

II. Die Verbundmaschinen.

Allgemeines. Unter Verbundmaschinen werden solche Dampfmaschinen verstanden, in welchen die Expansion des Dampfes nicht in einem, sondern stufenweise in mehreren Cylindern vor sich geht. Bevor hier die einzelnen Systeme vom Standpunkt der Kolbengeschwindigkeit in Betracht gezogen werden, mag, obgleich nicht streng hierher gehörig, doch eine kurze allgemeine Erörterung ihrer Vortheile und ihrer Mängel vorangehen, weil sich manch Späteres darauf bezieht.

Der Vortheil der Verbundmaschinen liegt in der Möglichkeit der Verwendung höher gespannten Dampfes und des Entfalles bedeutender Condensationsverluste trotz voll ausgenützter Expansion. Dadurch, dass man von den früheren 5—6 nunmehr zu 8—12 und mehr Atm. Dampfspannung schritt, gewinnt man fast betriebskostenlos die dem Wärmeunterschied entsprechende Arbeit, und dadurch, dass dieser Dampf nicht in einem, sondern der Reihe nach in zwei oder mehreren Cylindern niederexpandirt, verbleiben die einzelnen Räume von Dämpfen mehr-gleicher Temperatur gefüllt und die Condensationsverluste an den Cylinderwänden werden kleiner, als bei der Expansion in einem einzigen Cylinder. Dies wird um so fühlbarer, je höher gespannter Dampf zur Einströmung gelangt, und ein je höherer Temperatursturz in der Maschine platzgreift.

Ein ökonomischer Betrieb der Dampfmaschinen verlangt aber gerade diese letzteren Verhältnisse, und nachdem der Kesselbau bereits 9—13 Atm. und mehr für stationäre und Schiffszwecke sicher zu bieten vermag, kann und soll dies benützt und eine 8—12fache Expansion für nicht condensirende, und eine 12—20fache Expansion für Condensationsmaschinen verwendet werden, wenn es sich um den geringsten Aufwand von Dampf oder Kohle für eine bestimmte Leistung handelt.

Wollte man aber solch hoch gespannte Dämpfe und die genannten Expansionen in einer Eincylindermaschine unter $\frac{1}{8} - \frac{1}{20}$ Füllungslänge wirken lassen, so wären schwere Nachtheile damit verknüpft, ohne selbst den erhofften Nutzen thatsächlich zu erbringen.

Vorerst müsste alles Gestänge in der Maschine für die mittlere Leistung unbenöthigt schwer, aber stark genug für den hohen Anfangsdruck bemessen sein, der nur kurze Zeit während, seine Arbeit faustschlagartig in die Kurbel senden würde.

Dies könnte bei hohen Drücken selbst durch die Massenbeschleunigungsdrücke nicht wesentlich gemäßigt werden; denn nachdem man für Stabmaschinen Kolbengeschwindigkeiten über 4 *m* per Secunde heute noch kaum anwendet, und selbst letztere erst ~ 3 Atm. des freien Anfangsdruckes (Gl. 7b, Seite 32) aufnehmen würden, verschlägt dieses Mittel zur Erzeugung einer gleichförmigeren Kraftübertragung. Ja bei höheren Expansionsgraden würde es selbst gefährlich; denn wie die Figuren 17–19 und die Formel (9), Seite 53 u. f. zeigen, kann bei Verwendung des vollen oder nahezu vollen Dampfdruckes zur Geschwindigkeits-erzeugung der nach Eintritt der Expansion rasch sinkende Dampfdruck leicht unter jene Höhe fallen, welche die Massen zu ihrer auch nach dem Anhuben noch andauernden Beschleunigung verlangen. Aus Tabelle I, Seite 76, geht hervor, dass dort mindestens die Füllungen von $\cdot 14 \sim \frac{1}{7}$ einzuhalten sind, und untersucht man nach Formel (9₁), Seite 60, welche Kolbengeschwindigkeit bei $p_1 = 12$ Atm., dem Gegendrucke = Null, bei 20facher Expansion und fünffacher Schubstangenlänge noch zulässig ist, so verbleibt diese mit $\frac{F}{f} = 4\cdot 0$ Atm., d. i. nach Formel (7) $v = 4\cdot 5$ *m* per Secunde, begrenzt und es wären daher höchstens $\sim 4\cdot 0$ Atm. vom Dampfdruck zur Massenbeschleunigung

zu entnehmen. Es käme also jedesfalls der größte, keiner wesentlichen Mäßigung unterwerfbare Theil der Hochdruckdampfwirkung wie mit einem Schlage in das Gestänge, die Kurbel und die Balken, was einen unruhigen und unsicheren Gang der Maschine erwecken würde.

Aber der hauptsächlichste Nachtheil solch einer Eincylindermaschine, welche mit hoch gespanntem Dampf und voller Expansion arbeiten sollte, läge in der Thatsache, dass die Cylinderwände unter der rasch fallenden Temperatur des expandirenden Dampfes in Verbindung mit der niederen Temperatur der Ausströmung unverhältnissmäßig längere Zeit zur relativen Abkühlung fänden, als bei anderen, langfüllenden Maschinen mit niederem Druck. Strömte nun in solch ausgekühlten Cylinder wieder der neue Dampf von hoher Spannung und hoher Temperatur, so wäre eine beträchtlichere Condensation und dadurch ein größerer Verlust an Dampf als der Mehrerwerb an indicirter Arbeit deckt, die nahe Folge.

Als weitere Nachtheile kämen noch die Dampfverluste durch die Undichtheiten, welche mit steigenden Druckunterschieden steigen, die größeren Verluste durch die Reibungsarbeiten an dem stärkeren Gestänge, die schwierigere Steuerung, das schwerere Schwungrad und die geringere Sicherheit der ganzen Construction, und insbesondere der Dampfeylinder, welch' letztere in großen Durchmessern und dabei für hohe Spannungen kaum mehr in verlässlicher Festigkeit und Formbeständigkeit ausführbar wären und manch Anderes hinzu.

All diese, die Verwendbarkeit höher gespannter Dämpfe trübenden Verhältnisse klärten sich aber sofort, als man zur stufenweisen Expansion in zwei oder mehr Cylindern überging.

Alle die erwähnten Nachtheile verlieren ihre Bedeutung und nähern sich dem lang gewohnten Maße dadurch, dass man den

frischen Dampf erst in einem vorgebauten kleineren, dem Hochdruckcylinder, zu einer mittleren Spannung mäßig expandiren und aus diesem in einen oder mehrere Niederdruckcylinder überströmen lässt, in welchen die Expansion zu Ende stattfindet.

So sind gleichsam zwei oder mehr Maschinen aufeinander gepfropft; in keiner sind die Druckdifferenzen mehr so grell, denn der Ausströmdampf der ersten bildet den Einströmdampf der zweiten u. s. f. Selbst die Dampfverluste, welche durch unvermeidliche Undichtheiten bei jeder Maschine zu gewärtigen sind, bleiben hier minder belangreich, wo eine Undichtheit im Hochdruckcylinder ihren Dampf nicht frei, sondern nur zum zweiten Cylinder hin ausströmen lässt, und eine Undichtheit am Niederdruck doch nur bereits gebrauchten Dampf erhält.

Derart ist die Verwendung hochgespannter Dämpfe zu gefahrlosem Maschinenbetriebe ermöglicht, und damit die eine Bedingung geringen Dampfaufwandes erfüllt.

Was nun den Eingangs erwähnten zweiten Hauptvortheil der Verbundmaschinen betrifft, so liegt dieser in dem geringen Dampfverlust durch Abkühlung an den Cylinderwänden. Das Temperaturgefälle zwischen Einström- und Ausströmdampf ist hier auf zwei Cylinder vertheilt und greift in jedem nur zur Hälfte Platz.

Die neuere Wärmetheorie lehrt nun, Wärme als Arbeit erkannt, dass der Wärmeübergang von einem Medium (Dampf) an ein anderes (Cylinderwand) dem Quadrate der Temperaturunterschiede proportional sei.

Findet daher in jedem der zwei Cylinder einer Verbundmaschine ein Temperatursturz von nur ein Halb der Höhe gegen jenen einer Eincylindermaschine statt, so wird die Wärmeabgabe des Einströmdampfes und daher seine an den Wänden condensirte

und entfallende Menge nur ein Viertel von dort betragen. Da aber nun zwei Cylinder vorhanden sind, so findet die Abkühlung an fast zweimal so viel Oberflächen statt, als es bei dem das Endvolumen enthaltenden, also dem Niederdruckcylinder allein geschähe; es verdoppelt sich dieses Viertel und gibt ungefähr ein Halb als Totalcondensation, gegen Eins in der Eincylindermaschine.

In einer Dreicylinder-Verbundmaschine wäre der Temperatursturz je $\frac{1}{3}$, die Condensationsverlustmenge je $\frac{1}{9}$, der Gesamtverlust in allen drei Cylindern $3 \cdot \frac{1}{9} \sim \frac{1}{3}$ des Condensationsverlustes im Eincylinder*).

Diese angenäherte Rechnung bedarf in den einzelnen Fällen wohl der Correctur, und dies umsomehr, da die Theilung der Expansion nicht nur betreffs des Temperaturgefälles allein vorgenommen werden kann, sondern auch annähernd gleiche Arbeitsleistungen an den Kurbeln anzustreben sind. Hier sollte nur ein Umrissbild der Dampfersparniss bei getheilter Expansion dargeboten und die Begründung des Verbundmaschinensystemes gezeigt werden. Ein Beispiel und Vergleichsberechnungen eines praktisch vorgelegenen Falles findet sich als Anmerkung X.

*) Selbst unter der Annahme, dass der Wärmeübergang von Dampf an die Cylinderwände nach der einfachen Potenz der Temperaturunterschiede stattfindet, rechnet sich die Ersparniss an niedergeschlagenem Dampf in ähnlicher, wenn auch geringerer Höhe.

Wird beispielsweise eine Totalexpansion mit dem Temperatursturz T^0 betrachtet, so wäre hier in einer Eincylindermaschine von der Innenfläche O die Niederschlagsmenge $W = \text{Const. } T \cdot O$. — Würde dem Cylinder dieser Maschine ein Hochdruckcylinder von $\sim \frac{1}{2} O$ vorgelegt, so vergrößert sich wohl die abkühlende Fläche auf $\frac{3}{2} O$, der Temperatursturz ermäßigt sich aber je auf $\frac{1}{2} T$, und der Niederschlag auf $W_1 = \text{Const. } \frac{3}{2} O \cdot \frac{1}{2} T$. Das Verhältniss stünde nun mit $W : W_1 = 4 : 3$, und zeigt abermals den Vortheil zu Gunsten der getheilten Expansion.

In einer Dreicylindermaschine mit den Oberflächen 1, $\cdot 4$, $\cdot 14$ würde das Verhältniss $W : W_1 = \text{Const. } T \cdot O : \text{Const. } 1 \cdot 54 O \cdot \frac{1}{3} T = 2 : 1$, d. i. der Niederschlag halb so groß als in der Eincylindermaschine.