

## Achtes Kapitel.

### Der Initialverlust. — Der Rückströmungsverlust.

Während der Admissionsperiode spielen sich im Zylinder der Kolbendampfmaschine die Vorgänge der Initialkondensation ab. Von der Wärme des in den Zylinder einströmenden Dampfes geht ein Teil in das Material der Zylinderwand über, die dadurch an ihrer inneren Oberfläche nahezu bis auf die Temperatur des einströmenden Dampfes erwärmt wird. Dieser Übergang der Wärme von der hohen Temperatur des Dampfes auf die niedrigere der Zylinderwand bringt einen Entropiezuwachs des Systems hervor, als welches jetzt die Wärmeträger Dampf und Zylinderwand in Betracht zu ziehen sind. Für die Beurteilung des durch diese Vorgänge bedingten Arbeitsverlustes ist es gleichgültig, ob die während der Admission in den Zylinderwänden aufgespeicherte Wärme in den nachfolgenden Perioden der Expansion und Ausströmung in den Dampfkörper zurückfließt oder etwa durch Leitung und Strahlung des Zylinderkörpers in die Umgebung abströmt. Der Übergang von Wärme des Admissionsdampfes auf die Zylinderwandung bedingt an und für sich einen Arbeitsverlust, von dem gar nichts mehr zurückgewonnen werden kann, selbst wenn die ganze dabei in das Material der Wandung überführte Wärme späterhin und

noch während der Expansionsperiode in den Dampf zurückfließt, so daß keine Wärme verloren geht. Findet die vollständige Nachverdampfung des initial niedergeschlagenen Wassers nicht während der Expansionsperiode, sondern zum Teil erst während der Ausströmung statt, so entsteht dadurch ein weiterer Arbeitsverlust, der aber zunächst nicht mit dem Initialkondensationsverlust zusammenhängt. Ebenso bilden die Wärmeverluste durch Leitung und Strahlung des Zylinderkörpers besondere Verluste, denen durch gute Isolierung des Zylinders begegnet werden kann. Diese Leitungs- und Strahlungsverluste bleiben hier vollständig unberücksichtigt.

Unter dem Initialverlust ist lediglich der Arbeitsverlust zu verstehen, der durch den Übergang von Wärme aus dem Admissionsdampf in die Zylinderwand hervorgebracht wird. Unmittelbar vor Beginn der Einströmung haben die dem einströmenden Dampf später dargebotenen Oberflächen des Kolbens, Zylinderdeckels und Zylindermantels ungefähr die Temperatur des Abdampfes der Maschine und während der Einströmungsperiode erwärmen sich die oberflächlichen Materialschichten bis nahezu auf die Temperatur des einströmenden Dampfes. In den tiefer liegenden Materialschichten ist das Spiel der Temperaturen weniger bedeutend. Man kann aber zur Vereinfachung der Überlegung annehmen, daß eine Schichte ganz bestimmter Stärke das volle Spiel der Temperaturen mitmacht, während die übrigen Schichten ihre Temperaturen nicht ändern. Wenn  $\gamma$  die Wärmekapazität dieser angenommenen Materialschicht ist, welche während der Einströmungsperiode von  $40^{\circ}$  C. auf  $181^{\circ}$  C. erwärmt wird, so ver-

größert sich die Entropie dieser Materialschicht durch die Erwärmung um den Betrag:

$$s = \gamma \log \text{nat} \frac{454}{313}.$$

Die von der Materialschicht aufgenommene Wärmemenge beträgt  $\gamma$  (181—40) Kalorien und wird durch die Kondensation einer entsprechenden Menge des einströmenden Dampfes erbracht. Bei hoch überhitztem Dampfe findet bloß eine Abkühlung des Dampfes, aber keine Kondensation statt. Je nach den Abmessungen des Zylinders, der Kolbengeschwindigkeit und sonstigen Verhältnissen ist die Menge des initial kondensierten Dampfes bei den einzelnen Maschinen sehr verschieden. Für den Fall des hier betrachteten Beispieles sei angenommen, daß während der Admission von je 9,22 kg einströmenden Dampfes 2,02 kg Dampf kondensiert werden, so daß, wenn 9,22 kg Dampf einer Zylinderfüllung entsprechen, sich zu Ende der Admission 7,2 kg Dampf und 2,02 kg Wasser im Zylinder befinden. Da die Verdampfungs- oder Kondensationswärme<sup>1)</sup> von 1 kg Dampf von 10,5 Atm. 478 Kalorien ist, so beträgt die Wärmemenge, welche durch die Kondensation auf das Material der Zylinderwand übertragen wurde,  $2,02 \times 478 = 965$  Kalorien. Da der Admissionsdampf aber noch um  $1,3^\circ \text{C}$ . überhitzt war, so ist die an die Zylinderwand übertragene Wärmemenge noch um  $9,22 \times 0,48 \times 1,3 = 5,8$  Kalorien größer und beträgt rund 971 Kalorien. Aus der Beziehung  $971 = \gamma (181 - 40)$  ergibt sich die Wärmekapazität der imaginären Materialschicht, die das

<sup>1)</sup> Die Verdampfungs- oder Kondensationswärme ergibt sich aus der Differenz der Werte von  $\lambda$  und  $q$  in der Dampftabelle.



volle Spiel der Temperaturänderung erleidet, mit  $\gamma=6,9$ . Daher beträgt der Zuwachs der Entropie dieser Materialschicht:

$$s = 6,9 \log \text{nat} \frac{454}{313} = 2,565.$$

Die Entropie von 7,2 kg Dampf und 2,02 kg Wasser von 181° C. beträgt, auf den Normalzustand von 40° C. bezogen,

$$9,22 \times 0,378 + 7,2 \times 1,053 = 11,067.$$

Die Entropie des aus dem Kessel ausströmenden Dampfes hat, wie oben berechnet, 13,166 betragen und wurde durch den Druckabfall auf 13,209 vergrößert. Somit ergibt sich der durch die Initialkondensation hervorgebrachte Entropiezuwachs mit

$$11,067 + 2,565 - 13,209 = 0,423 \text{ Entropieeinheiten.}$$

Der Initialverlust beträgt daher

$$0,423 \times 288 = 122 \text{ Kalorien}$$

oder 1,74 % des Heizwertes der Kohle.

Es ist leicht einzusehen, daß die während der Admissionsperiode in den Zylinderwänden aufgespeicherte Wärme während der Expansion und Ausströmung wieder in den Dampf zurückfließen muß, wenn man von der nach außen, durch Strahlung und Leitung verlorenen Wärmemenge absieht. Denn wäre es nicht so, so müßte der Zylinder von Hub zu Hub entweder immer heißer und heißer oder immer kälter und kälter werden.

Wenn die Wärme, welche bei der Initialkondensation in die Zylinderwandung übergegangen ist, während der Expansionsperiode wieder vollständig

in den expandierenden Dampfkörper zurückfließt, so ist durch die Initialkondensation zwar kein Wärmeverlust hervorgebracht worden, doch bleibt der als Initialverlust bezeichnete Arbeitsverlust in seinem vollen Betrage aufrecht. Damit die ganze in den Zylinderwandungen aufgespeicherte Wärme der Initialkondensation in den Dampfkörper während der Expansion zurückfließen kann, müßte diese bis zur Höhe des Gegendruckes ausgedehnt werden. Auch müßte die Expansion sehr langsam erfolgen, damit bei den geringen Temperaturdifferenzen die Wärme genügend Zeit findet, aus der Zylinderwandung herauszuströmen. Wenn diesen Bedingungen entsprochen ist, dann gelangt die Zylinderwand zu Ende der Expansion in den Zustand zurück, den sie vor Beginn der Einströmung hatte, und der durch die Initialkondensation bewirkte Entropiezuwachs ist auf den Dampfkörper übergegangen. Die Temperatur des expandierten Dampfes beträgt in dem Falle des gewählten Beispiels  $40^{\circ}$  C. und die Entropie 13,632. Diese Werte bestimmen den Zustand des Dampfes. Da die Entropie für 9,22 kg Dampf gilt, so ergibt sich für 1 kg Dampf 1,479 Entropieeinheiten, auf den Normalzustand von Wasser von  $40^{\circ}$  C. bezogen.

Die Entropie von 1 kg trockenen gesättigten Dampfes derselben Temperatur, auf denselben Normalzustand bezogen, beträgt 1,850, und es ergibt sich, daß von 1 kg Dampfzylinderinhalt nur  $1,479 : 1,850 = 0,8$  kg in Dampfform und 0,2 kg als Wasser vorhanden sein können. Von dem ganzen Inhalte von 9,22 kg wären also zu Ende der Expansion 1,84 kg in der Form von Wasser und 7,38 kg in der Form von Dampf vorhanden.

Im Temperatur-Entropiediagramm, Fig. 12, sind der Speisungsverlust, der Drosselverlust und der Initial-

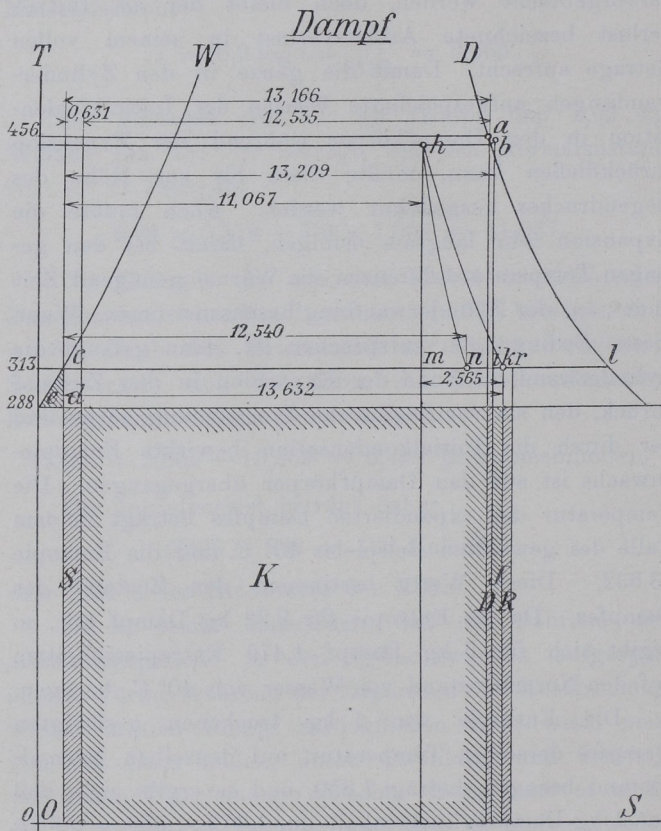


Fig. 12.

verlust eingetragen. Die Linien  $W$  und  $D$  gelten für 9,22 kg Dampf, auf den Normalzustand von Wasser bei  $15^{\circ}$  C. oder  $288^{\circ}$  absoluter Temperatur bezogen. Punkt



$a$  kennzeichnet den Zustand von 9,22 kg trockenen, gesättigten Dampfes von 11 Atm. absoluter Spannung; Punkt  $c$  den Zustand von 9,22 kg Wasser bei  $40^{\circ}$  C. Der Entropiezuwachs durch die Einführung des Speisewassers von  $40^{\circ}$  C. beträgt 0,631 Entropieeinheiten und der Speisungsverlust wird durch die schraffierte Fläche  $S$  dargestellt. Die kleine dreieckige Fläche  $cde$  stellt den Speisungsaufwand dar. Punkt  $b$  kennzeichnet den Zustand des Dampfes bei 10,5 Atm. Spannung. Da der Dampf um  $1,3^{\circ}$  C. überhitzt ist, liegt Punkt  $b$  im Überhitzungsgebiete rechts von der  $D$ -Linie. Der Entropiezuwachs durch den Druckabfall beträgt 0,0433 Entropie-Einheiten, und der Drosselverlust wird durch die schmale, schraffierte Fläche  $D$  dargestellt. Um den Initialverlust darzustellen, ist in Fig. 13 das Temperatur-Entropiediagramm der Zylinderwand aufgezeichnet. Punkt  $f$  kennzeichnet den Zustand der Zylinderwand unmittelbar vor der Admission, wobei die imaginäre Materialsschicht eine Temperatur von  $40^{\circ}$  C. hat. Punkt  $b$  und  $f$  gelten daher für gleichzeitige Zustände von Dampf und Zylinderwand. Im Verlaufe der Einströmung des Dampfes in den Zylinder erwärmt sich die Zylinderwand auf  $181^{\circ}$  C., während

### Zylinderwand

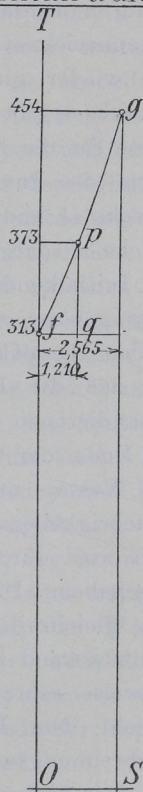


Fig. 13.

2,02 kg Dampf kondensieren. Die Entropie der Zylinderwand vergrößert sich daher um 2,565 Entropieeinheiten, und der neue Zustand der Zylinderwand wird durch den Punkt  $g$  charakterisiert. Der Zustand des Dampfes nach erfolgter Initialkondensation wird durch den Punkt  $h$  gekennzeichnet. Die Punkte  $h$  und  $g$  entsprechen daher wieder gleichzeitigen Zuständen. Der Entropiezuwachs ergibt sich somit aus der Summe der Entropiewerte für die Punkte  $h$  und  $g$ , weniger dem Entropiewerte des Punktes  $b$ . Dieser Zuwachs ist durch die Strecke  $ik$  und der Initialverlust durch die schraffierte Fläche  $J$  dargestellt. Wenn die Wärme, welche bei der Initialkondensation in die Zylinderwandung übergegangen ist, während der Expansion wieder vollständig in den Dampfkörper zurückfließt, wobei es erforderlich ist, daß der Dampf bis zur Temperatur von  $40^{\circ}$  C. expandiert, so stellt Punkt  $k$  den Zustand des Dampfes zu Ende der Expansionsperiode vor. Das Verhältnis der Wasser- und Dampfmengen im Zylinder oder der Feuchtigkeitsgehalt des Dampfes zu Ende der Expansion wird durch das Verhältnis der Strecken  $kl$  zu  $cl$  angegeben. Die Punkte  $k$  und  $f'$  entsprechen wieder den gleichzeitigen Zuständen des Dampfes und der Zylinderwand zu Ende der Expansion. Die große, nur teilweise schraffierte Fläche  $K$  des Diagrammes entspricht dem Heizungsverluste und einem Teile des Verbrennungsverlustes beim Kesselbetriebe.

Der übrige Teil des Verbrennungsverlustes und der Essengasverlust erscheint in dem Temperatur-Entropiediagramm der Verbrennungsprodukte, wie es in Fig. 8 auf Seite 58 aufgezeichnet ist.

Damit die ganze, während der Initialkondensation



auf die Zylinderwand übertragene Wärme wieder in den expandierenden Dampfkörper zurückfließe, ist es nicht nur erforderlich, daß die Expansion bis zur Höhe des Gegendruckes ausgedehnt werde, sondern sie müßte auch so langsam erfolgen, daß zwischen Dampf- und Zylinderwand keine Temperaturdifferenzen zustande kommen können. Diese Bedingung ist von besonderer Wichtigkeit. Der Grund des Initialverlustes liegt darin, daß bei der Admission infolge der Temperaturdifferenz zwischen dem einströmenden Dampf und der Zylinderwand ein Wärmeaustausch und ein Temperatúrausgleich stattfindet. Wenn nun die folgende Expansion des Dampfes so langsam vor sich geht, daß zwischen der sich abkühlenden Zylinderwand und dem expandierenden Dampfe keine Temperaturdifferenz zustande kommt, so findet die Rückströmung der Wärme in den Dampfkörper ohne ferneren Entropiezuwachs des Systemes und somit ohne neuerlichen Arbeitsverlust statt. Für den Zustand, welchen die Punkte  $h$  und  $g$  der Diagramme Fig. 12 und 13 kennzeichnen, ergibt sich derselbe Entropiewert wie für den Zustand, der durch die Punkte  $k$  und  $f$  gekennzeichnet wird. Findet während der Expansion gar keine Rückströmung der Wärme aus der Zylinderwand statt, so begründet auch dieser Umstand vorläufig keinen Arbeitsverlust, denn es wäre alsdann der Zustand des Systemes zu Ende der Expansion durch die Punkte  $m$  und  $g$  gekennzeichnet, wofür sich ebenfalls derselbe Entropiewert wie früher ergibt.

Tatsächlich spielen sich aber die Vorgänge während der Expansion des Dampfes im Zylinder einer Dampfmaschine derart ab, daß zwischen den Temperaturen der Zylinderwand und des expandierenden Dampfes

stets ein erheblicher Unterschied besteht. Es findet somit auch während des Rückströmens der Wärme aus der Zylinderwand ein Übergang der Wärme aus einem Körper höherer Temperatur zu einem Körper niedriger Temperatur statt, und aus diesem Umstande ergibt sich abermals ein Entropiezuwachs und dementsprechend ein Arbeitsverlust, den man Rückströmungsverlust nennen kann. Dieser Verlust ist lediglich darin begründet, daß bei der Rückströmung der Wärme die Zylinderwand dauernd von wesentlich höherer Temperatur als der expandierende Dampf ist. Dieser Umstand hat noch den ferneren Arbeitsverlust im Gefolge, der sich daraus ergibt, daß die Zylinderwand zu Ende der Expansion noch nicht auf die Temperatur abgekühlt ist, die sie vor Eintritt der Initialkondensation hatte, doch wird dieser Verlust erst später als Abkühlungsverlust in Betracht kommen. Vorläufig handelt es sich nur um den Rückströmungsverlust, dessen Größe nur aus dem Entropiezuwachs beurteilt werden kann, den das System beim Übergange aus dem Zustande nach beendeter Admission in den Zustand nach beendeter Expansion erfährt.

Für den Fall des betrachteten Beispielles sei angenommen, daß die imaginäre Materialschichte der Zylinderwand zu Ende der Expansion noch eine Temperatur von  $100^{\circ}\text{C}$ . habe. Den Zustand kennzeichnet Punkt  $p$  in Fig. 13. Es beträgt dann die Entropie der Zylinderwand:

$$6,9 \log \text{nat} \frac{373}{313} = 1,210.$$

Während der Expansion hat die Zylinderwand an den Dampf  $6,9 (181 - 100) = 558,9$  Kalorien abge-

geben. Die Zylinderwand kühlt sich dabei von  $181^{\circ}$  C. auf  $100^{\circ}$  C. ab, während sich der Dampf von  $181^{\circ}$  C. auf  $40^{\circ}$  C. abkühlt. Um den Entropiezuwachs festzustellen, hat man einen umkehrbaren Prozeß zu ersinnen, welcher die Überführung des einen Zustandes in den anderen bewirken könnte. Es sei deshalb angenommen, daß die Wärme dem Dampfkörper bei allen Temperaturen zwischen  $181^{\circ}$  und  $40^{\circ}$  gleichmäßig zufließe. Diese Annahme scheint nicht vollkommen zutreffend, weil bei den anfänglichen geringen Temperaturdifferenzen weniger Wärme in den Dampfkörper zurückströmt als bei den schließlichen größeren Differenzen. Bei einem umkehrbaren, unendlich langsam verlaufenden Prozeß dürfen aber endliche Temperaturdifferenzen überhaupt nicht zustande kommen, und der umkehrbare Prozeß ist mit den tatsächlichen Vorgängen in keine Übereinstimmung zu bringen; auch kommt es nicht auf den Verlauf, sondern nur auf das Resultat der Zustandsänderung an. Die gemachte Annahme ist daher vollkommen berechtigt, und man kann in weiterer Folge voraussetzen, daß dem expandierenden Dampfe die Wärme genau so zuströmte, als rührte sie von einer imaginären Materialschicht her, die das ganze Spiel der Temperaturen zwischen  $181^{\circ}$  und  $40^{\circ}$  mitmachte. Deren Wärmekapazität wäre dann, auf dieselbe Art wie schon früher berechnet, gleich dem Quotienten

$$\frac{558,9}{181 - 40} = 3,96$$

und der auf den expandierenden Dampf übertragene Entropiezuwachs:

$$3,96 \log \text{nat} \frac{454}{313} = 1,473.$$



In Fig. 12 stellt die Strecke  $mn$  diesen Entropiezuwachs dar.

Auf den Normalzustand von  $40^{\circ}$  C. bezogen, betrug die Entropie des Dampfes im Zylinder zu Ende der Admission (Punkt  $h$ ) 11,067, der Entropiezuwachs durch die rückströmende Wärme aus der Zylinderwand beträgt 1,473, somit ist die Entropie zu Ende der Expansion:

$$11,067 + 1,473 = 12,540.$$

Die Entropie der Zylinderwand zu Ende der Expansion beträgt 1,210, daher ist die Entropie des Systemes zu Ende der Expansion

$$12,540 + 1,210 = 13,750.$$

Da die Entropie des Systemes nach vollzogener Initialkondensation  $11,067 + 2,565 = 13,632$  betragen hat, so ist der bei der Rückströmung der Wärme stattfindende Entropiezuwachs gleich  $13,750 - 13,632 = 0,118$  Entropieeinheiten, und der Rückströmungsverlust beträgt

$$0,118 \times 288 = 34 \text{ Kalorien.}$$

In den Temperatur-Entropiediagrammen Fig. 12 und 13 charakterisieren der Punkt  $n$  den Zustand des Dampfes und Punkt  $p$  den Zustand der Zylinderwand zu Ende der Expansion. Macht man die Strecke  $nr$  gleich  $f q$ , so stellt der mit  $R$  bezeichnete schraffierte Streifen die Größe des Rückströmungsverlustes dar.