

Siebentes Kapitel.

Die graphische Dampftafel. — Der Drosselverlust. — Der Reibungsverlust.

Bei der Beurteilung der Arbeitsverluste, die durch das Arbeitsverfahren einer Kolbendampfmaschine oder einer Dampfturbine bedingt sind, ist es zweckmäßig, in das Temperatur-Entropiediagramm zuerst zwei Kurven einzuzeichnen, deren eine die Punkte verbindet, welche den Zustand tropfbar flüssigen Wassers charakterisieren, während die andere Kurve für trockenen, gesättigten Dampf gilt. In Fig. 11, welche für 1 kg Wasser oder Dampf gilt, sind diese beiden Kurven, *W* und *D*, eingezeichnet, wobei als Normalzustand der Zustand von 1 kg Wasser bei 0° C. angenommen ist. Soll das Diagramm für einen anderen Normalzustand gelten, so ist das Achsenkreuz in horizontalem Sinne so weit zu verschieben, daß die Ordinatenaxe durch den Punkt geht, welcher den gewählten Normalzustand kennzeichnet.

Die Aufzeichnung der beiden Kurven gewährt den Vorteil, aus der Lage der Punkte sofort über das Wesen des Zustandes, in dem sich der Dampf befindet, orientiert zu sein. Ein Punkt auf der Linie *W* gilt für tropfbar flüssiges Wasser, ein Punkt auf der Linie *D* für trockenen, gesättigten Dampf, ein Punkt zwischen *W*

und D für ein Gemisch aus Wasser und Dampf, ein Punkt rechts von der Linie D für überhitzten Dampf.

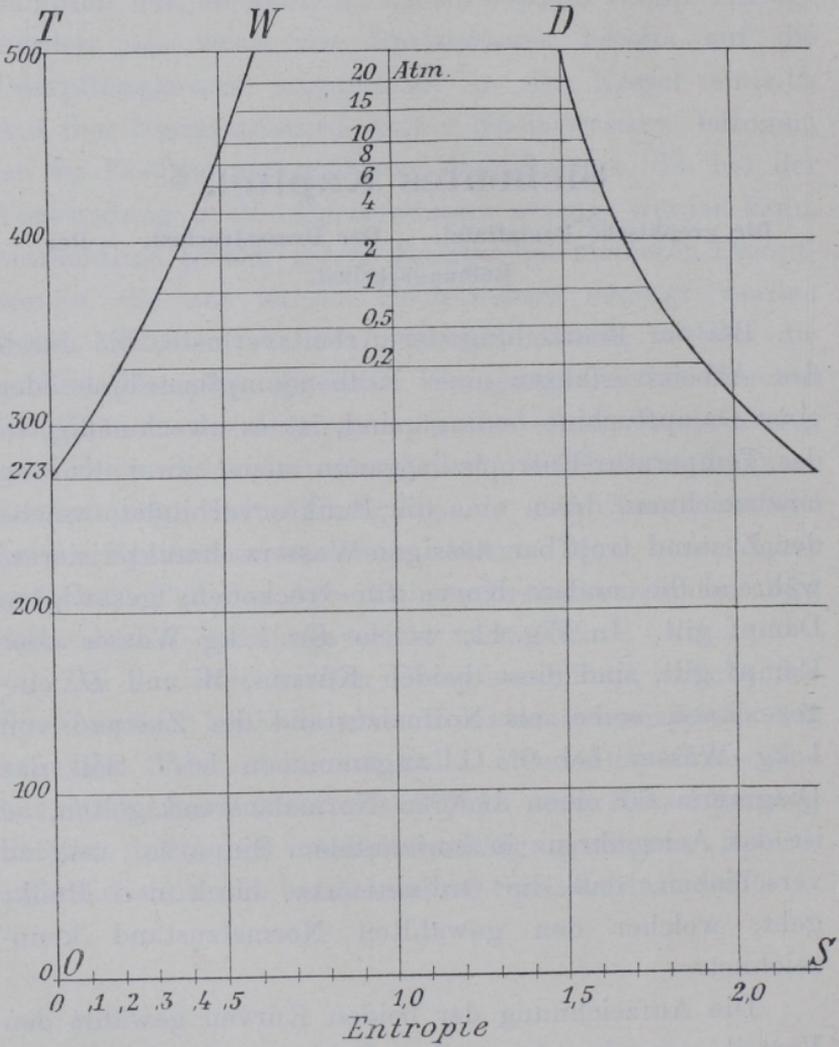


Fig. 11.

Der geometrische Ort der einzelnen Punkte der Linien W und D ergibt sich folgendermaßen. Die Punkte der Linie W haben die absolute Temperatur zu Ordinaten

und die Entropie flüssigen Wassers, auf den Normalzustand von 0° C. bezogen, zu Abszissen. Die Länge der Abszisse des Punktes, der den Zustand von 1 kg flüssigen Wassers bei T Grad absoluter Temperatur in diesem Temperatur-Entropie-Diagramm kennzeichnet, hat somit die Länge

$$S' = \int \frac{cdT}{T},$$

worin c die spezifische Wärme des Wassers bei T Grad absoluter Temperatur bedeutet. Wäre die Temperatur in Celsius-Graden gleich t , so ist

$$c = 1 + 0,00004 t + 0,0000009 t^2.$$

Auf die absolute Temperatur $T = 273 + t$ umgerechnet, ergibt sich

$$c = 1,056156 - 0,00045 T + 0,0000009 T^2.$$

Führt man diesen Wert in den Ausdruck für S' ein und integriert zwischen den Grenzen $T = 273$ und $T = T$, so erhält man

$$S' = 1,05616 \log \text{nat } T - 0,00045 T + 0,00000045 T^2 - 5,83516.$$

Die Abszissen der einzelnen Punkte der Linie D sind

$$S'' = S' + \frac{r}{T},$$

worin r die Verdampfungswärme des Wassers bedeutet.

Die nachstehende Tabelle von Fliegner-Connert enthält die ausgerechneten Werte für die Spannungen von 0,5 bis 15 Atmosphären.

Atm. kg/qcm	Temperatur		Entropie		Flüssig- keits- wärme q	Erzeu- gungs- wärme λ	Volumen von 1 kg Dpf. cbm
	Absolut	Celsius	des Wassers S'	des Dampfes S''			
0,5	353,9	80,9	0,2604	1,8145	81,2	631,2	3,272
1	372,1	99,1	0,3111	1,7547	99,6	636,7	1,702
1,5	383,8	110,8	0,3424	1,7205	111,4	640,3	1,162
2	392,6	119,6	0,3655	1,6967	120,4	643,0	0,887
2,5	399,7	126,7	0,3839	1,6775	127,7	645,2	0,7190
3	405,8	132,8	0,3993	1,6638	133,9	647,0	0,6058
3,5	411,1	138,1	0,4125	1,6515	139,3	648,6	0,5242
4	415,8	142,8	0,4242	1,6410	144,1	650,1	0,4624
4,5	420,1	147,1	0,4347	1,6318	148,5	651,4	0,4140
5	424,0	151,0	0,4442	1,6236	152,5	652,6	0,3750
5,5	427,6	154,6	0,4529	1,6163	156,2	653,7	0,3429
6	430,9	157,9	0,4609	1,6097	159,6	654,7	0,3160
6,5	434,1	161,1	0,4683	1,6035	162,9	655,6	0,2932
7	437,1	164,0	0,4753	1,5980	165,9	656,5	0,2735
7,5	439,8	166,8	0,4819	1,5929	168,8	657,4	0,2563
8	442,5	169,5	0,4881	1,5881	171,5	658,2	0,2413
8,5	445,0	172,0	0,4939	1,5835	174,1	659,0	0,2279
9	447,4	174,4	0,4995	1,5794	176,6	659,7	0,2160
9,5	449,7	176,7	0,5048	1,5754	179,0	660,4	0,2053
10	451,9	178,9	0,5099	1,5717	181,2	661,1	0,1957
10,5	454,0	181,0	0,5147	1,5681	183,4	661,7	0,1869
11	456,0	183,0	0,5194	1,5648	185,6	662,3	0,1789
11,5	458,0	185,0	0,5239	1,5617	187,6	662,9	0,1716
12	459,9	186,9	0,5282	1,5586	189,6	663,5	0,1649
12,5	461,8	188,8	0,5323	1,5557	191,5	664,1	0,1587
13	463,6	190,6	0,5364	1,5530	193,4	664,6	0,1530
13,5	465,3	192,3	0,5403	1,5503	195,2	665,2	0,1476
14	467,0	194,0	0,5440	1,5477	196,9	665,7	0,1427
14,5	468,6	195,6	0,5477	1,5453	198,7	666,2	0,1380
15	470,2	197,2	0,5513	1,5430	200,3	666,7	0,1337

Dieser Tabelle ist die Regnaultsche Formel für die Erzeugungswärme (Gesamtwärme) des Dampfes aus Wasser von 0° C., d. i. $\lambda = 606,5 + 0,305 t$, die Regnaultsche Formel für die Flüssigkeitswärme

$$q = \int cdT = t + 0,00002 t^2 + 0,0000003 t^3$$

und der Wert des mechanischen Wärmeäquivalents $A = 1/424$ zugrunde gelegt¹⁾.

Da die Spannung des feuchten und gesättigten Dampfes durch die Temperatur bestimmt ist, kann zwischen W und D auch eine Spannungsskala angelegt werden, wie dies in Fig. 11 durch die horizontalen Linien angedeutet ist.²⁾

Um die Betrachtung an der Hand des gewählten Beispielles weiterführen zu können, ist zunächst eine Annahme über die Arbeitsweise der Dampfmaschine notwendig. Es sei deshalb die Voraussetzung gemacht, man hätte es mit einer Einzylinder - Kondensationsmaschine zu tun, aus deren Oberflächenkondensator das Kondensat mit 40° C. in den Kessel zurückbefördert wird. Diese Angaben genügen, um den Speiseaufwand und Speiseverlust zu berechnen.

Zur Erzeugung von 1 kg Dampf von 11 Atm. Spannung aus Speisewasser von 40° C. sind rund 620 Kalorien erforderlich. Die 5715 Kalorien, die von den Verbrennungsprodukten auf den Dampfkeßelinhalt übertragen werden, genügen somit zur Erzeugung von höchstens 9,22 kg Dampf. Die Entropie von 1 kg Dampf, auf den Normalzustand von 1 kg Wasser bei 40° C. bezogen, beträgt 1,428, daher von 9,22 kg 13,166.

¹⁾ Vor kurzem erschienen neue Dampftabellen, die von Dr. R. Mollier nach der Callendarschen Zustandsgleichung für Wasserdampf berechnet worden sind, wobei der Wert des mechanischen Wärmeäquivalents mit $A = 1/427$ angesetzt wurde.

²⁾ Näheres über die Konstruktion und die praktische Anwendung einer solchen graphischen Dampftafel findet sich in Krauss, Kalorimetrie der Dampfmaschinen. Berlin 1897.

Der Entropiezuwachs durch die Einführung kalten Speisewassers beträgt somit

$$13,166 - 12,535 = 0,631$$

und der Speiseverlust $0,631 \times 288 = 182$ Kalorien oder 26% des Heizwertes der Kohle.

Auf den Normalzustand von Wasser von 15°C . bezogen, beträgt die Energie von 1 kg Wasser von 40°C . 25 Kalorien und die Entropie 0,083. Daraus ergibt sich der Speiseaufwand für 9,22 kg zu:

$$9,22 (25 - 0,083 \times 288) = 11 \text{ Kalorien.}$$

Dies bedeutet, daß die Ausbeute an mechanischer Arbeit um 11 Kalorien größer sein könnte, wenn der Arbeitsprozeß den Dampf schließlich in den Zustand von Wasser von 15°C ., statt von 40°C ., zurückführte. Da aber dann nur Wasser von 15°C . für die Speisung des Kessels verfügbar bliebe, würde der Speisungsverlust, wie früher berechnet, 232 Kalorien betragen.

Bei der Verdampfung des Wassers unter konstantem Druck wird mechanische Arbeit geleistet, deren Größe durch das Produkt der Maßzahlen von Druck und Volumsvergrößerung angegeben wird. Da der Unterschied des Volumens von 1 kg Dampf von 11 Atm. Spannung und von 1 kg Wasser von 183°C . 0,177 cbm beträgt, so ergibt sich die bei der Verdampfung unter dem konstanten Druck von 11 Atm. geleistete mechanische Arbeit mit 19569 kgm oder 46,1 Kalorien. Damit diese mechanische Arbeit wirklich gewonnen werde, ist es erforderlich, daß der Dampf tatsächlich den Druck von 11 Atm. auf den Kolben der Dampfmaschine ausübe. In Wirklichkeit ist es unmöglich, daß der Druck, welchen

der Dampf während der Admissionsperiode auf den Kolben der Dampfmaschine ausübt, genau die Höhe der Spannung des Dampfes im Kessel erreicht, denn es muß Arbeit aufgewendet werden, um dem Dampf die Geschwindigkeit zu erteilen, mit welcher er durch die Rohrleitung strömt, und um die Hindernisse zu überwinden, welche sich seiner Bewegung durch die Rohrleitung vom Dampfkessel zur Maschine entgegenstellen. Die Wärmeverluste, welche durch Leitung und Strahlung der Rohrleitung stattfinden, bleiben hier vollständig unberücksichtigt, weil sie durch geeignete Wärmeschutzmittel auf ein beliebig kleines Maß reduziert werden können; auch ist es für den Arbeitsprozeß der Dampfmaschinen ganz unwesentlich, ob zwischen der Rohrleitung und ihrer Umgebung irgend ein Wärmeaustausch stattfindet ¹⁾.

Zwischen der Dampfspannung im Kessel und der Spannung des Dampfes im Zylinder der Maschine während der Einströmungsperiode besteht also ein bestimmter Unterschied. Im allgemeinen kann angenommen werden, daß die Geschwindigkeit des Dampfes beim Passieren der Rohrleitung und durch die Steuerungskanäle größer als die Kolbengeschwindigkeit während der Admissionsperiode ist. Die kinetische Energie des aus den Steuerungskanälen in den Zylinder einströmenden Dampfes wird somit zum großen Teile durch innere Reibung und Stoßwirkung in Wärme zurückverwandelt. Auch der durch Reibung an den Wänden

¹⁾ Einen besonderen Fall stellt die Dampfüberhitzung vor, bei welcher an einer besonderen Stelle der zu einem Überhitzungsapparat geformten Rohrleitung dem strömenden Dampf Wärme zugeführt wird.

der Rohrleitung aufgezehrte Teilbetrag der Strömungsenergie fließt in den Dampfkörper als Wärme zurück, so daß kein Energieverlust zustande kommt. Die Energie des aus dem Kessel abströmenden Dampfes ist ebenso groß wie die Energie des in die Maschine eintretenden Dampfes, nur eine Druckdifferenz ist vorhanden. Die Zustandsänderung, welche durch diese Druckdifferenz gekennzeichnet wird, bringt einen Arbeitsverlust hervor, der aus der Differenz der Entropiewerte zu berechnen ist. Für einen Druckabfall von 11 auf 10,5 Atm. ergibt sich folgende Rechnung, wobei die Entropiewerte der auf Seite 78 verzeichneten Dampftabelle entnommen sind, die als Normalzustand Wasser von 0° C. zur Voraussetzung hat. Da es nur auf die Differenzen ankommt, ist die Wahl des Normalzustandes gleichgültig

Entropie von 1 kg Dampf von 11 Atm. . .	1,5648
- - 1 kg - - 10,5 - . .	1,5681
	Differenz 0,0033

Die Energie von 1 kg Dampf von 11 Atm. beträgt 616,2 Kalorien und die Energie von 1 kg Dampf von 10,5 Atm. 615,7 Kalorien; die Differenz von 0,5 Kalorien erscheint als Überhitzung des Dampfes um ungefähr 1,3° C., wenn die spezifische Wärme des Dampfes bei konstantem Volumen mit 0,37 angenommen wird. Die Temperatur des Dampfes von 10,5 Atm. wird somit um 1,3° C. höher als die Sättigungstemperatur (181°) sein, also 182,3° C. betragen. Der Entropiezuwachs infolge der Überhitzung beträgt:

$$0,48 \log \text{nat} \frac{455,3}{454} = 0,0014,$$

worin 0,48 als spezifische Wärme des überhitzten Dampfes bei konstantem Druck gesetzt ist.

Der Gesamtzuwachs der Entropie für 1 kg Dampf ist somit

$$0,0033 + 0,0014 = 0,0047$$

und für 9,22 kg Dampf des gewählten Beispiels 0,0433 Entropieeinheiten. Der Arbeitsverlust durch den Druckabfall, der Drosselverlust, beträgt demnach $0,0433 \times 288 = 12,5$ Kalorien oder ungefähr 0,18% des Heizwertes der Kohle.

Bei den Dampfturbinen, welche nach dem Gleichdruckprinzip als Aktionsturbinen mit nur einer Druckstufe arbeiten, wird durch die am Ende der Rohrleitung angebrachte Düse die Drosselung des Dampfes so weit getrieben, daß der Druckabfall bis zur Kondensatorspannung vor sich geht; die kinetische Energie des Dampfstrahles wird aber nicht in Wärme zurückverwandelt, sondern dem Laufrad als mechanische Arbeit entnommen. Nur was durch Reibung in Düse und Laufrad an kinetischer Energie verloren geht und als Wärme in den Dampfkörper zurückfließt, bringt in der Turbine einen Entropiezuwachs hervor, mit dem ein entsprechender Arbeitsverlust verbunden ist.

Dieser in den Turbinen stattfindende Arbeitsverlust kann als Reibungsverlust betrachtet werden, wohingegen als Drosselverlust der Arbeitsverlust anzusehen ist, welcher dem Entropiezuwachs auf der Strecke zwischen Kessel und Düse entspricht. Da die Regulatoren der Dampfturbinen auf Drosselventile wirken, ist der Druckabfall zwischen Kessel und Düsen meist ziemlich bedeutend und der Drosselverlust bei schwacher Belastung entsprechend hoch.

Vollkommen scharf können weder die Begriffe noch die Beträge von Drossel- und Reibungsverlust auseinandergehalten werden, weil bei der Drosselung ebenso wohl mechanische Reibung an den Rohr- und Gefäßwänden, als innere Reibung des Arbeitsmittels ins Spiel kommt. Wenn bei einer Kolbendampfmaschine die durch Reibung des Kolbens an der Zylinderwand hervergebrachte Wärme durch Leitung und Strahlung der Zylinderwand vollständig auf den arbeitenden Dampfkörper übertragen wird, so kommt, ohne Wärmeverlust, ein Arbeitsverlust zustande, der als reiner Reibungsverlust zu betrachten ist.
