 bis 7,5 fach.

b) Maschinen für Kreuzer etc.

$p = 12-18$ at Überdruck; manchmal bis 20 at.

Zylinderverhältnis ca. 1 : 2,3 : 5,5.

Füllung im HD -Zylinder ca. 70% bis 76% für die Maximalleistung.

Gesamtexpansion ca. 7-8 fach.

c) Maschinen für Panzerschiffe, Schnelldampfer, Postdampfer.

$p = 12-16$ at Überdruck (bei Schnelldampfern und Postdampfern nicht über 13 at bei 3facher Expansion).

Zylinderverhältnis etwa 1 : 2,4 : 6 bis 1 : 3 : 7.

Füllung im HD -Zylinder 70-75% für die Maximalleistung.

Gesamtexpansion ca. 8-10 fach.

¹⁾ Hier und im folgenden ist der Überdruck am Absperrventil der Maschine mit p bezeichnet. In Wasserrohrkesseln wird manchmal Dampf von 18-20 at erzeugt, dessen Spannung dann durch ein Reduzierventil vor Eintritt in die Maschine auf etwa 13-16 at Überdruck vermindert wird (s. Teil V).

- d) Maschinen für große, weniger schnell fahrende Dampfer für Fracht und Passagiere und für Frachtdampfer.

$p = 11-16$ at Überdruck.

Zylinderverhältnis etwa 1 : 2,6 : 6,8 bis 1 : 3,2 : 7,2.

Füllung im *HD*-Zylinder 60–70% für die Maximalleistung.

Gesamtexpansion ca. 9,5–12 fach.

Tabelle ausgeführter Dreifach-Expansionsmaschinen s. S. 40 u. f.

4. Vierfach-Expansionsmaschinen. Solche werden nur verwendet, wenn man eine weitgehende Expansion des Dampfes herbeiführen will. Dies ist wegen Gewichts- und Raumersparnis auf kleinen leichten Schiffen nicht möglich. Man findet daher Vierfach-Expansionsmaschinen meist bei Schnelldampfern und großen Dampfern für Fracht und Passagiere.

$p = 14-16$ at Überdruck.

Zylinderverhältnis 1 : 2 : 4 : 8 bis 1 : 2,2 : 4,4 : 9,2.

Füllung im *HD*-Zylinder 65–72% für die Maximalleistung.

Gesamtexpansion ca. 10–13 fach.

Tabelle ausgeführter Vierfach-Expansionsmaschinen s. S. 54.

Anordnung solcher Maschinen s. S. 118.

§ 15. Beispiel für die Berechnung einer Dreifach-Expansionsmaschine. Maschine eines Postdampfers mit einer Schraube. Angenommen; $N_i = 6300$, $n = 75$, $c = 4$ m/sek, $p = 13$ at abs.

Hieraus Hub $s = \frac{60 c}{2 n} = 1600$ mm.

Die Maschine soll bei normaler Fahrt mit großer Gesamtexpansion arbeiten, durch Auslegen der Steuerung des *HD*-Zylinders jedoch auf größere Leistung gebracht werden können.

Für die normale Leistung von 6300 P_s sei eine Gesamtexpansion angenommen von $\frac{1}{\epsilon} = 11,1$, $\epsilon = 0,09$.

1. Wir rechnen zuerst nach der abgekürzten Methode S. 18.

Nach Tabelle 3 ist für $\epsilon = 0,09$.

$$\frac{p_i}{p} = 0,31, \text{ also } p_i = 0,31 \cdot 13 = 4,03 \text{ at.}$$

Für einen Völligkeitsgrad $k = 0,58$ (vgl. Tabelle 6) wird der zu erwartende mittlere Druck (bezogen auf den *ND*-Zylinder)

$$p_m = 0,58 \cdot 4,03 = 2,34 \text{ at.}$$

Der Durchmesser des *ND*-Zylinders ergibt sich aus der Gleichung

$$N_i = \frac{D^2 \pi}{4} \cdot \frac{p_m \cdot c}{75},$$

$$\text{woraus } \frac{D^2 \pi}{4} = \frac{N_i \cdot 75}{p_m \cdot c} = \frac{6300 \cdot 75}{2,34 \cdot 4} = 50481 \text{ qcm.}$$

Also $D = 2540$ mm.

Der Durchmesser des *HD*-Zylinders ergibt sich nach Annahme seiner Füllung aus der Gesamtexpansion.

Es sei angenommen $\varepsilon_b = 0,6$.

Dann erhält man das Verhältnis $\frac{ND\text{-Zylinder Areal}}{HD\text{-Zylinder Areal}} = m$

aus der Gleichung $\frac{1}{\varepsilon} = m \cdot \frac{1}{\varepsilon_b}$; also $m = 11,1 \cdot 0,6 \approx 6,7$.

Somit ist

$$\text{Areal des } HD\text{-Zylinders} = \frac{50481}{6,7} = 7534 \text{ qcm.}$$

Durchmesser des *HD*-Zylinders ≈ 980 mm.

Der Durchmesser des *MD*-Zylinders ergibt sich durch Vergleich der vorliegenden Maschine mit ähnlichen Maschinen, deren Leistungen befriedigten.

Nach § 14 kommen hier Zylinderverhältnisse von etwa 1 : 3 : 7, 1 : 2,4 : 6 etc. in Frage.

Dementsprechend sei hier ein Zylinderverhältnis von 1 : 2,7 : 6,7 gewählt. Dann wird

$$\text{Areal des } MD\text{-Zylinders} = 7534 \cdot 2,7 = 20342 \text{ qcm.}$$

Durchmesser des *MD*-Zylinders ≈ 1610 mm.

2. Berechnung mittels des Hilfsdiagrammes (S. 16). (Vgl. Hilfsdiagramm *A' B' C' P' G* der ausgeführten Maschine, Fig. 13, welche statt 60% nur 57% Füllung im *HD* hat.) Gegeben ist Leistung, Umdrehungszahl und Kolbengeschwindigkeit wie oben. Angenommen sei Gesamtexpansion = 11,1 Füllung des *HD*-Zylinders = 60%; also wird das Zylinderverhältnis $\frac{HD}{ND} = 1 : 6,7$.

Ferner angenommen: Schädlicher Raum im *HD* = 16%, im *ND* = 8% (vgl. S. 11) und Spannungsabfall zwischen Kessel und Anfang der Expansion (*CC'*) = 2,5 at (vgl. Tabelle 5).

Dann wird

$$\text{reduzierte Füllung } B'C = \frac{(60 + 16) \cdot 10,5}{13} \approx 61,4\%.$$

Das Endvolumen der Expansion wird

$$A'G = (100 + 8) 6,7\% \text{ des } HD\text{-Volumens} = 724\%.$$

Der mittlere Druck des Hilfsdiagrammes kann durch Planimetrieren oder rechnerisch mit Hilfe von Tabelle 3 ermittelt werden. Wir wollen letzteren Weg wählen. Es ist

$$\frac{\text{Anfangsvolumen}}{\text{Endvolumen}} = \frac{B'C}{A'G} = \frac{61,4}{724} = 0,085.$$

Für dieses Füllungsverhältnis ist (Tabelle 3)

$$\frac{p_t}{p} = 0,295; \text{ also } p_t = 0,295 \cdot 13 \approx 3,84.$$

Nach Methode 1 ergab sich $p_t = 4,03$ at; wir bekommen also nach Methode 2 etwas größere Zylinderdurchmesser. Die Berechnung derselben erfolgt wie unter 1.

3. Die entsprechende ausgeführte Maschine hat eine Gesamtleistung von $N_i = 6320$ PS, $n = 75$, $c = 4$ m/sek, $s = 1600$ mm, $HD \phi = 1000$ mm, $MD \phi = 1630$, $ND \phi = 2590$.

Zylinderverhältnis 1 : 2,66 : 6,7. Füllung im HD 57%, im MD 55%, im ND 50%. Leistung im HD 1970 PS, im MD 2050 PS, im ND 2300 PS.

Mittlerer Druck des Hilfsdiagrammes

$$A' B' C F' G' = 3,7 \text{ at} = p_t.$$

Mittlerer Druck, bezogen auf das Areal des ND -Zylinders, im $HD = 0,7$ im $MD = 0,73$, im $ND = 0,82$ at, also

$$p_m = 0,7 + 0,73 + 0,82 = 2,25 \text{ at}.$$

Somit Völligkeitsgrad

$$k = \frac{p_m}{p_t} = \frac{F_1 + F_2 + F_3}{A' B' C F' G'} = \frac{2,25}{3,7} = 0,608.$$

4. Wäre die Maschine mit 5 Zylindern ausgeführt worden, so daß etwa auf die mittlere Kurbel der MD -Zylinder wirkt, auf die beiden äußeren Kurbeln je ein ND -Zylinder und ein auf diesen gesetzter HD -Zylinder, so wäre (vgl. 1.) der Rechnung nach

$$\text{Durchmesser jedes der beiden } HD\text{-Zylinder} = 980 \sqrt{\frac{1}{2}} \approx 690 \text{ mm},$$

$$\text{, , , , } ND\text{-Zylinder} = 2540 \sqrt{\frac{1}{2}} \approx 1800 \text{ mm}.$$

Allerdings hätte bei Anwendung von 5 Zylindern der Völligkeitsgrad nicht zu 0,58, sondern nur zu 0,54 (vgl. Tabelle 6) angenommen werden dürfen. Die Zylinder würden sich also für eine solche Maschine etwas größer ergeben, als hier angenommen ist.

§ 16. **Receiver.** Man bringt bei Schiffsmaschinen keine besonderen Receiver an; erstens, um Gewicht zu sparen, zweitens, weil die Ausströmungskanäle Überströmröhre und Schieberkasten genügend große Receiveräume bilden.

An ausgeführten Dreifach-Expansionsmaschinen mit drei Zylindern wurde gemessen:

Receiverraum zwischen

HD - und MD -Zylinder = 1,8 bis 3,8 \times Volumen des HD -Zylinders.

MD - und ND -Zylinder = 1,3 bis 2,3 \times Volumen des MD -Zylinders.

Der Einfluß des Receivers auf die Dampferscheinungen läßt sich durch Konstruktion der Volumendiagramme (s. § 17) ermitteln.

§ 17. **Konstruktion der Indikator diagramme aus den sog. Volumdiagrammen.** Sind für eine zu erbauende Maschine Zylinderdimensionen, schädliche Räume, Receiver, Dampfverteilung und Kurbelstellung angenommen, so läßt sich graphisch in jedem Augenblick das Volumen feststellen, welches der Dampf bei seinem Wege durch die Maschine ausfüllt.

Nimmt man an, daß 1. der Dampf nach dem Gesetze »Druck \times Volumen = konst.« expandiert und komprimiert wird, 2. bei Mischung eines Volumens v_1 vom Druck p_1 mit einem andern Volumen v_2 vom Druck p_2 ein Enddruck

$$p = \frac{p_1 v_1 + p_2 v_2}{v_1 + v_2} \text{ (Mischungsregel)}$$

entsteht, so läßt sich aus dem jeweiligen Volumen der zugehörige Druck berechnen und so eine Art Indikator diagramme aufzeichnen.

Zur Berechnung der Leistung eignen sich diese Diagramme (oft kurzweg »Volumendiagramme« genannt) nur wenig; sie geben stets eine viel zu große Leistung, weil keine Kondensationsverluste etc. berücksichtigt sind. Doch geben dieselben Aufschluß über die Dampferscheinungen, Spannungsabfälle und zu erwartenden Eigentümlichkeiten der wirklichen Indikator diagramme. Man tut daher gut daran, sie bei Neuberechnungen zu zeichnen.

Beispiel: Konstruktion der »Volumendiagramme« für eine Dreifach-Expansionsmaschine. Vgl. Fig. 16, 17, 18, 19, 20, 21 (Tafel I).

Gegeben seien folgende Daten:

	<i>HD</i>	<i>MD</i>	<i>ND</i>	Rec. I.	Rec. II
Zylinder ϕ mm	980	1610	2540	—	—
Volumenverhältnis	1	2,7	6,7	2,5	4,05
Volumen auf Zeichnung mm	50	135	335	125	202,5
Schädlicher Raum	16%	11%	8%	—	—
» » in mm	8	14,85	26,8	—	—
Füllungsgrad	60%	56%	54%	—	—
» in mm	30	75,5	181	—	—
Vorrausströmen	20%	18%	16%	—	—
» in mm	10	24,3	53,5	—	—
Kompression	5%	12%	12%	—	—
» in mm	2,5	16,2	40,2	—	—

Wir entwerfen zunächst ein Diagramm, dessen Abszissen die augenblicklichen Hubvolumina der Zylinder »Kolbenwege« und dessen Ordinaten die Kurbelwinkel, gerechnet von der obern Totlage der *HD*-Kurbel, sind. Das *HD*-Zylindervolumen werde zu 50 mm angenommen; dann ist der schädliche Raum desselben

$\frac{50 \times 16}{100} = 8$ mm, das Mitteldruck-Zylindervolumen $= 2,7 \cdot 50 = 135$ mm usw.¹⁾ Um das Diagramm nicht unnötig lang zu erhalten, ist Rec. I um 100 mm, Rec. II um 150 mm verkürzt worden; der untere Teil des *ND*-Volumens ist nach links verschoben gezeichnet.

Wir nehmen unendlich lange Pleuelstange an und erhalten dann als Kolbenweglinien gewöhnliche Sinuslinien (vgl. S. 59). Entsprechend der Kurbelstellung sind diese um je 120° gegeneinander versetzt. In Fig. 21 ist die Konstruktion des momentanen *HD*-Hubvolumens *EF* für einen beliebigen Kurbelwinkel (75°) kurz angedeutet.

Sind die einzelnen Dampfverteilungsperioden eingezeichnet, so kann man das Volumen der augenblicklich in Verbindung stehenden Räume aus dem Diagramm abmessen.

Ermittlung der Dampfdrücke.

Gegeben: Anfangsspannung im *HD*-Zylinder $= 13$ at abs.

Hieraus durch Expansion (vgl. Tafel I).

Enddruck der Expansion im *HD*-Zylinder $= 10,3$ at abs. (Fig. 17).

Gegeben: Ausströmungsspannung in den Kondensator aus *ND* $= 0,2$ at.

Hieraus

Enddruck der Kompression im *ND*-Zylinder $= 0,5$ at (Fig. 19).

Die übrigen Drücke ergeben sich aus den folgenden Gleichungen für die Enddrücke der verschiedenen Perioden:

I. Mischung von *HD* oben $10,3$ at mit *HD*_u + *R*_I = *MD*_o²⁾, wo der unbekannte Druck p_1 herrscht.

$$\text{Mischungsdruck} \left\{ p_2 = \frac{48 \cdot 10,3 + 18 + 125 + 15,1}{206,1} p_1 = 2,4 + 0,768 p_1. \right.$$

II. Expansion in *HD*_o + *HD*_u + *R*_I + *MD*_o bis *HD*_u komprimiert.

$$\text{Enddruck } p_3 = \frac{206,1}{218} \cdot p_2 = 0,945 p_2.$$

III. Expansion in *HD*_o + *R*_I + *MD*_o bis in *MD*_o die Füllung zu Ende ist.

$$\text{Enddruck } p_4 = \frac{207,5}{267,7} \cdot p_3 = 0,733 p_2.$$

IV. Kompression in *HD*_o + *R*_I bis in *MD*_u die Füllung beginnt.

$$\text{Enddruck } p_5 = 0,733 p_2 \cdot \frac{177,7}{145,5} = 0,895 p_2.$$

¹⁾ Das Diagramm Fig. 16 wurde im angegebenen Maßstab (*HD*-Volumen = 50 mm) gezeichnet, ist aber hier nur in $\frac{1}{4}$ desselben reproduziert.

²⁾ Da bei allen Zylindern die Vorausströmung größer ist als die Kompression, so findet zeitweise ein Überströmen von einer Kolbenseite auf die andere statt.

Daraufhin tritt Mischung von $HD_o + R_I$ mit dem schädlichen Raum von MD_u ein. Wir vernachlässigen der Einfachheit wegen den sehr geringen Spannungsabfall; also bleibt in $HD_o + R_I + MD_u$ der Druck p_5 .

V. Kompression in $HD_o + R_I + MD_u$ bis in HD_u das Vorausströmen beginnt. Dabei muß der gleiche Druck entstehen, wie oben in $HD_r + R_I + MD_o$ als HD_o angeschlossen wurde, also

$$\text{Enddruck } p_1 = \frac{160,4}{158} \cdot p_5 = 0,91 p_5.$$

Aus Gleichung I und V ergibt sich

$$p_1 = 7,25 \text{ at}, p_2 = 7,97 \text{ at},$$

woraus $p_3 = 7,53 \text{ at}, p_4 = 5,84 \text{ at}, p_5 = 7,13 \text{ at}.$

Somit kann das HD -Diagramm (Fig. 17) aufgezeichnet werden.

Ähnlich ergeben sich die Drücke für MD und ND . In MD_o ist am Ende eine Periode III der Druck $p_4 = 5,84 \text{ at}$. Enddruck der Expansion in MD_o allein $p_6 = 4,19 \text{ at}$.

VI. Vorausströmen von MD_o in $R_{II} + MD_u + ND_u$, mit dem unbekanntem Druck p_7 .

$$\text{Mischungsdruck } p_8 = \frac{125,7 p_6 + 270,5 p_7}{396,2} = 1,33 + 0,683 p_7.$$

VII. Expansion in $MD_o + MD_u + R_{II} + ND_u$, bis MD_u komprimiert

$$\text{Enddruck } p_9 = p_8 \cdot \frac{396,2}{403} = 0,984 p_8.$$

VIII. Expansion in $MD_o + R_{II} + ND_u$, bis in ND_u die Füllung zu Ende ist.

$$\text{Enddruck } p_{10} = p_9 \cdot \frac{371,9}{347} = 0,669 p_8.$$

IX. Kompression in $MD_o + R_{II}$, bis ND_u öffnet.

$$\text{Enddruck } p_{11} = p_{10} \frac{137 + 202,5}{48,2 + 202,5} = 0,906 p_8.$$

X. Mischung von $MD_o + R_{II}$ mit schädlichem Raum von ND_u , wo Kompressionsenddruck 0,5 at.

$$\text{Mischungsdruck } p_{12} = \frac{250,7 p_{11} + 26,8 \cdot 0,5}{277,5} = 0,818 p_8 + 0,048.$$

XI. Kompression in $MD_o + R_{II} + ND_u$, bis MD_u Vorausströmen hat. Dabei muß der gleiche Enddruck entstehen wie unter VI in $MD_u + R_{II} + ND_u$, als MD_o angeschlossen wurde,

$$\text{Also Enddruck } p_7 = \frac{277,5}{271,5} \cdot p_{12} = 0,836 p_8 + 0,049.$$

Aus Gleichung VI und XI ergibt sich

$$p_7 = 2,71 \text{ at, } p_8 = 3,18 \text{ at, } \text{woraus} \\ p_9 = 3,13 \text{ at, } p_{10} = 2,13 \text{ at, } p_{11} = 2,88 \text{ at, } p_{12} = 2,65 \text{ at.}$$

Somit können *MD*- und *ND*-Diagramm aufgezeichnet werden (Fig. 18 und 19).

Die so erhaltenen Diagramme zeigen die Eigentümlichkeiten der tatsächlichen Diagramme, ihr mittlerer Druck jedoch ist selbstverständlich bedeutend höher, als der Wirklichkeit entspricht.

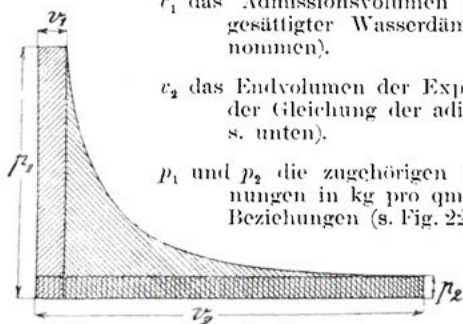
II. Abschnitt.

Die Ausnutzung des Dampfes in der Maschine.

§ 18. Der Beurteilung dieses Prozesses liegt der sog. **erste Hauptsatz der mechanischen Wärmetheorie zugrunde: »Wärme und Arbeit sind einander äquivalent.«** (1 Kalorie = 424 mkg.) Bei einer mit gegebener Admissionsspannung p_1 und gegebener Anspuffspannung p_2 arbeitenden Maschine wäre demnach die im Maximum zu erzielende Arbeitsleistung der Gewichtseinheit Dampf gegeben durch die Differenz der Admissions- und Anspuffwärme.

Wenn von dem Einflusse der Wandungen zunächst abgesehen wird, so ergibt sich hieraus, daß die pro Kilogramm Dampf zu erzielende Arbeit um so größer wird, je größer die Admissionswärme und je kleiner die Anspuffwärme ist. Da für gesättigten Wasserdampf der Wärmeinhalt durch den Druck eindeutig bestimmt ist, so folgt, daß zur Erzielung eines günstigen Resultates mit hoher Admissionsspannung und niederer Anspuffspannung gearbeitet werden soll. Als praktische Grenzen haben sich für die Kesselspannung 20 kg/qcm abs. und für die Anspuffspannung (Kondensator) 0,05 kg/qcm abs. herausgestellt. Da jede Wärmeabgabe nach außen hin einen Verlust bedeutet, so sind die Zylinder und Receiver sowie alle Verbindungsleitungen an der Maschine sorgfältig einzuhüllen. Eine Wärmezufuhr von außen her während der Expansion (d. h. eine nachträgliche Erwärmung des Dampfes) zieht ebenfalls die Ökonomie der Wärmeausnutzung herunter, weil ja diese Wärme, um am besten Verwendung zu finden, bei höchster Spannung, d. h. während der Admission, zugeführt werden müßte. (Weshalb trotzdem Mantelheizung praktisch meist nützlich ist, siehe später unter Einfluß der Wandungen § 21). Daraus folgt, daß die theoretisch vollkommene Maschine adiabatisch expandieren soll, d. h. ohne Wärmezufuhr oder Abfuhr während der Expansion.

Bedeutet auf die Gewichtseinheit (1 kg) bezogen:



v_1 das Admissionsvolumen in cbm der Tabelle gesättigter Wasserdämpfe, s. Teil VIII, entnommen).

v_2 das Endvolumen der Expansion (berechnet aus der Gleichung der adiabatischen Expansion, s. unten).

p_1 und p_2 die zugehörigen absoluten Dampfspannungen in kg pro qm, so bestehen folgende Beziehungen (s. Fig. 22).

Admissionsarbeit
 $L_1 = p_1 v_1$ mkg.

Gleichung der adiabatischen Expansion nach der Wärmetheorie.

Fig. 22.

$$p \cdot v^k = \text{Konst.}, \text{ worin } k = 1,135$$

bei trockenem Dampf. (Vgl. Zeuner, Technische Thermodynamik 1890, Bd. II, S. 75)¹⁾.

Hiernach berechnet sich

$$v_2 = v_1 \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{k}}.$$

$$\text{Expansionsarbeit } L_2 = \int_{v_1}^{v_2} p \cdot dv.$$

$$= \frac{1}{k-1} (p_1 v_1 - p_2 v_2) \text{ mkg.}$$

$$\text{Auspuffarbeit } L_3 = p_2 v_2 \text{ mkg.}$$

Gesamte geleistete Arbeit der Gewichtseinheit beim Durchgang durch die Maschine:

$$L = L_1 + L_2 - L_3$$

$$= p_1 v_1 + \frac{1}{k-1} (p_1 v_1 - p_2 v_2) - p_2 v_2$$

$$= \frac{k}{k-1} (p_1 v_1 - p_2 v_2) \text{ mkg.}$$

¹⁾ Für geringe Dampfspannungen weicht diese Kurve etwas von der Adiabate ab.

Tabelle Nr. 7.

Theoretische Arbeit von 1 kg Dampf, welcher adiabatisch expandiert zwischen p_1 und p_2 unter Berücksichtigung der Admissions- und Auspuffarbeit.

$$A = \frac{k}{k-1} \cdot p_1 v_1 - p_2 v_2 \text{ mkg pro kg Dampf.}$$

[p in kg/qcm; v in cbm/kg einzusetzen.]

$k = 1,135$ für trockenen Dampf.

$v_1 =$	0,31602cbm/kg 0,19574cbm/kg 0,14274cbm/kg 0,11280cbm/kg			
$p_2 =$	$p_1 = 6 \text{ kg/cm}^2$	$p_1 = 10 \text{ kg/cm}^2$	$p_1 = 14 \text{ kg/cm}^2$	$p_1 = 18 \text{ kg/cm}^2$
0,1	61 500	69 400	74 700	78 700
0,2	53 100	61 200	66 700	70 800
0,4	43 900	52 300	57 900	62 200
0,6	38 200	46 800	52 500	56 800
0,8	34 000	42 700	48 500	52 800
1,0	30 000	39 400	45 300	49 700
1,2	27 800	36 700	42 600	47 000
1,4	25 300	34 300	40 300	44 700
1,6	23 200	32 200	38 200	42 700
1,8	21 300	30 400	36 400	40 900
2,0	19 500	28 700	34 700	39 300
2,5	15 800	25 000	31 100	35 700
3,0	12 600	22 000	28 100	32 800
3,5	9 900	19 300	25 500	30 200
4,0	7 500	17 000	23 300	28 000
4,5	5 400	14 900	21 200	25 900
5,0	3 400	13 000	19 400	24 100
5,5	1 600	11 300	17 700	22 500
6,0	0 000	9 700	16 100	20 900
kg/cm ²	mkg	mkg	mkg	mkg

Nach dieser Gleichung ist Tabelle 7 berechnet, welche für verschiedene Admissions- und Auspuffspannungen die theoretische Leistung in mkg enthält. Diese Tabelle gibt ein Mittel an die Hand, zu untersuchen, in welcher Weise eine Maschine den zugeleiteten Dampf ausnutzt.

Beispiel: Eine Maschine arbeite mit 10 kg/qcm abs. Admissions- und 0,2 kg/qcm abs. Auspuffspannung. Der Speisewasserverbrauch pro Stunde und indizierte Pferdestärke beträgt 6 kg. Es soll das Verhältnis der geleisteten indizierten Arbeit zur theoretisch disponiblen Arbeit festgelegt werden.

1 PS pro Stunde = $75 \cdot 3600 = 270 000$ mkg.

A ist nach Tabelle 7 ca. 61 200 kg pro 1 kg.

Verbrauch: 6 kg pro Stunde; dies entspricht 367 200 mkg pr. St.

Dann beträgt die pro Gewichtseinheit Dampf geleistete Arbeit in Prozenten der disponiblen Arbeit:

$$= \frac{270000}{367200} \cdot 100 = \text{ca. } 73,6\%.$$

Es ist mit Hilfe dieser Tabelle die Möglichkeit gegeben, zu bestimmen, in welcher Weise der Dampf in den einzelnen Zylindern ausgenutzt wird, indem man für die Bestimmung der Arbeit L in jedem Zylinder den im Diagramm gefundenen höchsten Druck für p_1 und den niedrigsten Druck für p_2 einsetzt.

Gewöhnlich findet man bei Schiffsmaschinen den Vergleich mit Hilfe des sog. Völligkeitsgrades durchgeführt (s. § 10). Diese Methode ist sehr praktisch, wenn es sich darum handelt, Maschinen von gleicher Größe und gleichem Typus zu vergleichen. Sobald aber der Vergleich ausgedehnt werden soll auf Maschinen von verschiedener Größe und verschiedenem Typus, welche außerdem noch unter verschiedenen Verhältnissen arbeiten (mit getrocknetem oder nassem Dampf, mit Auspuff oder Kondensation, mit oder ohne Mantelheizung, mit hoher oder niedriger Tourenzahl), so ist diese Art des Vergleiches (Völligkeitsgrad) nur mit größter Vorsicht anzuwenden, weil sonst nicht unbedeutende Irrtümer entstehen können.

So ist z. B. nach Tabelle 6 der Völligkeitsgrad der Dreifach-Expansionsmaschinen geringer als jener der Einzylindermaschinen. Trotzdem ist die Dampfausnutzung bei dreifacher Expansion größer als bei Anwendung von nur einer oder zwei Expansionsstufen.

Hieraus ist zu erkennen, daß der Völligkeitsgrad nicht als Maßstab für die Ökonomie der Dampfausnutzung betrachtet werden kann.

Die nach Gleichung S. 30 berechnete Maximalarbeit des Dampfes wird durch Verluste verschiedener Art bei ausgeführten Maschinen reduziert. Die Ursachen dieser Verluste sollen in folgendem kurz besprochen werden.

§ 19. Verluste infolge von Drosselung während der Admission.

Die Ursache ist darin zu suchen, daß Schiffsmaschinen mit großen Füllungen arbeiten und die zwangsläufige Einschiebersteuerung nicht die für große Füllungen erforderliche große Öffnung mit schnellem Kanalabschluß gewährt (s. Fig. 23, ferner darin, daß häufig ein Dampfsammler kurz vor der Maschine fehlt, so daß der Dampf aus der Leitung in den Zylinder hineinexpandiert, ohne daß schnell genug Ersatz aus dem Kessel nachströmt zu enge Dampfleitung). Der Verlust an Diagrammfläche ist durch das schraffierte Dreieck abc angedeutet.

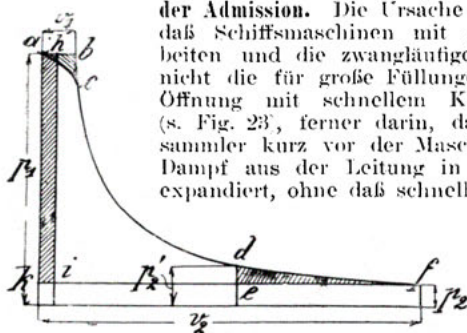


Fig. 23.

§ 20. Direkter Arbeitsverlust durch den schädlichen Raum.

Der Kolben läßt in seiner äußersten Lage bis zum Schieber einen Raum frei, welcher bei jedem Hub teilweise mit frischem Dampf gefüllt werden muß. Schädlicher Raum s. S. 14.) Dadurch geht von der Arbeit der Gewichtseinheit Dampf (die ja hier zugrunde gelegt ist, der durch die Fläche $ahik$ (Fig. 23) bezeichnete Betrag teilweise verloren, wenn ah das Volumen des schädlichen Raumes darstellt.

Dieser reine Arbeitsverlust ist nicht zu verwechseln mit dem Verlust durch Einwirkung der Wandungen (s. § 21). Um obige nachteilige Wirkung zu reduzieren, komprimiert man einen Teil des Abdampfes in den schädlichen Raum hinein, um letzteren nicht jedesmal mit Frischdampf füllen zu müssen. Dadurch wird aber nicht so viel gewonnen, wie man gewöhnlich annimmt,

denn, wie Fig. 24 zeigt, fällt jetzt der Verlust infolge unvollständiger Expansion größer aus als ohne Kompression, und der erreichte Vorteil besteht nur in dem Überschuß der Fläche $smut$ über die Fläche $q'rp'$. Es ist ersichtlich, daß dieser Überschuß unter Umständen negativ sein kann, und dann wäre die Kompression im Nachteil, gegenüber der Neufüllung des schädlichen Raumes mit Frischdampf.

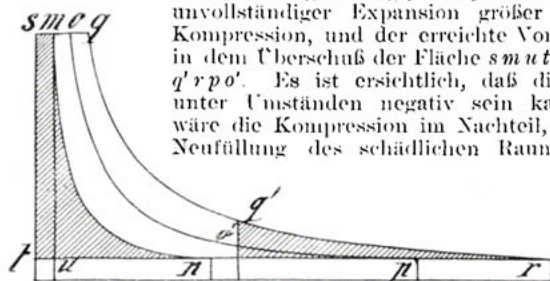


Fig. 24.

Nach dem Charakter der Kurven mn, op, qr , welche alle den gleichen Exponenten k haben, und wegen der Gleichheit von sm und oq sind die beiden Flächen $smnt$ und $oqrp$ einander gleich, daher ist die Arbeit der Gewichtseinheit Dampf wegen unvollständiger Expansion mit schädlichem Raum und Kompression kleiner als ohne schädlichen Raum. Hieraus ergibt sich die Regel, die schädlichen Räume zum Zwecke voller Dampfausnutzung möglichst klein zu machen.

§ 21. Indirekter Arbeitsverlust durch Wärmebewegung infolge Einflusses der Zylinderwandungen. Es ist hier nicht die Rede vom Verluste durch Wärmeausstrahlung, denn es versteht sich von selbst, daß die Zylinder auf das sorgfältigste mit Wärmeschutzmitteln umhüllt werden, genau wie die Leitungen; es sind Erscheinungen, die sich nur an den Innenseiten der Wandungen abspielen, und deren Wirkung gar nicht nach außen fühlbar wird.

Die Temperatur des gesättigten Dampfes ist eindeutig durch den Druck bestimmt. Mithin wird während einer Umdrehung die Dampftemperatur alle Werte durchlaufen, welche zwischen den Druckgrenzen liegen, z. B. bei einer Einzylinder-Expansionsmaschine mit Kondensation $169,5^{\circ}$ bis $59,8^{\circ}$ entsprechend 8 kg/qcm Admissions- und $0,2 \text{ kg/qcm}$ abs. Auspuffspannung. Die Zylinderwandungen suchen diesen Temperaturschwankungen zu folgen; das ist aber nur dadurch möglich, daß der eintretende

Dampf Wärme an die Wandungen des schädlichen Raumes und Zylinders abgibt, welche Wärme im späteren Verlauf bei niedriger Temperatur des Dampfes an diesen wieder von den Wandungen abgegeben wird, d. h. es wird dem Dampf bei hohem Druck Wärme entzogen und bei niederem Druck wieder zugeführt; hierdurch wird aber ein Verlust herbeigeführt gegenüber einer Maschine, in welcher die Wärmeentziehung durch die Wandungen bei hohem Druck nicht stattfindet.

§ 22. **Zweck des Dampfmantels.** An dem Temperaturwechsel im Zylinderinnern werden nur die innersten Schichten der Zylinderwandungen in vollem Maße teilnehmen. Die Schwankungen der weiter außen liegenden Schichten werden geringer sein. Jede der konzentrischen Schichten weist eine mittlere Temperatur auf, die, nach außen hin abnehmend, mehr und mehr sich der Temperatur der Umgebung nähert. Je höher diese ist, desto weniger tief werden die Temperaturschwankungen nach außenhin dringen können, desto kleiner wird die während einer Umdrehung am Austausch beteiligte Wärme sein. Daraus resultiert der eventuelle Nutzen des Dampfmantels.

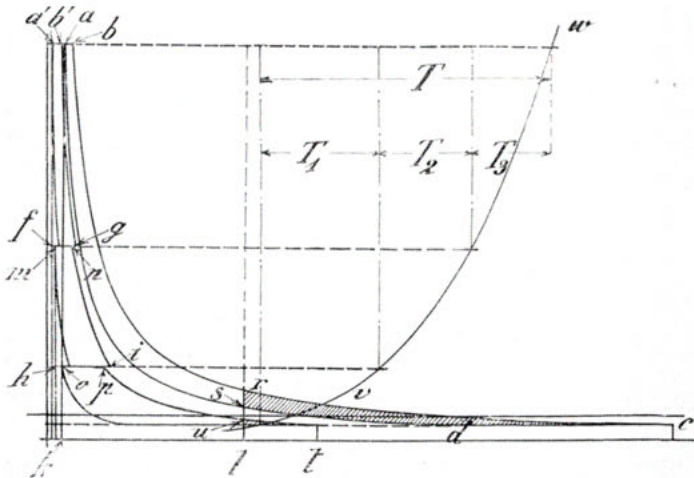


Fig. 25.

§ 23. **Einfluss der Mehrfach-Expansion.** Die Expansion in mehreren Zylindern hat zunächst den Vorteil, den in § 20 besprochenen direkten Arbeitsverlust durch Einfluss des schädlichen Raumes zu verringern. Vergleich sei an Hand des Diagrammes Fig. 25 geführt.

Fläche $abrs$ stellt das Diagramm der Einzelmaschine dar. Es sei Kompression auf den Anfangsdruck angenommen; das pro Hub zugeführte Dampfvolument ist $a-b$. Die äquivalente Dreifach-Expansionsmaschine habe als Zylindervolumina fg, hi ,

$k l$: in jedem Zylinder soll ebenfalls auf den Anfangsdruck komprimiert werden, das Admissionsvolumen $a' b'$ sei $= a b$ dann ist das Admissionsvolumen für Zylinder II $m n =$ dem Auspuffvolumen für Zylinder I. Ebenso das Admissionsvolumen für Zylinder III $o p =$ dem Auspuffvolumen für Zylinder II.

Da alle Kurven gleichen Exponenten haben, ist ohne weiteres klar, daß der Nutzen der Mehrfach-Expansion im vorliegenden Fall gleich ist der Differenz der Flächen $c r s d$ und $u l t$.

Die Verteilung der Expansion auf mehrere Zylinder hat ferner den Vorteil einer Reduktion der sog. »anfänglichen« Kondensation durch Reduktion des Temperaturgefälles für jeden Zylinder (s. Fig. 25). Es stellt $v w$ die Kurve der Temperatur als Funktion des Sättigungsdruckes dar. Für die Einzylindermaschine wären bei dem gewählten Beispiel die Schwankungen $= T$. Durch Teilung der Expansion in mehrere Stufen werden diese Schwankungen für jeden Zylinder erheblich reduziert T_3, T_2, T_1 . Dabei ist zu berücksichtigen, daß das sog. Temperaturgefälle in Zylinder I bedeutend geringer ist als z. B. in Zylinder III.

Es wäre, abgesehen von der schlechten Flächenverteilung der Diagramme, ungünstig, wollte man das Gesamttemperaturgefälle in drei gleiche Teile teilen, weil der Dampf bei hohem Druck gegen Abkühlung empfindlicher ist als bei niederem Druck.

Bei den Mehrfach-Expansionsmaschinen treten zu den kühlenden Flächen der Zylinder noch die kühlenden Flächen der Receiver hinzu, welche infolge der Temperaturschwankungen (nicht durch Ausstrahlung, denn es ist hier tadellose Wärmeisolation vorausgesetzt) in gleicher Weise wie die Zylinderwandungen s. § 21 den Prozeß ungünstig beeinflussen.

§ 24. **Receiverheizung.** Das in § 21 erläuterte Fluktuieren der Wärme vom Dampf zur Wandung und von der Wandung zum Dampf kann wesentlich reduziert werden, wenn man die Wärmeaufnahme-fähigkeit der Wände reduziert. Dies geschieht mit Vorteil durch Heizung. Es ist hierbei nach dem Charakter des Wärmeaustausches wohl zu beachten, daß das Wesen dieser Heizung nicht in dieser Erwärmung des Dampfes besteht, sondern lediglich in Erzeugung einer »Wärmestauung« in den Wandungen von außen her, welche bezweckt, den Wärmeaustausch zwischen Dampf und Wandungen auf möglichst geringe Schichttiefe (von innen aus gerechnet) zu begrenzen, d. h. die an dem Austausch beteiligte Wärmemenge zu reduzieren.

Für die Ausführung von Receiverheizungen geht hieraus im besonderen hervor, daß das Einbauen eines mit Kesseldampf geheizten Rohrsystems prinzipiell unrichtig ist, denn es wird entweder durch die Wandungen des Heizkörpers Wärme von dem Heizdampf auf den Arbeitsdampf übertragen (und das ist nach § 18 ungünstiger, als wenn man den Heizdampf direkt mitarbeiten ließe), oder wenn diese direkte Wärmeübertragung nicht stattfindet, würde durch den Heizkörper nur die Oberfläche vergrößert, welche an den Temperaturschwankungen des Dampfes teilnimmt und somit die Menge der fluktuierenden Wärme vergrößert anstatt verringert.

§ 25. **Der Kondensator.** Nach § 18 ist die Wärmeausnutzung der Maschine um so günstiger, je kleiner die Auspuffspannung ist. Gegenüber der Maschine mit Auspuff in die Atmosphäre kann man eine wesentliche Verbesserung erreichen durch Anordnung eines besonderen Auspuffapparates nach Fig. 26.

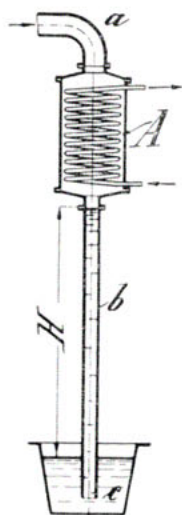


Fig. 26.

Die Auspuffleitung *a* ist in ein Gefäß *A* geführt, welches durch ein Fallrohr *b* derart mit einem freien Abflusskanal *c* verbunden ist, daß die Gesamtfallhöhe *H* größer als 10 m ist. Das Gefäß *A* wird durch eine Kühltrommel auf konstanter, möglichst niedriger Temperatur gehalten; es wird dann der Abdampf intensiv kondensieren und eine der Temperatur des Gefäßes *A* entsprechende Spannung annehmen. Diese ist nach Dampftabelle (s. Teil VIII), z. B. bei 45° C Kondensatortemperatur, etwa 0,1 kg/qcm ab., d. h. 90% Vakuum. Das Kondensat fließt durch das Fallrohr *b* ab, das durch den äußeren Luftdruck stets bis ca. zur Höhe *H* voll Wasser gehalten wird. Der Apparat ist in der beschriebenen Form für Schiffszwecke ungeeignet und muß den dort gegebenen Bedingungen angepaßt werden. Das geschieht dadurch, daß das Fallrohr durch eine Absaugpumpe ersetzt wird, welche so viel fördern kann, als der kondensierten Dampfmenge entspricht. Im vorhergehenden ist von der Anwesenheit von Luft zunächst noch abgesehen. Würde die Pumpe zu wenig fördern (z. B. bei zu langsamem Gang), so würde das Gefäß *A* sich langsam füllen und schließlich die Wirkung der Kühltrommel beeinträchtigt, d. h. das Vakuum verschlechtert werden. Leistet die Pumpe zu viel, so würde

zunächst der Kondensator leer gepumpt und dann die Pumpe ein Gemisch von Dampf und Wasser fördern. Der erste Fall ist praktisch unbrauchbar, der zweite ungünstig wegen zu hohem Arbeitsbedarfes, richtig wären die Verhältnisse dann, wenn gerade so viel Wasser gefördert wird, als Dampf kondensiert. Der durch die Anbringung eines derartigen Apparates erzielte Arbeitsgewinn gegenüber der gewöhnlichen Auspuffmaschine würde gleich sein der Differenz zwischen dem unterhalb der atmosphärischen Linie liegenden Teile der Dampf-Diagrammfläche und dem Pumpendiagramm. Da die oberen und unteren Druckgrenzen für beide Diagrammflächen die gleichen sind, so wird die Arbeitsgröße der beteiligten Mengen den Volumen direkt proportional sein. Das Verhältnis dieser Volumen für gleiche Gewichtsmengen Dampf und Wasser ist ca. 1700:1, d. h. der Arbeitsverlust der Pumpe ist gegenüber dem Arbeitsgewinn durch Einführung des Kondensators zu vernachlässigen.

Bei den ausgeführten Maschinenanlagen gelangt stets durch Undichtigkeiten von Stopfbüchsen, Flanschen etc. und durch das Speisewasser Luft in den Kondensator, welche das Vakuum verschlechtert. Daher muß die Kondensatorpumpe so reichlich

dimensioniert sein, daß sie instande ist, neben den Kondensat auch die Luft fortzuschaffen, daher die gebräuchliche Bezeichnung *Luftpumpe*. Theoretisch begründete Formeln für die Dimensionierung der Pumpenzylinder lassen sich nicht aufstellen, bei Entwürfen von Neuanlagen gibt allein die Erfahrung an ausgeführten Anlagen den richtigen Anhalt. Für den Betrieb ist es vor allem wichtig, die Bildung von Undichtigkeiten zu verhüten und gegebenenfalls solche schleunigst zu beseitigen; besonders ist hinzuweisen auf die Anordnung der sog. »Schnüffelventile« (s. Pumpen), die zur Dämpfung des Wasserschlages nur als Notbehelf gebraucht werden sollen (etwa bei ausnahmsweise raschem Gang der Pumpe), und die überall da, wo sie ständig arbeiten, als Mangel der betr. Anlage anzusehen sind.

Bei richtiger Wahl der Kühlflächen, der Kühlwassermenge usw., welche nach Erfahrungswerten zu erfolgen hat (s. Teil II unter *Luftpumpe*), kann bei gutem Zustand der Dichtungen ein Vakuum von 90–95% erzielt werden (vgl. auch Bd. II).

III. Abschnitt.

Kolbenhub, Umdrehungszahl, Massenwirkung, Drehmoment, Massenausgleich.

§ 26. *Kolbenhub, Umdrehungszahl und Kolbengeschwindigkeit.* Unter Kolbengeschwindigkeit kurzweg versteht man die mittlere Geschwindigkeit des Kolbens während eines Hubes. Diese ist

$$c = \frac{2s \cdot n}{60} = \frac{s \cdot n}{30}$$

Gebäuchliche Werte von n , s und c s. Tabelle 8.

Tabelle Nr. 8. Umdrehungszahl, Hub und Kolbengeschwindigkeit.

Typus der Maschine	n	s mm	c m/sec
Torpedoboote und Torpedojäger	300–400	400–550	5–6
Pinassen, Beiboote	250–380	150–200	1,5–2,5
Kleine Schlepper	180–250	200–300	1,5–2,5
Kleine Passagierdampfer	150–200	280–500	2–3
Große Schlepper u. Fischdampfer	100–160	300–700	2–3,5
Leichte Kreuzer	120–180	600–900	3,5–5
Panzerkreuzer	100–150	900–1100	4–5
Panzerschiffe	100–120	950–1300	4–4,5
Schnelldampfer	75–95	1600–1850	4–4,8
Große Dampfer für Fracht und Passagiere	70–90	1300–1500	3,5–4,5
Kleine Frachtdampfer	95–130	650–900	3–3,8
Große Frachtdampfer	70–85	900–1400	3,5–4,0

Nähere Angaben über Hub und Umdrehungszahl s. § 27, Tabellen ausgeführter Schiffsmaschinen.

§ 27. Tabellen ausgeführter Schiffsmaschinen.

Tabelle
Compound-

Namen des Schiffes	Typus	Bemerkungen	N ₁
Ems ¹⁾	Schnelldampfer	für den Norddeutschen Lloyd gebaut von J. Elder, Glas- gow. 16,4 Knoten i. M.	1 × 6000
City of Chester ¹⁾	Postdampfer	Inman-Linie. 1885. 13,5 Knoten i. M. . . . Busley, Entwickl. d. Schiffs- maschine.	1 × 4600
--	Eisbrecher	gebaut 1895	1 × 1600
Netherlands	Fährdampfer	Hoboken Ferry. — Maschinen v. Fletcher & Co. 12,4 Knoten Engineering 1894, I. S. 224.	1 × 740
--	kleiner Passagier- dampfer	zum Flußverkehr	1 × 180
--	kleiner Passagier- dampfer	zum Flußverkehr	1 × 125
--	Dampfprahm	gebaut vom Vulcan, Stettin 1895	1 × 200
--	Beiboot	für einen geschätzten Kreuzer	1 × 50
--	Eisbrecher	—	1 × 350
Chamid	Tank- dampfer	gebaut für Gebr. Rosuloff in Baku von Klawitter, Danzig 1903. 11 Knoten Schiffbau 1903. Nr. 3.	2 × 600
Poseidon	Forschungs- dampfer	für das Reichsamt des Innern erbaut 1901 vom Bremer Vulcan, Vegesack	2 × 240
--	flachgehende Kanonen- boote	erbaut von Thornycroft & Co.	2 × 260

¹⁾ Die Zitierung dieser beiden Anlagen hat nur historisches Interesse, da so große Compoundmaschinen längst nicht mehr ausgeführt werden.

Nr. 9.
 maschinen.

n	Überdruck im Kessel	Zylinder- durchmesser		Hub	Zylinder- ver- hältnis 1 : m	Gesamt- expansion für die angegebene Füllung i HD
		HD	ND			
--	6,7 at	1570	2 × 2230	1520	1 : 4	für 50% 8 fach
--	5,5 at	1730	3040	1670	1 : 3,1	für 31% 10 fach
95	8 at	740	1560	1000	1 : 4,4	für 60% 7,3 fach
119	7 at	457	965	711	1 : 4,5	für 60% 7,4 fach
150	7 at	350	640	420	1 : 3,4	für 60% 5,7 fach
175	7 at	300	530	350	1 : 3,1	für 70% 4,4 fach
130	8 at	380	680	500	1 : 3,2	für 40% 8 fach
380	10 at	160	300	200	1 : 3,5	für 70% 5 fach
120	7,5 at	470	1000	500	1 : 4,5	für 60% 7,5 fach
110	8,5 at	590	1050	600	1 : 3,17	für 60% 5,3 fach
130	8 at	360	660	500	1 : 3,36	für 60% 5,6 fach
300	9,1 at	305	502	280	1 : 2,7	für 60% 4,5 fach

Tabelle
Dreifach-Expansionsmaschinen.

Namen des Schiffes	Typus	Bemerkungen	N ₁
Santa Fé	Torpedojäger	für die argentinische Marine gebaut von Jarrow & Co. 26,5 Knoten Engineering 1896, II. S. 122.	2 × 2000
Sworlish	Torpedojäger	für die englische Marine gebaut von Armstrong. Maschine von Bellis. 27 Knoten Engineering 1896, II. S. 122.	2 × 2200
Hart Handy Hunter	Torpedojäger	für die englische Marine gebaut von Fairfield Co. 1896. 27 Knoten Engineering 1896, I. S. 245.	2 × 2250
Janus Lightning Porcupine	Torpedojäger	für die englische Marine gebaut von Palmers Shipb. Co. 27 Knoten Engineering 1896, II. S. 142.	2 × 1900
Satellit	Torpedokreuzer	für die österreichische Marine erbaut von Schichau, Elbing. 22,5 Knoten Engineering 1893, I. S. 346.	2 × 2450
—	Torpedoboot	für die französische Marine gebaut von Schneider & Co., Creusot. 1. Maschine . . . Engineering 1898, II. S. 257.	1 × 1500
S. 42	Torpedoboot	für die Kaiserlich deutsche Marine, Maschine gebaut von d. »Germania«, Tegel Schiffbau I. Nr. 18. S. 553.	1 × 1440
—	Torpedoboote	Vereinigte Staaten - Marine. 26 Knoten Engineering 1898, II. S. 819.	2 × 1500
Shirakumo und Asashio	Torpedojäger	für die japanische Regierung erbaut v. Thornycroft & Co. 31 Knoten	2 × 3600

Nr. 10.

Torpedoboote und Torpedojäger.

n	Überdruck im Kessel	Zylinder- durchmesser			Hub	Zylinder- verhältnis 1 : m ₁ : m ₂	Gesamt- expansion f. 70% Füllung im HD-Zyl.
		HD	MD	ND			
355	10,2 at	457	660	1003	457	1 : 2,1 : 4,8	6,8 fach
395	13,5 at	476	692	2×711	457	1 : 2,1 : 4,5	6,4 fach
390	14,8 at	464	699	1067	457	1 : 2,27 : 5,3	7,6 fach
369	14,7 at	457	700	1065	457	1 : 2,34 : 5,44	7,8 fach
286	12,5 at	550	880	1260	500	1 : 2,55 : 5,24	7,4 fach
360	15 at	425	610	870	450	1 : 2,06 : 4,19	5,9 fach
307	15 at	500	730	2×760	450	1 : 2,16 : 4,67	6,7 fach
350	17,6 at	356	559	2×641	457	1 : 2,46 : 6,5	9,3 fach
390	16,9 at	560	750	2×686	483	1 : 1,8 : 3,98	5,7 fach

Namen des Schiffes	Typus	Bemerkungen	N _i
Ardent Boxer Bruiser	Torpedo- jäger	für die englische Marine er- baut von Thornycroft & Co. 27 Knoten	2 × 2200
—	Torpedo- boote	für 25 Knoten erbaut von Thornycroft & Co.	1 × 3000
Niki, Doxa und 2 weitere gleiche Schiffe	Torpedo- jäger	für die griechische Marine erbaut vom Vulcan, Stettin. 1906. 30 ² / ₄ Knoten	2 × 3400
Ukraina und 7 weitere gleiche Schiffe	Torpedo- jäger	für die russische Marine er- baut vom Vulcan, Stettin. 26,5 Knoten	2 × 3200

Tabelle

Dreifach-Expansionsmaschinen.

München	Kleiner Kreuzer	für die Kaiserlich deutsche Marine erbaut 1904	2 × 5000
Bogatyr	geschützter Kreuzer	für die russische Marine er- baut vom Vulcan, Stettin 1901/02. 23 Knoten Engineering 30. I. 1903	2 × 3750
Eber	Kanonen- boot	für die deutsche Marine erbaut vom Vulcan, Stettin 1903.	2 × 650
Minneapolis	geschützter Kreuzer	für die Vereinigte Staaten- Marine erbaut von Cramp, Philadelphia 1894. 23 Knoten	3 × 6800
Victoria Luise	geschützter Kreuzer	für die Kaiserlich deutsche Marine gebaut von d. »We- sers«, Bremen Schiffbau I. Nr. 18.	3 × 3300
Hay Yung Hay Shen Hay Schew	geschützte Kreuzer	für die chinesische Marine gebaut vom Vulcan, Stettin 1897/98. 20 Knoten	2 × 3800

n	Überdruck im Kessel	Zylinder- durchmesser			Hub	Zylinder- verhältnis 1 : m ₁ : m ₂	Gesamt- expansion f. 70% Füllung im HD-Zyl.
		HD	MD	ND			
390	14,8 at	483	686	2×787	406	1 : 2,02 : 4,04	5,77 fach
390	15,5 at	559	737	2×762	457	1 : 1,74 : 3,72	5,3 fach
360	17 at	550	800	2×840	450	1 : 2,12 : 4,66	6,7 fach
330	16 at	580	850	2×860	450	1 : 2,15 : 4,40	6,3 fach

Nr. 11.

Kleine und große Kreuzer.

150	15 at	870	1360	2070	780	1 : 2,45 : 5,67	8,1 fach
150	18 at	1030	1530	2 × 1780	900	1 : 2,2 : 5,96	8,5 fach
180	13 at	370	570	870	500	1 : 2,37 : 5,52	7,9 fach
132	11 at	1067	1498	2337	1067	1 : 1,97 : 4,79	6,9 fach
140	13 at	770	1110	2 × 1300	750	1 : 2,10 : 5,76	8,2 fach
178	13 at	760	1130	2 × 1210	700	1 : 2,3 : 5,06	7,2 fach

Tabelle

Dreifach-Expansionsmaschinen.

Namen des Schiffes	Typus	Bemerkungen	N_i
Arethusa	Torpedokreuzer	für die italienische Marine gebaut v. Orlando, Livorno Engineering 1893, II. S. 756.	2×2000
Buenos Ayres	Kreuzer	für die argentinische Marine erbaut von Armstrong 1895. Maschinen von Humphrys, Tennant & Co. 23,2 Knoten Engineering 1896, I. S. 708.	2×7000
—	Großer Kreuzer	für die Kaiserlich deutsche Marine erbaut 1905 . . .	3×6333
Brooklyn	Panzerkreuzer	für die Vereinigte Staaten-Marine erbaut von Cramp, Philadelphia 1893. 21,9 Knoten. 4 Maschinen	4×4500
Powerful	Panzerkreuzer	für die englische Marine gebaut von der Naval Construction u. Armaments Co., Barrow 1895. 21,8 Knoten Engineering 1896, II. S. 693.	2×12500
Denver	Panzerkreuzer	für die amerikanische Marine gebaut von Neafie u. Levy Ship u. Eng. Co. Phil. 1900. 17 Knoten . . . Schiffbau 1904, S. 17.	2×2800
Friedrich Karl	Panzerkreuzer	für die Kaiserlich deutsche Marine gebaut von Blohm und Voß, Hamburg. 20,5 Knoten . . . Marine-Rundschau 1904, S. 1270 und 1905, S. 107.	3×6200
Infanta Maria Theresa	Panzerkreuzer	für die spanische Marine gebaut von Astilleros del Nervion, Bilbao. 20,2 Knoten . . . Engineering 1894, I. S. 806.	2×6800

Nr. II. (Fortsetzung.)

Kleine und große Kreuzer.

n	Überdruck im Kessel	Zylinder- durchmesser			Hub	Zylinder- verhältnis 1 : m ₁ : m ₂	Gesamt- expansion f. 70% Füllung im HD-Zyl.
		HD	MD	ND			
265	12 at	590	919	1375	460	1 : 2,42 : 5,43	7,8 fach
154	11 at	1016	1524	$\frac{2}{1676}$	915	1 : 2,25 : 5,5	7,8 fach
120	14,5 at	930	1430	2300	1000	1 : 2,37 : 6,12	8,7 fach
136	11 at	813	1194	1829	1067	1 : 2,47 : 5,16	7,4 fach
114	i. Kessel 18,3 at vor der Maschine 14,8 at	1143	1778	$\frac{2}{1930}$	1219	1 : 2,42 : 5,70	8,2 fach
200	19,33 at	457	737	$\frac{2}{889}$	762	1 : 2,595 : 7,56	10,8 fach
115	14,25 at	890	1360	2180	1000	1 : 2,34 : 6	8,6 fach
118	10 at	1067	1575	2337	1168	1 : 2,18 : 4,79	6,8 fach

Tabelle

Dreifach-Expansionsmaschinen.

Namen des Schiffes	Typus	Bemerkungen	N_t
Jowa	Schlachtschiff	für die Vereinigte Staaten-Marine gebaut von Cramp, Philadelphia 1897. 17 Knoten	$2 \times$ 5900
Renown	Schlachtschiff	für die englische Marine erbaut von Mandslay, London. 18 Knoten Engineering 1896, I. S. 79.	$2 \times$ 6000
Jashima	Schlachtschiff	für die japanische Marine erbaut von Armstrong, Maschinen von Humphrys, Tennant & Co. Engineering 1898, II. S. 830.	$2 \times$ 6750
Majestic	Schlachtschiff	englische Marine. Maschinen von Barrow Shipbuild and Eng. Co. 1895. 17,5 Knoten Engineering 1898, II. S. 830.	$2 \times$ 5700
Formidable	Schlachtschiff	englische Marine. Maschinen von Earle, Hall 1899. 18 Knoten Engineering 1898, II. S. 830.	$2 \times$ 7500
—	—	neue englische Schlachtschiffe. 19 Knoten Engineering 1898, II. S. 830.	$2 <$ 9000
Kaiser Friedrich III.	Schlachtschiff	für die Kaiserlich deutsche Marine gebaut von der Kaiserl. Werft Wilhelmshaven 1900 Schiffbau I. Nr. 18	$3 \times$ 4870
Preußen	Linien-schiff	für die Kaiserlich deutsche Marine gebaut v. Vulcan 1905	$3 \times$ 5800

Nr. 12.

Panzerschiffe.

n	Überdruck im Kessel	Zylinder- durchmesser			Hub	Zylinder- verhältnis 1 : m ₁ : m ₂	Gesamt- expansion f. 70% Füllung im HD-Zyl.
		HD	MD	ND			
109	11,3 at	990	1397	2159	1219	1 : 1,98 : 4,75	6,8 fach
100	11 at	1016	1498	2235	1295	1 : 2,16 : 4,8	6,9 fach
120	11 at	1016	1498	2235	1140	1 : 2,16 : 4,8	6,9 fach
106	11 at	1016	1498	2235	1295	1 : 2,18 : 4,83	6,9 fach
108	21 at i. Kessel 17,5 at an der Maschine	800	1308	2134	1295	1 : 2,68 : 7,1	10 fach
120	21 at i. Kessel 17,5 at an der Maschine	851	1385	2 × 1600	1219	1 : 2,65 : 7,1	10 fach
108	12 at	880	1380	2180	950	1 : 2,49 : 6,24	8,9 fach
115	13,5 at	920	1440	2240	1000	1 : 2,45 : 5,9	8,5 fach

Tabelle
Dreifach-Expansionsmaschinen.

Namen des Schiffes	Typus	Bemerkungen	N _i
Augusta Victoria	Schnelldampfer	für die Hamb.-Amerika-Linie gebaut vom Vulcan, Stettin 1889. 18 Knoten i. M. . .	2 × 6000
Spree Havel	Schnelldampfer	für den Nordd. Lloyd gebaut vom Vulcan, Stettin 1890. 18,5 Knoten i. M.	12750
Campania Lucania	Schnelldampfer	für die Cunard Line gebaut von Fairfield Co. 1893. 21 Knoten i. M. Engineering 1893, I. S. 480.	2 × 15000
Trave Saale	Schnelldampfer	für den Nordd. Lloyd. Mit neuen Maschinen versehen vom Vulcan, Stettin 1895 und 1897. 18 Knoten . .	1 × 8700
Fürst Bismark	Schnelldampfer	für die Hamb.-Amerika-Linie gebaut vom Vulcan, Stettin 1891. 19,5 Knoten	2 × 8200
Kaiser Wilhelm der Große	Schnelldampfer	für den Nordd. Lloyd gebaut vom Vulcan, Stettin 1897 22 Knoten i. M. Engineering 1898, I. S. 364.	2 × 14000
Nile	Postdampfer	für die Royal Mail Steam Packet Co. gebaut v. J. u. G. Thomson. 17,25 Knoten . Engineering 1893, II. S. 370	1 × 7700
Majestic	Schnelldampfer	für die White Star Line gebaut von Harland u. Wolff, Belfast 1890. 19 Knoten i. M.	2 × 8500
City of Paris	Schnelldampfer	für die Inman Line gebaut von Thomson, Clydebank 1889. 19 Knoten i. M.	2 × 9200

Nr. 13.

Schnelldampfer.

n	Überdruck im Kessel	Zylinderdurchmesser			Hub	Zylinderverhältnis 1 : m ₁ : m ₂	Gesamtexpansion f. 70% Füllung im HD-Zyl.
		HD	MD	ND			
72	10,6 at	1050	1700	2700	1600	1 : 2,62 : 6,60	9,4 fach
75	11,0 at	2 × 950	1900	2 × 2500	1800	1 : 2,0 : 6,92	9,9 fach
84	11,6 at	2 × 940	2007	2 × 2489	1753	1 : 2,28 : 7,01	9,9 fach
69	11,5 at	1118	1778	2743	1829	1 : 2,53 : 6,03	8,6 fach
85	11 at	1100	1700	2700	1600	1 : 2,38 : 6,02	8,6 fach
78	12,5 at	1320	2280	2 × 2450	1750	1 : 3 : 6,9	9,9 fach
83	11,2 at	965	1524	2388	1676	1 : 2,49 : 6,12	8,9 fach
—	12,6 at	1092	1727	2794	1524	1 : 2,5 : 6,54	9,3 fach
—	10,5 at	1143	1803	2870	1524	1 : 2,49 : 6,30	9 fach

Tabelle
Dreifach-Expansionsmaschinen.

Namen des Schiffes	Typus	Bemerkungen	N_i
Prinz-Regent Luitpold	Dampfer für Fracht und Passagiere	für den Nordd. Lloyd gebaut von Schichau, Elbing. 15,5 Knoten. 2 Schrauben. Engineering 1895, I. S. 338.	2 × 2800
Krefeld Aachen	Frachtdampfer	für den Nordd. Lloyd gebaut vom Vulcan, Stettin. 1 Schraube. 13 Knoten .	1750
Iberia	Dampfer für Fracht und Passagiere	gebaut v. Felton Works, Liverpool. 1 Schraube. 16 Knoten Engineering 1893, II. S. 206.	1 × 5400
Kherson	Dampfer für Fracht und Passagiere	für die russ. freiw. Flotte geb. von Hawthorn Leslie & Co. 2 Schrauben. 19,5 Knoten Engineering 1896, II. S. 800.	2 × 6650
Stephan	Kabellegungs-dampfer	für die Nordd. Seekabelwerke erbaut vom Vulcan, Stettin 1902/03	2 × 1200
Giralda	Vergnügungsjacht	gebaut von Fairfield & Co., Glasgow 2 Schrauben. 20,9 Knoten Engineering 1895, I. S. 11.	2 × 4250
Columbia Alma	Passagierdampfer für Kanalverk.	gebaut von J. u. G. Thomson, Clydebank. 19,3 Knoten . Engineering 1895, I. S. 209.	2 × 1870
Speedy	Vergnügungsjacht	gebaut v. Ramage u. Ferguson. 13 Knoten Engineering 1896, II. S. 241.	2 × 200
Hermes	Fischdampfer	gebaut von Hall & Co., Aberdeen 10,5 Knoten . Engineering 1894, I. S. 352.	1 × 418

Nr. 14.

Verschiedene Schiffe.

n	Überdruck im Kessel	Zylinder- durchmesser			Hub	Zylinder- verhältnis 1 : m ₁ : m ₂	Gesamt- expansion f. 70% Füllung im HD-Zyl.
		HD	MD	ND			
88	12,3 at	720	1170	1800	1200	1 : 2,65 : 6,25	8,9 fach
75	12,5 at	580	980	1540	1250	1 : 2,85 : 7,05	10,1 fach
72	12,7 at	838	1372	2235	1524	1 : 2,67 : 7,11	10,2 fach
90	im Kessel 17,5 at an der Maschine 11 at	914	1448	2335	1372	1 : 2,51 : 6,53	9,3 fach
90	13 at	500	800	1300	1000	1 : 2,56 : 6,76	9,7 fach
220	12 at	635	1016	2 × 1143	686	1 : 2,56 : 6,48	9,3 fach
192	11,2 at	483	737	2 × 838	762	1 : 2,33 : 6,03	8,9 fach
—	12,7 at	305	483	762	533	1 : 2,51 : 6,24	8,9 fach
140	11,5 at	305	483	819	610	1 : 2,51 : 7,21	10,3 fach

Tabelle
Dreifach-Expansionsmaschinen.

Namen des Schiffes	Typus	Bemerkungen	N_i
Delaware	Petroleumdampfer	gebaut von Dunlop & Co. 12,3 Knoten Engineering 1894, I S. 209.	$1 \times$ 2680
Sylvania Carinthia	Vieh- dampfer	für die Cunard Line gebaut von London und Glasgow, Eng. Co. 15,3 Knoten . . . Engineering 1895, II. S. 539.	$2 \times$ 2725
Kong Haakon	Passagier- dampfer	für die Stavangerske Damp- skibsselskab gebaut von der Eiderwerft A-G. Tønning, Stavanger 1904. 13,5 Knoten Schiffbau 1905, S. 431.	1200
Feld- marschall	Fracht- und Passagier- dampfer	für die Deutsche Ost-Afrika- Linie gebaut von d. Reiher- stieg-Schiffswerft, Hamburg 1903. 13 Knoten Schiffbau 1904, Nr. 15 u. 16.	$2 \times$ 2050
Hedwig Heidmann	Fracht- dampfer	für H. W. Heidmann, Altona, gebaut von Raylton Dixon and Comp., Middlesborough 1904. 9,5 Knoten Schiffbau 1904, Nr. 20.	1000
Huichow	Passagier- und Fracht- dampfer	für d. China Navigation Comp. gebaut von Scotts Shipbuil- ding and Eng. Co., Greenock 1905. 12,9 Knoten Engineering 1906, 9/3 06.	1700
Carnarvon	—	für Board of Trade geb. von Scotts Shipbuilding and Eng. Comp., Greenock 1905. 12,1 Knoten Engineering 1906, 26.10.	2×800

Nr. 14 (Fortsetzung).

Verschiedene Schiffe.

n	Überdruck im Kessel	Zylinder- durchmesser			Hub	Zylinder- verhältnis 1 m_1 : m_2	Gesamt- expansion f. 70% Füllung im HD-Zyl.
		HD	MD	ND			
71	11,5 at	686	1105	1778	1295	1 : 2,6 : 6,72	9,6 fach
94	12,0 at	572	927	1524	1220	1 : 2,63 : 7,11	10,1 fach
113	13 at	480	770	1270	750	1 : 2,58 : 7,0	für 60% 11,7 fach
72	14 at	590,5	978	1638	1220	1 : 2,75 : 7,73	11 fach
78	13,35 at	521	864	1422	915	1 : 2,75 : 7,46	10,7 fach
92	13,36 at	508	851	1422	991	1 : 2,8 : 7,82	11,2 fach
142	11,6 at	387	597	914	762	1 : 2,38 : 5,6	für 55% 10,2 fach

Namen des Schiffes	Typus	Bemerkungen	Ni
Seestern	Bereisungs- dampfer	erbaut vom Vulcan, Stettin 1903. 12 Knoten . . .	2 × 400
Pregel	Eisbrecher	erbaut vom Vulcan, Stettin 1903. 11,5 Knoten . . .	1 × 1000

Tabelle
Vierfach-

Cushing	Torpedo- boot	geb. v. Herreshoff, Bristol 1890. 22,5 Knoten, 5 Kurbeln . Inst. of the a. soc. of n. e. 1890.	1 × 1720
—	Torpedo- boot	geb. v. Schichau, Elbing 1891. Busley, Entwickl. d. Schiffsm.	1 × 1714
Northwest	Passagier- dampfer	für den Verkehr a. d. großen amerik. Seen. 17,5 Knoten. The Engineer 1895, I. S. 114.	2 × 3500
Victoria Luise	Jacht	f. d. Hamburg-Amerika-Linie gebaut von Blohm & Voß, Hamburg 1900	2 × 2100
St. Louis	Schnell- dampfer	gebaut von Cramp, Phila- delphia. 19,5 Knoten . . Engineering 1895, I. S. 800.	2 × 8000
Deutschland	Schnell- dampfer	für die Hamburg-Amerika- Linie gebaut v. Vulcan, Stettin 1900. 23 Knoten . Engineering 1900, II. S. 662.	2 × 17 000.
Kaiser Wilhelm II.	Schnell- dampfer	für den Nordd. Lloyd erbaut v. Vulcan, Stettin 1902/03. 22,5 Knoten Engineering 1903, II.	2 × 20 000
Patricia	Dampfer für Fracht und Passagiere	für die Hamburg-Amerika- Linie gebaut v. Vulcan, Stettin 1899. 13,5 Knoten Schiffbau 1900, Nr. 18.	2 × 2800

n	Überdruck im Kessel	Zylinder- durchmesser				Hub	Zylinder- verhältnis 1 : m ₁ : m ₂ : m ₃	Gesamt- expans. f. 70% Füllg. i. HD-Zyl.
		HD	MDI	MDII	ND			
160	12 at	310	500	—	810	500	1 : 2,6 : 6,82	9,8 fach
106	11 at	500	800	—	1300	800	1 : 2,56 : 6,76	9,7 fach

Nr. 15.

Expansionsmaschinen.

—	17,6 at	286	406	571,5	$2 \times$ 571,5	381	1 : 2,04 : 4,03 : 8,17	11,7 fach
320	15 at	430	610	840	1080	460	1 : 2,01 : 3,81 : 6,3	9 fach
120	17,5 at	635	914	1308	1880	1068	1 : 2,07 : 4,25 : 8,78	12,5 fach
123	15 at	484	700	1000	1450	920	1 : 2,08 : 4,25 : 8,9	12,7 fach
85	14 at	$2 \times$ 724	1397	1956	$2 \times$ 1956	1524	1 : 1,86 : 3,66 : 7,3	10,4 fach
78	15 at	$2 \times$ 930	1870	2640	$2 \times$ 2700	1850	1 : 2,1 : 4,16 : 8,45	12 fach
80	15 at	$2 \times$ 950	$2 \times$ 1250	$2 \times$ 1900	$2 \times$ 2850	1800	1 : 1,73 : 4 : 9	für 75% 12 fach
74	15 at	585	850	1220	1770	1400	1 : 2,15 : 4,46 : 9,46	13,5 fach

Tabelle
Vierfach-

Namen des Schiffes	Typus	Bemerkungen	N_i
Friedrich der Große, König. Luise	Dampfer für Fracht und Passagiere	für den Nordd. Lloyd gebaut vom Vulcan, Stettin 1896. 15 Knoten	$2 \times$ 3500
Kensington	Dampfer für Fracht und Passagiere	für die International Navig. Co. gebaut v. J. u. G. Thomson, Clydebank. 15,8 Knoten .	$2 \times$ 4150
Singapore	Fracht-dampfer	gebaut von Fleming und Ferguson 1889 Busley, Entwickl. d. Schiffsm.	1600
Fonar	Fracht-dampfer	geb. v. Wigh. Richardson 1889 Busley, Entwickl. d. Schiffsm.	1690
Prinz Eitel Friedrich	Passagier-dampfer	für den Nordd. Lloyd gebaut vom Vulcan, Stettin 1904. 15 Knoten	$2 \times$ 3700
Kaiserin Auguste Victoria	—	für die Hamburg-Amerika-Linie gebaut vom Vulcan, Stettin 1906. 17,5 Knoten	$2 \times$ 8750
Borussia	Truppen-transport-dampfer	geb. f. d. Hamb.-Amerika-Linie v. d. »Germania« Kiel, 1905 Schiffbau 1906, S. 457 u. 501.	1600
Neckar	Reichspost-dampfer	für den Nordd. Lloyd gebaut v. J. C. Tecklenborg, A.-G., Geestemünde 1901. 14 $\frac{1}{4}$ Knoten Z. d. V. d. I. 1902, S. 1.	$2 \times$ 3000
Caronia	Schnell-dampfer	gebaut f. d. Cunard Line von John Brown, Glasgow, 1905 19,5 Kn. Eng. 1905, S. 188	$2 \times$ 10800
Mooltan	Postdampfer	f. d. P. and O. Steam Navigation Comp. gebaut von Mess. Caird and Comp., Greenock 1905. 18,5 Knoten Engineering 1906, 9/3.	$2 \times$ 6500

Nr. 15. (Fortsetzung.)

Expansionsmaschinen.

n	Überdruck im Kessel	Zylinder- durchmesser				Hub	Zylinder- verhältnis 1 : m ₁ : m ₂ : m ₃	Gesamt- expans. f. 70% Füllg. i. HD-Zyl.
		HD	MDI	MDII	ND			
75	15 at	640	970	1330	1920	1400	1 : 2,3 : 4,3 : 9	12,9 fach
86,5	14 at	648	953	1333	1880	1372	1 : 2,16 : 4,2 : 8,4	12 fach
—	11,6 at	609	762	1016	1524	1066	1 : 1,8 : 2,8 : 6,4	9,1 fach
--	12,2 at	533	736	1067	1524	1066	1 : 1,9 : 4 : 8,16	11,7 fach
84	15 at	630	930	1310	1900	1400	1 : 2,18 : 4,32 : 9,1	13 fach
84	15 at	920	1350	1920	2710	1650	1 : 2,15 : 4,36 : 8,68	12,4 fach
75	15 at	505	725	1070	1530	1130	1 : 2,06 : 4,49 : 9,17	13,1 fach
82	15 at	605	860	1220	1810	1300	1 : 2,02 : 4,07 : 8,96	12,8 fach
89	14,76 at	990	1384	1956	2794	1676	1 : 1,95 : 3,90 : 7,97	für 65 % 12,25 fach
95	15,11 at	762	1092	1549	2210	1372	1 : 2,06 : 4,14 : 8,42	12 fach

§ 28. **Der Kurbelmechanismus.** Im folgenden sei bezeichnet mit
P der Zug oder Druck in der Kolbenstange.
P' der Zug oder Druck in der Pleuelstange.
K der Druck auf die Gleitbahn.
T die Tangentialkraft im Kurbelkreis.
l die Länge der Pleuelstange.
r der Kurbelradius.

$\lambda = \frac{r}{l}$ das Verhältnis von Kurbelradius zu Pleuelstangenlänge.

V die momentane Kolbengeschwindigkeit.

W » » Umfangsgeschwindigkeit im Kurbelkreis.

ε » » Winkelgeschwindigkeit.

c die mittlere Kolbengeschwindigkeit.

α der Winkel zwischen Pleuelstange und Kolbenstange.

ω der jeweilige Kurbeldrehwinkel, vom oberen Totpunkt an gerechnet.

Die folgenden Betrachtungen gelten für vertikale Maschinen.
 Aus Fig. 27 ergibt sich:

Der Zug oder Druck in der Pleuelstange ist

$$P' = \frac{P}{\cos \alpha}.$$

Der Druck auf die Gleitbahn

$$K = P' \operatorname{tg} \alpha.$$

K ist am größten, wenn die Pleuelstange am schrägsten steht
 (vorausgesetzt, daß *P* während des ganzen Hubes konstant ist).
 Dies tritt ein, wenn $\omega = 90^\circ$ ist. Dann ist

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{r}{\sqrt{l^2 - r^2}} = \frac{\lambda}{\sqrt{1 - \lambda^2}}.$$

Da $\sqrt{1 - \lambda^2}$ nahezu gleich 1 ist, benutzt man zur Berechnung des größten Gleitbahndruckes meist die angenäherte Formel

$$K_{\max} = P \cdot \frac{r}{l} = P \cdot \lambda.$$

Die Tangentialkraft im Kurbelkreis ist

$$T = P' \sin(\alpha + \omega) = \frac{P}{\cos \alpha} \sin(\alpha + \omega).$$

Bei unendlich langer Pleuelstange (f. d. Kurbelschleife) ist

$$\alpha = 0, \text{ also } T = P \sin \omega.$$

Umfangsgeschwindigkeit im Kurbelkreis und Winkelgeschwindigkeit. Unter ersterer versteht man den in der Zeiteinheit durchlaufenen Bogen des Kurbelkreises. Ist

$d\omega$ der in der unendlich kleinen Zeit dt durchlaufene Winkel, so ist $r d\omega$ der in der Zeit dt durchlaufene Bogen des Kurbelkreises und somit

$$W = \frac{r d\omega}{dt}$$

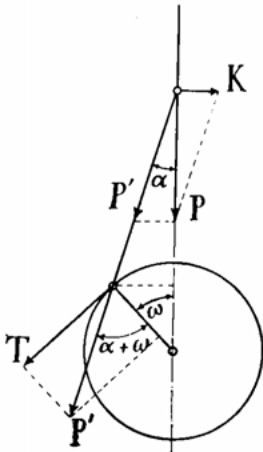


Fig. 27.

die variable Umfangsgeschwindigkeit im Kurbelkreis. Die mittlere Umfangsgeschwindigkeit im Kurbelkreis ist

$$W_m = \frac{2 r \pi \cdot n}{60} = r \cdot \frac{n}{9,55}$$

Unter Winkelgeschwindigkeit ε versteht man die Umfangsgeschwindigkeit im Kreise vom Radius 1; diese ist daher

$$\varepsilon = \frac{d\omega}{dt},$$

$$\varepsilon_m = \frac{2\pi n}{60} = \frac{n}{9,55},$$

$$W_m = \varepsilon_m \cdot r.$$

Kolbengeschwindigkeit. Tabelle S. 37 gibt die gebräuchlichen Werte für die mittlere Kolbengeschwindigkeit

$$c = \frac{s \cdot n}{30}.$$

Es handelt sich hier um Feststellung des Wertes, welchen die variable Kolbengeschwindigkeit V für den Kurbeldrehwinkel ω annimmt.

Der Kolbenweg für unendliche Pleuelstangenlänge λ , siehe Fig. 27, ist

$$X = r(1 - \cos \omega) + l(1 - \cos \alpha).$$

Da

$$l \sin \alpha = r \sin \omega \text{ oder } \sin \alpha = \frac{r}{l} \sin \omega = \lambda \sin \omega,$$

wird

$$\cos \alpha = \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \omega}.$$

Durch Reihenentwicklung folgt hieraus:

$$\cos \alpha = 1 - \frac{1}{2} \lambda^2 \sin^2 \omega.$$

Durch Einsetzen in den Wert für X erhält man

$$X = r(1 - \cos \omega) + \frac{l}{2} \lambda^2 \sin^2 \omega.$$

Die Kolbengeschwindigkeit in dem Punkte, welcher um die Strecke X vom oberen Totpunkt entfernt ist, wird

$$V = \frac{dX}{dt} = \frac{dX}{d\omega} \frac{d\omega}{dt} = \frac{dX}{d\omega} \cdot \frac{W}{r}.$$

Hieraus durch Ausführung der Differentiation

$$V = \left(r \sin \omega + \frac{1}{2} \frac{r^2}{l} 2 \sin \omega \cos \omega \right) \frac{W}{r} = W \left(\sin \omega + \frac{1}{2} \lambda \sin 2\omega \right).$$

Für unendliche Pleuelstangenlänge λ (Kurbelschleife) ist $\lambda = 0$ und daher

$$V = W \sin \omega,$$

d. h. die Kolbengeschwindigkeit ist dann am größten in der Mitte des Hubes ($\omega = 90^\circ$), und zwar gleich der Umfangsgeschwindigkeit im Kurbelkreis für diesen Wert von ω ; sie ist dagegen = 0 im oberen und unteren Totpunkt.

Kolbenbeschleunigung. Darunter versteht man die Änderung der Kolbengeschwindigkeit während der Zeit dt .

Sie ist

$$B = \frac{dV}{dt} = \frac{dV}{d\omega} \cdot \frac{d\omega}{dt} = \frac{dW}{dt} (\sin \omega + \frac{\lambda}{2} \sin 2\omega) + \frac{W^2}{r} (\cos \omega + \lambda \cos 2\omega).$$

Wenn die Umfangsgeschwindigkeit W im Kurbelkreis gleichförmig ist, erhält man $\frac{dW}{dt} = 0$ und somit

$$B = \frac{W^2}{r} (\cos \omega + \lambda \cos 2\omega).$$

Für unendliche Pleuelstangenlänge wird in diesem Fall

$$B = \frac{W^2}{r} \cos \omega,$$

d. h. es ist die Kolbenbeschleunigung am größten in den Totpunkten, und zwar $= \frac{W^2}{r}$; dagegen $= 0$ in der Mitte des Hubes.

Beschleunigung der rotierenden Massen. Die Beschleunigung des ungleichförmig rotierenden Kurbelzapfens setzt sich zusammen aus der

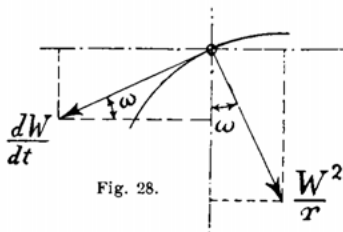


Fig. 28.

Radialbeschleunigung $\frac{W^2}{r}$

und der

Tangentialbeschleunigung $\frac{dW}{dt}$.

Die Beschleunigung des Kurbelzapfens läßt sich aber auch zerlegen in eine vertikale und in eine horizontale Komponente.

Nach Fig. 28 ist

$$\text{Vertikalkomponente} = \frac{dW}{dt} \sin \omega + \frac{W^2}{r} \cos \omega,$$

$$\text{Horizontalkomponente} = \frac{dW}{dt} \cos \omega + \frac{W^2}{r} \sin \omega.$$

Bei gleichförmiger Rotation des Kurbelzapfens wird $\frac{dW}{dt} = 0$, da $W = \text{konst.}$ und somit

$$\text{Vertikalkomponente} = \frac{W^2}{r} \cos \omega,$$

$$\text{Horizontalkomponente} = \frac{W^2}{r} \sin \omega.$$

§ 29. **Die bewegten Massen der Dampfmaschine.** Es ist bequem, die Massen in hin und her gehende oder oszillierende Massen und in rotierende Massen einzuteilen.

Diese Einteilung macht nur bei der Pleuelstange einige Schwierigkeiten. Bei den Schiffsmaschinen besitzt indessen die letztere meist so schwere Enden, einerseits das Kurbellager, andererseits die Kreuzkopfgabel, daß das Gewicht des Schaftes

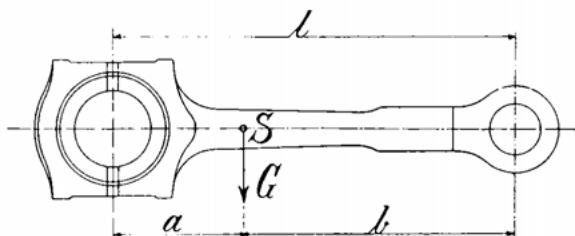


Fig. 29.

nur einen sehr geringen Teil des Gesamtgewichtes ausmacht. Man kann daher mit großer Annäherung das Kurbellager und das untere Schaftende zu den rotierenden, die Gabel und das obere Schaftende zu den oszillierenden Massen rechnen.

Meist verteilt man das Gewicht der Pleuelstange wie folgt: Sei S der Schwerpunkt der Stange, dann ist

$$\text{rotierender Teil} = G \frac{b}{l},$$

$$\text{oszillierender Teil} = G \frac{a}{l}.$$

Demgemäß sei im folgenden verstanden unter oszillierenden Massen:

Kolben	}	M_o ,
Kolbenstange		
Kreuzkopf		
Pleuelstangengabel		
Luftpumpengestänge etc.		

unter rotierenden Massen:

Pleuelstangenkopf und Kurbellager	}	M_r .
Kurbelwelle		
Wellenleitung		
Propeller etc.		

In derselben Weise lassen sich die Massen der Steuerungsteile in oszillierende und rotierende einteilen; im folgenden seien dieselben, wenn nötig, in M_o und M_r mit einbegriffen.

Für verschiedene Fragen, wie z. B. den Massenausgleich, spielen besonders diejenigen Teile der rotierenden Massen eine Rolle, deren Schwerpunkt nicht im Wellenmittel liegt. Dieselben seien hier exzentrisch rotierende Massen genannt. Der

exzentrisch rotierende Teil der Kurbelwelle z. B. besteht aus dem Kurbelzapfen und dem schraffierten Teil der Wangen. (Fig. 30.)

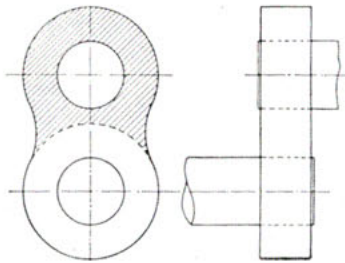


Fig. 30.

Die exzentrisch rotierenden Massen sind also:

exzentr. rot. Teil der Kurbelwelle
Pleuellagerkopf u. Kurbellager } $M'r$.

Dazu kommen noch von der Steuerung der exzentrisch rotierende Teil des Exzentrers und der Exzenterbügel mit dem unteren Exzenterstangententeil.

Reduktion der Massen auf den Kurbelkreis. Der

einfachen Rechnung wegen pflegt man sämtliche Massen auf den Kurbelkreis zu reduzieren.

1. Reduktion der Massen bei Betrachtung der Beschleunigungsdrücke.

Der Beschleunigungsdruck (Zentrifugalkraft) einer gleichförmig im Abstände r vom Wellenmittel rotierenden Masse ist (s. S. 60)

$$\frac{M W^2}{r} = \frac{M r^2 \epsilon^2}{r} = M r \epsilon^2,$$

rotiert dieselbe Masse im Abstände a , so ist ihr Beschleunigungsdruck

$$\frac{M W_1^2}{a} = \frac{M a^2 \epsilon^2}{a} = M a \epsilon^2.$$

Die Beschleunigungsdrücke der rotierenden Massen verhalten sich somit wie die Abstände der Schwerpunkte vom Wellenmittel. Ebenso verhalten sich die Beschleunigungsdrücke der oszillierenden Massen wie die Radien der Kurbeln, von welchen sie bewegt werden.

Die Reduktion geschieht also hier durch Multiplikation der Masse mit dem Verhältnis des Rotationsradius ihres Schwerpunktes zum Kurbelradius.

Ebenso geschieht in diesem Fall die Reduktion der oszillierenden Massen auf den Kurbelkreis. Wird z. B. von einem Kreuzkopf (Hub s) durch einen Hebel ein Pumpengestänge (Hub s_1) angetrieben, so wird dessen Masse auf den Kurbelkreis reduziert, indem man sie mit $\frac{s_1}{s}$ multipliziert.

2. Reduktion der Massen bei Betrachtung ihrer lebendigen Kräfte.

Die lebendige Kraft einer Masse M , bei welcher alle Massenelemente Kreise vom Halbmesser a beschreiben, ist:

$$L = \frac{M}{2} W^2 = \frac{M}{2} a^2 \epsilon^2.$$

Eine solche Rotation vollführt angenähert z. B. das Kurbelzapfenlager.

Soll die Masse M_1 , welche in derselben Weise rotiert und einen Kreis vom Halbmesser $r =$ Kurbellänge beschreibt, dieselbe lebendige Kraft entwickeln, dann muß:

$$L = M_1 r^2 \frac{\epsilon^2}{2} = M a^2 \frac{\epsilon^2}{2} \text{ sein, folglich ist:}$$

$$M_1 = M \frac{a^2}{r^2}.$$

Dreht sich die betrachtete Masse M außer um den Rotationsmittelpunkt noch um ihre Schwerpunktsachse mit derselben Winkelgeschwindigkeit ϵ , dann ist die lebende Kraft hierbei

$$L_1 = M a^2 \frac{\epsilon^2}{2} + J_s \frac{\epsilon^2}{2} = \frac{\epsilon^2}{2} (M a^2 + J_s),$$

worin J_s das polare Trägheitsmoment der Masse M , bezogen auf ihre zur Rotationsachse parallele Schwerpunktsachse, ist.

Eine solche Rotation führt z. B. der Kurbelzapfen, der überhängende Teil der Kurbelwangen etc. aus. Soll eine Masse M_2 im Abstände r diese lebendige Kraft besitzen, dann muß sein:

$$L_1 = M_2 r^2 \frac{\epsilon^2}{2} = \frac{\epsilon^2}{2} (M a^2 + J_s), \text{ woraus sich ergibt:}$$

$$M_2 = \frac{M a^2 + J_s}{r^2}.$$

§ 30. **Tangentialkraft und Drehmoment der Mehrkurbelmaschine.** Man ist im allgemeinen bestrebt, das Drehmoment, welches die Gesamtheit der Kurbeln auf die Maschinenwelle ausübt, während einer Umdrehung möglichst gleichförmig zu gestalten, um dadurch die Schwankungen in der Torsionsbeanspruchung der Welle tunlichst zu verringern und den Schwingungsausschlag eventueller Torsionsschwingungen (s. S. 75) möglichst klein zu halten.

Um die Bedingungen für ein gleichförmiges Drehmoment zu ermitteln, werden ausgeführte Maschinen hinsichtlich ihres Drehmomentes oder — was dasselbe ist — hinsichtlich der Umfangskraft im Kurbelkreis untersucht.

Graphische Untersuchung des Drehmomentes ausgeführter Maschinen. (Beispiel s. S. 65 und Fig. 32—35.)

Aus den Indikatordiagrammen wird der Dampfdruck auf den Kolben (als Differenz des Druckes auf Boden und Deckel) ermittelt und auf dem Kolbenweg als Abszissenachse aufgetragen.

Zu diesem Druck wird graphisch der Beschleunigungsdruck der oszillierenden Massen des Kurbelgestänges addiert.

$$\text{Die Größe desselben ist (s. S. 60)} = \frac{M W^2}{r} (\cos \omega + \lambda \cos 2 \omega),$$

wobei

$$M = \frac{G}{g} = \text{der auf den Kurbelkreis reduzierten Masse von} \begin{cases} \text{Kolben} \\ \text{Kolbenstange} \\ \text{Kreuzkopf} \\ \text{Pleuelstangen-Oberteil} \\ \text{Luftpumpengestänge.} \end{cases}$$

Man verwendet obige einfache Formel für den Beschleunigungsdruck, weil die Annahme ungleichförmiger Umdrehung und

die Berücksichtigung von Reibungswiderständen die Untersuchung der Tangentialkräfte ungemein komplizieren würde. Die Vertikal-komponente der Massendrucke der rotierenden Teile kommt hier nicht in Betracht, da sich dieselbe mit der horizontalen Komponente derselben zu einer radial gerichteten Kraft (Zentrifugalkraft) zusammensetzt.

Ferner ist das Gewicht¹⁾ G der Kurbelgestänge dem Dampfdruck und Beschleunigungsdruck zuzufügen, und zwar mit positivem Vorzeichen beim Niedergang, mit negativem beim Aufgang der Gestänge. Dabei ist

$$G = \text{dem auf den Kurbelkreis reduzierten Gewicht von } \left\{ \begin{array}{l} \text{Kolben} \\ \text{Kolbenstange} \\ \text{Kreuzkopf} \\ \text{Pleuelstange total} \\ \text{Luftpumpengestänge} \\ \text{exzentrischer Teil der Kurbelwelle.} \end{array} \right.$$

Die Reduktion der Gewichte auf den Kurbelkreis erfolgt wie die Reduktion der Beschleunigungsdrücke.

Es ist nicht üblich, Reibungswiderstand, Gewicht und Beschleunigungsdruck der Steuerungsteile bei diesen Untersuchungen in Rechnung zu ziehen, da der Einfluß derselben auf das Drehmoment der Maschine sehr gering ist.

Ist der Verlauf der Vertikalkraft P für die einzelnen Zylinder als Summe von Dampfdruck, Beschleunigungsdruck und Gewicht der Gestänge (über dem Kolbenweg als Abszissenachse gezeichnet, so wird die Tangentialkraft im Kurbelkreis ermittelt. Diese ist (s. S. 58 Fig. 27)

$$T = P \frac{\sin(a + \omega)}{\cos a}.$$

Graphische Ermittlung von T , wenn P für irgendeine Kurbelstellung gegeben ist (Fig. 31). Ziehe AB in Richtung der Pleuelstange, dann BC in Richtung des Radius. Trage auf der Richtung BC von B aus die Kolbenkraft P ab, so daß $P = BD$ wird. Ziehe DE senkrecht zur Mittellinie AC . Dann ist DE

die gesuchte Tangentialkraft T , wie durch das Sinusgesetz leicht zu beweisen ist. Man zeichnet T für jeden Zylinder einzeln über den abgewickelten Kurbelkreis (mit den Bögen r ω als Abszissen). Sodann werden die Kurven der T für die einzelnen Zylinder

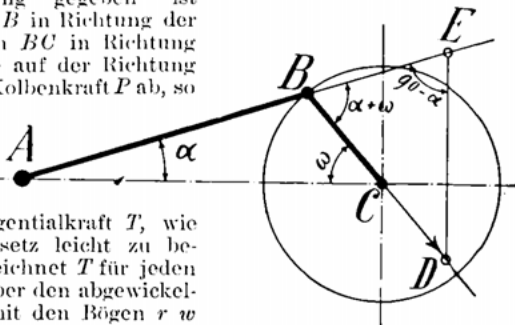


Fig. 31.

¹⁾ Streng genommen müßte der Tangentialdruck des Gewichtes von Kurbel und Kurbellager gesondert bestimmt werden, da dieser stets sinusförmigen Verlauf hat und also die Konstruktion von T nach Fig. 31 hierfür nicht zutrifft.

graphisch addiert. Die Additionskurve (s. Fig. 32) stellt den Verlauf der gesamten Tangentialkraft dar; das Produkt $T \cdot r$ ist das Gesamtdrehmoment der Maschine in jedem Augenblick.

Die Arbeit der Drehkraft T für eine Umdrehung ist gleich dem Flächeninhalt unter der Kurve der T zwischen den Ordinaten AB und CD . Arbeit bei einer Umdrehung = Fläche $ABCD$

$$= \int_0^{2\pi} T r d\omega = T_m \cdot 2r\pi.$$

Dabei ist T_m die mittlere Tangentialkraft im Kurbelkreis. Diese erhält man durch Planimetrieren der Fläche $ABCD$ und Division des erhaltenen Flächeninhaltes mit $2r\pi$.

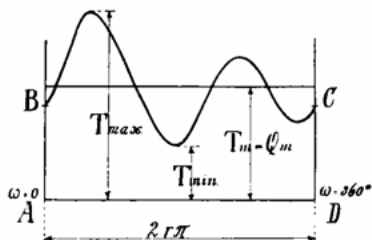


Fig. 32.

Die Größe $T_m \cdot r$ nennt man das mittlere Drehmoment der Maschine; die Größen $T_{\max} \cdot r$ resp. $T_{\min} \cdot r$ das maximale resp. minimale Drehmoment. Das mittlere Drehmoment, welches sich aus der graphischen Methode ergibt, muß demjenigen gleich sein, welches sich direkt aus der Leistung (nach den genommenen Diagrammen) und Umdrehungszahl nach der bekannten Formel

$$T_m \cdot r = \frac{N_i}{n} \cdot 71620$$

berechnen läßt. (T_m in kg, r in cm, N_i in PS.)

Man findet in der Regel

$$\begin{aligned} T_{\max} &= 1,5 \text{ bis } 2,5, \\ T_{\min} & \\ T_{\max} &= 1,1 \text{ bis } 1,5. \\ T_m & \end{aligned}$$

Die gesamte Umfangskraft dient zur Überwindung des Reibungs- und Propellerwiderstandes.¹⁾

Bezeichnet man den Mittelwert der Summe dieser beiden Widerstände für eine Umdrehung mit Q_m , so besteht also die Gleichung

$$T_m = Q_m.$$

Über die Schwankungen des Propellerwiderstandes siehe »Ungleichförmigkeitsgrad« S. 69.

Beispiel: Ermittlung des Verlaufes der Tangentialkraft einer Dreikurbelmaschine von ca. 6650 PS.

Zylinderdurchmesser: HD 1000 mm, MD 1630, ND 2590; Hub 1600, $r = 0,8$ m, $n = 75$ Umdrehungen per Minute.

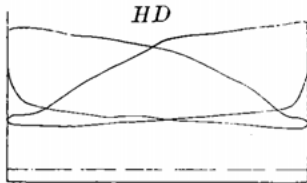
Gewichte G für	HD 11 280 kg	Gewichte Mg für	HD 4280 kg
	MD 12 200 >		MD 5200 >
	ND 13 100 >		ND 6100 >

¹⁾ Unter Propellerwiderstand ist hier und im folgenden der Widerstand zu verstehen, welchen der Propeller der Drehung entgegensetzt.

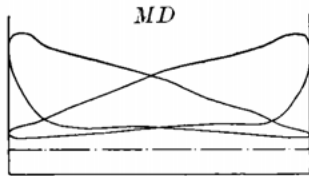
Mittlere Umfangsgeschwindigkeit im Kurbelkreis

$$W_m = \frac{2r\pi \cdot n}{60} = 6,28 \text{ m/sec.}$$

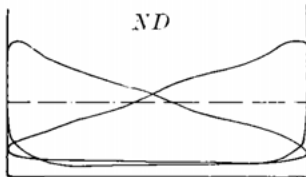
Gegeben sind ferner die Indikatordiagramme Fig. 33¹⁾.



1 at = 5 mm



1 at = 10 mm



1 at = 30 mm

Fig. 33.

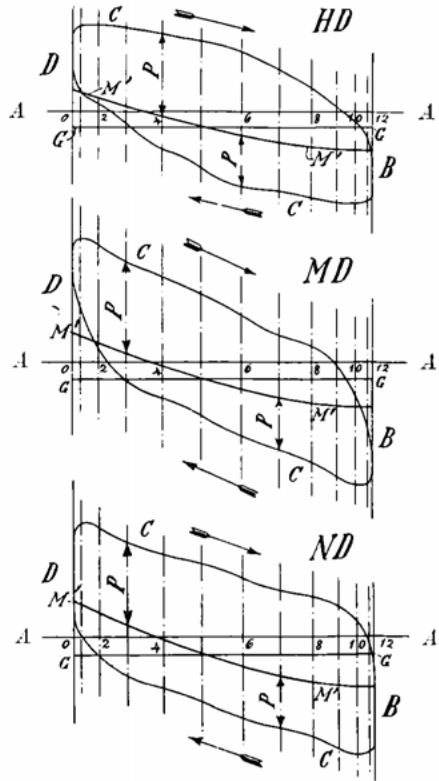


Fig. 34.

Ermittlung der Vertikalkräfte P (Fig. 34). Sämtliche Drücke und Gewichte sind in kg/qcm der Niederdruckkolbenfläche umgerechnet. CC Linie der Dampfdrücke (Differenz der Drücke auf Deckel- und Bodenseite) von der Achse AA aus abgetragen.

(HD 11 280 kg = 0,214 kg/qcm, bezogen auf ND Kolbenfläche etc.)

¹⁾ Die angegebenen Federmaßstäbe beziehen sich auf das Original, welches im Maßstab 1:3 verkleinert worden ist.

M' M' Linie der Massendrücke, gerechnet nach der Formel $M' = \frac{M W^2}{r} (\cos \omega + \lambda \cos 2 \omega)$ für $\lambda = \frac{r}{l} = \frac{1}{4}$, von $G G$ aus ab-

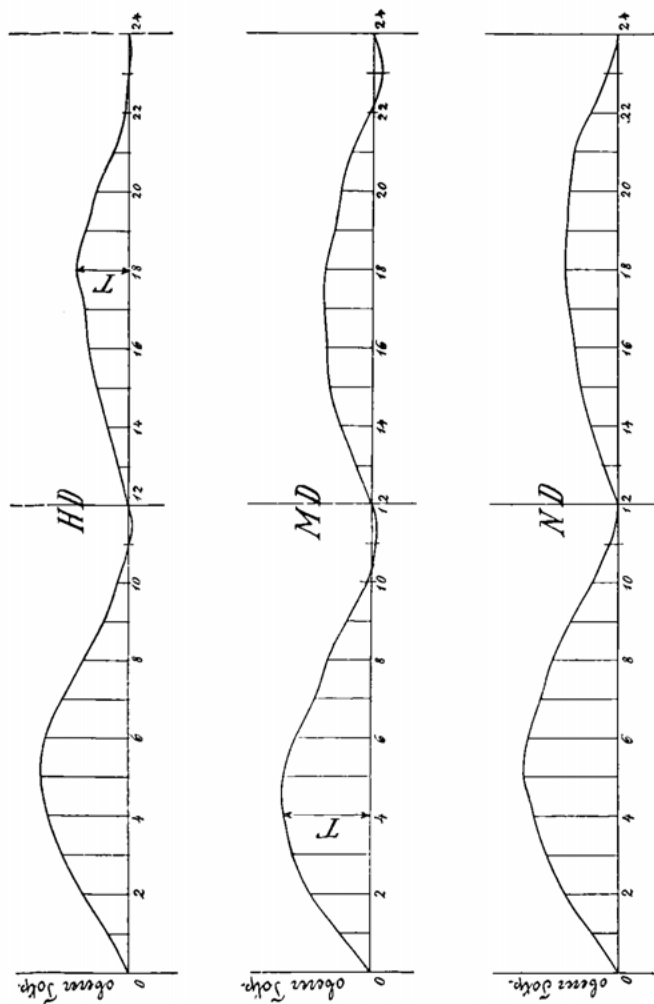


Fig. 35.

getragen Die Abszissen 0, 2, 4, 6, 8 etc. entsprechen den Kurbelwinkeln 0° , 30° , 60° , 90° , 120° etc. für endliche Pleuelstanglänge.

Die Ordinatenstücke zwischen den Linien CC' und MM' sind die gesuchten Vertikalkräfte P .

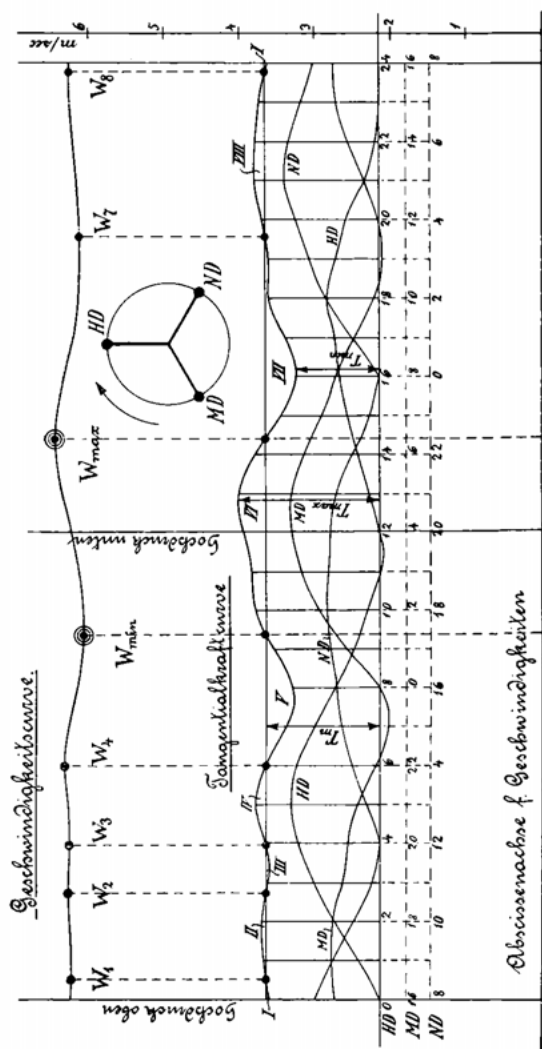


Fig. 36.

Mittels der oben angegebenen Konstruktion (Fig. 31) findet man aus den Werten der P der Verlauf der Tangentialkräfte T für HD , MD und ND . (Fig. 35.)

Unter Berücksichtigung der Kurbelfolge sind diese Tangentialkräfte zur Tangentialkraftkurve (Fig. 36) zusammengetragen.

Es ergibt sich

$$\frac{T_{\max}}{T_{\min}} = 1,7, \quad \frac{T_{\max}}{T_m} = 1,25, \quad T_m = 79\,400 \text{ kg.}$$

Wir hätten T_m auch direkt aus der indizierten Leistung berechnen können nach der Formel

$$T_m = \frac{N_i}{n} \cdot 71\,620 \cdot \frac{1}{r} = \frac{6650}{75} \cdot 71\,620 \cdot \frac{1}{80},$$

woraus

$$T_m = 79\,400 \text{ kg wie oben.}$$

§ 31. Ungleichförmigkeitsgrad der Umfangsgeschwindigkeit im Kurbelkreis. Ist W_{\max} der größte, W_{\min} der kleinste, W_m der mittlere Wert der Umfangsgeschwindigkeit im Kurbelkreis während einer Umdrehung, so ist der Ungleichförmigkeitsgrad

$$\delta = \frac{W_{\max} - W_{\min}}{W_m}$$

Ermittlung von δ . Der Propellerwiderstand Q variiert, wenn die Welle keine Torsionsschwingungen ausführt, nur wenig während einer Umdrehung. (S. unten.) Er kann demnach als an-

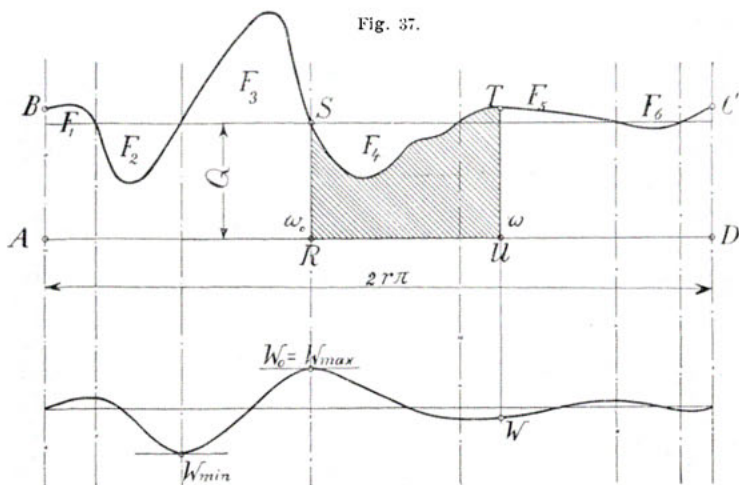


Fig. 38.

nähernd konstant angenommen werden, so daß also $Q = Q_m$ wird.

Die Flächenstücke F_1, F_2, F_3, \dots zwischen der Kurve der T und der Linie Q (Fig. 37) stellen demnach den positiven oder negativen Arbeitsüberschuß der drehenden Kraft T über die Widerstände

dar. Diese Arbeitsüberschüsse werden zur Vermehrung bzw. Verminderung der lebendigen Kraft der bewegten Teile aufgebraucht. Es gilt daher die Gleichung: Arbeitsüberschuß zwischen ω_0 und ω = Änderung der lebendigen Kraft zwischen W_0 und W oder

$$\frac{M}{2} (W^2 - W_0^2) = \int_{\omega_0}^{\omega} (T - Q) r d\omega = \text{Fläche } RSTU - RU \cdot Q \quad 1)$$

Die Kurve der Umfangsgeschwindigkeit Fig. 38 wird demgemäß einen Wendepunkt haben, wo ein Maximum oder Minimum der Drehkraft eintritt; ein Maximum oder Minimum, wo die Kurve der T die Linie der Q schneidet.

Die größte Umfangsgeschwindigkeit tritt an der Stelle ein, an welcher die algebraische Summe der aufeinanderfolgenden Arbeitsüberschüsse $F_1 + F_2 + F_3 + \dots$ den größten positiven Wert = X erreicht; die kleinste Geschwindigkeit da, wo jene Summe den größten negativen Wert = Y hat.

Die Änderung, welche die lebendige Kraft zwischen ihrem Maximal- und Minimalwerte erfährt, entspricht der Differenz der größten positiven und negativen Arbeitsanhäufung.

$$\text{Es ist also: } \frac{M}{2} (W_{\max}^2 - W_{\min}^2) = X - Y \quad \dots \quad 2)$$

wobei zu beachten ist, daß Y mit seinem negativen Vorzeichen einzusetzen ist

Der Ungleichförmigkeitsgrad ist der Definition nach

$$\delta = \frac{W_{\max} - W_{\min}}{W_m} \quad \dots \quad 3)$$

Ferner ist annähernd

$$W_m = \frac{W_{\max} + W_{\min}}{2} \quad \dots \quad 4)$$

Aus den Gleichungen 2, 3) und 4) geht hervor

$$M \delta W_m^2 = X - Y \quad \dots \quad 5)$$

Aus Gleichung 5) läßt sich δ berechnen; ist dieses bekannt, so findet man W_{\max} und W_{\min} aus den Gleichungen 3) und 4). Die Geschwindigkeit für irgendeinen Augenblick der Umdrehung (entsprechend dem Drehwinkel ω) findet man aus Gleichung 1). Dabei ist statt der beliebigen Ausgangsgeschwindigkeit W_0 die bekannte Geschwindigkeit W_{\max} eingesetzt.

Es ist nämlich

$$\frac{M}{2} (W^2 - W_{\max}^2) = \int_{\omega_{\max}}^{\omega} (T - Q) r d\omega = L = \text{Differenz der Arbeiten der } T \text{ und der } Q \text{ zwischen den Ordinaten } RS \text{ und } UT.$$

Hieraus die gesuchte Geschwindigkeit

$$W = \sqrt{W_{\max}^2 + \frac{2L}{M}} \quad \dots \quad 6)$$

Mit Hilfe dieser Gleichung läßt sich die Kurve der Umfangsgeschwindigkeit aus dem Tangentialkraft-Diagramm entwickeln.

Unter Masse M ist hier die auf den Kurbelkreis reduzierte Masse der sämtlichen rotierenden Teile inkl. Schraube, Wellenleitung, Drehvorrichtungsrads etc. zu verstehen (s. S. 61 und 62), ferner der Teil der oszillierenden Massen, welcher zur lebendigen Kraft der Drehung der Maschine einen Beitrag liefert. Die genauere Berechnung dieses Anteiles würde hier zu weit führen; man kann für denselben annehmen:

- $\frac{3}{2}$ der oszillierenden Massen eines Kurbelgestänges
bei Maschinen mit 3 Kurbeln unter 120° ,
 $\frac{4}{2}$ der oszillierenden Massen eines Kurbeigestänges
bei Maschinen mit 4 Kurbeln unter 90° ,

wenn deren Gestänge gleiche Massen haben.

Bei Schiffen mit sehr langer und dünner Wellenleitung macht sich der regulierende Einfluß der Schraube am vorderen Ende der Wellenleitung nicht mehr geltend, so daß für solche Maschinen der Ungleichförmigkeitsgrad nahe an der Maschine ungünstiger ist als hinten bei der Schraube. Der Ungleichförmigkeitsgrad δ beträgt bei Schiffsmaschinen am hinteren Wellenende selten mehr als 6% , am vorderen Wellenende — an der Maschine — selten mehr als 12% . In allen Fällen, wo größere Ungleichförmigkeitsgrade beobachtet worden sind, rühren dieselben von starken Torsionsschwingungen der Wellen her. (Vgl. hierzu Zeitschr. d. Ver. deutscher Ing. 1902 und Jahrbuch d. Schiffb.-Ges. 1903 S. 492.) Bei Maschinen mit kurzer und dicker Wellenleitung (Schnelldampfer, Panzer, Eisbrecher) ist er über die ganze Wellenleitung gleich groß und beträgt etwa $4-7\%$.

Bei Schiffen mit langer und dünner Wellenleitung darf somit bei der Berechnung von W die Masse der Schraube nicht in M mit einbegriffen werden.

Ist der Verlauf von T gleichmäßig und M verhältnismäßig groß (Schiffe mit schwerer Schraube und gebauter Kurbelwelle), so kann bei der Berechnung von W nach Gleichung 6) Q konstant angenommen werden. In anderen Fällen ermittelt man die Geschwindigkeitskurve zunächst ebenfalls für konstanten Propellerwiderstand. Da dieser nach neueren Untersuchungen annähernd der $3,8$ Potenz der Umfangsgeschwindigkeit proportional ist, $Q = k \cdot W^{3,8}$, so läßt sich mit Hilfe des ersten Näherungswertes von W der Verlauf von Q aufzeichnen. Mit Hilfe dieser genaueren Werte von Q (vgl. Fig. 39) läßt sich die richtige Geschwindigkeitskurve ermitteln.

§ 32. Beispiel. Für die S. 68 ermittelte Tangentialkraftkurve soll die Geschwindigkeitskurve ermittelt werden.

Das Schiff habe eine verhältnismäßig kurze und dicke Wellenleitung; daher können unter M hier sämtliche rotierenden Massen verstanden werden.

Die auf den Kurbelkreis reduzierte Gesamtmasse M ist

$$M = \frac{50000}{9,8} \approx 5000,$$

entsprechend 50000 kg reduziertem Gewicht.

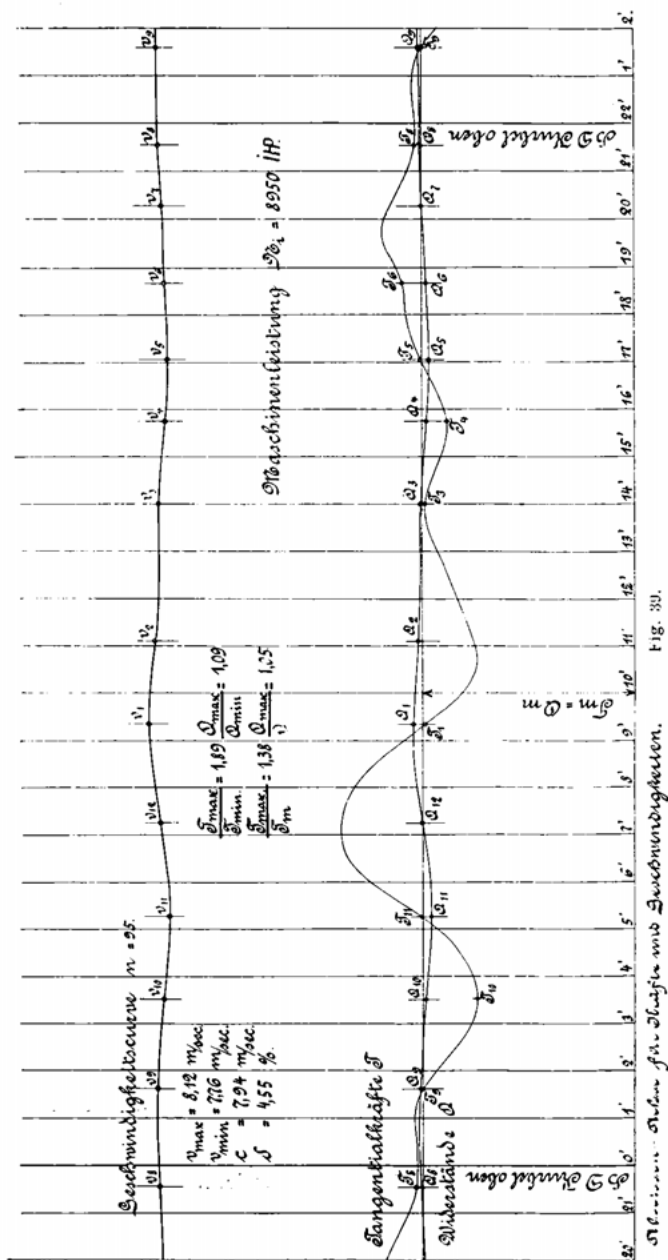


Fig. 33.

Skizzen. Motor für Klaffe mit Buchwindigkeiten.