

**Zeitschrift:** Die Eisenbahn = Le chemin de fer  
**Herausgeber:** A. Waldner  
**Band:** 16/17 (1882)  
**Heft:** 18

**Artikel:** Ueber Compound-Maschinen  
**Autor:** Orelli, H. v.  
**DOI:** <https://doi.org/10.5169/seals-10314>

### **Nutzungsbedingungen**

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Zeitschriften und ist nicht verantwortlich für deren Inhalte. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern beziehungsweise den externen Rechteinhabern. [Siehe Rechtliche Hinweise.](#)

### **Conditions d'utilisation**

L'ETH Library est le fournisseur des revues numérisées. Elle ne détient aucun droit d'auteur sur les revues et n'est pas responsable de leur contenu. En règle générale, les droits sont détenus par les éditeurs ou les détenteurs de droits externes. [Voir Informations légales.](#)

### **Terms of use**

The ETH Library is the provider of the digitised journals. It does not own any copyrights to the journals and is not responsible for their content. The rights usually lie with the publishers or the external rights holders. [See Legal notice.](#)

**Download PDF:** 13.03.2025

**ETH-Bibliothek Zürich, E-Periodica, <https://www.e-periodica.ch>**

können; als allgemeine Betriebsform dagegen sind sie unbedingt verwerflich und ein Grundübel unseres schweizerischen Eisenbahnwesens.

Die gemischten Züge befriedigen — wie in der Regel jedes Mittelding — nach keiner Weise hin; für den Personenverkehr fahren sie zu langsam und beeinträchtigen dessen Regelmässigkeit und Sicherheit, für Güterzüge dagegen ist ihre Fahrzeit häufig unzureichend, um volle Ausnutzung zu gestatten.

Statt vorzugsweise nur schwere Güterzugsmaschinen zu verwenden und auf Bahnen mit geringem Personenverkehr die mangelnde Belastung durch Güterwagen zu ergänzen, resp. die Fahrordnung von gewissen Locomotivtypen abhängig zu machen, ist es gewiss rationeller, umgekehrt das Betriebsmaterial den Verkehrsbedürfnissen anzupassen. Ueberall, wo diese Erkenntniss zum Durchbruch gelangte, sind gleichzeitig mit der Verbesserung des Dienstes erhebliche Ersparnisse erzielt worden; in neuester Zeit scheinen sich namentlich auch österreichische Bahnen mit der Lösung dieser Frage zu beschäftigen, wobei den continuirlichen Schnellbremsen ebenfalls die ihnen gebührende hohe Bedeutung zuerkannt wird.

Da bei diesen fortschrittlichen Bestrebungen auf dem Gebiete des Eisenbahnbetriebes die Interessen des Publikums und der Bahnverwaltungen Hand in Hand gehen, dürfen wir wohl auch in der Schweiz einer allmähigen Besserung der bestehenden Verhältnisse entgegensehen; an Linien, die sich für einen öconomischen Secundärbetrieb besonders eignen, fehlt es keineswegs. Sollten die vorstehenden Mittheilungen mit dazu beitragen können, in dieser Richtung einige Anregung zu geben, so ist ihr Zweck erfüllt.

Biel, im October 1882.

R. Weyermann,  
Maschinenmeister der Jura-Bern-Luzern-Bahn.

### Ueber Compound-Maschinen.

Von Maschineningenieur H. v. Orelli.

(Fortsetzung und Ergänzung des in Bd. XVI, Nr. 12 erschienenen Artikels.)

#### a) Maschinen mit festen Cylindern und variablen Füllungsgraden in denselben.

Es seien für verschiedene Leistungsgrade die Expansionsverhältnisse beider Cylinder bei gleichmässiger Kraftabgabe zu bestimmen.

Werden die Admissionsspannungen für alle Leistungsgrade als constant vorausgesetzt, ebenso die Gegendruckspannungen, so wird am vortheilhaftesten für die *Minimalleistung* einer Maschine jener Expansionsgrad  $n$  einzuführen sein, für welchen  $\varphi = 1$  wird. Bei höheren Leistungen wird Spannungsabfall eintreten müssen.

Aus den Gleichungen 26 folgen sofort für  $\varphi = 1$ :

$p$	7	7	7	6	6	6
$g$	0,20	0,25	0,30	0,20	0,25	0,30
$n$	17,14	13,69	11,42	14,67	11,76	9,80
$e_1$	0,186	0,211	0,229	0,202	0,226	0,247
$E_1$	0,314	0,346	0,382	0,337	0,376	0,415
$\beta$	3,18	2,89	2,62	2,97	2,66	2,42
$\eta_1$	3,35	3,13	2,95	3,20	2,97	2,79

Aus Gleichung 29 berechnet sich nun, für die gegebene indicirte Leistung  $J$  einer zu construierenden Maschine mit gegebener Umdrehungszahl  $u$ , der Durchmesser des kleinen Cylinders:

$$d = 75,7 \sqrt{\frac{J}{epv\eta}} \quad (33)$$

worin  $\eta$  durch Gleichung 28 bestimmbar ist aus dem Werth von  $\eta_1$  der Tabelle 32.

Um die höchste Leistungsfähigkeit der Maschine zu beurtheilen, legt man am besten den höchst möglichen Füllungsgrad  $E$  des grossen Cylinders zu Grunde und bestimmt dazu jenen des kleinen Cylinders in der Weise, dass gleiche Kraftabgabe der beiden Cylinder stattfindet.

Unter Berücksichtigung von:

$$n = \frac{1}{eE} \quad \varphi = \beta E \quad f = \frac{1}{e}$$

kann man Gleichung 17 umformen und gewinnt, als obiger Bedingung entsprechend, die Gleichung:

$$\frac{vp}{z} \left( 2 + \log f + \log \frac{1}{E} - \frac{1}{\beta E} - \beta \frac{g}{ep} \right) = vp \left( 1 + \log f - \frac{1}{\beta E} \right)$$

woraus die Relation entspringt:

$$\log \frac{1}{E} + \frac{1}{\beta E} = \log f + f\beta \frac{g}{p} \quad (34)$$

Nimmt man höchsten Füllungsgrad:

$$E = 0,85,$$

so folgt die Bedingungsgleichung für den Expansionsgrad  $f$  des kleinen Cylinders:

$$\log f + f\beta \frac{g}{p} = 0,163 + \frac{1,18}{\beta} \quad (35)$$

Unter Grundlage der Werthe von  $p, g, \beta$  aus Tabelle 32 berechnen sich die übrigen Verhältnisse für die höchste Leistungsfähigkeit einer Maschine:

$p$	7	7	7	6	6	6
$g$	0,20	0,25	0,30	0,20	0,25	0,30
$\beta$	3,18	2,89	2,62	2,97	2,66	2,42
$f$	1,49	1,52	1,55	1,50	1,54	1,57
$e_2$	0,67	0,66	0,64	0,67	0,65	0,64
$E_2$	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85
$\varphi$	2,70	2,46	2,23	2,53	2,26	2,06
$n$	1,75	1,78	1,82	1,76	1,81	1,85
$\eta_1$	2,06	2,01	1,98	2,02	1,98	1,94

Indem man nun die Expansionsvorrichtungen in beiden Cylindern innerhalb der durch 32 und 36 gegebenen Grenzen variabel macht und beide durch eine gemeinschaftliche Stellvorrichtung verbindet, ist auch für die zwischenliegenden Leistungsgrade das gleichmässige Arbeiten beider Cylinder gesichert.

Tabelle 36 zeigt ferner, dass die Manövrirfähigkeit der Maschine durch die hohen Füllungsgrade beider Cylinder hinlänglich gewahrt ist, dass also die Maschine in allen ihren Kolbenstellungen Dampf eintreten lässt.

Um für irgend eine andere verlangte Leistung  $J$  und Umdrehungszahl  $u$  der Maschine ihre Expansionsverhältnisse zu bestimmen, berechnet man aus den bekannten Werthen von  $J, v, d$  und  $p$  das Product:

$$e\eta = \frac{4500 J}{d^2 \pi} = \text{Constante.} \quad (37)$$

Nimmt man hier  $e$  versuchsweise an zwischen den Grenzen  $e_1$  und  $e_2$ , so kann man den entsprechenden Werth von  $E$  zwischen den Grenzen  $E_1$  und  $E_2$  mit hinreichender Genauigkeit durch proportionale Verschiebung finden und bestimmt alsdann  $n, \varphi, \eta_1$  und  $\eta$ ; das Product  $e\eta$  hat dann obiger Bedingung (37) zu genügen. Der richtige Werth von  $e$  muss also durch Probiren gewonnen werden. Ergibt sich  $e$  grösser als nach Tabelle 36, so sind die Maschinen-dimensionen für die verlangte Kraftäusserung zu klein.

*Beispiel:* Eine Compound-Maschine soll bei *geringster Leistung* mit 44 Umdrehungen 307 Pferdekräfte indiciren, ihr Kolbenhub betrage 1,1 m, die Admissionsspannung 7 kg absolut, die Gegendruckspannung 0,3 kg absolut per  $cm^2$ .

Es sollen die Cylinderdimensionen und Füllungsgrade derart bestimmt werden, dass kein Spannungsabfall stattfindet und beide Cylinder gleiche Leistung entwickeln.

Es sollen dann für die gleiche Maschine die Füllungsverhältnisse für eine *mittlere Leistung* von 389 Pferdekräften bei 47 Umdrehungen und für die *Maximalleistung* von 513 Pferdekräften bei 33 Umdrehungen bestimmt werden.

Aus Tabelle 32 folgt sofort für  $p = 7$  und  $g = 0,3$ ; für die *Minimalleistung*:

$$e = 0,23 \quad E = 0,38 \quad \beta = 2,62$$

$$n = 11,42 \quad \eta_1 = 2,95.$$

Für diesen Werth von  $e$  und  $u = 44$  Umdrehungen wird:

$$s = 0,17 \quad \eta = 2,78 \quad v = 96,8 m,$$

woraus nach Gleichung 33:

$$d = 64 cm,$$

ferner:

$$D = d\sqrt{\beta} = 104 cm.$$

Für die *mittlere Leistung* von 389 Pferdekräften  $\times$  47 Umdrehungen berechnet sich:

$$e\eta = 0,748.$$

Nimmt man nun  $e = 0,29$ , so beträgt die entsprechende proportionale Verschiebung der Füllung im grossen Cylinder:

$$E = 0,45.$$

Daraus berechnet sich:

$$n = 7,66 \quad \varphi = 1,18 \quad \eta_1 = 2,80 \quad s = 0,24$$

$$\eta = 2,56 \quad e\eta = 0,742.$$

Die Uebereinstimmung mit dem oben erhaltenen Werth des Productes  $e\eta$  ist für practische Zwecke hinreichend genau.

Für die *Maximalleistung* von 513 Pferdekräften  $\times$  53 Umdrehungen wird:

$$e\eta = 0,883.$$

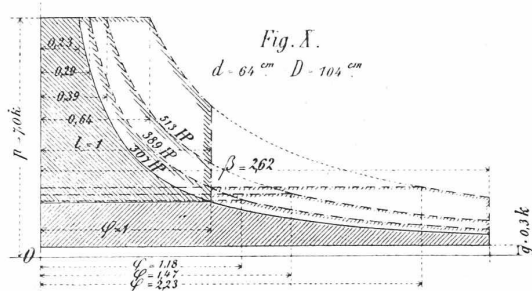
Für:

$$\text{wird: } E = 0,56 \quad n = 4,59 \quad \varphi = 1,47$$

$$\eta_1 = 2,56 \quad s = 0,31 \quad \eta = 2,25$$

$$e\eta = 0,878.$$

Die Uebereinstimmung ist hinreichend.



Da  $n > 1,82$  aus Tabelle 36, so ist klar, dass die Maschine noch weit höheren Kraftanforderungen entsprechen könnte.

Die im vorliegenden Beispiele zu Grunde gelegten Annahmen über Leistungen und Umdrehungszahl sind den Indicationen einer ausgeführten Maschine entnommen, deren Dimensionen folgende sind:

$$d = 61 \text{ cm} \quad D = 110 \text{ cm} \quad l = 1,1 \text{ m}.$$

Die Expansion war am kleinen Cylinder variabel zwischen den Grenzen von 30 und 60 % Füllung; am grossen Cylinder wurde die Dampfverteilung durch einen einfachen Vertheilungsschieber bewirkt. Die aufgeführten Angaben 307, 389 und 513 Pferdekräfte wurden aus den wirklichen indicirten Leistungen abgeleitet, indem anstatt des indicirten Gegendruckes der constante Gegendruck von  $g = 0,3 \text{ kg}$  eingeführt wurde. Dadurch wird einerseits eine Prüfung der entwickelten Berechnungsweise von Compound-Maschinen, andererseits eine Vergleichung des ausgeführten Maschine mit der berechneten Maschine hinsichtlich deren Dampfverbrauch wesentlich vereinfacht.

Die Vergleichung der berechneten mit den indicirten Resultaten ist in folgender Tabelle dargestellt:

$p =$	7,1	7,0	6,52 = höchste Admissionspg.
$g =$	0,3	0,3	0,3
$e =$	0,30	0,40	0,60
$E =$	0,87	0,87	0,87
$\varphi =$	2,83	2,83	2,83
$\beta =$	3,25	3,25	3,25
$n =$	3,83	2,87	1,92
$\eta_1 =$	2,53	2,35	2,05
$s =$	0,24	0,28	0,33
$\eta =$	2,29	2,07	1,72
$u =$	44	47	53
$J$ indic.	311	383	547
$J$ berechn.	307	389	513
$J_{kt}$ indic.	210 = 67 % J	252 = 66 % J	302 = 55 % J
$J_{kt}$ berechn.	224 = 73 % J	258 = 66 % J	290 = 56 % J
$J_{gr}$ indic.	101 = 33 % J	131 = 34 % J	245 = 45 % J
$J_{gr}$ berechn.	83 = 27 % J	131 = 34 % J	223 = 44 % J

Wie man sieht, ist die Uebereinstimmung, namentlich bei mittlerer Leistung überraschend günstig.

Nimmt man bei beiden Maschinen 6 % schädlichen Raum an und vernachlässigt das dort enthaltene, schon zur Wirkung gelangte Dampfgewicht, so berechnet sich die Dampfersparniss bei der berechneten gegenüber der ausgeführten Maschine folgendermassen:

$$100 \left( 1 - \frac{0,29}{0,36} \cdot \frac{64^2}{61^2} \right) = 11,3 \% \text{ für } 307 \text{ Pferdekräfte}$$

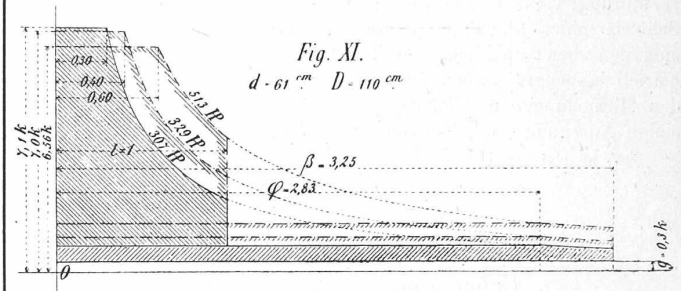
$$100 \left( 1 - \frac{0,35}{0,46} \cdot \frac{64^2}{61^2} \right) = 16,2 \% \text{ für } 389 \text{ Pferdekräfte}$$

$$100 \left( 1 - \frac{0,45}{0,66} \cdot \frac{64^2}{61^2} \cdot \frac{3,55}{3,31} \right) = 19,5 \% \text{ für } 513 \text{ Pferdekräfte,}$$

wobei 3,55 und 3,31 als spezifische Gewichte des Dampfes von 7,0 kg und 6,52 kg Spannung eingeführt wurden.

Ausser dem Vortheil des gleichmässigen Arbeitens der beiden Cylinder würde sich also noch eine grosse Dampfersparniss ergeben.

Die ungünstigere Wirkungsweise des Dampfes in der ausgeführten Maschine geht am klarsten aus den hyperbolischen Diagrammen Fig. XI hervor.



In vielen Fällen mag es wünschenswerth erscheinen, den *grossen Cylinder mit fester Expansion* zu versehen. Dann kann natürlicher Weise nur für einen bestimmten Expansionsgrad im kleinen Cylinder die gleichmässige Kraftabgabe beider Cylinder eintreten.

Man kann nun die Cylinderdimensionen und Expansionsverhältnisse nach Tabelle 32 unter Vermeidung eines Spannungsabfalles für die Minimalleistung der Maschine bestimmen und setzt die Expansion des grossen Cylinders nach obiger Tabelle auf 0,314 bis 0,415 fest, je nach der Admissions- und Gegendruckspannung. Für die übrigen Leistungsgrade wird dann ebenfalls der Spannungsabfall vermieden sein, die relative Kraftabgabe des grossen Cylinders aber successive zunehmen und bei voller Füllung des kleinen Cylinders die höchste Maschinenkraft durch den grossen Cylinder allein ausgeübt werden. Um der Maschine die volle Manövrirfähigkeit zu sichern, müsste daher die Expansion am grossen Cylinder auslösbar gemacht werden.

Um die Cylinderleistungen möglichst auszugleichen, ist es aber ratsamer, die Cylinderdimensionen und Expansionsverhältnisse für eine mittlere Leistung der Maschine nach den Gleichungen 26 unter Annahme eines mittleren Expansionsverhältnisses  $n$  festzusetzen, also für einen Spannungsabfall einzuführen.

Dieser Spannungsabfall wird dann bei allen Leistungsgraden auftreten, bei der Minimalleistung der kleine Cylinder, bei der Maximalleistung der grosse Cylinder relative Mehrleistung aufweisen.

Sind mittlere und Maximalleistung nicht sehr stark verschieden, so darf die Expansion am grossen Cylinder unauslösbar angeordnet werden.

In beiden Fällen wird man mit Hülfe der Gleichung 37 im Stande sein, für eine gegebene Leistung den Füllungsgrad  $e$  im kleinen Cylinder zu bestimmen und zwar in einfacherer Weise als vorher, wenn gleich wieder durch Probiren mit verschiedenen Werthen von  $e$  und Bestimmung der zugehörigen Werthe von  $n$ ,  $\eta_1$ ,  $\eta$  und  $e\eta$ . Die Werthe von  $E$  und  $\varphi$  sind dabei constant, letzteres im erstbehandelten Falle = 1.

Sehr oft sind bei ausgeführten Maschinen die grossen Cylinder zu voluminös und ohne Expansionsvorrichtung. Als Folge dessen tritt dann stets ein übermässiger Spannungsabfall und relativ geringe Leistung des grossen Cylinders auf. Dies tritt durch Fig. XI klar hervor.

