Der Maschinenbau

Redtenbacher, Ferdinand

Mannheim, 1863

Neunter Abschnitt. Theorie und Bau der Dampfmaschinen

urn:nbn:de:bsz:31-270981

NEUNTER ABSCHNITT.

Theorie und Bau der Dampfmaschinen.

Der Wasserdampf.

Das Wesen des Dampfes, die Gesetze seiner Bildung, sein Verhalten unter mannigfaltigen Umständen bei Ausdehnungen, Zusammenziehungen, Erwärmung, Abkühlung, sind noch nicht vollständig bekannt.

Es fehlt zwar nicht an zahlreichen experimentalen und theoretischen Untersuchungen über diesen Gegenstand, und gerade in neuerer Zeit haben die Versuche von *Regnault* und die von verschiedenen Mathematikern aufgestellten Anfänge von Wärmetheorien Manches aufgehellt, was früher dunkel war, allein so weit ist unsere Kenntniss noch nicht gediehen, dass es möglich wäre, eine ganz rationelle Theorie des Dampfes und der Dampfmaschinen aufzustellen. Für die Praxis des Dampfmaschinenwesens sind jedoch annähernde Theorien ganz genügend, denn was zu thun ist, um eine vortheilhafte Verwendung des im Kessel erzeugten Dampfes zum Betrieb einer Dampfmaschine hervorzubringen, lehren uns auch die ungenaueren Theorien, und man wäre in einem grossen Irrthum, wenn man meinte, dass durch ganz rationelle Wärmetheorien diejenigen Maschinen, welche man heut zu Tage Dampfmaschinen nennt, erheblich verbessert werden könnten. Die besseren Dampfmaschinen sind tadellos angeordnet und ausgeführt, und wenn durch dieselben doch nur $\frac{1}{20}$ von der im Brennstoff enthaltenen Wirkungsfähigkeit nutzbringend gemacht wird, so hat dies seinen Grund nicht in der Anordnung und Ausführung der Maschinen, sondern in dem bei der Dampferzeugung unvermeidlich entstehenden enormen Wärmeverlust, theils durch die Aenderung des Aggregatzustandes, theils durch die Verluste durch das Kamin. Die Dampfmaschinen verbessern wollen, ist eine Unmöglichkeit, sie zu verdrängen, wird vielleicht durch die calorischen Maschinen gelingen. Einstweilen bis dies gelingen wird, wollen wir uns mit einer annähernden Theorie des Dampfes und der Dampfmaschinen begnügen.

Temperatur, Spannkraft und Dichte der Kesseldämpfe. Es gibt zwei Arten von Wasserdämpfen: Kesseldämpfe und überhitzte Dämpfe. Kesseldämpfe sind solche, wie sie sich im Dampfkessel bilden. Ihre charakteristische Eigenschaft ist, dass sie selbst durch schwache Abkühlungen theilweise condensirt werden. Es ist daher wenigstens annähernd wahr, wenn wir annehmen, dass die Kesseldämpfe gerade nur so viel Wärme besitzen, als zu ihrem Bestehen nothwendig ist.

Ueberhitzte Dämpfe nennen wir solche Dämpfe, die ohne condensirt zu werden, einen ansehnlichen Wärmeverlust ertragen. Sie entstehen, wenn man ein Gefäss mit Kesseldampf füllt und es dann erhitzt.

Wir messen 1) die Temperatur der Dämpfe durch einen Quecksilberthermometer mit 100theiliger Skala, 2) die Spannkraft durch den Druck des Dampfes auf einen Quadratmeter, 3) die Dichte der Dämpfe durch das Gewicht von einem Kubikmeter Dampf.

Temperatur, Spannkraft und Dichte der Kesseldämpfe stehen in einer ganz bestimmten Beziehung zu einander, so dass, wenn eines von diesen drei Elementen gegeben ist, die beiden andern dadurch bestimmt werden.

Diese Beziehungen sind durch Versuche ausgemittelt worden. Die folgende Tabelle ist einer Untersuchung des Professors *Zeuner* entnommen.

Dampfspannung			Temperatur (Celsius)	Volumen von 1 Kilogramm Dampf	Dichtigkeit. Gewicht von 1 Kubikmeter
In Atmosphären	In Millimeter Quecksilbersäule	In Kilogrammen pro Quadratmeter p	t	v Kubikmeter	Δ Kilogramm
0·1	76	1033·4	46·21	14·5044	0·069
0·2	152	2066·8	60·45	7·5256	0·133
0·3	228	3100·2	69·49	5·1288	0·195
0·4	304	4133·6	76·25	3·9079	0.256
0·5	380	5167·0	81·71	3·1654	0·316
0·6	456	6200·4	86·32	2·6648	0·375
0·7	532	7233·8	90·32	2·3040	0·434
0·8	608	8267·2	93·88	2·0314	0·492
0·9	684	9300·6	97·08	1.8178	0·550
1·0	760	10334·0	100·00	1·6460	0·607
1·1	836	11367·4	102·68	1·5046	0·665
1·2	912	12400·8	105·17	1·3861	0·722
1·3	988	13434·2	107·50	1·2855	0·778
1·4	1064	14467·6	109·68	1·1988	0·834
1·5	1140	15501·0	111·74	1·1235	0·890
1·6	1216	16534·4	113·69	1·0573	0·946
1·7	1292	17567·8	115·54	0·9986	1·001
1·8	1368	18601·2	117·30	0·9463	1·057
1·9	1444	19634·6	118·99	0·8994	1·112
2·0	1520	20668·0	120·60	0·8571	1·167
2·1	1596	21701·4	122·15	0·8186	1·222
2·2	1672	22734·8	123·64	0·7836	1·276
2·3	1748	23768·2	125·07	0·7515	1·331
2·4	1824	24801·6	126·46	0·7221	1·385
2·5	1900	25835·0	127·80	0·6949	1·439
2·6	1976	26868·4	129·10	0·6698	1·493
2·7	2052	27901·8	130·35	0·6464	1·547
2·8	2128	28935·2	131·57	0·6247	1·601
2·9	2204	29968·6	132·76	0·6045	1·654

Wasserdämpfe.

Dampfspannung			Temperatur (Celsius)	Volumen von 1 Kilogramm Dampf	Dichtigkeit Gewicht von 1 Kubikmeter
In Atmosphären	In Millimeter Quecksilbersäule	In Kilogrammen pro Quadratmeter p	t	v Kubikmeter	$\varDelta$ Kilogramm
3·0	2280	31002·0	133·91	0·5856	1·708
3·1	2356	32035·4	135·03	0·5678	1·761
3·2	2432	33068·8	136·12	0·5511	1·814
3·3	2508	34102·2	137·19	0·5355	1·867
3·4	2584	35135·6	138·23	0·5207	1·920
3·5	2660	36169·0	139·24	0·5067	1·973
3·6	2736	37202·4	140·23	0·4935	2·026
3·7	2812	38235·8	141·21	0·4810	2·079
3·8	2888	39269·2	142·15	0·4691	2·132
3·9	2964	40302·6	143·08	0·4578	2·184
4·0	3040	41336·0	144·00	0·4471	2·237
4·1	3116	42369·4	144·89	0·4368	2·289
4·2	3192	43402·8	145·76	0·4271	2·341
4·3	3268	44436·2	146·61	0·4178	2·393
4·4	3344	45469·6	147·46	0·4089	2·446
4·5	3420	46503·0	148·29	0·4003	2·498
4·6	3496	47536·4	149·10	0·3922	2·550
4·7	3572	48569·8	149·90	0·3844	2·602
4·8	3648	49603·2	150·69	0·3769	2·653
4·9	3724	50636·6	151·46	0·3697	2·705
5·0	3800	51670·0	152·22	0·3627	2·757
5·1	3876	52703·4	152·97	0·3561	2·807
5·2	3952	53736·8	153·70	0·3497	2·859
5·3	4028	54770·2	154·43	0·3435	2·911
5·4	4104	55803·6	155·14	0·3375	2·963
5·5	4180	56837·0	155·85	0·3318	3·014
5·6	4256	57870·4	156·54	0·3262	3·066
5·7	4332	58903·8	157·22	0·3209	3·116
5·8	4408	59937·2	157·90	0·3157	3·168
5·9	4484	60970·6	158·56	0·3107	3·219

Dampfspannung: In Atmosphären	Dampfspannung: In Millimeter Quecksilbersäule	Dampfspannung: In Kilogrammen pro Quadratmeter p	Temperatur (Celsius) t	Volumen von 1 Kilogramm Dampf v Kubikmeter	Dichtigkeit. Gewicht von 1 Kubikmeter Δ Kilogramm
6·0	4560	62004·0	159·22	0·3058	3·270
6·1	4636	63037·4	159·87	0·3012	3·320
6·2	4712	64070·8	160·50	0·2966	3·371
6·3	4788	65104·2	161·14	0·2922	3·422
6·4	4864	66137·6	161·76	0·2879	3·472
6·5	4940	67171·0	162·37	0·2838	3·523
6·6	5016	68204·4	162·98	0·2798	3·574
6·7	5092	69237·8	163·58	0·2759	3·624
6·8	5168	70271·2	164·18	0·2721	3·674
6·9	5244	71304·6	164·76	0·2684	3·725
7·00	5320	72338·0	165·34	0·2648	3·776
7·25	5510	74921·5	166·77	0·2563	3·902
7·50	5700	77505·0	168·15	0·2483	4·027
7·75	5890	80088·5	169·50	0·2408	4·152
8·00	6080	82672·0	170·81	0·2338	4·277
8·25	6270	85255·5	172·10	0·2271	4·403
8·50	6460	87839·0	173·35	0·2209	4·527
8·75	6650	90422·5	174·57	0·2150	4·651
9·00	6840	93006·0	175·77	0·2094	4·775
9·25	7030	95589·5	176·94	0·2042	4·897
9·50	7220	98173·0	178·08	0·1991	5·023
9·75	7410	100756·5	179·21	0·1944	5·144
10·00	7600	103340·0	180·31	0·1899	5·266
10·25	7790	105923·5	181·38	0·1855	5·391
10·50	7980	108507·0	182·44	0·1814	5·513
10·75	8170	111090·5	183·48	0·1775	5·634
11·00	8360	113674·0	184·50	0·1737	5·757
11·25	8550	116257·5	185·51	0·1701	5·879
11·50	8740	118841·0	186·49	0·1667	5·998
11·75	8930	121424·5	187·46	0·1634	6·120

Dampfspannung			Temperatur (Celsius)	Volumen von 1 Kilogramm Dampf	Dichtigkeit. Gewicht von 1 Kubikmeter
In Atmosphären	In Millimeter Quecksilbersäule	In Kilogrammen pro Quadratmeter p	t	v Kubikmeter	Δ Kilogramm
12·00	9120	124008·0	188·41	0·1602	6·242
12·25	9310	126591·5	189·35	0·1572	6·361
12·50	9500	129175·0	190·27	0·1543	6·481
12·75	9690	131758·5	191·18	0·1514	6·605
13·00	9880	134342·0	192·08	0·1487	6·725
13·25	10070	136925·5	192·96	0·1461	6·845
13·50	10260	139509·0	193·83	0·1436	6·964
13·75	10450	142092·5	194·69	0·1412	7·082
14·00	10640	144676·0	195·53	0·1388	7·205

Diese Tabelle gibt für meine Formel $\Delta = \alpha + \beta\,p$, für α und β folgende Werthe:

p = 10334		2 × 10334		3 × 10334		4 × 10334		5 × 10334
β =	0·0000542		0·0000523		0·0000512		0·0000503	
α =	0·047		0·095		0·121		0·157	

Für die Berechnung der mechanischen Wirkungen des Dampfes sind diese numerischen Resultate der Versuche noch nicht genügend, sondern man muss zu diesem Zwecke vorzugsweise noch folgende Dinge kennen:

1) die zur Bildung des Wasserdampfes erforderliche Wärmemenge;
2) eine möglichst einfache Beziehung zwischen der Dichte und Spannkraft der Dämpfe;
3) das Verhalten der Kesseldämpfe bei Volumänderungen und Abkühlungen;
4) das Verhalten der überhitzten Dämpfe bei Temperatur- und Volumänderungen.

Wärmemenge zur Bildung von 1 Kilogramm Dampf. Die zur Bildung von 1^{Klg} Dampf von t° Temperatur aus Wasser von 0° Temperatur erforderliche Wärmemenge ist:

a) nach *Watt, Parkes, Pambour* für Kesseldämpfe von jeder Spannkraft und Temperatur 650 Wärmeeinheiten;

b) nach *Clement* dagegen $550 + t$ Wärmeeinheiten;

c) nach zahlreichen und genauen Versuchen von *Regnault* $606{\cdot}5 + 0{\cdot}305\ t$ Wärmeeinheiten.

Nach der ersten Regel wäre diese Wärmemenge ganz constant, nach den beiden anderen wächst sie mit der Temperatur des Dampfes oder es ist nach dieser letzteren Regel zur Erzeugung von hochgespanntem Dampf mehr Wärme nöthig, als zur Erzeugung von schwach gespanntem Dampf. Da die Temperatur der Dämpfe bei zunehmender Spannung nur wenig wächst, so sind die Differenzen der Werthe, welche die drei Regeln geben, nicht erheblich. Für praktisch technische Rechnungen kann man sich daher erlauben, die zwar ungenauere aber einfachere *Watt*'sche Regel zu gebrauchen. Für wissenschaftliche Untersuchungen ist jedoch die Regel von *Regnault* entschieden vorzuziehen.

Diese Regeln geben uns über den Vorgang der Dampfbildung nicht den geringsten Aufschluss. Durch unsere atomistische Anschauungsweise werden wir hierüber theilweise belehrt.

Wenn eine Flüssigkeit, z. B. Wasser, in einem Dampfkessel zum Verdampfen gebracht wird, geschieht Folgendes: Indem das Wasser Wärme (lebendige Kraft) aufnimmt, wächst die Repulsivkraft der Dynamiden, und werden dieselben auseinandergetrieben, bis sie eine Entfernung erreichen, wo die Repulsivkraft anfängt grösser zu werden als die Attraktivkraft. Hierauf müssen die Dynamiden noch weiter auseinander getrieben werden, bis die Differenz zwischen der Repulsivkraft und der Attraktivkraft gleich wird der im Kessel herrschenden Spannung. Bis zu diesem Augenblick hin ist durch den Vorgang Arbeit konsumirt worden, es ist aber auch vom Wasser Aether aufgenommen worden, denn die Wärmekapazität des Wassers wächst mit steigender Temperatur. Nun aber wird die Repulsivkraft der Dynamiden überwiegend, sie dehnen sich weiter aus, bis sie zuletzt abermals mit der im Kessel herrschenden Spannung in's Gleichgewicht kommen. Bei diesem Akt und wahrscheinlich im ersten Moment desselben wird aber Aether ausgeschieden, weil die Wärmekapazität des Dampfes kleiner ist als die des Wassers, und dieser plötzlichen Aetherausscheidung ist wahrscheinlich die Aenderung des Aggregatzustandes zuzuschreiben. Während dieses zweiten Ausdehnungsaktes wird innen Arbeit produzirt, denn die Dynamiden stossen sich ab und gehen auseinander. Allein während des totalen Vorgangs von der ersten Erwärmung an bis zur Beendigung der Dampfbildung muss der äussere Dampfdruck überwunden werden, wodurch wiederum Arbeit consumirt wird.

Nennt man:

p die Spannung des Dampfes im Kessel,

t_0 die Temperatur des Wassers, mit welchem der Kessel gespeist wird,

V_0 das ursprüngliche Volumen von 1^{Klg} Wasser bei $t_0{}^\circ$ Temperatur,

V_1 das Dampfvolumen im Entstehungsmoment, d. h. in dem Moment, wenn die Abstossung der Dynamiden ihrer Anziehung gleich geworden ist,

V das Volumen von 1^{Klg} Dampf bei einer Spannung p,

c die Wärmekapazität des entstandenen Dampfes,

t die Temperatur des Dampfes,

l die lebendige Kraft, welche dem Schwingungszustand der entweichenden Aethermenge $(1-c)$ entspricht,

$|\overline{V_0 V_1}|$ die Arbeit, welche erforderlich ist, um das Wasser bis zum Entstehungspunkt auszudehnen,

$|\overline{V_1 V}|$ die Arbeit, welche der Dampf entwickelt, während er sich vom Entstehungspunkt an so weit ausdehnt, bis seine Spannkraft gleich p wird,

$p\,(V-V_0)$ die Arbeit, welche der Ueberwindung des äusseren Dampfdruckes entspricht,

$k = 424$ das Aequivalent einer Wärmeeinheit,

W die Wärmemenge, welche zur Bildung von 1^{Klg} Dampf von der Spannung p und Temperatur t erforderlich ist,

so hat man:

$$k\,W = (c\,t - t_0)\,k + l + |\overline{V_0 V_1}| + p\,(V-V_0) - |\overline{V_1 V}| \quad . \; . \quad (1)$$

Allein es ist $|\overline{V_0 V_1}|$ für eine bestimmte Flüssigkeit eine absolute Constante. Setzen wir $|\overline{V_0 V_1}| = A$, so wird:

$$k\,W = (c\,t - t_0)\,k + l + A + p\,(V-V_0) - |\overline{V_1 V}| \quad . \; . \quad (2)$$

Nach der von Regnault aufgefundenen Regel ist aber

$$W = 605{\cdot}5 + 0{\cdot}305\,t - t_0 \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (3)$$

Diese zwei Ausdrücke stimmen überein, wenn man nimmt:

$$A = 605{\cdot}5, \quad c = 0{\cdot}305$$

$$|\overline{V_1 V}| = l + p\,(V-V_0) \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (4)$$

d. h. unsere Formel stimmt mit der von Regnault gefundenen überein, wenn die Arbeit $\boxed{\mathrm{V_1\ V}}$, welche der Dampf entwickelt, indem er sich von seinem Entstehungspunkt an bis zur Spannung p ausdehnt, konsumirt wird, a) durch die Ueberwältigung des äusseren Dampfdruckes, b) durch die lebendige Kraft des entweichenden Aethers.

Dichte der Dämpfe. Das *Mariottisch-Gay-Lussac*'sche Gesetz gilt annähernd (Dynamiden, Seite 66, Nr. 14) sowohl für Gase wie für Dämpfe.

Setzt man:
p die Spannkraft des Dampfes (Druck auf 1^{qm})
Δ die Dichte des Dampfes (Gewicht von 1^{Kbm}),
t die Temperatur, a den Ausdehnungscoeffizienten, λ eine Constante, so hat man nach jenem Gesetz:

$$\Delta = \frac{\lambda\,\mathrm{p}}{1 + \mathrm{a\,t}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (1)$$

Für Dampf von 100° Temperatur ist p = 10335, $\Delta = 0{\cdot}5913$, ferner $\alpha = 0{\cdot}00367$. Vermittelst dieser Werthe folgt:

$$\lambda = \frac{\Delta\,(1 + \mathrm{a\,t})}{\mathrm{p}} = \frac{0{\cdot}5913 \times 1{\cdot}367}{10335} = \frac{1}{12786}$$

Es ist demnach für Kesseldampf:

$$\Delta = \frac{1}{12786}\,\frac{\mathrm{p}}{1 + \mathrm{a\,t}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (2)$$

$$\mathrm{p} = 12786\,\Delta\,(1 + \mathrm{a\,t}) \quad \ldots\ldots\ldots \quad (3)$$

Diese Ausdrücke sind aber für die Entwicklung der Theorie der Dampfmaschinen nicht geeignet, weil sie p nicht als Funktion von Δ, sondern als Funktion von Δ und t darstellen. Durch eine graphische Darstellung der Tabellenwerthe von Δ und p habe ich gefunden, dass wenn man p als Abscissen und die korrespondirenden Werthe von Δ als Ordinaten aufträgt, eine Kurve erscheint, die sich in einer kleinen Entfernung vom Anfangspunkt der Coordinaten an beinahe einer geraden Linie nähert. Es ist daher für Werthe von p, die über 2 Atmosphären hinausliegen, sehr nahe:

$$\Delta = \alpha + \beta\,\mathrm{p} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (4)$$

und die angemessenen Werthe von α und β sind für Spannungen von 2 bis 5 Atmosphären:

$$\alpha = 0{\cdot}1389, \quad \beta = 0{\cdot}0000473 \quad \ldots\ldots, \quad (5)$$

Es ist wenigstens für höhere Spannungen α gegen β p eine kleine Grösse, daher stimmt die durch (4) ausgedrückte Regel annähernd mit dem Mariott'schen Gesetze überein. Wir werden uns in der Theorie der Dampfmaschinen dieser empirischen Regel stets bedienen.

Spannkraft des Dampfes. Das wahre Gesetz, nach welchem die Spannkraft der Kesseldämpfe von ihrer Temperatur abhängt, ist nicht bekannt, wohl hat man aber sehr viele Annäherungsregeln aufgestellt, welche diese Abhängigkeit von p und t ausdrücken. Eine solche Regel erhalten wir auch durch Kombination der Gleichungen (1) und (4) durch Elimination von Δ. Man findet:

$$p = \frac{\alpha (1 + a t)}{\lambda - \beta - a \beta t} \quad \ldots \ldots \ldots \quad (6)$$

$$t = \frac{1}{a} \left(\frac{\lambda p}{\alpha + \beta p} - 1 \right) \quad \ldots \ldots \ldots \quad (7)$$

Diese Ausdrücke werden, wenn man für die Constanten ihre Werthe setzt:

$$a = 0{\cdot}00367, \quad \lambda = \frac{1}{12786}, \quad \alpha = 0{\cdot}1389, \quad \beta = 0{\cdot}0000473$$

$$p = 4494 \, \frac{1 + 0{\cdot}00367 \, t}{1 - 0{\cdot}00561 \, t} \quad \ldots \ldots \ldots \quad (8)$$

$$p = 2921 \, \frac{273 + t}{177 - t} \quad \ldots \ldots \ldots \quad (9)$$

Da die Werthe von α und β nur von 2 bis 5 Atmosphären zulässig sind, so gelten diese Formeln (8) und (9) auch nur innerhalb dieser Grenzen, d. h. von $t = 120^0$ bis $t = 150^0$. Der wissenschaftliche Werth dieser Formeln ist daher nicht hoch anzuschlagen, allein für die Theorie der Dampfmaschinen sind sie genügend. Den Zusammenhang zwischen p und t erkennt man am besten aus (7). So lange p klein ist, ist α gegen β p gross, wächst folglich t beinahe proportional mit p, allein wenn p gross ist, kann α gegen β p beinahe vernachlässigt werden, ändert sich demnach t nur sehr langsam.

Expansion und Verdichtung der Kesseldämpfe. Wenn man zuerst ein luftleer gemachtes Gefäss, dessen Rauminhalt vergrössert oder verkleinert werden kann, dessen Wände aber so eingehüllt sind, dass durch dieselben Wärme weder eindringt noch entweicht, mit Kesseldampf füllt und dann eine Volumänderung veranlasst, so wird durch diesen Vorgang die Dichte, Spannkraft und Temperatur des Dampfes geändert. Das wahre Gesetz, nach welchem diese Veränderungen geschehen, ist noch nicht aufgefunden worden. Benimmt man sich so, wie wenn die Watt'sche Regel ein Gesetz wäre, dass also zur Bildung von 1^{Klg} Kesseldampf eine constante Wärmemenge von 650 Wärmeeinheiten nothwendig wäre, so sind Kesseldämpfe solche Dämpfe, die gerade nur so viel Wärme enthalten, als zu ihrem Bestehen nothwendig ist, wird man also annehmen dürfen, dass Kesseldämpfe ihre Natur nicht ändern, wenn sie Volumänderungen erfahren, ohne Wärme aufzunehmen oder abzugeben, und wird man folglich die früher für Kesseldämpfe aufgestellten Gleichungen auch für durch Volumänderungen entstehende Dämpfe gelten lassen dürfen. Nennt man demnach $\mathfrak{V}\ \varDelta\ p\ t$ für den ursprünglichen Zustand, $\mathfrak{V}_1\ \varDelta_1\ p_1\ t_1$ für den durch Volumänderung entstandenen Dampf, das Volumen, die Dichte, die Spannkraft und die Temperatur, so hat man, da das Gefäss in beiden Zuständen gleich viel Dampf enthält,

$$\mathfrak{V}\,(\alpha + \beta\,p) = \mathfrak{V}_1\,(\alpha + \beta\,p_1) \quad \ldots\ldots\ldots \quad (10)$$

Es ist demnach:

$$p_1 = \frac{\mathfrak{V}}{\mathfrak{V}_1}\left(\frac{\alpha}{\beta} + p\right) - \frac{\alpha}{\beta} \quad \ldots\ldots \quad (11)$$

Die Cylinder der expandirenden Dampfmaschinen werden stets sorgfältig gegen Wärmeverluste durch Einhüllungen mit schlechten Wärmeleitern oder durch Dampfheizungen geschützt, wir dürfen uns daher erlauben, die durch (11) ausgedrückte Regel bei Expansionsmaschinen in Anwendung zu bringen. Strenge genommen treten immer schwache Condensationen ein, wenn Expansionen ohne Wärmeaufnahmen geschehen, allein durch die Berechnung dieser sich condensirenden Dampfmenge wird die Maschine nicht verbessert, und wenn man sie durch Zuführung von Wärme verhindern will, so kostet dies eben abermals Wärme, wird also doch nichts gewonnen.

Condensation des Kesseldampfes. Benehmen wir uns abermals so, wie wenn die Watt'sche Regel ein Gesetz wäre, so müssen wir sagen, dass jeder wenn auch noch so kleine Wärmeverlust eine theilweise Condensation des Kesseldampfes zur Folge haben muss. Es sei ein Gefäss, dessen Volumen $\mathfrak{V}$ ist, mit Kesseldampf von einer Spannkraft p erfüllt. Indem dem Dampf eine Wärmemenge w entzogen wird, wird ein Theil des Dampfes condensirt, und das Gefäss enthält dann nebst dem durch die Condensation entstandenen Wasser, Dampf von einer Spannkraft p_1 und Temperatur t_1. Vernachlässigen wir das Volumen des durch Condensation entstandenen Wassers, so ist das Dampftvolumen nach erfolgter Condensation gleich $\mathfrak{V}$. Die ursprüngliche im Gefäss enthaltene Dampfmenge ist $\mathfrak{V}(\alpha + \beta p)$ Kilogramm, die nach erfolgter Condensation vorhandene Dampfmenge dagegen $\mathfrak{V}(\alpha + \beta p_1)$ Kilogramm, die condensirte Dampfmenge $\mathfrak{V}(\alpha + \beta p) - \mathfrak{V}(\alpha + \beta p_1) = \mathfrak{V}\beta(p - p_1)$.

Aber indem diese Dampfmenge zu Wasser wird, muss dieselbe gerade so viel Wärme verlieren, als nothwendig ist, um eine Wassermenge von $\mathfrak{V}\beta(p - p_1)$ Kilogramm von $t_1{}^0$ Temperatur in Dampf zu verwandeln. Diese Wärmemenge ist aber nach der Watt'schen Regel $\mathfrak{V}\beta(p - p_1)(650 - t_1)$, daher hat man:

$$W = \mathfrak{V}\beta(p - p_1)(650 - t_1)$$

Geschieht die Condensation durch Einspritzen von q Kilogramm Wasser von $t_0{}^0$ Temperatur, so erfährt dieses eine Temperaturerhöhung $t_1 - t_0$, nimmt es folglich eine Wärmemenge $q(t_1 - t_0)$ auf und diese muss nun gleich sein derjenigen, welche der Dampf verloren hat, daher hat man:

$$q(t_1 - t_0) = \mathfrak{V}\beta(p - p_1)(650 - t_1)$$

Allein es ist $\mathfrak{V}\beta(p - p_1) = S$ Kilogramm die Dampfmenge, welche condensirt wurde, daher:

$$q(t_1 - t_0) = S(650 - t_1)$$

oder

$$q = S\frac{650 - t_1}{t_1 - t_0} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (12)$$

Soll durch Wasser von $t_0 = +10^0$ Temperatur Dampf so weit condensirt werden, dass im Condensator eine Temperatur $t_1 = 50^0$ eintritt, so wird:

$$q = S\frac{650 - 50}{50 - 10} = 15\,S$$

d. h. es ist in diesem Falle zur Condensation von 1^{Klg} Dampf 15^{Klg} Wasser erforderlich.

Dampfausströmung aus einem Gefäß. Ein Gefäss A, welches Dampf von einer Spannkraft P enthält, kommunizire durch eine Röhre B mit einem Raum C, in welchem Dampf oder Luft von einer Spannkraft p enthalten ist. Es sei $P > p$, was zur Folge haben wird, dass eine Strömung des Dampfes aus A durch B nach C stattfinden wird, und dass der Dampf durch die Mündung von B mit einer Spannung p in den Raum C mit einer gewissen Geschwindigkeit U einströmen wird, die auf folgende Weise berechnet werden kann:

In einem gewissen Querschnitt Ω der Röhre wird im Beharrungszustand der Bewegung eine gewisse Spannung y vorhanden sein. In einem um dx von dem ersteren abstehenden Querschnitt wird die Spannung $y - dy$ sein. Die zwischen diesen Querschnitten enthaltene Dampfmenge hat ein Gewicht $(\alpha + \beta y) \Omega dx$ und wird mit einer Kraft $y \Omega$ nach auswärts, mit einer Kraft $(y - dy) \Omega$ nach einwärts getrieben, wird demnach durch eine Kraft $(y - dy) \Omega - y \Omega = - \Omega dy$ beschleuniget. Die Gleichung der Bewegung dieser Dampfmenge ist demnach:

$$\frac{dv}{dt} = g \frac{-\Omega dy}{(\alpha + \beta y) \Omega dx} = g \frac{-dy}{(\alpha + \beta y) dx} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (13)$$

Das Differenzial dx kann beliebig gross genommen werden, es ist uns also erlaubt, es so gross zu machen als der Weg ist, den die zur Zeit t im Querschnitt Ω befindlichen Dampftheilchen im Zeitelement dt zurücklegen; man darf demnach $dx = v\,dt$ setzen und hiedurch verwandelt sich die Gleichung (13) in folgende:

$$v\,dv = g \frac{-dy}{\alpha + \beta y}$$

Durch Integration findet man hieraus:

$$\frac{v^2}{2g} = -\frac{1}{\beta} \text{ lognat } (\alpha + \beta y) + \text{const}$$

Am Anfang der Röhre ist $y = P$ und wenn wir annehmen, dass das Gefäss A sehr weit ist $v = o$, wir erhalten daher:

$$o = -\frac{1}{\beta} \text{ lognat } (\alpha + \beta P) + \text{const}$$

Am Ende der Röhre ist $y = p$ und $v = U$, demnach:

$$\frac{U^2}{2g} = -\frac{1}{\beta} \text{ lognat } (\alpha + \beta p) + \text{const}$$

Die Differenz dieser zwei Gleichungen liefert eine neue Gleichung, aus welcher folgt:

$$U = \sqrt{\frac{2g}{\beta} \text{ lognat } \frac{\alpha + \beta P}{\alpha + \beta p}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (14)$$

Hiedurch ist die Ausströmungsgeschwindigkeit berechnet. Da diese Gleichung den Querschnitt der Röhre und ihre Länge nicht enthält, so darf dieselbe auch dann gebraucht werden, wenn die

Röhre äusserst kurz, oder wenn die Ausströmungsöffnung unmittelbar in der Gefässwand angebracht ist.

Die nachfolgende Tabelle gibt für verschiedene Werthe des Quotienten $\frac{\alpha+\beta P}{\alpha+\beta p}$ die entsprechenden Werthe von U.

$\frac{\alpha+\beta P}{\alpha+\beta p}$	U Meter	$\frac{\alpha+\beta P}{\alpha+\beta p}$	U Meter
1·1	187	2	507
1·2	260	3	616
1·3	312	4	717
1·4	353	5	772
1·5	387	6	815
1·6	417	7	847
1·7	443	8	878
1·8	467	9	903
1·9	488	10	924

Das Verhalten von überhitztem Dampf. Füllt man ein Gefäss mit Kesseldampf und erhitzt denselben hierauf, indem man Wärme durch die Wände eindringen lässt, so entsteht sogenannter überhitzter Dampf. Dieser verhält sich (so lange ihm nicht mehr Wärme entzogen wird, als er während der Ueberhitzung aufgenommen hat) wie jedes Gas. Es gelten also für diese überhitzten Dämpfe alle Lehren, die Seite 262 für Gase aufgestellt wurden.

Beschreibung der Dampfmaschinen.

Einleitung. Das Studium der Dampfmaschinen wird gewöhnlich mit einer geschichtlichen Darstellung der Erfindung dieser Maschine eingeleitet. Für ein Lehrbuch ist jedoch dieser Weg nicht angemessen, er ist zu breit und zu lang, erfordert zu viele Worte und ist zu ungeregelt, um zu einer wahren Einsicht in das Wesen der Sache zu führen. Wir wollen hier gleichsam von einer idealen Erfindungsgeschichte ausgehen, die möglicher Weise hätte eintreten können und durch die wir ganz naturgemäss zu den verschiedenen wesentlicheren Arten von Dampfmaschinen geführt werden. Wir gehen nämlich von der einfachsten Anordnung aus, beschreiben dieselbe, unterwerfen sie einer Kritik, erkennen dadurch ihre Mängel, suchen dieselben zu beseitigen und gelangen so Schritt für Schritt zu den verschiedenen besseren Einrichtungen.

Die Hochdruckmaschine ohne Expansion, ohne Condensation. Wir beginnen mit derjenigen Maschine, bei welcher der Dampf ohne Expansion wirkt und nicht condensirt wird. Wenn wir eine Einrichtung herstellen, durch welche ein Kolben durch den Druck von hochgespanntem Dampf hin- und hergeschoben, und durch welchen dann diese Kolbenbewegung in eine rotirende Bewegung einer mit einem Schwungrad versehenen Axe verwandelt wird, so erhalten wir offenbar eine höchst einfache Anordnung einer Dampfmaschine.

Offenbar ist es für die Wirkung des Dampfes im Wesentlichen ganz gleichgiltig, welche Lage und Stellung wir für den Cylinder annehmen und welchen Mechanismus wir zur Umwandlung der hin und her gehenden Bewegung des Kolbens in eine rotirende Bewegung der Schwungradsaxe annehmen. Wir wollen den Cylinder horizontal legen und zur Bewegungsverwandlung einen Schubstangen-Kurbelmechanismus wählen. Eine solche Maschine besteht dann aus folgenden Hauptbestandtheilen: 1) einem an beiden Enden durch Deckel geschlossenen Cylinder a, Tafel XXVI., Fig. 6; 2) einem an den Cylinder genau anschliessenden, mit einer Kolbenstange b versehenen Kolben c; 3) dem aus einer Kolbenstangenführung d, einer Schubstange e, Kurbel *f*, Schwungradwelle g und Schwungrad h bestehenden Mechanismus zur Umwandlung der Kolbenbewegung in eine rotirende Bewegung; 4) einer sogenannten Steuerung, durch welche bewirkt wird, dass die beiden Cylinderenden abwechselnd mit dem Dampfkessel und mit der freien atmosphärischen Luft in der Art in Kommunikation gesetzt werden, dass wenn der Kolben von links nach rechts getrieben werden soll, das linkseitige Ende des Cylinders mit dem Dampfkessel, das rechtseitige mit der Atmosphäre, und wenn der Kolben hierauf von rechts nach links gehen soll, das rechtseitige Ende des Cylinders mit dem Kessel, das linkseitige Ende dagegen mit der Atmosphäre kommunizirt. Dass dies durch mannigfaltige Einrichtungen, durch Hahnen, Schieber oder Ventile bewirkt werden kann, ist selbstverständlich. Man kann also Hahnen-, Schieber-, Ventilsteuerungen anwenden und es ist klar, dass die Funktionen dieser Organe am leichtesten durch geeignete Mechanismen von der Schwungradwelle aus bewirkt werden können; 5) einer Speisepumpe, durch welche dem Kessel das Wasser ersetzt wird, das bei der Bewegung des Kolbens, bei jedem Schub, in Dampfform aus dem Kessel nach dem Cylinder übergeht; 6) einem Maschinengestell, durch welches alle Bestandtheile in die für ihre Thätigkeit geeignete Verbindung gesetzt werden.

Streng genommen gehört der angedeutete Mechanismus zur Umwandlung der Kolbenbewegung in eine rotirende gar nicht zum Wesen der Dampfmaschinen, sondern gehört der Transmission an. Es gibt ja viele Maschinen, bei welchen dieser Mechanismus gar nicht vorkommt. Es ist leicht einzusehen, dass bei einer solchen Maschine eine möglichst vortheilhafte Wirkung des Dampfes erzielt werden kann, wenn die Spannung des Dampfes im Cylinder sehr hoch ist. Beträgt z. B. diese Spannung zwei Atmosphären, so geht (abgesehen von den Reibungswiderständen der Maschine) die Hälfte des Dampfdruckes durch den vor dem Kolben herrschenden atmosphärischen Druck verloren. Der Dampfdruck wird also nur zur Hälfte nützlich verwendet. Beträgt der Dampfdruck 3, 4, 5, 6 . . . . Atmosphären, so ist im ersteren Falle ein Drittel, im zweiten ein Viertel etc. des Dampfdruckes zur Ueberwindung des atmosphärischen Vorderdruckes nothwendig, würden demnach im ersten Falle $\frac{2}{3}$, im zweiten $\frac{3}{4}$, im dritten $\frac{4}{5}$ . . . . des Dampfdruckes nützlich verwendet. Die wesentlichste Bedingung einer günstigen Verwendung des Dampfes besteht also bei unserer Maschine in einer möglichst hohen Spannkraft des Dampfes, und um diese herbeizuführen, ist nebst einer geeigneten Einrichtung und Heizung des Dampfkessels nichts nothwendig, als den Cylinderquerschnitt so gross zu machen, dass der Widerstand, welchen die zu betreibenden Arbeitsmaschinen verursachen, erst dann überwunden werden kann, wenn der Dampfdruck einen für seine günstige Wirkung nothwendigen hohen Druck erreicht hat. Beträgt z. B. der von den Arbeitsmaschinen herrührende Widerstand 1000^{Klg}, d. h. muss der Kolben mit einer Kraft von 1000^{Klg} getrieben werden, damit jene Widerstände überwunden werden und soll eine Spannkraft von 5 Atmosphären eintreten, so würde der Querschnitt des Cylinders auf folgende Art bestimmt. Nennt man denselben O in Quadratcentimetern, so ist (den atmosphärischen Druck auf 1^{qcm} annähernd zu 1^{Klg} gerechnet) $O\,(5-1) = 4\,O$ Kilogramm die Kraft, mit welcher der Kolben getrieben wird, demnach muss sein: $4\,O = 1000$ und $O = \frac{1000}{4} = 250$ Quadratcentimeter, der Durchmesser des Cylinders muss also nahe 18^{cm} sein.

Allein wenn man auch veranlasst, dass eine hohe Dampfspannung eintritt, so kann bei einer solchen Hochdruckmaschine den-noch eine ganz vortheilhafte Verwendung des Dampfes nicht eintreten, denn der Dampf, wenn er aus der Maschine entweicht, ist noch gerade so gut als er beim Eintritt war, und der atmosphärische Vorderdruck ist jedenfalls nachtheilig. Ueberdies ist es in praktischer Hinsicht fatal, wenn die Spannkraft so hoch sein muss, indem es Schwierigkeiten macht, dem Kessel hinreichende Festigkeit zu geben und die Dampfverluste an den verschiedenen Dichtungsstellen, insbesondere zwischen Kolben und Cylinder zu verhindern. Diese Erkenntniss der Mängel dieser Hochdruckmaschine führt uns zu Verbesserungen derselben. Offenbar können diese auf zweierlei Weise herbeigeführt werden, entweder indem wir den schädlichen atmosphärischen Vorderdruck schwächen oder ganz aufheben, oder wenn wir veranlassen, dass der Dampf, wenn er aus dem Cylinder entlassen wird, nur noch eine schwache Spannkraft besitzt, so dass er eine erhebliche Wirkung ferner nicht mehr hervorbringen kann.

Fragen wir nach den Mitteln, durch welche diese Verbesserungen herbeigeführt werden können, so sind diese nicht direkt in mechanistischen Einrichtungen, sondern in den physikalischen Eigenschaften des Dampfes zu suchen und wir finden sie in der Verdichtungsfähigkeit und Ausdehnungsfähigkeit des Dampfes, wir werden somit zur Condensation und zur Expansion des Dampfes geführt, also zur Condensations- und zur Expansionsmaschine.

Die Maschine mit Expansion ohne Condensation. Das einfachste Mittel, wodurch eine expandirende Wirkung des Dampfes erzielt werden kann, besteht darin, dass man die Steuerung der Hochdruckmaschine in der Weise ändert, dass die Kommunikation zwischen dem Dampfkessel und dem Raum hinter dem Kolben aufgehoben wird, nachdem der Kolben einen gewissen Theil seines Schubes zurückgelegt hat und aufgehoben bleibt, bis der Schub zu Ende ist. Geschieht z. B. diese Aufhebung der Kommunikation (die Absperrung), wenn der Kolben in $b\ b_1$, Tafel XXVI., Fig. 7, angekommen ist, so ist für die Fortsetzung des Kolbenschubes kein Dampf mehr nothwendig, der Kolben wird aber doch, wenn auch mit abnehmender Kraft, weiter und bis an's Ende des Schubes fortgetrieben. Der dabei hinter dem Kolben expandirende Dampf wird zuletzt, wenn der Kolben am Ende des Schubes in $c\ c_1$ angekommen ist, nunmehr noch eine schwache Spannkraft besitzen, so dass er nun nicht mehr so viel werth ist, als er vor der Expansion werth war. Trägt man den Druck, mit welchem der Kolben in jedem Augenblick fortgeschoben wird (die Differenz der Pressungen gegen die beiden Seiten des Kolbens) durch Ordinaten auf, so ist $w =$ Flächeninhalt von $a\,\alpha\,b\,\beta$ die Wirkung des Dampfes bis zum Eintritt der Expansion, $w_1 =$ Flächeninhalt von $b\,\beta\,c\,\gamma$ die Wirkung während der Expansion. Nennt man s die Dampfmenge in Kilogrammen, die bis zum Beginn der Expansion eingetreten ist, so ist $\frac{w + w_1}{s}$ die nützliche Wirkung, welche durch Ein Kilogramm Dampf entsteht, während $\frac{w}{s}$ die nützliche Wirkung wäre, die durch Ein Kilogramm entstünde, wenn keine Expansion statt fände. Der Vortheil der Expansion ist also augenscheinlich, und zwar um so grösser, je stärker expandirt wird. Doch darf die Expansion nicht so weit getrieben werden, dass gegen das Ende des Kolbenschubes die Dampfspannung hinter dem Kolben kleiner würde als der atmosphärische Vorderdruck, weil sonst durch den letzten Rest des Kolbenschubes eine negative Wirkung entstünde.

Ein zweites Mittel, durch welches man eine Expansion des Dampfes veranlassen kann, besteht in der Anwendung zweier Cylinder von ungleichem Volumen, einem kleinen und einem grossen, von denen jeder mit einer Steuerung versehen ist, ähnlich derjenigen einer nicht expandirenden Maschine, die aber so eingerichtet sind, dass der Dampf, nachdem er während des ganzen Schubes gegen den Kolben des kleinen Cylinders gewirkt hat, in den grossen Cylinder eintritt, dann auf den grossen Kolben durch einen ganzen Schub wirkt und dann erst aus der Maschine entlassen wird. Nur ist diese Art von Expansion nicht so unmittelbar einleuchtend.

Maschine ohne Expansion mit Condensation. Wir wollen nun sehen, was durch die Condensation geleistet werden kann. Denken wir uns, dass wir den Raum vor dem Kolben nicht mit der freien Atmosphäre, sondern mit einem ganz geschlossenen Gefäss, das ganz leer ist, also weder Luft noch Dampf enthält (dem Condensator), in Kommunikation setzen, dieses Gefäss aber stets durch Einspritzen von kaltem Wasser gut abkühlen, so wird der Dampf, wenn er aus dem Cylinder in den Condensator entweicht, beinahe urplötzlich grösstentheils zu Wasser, so dass dann im Condensator und folglich auch in dem Cylinderraum vor dem Kolben nur eine ganz schwache Spannung eintritt. Sind wir im Stande diesen Zustand des Condensators dauernd zu erhalten, so haben wir bewirkt, dass die Kraft, mit welcher der Kolben fortgetrieben wird, grösser ist, als wenn der Dampf, nachdem er auf den Kolben gewirkt hat, in die Atmosphäre entweicht. Bevor wir untersuchen, welcher Vortheil daraus entsteht, wollen wir erst zu ermitteln suchen, auf welche

Weise wir im Condensator jenen Zustand mit schwacher Spannung dauernd erhalten können. Bei jedem Kolbenschub gelangt eine Cylinderfüllung Dampf in den Condensator und wird zu Wasser. Bei jedem Schub muss eine gewisse Wassermenge eingespritzt werden, um die Condensation des Dampfes fort und fort zu erhalten, der Condensator wird daher nach kurzer Zeit ganz mit Wasser gefüllt sein, wird daher bald wirkungslos. Wir müssen ihn daher durch eine Pumpe zu entleeren suchen; diese Pumpe ist die Luftpumpe genannt worden, weil das Condensationswasser viel Luft enthält, die im Condensator vermöge des in ihm herrschenden schwachen Druckes frei wird. Auch diese Luft muss nebst dem Wasser herausgepumpt werden. Allein mit dieser Luftpumpe ist die Sache noch nicht abgethan, die Condensation erfordert sehr grosse Wasserquantitäten (20 bis 30^{Klg} für 1^{Klg} Dampf), die oftmals aus einem tiefen Brunnen gehoben, herbeigeschafft und in den Condensator und die denselben zur Abkühlung der Wände umgebende Wassercisterne gebracht werden müssen. Hierzu ist nun abermals eine Pumpe erforderlich (die sogenannte Kaltwasserpumpe). Der vollständige Condensationsapparat besteht also aus folgenden Theilen: 1) Condensator mit Vorrichtungen zum Einspritzen des Wassers; 2) Kaltwassercisterne, in welcher der Condensator aufgestellt wird und die fortwährend mit kaltem Wasser genährt wird; 3) der Luftpumpe zur Entleerung des Condensators; 4) der Kaltwasserpumpe, welche das zur Condensation des Dampfes erforderliche Wasser hebt und herbeischafft. Die zum Betriebe der beiden Pumpen erforderliche Kraft muss natürlich die Dampfmaschine liefern, wodurch deren Nutzleistung nicht wenig geschwächt wird. — Nun haben wir zu überlegen, ob und welche Vortheile das Condensationsprinzip gewährt. Abstrahiren wir vorläufig ganz und gar von den Reibungswiderständen der Maschine, so wie auch von dem Kraftaufwand, welcher zum Betrieb der Luftpumpe, der Kaltwasserpumpe und der Warmwasserpumpe nothwendig ist, und richten unsere Aufmerksamkeit nur auf die hinter dem Kolben und vor demselben herrschenden Pressungen. Nehmen wir beispielsweise an, im Condensator und folglich auch im Cylinder vor dem Kolben herrsche eine Spannung von $\frac{1}{4}$ einer Atmosphäre. Die Spannung des Dampfes hinter dem Kolben sei $\frac{2}{4}$, $\frac{3}{4}$, $\frac{4}{4}$, $\frac{5}{4}$ .... einer Atmosphäre, dann wird im ersten Falle die Hälfte, im zweiten Falle ein Drittel, im dritten ein Viertel etc. des Dampfdruckes zur Ueberwindung des schädlichen Vorderdruckes nothwendig sein, wird daher im ersten Falle die Hälfte, im zweiten Falle $\frac{\frac{3}{4}-\frac{1}{4}}{\frac{3}{4}} = \frac{2}{3}$, im dritten Falle $\frac{\frac{4}{4}-\frac{1}{4}}{\frac{4}{4}} = \frac{3}{4}$ u. s. w. von der ganzen Kraft des Dampfes günstig verwendet. Abgesehen von dem Reibungswiderstande gibt daher eine solche Condensationsmaschine mit Dampf von nur $\frac{2}{4}$, $\frac{3}{4}$, $\frac{4}{4}$, $\frac{5}{4}$.... Atmosphären Spannkraft eben so günstige Resultate, als eine nicht expandirende Hochdruckmaschine mit Dampf von 2, 3, 4, 5.... Atmosphären Spannkraft. Berücksichtiget man aber die grösseren Widerstände, die eine Condensationsmaschine wegen der Condensatorpumpe veranlasst, so sieht man, dass bei einerlei Verhältniss zwischen Vorderdruck und Hinterdruck eine Condensationsmaschine minder gute Leistungen hervorbringt als eine Hochdruckmaschine. Hinsichtlich der Verwendung des Dampfes und des Brennstoffes sind daher im Allgemeinen diese Condensationsmaschinen gar nicht vortheilhaft, allein sie gewähren allerdings nicht unbedeutende praktische Vortheile und Annehmlichkeiten und Erleichterungen, dass man mit Dampf von sehr geringer Spannung nahezu das Gleiche erreicht, was nur durch hochgespannten Dampf erzielt werden kann, wenn nicht condensirt wird. Diese mit schwach gespanntem Dampf arbeitenden Condensationsmaschinen werden „Niederdruckmaschinen" genannt, sie sind von *Watt* eingeführt worden, werden heut zu Tage zum Fabrikbetrieb nicht mehr gebraucht, wohl aber zum Betrieb der Dampfschiffe, 1) weil die reichliche Zubringung des Condensationswassers ohne Pumpe geschehen kann; 2) weil die gute Instandhaltung der Dichtungen bei Dampf von schwacher Spannkraft ungemein leicht erzielt werden kann; 3) weil die Anfertigung und Unterhaltung von grossen Dampfkesseln für Dampf von schwacher Spannkraft keinerlei Schwierigkeit verursacht; 4) weil diese Niederdruckdampfkessel weniger gefährlich sind als die Hochdruckkessel.

Die Mitteldruckmaschine mit Expansion mit Condensation. Wir haben gesehen, dass das Expansionsprinzip, insbesondere wenn es in einem hohen Grade angewendet wird, zu einer vortheilhaften Verwendung des Dampfes und mithin auch zu einer vortheilhaften Benutzung des Brennstoffs führt, dass dagegen das Condensationsprinzip Maschinen liefert, die mancherlei wichtige praktische Nebenvortheile gewähren, es liegt daher die Folgerung vor Augen, dass durch die gleichzeitige Anwendung beider Prinzipien Maschinen hergestellt werden, die bei einer niedrigen oder doch mässigen Dampfspannung eine starke Expansion gestatten, die demnach die Vortheile der beiden Arten von Maschinen vereinigen. Diese Maschinen werden Mitteldruckmaschinen mit Expansion und mit Condensation genannt. Diese Maschinen entstehen, wenn man eine gewöhnliche Expansionsmaschine mit einem vollständigen Condensationsapparat versieht, oder wenn man bei einer gewöhnlichen Condensationsmaschine die gewöhnliche Steuerung mit einer Expansionssteuerung vertauscht. Diese Mitteldruckmaschinen werden vorzugsweise zum Betriebe von grossen Fabrikanlagen an solchen Orten angewendet, wo es an Wasserkraft fehlt und der Brennstoff kostspielig ist. Es sind die besten Maschinen, jedoch die komplizirtesten, denn eine Expansionssteuerung ist jederzeit zusammengesetzter als eine nicht expandirende Steuerung, und der ganze vollständige Condensationsapparat bildet eine sehr zusammengesetzte Maschine; allein diese Komplikation kommt bei grossen industriellen Unternehmungen und hohen Brennstoffpreisen nicht in Betrachtung.

Einfach wirkende Maschinen. Unter einfach wirkenden Dampfmaschinen werden solche Dampfmaschinen gemeint, bei welchen der Kolben nur nach der einen Richtung mit Energie durch den Dampf getrieben, dann aber nach der der entgegengesetzten Richtung ohne Einwirkung des Dampfes zurückgeführt wird. Sie werden in solchen Fällen angewendet, wenn Arbeitsmaschinen betrieben werden sollen, die abwechselnd starke und hierauf keine oder geringe Widerstände verursachen, wie dies der Fall ist bei den Pumpen, vermittelst welchen grosse Städte mit Trinkwasser versehen werden, und welche insbesondere auch bei den Bergwerken zur Hebung des Wassers gebraucht werden. Die spezielle Einrichtung dieser einfach wirkenden Dampfmaschine und insbesondere die komplizirte Ventilsteuerung, welche bei derselben angewendet wird, werden wir in der Folge bei den Wasserhaltungsmaschinen beschreiben und erklären.

Doppel-Maschinen oder gekuppelte Maschinen. Eine Doppelmaschine entsteht, wenn man zwei von den im Vorhergehenden erklärten Dampfmaschinen auf eine Welle einwirken lässt, die mit zwei unter rechtem Winkel gegen einander gestellte Kurbeln versehen ist. Tafel XXVI., Fig. 8 stellt einen Grundriss einer solchen Maschine dar. Durch diese Verbindung zweier gewöhnlichen Maschinen wird eine grosse Regelmässigkeit der Bewegung der Kurbelwelle und mithin auch aller Arbeitsmaschinen erzielt, die von dieser Kurbelwelle aus getrieben werden. Doppelmaschinen werden sehr häufig angewendet. Die Lokomotiven und Dampfschiffe sind alle mit Doppelmaschinen versehen, aber auch zum Betrieb von solchen Fabriken, welche eine grosse Gleichförmigkeit der Bewegung erfordern, werden sie oftmals gebraucht. Dass sie unvermeidlich sehr komplizirt sind, ist selbstverständlich.

Theorie der Dampfmaschinen.

Effektberechnung der Maschinen. Wir haben bereits in den Prinzipien der Mechanik (Seite 212, 2te Auflage) nachgewiesen, dass in allen Maschinen ein Beharrungszustand ihrer Bewegung und Thätigkeit eintritt, und haben auch durch elementare Betrachtungen gezeigt, wie die Bewegung und Wirkungsweise bei einer einfachen Dampfmaschine im Beharrungszustand erfolgt. In den folgenden Theorien werden wir den Gegenstand durch analytische Mittel verfolgen und dadurch zu allgemeinen Regeln gelangen. Wie die Bewegung einer Dampfmaschine während des Anlaufes erfolgt, kann selbst mit einem grossen Aufwand von analytischen Apparaten nur sehr schwierig verfolgt werden, und die Kenntniss dieser Vorgänge ist wenigstens in praktischer Hinsicht von geringer Bedeutung, indem die regemässige nützliche Thätigkeit einer Dampfmaschine doch nur im Beharrungszustand vorhanden ist. Wir übergehen daher den Anlauf, nehmen an, es sei der Beharrungszustand vorhanden und stellen uns die Aufgabe, die Gesetze dieses Zustandes ausfindig zu machen. Dabei legen wir die Betrachtung einer Maschine mit einem Cylinder zu Grunde und unterscheiden die vier Fälle: 1) wenn der Dampf ohne Expansion und ohne Condensation wirkt; 2) ohne Expansion mit Condensation; 3) mit Expansion ohne Condensation; 4) mit Expansion mit Condensation.

Im Beharrungszustand sind am Anfange jedes Kolbenschubes identische Zustände vorhanden, sind also die Geschwindigkeiten, die lebendigen Kräfte, die Dampfspannungen, der Wassergehalt des Kessels gleich gross. Diese Identität der Zustände am Anfang und Ende jedes Kolbenschubes ist nur unter folgenden Umständen möglich:

1) muss die Wirkung, welche der Dampf während eines Kolbenschubes entwickelt, gleich sein der Wirkung, welche während eines Kolbenschubes durch die Totalität der Widerstände consumirt wird;
2) muss in den Kessel während jeden Kolbenschubes so viel Wasser gebracht werden, als während dieser Zeit verdampft wird;

3) muss die Dampfmenge, welche bei einem Kolbenschub aus dem Kessel in die Maschine übertritt, eben so gross sein als die Dampfmenge, die während eines Kolbenschubes produzirt wird.

Werden diese Gleichheiten mit mathematischer Schärfe analytisch ausgedrückt, so erhält man drei Gleichungen, die den Beharrungszustand charakterisiren und aus welchen alle diesen Zustand betreffenden Fragen beantwortet werden können.

Nennen wir:

O den Querschnitt des Dampfcylinders,

l die Länge des Kolbenschubes,

v die mittlere Geschwindigkeit des Kolbens, die gefunden wird, wenn man die Länge des Kolbenschubes durch die Zeit eines Kolbenschubes dividirt,

l_{1} die Länge des Weges, den der Kolben zurücklegt bis die Absperrung eintritt, d. h. bis die Kommunikation zwischen Cylinder und Kessel aufhört. Bei nicht expandirenden Maschinen ist l_{1} nicht viel kleiner als l, bei expandirenden Maschinen richtet sich l_{1} nach dem Expansionsgrad,

m den Coeffizienten für den schädlichen Raum, d. h. m ist die Zahl, mit welcher das Volumen $O\,l$ multiplizirt werden muss, um zu erhalten die Summe der Volumen 1) eines Dampfkanales, 2) des Raumes zwischen dem Cylinderdeckel und dem Kolben, wenn dieser am Ende des Schubes steht; es ist also $m\,O\,l$ dieser schädliche Raum,

y den Druck des Dampfes auf einen Quadratmeter der Kolbenfläche, nachdem der Kolben vom Anfang des Schubes an einen Weg x zurückgelegt hat. Bei nicht expandirenden Maschinen ist y von $x = o$ bis $x = l$ beinahe constant; bei expandirenden Maschinen jedoch nur von $x = o$ bis $x = l_{1}$. Um den Beharrungszustand ganz allgemein zu charakterisiren, wollen wir aber y als eine Funktion von x ansehen,

ϱ den Druck, welcher, nachdem der Kolben einen Weg x zurückgelegt hat, auf jeden Quadratmeter der Kolbenfläche wirken müsste, um zu überwinden: 1) theils den in dieser Kolbenstellung vor dem Kolben wirklich herrschenden Gegendruck, 2) die sämmtlichen Reibungen und sonstigen Nebenhindernisse, welche der Bewegung entgegen wirken. Der wahre Werth von ϱ ist im Allgemeinen eine komplizirte Funktion der Konstruktionselemente der Maschine und der Wirkungsweise des Dampfes. Die Grösse ϱ, die wir den schädlichen Widerstand nennen wollen, ist also in dem Sinne zu verstehen, dass $O\,(y - \varrho)$ die nützliche Kraft ausdrückt, mit welcher der Kolben in dem Augenblick fortgetrieben wird, nachdem er vom Anfang des Kolbenschubes an einen Weg x zurückgelegt hat,

p_1 den Druck des Dampfes im Cylinder hinter dem Kolben, nachdem derselbe einen Weg l_1 zurückgelegt hat, also im Momente der Absperrung,

y_m ϱ_m die mittleren Werthe von y und ϱ, d. h. diejenigen constanten Werthe, welche während eines Kolbenschubes eben so grosse Wirkungen produziren würden, wie die veränderlichen Werthe. Nach den in den Prinzipien der Mechanik, Seite 62, festgestellten Begriffen ist demnach:

$$y_m \, l = \int_0^l y \, d\,x, \quad \varrho_m \, l = \int_0^l \varrho \, d\,x \quad \ldots \ldots \quad (1)$$

S die Dampfmenge in Kilogrammen, welche in jeder Sekunde im Kessel gebildet wird,

s die Dampfmenge in Kilogrammen, welche in jeder Sekunde durch unvollkommene Verschlüsse und Dichtungen verloren geht,

R den auf den Kurbelkreis reduzirten nützlichen Widerstand, welchen die zu betreibenden Arbeitsmaschinen verursachen, d. h. R ist gleich der Kraft, mit welcher in jedem Augenblick auf den Kurbelzapfen nach einer auf dem Kurbelhalbmesser senkrechten Richtung eingewirkt werden muss, um die Widerstände der Arbeitsmaschinen zu überwinden. Wir betrachten R als eine constante Grösse,

q die Wassermenge in Kilogrammen, welche in jeder Sekunde in den Kessel gefördert werden muss,

E in Kilogrammmetern, N in Pferdekräften den Nutzeffekt der Maschine.

Diese Bezeichnungen vorausgesetzt, können wir nun die Bedingungsgleichungen des Beharrungszustandes aufstellen. Es ist

$\int_0^l y \, d\,x$ die Wirkung des Dampfes während eines Kolbenschubes,

$\int_0^l \varrho \, d\,x$ die Gegenwirkung des schädlichen Widerstandes, $\frac{1}{2} R \, l \, \pi$ die Wirkung, welche dem nützlichen Widerstand während eines Kolbenschubes entspricht. Wegen der ersten, Seite 519 ausgesprochenen Bedingung hat man demnach:

$$\int_0^l y \, d\,x = \int_0^l \varrho \, d\,x + \frac{1}{2} R \, l \, \pi \quad \ldots \ldots \quad (2)$$

oder wegen (1):

$$O\, l\, y_m - O\, l\, \varrho_m = \frac{1}{2} R\, \pi\, l$$

demnach:

$$y_m = \frac{1}{2} \frac{R\, \pi}{O} + \varrho_m \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

Es ist ferner $v \frac{\frac{1}{2} l\, \pi}{l} = \frac{1}{2} \pi\, v$ die Geschwindigkeit des Kurbelzapfens (die mittlere), demnach $R \frac{1}{2} \pi\, v$ der in Kilogrammmetern ausgedrückte nützliche Effekt der Maschine, demnach:

$$\frac{1}{2} \pi\, R\, v = E = 75\, N \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

oder auch wegen (3):

$$O\, v\, (y_m - \varrho_m) = E = 75\, N \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5)$$

Bei jedem Kolbenschub wird nicht nur das Volumen $O\, l_1$, sondern auch das Volumen $m\, O\, l$ des schädlichen Raumes mit Dampf erfüllt. Bei jedem Kolbenschub wird daher ein Dampfvolumen $O\, l_1 + m\, O\, l = O\, (l_1 + m\, l)$ verbraucht. Allein im Moment der Absperrung ist die Spannung des Dampfes gleich p_1, wiegt also ein Kubikmeter $(\alpha + \beta\, p_1)$ Kilogramm, also ist der Dampfverbrauch bei jedem Schub $O\, (l_1 + m\, l)\, (\alpha + \beta\, p_1)$ Kilogramm. Die Zeit eines Schubes ist aber $\frac{1}{v}$, daher ist der mittlere Dampfverbrauch in jeder Sekunde:

$$\frac{O\, (l_1 + m\, l)\, (\alpha + \beta\, p_1)}{\frac{1}{v}} = O\, v \left(\frac{l_1}{l} + m\right) (\alpha + \beta\, p_1)$$

Wir erhalten daher wegen des dritten der Seite 520 ausgesprochenen Sätze

$$S = O\, v \left(\frac{l_1}{l} + m\right) (\alpha + \beta\, p_1) + s \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (6)$$

Die Bedingung der richtigen Wasserlieferung in den Kessel ist:

$$S = q \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (7)$$

Bei diesen Rechnungen sind die Wärmeverluste nicht in Anschlag gebracht, die durch Abkühlung der Wände des Cylinders und der Zuleitungsröhren entstehen können. Indessen wenn man will, kann man diese Verluste in s inbegriffen denken.

Diese Gleichungen sind total unabhängig von den physikalischen Eigenschaften des Dampfes und von jeder Hypothese. Sie sind nur der allgemeine Formalismus, nach welchem die Dampfmaschinen zu berechnen sind, sei es, dass man sich zu einer oder der andern oder zu gar keiner Wärmetheorie bekennt. Diese Gleichungen (3), (5), (6) würden absolut richtige Resultate liefern, wenn man im Stande wäre, die darin erscheinenden Grössen y_m ϱ_m p_1 und s mit mathematischer Schärfe zu bestimmen. Dies ist aber aus zwei Gründen nicht möglich, erstens, weil die physikalischen Gesetze des Dampfes nicht genau bekannt sind, zweitens, weil es eine zu schwierige mathematische Aufgabe ist, die Bewegungen und Zustandsänderungen des Dampfes bei seinem Uebergang aus dem Kessel in den Cylinder und sein Entweichen aus denselben zu verfolgen. Wir müssen uns also bei der Benutzung der aufgestellten Gleichungen mit Annäherungen begnügen.

Nicht expandirende Maschinen. Bei nicht expandirenden Maschinen ist l_1 sehr nahe gleich l. Was da in der Maschine vorgeht, während der Kolben den Rest $l - l_1$ seines Schubes zurücklegt, werden wir in der Folge bei der Theorie der Steuerungen kennen lernen. Hier wollen wir uns erlauben $l_1 = l$ zu setzen, wodurch allerdings ein kleiner Fehler begangen wird. Die Spannung y des Dampfes hinter dem Kolben richtet sich theils nach der Spannung des Dampfes im Kessel, theils nach den Widerständen, welche dem Uebergang des Dampfes aus dem Kessel nach dem Cylinder entgegentreten, theils nach den Querschnitten der Dampfkanäle, endlich nach der Geschwindigkeit des Kolbens. Sind diese Widerstände klein, sind ferner die Dampfkanäle weit, und ist die Kolbengeschwindigkeit eine gemässigte, so muss man auch ohne alle Rechnung erkennen, dass bei einer nicht expandirenden Dampfmaschine die Spannung des Dampfes hinter dem Kolben während der ganzen Dauer des Schubes nur äusserst wenig veränderlich sein kann, ist es also unter solchen Umständen erlaubt, y als eine Constante anzusehen. Nennen wir diesen constanten Werth von y, p, so dürfen wir setzen $y = y_m = p_1 = p$. Dadurch begehen wir einen Fehler, der zur Folge hat, dass wir die Wirkung der Maschine zu günstig berechnen, denn die wirkliche Dampfspannung muss, wenn der Kolben am schnellsten geht, also in der Mitte seines Schubes sich befindet, kleiner ausfallen als am Anfange und am Ende des Schubes. Trägt man den vom Kolben zurückgelegten Weg x als Abscisse, die Pressung des Dampfes gegen den Kolben als Ordinate auf, Taf. XXVI., Fig. 9, so ist A B E C D der Vorgang, wenn der Druck während des ganzen Schubes A D constant bleibt, dagegen A B F C D der wirkliche Vorgang und namentlich bei rascher Bewegung des Kolbens. In beiden

Fällen ist der Dampfverbrauch der gleiche, aber die Wirkung des Dampfes ist bei constant bleibendem Druck grösser, als bei veränderlichem. Hieraus erkennt man aber auch, dass eine mässige Geschwindigkeit des Kolbens hinsichtlich der Wirkung des Dampfes auf den Kolben vortheilhaft ist.

Der schädliche Widerstand ϱ ist eine sehr zusammengesetzte Funktion von verschiedenen Einflüssen. Der Werth von ϱ richtet sich 1) nach der Spannung, die in dem Raume herrscht, nach welchem der Dampf aus dem Cylinder entweicht. Dieser Raum ist, bei Condensationsmaschinen der Condensator, bei nicht condensirenden Maschinen die atmosphärische Luft; 2) nach dem Querschnitte des Ausströmungskanals und überhaupt nach den Hindernissen, die der Ausströmung des Dampfes entgegenwirken. Weite Kanäle sind günstig, enge ungünstig; 3) nach der Geschwindigkeit des Kolbens. Eine mässige Geschwindigkeit ist günstig, eine rasche ungünstig; 4) nach der Totalität der Reibungswiderstände der Maschine und der Widerstände, welche die Bewegung der Hilfsapparate, Pumpen etc. verursacht. Eine sehr vollkommene Ausführung der Maschine und einfache Konstruktionsweise sind in dieser Hinsicht vortheilhaft. Dieser Theil des Gesammtbetrages von ϱ_m ist bei nicht expandirenden und nicht condensirenden Maschinen am kleinsten, bei expandirenden und condensirenden Maschinen am grössten. Erfolgt die Bewegung des Kolbens sehr rasch und sind die Querschnitte der Kanäle enge, so ist y merklich veränderlich, und zwar am Anfang des Kolbenschubes beträchtlich gross und erst gegen das Ende des Kolbenschubes hin mässig. Ist dagegen die Geschwindigkeit des Kolbens eine mässige und sind die Querschnitte der Entweichungskanäle sehr weit, so ist ϱ beinahe constant, so dass man dann $\varrho = \varrho_m = r$ setzen darf, wobei r den in diesem Falle beinahe constanten Werth von ϱ bedeutet. Man sieht hieraus, dass hinsichtlich des schädlichen Vorderdruckes eine geringe Geschwindigkeit des Kolbens und weite Entweichungskanäle vortheilhaft sind.

Noch muss bemerkt werden, dass der Werth von r für grosse Maschinen kleiner ausfällt als für kleine Maschinen, wegen der nicht unbeträchtlichen Kolbenreibung. Diese ist nämlich dem Umfang des Kolbens proportional, während die Kraft der Maschine dem Querschnitt des Kolbens proportional ist; das Verhältniss zwischen dem Reibungswiderstand und der Gesammtkraft der Maschine fällt demnach bei grossen Maschinen günstiger aus als bei kleinen.

Durch weitläufige Rechnungen, die ich hier nicht produziren will, habe ich für r folgende Annäherungswerthe gefunden:

1) für Watt'sche Niederdruckmaschinen:

$$r = 1758 + 30 \frac{O}{\Omega} v + 45 h + 269 D + \frac{367}{D}$$

2) für Hochdruckmaschinen ohne Condensation ohne Expansion bei einer Spannung des Dampfes von:

$$2 \text{ At.} \ldots\ldots r = 10652 + 12 \frac{O}{\Omega} v + 531 D + \frac{414}{D}$$

$$3 \text{ „} \ldots\ldots r = 11044 + 38 \frac{O}{\Omega} v + 635 D + \frac{631}{D}$$

$$4 \text{ „} \ldots\ldots r = 11469 + 71 \frac{O}{\Omega} v + 1090 D + \frac{828}{D}$$

$$5 \text{ „} \ldots\ldots r = 12450 + 114 \frac{O}{\Omega} v + 1610 D + \frac{1005}{D}$$

Die constanten Zahlen in diesen Ausdrücken rühren vorzugsweise her von der Spannung, die in dem Raum herrscht, nach welchem der Dampf entweicht. Die Glieder, welche $\frac{O}{\Omega} v$ als Faktor enthalten, drücken den Einfluss aus, welchen das nicht plötzliche, sondern allmählige Entweichen des Dampfes verursacht. Ω ist der Querschnitt des Ausströmungskanals. Ein enger Kanal und grosse Geschwindigkeit sind nachtheilig, was schon früher ausgesprochen wurde. Die dem Durchmesser D des Dampfcylinders direkt proportionalen Glieder beziehen sich vorzugsweise auf die Reibung der Schwungradswelle. Diese ist bei grossen Maschinen grösser als bei kleinen, was seinen Grund darin hat, dass die Schwungräder bei grossen Maschinen wegen ihres langsamen Ganges verhältnissmässig schwerer ausfallen, als bei kleineren Maschinen.

Die dem Durchmesser D verkehrt proportionalen Glieder rühren vorzugsweise von der Kolbenreibung her. Diese ist also bei kleinen Maschinen grösser als bei grossen. Der Grund hiervon liegt in dem Umstande, dass die Kolbenreibung dem Umfang, die Kraft, welche den Kolben treibt, dagegen dem Querschnitt des Kolbens proportional ist.

Der in jeder Sekunde entstehende Dampfverlust s entsteht vorzugsweise am Umfang des Kolbens, weil dieser doch niemals absolut genau an den Cylinder anschliesst. Dieser Verlust richtet sich daher 1) nach der Genauigkeit, mit welcher die Kolbendichtung an der Cylinderwand anschliesst, 2) nach der Differenz der Spannungen hinter und vor dem Kolben, 3) nach dem Durchmesser des Cylinders. Nach Rechnungen, die ich hier nicht wiedergeben will, ist annähernd:

$$s = (0{\cdot}022 + 0{\cdot}027\ n)\ D \text{ Kilogramm}$$

wobei D den Durchmesser des Dampfcylinders in Metern und n die Spannung des Dampfes im Cylinder hinter dem Kolben bedeutet.

Für eine gut gearbeitete, mit hinreichend weiten Zu- und Abströmungskanälen versehene und mit mässiger Geschwindigkeit laufende Maschine, die noch ohnedies gegen Wärmeverluste wohl verwahrt ist, dürfen wir nach den vorausgegangenen Erläuterungen annähernd setzen:

$$y = y_m = p_1 = p, \quad \varrho = \varrho_m = r, \quad s = o, \quad l_1 = l$$

und dann geben die Gleichungen (3) bis (7):

$$\left.\begin{aligned} p &= \frac{1}{2}\,\frac{R\,\pi}{O} + r \\ 75\ N &= O\ v\ (p - r) \\ S &= O\ v\,(1 + m)\ (\alpha + \beta\,p) \\ S &= q \end{aligned}\right\} \quad \dots\dots\dots \quad (8)$$

Wir wollen diese Gleichungen zur Beantwortung verschiedener die Dampfmaschinen betreffenden Fragen benutzen, werden uns aber dabei so benehmen, wie wenn dieselben nicht bloss Annäherungen, sondern absolute Wahrheiten ausdrückten. Die Zahl dieser Gleichungen ist 4, die Anzahl der darin enthaltenen variablen Grössen p, R, r, O, v, E, N, S, q ist dagegen 9. Wenn also 5 von diesen 9 Grössen gegeben werden, können die andern 4 berechnet werden. Es können demnach $\frac{9 \times 8 \times 7 \times 5}{1 \times 2 \times 3 \times 4} = 105$ verschiedene Fragen gestellt und beantwortet werden.

Von diesen 105 möglichen Aufgaben wollen wir nur einige, die ein besonderes praktisches Interesse haben, behandeln.

Leistungen einer bestehenden Maschine, erster Fall. Eine Maschine sei aufgestellt und im Gang. Der Querschnitt O des Cylinders wird gemessen. Die Dampfspannung p, der Widerstand r und die Geschwindigkeit v wird beobachtet. Man soll bestimmen: 1) den nützlichen Widerstand R, 2) den Nutzeffekt N der Maschine, 3) die Dampfproduktion S pro 1 Sekunde, 4) die Wassermenge q.

Aus den Gleichungen (8) folgt:

$$\left.\begin{aligned} R &= \frac{2\,O}{\pi}(p - r) \\ N &= \frac{O\,v\,(p - r)}{75} \\ S &= O\,v\,(1 + m)\;(\alpha + \beta p) \\ q &= S \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (9)$$

wodurch die gestellte Frage beantwortet ist.

Leistungen einer bestehenden Maschine, zweiter Fall. Eine Maschine sammt Kessel ist aufgestellt. Die Dimensionen der Einrichtung werden abgemessen. Der Maschine wird ein gewisser nützlicher Widerstand R aufgebürdet und der Kessel wird so geheizt, dass in jeder Sekunde eine Dampfmenge von S Kilogrammen produzirt wird. Man soll bestimmen: 1) die Dampfspannung p, welche im Cylinder eintritt, 2) die Geschwindigkeit v des Ganges, 3) den Nutzeffekt N, 4) die Wassermenge q.

Die erste der Gleichungen (8) gibt unmittelbar:

$$p = \frac{1}{2}\,\frac{R\,\pi}{O} + r \quad \ldots\ldots\ldots \quad (10)$$

Durch Division der zweiten und dritten der Gleichungen (8) findet man:

$$N = \frac{1}{75}\,\frac{p - r}{(1 + m)\;(\alpha + \beta\,p)}\,S \quad \ldots\ldots \quad (11)$$

Die dritte der Gleichungen (8) gibt:

$$v = \frac{S}{O\,(1 + m)\,(\alpha + \beta\,p)} \quad \ldots\ldots \quad (12)$$

Die vierte dieser Gleichungen gibt endlich:

$$q = S \quad \ldots\ldots\ldots \quad (13)$$

Aus (10) sieht man, dass die im Cylinder hinter dem Kolben eintretende Dampfspannung von dem nützlichen Widerstand R, von dem Cylinderquerschnitt und vom schädlichen Widerstand, nicht aber von der Dampfproduktion abhängt. Die Spannung fällt gross aus, wenn R gross, O klein und r gross ist, d. h. wenn man einer kleinen Maschine einen grossen Widerstand zu überwinden aufbürdet, so tritt im Beharrungszustand im Cylinder eine hohe Dampfspannung ein. Bei einem bestimmten Werth von p ist wegen (11) der Nutzeffekt der Maschine der Dampfproduktion proportional. Die Geschwindigkeit v der Maschine ist, wie (12) zeigt, der Dampfproduktion proportional.

Vortheilhafteste Thätigkeit einer Dampfmaschine. Für die vortheilhafteste Thätigkeit einer Maschine muss $\frac{75\,N}{S}$, d. h. muss die nützliche Wirkung, welche 1^{Klg} Dampf entwickelt, möglichst gross ausfallen.

Aus der zweiten und dritten der Gleichungen (8) folgt:

$$\frac{75\,N}{S} = \frac{p - r}{(1 + m)\ (\alpha + \beta\,p)} = \frac{1 - \frac{r}{p}}{(1 + m)\left(\beta + \frac{\alpha}{p}\right)} \quad . \quad (14)$$

Nun ist aber $\frac{\alpha}{p}$ eine gegen β sehr kleine Grösse, kann also gegen β vernachlässigt werden. Dieser Ausdruck wird also gross, wenn $\frac{r}{p}$ klein ist, d. h. die Thätigkeit einer nicht expandirenden Maschine wird vortheilhaft, wenn die Dampfspannung hinter dem Kolben gross ist im Verhältniss zum schädlichen Widerstand r. Ist r klein (wie bei einer Watt'schen Condensationsmaschine), so wird die Thätigkeit der Maschine bereits bei einer kleinen Dampfspannung p vortheilhaft. Ist r gross (wie bei einer nicht condensirenden Maschine), so muss p gross sein, damit die Thätigkeit vortheilhaft ausfällt. Diese nicht condensirenden Maschinen erfordern demnach hohe Dampfspannungen.

Berechnung der Hauptgrößen für eine neu zu erbauende Maschine. Für eine neu zu erbauende Maschine ist zunächst gegeben N und ist es angemessen, anzunehmen p, r, v, m. Die zu suchenden Grössen sind: O, S, q, R.

Man findet aus (8):

$$\left.\begin{aligned} O &= \frac{75\,N}{v\,(p - r)} \\ S &= O\,v\,(1 + m)\,(\alpha + \beta\,p) \\ R &= \frac{2}{\pi}\ O\ (p - r) \\ q &= S \end{aligned}\right\} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (15)$$

Wie die Grössen p r v angenommen werden sollen, hängt ab von den Anforderungen, die man an die Maschine stellt. Verlangt man gute Effektleistungen, so muss v klein und p im Verhältniss zu r gross genommen werden. Warum v klein genommen werden muss, ist Seite 524 gesagt worden. Verlangt man, dass die Maschine sehr klein ausfallen soll, so muss p im Verhältniss zu r und muss auch v gross angenommen werden. Ganz vorzügliche Leistungen darf man von einer nicht expandirenden Maschine nicht verlangen, denn wenn man auch die Dampfspannung p ausserordentlich gross annimmt, wird doch die Leistung nicht so gross, wie bei einer expandirenden Dampfmaschine mit mässiger Dampfspannung, und bei einer so hohen Dampfspannung wird es sehr schwierig, den Kessel hinreichend fest zu machen und in allen Theilen des Cylinders dampfdichte Verschlüsse hervorzubringen. Zweckmässig ist daher die Anwendung einer nicht expandirenden Maschine nur in solchen Fällen, wenn es nicht so sehr auf Brennstoffökonomie, sondern auf Einfachheit der Konstruktion ankommt. Wir nehmen daher

$$r = 1{\cdot}5 \times 10000 = 15000, \quad p = 35000, \quad m = 0{\cdot}05, \quad v = 1$$

Sollte aber eine möglichst compendiöse Maschine verlangt werden, dann kann man in Rechnung bringen $r = 15000$, $p = 60000$, $m = 0{\cdot}05$, $v = 3$ Meter und es ist in diesem Fall noch zweckmässig, den Kolbenschub verhältnissmässig sehr klein anzunehmen, weil dadurch der Cylinder kurz ausfällt, eine kurze Schubstange genügt, unmittelbar eine grosse Rotationsgeschwindigkeit des Schwungrades erzielt wird und alle Querschnittsdimensionen der Organe schwach sein können; denn diese Querschnitte richten sich nicht nach der Geschwindigkeit, sondern nur nach der Kraft, mit welcher der Kolben getrieben wird, und diese Kraft fällt natürlich bei grosser Kolbengeschwindigkeit klein aus. Allein von einer so schnell laufenden, mit hoher Dampfspannung arbeitenden Maschine mit kurzem Schub kann man sich keine grosse Dauer versprechen und noch weniger eine gute Effektleistung. Diese ungünstigen Verhältnisse sind in manchen Fällen und namentlich bei den Maschinen der Lokomotiven nicht zu vermeiden. Von den Lokomotiven wird heut zu Tage stets eine Kraftleistung von wenigstens 100 bis 150 Pferde gefordert, und für den Personentransport eine Fahrgeschwindigkeit von 16 bis 20^{m} in einer Sekunde. Räderwerke sind da nicht anwendbar, Condensation ist auch nicht zulässig und durch Expansion ist wegen der durchaus nothwendigen Kolbengeschwindigkeit nicht viel zu erreichen. Um nun die geforderten Leistungen durch eine möglichst compendiöse Einrichtung zu erzielen, werden Dampfspannungen von 6 bis 8 Atmosphären zugelassen und eine Kolbengeschwindigkeit von 2·5 bis 3^{m} und muss überdies noch der Kolbenschub kurz genommen werden.

Expansionsmaschinen mit einem Cylinder. Bei den Expansionsmaschinen mit einem Cylinder hat die Steuerung die Einrichtung, dass die Kommunikation zwischen dem Kessel und dem Cylinder aufgehoben wird, nachdem der Kolben einen Weg l_1, der nur ein Theil des ganzen Kolbenschubes l ist, zurückgelegt hat. Bis zu diesem Moment darf man annehmen, dass die Spannung des Dampfes im Cylinder einen constanten Werth p hat. Von dem Moment der Absperrung an wird aber das Volumen, in welches der Dampf eingeschlossen ist, immer grösser und grösser, nimmt also die Dichte und Spannkraft des Dampfes ab. Um nun die Wirkung des Dampfes während eines Schubes zu berechnen, müssen wir zunächst seine Spannung für einen beliebigen Augenblick des Zustandes der Expansion bestimmen. Zu diesem Behufe nehmen wir an, dass während der Expansion keine Condensation eintrete, und dass der Dampf während seiner Expansion seine Kesseldampf-Natur nicht ändert. Diese Voraussetzungen sind nicht ganz richtig, aber doch annähernd.

Nennen wir y die Spannung des Dampfes hinter dem Kolben, nachdem derselbe vom Anfange des Schubes an einen Weg x zurückgelegt hat, der grösser als l_1 ist. Im Moment der Absperrung ist ein Volumen $O\,l_1 + m\,O\,l$ mit Kesseldampf von einer Spannkraft p gefüllt, beträgt also das Gewicht der eingeschlossenen Dampfmenge $(O\,l_1 + m\,O\,l)(\alpha + \beta\,p) = O\,(l_1 + m\,l)(\alpha + \beta\,p)$. Nachdem nun der Kolben einen Weg x zurückgelegt hat, beträgt das Volumen des Dampfes $O\,x + m\,O\,l = O\,(x + m\,l)$ und die Spannung ist y, daher das Gewicht $O\,(x + m\,l)(\alpha + \beta\,y)$. In der Voraussetzung, dass kein Dampf condensirt wurde, ist also:

$$O\,(x + m\,l)(\alpha + \beta\,y) = O\,(l_1 + m\,l)(\alpha + \beta\,p)$$

Hieraus folgt:

$$y = \frac{l_1 + m\,l}{x + m\,l}\left(\frac{\alpha}{\beta} + p\right) - \frac{\alpha}{\beta} \quad \ldots \quad (16)$$

Nun können wir die Wirkung des Dampfes bei einem Schub berechnen. Diese ist:

$$O\,y_m\,l = O\,p\,l_1 + \int_{l_1}^{l} O\,y\,dx$$

demnach, wenn für y sein Werth aus (16) eingeführt wird:

$$O\,y_m\,l = O\,p\,l_1 + O\int_{l_1}^{l}\left[\left(\frac{l_1 + m\,l}{x + m\,l}\right)\left(\frac{\alpha}{\beta} + p\right) - \frac{\alpha}{\beta}\right] dx$$

Durch Integration folgt:

$$y_m = \frac{l_1}{l}\,p - \frac{\alpha}{\beta}\left(1 - \frac{l_1}{l}\right) + \left(\frac{l_1}{l} + m\right)\left(\frac{\alpha}{\beta} + p\right) \text{lognat}\,\frac{l + m\,l}{l_1 + m\,l} \quad (17)$$

Nehmen wir an, dass der schädliche Widerstand constant sei, dass also $\varrho_m = r$ gesetzt werden kann, so wird:

$$y_m - \varrho_m = \left[\frac{l_1}{l} + \left(\frac{l_1}{l} + m\right) \text{lognat} \frac{l + m\,l}{l_1 + m\,l}\right]\left(\frac{\alpha}{\beta} + p\right) - \left(\frac{\alpha}{\beta} + r\right) \quad (18)$$

Setzt man zur Abkürzung:

$$\frac{l_1}{l} + \left(\frac{l_1}{l} + m\right) \text{lognat} \frac{l + m\,l}{l_1 + m\,l} = k \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (19)$$

so wird (18):

$$y_m - \varrho_m = \left[\left(\frac{\alpha}{\beta} + p\right) k - \left(\frac{\alpha}{\beta} + r\right)\right] \quad . \quad . \quad . \quad (20)$$

Substituirt man diese Werthe von $y_m - \varrho_m$ in die Gleichungen (3) und (5), so erhält man:

$$\left(\frac{\alpha}{\beta} + p\right) k - \left(\frac{\alpha}{\beta} + r\right) = \frac{1}{2} \frac{R\,\pi}{O} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (21)$$

$$O\,v \left[\left(\frac{\alpha}{\beta} + p\right) k - \left(\frac{\alpha}{\beta} + r\right)\right] = E = 75\,N \quad . \quad . \quad (22)$$

Die Gleichung, welche die Gleichheit der Dampfproduktion und Dampfkonsumtion ausdrückt, erhalten wir aus (6), wenn wir p statt p_1 setzen. Es ist demnach für Expansionsmaschinen:

$$S = O\,v \left(\frac{l_1}{l} + m\right) (\alpha + \beta\,p) + s \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (23)$$

Endlich ist noch:

$$S = q \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (24)$$

Diese Ergebnisse (19) bis (24) enthalten die Theorie der Expansionsmaschinen mit einem Cylinder. Wir wollen auch hier mehrere Aufgaben zur Lösung bringen.

Leistungen einer bestehenden expandirenden Maschine, erster Fall. Eine expandirende Maschine existirt und befindet sich im regelmässigen Gang. Der Cylinderquerschnitt und der Expansionsgrad $\frac{l_1}{l}$ wird durch Messungen bestimmt, die Dampfspannung p und der schädliche Widerstand r werden ebenfalls ermittelt. Es soll berechnet werden N, S, q, R.

Die Gleichung (19) gibt zunächst k, dann findet man R vermittelst (21), hierauf N oder E vermittelst (22), sodann S aus (23), endlich q aus (24) und somit ist die vorgelegte Frage beantwortet.

Leistungen einer expandirenden Maschine, zweiter Fall. Der Cylinderquerschnitt O und der Expansionsgrad $\frac{l_1}{l}$ sind bekannt. Es soll bestimmt werden: 1) die Dampfspannung p, 2) die Effektleistung, 3) die Wasserförderung q, vorausgesetzt, dass der Maschine ein gewisser nützlicher Widerstand R zu überwinden aufgebürdet wird und dass im Kessel in jeder Sekunde eine Dampfmenge S erzeugt wird. Gegeben sind also O, $\frac{l_1}{l}$, m, r, S, R, zu suchen dagegen p, v, N, q.

Man bestimmt zuerst den Werth von k vermittelst der Gleichung (19):

$$k = \frac{l_1}{l} + \left(\frac{l_1}{l} + m\right) \text{lognat} \frac{l + m\,l}{l_1 + m\,l} \quad \ldots \quad (25)$$

Dann gibt die Gleichung (21) für p folgenden Werth:

$$p = \frac{\frac{1}{2}\frac{R\,\pi}{O} + \left(\frac{\alpha}{\beta} + r\right)}{k} - \frac{\alpha}{\beta} \quad \ldots \quad (26)$$

Nun folgt aus (23):

$$v = \frac{S - s}{O\left(\frac{l_1}{l} + m\right)(\alpha + \beta\,p)} \quad \ldots \quad (27)$$

und endlich aus (22):

$$N = \frac{O\,v}{75\left[\left(\frac{\alpha}{\beta} + p\right)k - \left(\frac{\alpha}{\beta} + r\right)\right]} \quad \ldots \quad (28)$$

Bedingungen der vortheilhaftesten Effektleistung. Diese Bedingung ist, dass $\frac{75\,N}{S}$ möglich gross sein soll. Aus (22) und (23) folgt, wenn man s vernachlässiget:

$$\frac{75\,N}{S} = \frac{\left(\frac{\alpha}{\beta} + p\right)k - \left(\frac{\alpha}{\beta} + r\right)}{\left(\frac{l_1}{l} + m\right)(\alpha + \beta\,p)}$$

oder

$$\frac{75\,N}{S} = \frac{1}{\beta}\,\frac{1}{\frac{l_1}{l} + m}\left(k - \frac{\alpha + \beta\,r}{\alpha + \beta\,p}\right) \quad \ldots \quad (29)$$

Nun sind p und $\frac{l_1}{l}$ zwei von einander unabhängige Grössen; es handelt sich also darum, diejenigen Werthe von p und von $\frac{l_1}{l}$ zu bestimmen, für welche $\frac{75\,N}{S}$ ein Maximum wird. Der vortheilhafteste Werth von p ist offenbar, wie aus (29) zu ersehen ist, eine im Verhältniss zu dem schädlichen Widerstand möglichst grosse Dampfspannung. Der vortheilhafteste Werth von $\frac{l_1}{l}$ wird bestimmt, indem man den Differenzialquotienten $\frac{d\left(\frac{75\,N}{S}\right)}{d\left(\frac{l_1}{l}\right)}$ sucht und denselben gleich Null setzt. Bezeichnet man zur Abkürzung $\frac{l_1}{l}$ mit ξ, so hat man:

$$k = \xi + (\xi + m) \text{ lognat} \left(\frac{1 + m}{\xi + m}\right)$$

und

$$\frac{75\,N}{S} = \frac{1}{\beta} \frac{1}{\xi + m} \left(k - \frac{\alpha + \beta\, r}{\alpha + \beta\, p}\right)$$

Differenzirt man diese Gleichungen, so findet man:

$$\frac{d\,k}{d\,\xi} = 1 + \text{lognat} \left(\frac{1 + m}{\xi + m}\right) - 1 = \text{lognat} \left(\frac{1 + m}{\xi + m}\right) \quad . \quad . \quad (30)$$

$$\frac{d\left(\frac{75\,N}{S}\right)}{d\,\xi} = \frac{1}{\beta} \left[(\xi + m) \frac{d\,k}{d\,\xi} - k\right] \frac{1}{(\xi + m)^2} + \frac{1}{\beta} \frac{\alpha + \beta\, r}{\alpha + \beta\, p} \frac{1}{(\xi + m)^2} \quad (31)$$

oder wegen (30):

$$\frac{d\left(\frac{75\,N}{S}\right)}{d\,\xi} = \left(- \frac{1}{\beta}\, \xi + \frac{1}{\beta} \frac{\alpha + \beta\, r}{\alpha + \beta\, p}\right) \frac{1}{(\xi + m)^2}$$

Dieser Ausdruck verschwindet für

$$\xi = \frac{\alpha + \beta\, r}{\alpha + \beta\, p} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (31)$$

Für diesen Werth von ξ wird die Spannung am Ende des Kolbenschubes vermöge (16):

$$y = \left[\frac{\xi + m}{1 + m} (\alpha + \beta\, p) - \alpha\right] \frac{1}{\beta}$$

$$y = \frac{r}{1 + m} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (32)$$

oder weil m gegen die Einheit eine kleine Grösse ist:

$$y \text{ nahe} = r$$

d. h. die vortheilhafteste Expansion ist diejenige, bei welcher die Spannung des Dampfes im Cylinder hinter dem Kolben am Ende des Kolbenschubes nur noch gleich ist dem schädlichen Widerstand. Ist diese vortheilhafteste Expansion vorhanden, so läuft die Maschine am Ende des Kolbenschubes ganz kraftlos und wird nur durch die lebendige Kraft des Schwungrades getrieben. Die Geschwindigkeit der Maschine wird daher gegen das Ende des Kolbenschubes hin rasch abnehmen, demnach ungleichförmig gehen, dies ist aber ein Nachtheil, und daher ist es nicht zweckmässig, die hinsichtlich der Dampfbenutzung vortheilhafteste Expansion eintreten zu lassen, sondern eine etwas schwächere, so dass gegen das Ende des Kolbenschubes hin die Maschine doch noch mit merklicher Kraft getrieben wird. In Worten ausgedrückt, sind also die Bedingungen der vortheilhaftesten Effektleistung einer expandirenden Dampfmaschine: 1) eine im Verhältniss zum schädlichen Widerstand r hohe Dampfspannung; 2) ein Expansionsgrad, bei welchem am Ende des Kolbenschubes die Spannung des Dampfes hinter dem Kolben nur noch gleich ist dem schädlichen Widerstand r. Diese Ergebnisse der Rechnung sind selbstverständlich und hätten auch ohne Rechnung eingesehen werden können.

Abmessungen einer neu zu erbauenden expandirenden Maschine. Für eine neu zu erbauende Expansionsmaschine ist gegeben N und muss angenommen werden r, p, $\frac{l_1}{l}$, v. Die zu suchenden Grössen sind: O, S, R, q.

Man berechne zuerst den Werth von k vermittelst (19), d. h. vermittelst

$$k = \frac{l_1}{l} + \left(\frac{l_1}{l} + m\right) \text{lognat} \frac{l + m\,l}{l_1 + m\,l} \quad \ldots \quad (33)$$

sodann findet man aus (22):

$$O = \frac{75\,N}{v\left[\left(\frac{\alpha}{\beta} + p\right)k - \left(\frac{\alpha}{\beta} + r\right)\right]} \quad \ldots \quad (34)$$

ferner aus (21):

$$R = \frac{2\,O}{\pi}\left[\left(\frac{\alpha}{\beta} + p\right)k - \left(\frac{\alpha}{\beta} + r\right)\right] \quad \ldots \quad (35)$$

ferner aus (23):

$$S = O\,v\left(\frac{l_1}{l} + m\right)(\alpha + \beta\,p) + s \quad \ldots \quad (36)$$

endlich aus (24):

$$q = S \quad \ldots \ldots \ldots \quad (37)$$

Die passenden Annahmen für p, $\frac{l_1}{l}$ und v richten sich auch hier nach dem Zweck, dem die Maschine zu dienen hat. In den meisten praktischen Fällen ist es am angemessensten, die Maschine so anzuordnen, dass sie bei mässiger Dampfspannung und mässiger Expansion ihre normale Leistung hervorzubringen vermag, also nicht zu sehr angestrengt ist, wenn sie ihren normalen Dienst verrichtet. Für solche Fälle kann man nehmen, vorausgesetzt dass nicht condensirt wird: $r = 15000$, $p = 35000$, $\frac{l_1}{l} = \frac{1}{2}$, $v = 1^m$. Für den Fall aber, dass die Maschine nicht nur expandiren soll, sondern dass auch Condensation gebraucht wird, kann man setzen:

$$r = 6000, \quad p = 20000, \quad v = 1, \quad \frac{l_1}{l} = \frac{1}{2}$$

Will man ein möglichst günstiges Güteverhältniss erzielen, so muss man eine im Verhältniss zum schädlichen Widerstand sehr hohe Dampfspannung und eine starke Expansion in Anwendung bringen. Damit aber die Kesseleinrichtung nicht zu schwierig und die Herstellung guter Dampfdichtungen möglich wird, muss man durchaus die Condensation eintreten lassen, denn thut man dies, so wird selbst für einen mässigen Werth von p das Verhältniss $\frac{r}{p}$ klein und ist eine starke Expansion auch bei mässiger Dampfspannung möglich. Der Vortheil der Anwendung der Condensation besteht wesentlich nur darin, dass dadurch mit schwächeren Dampfspannungen den Bedingungen einer vortheilhaften Verwendung des Dampfes entsprochen werden kann. Die Nachtheile der Condensation bestehen darin, dass die Condensationsmaschinen wegen des Condensationsapparates viel komplizirter sind als nicht condensirende Maschinen.

Theorie der Woolf'schen Maschine mit zwei Cylindern. Diese Maschine ist zur Expansion des Dampfes mit zwei Cylindern, mit einem kleineren A und einem grösseren B versehen, und der Dampf wird zuletzt, nachdem er in den Maschinen gewirkt hat, condensirt. Der Dampf wirkt zuerst während des ganzen Schubes mit gleichförmiger Kraft (zuweilen auch mit Expansion) auf den Kolben der kleinen Maschine, entweicht hierauf nach der Dampfkammer der grossen Maschine und wirkt auf den Kolben dieser Maschine, zuletzt entweicht er nach dem Condensator. Der Raum hinter dem kleinen Kolben kommunizirt stets mit dem Dampfkessel. Der Raum vor dem grossen Kolben mit dem Condensator. Die Räume vor dem kleinen und hinter dem grossen Kolben sind stets in Kommunikation. Der Dampf, welcher am Anfang des Kolbenschubes in dem kleinen Cylinder vor dem Kolben eingeschlossen ist, befindet sich am Ende des Kolbenschubes in dem grossen Cylinder hinter dem Kolben, hat daher während des Kolbenschubes expandirend gewirkt, und zwar gegen den kleinen Kolben zurücktreibend, gegen den grossen Kolben vorwärts treibend. Um die Rechnungen nicht zu sehr auszudehnen, wollen wir uns erlauben, die schädlichen Räume und das Volumen des Verbindungsrohres zwischen den beiden Maschinen zu vernachlässigen.

Es sei, Tafel XXVI., Fig 10, o und l für den kleinen Cylinder, O, L für den grossen Cylinder der Querschnitt und die Länge des Kolbenschubes, p die Spannung des Dampfes hinter dem kleinen Kolben während des ganzen Schubes, y die variable Spannung zwischen den beiden Kolben, nachdem der kleine Kolben einen Weg x zurückgelegt hat, r der auf einen Quadratmeter des grossen Kolbens reduzirte schädliche Widerstand. Durch r wird also überwunden: 1) der vor dem grossen Kolben herrschende Druck, 2) die Reibungswiderstände der Maschine, 3) der Widerstand, den die verschiedenen Pumpen der Bewegung entgegensetzen.

Beim Beginn des Kolbenschubes ist der kleine Dampfcylinder vor dem Kolben mit Dampf von einer Spannung p erfüllt, beträgt also diese Dampfmenge $o\,l\,(\alpha + \beta\,p)$ Kilogramm. Nachdem der kleine Kolben einen Weg x und gleichzeitig der grosse Kolben einen Weg $x\,\frac{L}{l}$ zurückgelegt hat, ist diese Dampfmenge $o\,l\,(\alpha + \beta\,p)$ in einem Raum $o\,(l - x) + O\,x\,\frac{L}{l}$ eingeschlossen und seine Spannung ist y. Daher hat man:

$$o\,l\,(\alpha + \beta\,p) = \left[o\,(l - x) + O\,x\,\frac{L}{l}\right](\alpha + \beta\,y) \quad . \quad . \quad (1)$$

demnach:

$$y = \left(\frac{\alpha}{\beta} + p\right)\frac{1}{1 + \left(\frac{O\,L}{o\,l} - 1\right)x} - \frac{\alpha}{\beta} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

Am Anfange des Kolbenschubes ist $y = p$, heben sich also die Pressungen gegen die beiden Flächen des kleinen Kolbens auf, wirkt also der kleine Kolben nicht treibend, wohl aber der grosse Kolben und zwar mit voller Kraft, denn hinter dem Kolben wirkt der Dampf mit einer Spannung p.

Am Ende des Kolbenschubes ist y sehr klein und kann selbst nur gleich r sein. Dann wird am Ende des Kolbenschubes der grosse Kolben nicht getrieben, wohl aber der kleine mit einer Kraft $o\,(p - r)$. Diese Expansionsmaschine ist also niemals ganz kraftlos, wie dies bei einer eincylindrischen Maschine am Ende des

Kolbenschubes der Fall sein kann. Daran kann man schon erkennen, dass die Woolf'sche Maschine eine grössere Gleichförmigkeit der Bewegung gewährt, als eine eincylindrige Expansionsmaschine.

Die nützliche Wirkung eines ganzen Schubes ist nun:

$$\int_0^l \left[o\,(p-y)\,dx + O\,(y-r)\,\frac{L}{l}\,dx \right] =$$

$$\int_0^l \left(o\,p - O\,r\,\frac{L}{l} \right) dx + \int_0^l \left(O\,\frac{L}{l} - o \right) y\,dx =$$

$$\left(o\,p - O\,r\,\frac{L}{l} \right) l + \left(O\,\frac{L}{l} - o \right) \int_0^l y\,dx$$

oder wenn man für y seinen Werth aus (2) einführt:

$$\left(o\,p - O\,r\,\frac{L}{l} \right) l + \left(O\,\frac{L}{l} - o \right) \int_0^l \left[\left(\frac{\alpha}{\beta} + p \right) \frac{1}{1 + \left(\frac{O\,L}{o\,l} - 1 \right) x} - \frac{\alpha}{\beta} \right] dx$$

Dieser Ausdruck wird durch Integration und Reduktion:

$$o\,l \left[\left(\frac{\alpha}{\beta} + p \right) \left(1 + \text{lognat}\,\frac{O\,L}{o\,l} \right) - \frac{O\,L}{o\,l} \left(\frac{\alpha}{\beta} + r \right) \right]$$

Nun ist $\frac{1}{v}$ die Zeit eines Schubes und $75\,N$ der in Kilogr.-Meter ausgedrückte Nutzeffekt; daher erhält man:

$$75\,N = o\,v \left[\left(\frac{\alpha}{\beta} + p \right) \left(1 + \text{lognat}\,\frac{O\,L}{o\,l} \right) - \frac{O\,L}{o\,l} \left(\frac{\alpha}{\beta} + r \right) \right] \quad . \quad (3)$$

Bei jedem Kolbenschub wird der kleine Cylinder vom Kessel aus mit Dampf gefüllt, man hat daher:

$$S = o\,v\,(\alpha + \beta\,p) + s \,\cdot\,\cdot\,\cdot\,\cdot\,\cdot\,\cdot\,\cdot\,\cdot\,\cdot \quad (4)$$

Es liegt in der Natur der Sache, dass es an und für sich ganz gleichgiltig ist, ob die Expansion des Dampfes mit einem Cylinder, oder mit zwei oder drei erfolgt. Vom rein prinzipiellen Standpunkt aus beurtheilt, sind also alle Expansionsmaschinen gleichwerthig. Da aber die Maschinen mit zwei oder mehreren Cylindern in ihrer Konstruktion komplizirter sind, dadurch etwas mehr Reibung verursachen und jedenfalls auch kostspieliger sind, so würde man den eincylindrigen Maschinen den Vorzug geben müssen, wenn nicht der Umstand wäre, dass diese Woolf'sche zweicylindrige Msschine eine grössere Gleichförmigkeit der Bewegung gewährt. Um diesen Nachtheil der eincylindrigen Expansionsmaschine zu beseitigen, werden gegenwärtig sehr oft zwei gekuppelte Maschinen, von denen jede eincylindrig ist, angewendet und die Kupplung geschieht in der Art, dass die Schwungradswelle mit zwei unter rechtem Winkel gegeneinander gestellte Kurbeln versehen wird, auf welche die beiden Maschinen einwirken. Diese gekuppelten Maschinen sind zwar noch komplizirter als eine Woolf'sche Maschine, allein wir werden in der Folge in der Schwungradstheorie erfahren, dass bei gekuppelten Maschinen ungemein leichte Schwungräder ausreichen, um einen hohen Gleichförmigkeitsgrad zu erzielen.

Wir schliessen hiermit die allgemeine Theorie der Dampfmaschinen; die Theorie der sogenannten Wasserhaltungsmaschinen oder überhaupt der einfach wirkenden Dampfmaschinen mit Ventilsteuerung werden wir bei den Pumpwerken behandeln.

Wir gehen nun zum Studium der Dampfmaschinendetails über.

Die Steuerungen.

Einleitendes. Die Steuerungen sind Vorrichtungen, durch welche das geeignete und rechtzeitige Ueberströmen des Dampfes aus dem Kessel nach dem Cylinder und Abströmen aus dem Cylinder nach dem Condensator oder in die freie Luft bewirkt wird.

Die Steuerung geschieht 1) mit Schiebern, 2) mit Ventilen, 3) mit Schiebern und mit Ventilen. Wir werden in Folgendem nur die Schiebersteuerungen erklären und die Ventilsteuerungen erst bei den einfach wirkenden Wasserhaltungsmaschinen behandeln.

Schiebersteuerungen gibt es sehr viele. Wir beschränken uns aber nur diejenigen zu erklären, welche gegenwärtig noch im Gebrauch sind.

Einfache Schiebersteuerung für nicht expandirende Maschinen. Wir legen unserer Erklärung eine Maschine mit horizontalem Cylinder zu Grunde und nehmen an, dass der Schieber direkt von der Schwungradswelle aus bewegt werde.

Auf Tafel XXVI., Fig. 11 sind $f\, f_1$ die Dampfkanäle, die nach den Cylinderenden führen, g ist der Kanal, welcher bei condensirenden Maschinen nach dem Condensator, bei nicht condensirenden Maschinen in's Freie führt, h ist der Steuerungsschieber in seiner mittleren Position, in welcher er gegen die Oeffnungen der Kanäle f und f_1 symetrisch steht. Fig. 12 und 13 zeigen die Einströmungsöffnungen und die Ueberdeckungen in einem grösseren Maassstabe. $a\,b = a_1\,b_1$ nennt man die innere, $c\,d = c_1\,d_1$ die äussere Ueberdeckung. Wir nennen die erstere i, die letztere a. Die Bewegungen des Schiebers werden gewöhnlich durch eine excentrische Scheibe hervorgebracht, deren Wirkung gleich ist der einer Kurbel, deren Halbmesser gleich ist der Excentrizität der excentrischen Scheibe. Für die Erklärung der Wirkung des Steuerungsschiebers nehmen wir an, er werde durch eine Kurbel bewegt und nennen dieselbe, sei es nun dass sie wirklich existirt oder nicht, die Steuerungskurbel. Die Kurbel hingegen, auf welche der Kolben durch Vermittlung der Kurbelstange oder Schubstange einwirkt, nennen wir die Dampfkurbel. Der Durchmesser $2\,r$ des Kreises, welchen die Mitte des Kurbelzapfens der Steuerungskurbel beschreibt, ist gleich der Schublänge des Steuerungsschiebers. Der Durchmesser $2\,R$ des Kreises, den der Mittelpunkt des Kurbelzapfens der Dampfkurbel beschreibt, ist gleich der Schublänge des Kolbens. Wenn die Steuerungskurbel senkrecht steht auf die Dampfkurbel, befindet sich der Schieber in der mittleren Stellung, wenn der Kolben seinen Schub beginnt. Die Einströmungsöffnungen sind dann am Anfange des Kolbenschubes durch den Schieberlappen geschlossen, und eine solche Gegeneinanderstellung nennt man eine Stellung ohne Voreilen. Sind jedoch die beiden Kurbeln so gestellt, dass der nach der Bewegungsrichtung der Kurbeln gemessene Winkel, den ihre Richtungen bilden, grösser als 90^0 und z. B. gleich $90^0 + \alpha^0$ ist, so nennt man α den Voreilungswinkel und bei einer solchen Stellung der Kurbeln, die man eine voreilende nennt, steht der Schieber am Anfange des Schubes nicht in seiner mittleren Position, sondern ist bereits aus dieser mittleren Position nach der Richtung seiner Bewegung vorgerückt (vorgeeilt), so dass am Anfange des Schubes die Einströmungsöffnung bereits theilweise demaskirt sein kann.

Die Wirkungen des Schiebers hängen von den vier Elementen ab: 1) innere Ueberdeckung, 2) äussere Ueberdeckung, 3) Halbmesser der Steuerungskurbel, 4) Voreilungswinkel, d. h. von den Grössen, die wir mit i, a, r und α bezeichnet haben. Auf Tafel XXVII., Fig. 1 bis 8 sind diejenigen Stellungen der Kurbeln und des Schiebers dargestellt, welche die Wirkung desselben erklären.

A) Anfang des Kolbenschubes. Der Kolben steht links am Anfang des Schubes. Der Schieber ist wegen des Voreilungswinkels nicht in der mittleren Position, sondern steht so weit nach rechts hin, dass links Dampfeinströmung, rechts Dampfentweichung statt findet.

B) Ende der Schieberbewegung. Die Steuerungskurbel steht rechts. Die Einströmungsöffnung ist ganz demaskirt, was voraussetzt, dass der Halbmesser der Steuerungskurbel gleich ist $\overline{b\ d}$, Tafel XXVI., Fig. 12. Der Kolben steht noch nicht auf halbem Schub.

C) Absperrung. Der Schieber ist im Rückgang, schliesst die Einströmungsöffnung links ab. Rechts freies Entweichen. Der Kolben hat die mittlere Stellung bereits überschritten. Links beginnt demnach eine Expansion.

D) Ende der richtigen Expansion. Der Schieber schliesst rechts ab. Der Dampf kann also rechts nicht mehr entweichen, links ist die Einströmungsöffnung geschlossen, von C bis D hat demnach links (hinter dem Kolben) Expansion statt gefunden, während von C bis D der Dampf stets rechts (vor dem Kolben) entweichen konnte, von C bis D findet also eine korrekte Expansionswirkung des Dampfes statt. Allein der Kolben hat bei dem Uebergang aus C und D nur einen kleinen Weg zurückgelegt, diese Expansionswirkung ist daher nicht erheblich.

E) Mittlere Position des Schiebers. Beide Einströmungsöffnungen sind geschlossen. Hinter dem Kolben Expansion, vor dem Kolben Compression des Dampfes. Dieser Zustand ist natürlich nicht gut, weil durch die Compression des Dampfes der schädliche Vorderdruck vermehrt wird. Diese Expansionsweise wollen wir die falsche nennen.

F) Ende der falschen Expansion. Der Dampf beginnt (aus dem Raum hinter dem Kolben) links zu entweichen, rechts ist die Einströmungsöffnung geschlossen, es herrscht also vor dem Kolben Compression. Auch dieser Zustand ist nachtheilig, denn hinter dem Kolben hört nun der Druck auf, und vor dem Kolben wächst er.

G) Ende des Gegendruckes. Links freies Entweichen des Dampfes, rechts Oeffnung der Einströmungsöffnung, d. h. von nun an tritt der Kesseldampf vor dem Kolben ein und wirkt seiner Bewegung entgegen.

H) Ende des Kolbenschubes. Links Entweichen, rechts Dampfeinströmung, also Gegendruck des Dampfes von G bis H, ist also der Zustand gerade das Umgekehrte von dem was sein sollte.

Kurz zusammengefasst besteht also die Wirkung des Steuerungsschiebers in Folgendem:

Von A bis C regelmässige constante Dampfwirkung,
„ C „ D durch kurze Zeit korrekte Expansion,
„ D „ F falsche Expansion,
„ F „ G hinter dem Kolben Entweichen, vor dem Kolben Compression,
„ G „ H hinter dem Kolben Entweichen, vor dem Kolben Gegendruck.

Von A bis D (ungefähr durch $\frac{3}{4}$ des Kolbenschubes) ist also der Zustand gut, dagegen von D bis H $\left(\frac{1}{4}\right.$ des Kolbenschubes$\left.\right)$ ist der Zustand fehlerhaft.

Macht man die äussere Ueberdeckung klein und nimmt man ferner nur ein schwaches Voreilen an, so wird zwar die ächte Expansion sehr eingeschränkt, werden dagegen die fehlerhaften Zustände beinahe aufgehoben. Als Expansionssteuerung ist dieser voreilende Schieber mit starker äusserer Ueberdeckung von keinem Werth, aber er bringt in anderer Hinsicht eine nützliche Wirkung hervor, und diese besteht theils darin, dass der Dampf gleich beim Beginn leicht eintritt, theils darin, dass gegen das Ende des Kolbenschubes hin, wenn der Kolben kaum noch fortrückt, kein Dampf mehr in den Cylinder einströmt.

Es sind von verschiedenen Technikern analytische Theorien und geometrische Konstruktionen zur Darstellung der Wirkungen der Steuerungsschieber ausgedacht worden *), ich will mich jedoch hier nicht tiefer in die Sachen einlassen, da dieselben von keinem grossen praktischen Werth sind. Das von *Zeuner* aufgestellte Konstruktions-Verfahren gründet sich auf Folgendes: Nennt man in dem Moment, wenn die Dampfkurbel einen Winkel φ mit der Bewegungsrichtung des Kolbens bildet, ϱ die Entfernung eines bestimmten Punktes des Schiebers von der mittleren Stellung dieses Punktes, so ist ϱ eine Funktion von φ, deren Form durch den geometrischen Zusammenhang aller Theile des Bewegungsmechanismus bestimmt wird. Betrachtet man φ als Polarwinkel und ϱ als den Radiusvektor einer krummen Linie, so ist $\varrho = f(\varphi)$ die Polargleichung derselben. Konstruirt man diese Kurve, so gibt jeder Radiusvektor die Stellung des Schiebers für den Polarwinkel φ, und indem man diese Kurve mit den Abmessungen des Schiebers und der Dampfkanäle vergleicht, lassen sich die Wirkungen des Schiebers sehr anschaulich darstellen. Der geometrische Zusammenhang

*) *Zeuner. Müller.*

der Mechanismen, durch welche die Schieber bewegt werden, ist meistens so, dass wenigstens sehr annähernd $\varrho = f(\varphi)$ die Form annimmt: $\varrho = A \sin k \varphi + B \cos k \varphi$ und dieser Gleichung entspricht ein Kreis, wobei der Pol des Coordinatensystems in einem Peripheriepunkt liegt und die Axen die Peripherie schneiden. Das Sehnensystem eines solchen Kreises bestimmt also das Bewegungsgesetz des Schiebers.

Theorie der Schiebersteuerung von Professor Zeuner. Wir wollen die von Professor Zeuner erdachte Theorie der Schiebersteuerung für den einfachsten Fall eines voreilenden mit innerer und äusserer Ueberdeckung angeordneten Schiebers anwenden. Nehmen wir an, der Schieber werde direkt von der Schwungradswelle aus durch ein Excentrum bewegt, das um einen Winkel α voreilt und dessen Excentrizität gleich ϱ ist, dann weicht der Radius A O der Excentrizität, Tafel XXVII., Fig. 9, um einen Winkel $D\,O\,A = \alpha$ von der vertikalen Richtung ab, wenn die Maschinenkurbel O B horizontal steht, weicht dagegen der Halbmesser der Excentrizität um einen Winkel $\alpha + \varphi$ von der vertikalen Stellung ab, wenn die Maschinenkurbel mit der horizontalen Richtung einen Winkel φ bildet. Da die Excentrikstange gegen den Halbmesser der Excentrizität sehr gross ist, so begeht man keinen merklichen Fehler, wenn man annimmt, dass das Excentrum eine reine Sinusbewegung hervorbringt und unter dieser Voraussetzung ist die Horizontalentfernung ξ des Schiebers von seiner mittleren Stellung (in welcher er beide Einströmungsöffnungen in gleicher Weise überdeckt) $\xi = \varrho \sin(\alpha + \varphi)$. Hieraus folgt:

$$\xi = (\varrho \sin \alpha) \cos \varphi + (\varrho \cos \alpha) \sin \varphi \quad . \; . \; . \; . \; . \quad (1)$$

Wir wollen nun die geometrische Bedeutung dieser Gleichung in der Voraussetzung bestimmen, dass wir φ als Polarwinkel und ξ als einen Radiusvektor auftragen. Nennen wir, Tafel XXVII., Fig. 10, $\overline{Op} = x$, $\overline{mp} = y$ die rechtwinkligen Coordinaten des Punktes m, dessen Polarcoordinaten ξ und φ sind, so ist:

$$x = \xi \cos \varphi, \quad y = \xi \sin \varphi \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (2)$$

$$x^2 + y^2 = \xi^2 \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (3)$$

und die Gleichung (1) kann nun geschrieben werden:

$$\xi = \varrho \sin \alpha \frac{x}{\xi} + \varrho \cos \alpha \frac{y}{\xi}$$

oder

$$x^2 + y^2 = \varrho \sin \alpha \, x + \varrho \cos \alpha \, y$$

oder endlich:

$$\left(x - \frac{1}{2} \varrho \sin \alpha\right)^2 + \left(y - \frac{1}{2} \varrho \cos \alpha\right)^2 = \frac{1}{4} \varrho^2 \quad . \; . \; (4)$$

Dieser Gleichung entsprechen zwei Kreise, die sich im Anfangspunkt der Coordinaten berühren. Die Coordinaten der Mittelpunkte $A\,A_1$, Fig. 11, dieser Kreise sind: $\pm \frac{1}{2} \varrho \sin \alpha$, $\pm \frac{1}{2} \varrho \cos \alpha$, die Halbmesser der Kreise dagegen: $\frac{1}{2} \varrho = \overline{CA} = \overline{C\,A_1}$.

Die Verbindungslinie $A\,A_1$ der Mittelpunkte bildet mit der Axe der y einen Winkel α. Verzeichnet man also diese zwei Kreise und zieht irgend eine Sehne $C\,m$, die mit der Axe der x einen Winkel φ bildet, so ist $\overline{Cm} = \xi$ die Abweichung des Schiebers von seiner mittleren Stellung, wenn die Maschinenkurbel einen Winkel φ mit ihrer horizontalen Stellung bildet. Dies vorausgesetzt, lassen sich die Erscheinungen und Wirkungen des Steuerungsschiebers vermittelst der Tafel XXVII., Fig. 12 erklären und anschaulich machen.

k und k_1 sind die beiden Kreise, die wir so eben erklärt haben und die der Gleichung (1) oder (4) entsprechen. Es ist demnach:

$$\overline{OB} = \frac{1}{2} \varrho \sin \alpha, \; \overline{CB} = \frac{1}{2} \varrho \cos \alpha, \; O\,C = O\,G = \frac{1}{2} \varrho$$

$k_2\ k_3$ sind zwei Kreise, deren Mittelpunkte mit O zusammenfallen, der Halbmesser $O\,E$ des ersteren ist aber gleich der äusseren Ueberdeckung des Schiebers, der Halbmesser $O\,F$ des letzteren ist gleich der inneren Ueberdeckung. Der grosse Kreis K stellt den Kurbelkreis der Maschine vor. Zieht man irgend eine Sehne $O\,J$, so ist $O\,J = \xi$ die Abweichung des Schiebers von der mittleren Stellung, wenn die Maschinenkurbel einen Winkel $J\,O\,x = \varphi$ mit der Horizontalstellung bildet (diesen Werth von ξ wollen wir überhaupt die Schieberabweichung nennen); zieht man von der Schieberabweichung die äussere Ueberdeckung ab, so erhält man die Weite der Einströmungsöffnung. $\overline{JE}$ ist demnach die Weite der Einströmungsöffnung, nachdem die Maschinenkurbel einen Winkel φ zurückgelegt hat. Zieht man von der Schieberabweichung die innere Ueberdeckung ab, so erhält man die Weite einer Dampfausströmungsöffnung. $\overline{JF}$ ist demnach eine solche Weite. Für $\varphi = o$, d. h. für den Anfang des Kolbenschubes ist demnach $\overline{c\,d}$ die Weite der Einströmungsöffnung. Die Einströmungsöffnung $\overline{E\,J}$ ist am grössten für $\varphi = D\,O\,x$ und beträgt dann $D\,O$. Im Moment, wenn die ächte Expansion beginnt, ist die Weite der Einströmungsöffnung gleich Null. Die

Expansion beginnt demnach, wenn die Kurbel in die Stellung $O\,d$ gekommen ist, demnach der Kolben bei d_2 steht. Die falsche Expansion beginnt, wenn die innere Ausströmung aufhört, d. h. wenn die Kurbel in die Stellung $O\,e\,e_1$ und der Kolben in die Stellung e_2 gekommen ist. Diese falsche Expansion ist zu Ende und es beginnt die Dampfausströmung aus dem Raum hinter dem Kolben, wenn die rechtseitige innere Ausströmungsöffnung verschwindet, d. h. wenn die Kurbel in die Stellung $O\,f\,f_1$ und der Kolben in die Stellung f_2 gelangt ist. Der Gegendruck vor dem Kolben beginnt, wenn eine linkseitige Einströmungsöffnung einzutreten anfängt, d. h. wenn die Kurbel nach $O\,g\,g_1$, der Kolben nach g_2 gekommen ist. Der Kolbenschub ist zu Ende, wenn die Kurbel nach $O\,h\,h_1$, der Kolben nach h_2 gekommen ist.

Die Sehnensysteme der Kreise k_1 k_2 k_3 geben die Erscheinung für den Rückgang des Kolbens.

Ausführlicheres über diese Theorie der Schiebersteuerung findet man in dem Werkchen von *Zeuner*. Wir wollen uns mit dem Wenigen, was wir bisher behandelt haben, begnügen.

Die Dreiecksteuerung. Man kann auch zur Bewegung des Schiebers statt einer Kurbel oder statt eines Excenters das in den Bewegungsmechanismen Seite 15 beschriebene Bogendreieck anwenden. In der That ist es bei den Original-Woolf'schen Maschinen allgemein im Gebrauch. Es hat den Vortheil, dass es rasche Bewegungen macht und dann stehen bleibt, was dem Zweck besser entspricht, als ein kontinuirliches Hin- und Hergehen des Schiebers, wie es ein Excenter oder eine Kurbel hervorbringt.

Das Dreieck kann aber wegen seiner Kleinheit nicht auf der Kurbelaxe der Dampfmaschine angebracht werden; man muss daher, wenn man das Dreieck anwenden will, von der Schwungradsaxe aus vermittelst Räderübersetzungen auf eine andere dünne Axe übergehen, und erst von dieser aus vermittelst des Dreieckes den Schieber bewegen.

Die Steuerung mit verlängertem Schieber. Tafel XXVII., Fig. 13 bis 16. Dieser Schieber unterscheidet sich von dem gewöhnlichen nur durch eine grössere Länge. Diese ist nämlich so gross, dass (wie Fig. 14 zeigt) die eine der Einströmungsöffnungen vollständig demaskirt ist, wenn die andere überdeckt wird. Es ist eine ganz korrekt wirkende Expansionseinrichtung.

A) Stellung des Schiebers am Anfang des Kolbenschubes. Links freie Einströmung, rechts freies Entweichen. In dieser Stellung bleibt der Schieber bis der Kolben diejenige Stellung I, erreicht hat, bei welcher die Absperrung eintreten soll, in diesem Moment tritt die Stellung

B) ein. Links Absperrung, rechs freies Ausströmen. Diese Stellung bleibt bis an das Ende des Schubes, dann geht der Schieber plötzlich in die Stellung

C) Rechts Dampfeinströmung, links freies Entweichen. So bleibt der Schieber, bis wiederum die Absperrung erfolgen soll. Dann begibt sich der Schieber in die Stellung

D) Links Ausströmung, rechts Absperrung und bleibt bis an's Ende des Schubes, wo er wiederum nach A geht.

Der Schieber kann sich nicht kontinuirlich bewegen, er muss zweimal nach rechts und zweimal nach links rücken. Die ersteren dieser Bewegungen sind kleiner als die letzteren. Hierzu ist eine unrunde Scheibe nothwendig, ähnlich derjenigen, welche in den Bewegungsmechanismen Seite 15 erklärt wurde.

Expansion mit zwei Kammern, erster Fall. Tafel XXVIII., Fig. 1. Die eigentliche Dampfkammer ist durch eine Zwischenwand in zwei Kammern getheilt. In dieser Zwischenwand ist eine recchtwinklige Oeffnung angebracht, an welcher ein einfacher Schieber vermittelst eines Excentrums hin und her bewegt wird. In der einen Kammer wirkt ein durch ein Excentrum bewegter gewöhnlicher Schieber. Die Expansion geschieht, indem der Expansionsschieber A die Oeffnung der Zwischenwand bedeckt. Beide Schieber gehen voreilend. In seiner mittleren Stellung fällt das Mittel des Expansionsschiebers mit dem Mittel der Oeffnung zusammen. Wenn der Schieber nach rechts geht, ist es das rechte, wenn er nach links geht, ist es das linke Ende, das die Absperrung hervorbringt Indem man die Bewegungslänge des Schiebers und seinen Voreilungswinkel ändert, kann der Expansionsgrad innerhalb sehr weiter Grenzen geändert werden. Diese Einrichtung ist gut und wird oftmals gebraucht.

Expansion mit zwei Kammern, zweiter Fall Tafel XXVIII., Fig. 1. Diese Einrichtung unterscheidet sich von der vorhergehenden im Wesentlichen nur dadurch, dass der Expansionsschieber bei einem Spiel des Vertheilungsschiebers zweimal spielt, was dadurch bewirkt wird, indem die Drehungsaxe des Excentriks des Expansionsschiebers bei einer Umdrehung der Dampfkurbel zwei Umdrehungen macht. Das Expansionsexcentrum kann daher nicht auf der Kurbelwelle angebracht werden, sondern muss auf eine besondere Axe befestigt werden, die durch eine Räderübersetzung von der Kurbelwelle aus bewegt wird. Die Absperrung geschieht hier stets durch das gleiche Schieberende.

Expansion mit zwei aufeinander laufenden Schiebern, erster Fall. Tafel XXVIII., Fig. 2. a der Vertheilungsschieber, b und c die Expansionsschieber. b und c gehen mitsammen, können aber gegen einander verstellt werden. Der Vertheilungsschieber wird durch ein voreilend gestelltes Excentrum bewegt. Die Expansionsschieber werden durch ein zweites ebenfalls voreilend gestelltes Excentrum bewegt. Beide Excenter machen gleich viel Umdrehungen und können von der Kurbelwelle aus bewegt werden. Wenn die Schieber b und c die Oeffnungen in a überdecken, ist die Absperrung vorhanden. Aendert man die Distanz der Schieber b und c, so wird der Expansionsgrad geändert. Auch diese Einrichtung ist gut und wird oftmals angewendet.

Expansion mit zwei aufeinander laufenden Schiebern, zweiter Fall. Tafel XXVIII., Fig. 3. Bei dieser Anordnung werden die Expansionsschieber nicht durch einen Mechanismus bewegt, sondern dadurch, dass sie in der Mitte an einen Ansatz d und bei e und *f* an die Wände der Dampfkammer anstossen. Die Expansionsschieber b und c liegen nämlich auf dem Vertheilungsschieber a, werden denselben durch den Dampf angedrückt und werden durch den Vertheilungsschieber bei dessen Hin- und Herbewegung mit fortgenommen, bis sie entweder an den mittleren Ansatz d oder an die Wände der Dampfkammern stossen, was sie zum Stillstehen bringt, während der Vertheilungsschieber fort geht. Hierdurch geschieht die Verschiebung der Expansionsschieber gegen den Vertheilungsschieber.

Der Condensationsapparat.

Beschreibung der gewöhnlichen Apparate. Vorzugsweise zwei Anordnungen von Condensationsapparaten werden bei den Dampfmaschinen angewendet: die *Watt*'sche und die *Maudslay*'sche. Bei ersterer, Tafel XXVIII., Fig. 4, stehen der Condensator und die Luftpumpe nebeneinander in der Kaltwassercysterne, bei letzterer, Fig. 5, ist die Stellung dieser drei Gefässe eine concentrische. Für die Funktionen des Apparates sind beide Anordnungen gleichwerthig. Die Watt'sche Anordnung ist minder gefällig als die Maudslay'sche, dafür aber leichter zugänglich. Der letztere dieser

Apparate nimmt etwas weniger Raum ein als der erstere. In der folgenden Beschreibung der beiden Apparate werden die gleichen Gegenstände mit denselben Buchstaben bezeichnet.

a ist die Kaltwassercisterne, dieselbe kann aus Holz oder aus Eisen hergestellt werden; sie wird von der Kaltwasserpumpe aus fort und fort mit kaltem Wasser versehen, damit dieses nicht überlaufen kann, ist ein Abflussrohr b angebracht. c ist die Luftpumpe mit den Klappenventilen: Einsaugklappe c_1, die Kolbenklappe c_2, die Entleerungsklappe c_4. Das Einspritzen des Wassers geschicht vermittelst eines Rohres d, an dessen äusserer in der Tiefe des Cisternenwassers befindlichen Mündung ein Hahn oder ein Ventil oder ein Schieber angebracht ist, um die Wassermenge, welche durch den äusseren atmosphärischen Druck eingetreten ist, nach Bedarf reguliren zu können, welches Rohr aber innen im Condensationsraum durchlöchert und zuweilen mit einer Brause versehen ist.

Wirkung des Condensators. Die Vorgänge, welche in dem ganzen Condensationsapparat während des Maschinenspiels vorkommen, sind ziemlich komplizirt und korrekt nicht leicht zu erklären. Wir wollen die Erscheinungen von dem Augenblick an betrachten, wenn der Kolben in die Höhe zu gehen beginnt, setzen aber voraus, dass in der ganzen Maschine der Beharrungszustand vorhanden sei, in welchem am Ende jedes Auf- und Niedergangs des Kolbens identische Zustände vorhanden sein werden. Diese Identität kann nur dann eintreten, wenn bei jedem ganzen Kolbenspiel (Auf- und Niedergang) alle Flüssigkeiten aus dem Condensator entfernt werden, die während eines solchen Spieles in den Condensator eintreten. Aus dem Condensator muss also entfernt werden: 1) das Wasser, welches durch die Condensation des Dampfes während eines Kolbenspiels gebildet wird. Es entsteht aus zwei Füllungen des Dampfcylinders; 2) das Condensationswasser, das während eines ganzen Kolbenspieles in den Condensator eintritt; 3) die atmosphärische Luft, welche in dieser Wassermenge enthalten ist und die wegen der geringen im Condensator herrschenden Spannung frei wird; 4) der Theil des eintretenden Dampfes, welcher nicht condensirt wird. Diese Quantitäten von Wasser, Dampf und Luft müssen sich im Beharrungszustand der Bewegung am Anfang des Hubes des Luftpumpenkolbens in dem Raum zwischen diesem Kolben und dem Entleerungsventil befinden, denn die in diesem Raum befindlichen Flüssigkeiten werden aus der Luftpumpe entfernt, während der Kolben aus der tiefsten Stellung in die höchste gelangt.

Wir wollen nun sehen, was in dem Raum oberhalb des Kolbens während seiner Erhebung vorgeht. Während der Kolben in die Höhe geht, muss das über demselben befindliche Wasser gehoben werden, was jedoch ein wenig Kraft erfordert, muss ferner die Luft komprimirt werden bis ihre Spannung etwas grösser wird, als der äussere atmosphärische Druck, was ebenfalls einige Kraft erfordert, muss aber endlich zuletzt gegen das Ende des Kolbenspieles hin das Wasser ausgetrieben werden, was allerdings beträchtliche Kraft erfordert, denn von dem Augenblick an, wenn die Luft bis zu einer Atmosphäre Spannung verdichtet worden ist, öffnet sich das obere Entlassungsventil, wirkt also der äussere atmosphärische Druck auf die obere Kolbenfläche, bis der Kolben seine höchste Stellung erreicht hat.

Die Weglänge, welche der Kolben zurücklegt, während der äussere atmosphärische Druck einwirkt, richtet sich nun nach der grösseren oder geringeren Menge von Einspritzwasser. Wird viel eingespritzt, so muss viel herausgeschafft werden, muss demnach der Weg, durch welchen der atmosphärische Druck zu überwinden ist, gross ausfallen. Wird wenig eingespritzt, so ist nur wenig Wasser wegzuschaffen, fällt demnach der Weg, durch welchen der atmosphärische Druck überwunden werden muss, klein aus. Man sieht hieraus, dass sich der zum Betriebe der Luftpumpe erforderliche Kraftaufwand nach der mehr oder weniger vollständigen Condensation richtet. Auch ersieht man, dass es wesentlich ist dafür zu sorgen, dass eine möglichst vollständige Condensation mit einer möglichst kleinen Wassermenge erfolgt, man soll also möglichst kaltes Wasser anwenden und soll dasselbe nur in dem Moment einspritzen, wenn der Dampf aus dem Dampfcylinder in den Condensator entweicht, also am Ende jedes Kolbenschubes, nicht aber continuirlich, wie es bei den gewöhnlichen Condensatoren geschieht. Das Einspritzen durch den äusseren Luftdruck bewirken lassen, ist fehlerhaft, denn es erfolgt dann gerade in verkehrter Weise. Im Moment, wenn der Dampf aus dem Dampfcylinder in den Condensator eintritt, herrscht in demselben eine ziemlich hohe Spannung, was zur Folge hat, dass nun gerade wo es am nöthigsten wäre, kein oder wenig Wasser eintritt. Später, wenn die Condensation allmählig fortgeschritten ist und die Spannung im Condensator sehr klein geworden ist, kommt nun ein reichlicher Wasserguss nach, der wenig mehr zu thun findet und den Condensator zweckwidrig anfüllt. Bei dieser Art von Einspritzung ist also, um eine gewisse Wirkung hervorzubringen, eine viel grössere Wassermenge erforderlich, als eigentlich zur Condensation nothwendig wäre.

Wir wollen nun ferner sehen, was in dem Raum unter dem Kolben der Luftpumpe während des Hubes vorgeht. Wenn der Kolbenhub beginnt, will unter dem Kolben ein leerer Raum entstehen, das hat zur Folge, dass das in dem untern Theil des Condensatorraums enthaltene Wasser durch den im Condensator vorhandenen Luft- und Dampfdruck durch das Bodenventil in die Luftpumpe getrieben wird und den Raum ausfüllt, welchen der Kolben durchläuft. Dadurch sinkt der Wasserspiegel im Condensator bis unter das Einsaugventil und nun tritt plötzlich Luft und Dampf aus dem Condensator in die Luftpumpe ein, fällt aber gleichzeitig Wasser aus derselben durch die Oeffnung der Saugventile in den Condensator zurück, wodurch sich der Wasserspiegel im Condensator wiederum hebt und das Saugventil unter Wasser geräth. Wenn dann der Kolben seinen Weg weiter fortsetzt, wird abermals durch den Condensatordruck Wasser in die Luftpumpe getrieben, und wenn zuletzt der Kolben oben angekommen ist, befindet sich nothwendig in dem Raum zwischen dem Bodenventil und dem Kolben so viel an Wasser, Luft und Dampf, als bei einem ganzen Kolbenspiel aus dem Apparat entfernt werden muss. Diese Vorgänge unterhalb des Kolbens während seines Hubes erfordern, wie man sieht, keinen beachtenswerthen Kraftaufwand. Wenn der Kolben niederzugehen beginnt, schliesst das obere Entlassungsventil und das untere Saugventil, es entsteht oberhalb des Kolbens ein leerer Raum, wird dagegen die Luft unterhalb des Kolbens etwas komprimirt, bis eine Spannung eintritt, welche hinreichend ist, das Gewicht des Kolbenventils zu heben, dann vertheilt sich die Luft in den beiden Räumen oberhalb und unterhalb des Kolbens, bis derselbe so weit niedergegangen ist, dass er das auf dem Bodenventil aufliegende Wasser erreicht, worauf er mit geöffnetem Ventil in dasselbe eintaucht und bis in seine tiefste Stellung niedergeht. Man sieht, dass der Niedergang des Kolbens einen merklichen Kraftaufwand nicht bedarf, und es geht aus den gegebenen Erläuterungen hervor, dass vorzugsweise das Austreiben des Condensationswassers durch die Oeffnungen des Entweichungsventils gegen das Ende des Kolbenschubes hin Kraftverwendungen erfordert.

Vortheilhafteste Condensation. Nach den vorausgegangenen Erklärungen wird man ohne Schwierigkeit erkennen, dass die Wirkung der Condensation am günstigsten ausfällt, wenn eine gewisse Wassermenge in den Condensator rechtzeitig eingespritzt wird. Wird nämlich ungemein wenig Wasser eingespritzt, so fällt zwar die zum Betriebe der Luftpumpe erforderliche Kraft sehr klein aus (indem dann wenig Luft zu komprimiren und wenig Wasser zu heben und auszutreiben ist), bleibt jedoch die Spannung im Condensator sehr hoch, so dass der schädliche Vorderdruck sehr gross ausfällt. Die Wirkung der Condensation kann daher bei einer zu kleinen Menge Einspritzwasser nicht vortheilhaft sein. Wenn dagegen ungemein grosse Wasserquantitäten eingespritzt werden, so fällt allerdings die Spannung im Condensator und der schädliche Vorderdruck klein aus, wird dagegen die zum Betriebe der Luftpumpe erforderliche Kraft sehr bedeutend, die Wirkung der Condensation kann also in diesem Falle abermals nicht günstig ausfallen. Daraus erkennt man, dass es eine gewisse Condensation gibt, bei der das beste Resultat erzielt werden kann. Es würde zu weitläufig und unsicher sein, diese vortheilhafteste Condensation theoretisch durch Rechnung zu bestimmen, und für die Praxis wäre diese Rechnung ganz überflüssig, denn diese vortheilhafteste Condensation kann bei jeder existirenden Maschine durch Experimente auf folgende Art bestimmt werden: Man stellt den Einspritzhahn zunächst so, dass nur äusserst wenig Wasser in den Condensator gelangen kann, setzt die Maschine in Gang und beobachtet mit einer Sekundenuhr, mit wie viel Umdrehungen pro 1 Minute die Fabrik getrieben wird, hierauf verstellt man den Einspritzhahn so, dass eine grössere Wassermenge in den Condensator gelangt und beobachtet wiederum, mit wie viel Umdrehungen die Fabrik getrieben wird. Fährt man auf diese Weise fort, so findet man mit grösster Sicherheit diejenige Hahnstellung, bei welcher die Fabrik den schnellsten Gang annimmt und diese Hahnstellung entspricht natürlich der vortheilhaftesten Condensation.

Abmessungen des Condensationsapparates. Die für eine vortheilhafte Condensation erforderlichen Abmessungen des Condensationsapparates können durch Rechnung mit Sicherheit kaum bestimmt werden. Für die Praxis ist eine solche Bestimmung durch Rechnung kein Bedürfniss; Condensationsapparate, die gute Leistungen hervorbringen, gibt es ja eine Menge, man braucht daher nur die Abmessungen dieser wirklich existirenden und gut wirkenden Condensationsapparate auf eine Regel zurückführen, so können diese zur Bestimmung von neu zu erbauenden Maschinen dienen. Man wird gewiss zu richtigen Abmessungen gelangen, wenn man als Regel aufstellt, dass das Volumen des Condensators und der Luftpumpe für eine neu zu erbauende Maschine so gross gemacht werden soll, als bei einer Watt'schen Dampfmaschine, welche eben so viel Dampf konsumirt, als die neu zu erbauende Maschine. Da es nicht nachtheilig werden kann, wenn der Condensationsapparat etwas gross ausfällt, so genügt es auch für die Praxis, wenn man den Condensationsapparat für eine neu zu erbauende Maschine gerade so gross nimmt, als für eine Watt'sche Maschine von gleicher Pferdekraft.

Verbesserungen des Condensationsapparates. Die Condensationsapparate von *Watt* und von *Maudslay*, welche wir früher beschrieben, sind mangelhaft, insbesondere weil sie einfach wirkend sind und weil das Einspritzen nicht rechtzeitig geschieht und durch den äusseren Druck der Atmosphäre erfolgt. Man wird also augenscheinlich eine Verbesserung herbeiführen, wenn man die Luftpumpe doppelt wirkend einrichtet, und das Einspritzen nicht kontinuirlich und nicht durch den äusseren atmosphärischen Druck erfolgen lässt, sondern eine Pumpe anwendet, die so eingerichtet ist, dass sie nach Belieben grössere oder kleinere Wassermengen jedes mal in *dem* Augenblick in den Condensator treibt, wenn der Kolben das Ende seines Schubes erreicht. Auch wird es gut sein, wenn das Einspritzwasser in einem vertheilten Zustand gerade an der Stelle, wo der Dampf in das Condensationsgefäss eintritt, aus einer Brause getrieben wird.

Der Hall'sche Condensator. Bei diesem Condensator geschieht die Condensation nicht durch Einspritzen von kaltem Wasser, sondern nur allein durch Abkühlung der Wände des Condensationsgefässes vermittelst eines Stromes von kaltem Wasser. Tafel XXVIII., Fig. 6 gibt eine Idee von einem solchen Condensator. Der innere Raum des beliebig gestalteten Condensationsgefässes ist durch zwei Wände a und a_1 in drei Räume getheilt. In diese Wände sind eine grosse Menge enger Röhren aus dünnem Kupferblech so eingesetzt, dass dadurch die Räume b und b_1 kommuniziren. Leitet man bei d einen Strom von kaltem Wasser in den Raum ausserhalb der Abkühlungsröhren und bei d_1 wiederum heraus, und lässt bei c den zu condensirenden Dampf eintreten, so wird derselbe an den kalten Wänden der Kupferröhren condensirt, das dadurch entstehende Wasser sammelt sich in b_1 und kann vermittelst einer kleinen Pumpe bei c_1 aufgesaugt und fortgeschafft werden. Es erfordert jedoch eine sehr grosse Abkühlungsfläche, um eine prompte und energische Condensation zu bewirken. Ja diese Abkühlungsfläche fällt so gross aus, dass der Condensator selbst dann, wenn man sehr enge Röhren nimmt und sie ganz dicht neben einander stellt, ein sehr beträchtliches Volumen erhält und nur mit grossen Kosten hergestellt werden kann. Von der Richtigkeit des so eben Gesagten wird man sich überzeugen, wenn man bedenkt, dass bei einem solchen Hall'schen Condensator der Unterschied der Temperatur des Dampfes und des Condensationswassers ungefähr 100° beträgt, während bei einem Dampfkessel die mittlere Temperatur der Verbrennungsgase um circa 500° grösser ist, als jene des Wassers im Kessel, die Abkühlungsfläche der Röhren des Condensators muss demnach ungefähr 5 mal so gross ausfallen, als die Heizfläche des Kessels der Maschine, man würde also dem Condensator pro 1 Pferdekraft der Maschine $5 \times 1\cdot5 = 7\cdot5^{qm}$ Abkühlungsfläche zu geben haben. Diese kaum realisirbare Grösse der Abkühlungsfläche ist wohl der Grund, dass diese Hall'schen Condensatoren, welche nach ihrer Erfindung bei Marine-Maschinen häufig angewendet wurden, nun ausser Gebrauch gekommen sind. Für derlei Maschinen wäre die Condensation des Dampfes durch blosse Abkühlung der Röhrenwände von grossem Vortheil, weil zur Speisung des Kessels süsses Wasser, zur Abkühlung der Condensationsröhren dagegen salziges Meerwasser genommen werden kann.

Theorie der Schwungräder.

Einleitung. Die Bewegung des Schwungrades einer Dampfmaschine kann nicht gleichförmig sein, indem vermöge der Kurbel Kraft und Widerstand wohl in einzelnen Momenten, nie aber dauernd im Gleichgewicht sind. Die Ungleichförmigkeit der Schwungradsbewegung kann jedoch durch eine hinreichende Grösse des Schwungrades in beliebige Grenzen eingeschlossen werden, und die Aufgabe, welche die Theorie des Schwungrades zu lösen hat, besteht vorzugsweise in der Bestimmung des Trägheitsmomentes, welches das Schwungrad besitzen muss, damit dessen Bewegung innerhalb vorgeschriebener Grenzen bleibt.

Die Theorie des Schwungrades führt zu äusserst verwickelten Rechnungen, wenn man den höchsten Grad von Genauigkeit verlangt, wir begnügen uns daher mit einer Annäherung, indem wir den Einfluss der hin und her gehenden Massen des Kolbens, der Kolbenstange, der Schubstangen und (bei Balancier-Maschinen) des Balanciers vernachlässigen und ferner die Schubstange unendlich lang annehmen, also eine reine Sinus-Versus-Bewegung der Kolben voraussetzen. Die Resultate, welche wir unter diesen Beschränkungen erhalten, sind wenigstens für praktische Zwecke hinreichend genau.

Das Schwungrad für Maschinen mit einem Cylinder mit nicht expandirendem Dampf. Wir wollen unserer Berechnung eine horizontal liegende Maschine zu Grunde legen.

Nennen wir:

P die constante Kraft, mit welcher im Beharrungszustand der Bewegung der Kolben getrieben wird,

Q den constanten auf den Kurbelkreis reduzirten nützlichen Widerstand der Arbeitsmaschinen, die durch die Dampfmaschine getrieben werden,

ϱ den Halbmesser der Kurbel,

φ den Winkel, den in irgend einem Augenblick die Kurbelrichtung mit der Bewegungsrichtung des Kolbens bildet, Tafel XXVIII., Fig. 7,

ω_0 und ω die Winkelgeschwindigkeiten des Schwungrades für $\varphi = 0$ und für $\varphi = \varphi$,

μ das als Masse ausgedrückte Trägheitsmoment des Schwungrades,

G das Gewicht des Schwungringes,

C die mittlere Geschwindigkeit des Schwungringes.

Während der Winkel φ zurückgelegt wird, schreitet der Kolben um $\varrho\,(1 - \cos\varphi)$ vorwärts, entwickelt demnach die Kraft P eine Wirkungsgrösse $P\,\varrho\,(1 - \cos\varphi)$, gleichzeitig wird aber der Widerstand Q durch einen Weg $\varrho\,\varphi$ überwunden, wird also eine Wirkunngsgrösse $Q\,\varrho\,\varphi$ konsumirt. Die lebendige Kraft des Schwungrades ist: für $\varphi = 0$, $\mu\,\omega_0^2$; für $\varphi = \varphi$, $\mu\,\omega^2$. Die Aenderung der lebendigen Kraft ist demnach, während der Winkel φ zurückgelegt wird: $\mu\,(\omega^2 - \omega_0^2)$. Da wir die hin und her gehenden Massen und selbst auch die Massen der ganzen Arbeitsmaschine vernachlässigen, so erhalten wir vermöge des Prinzipes der Thätigkeit folgende Gleichung:

$$P\,\varrho\,(1 - \cos\varphi) - Q\,\varrho\,\varphi = \mu\,(\omega^2 - \omega_0^2) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

Im Beharrungszustand der Bewegung muss für $\varphi = \pi$, $\omega = \omega_0$ werden, indem nach jedem Kolbenschub diejenige Winkelgeschwindigkeit wieder eintreten muss, welche am Anfang des Schubes vorhanden ist. Aus (1) folgt für $\varphi = \pi$ und $\omega = \omega_0$:

$$2\,P = Q\,\pi, \quad P = \frac{\pi}{2}\,Q \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

Dieser Werth von P ist derjenige Kolbendruck, der im Beharrungszustand von selbst eintritt. Führt man diesen Werth von P in (1) ein, so erhält man:

$$Q\,\varrho\left[\frac{\pi}{2}\,(1 - \cos\varphi) - \varphi\right] = \mu\,(\omega^2 - \omega_0^2) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

Diese Gleichung gilt für den Beharrungszustand und sie gibt für jeden Werth von φ die entsprechende Winkelgeschwindigkeit.

Innerhalb $\varphi = o$ und $\varphi = \pi$ kommt ein Minimum und ein Maximum der Winkelgeschwindigkeit vor, und man erhält die Werthe von φ, welche dem Minimum und dem Maximum entsprechen, wenn man (3) differenzirt und $\frac{d\,\omega^2}{d\,\varphi} = o$ setzt. Man findet:

$$\frac{\pi}{2} \sin \varphi - 1 = o$$

$$\sin \varphi = \frac{2}{\pi} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots (4)$$

Nennt man α den kleinsten Werth von φ, für welchen $\sin \varphi$ gleich $\frac{2}{\pi}$ wird, so findet man:

$$\alpha^0 = 39^0 + 32' + 25'' \quad \ldots \ldots \ldots \ldots (5)$$

und der grössere Winkel, für welchen ebenfalls $\sin \varphi$ gleich $\frac{2}{\pi}$ wird, ist dann:

$$180^0 - \alpha^0 = 180 - (39^0 + 32' + 25'') \quad \ldots \ldots \ldots (6)$$

Es ist klar, dass der erstere dieser Winkel dem Minimum, der letztere dagegen dem Maximum der Winkelgeschwindigkeit entspricht, denn so lange φ sehr klein ist, genügt die treibende Kraft nicht, um den Widerstand zu überwinden, muss also die Winkelgeschwindigkeit abnehmen.

Nennen wir nun w und W die kleinste und grösste Winkelgeschwindigkeit, so muss der Gleichung (3) entsprochen werden, sowohl wenn man $\varphi = \alpha$ und $\omega = w$ setzt, als auch, wenn man $\varphi = \pi - \alpha$ und $\omega = W$ nimmt. Wir erhalten demnach:

$$Q\,\varrho \left[\frac{\pi}{2} (1 - \cos \alpha) - \alpha \right] = \mu\,(w^2 - \omega_0^2)$$

$$Q\,\varrho \left\{ \frac{\pi}{2} \left[1 - \cos\,(\pi - \alpha) \right] - (\pi - \alpha) \right\} = \mu\,(W^2 - \omega_0^2)$$

Die Differenz dieser Ausdrücke gibt:

$$Q\,\varrho\,(\pi \cos \alpha - \pi + 2\,\alpha) = \mu\,(W^2 - w^2) \quad \ldots \ldots (7)$$

Nun ist $\frac{2\,\varrho\,\pi\,n}{60}$ die mittlere Geschwindigkeit des Kurbelzapfens (wobei n die Anzahl der Umdrehungen der Kurbel in einer Minute bedeutet), demnach:

$$\frac{2\,\varrho\,\pi\,n}{60}\,Q = 75\ N \quad \text{oder } Q\,\varrho = \frac{60 \times 75\ N}{2\,\pi\,n} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (8)$$

(N die Pferdekraft der Maschine).

Ferner ist annähernd, wenn man die Masse der Arme des Schwungrades vernachlässiget:

$$\mu = \frac{G}{2\,g}\,R^2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (9)$$

(R Halbmesser des Schwungrades).

Endlich kann man $W^2 - w^2$ auf folgende Weise ausdrücken: Nennt man $\mathfrak{G}$ die mittlere Winkelgeschwindigkeit, so kann man setzen: $\frac{1}{2}(W + w) = \mathfrak{G}$ und $W - w = \frac{\mathfrak{G}}{i}$, wobei i eine Zahl ist, welche den Gleichförmigkeitsgrad der Bewegung misst. Hieraus folgt:

$$W^2 - w^2 = (W + w)(W - w) = \frac{2}{i}\,\mathfrak{G}^2 \quad . \quad . \quad . \quad (10)$$

Führt man (8), (9), (10) in (7) ein, so folgt:

$$G = 30 \times 75 \times g \left(\cos\alpha + \frac{2\,\alpha - \pi}{\pi}\right) \frac{N\,i}{n\,C^2} \quad . \quad . \quad . \quad (11)$$

Setzen wir $\alpha^0 = 39^0 + 32' + 25''$, $\pi = 3{\cdot}142$, $g = 9{\cdot}808$, so folgt:

$$G = 4645\,\frac{N\,i}{n\,C^2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (12)$$

Schwungräder für zwei gekuppelte nicht expandirende Maschinen. Wir nennen P die Kraft, mit welcher jeder der beiden Kolben getrieben wird, Q den auf den Kurbelkreis reduzirten nützlichen Widerstand, welchen die beiden Maschinen zusammen zu überwinden haben, N die Pferdekraft der beiden Maschinen zusammen.

Während der Winkel $\widehat{ACB} = \varphi$, Tafel XXVIII., Fig. 8, zurückgelegt wird, schreitet der eine der beiden Kolben um $AF = \varrho(1 - \cos\varphi)$, der andere um $DE = \varrho \sin\varphi$ vorwärts, wird der Widerstand Q durch einen Weg $\widehat{AB} = \varrho\,\varphi$ überwunden und ändert sich die lebendige Kraft des Schwungrades um $\mu(\omega^2 - \omega_0^2)$. Nach dem Prinzip der Thätigkeit der Kräfte hat man also die Gleichung

$$P\,[\varrho\,(1 - \cos\varphi) + \varrho \sin\varphi] - Q\,\varrho\,\varphi = \mu\,(\omega^2 - \omega_0^2) \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

Im Beharrungszustand der Bewegung muss bei diesen gekuppelten Maschinen für $\varphi = \frac{\pi}{2}$ bereits die Geschwindigkeit eintreten, welche bei $\varphi = o$ vorhanden war, d. h. es muss für $\varphi = \frac{\pi}{2}$, $\omega = \omega_0$ werden. Demnach erhalten wir aus (1):

$$P\,\varrho\,(1 - \cos\pi + \sin\pi) - Q\,\varrho\,\frac{\pi}{2} = o$$

oder

$$P = \frac{\pi}{4}\,Q \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (2)$$

Führt man diesen Werth in (1) ein, so folgt:

$$Q\,\varrho\left[\frac{\pi}{4}\,(\sin\varphi - \cos\varphi + 1) - \varphi\right] = \mu\,(\omega^2 - \omega_0^{\,2}) \quad . \; . \quad (3)$$

Die Werthe von φ, für welche ω^2 ein Maximum oder ein Minimum wird, ergeben sich, wenn man diese Gleichung (3) differenzirt und $\frac{d\,(\omega^2)}{d\,\varphi} = o$ setzt. Man findet:

$$\frac{\pi}{4}\,(\cos\varphi + \sin\varphi) - 1 = o$$

Es ist aber $\sin\varphi + \cos\varphi = \sqrt{1 + \sin 2\,\varphi}$. Demnach folgt:

$$\sqrt{1 + \sin 2\,\varphi} = \frac{4}{\pi}, \quad \sin 2\,\varphi = \left(\frac{4}{\pi}\right)^2 - 1 \quad . \; . \; . \quad (4)$$

Nennt man α den kleinsten Werth von φ, welcher diesem Ausdruck entspricht, so ist:

$$\alpha^0 = 19^0 + 10' + 30'' \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (5)$$

und ist der zweite (innerhalb o und 90^0) liegende Werth von φ, welcher der Gleichung (4) genügt:

$$90^0 - \alpha^0 = 70^0 + 49' + 30''$$

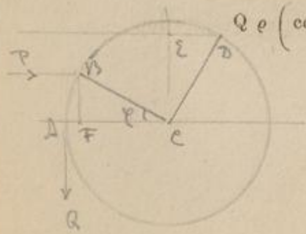
Der Winkel α entspricht dem Minimum w der Winkelgeschwindigkeit, der Winkel $\frac{\pi}{2} - \alpha$ dem Maximum W. Aus (3) folgt, wenn man $\varphi = \alpha$ und $\omega = w$, ferner $\varphi = \frac{\pi}{2} - \alpha$ und $\omega = W$ setzt,

$$Q\,\varrho\left[\frac{\pi}{4}\,(\sin\alpha - \cos\alpha + 1) - \alpha\right] = \mu\,(w^2 - \omega_0^{\,2})$$

$$Q\varrho\left\{\frac{\pi}{4}\left[\sin\left(\frac{\pi}{2} - \alpha\right) - \cos\left(\frac{\pi}{2} - \alpha\right) + 1\right] - \left(\frac{\pi}{2} - \alpha\right)\right\} = \mu\,(W^2 - \omega_0^{\,2})$$

Die Differenz dieser Gleichungen gibt:

$$Q\,\varrho\left(\cos\alpha - \sin\alpha - 1 + \frac{4\,\alpha}{\pi}\right)\frac{\pi}{2} = \mu\,(W^2 - w^2) \quad . \; . \quad (6)$$



Setzt man auch hier, wie früher Seite 555

$$Q \frac{2 \varrho \pi n}{60} = 75 \text{ N}$$

$$\mu = \frac{G}{2 g} R^2$$

$$W^2 - w^2 = \frac{2 \mathfrak{G}^2}{i}, \quad R \mathfrak{G} = C$$

so findet man:

$$G = \frac{60 \times 75 g}{4} \left(\cos\alpha - \sin\alpha - 1 + \frac{4 \alpha}{\pi} \right) \frac{N i}{n C^2} \quad . \quad . \quad (7)$$

Nun ist $\sin \alpha = 0{\cdot}3284$, $\cos \alpha = 0{\cdot}9444$, $\frac{4 \alpha}{\pi} = 0{\cdot}4261$, daher wird:

$$G = 464{\cdot}5 \frac{N i}{n C^2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (8)$$

Vergleicht man diesen Werth mit jenem, welcher Seite 555 für einfache Maschinen gefunden wurde, so ersieht man, dass das Gewicht des Schwungrades der Maschine mit zwei gekuppelten Cylindern *zehn* mal leichter sein darf, als das Schwungrad einer einfachen Maschine von gleicher Kraft. Hieraus ergibt sich der sehr praktische Vortheil der Doppelmaschinen, indem mit einem verhältnissmässig sehr leichten Schwungrad eine sehr hohe Gleichförmigkeit der Bewegung erzielt werden kann.

Das Schwungrad für Expansionsmaschinen mit einem Cylinder. Nennen wir y die Pressung des Dampfes auf einen Quadratmeter der Kolbenfläche, nachdem der Kolben einen Weg $x > l_1$ zurückgelegt hat. Wenn die Absperrung eintritt, ist das Volumen des eingeschlossen Dampfes $O l_1 + m O l$ und seine Spannkraft gleich p, mithin $O (l_1 + m l) (\alpha + \beta p)$ das Gewicht der eingeschlossenen Dampfmenge. Nachdem der Kolben einen Weg $x > l_1$ zurückgelegt hat, ist die eingeschlossene Dampfmenge $O (x + m l) (\alpha + \beta y)$. Man hat daher:

$$O (l_1 + m l) (\alpha + \beta p) = O (x + m l) (\alpha + \beta y)$$

Hieraus folgt:

$$y = \left(\frac{\alpha}{\beta} + p \right) \frac{l_1 + m l}{x + m l} - \frac{\alpha}{\beta} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

So lange $x <$ als l_1 ist, ist die Gleichung der Bewegung:

$$O (p - r) x - Q \varrho \varphi = \mu (\omega^2 - \omega_0^2) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

Von $x = l_1$ an bis $x = l$ ist dagegen die Gleichung der Bewegung des Schwungrades

$$O\,p\,l_1 + \int_{l_1}^{x} O\,y\,dx - O\,r\,x - Q\,\varrho\,\varphi = \mu(\omega^2 - \omega_0^2) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

oder wenn man für y seinen Werth aus (1) einführt:

$$O\,p\,l_1 + O\int_{l_1}^{x}\left[\left(\frac{\alpha}{\beta} + p\right)\frac{l_1 + m\,l}{x + m\,l} - \frac{\alpha}{\beta}\right]dx - O\,r\,x - Q\,\varrho\,\varphi = \mu(\omega^2 - \omega_0^2) \quad (4)$$

oder wenn man die angedeutete Integration ausführt:

$$O\,p\,l_1 + O\left[\left(\frac{\alpha}{\beta} + p\right)(l_1 + m\,l)\,\text{lognat}\,\frac{x + m\,l}{l_1 + m\,l} - \frac{\alpha}{\beta}(x - l_1)\right] \quad . \quad (5)$$
$$- O\,r\,x - Q\,\varrho\,\varphi = \mu(\omega^2 - \omega_0^2)$$

Setzt man hier $\varphi = \pi$ und $x = l$, so muss wegen des Beharrungszustandes $\omega = \omega_0$ gesetzt werden; man erhält demnach:

$$O\,p\,l_1 + O\left[\left(\frac{\alpha}{\beta} + p\right)(l_1 + m\,l)\,\text{lognat}\,\frac{l + m\,l}{l_1 + m\,l} - \frac{\alpha}{\beta}(l - l_1)\right]$$
$$- O\,r\,l - Q\,\varrho\,\pi = o$$

oder wenn man zur Abkürzung setzt:

$$\left(\frac{k}{l\,l_1}\right) = \frac{l_1}{l} + \left(\frac{l_1}{l} + m\right)\text{lognat}\,\frac{l + m\,l}{l_1 + m\,l} \quad . \quad . \quad . \quad (6)$$

$$O\,l\left[\left(\frac{\alpha}{\beta} + p\right)\left(\frac{k}{l\,l_1}\right) - \left(\frac{\alpha}{\beta} + r\right)\right] = Q\,\varrho\,\pi \quad . \quad . \quad . \quad (7)$$

Diese Gleichung bestimmt die im Beharrungszustand eintretende Dampfspannung.

Nun müssen die Werthe von φ bestimmt werden, für welche die Winkelgeschwindigkeit des Schwungrades ein Minimum und ein Maximum wird. Das Minimum der Winkelgeschwindigkeit fällt vor den Eintritt der Expansion. Der Winkel φ_1, bei welchem das Minimum eintritt, wird daher aus (2) gefunden, wenn man diese Gleichung differenzirt und $\frac{d\,\omega^2}{d\,\varphi} = o$ setzt.

Man findet daher, wenn man berücksichtiget, dass $x = \varrho(1 - \cos\varphi)$, $dx = \varrho\sin\varphi\,d\varphi$ ist:

$$O\,(p - r)\,\varrho\sin\varphi_1 - Q\,\varrho = o$$

Hieraus folgt:

$$\sin\varphi_1 = \frac{Q\,\varrho}{O\,(p - r)\,\varrho} = \frac{Q\,\varrho}{O\left[\frac{\alpha}{\beta} + p - \left(\frac{\alpha}{\beta} + r\right)\right]\varrho}$$

Setzt man für $Q\varrho$ den Werth, welchen die Gleichung (6) darbietet, so findet man:

$$\sin\varphi_1 = \frac{\frac{O\,l}{\pi}\left[\left(\frac{\alpha}{\beta}+p\right)\left(\frac{k}{l\,l_1}\right)-\left(\frac{\alpha}{\beta}+r\right)\right]}{O\,\frac{1}{2}\left[\left(\frac{\alpha}{\beta}+p\right)-\left(\frac{\alpha}{\beta}+r\right)\right]}$$

oder auch, wenn man mit $\frac{\alpha}{\beta}+p$ dividirt:

$$\sin\varphi_1 = \frac{2}{\pi}\,\frac{\left(\frac{k}{l\,l_1}\right)-\frac{\alpha+\beta r}{\alpha+\beta p}}{1-\frac{\alpha+\beta r}{\alpha+\beta p}} \quad \ldots\ldots \quad (8)$$

Das Maximum der Winkelgeschwindigkeit fällt in die Expansionszeit. Man erhält daher den Winkel φ_2, der diesem Maximum entspricht, wenn man die Gleichung (4) differenzirt und $\frac{d(\omega^2)}{d\varphi}=0$ setzt. Wir erhalten daher, wenn wir $x_2 = \varrho\,(1 - \cos\varphi_2)$ setzen,

$$O\left[\left(\frac{\alpha}{\beta}+p\right)\frac{l_1+m\,l}{x_2+m\,l}-\frac{\alpha}{\beta}\right]\varrho\sin\varphi_2 - O\,r\,\varrho\sin\varphi_2 - Q\,\varrho = 0$$

Hieraus folgt:

$$\sin\varphi_2 = \frac{Q\,\varrho}{O\,\varrho\left[\left(\frac{\alpha}{\beta}+p\right)\frac{l_1+m\,l}{x_2+m\,l}-\left(\frac{\alpha}{\beta}+r\right)\right]}$$

Setzt man für $Q\varrho$ den Werth, welchen die Gleichung (7) darbietet, so folgt:

$$\sin\varphi_2 = \frac{\frac{O\,l}{\pi}\left[\left(\frac{\alpha}{\beta}+p\right)\left(\frac{k}{l\,l_1}\right)-\left(\frac{\alpha}{\beta}+r\right)\right]}{O\,\varrho\left[\left(\frac{\alpha}{\beta}+p\right)\frac{l_1+m\,l}{x_2+m\,l}-\left(\frac{\alpha}{\beta}+r\right)\right]}$$

oder

$$\sin\varphi_2 = \frac{2}{\pi}\,\frac{\left(\frac{k}{l\,l_1}\right)-\frac{\alpha+\beta r}{\alpha+\beta p}}{\frac{l_1+m\,l}{x_2+m\,l}-\frac{\alpha+\beta r}{\alpha+\beta p}} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (9)$$

wobei ist:

$$x_2 = \frac{1}{2}\,(1\cos\varphi_2) \quad \ldots\ldots \quad (10)$$

Diese Gleichungen (9) und (10) bestimmen den Werth von φ_2.

Die Gleichung (5) gilt, wenn man in dieselbe x_2 statt x, φ_2 statt φ und W statt ω setzt. Man erhält daher:

$$\begin{aligned} & O\,p\,l_1 + O\left[\left(\frac{\alpha}{\beta} + p\right)(l_1 + m\,l)\,\mathrm{lognat}\,\frac{x_2 + m\,l}{l_1 + m\,l} - \frac{\alpha}{\beta}\,(x_2 - l_1)\right] \\ & \qquad - O\,r\,x_2 - Q\,\varrho\,\varphi_2 = \mu\,(W^2 - \omega_0^2) \end{aligned} \tag{11}$$

Die Gleichung (2) muss erfüllt werden, wenn man setzt: für x, x_1, für φ, φ_1 und für ω, w, es ist demnach:

$$O\,(p - r)\,x_1 - Q\,\varrho\,\varphi_1 = \mu\,(w^2 - \omega_0^2) \quad . \; . \; . \; . \; . \tag{12}$$

Die Differenz der Gleichungen (11) und (12) gibt:

$$O\left\{\begin{aligned} & p\,l_1 - \frac{\alpha}{\beta}(x_2 - l_1) - r\,x_2 - (p - r)\,x_1 \\ & + \left(\frac{\alpha}{\beta} + p\right)(l_1 + m\,l)\,\mathrm{lognat}\,\frac{x_2 + m\,l}{l_1 + m\,l} \end{aligned}\right\} - Q\,\varrho\,(\varphi_2 - \varphi_1) = \mu\,(W^2 - w^2) \tag{13}$$

oder wenn man zur Abkürzung setzt:

$$\binom{k}{l_1\,x_2} = \frac{l_1}{l} + \left(\frac{l_1}{l} + m\right)\mathrm{lognat}\,\frac{x_2 + m\,l}{l_1 + m\,l} \quad . \; . \; . \tag{14}$$

so wird die Gleichung (13):

$$\begin{aligned} & O\,l\left[\left(\frac{\alpha}{\beta} + p\right)\binom{k}{l_1\,x_2} - \left(\frac{\alpha}{\beta} + p\right)\frac{x_1}{l} - \left(\frac{\alpha}{\beta} + r\right)\left(\frac{x_2}{l} - \frac{x_1}{l}\right)\right] \\ & \qquad - Q\,\varrho\,(\varphi_2 - \varphi_1) = \mu\,(W^2 - w^2) \end{aligned}$$

oder auch:

$$Q\,\varrho\left\{\begin{aligned} & \frac{O\,l\left[\left(\frac{\alpha}{\beta} + p\right)\binom{k}{l_1\,x_2} - \left(\frac{\alpha}{\beta} + p\right)\frac{x_1}{l} - \left(\frac{\alpha}{\beta} + r\right)\left(\frac{x_2}{l} - \frac{x_1}{l}\right)\right]}{Q\,\varrho} \\ & - (\varphi_2 - \varphi_1) \end{aligned}\right\} = \mu\,(W^2 - w^2)$$

Setzt man im Nenner des Bruches für $Q\,\varrho$ den Werth, welchen die Gleichung (7) darbietet, so findet man:

$$Q\,\varrho\left\{\begin{aligned} & \frac{O\,l\left[\left(\frac{\alpha}{\beta} + p\right)\binom{k}{l_1\,x_2} - \left(\frac{\alpha}{\beta} + p\right)\frac{x_1}{l} - \left(\frac{\alpha}{\beta} + r\right)\left(\frac{x_2}{l} - \frac{x_1}{l}\right)\right]}{\frac{1}{\pi}\,O\,l\left[\left(\frac{\alpha}{\beta} + p\right)\binom{k}{l\,l_1} - \left(\frac{\alpha}{\beta} + r\right)\right]} \\ & - (\varphi_2 - \varphi_1) \end{aligned}\right\} = \mu\,(W^2 - w^2)$$

oder endlich:

$$Q\,\varrho\,\pi\left[\frac{\binom{k}{l_1\,x_2} - \frac{x_1}{l} - \left(\frac{x_2}{l} - \frac{x_1}{l}\right)\frac{\alpha + \beta\,r}{\alpha + \beta\,p}}{\binom{k}{l\,l_1} - \frac{\alpha + \beta\,r}{\alpha + \beta\,p}} - \frac{\varphi_2 - \varphi_1}{180}\right] = \mu\,(W^2 - w^2) \quad . \tag{15}$$

Nun ist auch hier wieder zu setzen:

$$\left.\begin{aligned} Q\,\frac{2\,\varrho\,\pi\,n}{60} &= 75\ N \\ \mu &= \frac{G}{2\,g}\,R^2 \\ W^2 - w^2 &= \frac{2\,\mathfrak{G}^2}{i} \\ R\,\mathfrak{G} &= C \end{aligned}\right\} \quad \cdots\cdots \quad (16)$$

Daher findet man schliesslich:

$$G = 30 \times 75 \times g\,\frac{i\,N}{n\,C^2}\left[\frac{\binom{k}{l_1\,x_2} - \frac{x_1}{l} - \left(\frac{x_2}{l} - \frac{x_1}{l}\right)\frac{\alpha+\beta\,r}{\alpha+\beta\,p}}{\binom{k}{l\,l_1} - \frac{\alpha+\beta\,r}{\alpha+\beta\,p}} - \frac{\varphi_2 - \varphi_1}{180}\right] \quad (17)$$

wodurch das Gewicht des Schwungrades bestimmt ist.

Das Schwungrad für Woolf'sche Maschinen. Wir wollen uns erlauben, den Einfluss des schädlichen Raumes und das Volumen des Verbindungsrohres zwischen den beiden Cylindern zu vernachlässigen. Dieser Einfluss ist von keinem Belang, veranlasst jedoch einen sehr komplizirten Gang der Rechnung.

Wir nennen O und o die Cylinderquerschnitte, L, l die Schublängen der beiden Kolben, $\varrho = \frac{L}{2}$ den Kurbelhalbmesser.

Wenn der Niedergang der Kolben beginnt, ist der kleine Cylinder mit Kesseldampf gefüllt, ist also in demselben unterhalb des Kolbens eine Dampfmenge von $o\,l\,(\alpha+\beta\,p)$ Kilogramm enthalten. Nachdem der kleine Kolben eine Weglänge x nach abwärts zurückgelegt hat, ist der grosse Kolben um $\frac{L}{l}\,x$ niedergegangen. Da wir die schädlichen Räume und den Rauminhalt des Verbindungsrohres vernachlässigen, ist obige Dampfmenge in einem Raum

$$o\,(l-x) + O\,\frac{L}{l}\,x = o\,l + x\left(O\,\frac{L}{l} - o\right) = o\,l + o\,x\left(\frac{O\,L}{o\,l} - 1\right)$$

enthalten, wenn der kleine Kolben den Weg x zurückgelegt hat. Nennen wir y die Spannkraft dieses Dampfes, so hat man:

$$o\,l\,(\alpha+\beta\,p) = \left[o\,l + o\,x\left(\frac{O\,L}{o\,l} - 1\right)\right](\alpha+\beta\,y)$$

Hieraus folgt:

$$y = \left(\frac{\alpha}{\beta} + p\right) \frac{1}{1 + \frac{x}{l}\left(\frac{O\,L}{o\,l} - 1\right)} - \frac{\alpha}{\beta} \quad . \; . \quad (1)$$

Nun sind $\int_0^\xi o\,(p - y)\,dx$ und $\int_0^\xi O\,(y - r)\,\frac{L}{l}\,dx$ die nützlichen Wirkungen, welche die beiden Kolben vom Anfange des Schubes an bis zu dem Moment hin entwickeln, wenn der kleine Kolben einen Weg ξ zurückgelegt hat; ist ferner $Q\,\varrho\,\varphi$ die Wirkung, welche der Ueberwindung des nützlichen Widerstandes entspricht, und ist endlich $\mu\,(\omega^2 - \omega_0^2)$ die Aenderung der lebendigen Kraft des Schwungrades. Vermöge des Prinzipes der Thätigkeit der Kräfte hat man demnach:

$$\int_0^\xi o\,(p - y)\,dx + \int_0^\xi O\,(y - r)\,\frac{L}{l}\,dx - Q\,\varrho\,\varphi = \mu\,(\omega^2 - \omega_0^2) \quad . \quad (2)$$

oder

$$\int_0^\xi \left(o\,p - O\,r\,\frac{L}{l}\right) dx + \int_0^\xi \left(O\,\frac{L}{l} - o\right) y\,dx - Q\,\varrho\,\varphi = \mu\,(\omega^2 - \omega_0^2) \quad (3)$$

oder wenn man für y seinen Werth einführt:

$$\left\{\begin{array}{c} \int_0^\xi \left(o\,p - O\,r\,\frac{L}{l}\right) dx \\ + \int_0^\xi \left(O\,\frac{L}{l} - o\right) \left[\frac{\frac{\alpha}{\beta} + p}{1 + \frac{x}{l}\left(\frac{O\,L}{o\,l} - 1\right)} - \frac{\alpha}{\beta}\right] dx - Q\,\varrho\,\varphi \\ = \mu\,(\omega^2 - \omega_0^2) \end{array}\right\} \quad (4)$$

Durch Ausführung der Integrationen folgt:

$$\left(o\,p - O\,r\,\frac{L}{l}\right)\xi + o\,l\left(\frac{\alpha}{\beta} + p\right) \text{lognat}\left[1 + \frac{\xi}{l}\left(\frac{O\,L}{o\,l} - 1\right)\right]$$
$$- o\left(\frac{O\,L}{o\,l} - 1\right)\frac{\alpha}{\beta}\,\xi - Q\,\varrho\,\varphi = \mu\,(\omega^2 - \omega_0^2)$$

oder

$$\left\{\begin{array}{c} o\,l\left[\left(\frac{\alpha}{\beta} + p\right) - \frac{O\,L}{o\,l}\left(\frac{\alpha}{\beta} + r\right)\right]\frac{\xi}{l} \\ + o\,l\left(\frac{\alpha}{\beta} + p\right) \text{lognat}\left[1 + \frac{\xi}{l}\left(\frac{O\,L}{o\,l} - 1\right)\right] - Q\,\varrho\,\varphi = \mu\,(\omega^2 - \omega_0^2) \end{array}\right\} \quad (5)$$

Dehnt man dieses Integrale aus bis $\xi = 1$, so ist zu setzen: für $\varphi = \pi$ und wegen des Beharrungszustandes $\omega = \omega_0$, daher folgt:

$$o\,l \left[\left(\frac{\alpha}{\beta} + p \right) \left(1 + \text{lognat} \frac{O\,L}{o\,l} \right) - \frac{O\,L}{o\,l} \left(\frac{\alpha}{\beta} + r \right) \right] = Q\,\varrho\,\pi \quad (6)$$

Diese Gleichung bestimmt die im Beharrungszustand vorhandene Dampfspannung.

Differenzirt man die Gleichung (5) nach φ und setzt $\frac{d\,\omega^2}{d\,\varphi} = 0$, so ergibt sich eine Gleichung, welche die Werthe von φ bestimmt, die dem Maximum und Minimum der Winkelgeschwindigkeit entsprechen. Bei dieser Differenziation ist zu beachten, dass

$$\xi = \frac{1}{2} (1 - \cos \varphi) \quad d\,\xi = \frac{1}{2} \sin \varphi \; d\,\varphi$$

ist. Man erhält daher:

$$\left\{ \begin{array}{l} o\,l \left[\left(\frac{\alpha}{\beta} + p \right) - \frac{O\,L}{o\,l} \left(\frac{\alpha}{\beta} + r \right) \right] \frac{1}{l} \\ + o\,l \left(\frac{\alpha}{\beta} + p \right) \dfrac{\frac{1}{l} \left(\frac{O\,L}{o\,l} - 1 \right)}{1 + \frac{\xi}{l} \left(\frac{O\,L}{o\,l} - 1 \right)} \end{array} \right\} \frac{1}{2} \sin \varphi - Q\,\varrho = 0$$

oder

$$o\,l \left\{ \left(\frac{\alpha}{\beta} + p \right) \left[1 + \frac{\frac{O\,L}{o\,l} - 1}{1 + \frac{\xi}{l} \left(\frac{O\,L}{o\,l} - 1 \right)} \right] - \frac{O\,L}{o\,l} \left(\frac{\alpha}{\beta} + r \right) \right\} \frac{\sin \varphi}{2} - Q\,\varrho = 0$$

Hieraus folgt, wenn man für $Q\,\varrho$ den Werth einführt, welchen die Gleichung (6) darbietet:

$$\sin \varphi = \frac{2}{\pi} \frac{1 + \text{lognat} \frac{O\,L}{o\,l} - \frac{O\,L}{o\,l} \frac{\alpha + \beta\,r}{\alpha + \beta\,p}}{1 + \dfrac{\frac{O\,L}{o\,l} - 1}{1 + \frac{\xi}{l} \left(\frac{O\,L}{o\,l} - 1 \right)} - \frac{O\,L}{o\,l} \frac{\alpha + \beta\,r}{\alpha + \beta\,p}} \quad . \; . \quad (7)$$

in dieser Gleichung ist zu setzen:

$$\xi = \frac{1}{2} (1 - \cos \varphi)$$

Nennen wir φ_1 und φ_2 die zwei zwischen 0 und π liegenden Wurzeln dieser Gleichung und nennen x_1 und x_2 die Werthe von ξ, welche diesen Wurzeln entsprechen, so dass also ist:

$$\left.\begin{aligned} x_1 &= \frac{1}{2}(1-\cos\varphi_1) \\ x_2 &= \frac{1}{2}(1-\cos\varphi_2) \end{aligned}\right\} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \qquad (8)$$

Die kleine Wurzel φ_1 entspricht dem Minimum w, die grössere φ_2 dem Maximum W der Winkelgeschwindigkeit.

Der Gleichung (5) muss entsprochen werden, wenn wir setzen: statt ξ, φ, ω: x_1, φ_1, w und x_2, φ_2, W. Wir erhalten daher:

$$\left.\begin{aligned} & o\,l\left[\left(\frac{\alpha}{\beta}+p\right)-\frac{O\,L}{o\,l}\left(\frac{\alpha}{\beta}+r\right)\right]\frac{x_1}{l} \\ & +o\,l\left(\frac{\alpha}{\beta}+p\right)\text{lognat}\left[1+\frac{x_1}{l}\left(\frac{O\,L}{o\,l}-1\right)\right]-Q\,\varrho\,\varphi_1=\mu\,(w^2-\omega_0^2) \\ & o\,l\left[\left(\frac{\alpha}{\beta}+p\right)-\frac{O\,L}{o\,l}\left(\frac{\alpha}{\beta}+r\right)\right]\frac{x_2}{l} \\ & +o\,l\left(\frac{\alpha}{\beta}+p\right)\text{lognat}\left[1+\frac{x_2}{l}\left(\frac{O\,L}{o\,l}-1\right)\right]-Q\,\varrho\,\varphi_2=\mu\,(W^2-\omega_0^2) \end{aligned}\right\} \quad (9)$$

Die Differenz dieser Gleichungen gibt:

$$o\,l\left[\left(\frac{\alpha}{\beta}+p\right)-\frac{O\,L}{o\,l}\left(\frac{\alpha}{\beta}+r\right)\right]\frac{x_2-x_1}{l}$$

$$+o\,l\left(\frac{\alpha}{\beta}+p\right)\text{lognat}\,\frac{1+\frac{x_2}{l}\left(\frac{O\,L}{o\,l}-1\right)}{1+\frac{x_1}{l}\left(\frac{O\,L}{o\,l}-1\right)}-Q\,\varrho\,(\varphi_2-\varphi_1)=\mu\,(W^2-w^2)$$

oder auch:

$$Q\,\varrho\left\{\frac{\left\{\begin{aligned} & o\,l\left[\left(\frac{\alpha}{\beta}+p\right)-\frac{O\,L}{o\,l}\left(\frac{\alpha}{\beta}+r\right)\right]\frac{x_2-x_1}{l} \\ & +o\,l\left(\frac{\alpha}{\beta}+p\right)\text{lognat}\,\frac{1+\frac{x_2}{l}\left(\frac{O\,L}{o\,l}-1\right)}{1+\frac{x_1}{l}\left(\frac{O\,L}{o\,l}-1\right)}\end{aligned}\right\}}{Q\,\varrho}-(\varphi_2-\varphi_1)\right\}=\mu\,(W^2-w^2)$$

Setzt man in den Nenner für $Q\,\varrho$ den Werth, welchen (6) darbietet, so wird:

$$Q\,\varrho\,\pi\left\{\frac{\left(1-\frac{O\,L}{o\,l}\,\frac{\alpha+\beta\,r}{\alpha+\beta\,p}\right)\frac{x_2-x_1}{l}+\text{lognat}\,\frac{1+\frac{x_2}{l}\left(\frac{O\,L}{o\,l}-1\right)}{1+\frac{x_1}{l}\left(\frac{O\,L}{o\,l}-1\right)}}{1-\frac{O\,L}{o\,l}\,\frac{\alpha+\beta\,r}{\alpha+\beta\,p}+\text{lognat}\,\frac{O\,L}{o\,l}}-\frac{\varphi_2-\varphi_1}{\pi}\right\}$$

$$=\mu\,(W^2-w^2) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \qquad (10)$$

Nun kann man auch hier setzen:

$$\left.\begin{array}{r} Q\,\frac{2\,\varrho\,\pi\,n}{60} = 75\,N \\[2ex] \mu = \frac{G}{2\,g}\,R^2 \\[2ex] W^2 - w^2 = \frac{2\,\mathfrak{C}^2}{i} \\[2ex] R\,\mathfrak{C} = C \end{array}\right\} \quad \cdots\cdots\cdots \quad (11)$$

(R Halbmesser des Schwungrades, n Umdrehungen der Kurbelwelle in einer Minute, G Gewicht des Schwungringes, $\mathfrak{C}$ mittlere Winkelgeschwindigkeit des Schwungrades, C mittlere Geschwindigkeit des Schwungringes). Und dann findet man:

$$G = 30 \times 75 \times g\,\frac{i\,N}{n\,C^2} \times$$

$$\left\{\frac{\left(1 - \frac{OL}{ol}\,\frac{\alpha + \beta\,r}{\alpha + \beta\,p}\right)\frac{x_2 - x_1}{l} + \text{lognat}\,\frac{1 + \frac{x_2}{l}\left(\frac{OL}{ol} - 1\right)}{1 + \frac{x_1}{l}\left(\frac{OL}{ol} - 1\right)}}{1 - \frac{OL}{ol}\,\frac{\alpha + \beta\,r}{\alpha + \beta\,p} + \text{lognat}\,\frac{OL}{ol}} - \frac{\varphi_2 - \varphi_1}{\pi}\right\} \quad (12)$$

wodurch nun abermals das Gewicht des Schwungrades bestimmt ist.

Das Schwungrad mit Berücksichtigung der endlichen Länge der Schubstange und der hin- und hergehenden Massen. Wir wollen auch noch die Theorie des Schwungrades mit Berücksichtigung der endlichen Länge der Schubstange und der hin- und hergehenden Massen behandeln, wollen jedoch eine nicht expandirende Maschine mit einem Cylinder voraussetzen.

Es sei, Tafel XXVIII., Fig. 9, ϱ der Halbmesser der Kurbel, $\lambda = AB$ die Länge der Schubstange, φ und ψ die Winkel, welche in irgend einem Zeitmoment die Kurbel und die Schubstange mit der Bewegungsrichtung des Kolbens bilden, $AC = x$ die Entfernung des Gleitstückes A von der Kurbelaxe C. Dies vorausgesetzt, ist zunächst:

$$\left.\begin{array}{r} \varrho\,\sin\varphi = \lambda\,\sin\psi \\[1ex] x = \varrho\,\cos\varphi + \lambda\,\cos\psi \end{array}\right\} \quad \cdots\cdots\cdots \quad (1)$$

Hieraus folgt:

$$\left.\begin{aligned} \sin\psi &= \frac{\varrho}{\lambda}\sin\varphi \\ \cos\psi &= \sqrt{1-\left(\frac{\varrho}{\lambda}\right)^2\sin^2\varphi} \\ x &= \varrho\cos\varphi + \lambda\sqrt{1-\left(\frac{\varrho}{\lambda}\right)^2\sin^2\varphi} \end{aligned}\right\} \quad \ldots \quad (2)$$

Da $\frac{\varrho}{\lambda}$ in der Regel nicht mehr als $\frac{1}{6}$ beträgt, so begehen wir keinen merklichen Fehler, wenn wir setzen:

$$\sqrt{1-\left(\frac{\varrho}{\lambda}\right)^2\sin^2\varphi} = 1 - \frac{1}{2}\left(\frac{\varrho}{\lambda}\right)^2\sin^2\varphi$$

Dann wird:

$$\left.\begin{aligned} \sin\psi &= \frac{\varrho}{\lambda}\sin\varphi \\ \cos\psi &= \left[1-\frac{1}{2}\left(\frac{\varrho}{\lambda}\right)^2\sin^2\varphi\right] \\ x &= \varrho\cos\varphi + \lambda\left[1-\frac{1}{2}\left(\frac{\varrho}{\lambda}\right)^2\sin^2\varphi\right] \end{aligned}\right\} \quad \ldots \quad (3)$$

Nennen wir:

$\left.\begin{aligned} \mathrm{C\,p} &= \xi \\ \mathrm{m\,p} &= \upsilon \end{aligned}\right\}$ die Coordinaten eines beliebigen Punktes m der Axe der Schubstange. $\mathrm{A\,m} = \sigma$, so ist:

$$\xi = x - \sigma\cos\psi$$

$$\upsilon = \sigma\sin\psi$$

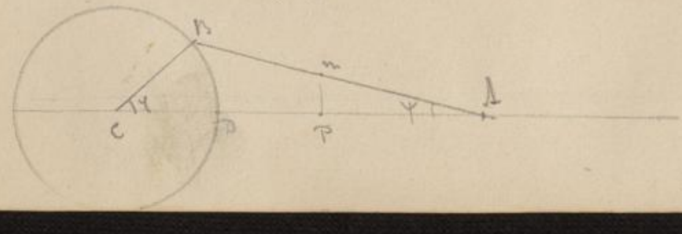
oder wegen (3):

$$\left.\begin{aligned} \xi &= \varrho\cos\varphi + (\lambda-\sigma)\left[1-\frac{1}{2}\left(\frac{\varrho}{\lambda}\right)^2\sin^2\varphi\right] \\ \upsilon &= \sigma\left(\frac{\varrho}{\lambda}\right)\sin\varphi \end{aligned}\right\} \quad \ldots \quad (4)$$

Durch Differenziation dieser Ausdrücke folgt:

$$\left.\begin{aligned} \frac{d\xi}{d\varphi} &= -\varrho\sin\varphi - (\lambda-\sigma)\left(\frac{\varrho}{\lambda}\right)^2\sin\varphi\cos\varphi \\ \frac{d\upsilon}{d\varphi} &= \sigma\left(\frac{\varrho}{\lambda}\right)\cos\varphi \end{aligned}\right\} \quad \ldots \quad (5)$$

Vernachlässiget man die Glieder, welche vierte und höhere Potenzen von $\left(\frac{\varrho}{\lambda}\right)$ enthalten, so folgt aus (5):



$$\frac{d\,\xi^2+d\,v^2}{d\,\varphi^2}=\varrho^2\sin^2\varphi\left[1+2\left(1-\frac{\sigma}{\lambda}\right)\left(\frac{\varrho}{\lambda}\right)\cos\varphi+\left(\frac{\sigma}{\lambda}\right)^2\left(\frac{\cos\varphi}{\sin\varphi}\right)^2\right] \quad (6)$$

Nun ist $\frac{d\,\varphi}{d\,t}=\omega$ die Winkelgeschwindigkeit der Kurbel. Setzt man überdies $\frac{d^2\,\xi+d^2\,v}{d\,t^2}=u^2$, so bedeutet u die Geschwindigkeit des Punktes m der Schubstange. Man erhält demnach aus (6):

$$u^2=\varrho^2\sin^2\varphi\left[1+2\;\;1-\frac{\sigma}{\lambda}\Big)\left(\frac{\varrho}{\lambda}\right)\cos\varphi+\left(\frac{\sigma}{\lambda}\right)^2\left(\frac{\cos\varphi}{\sin\varphi}\right)^2\right]\omega^2 \quad (7)$$

Betrachtet man die Schubstange als eine gerade Linie, längs welcher eine Masse gleichförmig vertheilt ist und nennt m die auf die Längeneinheit vorhandene Masse, so ist

$$\int_0^\lambda m\,d\,\sigma\,u^2$$

die lebendige Kraft der Masse der Schubstange und man findet:

$$\int_0^\lambda m\,u^2\,d\,\sigma$$

$$=m\int_0^\lambda\varrho^2\,\omega^2\sin^2\varphi\left[1+2\left(1-\frac{\sigma}{\lambda}\right)\left(\frac{\varrho}{\lambda}\right)\cos\varphi+\left(\frac{\sigma}{\lambda}\right)^2\left(\frac{\cos\varphi}{\sin\varphi}\right)^2\right]d\,\sigma$$

oder

$$\int_0^\lambda m\,u^2\,d\,\sigma$$

$$=m\,\varrho^2\,\omega^2\sin^2\varphi\left[\lambda\left(1+2\frac{\varrho}{\lambda}\right)\cos\varphi-\frac{2}{\lambda}\,\frac{\varrho}{\lambda}\cos\varphi\,\frac{\lambda^2}{2}+\frac{1}{3}\,\lambda\left(\frac{\cos\varphi}{\sin\varphi}\right)^2\right]$$

$$\int_0^\lambda m\,u^2\,d\,\sigma=m\,\lambda\,\varrho^2\,\omega^2\sin^2\varphi\left[1+\frac{\varrho}{\lambda}\cos\varphi+\frac{1}{3}\left(\frac{\cos\varphi}{\sin\varphi}\right)^2\right] \quad . \quad (8)$$

oder wenn wir $m\,\lambda=m_1$ setzen, so dass m_1 die Masse der Schubstange bedeutet:

$$\int_0^\lambda m\,u^2\,d\,\sigma=m_1\,\varrho^2\,\omega^2\sin^2\varphi\left[1+\frac{\varrho}{\lambda}\cos\varphi+\frac{1}{3}\left(\frac{\cos\varphi}{\sin\varphi}\right)^2\right] \quad . \quad (9)$$

Nennt man m_2 die Massen der Kolbenstange des Kreuzkopfes und des Kolbens, so ist die lebendige Kraft dieser drei Massen:

$$m_2\left(\frac{d\,x}{d\,t}\right)^2=m_2\,\varrho^2\,\omega^2\sin^2\varphi\left(1+2\frac{\varrho}{\lambda}\cos\varphi\right) \quad . \quad . \quad . \quad (10)$$

Die Aenderung der lebendigen Kraft des Schwungrades ist, während die Kurbel den Winkel φ zurücklegt,

$$\mu\,(\omega^2 - \omega_0^2) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (11)$$

Der Weg, den der Kolben zurücklegt, während der Winkel φ beschrieben wird, ist wegen (3):

$$\varrho\left(1 - \cos\varphi\right) + \frac{1}{2}\left(\frac{\varrho}{\lambda}\right)^2 \sin^2\varphi \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (12)$$

Der Weg, welchen der nützliche auf den Kurbelkreis reduzirte Widerstand zurücklegt, ist $\varrho\,\varphi$.

Nach dem Grundsatz der Thätigkeit ist nun die Gleichung der Bewegung:

$$\left.\begin{array}{l} \mathrm{P}\left[\varrho(1-\cos\varphi) + \frac{\lambda}{2}\left(\frac{\varrho}{\lambda}\right)^2 \sin^2\varphi\right] - \mathrm{Q}\,\varrho\,\varphi = \mu\,(\omega^2 - \omega_0^2) \\ \qquad + \mathrm{m}_1\,\varrho^2\,\omega^2\,\sin^2\varphi\left[1 + \frac{\varrho}{\lambda}\cos\varphi + \frac{1}{3}\left(\frac{\cos\varphi}{\sin\varphi}\right)^2\right] \\ \qquad + \mathrm{m}_2\,\varrho^2\,\omega^2\,\sin^2\varphi\left[1 + 2\,\frac{\varrho}{\lambda}\cos\varphi\right] \\ \qquad - \mathrm{m}_1\,\varrho^2\,\omega_0^2\,\frac{1}{3} \end{array}\right\} \quad . \quad (13)$$

Im Beharrungszustand der Bewegung muss für $\varphi = \pi$, $\omega = \omega_0$ werden. Daher findet man aus (13):

$$\mathrm{P} = \frac{\pi}{2}\,\mathrm{Q}$$

Führt man diesen Werth von P in (13) ein und sucht ω, so findet man:

$$\omega^2 = \frac{\mathrm{Q}\varrho\frac{\pi}{2}\left[1 - \cos\varphi + \frac{1}{2}\left(\frac{\varrho}{\lambda}\right)\sin^2\varphi - \frac{2\,\varphi}{\pi}\right] + \mu\,\omega_0^2 + \frac{1}{3}\,\mathrm{m}_1\,\varrho^2\,\omega_0^2}{\mu + \mathrm{m}_1\varrho^2\sin^2\varphi\left[1 + \frac{\varrho}{\lambda}\cos\varphi + \frac{1}{3}\left(\frac{\cos\varphi}{\sin\varphi}\right)^2\right] + \mathrm{m}_2\varrho^2\sin^2\varphi\left(1 + 2\,\frac{\varrho}{\lambda}\cos\varphi\right)}$$

oder

$$\omega^2 = \omega_0^2\,\frac{1 + \frac{1}{3}\,\frac{\mathrm{m}_1}{\mu}\,\varrho^2 + \frac{\mathrm{Q}\varrho\frac{\pi}{2}}{\mu\,\omega_0^2}\left[1 - \cos\varphi + \frac{1}{2}\left(\frac{\varrho}{\lambda}\right)\sin^2\varphi - \frac{2\,\varphi}{\pi}\right]}{\left\{\begin{array}{l} 1 + \frac{\mathrm{m}_1\,\varrho^2}{\mu}\sin^2\varphi\left[1 + \frac{\varrho}{\lambda}\cos\varphi + \frac{1}{3}\left(\frac{\cos\varphi}{\sin\varphi}\right)^2\right] \\ \qquad + \frac{\mathrm{m}_2\,\varrho^2}{\mu}\sin^2\varphi\left(1 + 2\,\frac{\varrho}{\lambda}\cos\varphi\right) \end{array}\right\}} \quad (14)$$

Da in allen Fällen der Anwendung die Winkelgeschwindigkeit nur wenig veränderlich ist, so begeht man keinen merklichen Fehler, wenn man die mit μ dividirten Glieder des Zählers und Nenners als sehr kleine Grössen betrachtet und sich erlaubt, die Ausdrücke nach dem Binomialsatz zu entwickeln, dabei alle Produkte der sehr kleinen Glieder vernachlässiget. Dann findet man:

$$\left.\begin{aligned} \frac{\omega}{\omega_0} = 1 + \frac{1}{2}\frac{Q\varrho\frac{\pi}{2}}{\mu\,\omega_0^2}\left[1 - \cos\varphi + \frac{1}{2}\left(\frac{\varrho}{\lambda}\right)\sin^2\varphi - \frac{2\,\varphi}{\pi}\right] \\ + \frac{m_1\,\varrho^2}{\mu}\left\{\frac{1}{6} - \frac{1}{2}\sin^2\varphi\left[1 + \frac{\varrho}{\lambda}\cos\varphi + \frac{1}{3}\left(\frac{\cos\varphi}{\sin\varphi}\right)^2\right]\right\} \\ - \frac{1}{2}\frac{m_2\,\varrho^2}{\mu}\sin^2\varphi\left(1 + 2\frac{\varrho}{\lambda}\cos\varphi\right) \end{aligned}\right\} \quad (15)$$

Diese Gleichung gibt die Winkelgeschwindigkeit ω für jeden Werth von φ.

Für die innerhalb o und π vorkommenden kleinsten und grössten Winkelgeschwindigkeiten ist $\frac{d\,\omega}{d\,\varphi} = o$. Man erhält daher durch Differenziation von (15) zur Bestimmung der Winkel, welche dem Maximum und Minimum entsprechen, folgende Gleichung:

$$\begin{aligned} \frac{d\left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)}{d\,\varphi} = o = \frac{\pi}{4}\frac{Q\,\varrho}{\mu\,\omega_0^2}\left[\sin\varphi + \left(\frac{\varrho}{\lambda}\right)\sin\varphi\cos\varphi - \frac{2}{\pi}\right] \\ - \frac{m_1\,\varrho^2}{\mu}\left[\frac{1}{3}\sin 2\,\varphi - \frac{1}{8}\frac{\varrho}{\lambda}\,(\sin\varphi - 3\,\sin 3\,\varphi)\right] \\ - \frac{1}{2}\frac{m_2\,\varrho^2}{\mu}\left[\sin 2\,\varphi - \frac{1}{2}\frac{\varrho}{\lambda}\,(\sin\varphi - 3\,\sin 3\,\varphi\right] \end{aligned}$$

Hieraus folgt:

$$\left.\begin{aligned} \sin\varphi = \frac{2}{\pi} - \frac{1}{2}\left(\frac{\varrho}{\lambda}\right)\sin 2\,\varphi \\ + 2\,\frac{\omega_0^2\,\varrho^2}{Q\,\varrho\,\pi}\left[\sin 2\,\varphi\left(\frac{2}{3}\,m_1 + m_2\right) - \frac{1}{4}\frac{\varrho}{\lambda}\,(m_1 + 2\,m_2)\,(\sin\varphi - 3\sin 3\,\varphi)\right] \end{aligned}\right\} (16)$$

Die beiden zwischen 0 und 180° liegenden Wurzeln dieser Gleichung, welche α und β genannt werden mögen, bestimmen die Positionen der Kurbel, welche dem Minimum w und dem Maximum W der Winkelgeschwindigkeit entsprechen.

Die Gleichung (15) gibt, wenn man zuerst α und w und dann β und W statt φ und ω setzt:

$$\frac{w}{\omega_0} = 1 + \frac{1}{4}\frac{Q\,\varrho\,\pi}{\mu\,\omega_0^2}\left[1 - \cos\alpha + \frac{1}{2}\left(\frac{\varrho}{\lambda}\right)\sin^2\alpha - \frac{2\,\alpha}{\pi}\right]$$
$$+ \frac{m_1\,\varrho^2}{\mu}\left[\frac{1}{6} - \frac{1}{2}\sin^2\alpha\left(1 + \frac{\varrho}{\lambda}\cos\alpha + \frac{1}{3}\frac{\cos^2\alpha}{\sin^2\alpha}\right)\right]$$
$$-\frac{1}{2}\frac{m_2\,\varrho^2}{\mu}\sin^2\alpha\left(1 + 2\frac{\varrho}{\lambda}\cos\alpha\right)$$

$$\frac{W}{\omega_0} = 1 + \frac{1}{4}\frac{Q\,\varrho\,\pi}{\mu\,\omega_0^2}\left[1 - \cos\beta + \frac{1}{2}\left(\frac{\varrho}{\lambda}\right)\sin^2\beta - \frac{2\,\beta}{\pi}\right]$$
$$+ \frac{m_1\,\varrho^2}{\mu}\left[\frac{1}{6} - \frac{1}{2}\sin^2\beta\left(1 + \frac{\varrho}{\lambda}\cos\beta + \frac{1}{3}\frac{\cos^2\beta}{\sin^2\beta}\right)\right]$$
$$-\frac{1}{2}\frac{m_2\,\varrho^2}{\mu}\sin^2\beta\left(1 + 2\frac{\varrho}{\lambda}\cos\beta\right)$$

Die Differenz dieser Gleichungen ist:

$$\left.\begin{aligned}\frac{W-w}{\omega_0} = \frac{1}{4}\frac{Q\,\varrho\,\pi}{\mu\,\omega_0^2}&\left[\cos\alpha - \cos\beta - \frac{2}{\pi}(\beta-\alpha) + \frac{1}{2}\frac{\varrho}{\lambda}(\sin^2\beta - \sin^2\alpha)\right)\\ -\frac{m_1\,\varrho^2}{2\,\mu}&\left[\sin^2\beta - \sin^2\alpha + \frac{\varrho}{\lambda}(\sin^2\beta\cos\beta - \sin^2\alpha\cos\alpha)\right.\\ &\left.\qquad + \frac{1}{3}(\cos^2\beta - \cos^2\alpha)\right]\\ -\frac{m_2\,\varrho^2}{2\,\mu}&\left[\sin^2\beta - \sin^2\alpha + 2\frac{\varrho}{\lambda}(\sin^2\beta\cos\beta - \sin^2\alpha\cos\alpha)\right]\end{aligned}\right\}(17)$$

In den bisher aufgestellten Gleichungen erscheint ω_0, welche Winkelgeschwindigkeit nicht bekannt ist, wohl aber durch die bekannte mittlere Winkelgeschwindigkeit $\mathfrak{G}$ berechnet werden kann. Es ist:

$$\mathfrak{G} = \frac{1}{\pi}\int_0^\pi \omega\,d\varphi$$

oder wenn man für ω seinen Werth aus (15) einführt:

$$\mathfrak{G} = \frac{\omega_0}{\pi}\int_0^\pi \left\{\begin{aligned}&1 + \frac{1}{4}\frac{Q\,\varrho\,\pi}{\mu\,\omega_0^2}\left[1 - \cos\varphi + \frac{1}{2}\left(\frac{\varrho}{\lambda}\right)\sin^2\varphi - \frac{2\,\varphi}{\pi}\right]\\ &+ \frac{m_1\,\varrho^2}{\mu}\left\{\frac{1}{6} - \frac{1}{2}\sin^2\varphi\left[1 + \frac{\varrho}{\lambda}\cos\varphi + \frac{1}{3}\left(\frac{\cos\varphi}{\sin\varphi}\right)^2\right]\right\}\\ &- \frac{1}{2}\frac{m_2\,\varrho^2}{\mu}\sin^2\varphi\left(1 + 2\frac{\varrho}{\lambda}\cos\varphi\right)\end{aligned}\right\} d\varphi$$

Nun ist:

$$\int_0^\pi \cos\varphi \, d\varphi = 0 \qquad \int_0^\pi \sin^2\varphi \, d\varphi = \frac{\pi}{2}$$

$$\int_0^\pi \sin^2\varphi \cos\varphi \, d\varphi = 0 \qquad \int_0^\pi \cos^2\varphi \, d\varphi = \frac{\pi}{2}$$

Daher findet man:

$$\mathfrak{G} = \frac{\omega_0}{\pi} \left\{ \begin{array}{l} \pi + \frac{1}{4} \frac{Q \varrho \pi}{\mu \, \omega_0^2} \left(\pi + \frac{1}{2} \frac{\varrho}{\lambda} \frac{\pi}{2} - \pi \right) \\ \quad + \frac{m_1 \varrho^3}{\mu} \left(\frac{\pi}{6} - \frac{1}{2} \frac{\pi}{2} - \frac{1}{6} \frac{\pi}{2} \right) \\ \quad - \frac{1}{2} \frac{m_2 \varrho^2}{\mu} \left(\frac{\pi}{2} \right) \end{array} \right\} \quad . \; . \; . \quad (18)$$

oder

$$\mathfrak{G} = \omega_0 \left(1 + \frac{1}{16} \frac{Q \varrho \pi}{\mu \, \omega_0^2} \frac{\varrho}{\lambda} - \frac{1}{6} \frac{m_1 \varrho^2}{\mu} - \frac{1}{4} \frac{m_2 \varrho^2}{\mu} \right) \quad . \; . \; . \quad (19)$$

Hieraus folgt:

$$\frac{1}{\omega_0} = \frac{8 \mu \mathfrak{G}}{Q \varrho \pi} \frac{\lambda}{\varrho} \left[1 \pm \sqrt{1 - \frac{Q \varrho \pi}{4 \mathfrak{G}^2 \mu} \frac{\varrho}{\lambda} \left(1 - \frac{1}{6} \frac{m_1 \varrho^2}{\mu} - \frac{1}{4} \frac{m_2 \varrho^2}{\mu} \right)} \right] \quad (20)$$

Nun ist $\frac{Q \varrho \pi}{4 \mathfrak{G}^2 \mu} \frac{\varrho}{\mu}$ eine kleine Grösse und $1 - \frac{1}{6} \frac{m_1 \varrho^2}{\mu} - \frac{1}{4} \frac{m_2 \varrho^2}{\mu}$ ist nur wenig von der Einheit verschieden. Man begeht also keinen merklichen Fehler, wenn man obige Wurzel nach der Binomialreihe entwickelt und nur die zwei ersten Glieder beibehält. Dann aber findet man, weil nur das untere der Zeichen $\pm$ dem Sinne der Aufgabe entsprechen kann,

$$\frac{1}{\omega_0} = \frac{8 \mu \mathfrak{G}}{Q \varrho \pi} \frac{\lambda}{\varrho} \left\{ 1 - \left[1 - \frac{1}{2} \frac{Q \varrho \pi}{4 \mathfrak{G}^2 \mu} \frac{\varrho}{\lambda} \left(1 - \frac{1}{6} \frac{m_1 \varrho^2}{\mu} - \frac{1}{4} \frac{m_2 \varrho^2}{\mu} \right) \right] \right\}$$

oder

$$\frac{1}{\omega_0} = \frac{1}{\mathfrak{G}} \left(1 - \frac{1}{6} \frac{m_1 \varrho^2}{\mu} - \frac{1}{4} \frac{m_2 \varrho^2}{\mu} \right. \quad . \; . \; . \; . \quad (21)$$

Hieraus folgt auch annähernd:

$$\frac{1}{\omega_0^2} = \frac{1}{\mathfrak{G}^2} \left(1 - \frac{1}{3} \frac{m_1 \varrho^2}{\mu} - \frac{1}{2} \frac{m_2 \varrho^2}{\mu} \right) \quad . \; . \; . \; . \quad (22)$$

Setzen wir zur Abkürzung

$$\left.\begin{array}{l}
\cos\alpha - \cos\beta - \frac{2}{\pi}(\beta-\alpha) + \frac{1}{2}\frac{\varrho}{\lambda}(\sin^2\beta - \sin^2\alpha) = \mathfrak{A} \\[2ex]
\sin^2\beta - \sin^2\alpha + \frac{\varrho}{\lambda}(\sin^2\beta\cos\beta - \sin^2\alpha\cos\alpha) + \frac{1}{3}(\cos^3\beta - \cos^3\alpha) = \mathfrak{B} \\[2ex]
\sin^2\beta - \sin^2\alpha + 2\frac{\varrho}{\lambda}(\sin^2\beta\cos\beta - \sin^2\alpha\cos\alpha) = \mathfrak{D}
\end{array}\right\} \quad (23)$$

so wird die Gleichung (17), wenn man die Werthe von $\frac{1}{\omega_0}$ und von $\frac{1}{\omega_0^2}$ der Ausdrücke (21) und (22) berücksichtiget:

$$\left.\begin{array}{l}
(W - w)\frac{1}{\mathfrak{G}}\left(1 - \frac{1}{6}\frac{m_1\varrho^2}{\mu} - \frac{1}{4}\frac{m_2\varrho^2}{\mu}\right) \\[2ex]
\quad = \frac{1}{4}\frac{Q\varrho\pi}{\mu\mathfrak{G}^2}\left(1 - \frac{1}{3}\frac{m_1\varrho^2}{\mu} - \frac{1}{2}\frac{m_2\varrho^2}{\mu}\right)\mathfrak{A} \\[2ex]
\quad - \frac{m_1\varrho^2}{2\mu}\mathfrak{B} \\[2ex]
\quad - \frac{m_2\varrho^2}{2\mu}\mathfrak{D}
\end{array}\right\} \quad \cdot \cdot \quad (24)$$

Vernachlässiget man die Glieder, welche μ^2 im Nenner enthalten, so findet man aus dieser Gleichung, wenn man $W-w=\frac{\mathfrak{G}}{i}$ setzt:

$$\mu = i\left(\frac{1}{4}\frac{Q\varrho\pi}{\mathfrak{G}^2}\mathfrak{A} - \frac{m_1\varrho^2}{2}\mathfrak{B} - \frac{m_2\varrho^2}{2}\mathfrak{D}\right) + \frac{1}{6}m_1\varrho^2 + \frac{1}{4}m_2\varrho^2 \,. \quad (25)$$

Nun ist:

$$\left.\begin{array}{l}
Q\,\frac{2\varrho\pi n}{60} = 75\,N \\[2ex]
\mu = \frac{G}{2g}R^2 \\[2ex]
m_1 = \frac{q_1}{2g} \\[2ex]
m_2 = \frac{q_2}{2g} \\[2ex]
C = R\mathfrak{G},\ c = \varrho\mathfrak{G}
\end{array}\right\} \quad \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \quad (26)$$

(N Pferdekraft der Maschine, n Anzahl der Umdrehungen des Schwungrades in einer Minute, R Halbmesser des Schwungrades, G Gewicht des Schwungringes, C Umfangsgeschwindigkeit des Schwungrades, q_1 q_2 Gewicht der Schubstange und Kolben sammt Kolbenstange, c mittlere Geschwindigkeit des Kurbelzapfens).

Führt man diese Ausdrücke (26) in (25) ein, so findet man schliesslich:

$$G = \frac{60 \times 75 \times g}{4} \mathfrak{A} \frac{i N}{n C^2} + \left(\frac{c}{C}\right)^2 \left[q_1 \left(\frac{1}{6} - i \frac{\mathfrak{B}}{2}\right) + q_2 \left(\frac{1}{4} - i \frac{\mathfrak{D}}{2}\right) \right] \quad (27)$$

Mit Berücksichtigung von (26) wird die Gleichung (16), wenn man sich erlaubt $\mathfrak{G}^2$ statt ω_0^2 zu setzen:

$$\left\{ \begin{array}{l} \sin \varphi = \frac{2}{\pi} - \frac{1}{2} \left(\frac{\varrho}{\lambda}\right) \sin 2 \varphi \\ + \frac{16 \pi^2}{75 (60)^3 2 g} \frac{\varrho^2 n^3}{N} \left[\sin 2 \varphi \left(\frac{2}{3} q_1 + q_2\right) + \frac{1}{4} \frac{\varrho}{\lambda} (q_1 + 2 q_2)(3 \sin 3 \varphi - \sin \varphi) \right] \end{array} \right\} \quad (28)$$

Theorie des Schwungkugelregulators.

Differenz zwischen der Spannung des Dampfes im Kessel und im Cylinder. Die Spannung des Dampfes im Cylinder wird, wie wir früher Seite 527 gezeigt haben, durch den Expansionsgrad und durch die auf die Flächeneinheit bezogenen Widerstände bestimmt, welche der Bewegung der Maschine entgegenwirken, und ist von allem Anderen, namentlich von der Geschwindigkeit der Maschine und von der Dampfmenge, welche in jeder Sekunde auf die Maschine wirkt, ganz unabhängig.

Nennen wir p die Spannung, welche im Cylinder hinter dem Kolben vorhanden ist, so lange der Cylinder mit dem Kessel kommunizirt. Die Spannung des Dampfes p_1 im Kessel fällt im Beharrungszustand stets grösser aus als jene im Cylinder, denn sonst könnte ja der Dampf nicht überströmen. Die Differenz $p_1 - p$ dieser Spannungen richtet sich nach den verschiedenen Widerständen, welche dem Uebergang des Dampfes aus dem Kessel in den Cylinder entgegenwirken und denselben erschweren, ähnlich wie dies bei einer komplizirteren Wasserleitung der Fall ist. Diese Widerstände entspringen theils aus den Reibungen des Dampfes an den Wänden des Röhren- oder Kanalsystems, durch welches die Dampfleitung statt findet, theils aus den Verengungen und Erweiterungen und plötzlichen Querschnittsänderungen, theils endlich aus den Ecken und Krümmungen, welche in diesem Kanalsystem vorkommen. Insbesondere kommen zweierlei solcher Verengungen vor, durch welche die Differenz $p_1 - p$ einen erheblichen Werth erreichen kann, nämlich durch die sogenannte Dampfklappe und durch den engen Durchgang, welchen die Steuerungsschieber bei gewissen Stellungen hervorbringen. In dem Dampfüberströmungsrohr wird jederzeit in der Nähe der Maschine eine Drehklappe (Dampfklappe) angebracht, die im normalen Bewegungszustand der Maschine eine solche Stellung erhält, dass an ihrem Umfange für den Uebergang des Dampfes nur ein kleiner Theil des ganzen Querschnittes des Rohres übrig bleibt, was zur Folge hat, dass im Normalzustand der Bewegung die Spannung des Dampfes im Kessel beträchtlich, z. B. um $\frac{1}{4}$ oder $\frac{1}{3}$ und selbst um die Hälfte höher ausfällt, als im Cylinder. Dies hat den Zweck, dass, wenn auch nicht dauernd, aber doch für einige Zeit die Kraft der Maschine bedeutend verstärkt oder geschwächt werden kann, denn wenn man die Klappe plötzlich so dreht, dass die Ueberströmungsöffnung grösser wird, tritt plötzlich im Dampfcylinder eine höhere Spannung ein und wird folglich der Gang der Maschine vorübergehend beschleunigt, dreht man dagegen die Klappe nach entgegengesetzter Richtung, so dass die Uebergangsöffnung noch kleiner wird als sie es im Normalzustand der Bewegung ist, so nimmt vorübergehend die Spannung des Dampfes im Cylinder ab und eben so auch die Kraft der Maschine. Dadurch kann die Bewegung der Maschine regulirt werden, wenn die Widerstände der zu betreibenden Maschinen veränderlich sind. Bei Schiffsmaschinen und Lokomotiven geschieht die Verstellung der Dampfklappe durch die Hand des Maschinenführers, bei Fabrikmaschinen dagegen in der Regel durch den sogenannten Schwungkugelregulator, mit dessen Theorie wir uns nun beschäftigen werden.

Der gewöhnliche Schwungkugelregulator. Tafel XXIX., Fig. 1 stellt eine einfache Anordnung eines Schwungkugelregulators zur Regulirung der Bewegung einer Fabrikdampfmaschine vermittelst einer Dampfklappe dar. a ist das Rohrstück des Dampfrohres, welches die Klappe b enthält, c ein Hebel, welcher an der Drehungsaxe der Klappe befestigt ist und vermittelst welchem ihre Verstellung bewirkt wird. Die übrigen Theile der Figur zeigen die Einrichtung des Schwungkugelregulators. G ist dessen vertikale Axe, dieselbe steht durch eine Rädertransmission mit der Schwungradswelle so in Verbindung, dass das Verhältniss der Winkelgeschwindigkeit der Schwungradswelle und der Regulatoraxe constant bleibt. Dreht sich das Schwungrad gleichförmig, so ist dies auch bei der Regulatoraxe der Fall, nimmt die Geschwindigkeit des Schwungrades zu oder ab, so wird die Regulatoraxe im ersteren Falle beschleunigt, im letzteren verzögert. d ist eine mit der Axe G befestigte Hülse, an welcher die Pendelstangen $e\ e_1$ so eingehängt sind, dass sie sich mit der Axe drehen müssen, dass sie sich aber mit grösster Leichtigkeit der Axe G nähern oder von derselben entfernen können. $f\ f_1$ sind zwei mit den Pendelstangen verbundene kugelförmige Massen, $g\ g_1$ sind zwei Stängelchen, welche oben mit den Pendelstangen, unten mit einer längs der Axe G verschiebbaren Hülse h zusammengegliedert sind. Wir nehmen an, dass $A\ B\ C\ C_1$ ein Rhombus, dass also $B\ C = C\ A = A\ C_1 = C_1\ B$ ist. Die Hülse h hat unten einen Hals i, in welchen das gabelförmige Ende des Hebels c eingreift. Hat das Schwungrad seine normale Geschwindigkeit, so nehmen die Pendelstangen eine Stellung an, bei welcher das Gewicht der Kugeln mit der Centrifugalkraft derselben in's Gleichgewicht tritt, und gleichzeitig wird dann die Klappe in diejenige Stellung gebracht, welche sie im normalen Beharrungszustand der Maschine einnehmen soll. Wird die Geschwindigkeit des Schwungrades grösser oder kleiner als die normale, so bewegen sich die Kugeln im ersteren Falle auseinander, im letzteren gegeneinander, was zur Folge hat, dass die Hülse h im ersteren Falle aufwärts, im letzteren abwärts geschoben und der Hebel c so gedreht wird, dass die Dampfklappe im ersteren Falle mehr zu, im letzteren Falle mehr aufgedreht wird, wie es zur Regulirung der Bewegung erforderlich ist.

Suchen wir zunächst die der normalen Bewegung des Schwungrades entsprechende Gleichgewichtsposition der Schwungkugeln zu bestimmen. Nennen wir:

ω die der normalen Geschwindigkeit des Schwungrades entsprechende Winkelgeschwindigkeit der Regulatoraxe,

n die der Winkelgeschwindigkeit ω entsprechende Anzahl der Umdrehungen in einer Minute,

G das Gewicht einer Schwungkugel,

$A\ D = A\ D_1 = l$ die Länge eines Pendelarmes,

$A\ C = C\ B = B\ C_1 = C_1\ A = a$ die Länge einer Rhombusseite,

$\widehat{D\ A\ B} = \alpha$ den Winkel, welcher der Normalbewegung entspricht, d. h. den Winkel, welcher derjenigen Stellung eines Pendelarmes entspricht, bei welcher ein Gleichgewichtszustand eintritt, wenn die Winkelgeschwindigkeit ω ist.

Tragen wir bei D das Gewicht der Kugel und die Centrifugalkraft als Linien $D\ H$ und $D\ E$ auf und konstruiren das Rechteck $D\ E\ F\ H$, so muss für den Gleichgewichtszustand die Richtung der Resultirenden $D\ F$ in die Verlängerung von $A\ D$ fallen, muss demnach $\widehat{F\ D\ H} = \alpha$ sein. Man hat daher:

$$D\,E = D\,H \tan \alpha \qquad \text{. . . . . (1)}$$

Es ist aber $DH = G$, $DE = \frac{G}{g} \omega^2 l \sin\alpha$, demnach wird:

$$\frac{G}{g} \omega^2 l \sin\alpha = G \tang\alpha = G \frac{\sin\alpha}{\cos\alpha} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

Wenn α nicht gleich Null ist, wird dieser Gleichung entsprochen durch

$$\omega = \sqrt{\frac{g}{l \cos\alpha}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

Es ist aber auch $\omega = \frac{2\pi}{60} n$, $n = \frac{60}{2\pi} \omega$, daher auch:

$$n = \frac{60}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{l \cos\alpha}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

Diese Ausdrücke (3) und (4) dienen zur Anordnung des Räderwerkes, welches die Schwungradsaxe mit der Regulatoraxe zu verbinden hat. Wenn man nämlich die Pendellänge l und den Winkel α annimmt, der bei normaler Geschwindigkeit eintreten soll, so bestimmt (3) und (4) die entsprechende Geschwindigkeit der Regulatoraxe, und die Räderübersetzung ist nun so anzuordnen, dass die Regulatoraxe in einer Minute so viel Umdrehungen macht, als der Werth von n beträgt, wenn das Schwungrad seine Normalgeschwindigkeit hat.

Nehmen wir nun an, dass, nachdem die Normalgeschwindigkeit und die entsprechende Normalstellung des Regulators längere Zeit vorhanden war, eine Aenderung in der Geschwindigkeit des Schwungrades eintrete, so dass die Winkelgeschwindigkeit der Regulatoraxe ω_1 und die entsprechende Umdrehungszahl pro 1 Minute n_1 wird und dass $n_1 > n$ sei.

Wenn in dem ganzen Mechanismus keine Reibungswiderstände vorkämen, müssten die Kugeln auseinander zu gehen anfangen, so wie die Geschwindigkeit der Bewegung grösser als ω zu werden anfängt; weil aber Reibungswiderstände vorhanden sind, fangen die Kugeln erst dann an weiter auseinander zu gehen, wenn die Centrifugalkraft so gross geworden ist, dass sie nicht nur das Gewicht der Kugeln, sondern auch die Reibungswiderstände des Mechanismus zu bewältigen vermag. Angenommen dies sei der Fall, wenn die Winkelgeschwindigkeit ω_1 eingetreten ist, so bestimmt $\omega_1 - \omega$ die Empfindlichkeit des Regulators, denn er fängt erst dann zu wirken an, wenn sich die Winkelgeschwindigkeit um $\omega_1 - \omega$ ändert.

Nennen wir, Tafel XXIX., Fig 2, F den Reibungswiderstand des Apparates, indem wir unter F die Kraft verstehen, mit welcher an der Hülse h gezogen werden muss, damit eine Stellungsänderung der beweglichen Theile eintritt. In diesem neuen Bewegungszustand ist also die Centrifugalkraft der Kugeln mit ihren Gewichten und mit dem Widerstand F im Gleichgewicht, beträgt aber der Winkel C A B ebenfalls den Werth α. Wenn die Bewegung der Hülse eintreten soll, muss in jedem der Zugstängelchen C B und C_1 B ein gewisser Zug X eintreten, und es ist offenbar $2 X \cos \alpha^\circ = F$ oder

$$X = \frac{F}{2 \cos \alpha} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5)$$

Dieser Zug wirkt bei C nach der Richtung C B auf den Pendelarm ein und es muss nun die Centrifugalkraft $\mathfrak{C}$ mit dem Gewicht G und dem Zug X im Gleichgewicht sein, wozu erforderlich ist, dass das statische Moment von $\mathfrak{C}$ gleich ist der Summe der statischen Momente von G und von X. Alle Momente bezogen auf den Punkt A als Drehungspunkt des Hebels A C D. Fällt man von A aus auf die Verlängerung von B C das Perpendikel A J, so ist $\overline{AJ} = \overline{AC} \cos \widehat{JAC}$ oder wegen $\overline{AC} = a$ und $\widehat{JAC} = \frac{\pi}{2} - 2\alpha$

$$\overline{AJ} = a \cos\left(\frac{\pi}{2} - 2\alpha\right) = a \sin 2\alpha = 2 a \sin \alpha \cos \alpha$$

Das Moment von X ist demnach $X \overline{AJ} = \frac{F}{2 \cos \alpha} 2 a \sin \alpha \cos \alpha = a F \sin \alpha$. Der Werth von $\mathfrak{C}$ ist: $\mathfrak{C} = \frac{G}{g} \omega_1^2 l \sin \alpha$. Das Moment von $\mathfrak{C}$ wird demnach $\frac{G}{g} \omega_1^2 l \sin \alpha\, l \cos \alpha$. Das Moment von G ist endlich $G l \sin \alpha$. Für den Gleichgewichtszustand erhält man also:

$$\frac{G}{g} \omega_1^2 l \sin \alpha\, l \cos \alpha = a F \sin \alpha + G l \sin \alpha$$

oder weil α nicht gleich Null ist:

$$\frac{G}{g} \omega_1^2 l \cos \alpha = \frac{a}{l} F + G \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (6)$$

Aus der Gleichung (2) folgt aber

$$\frac{G}{g} \omega^2 l \cos \alpha = G \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (7)$$

Durch Division dieser Gleichungen (6) und (7) erhält man einen Ausdruck, aus welchem sich ergibt:

$$G = F \frac{\frac{a}{l}}{\left(\frac{\omega_1}{\omega}\right)^2 - 1} = F \frac{\frac{a}{l}}{\left(\frac{n_1}{n}\right)^2 - 1} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (8)$$

Dieser Ausdruck bestimmt das Gewicht, das einer Kugel gegeben werden muss, wenn die regulirende Wirkung des Apparates beginnen soll, wenn die Winkelgeschwindigkeit um $\omega_1 - \omega$ über den normalen Werth gewachsen ist.

Es hat nun das Ansehen, wie wenn durch die Gleichungen (4) und (8) alles gegeben wäre, was für eine richtige Anordnung des Regulators nothwendig ist. Allein so ist es nicht; ein auf diese Weise angelegter Regulator wird seiner Bedingung nicht immer entsprechen, denn dazu ist erforderlich, dass die Kugeln bei jeder Stellung des Pendels ihre Stellung gegen die Axe nicht mehr ändern, wenn in irgend einem Augenblick der Bewegung die normale Geschwindigkeit der Axe des Regulators wiederum eintritt. Es müsste also jedesmal, wenn diese normale Geschwindigkeit eintritt, der Winkel $CAB = \alpha$ sein und müssten gleichzeitig die Kugeln keine relative Geschwindigkeit gegen die Axe besitzen, was nicht der Fall sein wird, weil die Kugeln zu pendeln anfangen, wenn sie ihre Normalstellung verlassen haben.

Der parabolische Regulator Der Ingenieur *Frank* hat den sinnreichen Gedanken ausgesprochen, dass man den Mechanismus so einrichten soll, dass sich die Kugeln nicht in einem Kreise, sondern in einer gewissen krummen Linie bewegen, die die Eigenschaft besitzt, dass in jeder Stellung der Kugeln ein Gleichgewichtszustand statt findet, wenn die Normalgeschwindigkeit eintritt. Wir wollen diese krumme Linie zu bestimmen suchen. DMN sei diese Kurve, die die Eigenschaft besitzen soll, dass die Richtung der Resultirenden aus G und $\mathfrak{G}$ mit der Normalen DL in jeder Lage der Kugeln zusammenfällt, wenn die Normalgeschwindigkeit eintritt.

Nennen wir, Tafel XXIX., Fig. 3, $OK = x$, $DK = y$, die Coordinaten des Mittelpunktes der Kugeln oder des Punktes D der Kurve. Für das Gleichgewicht ist: $G = \mathfrak{G} \tan \widehat{EDF}$, es ist aber $\mathfrak{G} = \frac{G}{g} \omega^2 y$, $\tan \widehat{EDF} = \frac{dy}{dx}$, demnach:

$$G = \frac{G}{g} \omega^2 y \frac{dy}{dx}$$

aus dieser Gleichung folgt:

$$y^2 = \frac{2g}{\omega^2} x \quad \ldots \ldots \quad (9)$$

Die krumme Linie ist demnach eine Parabel und deshalb hat man einen solchen Regulator einen parabolischen genannt. Allein so sinnreich der Vorschlag des Ingenieurs Frank ist, ein richtig wirkender Regulator kommt dadurch doch nicht zu Stande, weil durch denselben doch nicht bewirkt werden kann, dass die Kugeln keine Geschwindigkeit besitzen, wenn die normale Geschwindigkeit in irgend einem Zeitaugenblick eintritt.

Wegen der Schwingungen, die in den Kugeln eintreten, wenn der Gleichgewichtszustand der Normalbewegung aufgehoben wird, ist es ganz unmöglich, einen ganz verlässlich wirkenden Regulator vermittelst solcher Schwungkugeln hervorzubringen. Die folgende Anordnung gibt eine Vorstellung, auf welche Weise ein unfehlbar richtig wirkender Regulator zu Stande gebracht werden könnte. Tafel XXIX., Fig. 4, a ist eine Axe, die mit der Schwungradsaxe durch gewöhnliches Räderwerk in Verbindung gesetzt wird. Dieselbe ist mit einem Differenzialräderwerk versehen. b ist eine Axe, die unabänderlich mit gleichförmiger Geschwindigkeit bewegt wird, wozu ein Uhrwerk mit einem konischen Pendel angewendet werden könnte. b wirkt vermittelst der Räder c und d auf das Differenzialräderwerk ein, so dass in dem Rade e eine aus a und b zusammengesetzte Bewegung entsteht, das Räderwerk kann aber leicht so gewählt werden, dass die Bewegung in e verschwindet, wenn das Schwungrad seine normale Geschwindigkeit hat. Ist dies der Fall, so erhält das Rad e eine Rechtsdrehung oder eine Linksdrehung, je nachdem die Geschwindigkeit der Schwungradswelle grösser oder kleiner als die normale ist. f ist ein Rad, das in e eingreift, g eine Schraube ohne Ende, h das Wurmrad, das an der Axe der Einlassklappe befestigt ist. Hat das Schwungrad die normale Geschwindigkeit, so hört die Bewegung in e auf und bleibt folglich die Drehklappe stehen, wird die Geschwindigkeit der Schwungradsaxe grösser oder kleiner als die normale, so tritt sogleich in e und folglich auch in der Drehklappe eine Bewegung nach der einen oder nach der entgegengesetzten Richtung ein, je nachdem die Schwungradsgeschwindigkeit grösser oder kleiner als die normale geworden ist.

Erklärung der in den Resultaten für den Maschinenbau von Seite 228 bis 255, vierte Auflage, enthaltenen Formeln und Tabellen.

Diese Formelsysteme stimmen im Wesentlichen mit denjenigen überein, welche wir in der Theorie der Dampfmaschinen hergeleitet haben. Dieselben können gebraucht werden, um verschiedene die Dampfmaschinen betreffende Fragen zu beantworten. Ueber die Ausdrücke für den schädlichen Widerstand r sind bereits Seite 525 die erforderlichen Erklärungen gegeben worden. Die Tabellen bedürfen einiger Erklärungen. Dieselben geben für die Hauptarten von Maschinen: 1) den Durchmesser des Dampfcylinders, 2) das Verhältniss zwischen dem Kolbenschub und dem Cylinderdurchmesser, 3) die Kolbengeschwindigkeit, 4) die Anzahl der Umdrehungen der Kurbelwelle, 5) den Querschnitt des Cylinders für jede Pferdekraft, 6) die Dampfmenge für jede Pferdekraft in einer Sekunde, 7) die Heizfläche des Kessels für eine Pferdekraft, 8) den Steinkohlenverbrauch in der Stunde für jede Pferdekraft. In der Ueberschrift jeder Tabelle ist eine gewisse Dampfspannung angegeben. Diese Tabellen sind vermittelst der theoretischen Formeln mit möglichster Genauigkeit berechnet worden, insbesondere mit Berücksichtigung der schädlichen Widerstände r und der Dampfverluste zwischen Kolben und Cylinder. Die Dampfspannung der Ueberschrift ist diejenige, welche vorhanden sein muss, wenn bei Maschinen, die nach diesen Tabellen ausgeführt werden, der reale Effekt mit dem sogenannten Nominaleffekt übereinstimmen soll. Man unterscheidet nämlich unvernünftiger Weise Realeffekt und Nominaleffekt. Dieser verwirrende Unterschied rührt aus der Zeit her, in der man es noch nicht verstand, die Effekte der Dampfmaschinen genauer zu berechnen oder zu messen, in der daher ihre Leistungen durch Schätzung bestimmt wurden. Namentlich war dies der Fall bei den *Watt*'schen Maschinen. Diese Leistungen wurden aber meistens unterschätzt, man machte später die Erfahrung, dass die thatsächlichen Leistungen gewöhnlich um die Hälfte grösser sind, als die durch Schätzung angegebenen, und nannte nun diese geschätzten Leistungen den Nominaleffekt, die wahren thatsächlichen Leistungen dagegen den Realeffekt. Die beiden Effekte stimmen überein, wenn die Dampfspannung einen gewissen Werth hat, der niedriger ist als derjenige, mit welchem die Maschinen gewöhnlich arbeiten. In der Ueberschrift der Tabelle für Watt'sche Maschinen, Seite 239, ist z. B. eine Dampfspannung von nur 8330^{Klg} pro 1^{qm} angegeben, das will sagen: die Dimensionen, welche Watt seinen Maschinen gegeben hat (und die mit denen, welche unsere Regeln geben, übereinstimmen) sind von der Art, dass bei der in der Tabelle angegebenen Kolbengeschwindigkeit die wirkliche Effektleistung schon so gross wird, als der Nominaleffekt ausspricht, wenn die Dampfspannung im Cylinder nur 8330^{Klg} pro Quadratmeter beträgt. Da aber die Watt'schen Maschinen in der Regel mit einer Spannung von circa $\left(1+\frac{1}{4}\right)$ Atmosphären arbeiten, so ist die gewöhnliche Leistung der Maschine um circa die

Hälfte grösser als der Nominaleffekt. Nach dieser Tabelle erhalten also die Maschinen Dimensionen, bei welchen es leicht möglich ist, beträchtlich grössere Effekte zu erzielen, als der Nominaleffekt aussagt, natürlich mit einem grösseren Dampfaufwand.

Bei Berechnung der Heizfläche des Kessels ist die Dampfmenge zu Grunde gelegt worden, die die Maschine für jede Pferdekraft pro 1 Stunde bedarf, und da diese Dampfmengen je nach der Grösse der Maschinen und nach der Wirkungsweise des Dampfes verschieden sind, so ist die Heizfläche pro 1 Pferdekraft nich constant, sondern für kleine Maschinen grösser als für grosse, und für die guten Arten von Maschinen kleiner als für die schlechten oder minder guten. Der Brennstoffverbrauch pro Pferdekraft und pro Stunde ist ebenfalls nach dem Dampfbedarf berechnet, ist daher der in der Tabelle angegebenen Heizfläche pro Pferdekraft proportional.

Die Tabellen Seite 240, 244, 247, 250, 253 geben für die Hauptarten von Maschinen Verhältnisszahlen, wodurch alle einzelnen Detailabmessungen durch den Cylinderdurchmesser ausgedrückt sind. Diese Verhältnisszahlen beruhen auf dem leicht nachweisbar richtigen Satz, dass zwei in aller und jeder Hinsicht geometrisch ähnlich angeordnete Maschinen bei nahezu gleicher Geschwindigkeit und gleicher Dampfspannung richtige Detailabmessungen besitzen.

Dieser Satz ist von jeher und gewöhnlich ohne zu wissen dass er richtig ist, angewendet worden. Es ist durch diesen Satz die Anordnung der Dampfmaschinen und das Entwerfen derselben blos auf ein Copiren im grossen oder kleinen Maassstab von bereits bekannten Anordnungen zurückgeführt; wenn man sich unserer Regeln bedient, braucht man daher zur Anordnung und Ausführung der Dampfmaschinen keinerlei wissenschaftliche Mittel, sondern nur gute Werkzeuge, Hobel, Drehbank etc. Jede mit guten Werkzeugen und mit guten Arbeitern versehene Werkstätte kann daher vortreffliche Dampfmaschinen fast ohne wissenschaftliche Kenntnisse entwerfen und ausführen, während für hydraulische Kraftmaschinen die reine Empirie wenigstens für den Entwurf derselben nicht hinreicht. Die wenigsten Maschinenwerkstätten verstehen es, ein Wasserrad für einen vorgelegten Fall richtig und gut anzuordnen.

Allgemeine Grundsätze für den Bau der Dampfmaschinen.

Hinsichtlich des Baues der Maschinen können wir dieselben in zwei Klassen eintheilen; nämlich in solche, die entweder gar kein Fundament oder nur ein ganz leichtes erfordern, und in solche, die ein solides Steinfundament bedürfen. Bei den ersteren werden alle unbeweglichen Bestandtheile gegen ein gewöhnlich aus Gusseisen, zuweilen aber auch aus Schmiedeeisen hergestelltes Gestell, das aus einem Stück besteht oder aus mehreren Stücken zu einem einzigen Körper verbunden ist, befestigt, so dass diese Bestandtheile ihre relative Lage gegen einander nicht ändern können. Derlei Maschinen erfordern eigentlich gar kein Fundament, können wie ein Zimmermöbel überall hingestellt werden, ja wenn man will, kann man solche Maschinen in die Luft aufhängen, wie dies bei den Lokomotiven in der That der Fall ist, denn bei diesen werden die beiden Maschinen an einem Rahmenbau befestigt, welcher mit Federn aufgehängt und durch die Lauf- und Triebaxen getragen wird. Bei der zweiten Art von Maschinen wird die Verbindung der unbeweglichen Bestandtheile mit einander nicht durch ein eisernes Gestell, sondern durch Mauerwerke und Steinfundamente bewirkt. Dies ist insbesondere der Fall bei den grösseren Balanciermaschinen, die eine so grosse Ausdehnung haben, dass eiserne Gestelle kaum mehr in der erforderlichen Grösse hergestellt werden könnten. Diese Maschinen erfordern äusserst solide und massige Fundamente und sehr feste Verbindungen der unbeweglichen Bestandtheile mit dem Fundamente. Um dies zu erklären, wollen wir beispielsweise eine grössere Balancier-Dampfmaschine betrachten. Wenn der Dampf oben in den Cylinder eintritt, presst er nicht nur gegen den Kolben, sondern auch gegen den obern Deckel des Cylinders. Damit der Deckel nicht vom Cylinder weggerissen wird, muss derselbe mit dem Cylinder vermittelst Schrauben so fest verbunden werden, dass die Bolzen durch den Dampfdruck nicht abgerissen werden. Damit aber der Cylinder durch diesen Deckeldruck nicht vom Fundament weggerissen wird, muss derselbe mit dem Fundament durch Stangen verbunden werden, die durch das ganze Fundament hinabgehen, damit aber endlich der Cylinder mit dem Fundament nicht aus dem Boden gehoben wird, muss das Gewicht des Fundamentes und Cylinders zusammen grösser sein, als der Dampfdruck gegen den Deckel. Aehnlich verhält es sich auch mit den Lagern der Balancieraxe. Wenn der Kolben in die Höhe geht, wird die Axe des Balanciers gegen den Deckel der Axenlager mit einer Kraft nach aufwärts getrieben, die gleich ist dem zweifachen Druck des Dampfes gegen den Kolben, weniger dem Gewicht des Balanciers. Wegen dieses Axendruckes gegen den Lagerdeckel müssen zunächst die Deckelschrauben fest genug sein, müssen ferner die Axenlager mit den stützenden Säulen und diese mit dem Säulenfundament verschraubt werden und muss dieses letztere so schwer sein, dass es durch jenen Axendruck nicht gehoben wird. Endlich ist für eine äusserst solide Lagerung und Befestigung des Kurbellagers zu sorgen, denn wenn der Kolben nach abwärts geht, wird die Schwungradsaxe gewaltig in die Höhe getrieben, sind die Deckelschrauben zu schwach, so werden sie abgerissen, gehen die Lagerschrauben nicht durch das ganze Fundament herab, so wird das Lager vom Fundament weggerissen. Ist das Gewicht des Fundaments nicht grösser als der Druck der Axe gegen den Lagerdeckel, so wird das ganze Fundament mit gehoben. An diesem Beispiel ist zu ersehen, dass man diese zweite Bauart, welche Fundamente erfordert, möglichst vermeiden soll, denn sie verursacht sehr viele Schwierigkeiten und Kosten. Die einfachste, solideste und am leichtesten ausführbare Bauart wird nun erzielt, wenn man zunächst für eine möglichst solide Lagerung der Schwungradswelle sorgt und dann den Dampfcylinder so direkt als möglich mit den Lagern der Schwungradswelle durch Stangen, Schilde oder Gestellrahmen verbindet. Dieses Bausystem empfiehlt sich insbesondere auch für Dampfschiffsmaschinen und wird auch in neuerer Zeit ganz konsequent befolgt. Die Maschinen für Schraubenschiffe sind Möbelmaschinen, der Unterbau hat nichts zu thun, als das Gewicht der Maschine zu tragen. Bei den Rädermaschinen wird von Schiffswand zu Schiffswand durch einen Rahmenbau eine Brücke gebildet, an welcher die Grundplatte der Maschinencylinder vermittelst schmiedeeiserner Stangen, von verhältnissmässig nicht sehr starkem Querschnitt, aufgehängt wird, so dass streng genommen ein Unterbau zum Tragen gar nicht nothwendig wäre. Die alten Schiffsmaschinen und namentlich die Watt'schen, welche eine so grosse Verbreitung hatten, waren alle fehlerhaft erbaut; es waren wohl Möbelmaschinen, aber sie wurden an den Schiffsboden angeschraubt und die verschiedenen Kurbellager waren gar nicht direkt unter sich, noch mit den Schiffswänden verbunden. Wesentlich für die Solidität des Baues ist auch der Mechanismus zur Verwandlung der Kolbenbewegung in eine rotirende; die direktest wirkende mit Gleitstücken, Schubstange und Kurbel ist ohnstreitig die einfachste, solideste und beste. Der Balanciermechanismus ist kostspielig, unsolid, weitläufig, hat aber allerdings die angenehme Eigenschaft, dass man so leicht eine beliebige Anzahl von Kolben und anderen Stangen mit beliebiger Geschwindigkeit bewegen kann. Günstig für die Solidität des Baues ist es, wenn die Schwungradswelle nicht hoch in die Luft, sondern tief unten an den Boden des Maschinenhauses gelegt wird.

Schliesslich ist noch zu sagen, dass diese allgemeinen Grundsätze über den Bau der Maschinen nur bei grösseren Maschinen wesentlich zu beachten sind. Bei kleinen Maschinen kann man so zu sagen alles Mögliche machen, kann man gleichsam spielen. Dies gilt überhaupt für den ganzen Maschinenbau.

Spezielle Maschinenanordnungen.

Wir wollen einige spezielle Maschinenanordnungen beschreiben und ihre Vortheile und Nachtheile bezeichnen.

Die einfache Horizontalmaschine ohne Condensation, mit oder ohne Expansion. Der Cylinder liegt horizontal auf einem gusseisernen Rahmen, an welchen auch die Geradführung der Kolbenstange und das Kurbellager befestigt werden. Die Steuerungsschieber liegen neben dem Cylinder und werden direkt von der Schwungradswelle aus vermittelst Excentern bewegt. Einer dieser Excenter kann gleich zur Bewegung der Speisepumpe benützt werden. Diese Disposition lässt hinsichtlich der Einfachheit und Solidität, so wie auch wegen der bequemen Bedienung nichts zu wünschen übrig, ist sehr verbreitet und dürfte allmählig alle anderen Dispositionen verdrängen. Man hat oftmals die horizontale Lage des Cylinders in so ferne getadelt, weil der Kolben durch sein Gewicht nach unten stärker gegen die Cylinderwand drückt als nach oben. Allein diese Einwendung ist von keinerlei Belang, wie die vielen tausend Lokomotivmaschinen beweisen.

Horizontale Doppelmaschine mit Condensation und Expansion. Jede einzelne von den beiden Maschinen ist in ähnlicher Weise angeordnet, wie die oben beschriebene. Die mit zwei unter rechtem Winkel gegeneinander gestellten Kurbeln versehene Schwungradswelle liegt in Lagern, die sich an den zwei Rahmen der Maschine befinden. Von der Schwungradswelle aus wird mit Stirn- oder Kegelräder auf die Transmission übersetzt. Die Steuerungen liegen neben den Cylindern einander zugewendet und werden direkt durch Excenter bewegt. Fatal ist bei dieser Disposition der Betrieb des Condensationsapparates. Gewöhnlich wird der Condensationsapparat in einer ausgemauerten Grube aufgestellt, die sich unterhalb der Kurbel befindet und wird die Bewegung der Luftpumpe durch eine Gegenkurbel bewirkt. Zuweilen wird die Grube für den Condensator in die Mitte der Maschine verlegt und wird die Bewegung der Luftpumpe durch einen Winkelhebel hervorgebracht, dessen längerer Schenkel von der Traverse der Gleitstücke aus eine Hin- und Herbewegung erhält. Die eine wie die andere Disposition ist nicht gefällig und macht den Eindruck eines Anhängsels. Diese Doppelmaschinen gewähren einen hohen Grad von Gleichförmigkeit der Bewegung, was bei starken Expansionen sehr wichtig ist. Eine stark expandirende Maschine mit nur *einem* Cylinder gibt nie eine geschmeidige Bewegung, wie gross und schwer man auch das Schwungrad machen mag. Für den Betrieb von grösseren Fabriken werden wohl schliesslich diese Doppelmaschinen alle anderen Anordnungen verdrängen.

Die Maschine von Maudslay. Der Cylinder ist vertikal und befindet sich auf einem gehäuseartigen gusseisernen Piedestal. Die Welle liegt entweder ganz unten am Boden oder in einiger Höhe über demselben in Lagern, welche am Gestell befestigt werden. Die Kolbenbewegung wird vermittelst einer Traverse und zweier Hängestangen nach der Kurbelwelle herab übertragen. Zur Führung der Kolbenstange sind besondere Schilde angebracht. Bei den von Maudslay konstruirten Maschinen wird Condensation angewendet, und befinden sich die Gefässe dieses Apparates im Hohlraum des Fussgestelles. Das Ansehen der Maschine ist sehr gefällig, in jeder anderen Hinsicht ist diese Disposition nicht zu empfehlen. Sie gewährt wenig Solidität, ist komplizirt, unbequem zu bedienen und kostspielig. Wird nicht mehr angewendet.

Die Maschine von Saulnier. Die Disposition ist ähnlich wie bei der Maschine von Maudslay. Der Sockel ist gleichsam nur ein niedriger Schemel. Durch denselben geht die Kurbelwelle. Die Geradführung wird durch vier Säulen gehalten und getragen. Condensation wird nicht angewendet. Die Expansion wird durch einen verlängerten Schieber (mit zwei Schiebungen, einer kurzen und einer langen) bewirkt. Diese Anordnung ist wohl einfacher und solider als die von Maudslay, ist aber doch auch ausser Gebrauch gekommen.

Die Maschine von Fairbairn. Das Gestell wird durch eine dicke mit einem Sockel versehene hohle Säule gebildet. Der Cylinder hängt an der obern Deckplatte des Sockels. Das Kurbellager steht oben auf dem Säulenkapitäl. Die Geradführungen sind an der innern Wand der Säule angeschraubt. Das Aussehen der Maschine ist gefällig, in jeder andern Hinsicht nicht zu empfehlen. Unsolid, unbequem in der Bedienung etc.

Umgekehrte Aufstellung. Cylinder oben, Welle unten. Hat keinen anderen Vortheil, als dass die Welle solid gelagert werden kann.

Maschine von Meyer. Der Cylinder steht auf einer Grundplatte, die auf dem Boden des Maschinenhauses liegt. Die Kurbelwelle befindet sich hoch oben und wird durch ein Säulengestell getragen. Die eisernen Horizontalbalken desselben sind in die Seitenmauern des Maschinenhauses eingelegt und eingemauert. Die Luftpumpe wird vermittelst eines grossen Excentrums von der Schwungradswelle aus getrieben. Weitläufige, kostspielige Aufstellung, unsolide Lagerung der Kurbelwelle.

Maschine mit oscyllirendem Cylinder. Da bei dieser Maschine die Kolbenstange direkt auf die Kurbel einwirkt, also die Schubstange wegfällt, so sind diese Maschinen äusserst compendiös, in jeder andern Hinsicht aber den Maschinen mit unbeweglichem Cylinder nachzusetzen. Für Schiffsmaschinen ist diese Anordnung vortrefflich und werden auch da sehr häufig angewendet. Für den Betrieb von Werkstätten und Fabriken ist ihre Benutzung nicht motivirt.

Woolf'sche Maschine. Heut zu Tage werden keine andern Balanciermaschinen angewendet als Woolf'sche. Von allen älteren Anordnungen von Dampfmaschinen ist dies die einzige, die sich noch gehalten hat, und auch mit Recht. Der Brennstoff wird mit dieser Maschine vortheilhaft verwendet, indem starke Expansionen angewendet werden und Condensation vorhanden ist. Die Gleichförmigkeit der Bewegung ist viel grösser, als bei Expansionsmaschinen mit nur einem Cylinder. Die Dampfcylinder sind mit Dampfheizung und anderen gegen Abkühlung schützenden Umhüllungen versehen. Die Spannung des Dampfes beträgt in der Regel nicht mehr als ungefähr 2 Atmosphären, die Kessel sind daher ohne Schwierigkeit fest herstellbar. Die Anwendung des Balanciers ist hier wegen der vielen Kolbenstangen vollkommen motivirt.

Wenn die Maschine gut ausgeführt und sorgfältig aufgestellt ist, muss sie nothwendig gute Leistungen hervorbringen. Die Schwierigkeiten der Ausführung und Aufstellung werden aber doch zuletzt auch diese Maschine zu Fall bringen, so dass man einstens zum Betrieb der Werkstätten und Fabriken nur noch Maschinen mit horizontal liegenden Cylindern gebrauchen wird.

Direkt rotirende Maschinen. Von jeher war man bemüht, direkt rotirende Maschinen, d. h. solche Maschinen zu Stande zu bringen, bei welchen durch den Druck des Dampfes ohne irgend eine Maschinengliederung eine rotirende Bewegung einer Axe hervorgebracht würde. Diese Maschinen bestehen im Wesentlichen aus einer cylindrischen mit einer concentrischen oder excentrischen Axe versehenen Trommel, an welcher Axe ein Flügel oder ein irgend anders gestalteter Receptor befestigt ist, gegen welchen der Dampf drückt und mit ihm die Welle herumtreibt. Eine praktisch befriedigende Konstruktion ist aber bis jetzt noch nicht zu Stande gekommen, was sehr zu bedauern ist, denn eine derartige Maschinenkonstruktion würde zwar nicht für den Werkstätten- oder Fabrikbetrieb, wohl aber für Lokomotive und Dampfschiffe von ungemein grossem Werth sein. Die Bestrebungen sind stets an der Konstruktion eines rotirenden Kolbens gescheitert und es ist wenig Hoffnung vorhanden, dass eine solche Konstruktion jemals gelingen wird.

Lokomobile. Unter dieser Benennung versteht man eine vollständige Dampfmaschineneinrichtung mit Kessel und Maschine, die auf einem Wagen angebracht ist, vermittelst welchem das Ganze durch Pferdekraft an den Ort geschafft werden kann, wo die Maschine in Thätigkeit gesetzt werden soll. Diese Lokomobilen sind für den Betrieb von landwirthschaftlichen Maschinen, so wie auch bei Ausführung von Wasserbauten sehr nützlich und finden immer mehr und mehr Anwendung und Verbreitung. Der Kessel wird ähnlich konstruirt wie ein Lokomotivkessel. Die Maschine wird in horizontaler Lage oben an dem Kessel befestigt und wird möglichst einfach ohne Condensation und ohne Expansion eingerichtet.

Konstruktive Details.

Im ersten Band des Maschinenbaues ist die Konstruktion aller Maschinenorgane und Maschinenbestandtheile so vollständig und gründlich behandelt worden, dass uns in dieser Hinsicht nicht mehr viel Neues zu sagen übrig bleibt. Was wir noch zu sagen haben, betrifft vorzugsweise die praktische Ausführung.

Das Wichtigste ist die Anfertigung des Dampfcylinders. Um einen weichen, leicht bearbeitbaren Guss zu erhalten, wird der Cylinder in getrockneten Lehmformen gegossen. Bei kleinen Maschinen wird der Dampfkanal und auch der Schieberkasten angegossen. Bei grossen Maschinen werden diese Theile besonders hergestellt und werden an dem Cylinder nur die Einlassöffnungen in der Form von kurzen rechtwinkligen Röhrenstücken angegossen. Der Cylinder wird nicht nur sorgfältigst ausgebohrt, sondern auch ausgeschliffen, zu welchem Behufe gewöhnlich eine etwas ordinäre Prozedur dient. Der ausgebohrte Cylinder wird nämlich auf den Boden der Werkstätte gelegt, dann wird Schmirgel eingestreut, etwas Oel daran gegeben, ein ungefähr nach der innern Rundung des Cylinders gekrümmter schwerer Bleiblock daraufgelegt, mit Stangen angefasst und parallel mit der Axe hin und her geschleift. Von Zeit zu Zeit wird der Cylinder etwas gewendet, damit nach und nach die ganze innere Fläche abgeschliffen wird. Poren und kleinere Unvollkommenheiten des Gusses werden mit Blei oder mit Eisenkitt ausgebessert. Die Cylinderdeckel werden zuweilen hohl gemacht, wodurch sie Festigkeit erhalten und zum Schutz gegen Abkühlung mit Dampf geheizt werden können.

Bei den besten Maschinen wird noch der Cylinder mit einem Mantel umgeben, und wird der Zwischenraum mit Dampf geheizt. Aussen wird der Cylindermantel mit einer Schicht von schlechten Wärmeleitern (Filz, Haaren) und mit einer Verschalung von Holz umgeben. Ueber die Einrichtung und Herstellung der Kolben ist bereits das Erforderliche im ersten Band gesagt worden. Bei Niederdruckmaschinen sind noch die Kolben mit Hanfdichtung im Gebrauch, weil dadurch die Cylinder am besten geschont werden. Für Mittel- und Hochdruckmaschinen sind jedoch Kolben mit Metalldichtungen nothwendig. Segmentkolben kommen allmählig ausser Gebrauch, Ringdichtungen werden mehr und mehr vorherrschend. Bei grossen Maschinen werden häufig gewölbte Kolben angewendet, sie gewähren Festigkeit und gestatten, dass die Hülse zum Ankeilen oder Anschrauben der Kolbenstange lang gemacht werden kann, was diese Befestigung begünstiget. Wird der Kolben gewölbt gemacht, so müssen aber die beiden Cylinderdeckel entsprechend, nämlich so geformt werden, dass die innere Fläche der Deckel überall um gleich viel von der Begrenzungsfläche des Kolbens absteht, wenn dieser am Deckel steht. Die Stopfbüchsen werden mit Hanf ausgedichtet.

Damit die Steuerung keinen Dampfverlust verursacht, müssen die Schieber möglichst sorgfältig an die Schleifflächen angepasst werden. Diese Berührungsflächen werden nicht nur gehobelt, sondern auch mit Schmirgel und Oel geschliffen. Es muss dafür gesorgt werden, dass die Schieber stets korrekt durch den Dampf gegen die Schleifflächen gepresst werden. Der Schieber wird von einem schmiedeeisernen Rahmen so umfasst, dass er durch denselben hin und her geschleppt wird, aber nach der auf der Ebene des Rahmens senkrechten Richtung in dem Rahmen schleift. Sehr misslich ist der Umstand, dass die Berührungsflächen des Schiebers und der Schleifflächen eine reichliche Oelung nicht gestatten, weil das Oel durch den hin und her gehenden Schieber in die Oeffnungen der Dampfkanäle geschoben wird. Um die beträchtliche Kraft, welche die Bewegung des Schiebers erfordert, zu vermindern, hat man zuweilen versucht, den Druck des Dampfes gegen den Schieber durch einen Gegendruck theilweise zu balanciren; aber auch von dieser Mode ist man abgekommen.

Die Führungslineale werden mit der Zeit hohl, weil die Pressung der Gleitstücke gegen dieselben variabel ist. Diese Lineale müssen daher zum Wegnehmen eingerichtet werden, um sie, wenn sie hohl geworden sind, abnehmen und eben schleifen zu können.

Ueber die Schubstangen und Kurbeln ist bereits das Nöthige im ersten Band gesagt worden. Aus Oekonomie werden meistens gusseiserne Kurbeln angewendet. Schmiedeeiserne verdienen aber entschieden den Vorzug.

Bei Balanciermaschinen werden gewöhnlich zur Geradführung der Kolbenstange Parallelogramme angewendet. Die Herstellung derselben verursacht sehr viele, sehr schwierige und kostspielige Arbeiten. In neuerer Zeit ersetzt man desshalb oftmals die Parallelogramme durch Schleifführungen.

Bei Horizontalmaschinen müssen die Kurbellager mit vier Backenstücken ausgefüttert werden. Die oben und unten anliegenden Backen werden durch das Anziehen der Deckelschrauben angepresst und sind wegen des Gewichtes des Schwungrades und der Welle nothwendig. Die seitlich anliegenden Backen werden durch eingelegte Keile angedrückt und müssen vorhanden sein, weil die Welle wegen der horizontalen Lage des Cylinders horizontal hin und her gezerrt wird.

Das Wichtigste und Unerlässlichste bei einer Dampfmaschine ist eine höchst sublime Ausführung und bestes Konstruktionsmaterial. Der Dampfmaschinenbau erfordert geschickte Arbeiter und gute Arbeitsmaschinen. Handarbeit ist nur für solche Theile zulässig, die für das Auge rein geformt erscheinen sollen, die aber nicht mitfunktioniren. Die Flächen, in welchen sich die beweglichen

Maschinenorgane berühren, können nur vermittelst vortrefflicher Arbeitsmaschinen die erforderliche Genauigkeit erhalten. Zur Herstellung von guten Dampfmaschinenanlagen ist nicht viel Wissenschaft, dagegen aber sind vorzügliche Werkstätteneinrichtungen und grosse Virtuosität von Seiten der Arbeiter erforderlich.

Aufstellung der Dampfmaschinen.

Ueber die Aufstellung der Möbelmaschinen ist nicht viel zu sagen. Dieselbe geschieht in der Werkstätte, indem man das Maschinengestell herstellt und dann alle Bestandtheile der Maschine an das Gestell anlegt und anschraubt. Dabei kommt es wesentlich darauf an, den Gestellbau so einzurichten und anzuordnen, dass gewisse Theile, gegen welche die Cylinder und die Lager befestigt werden sollen, auf Maschinen bearbeitet werden können. Bei Schiffsmaschinen werden z. B. die Kurbelaxenlager an die Lagerbrücken angegossen, weil es kaum möglich ist, an einem so grossen Gussstück die Lagerplatten auf Hobelmaschinen zu bearbeiten. Die Lagerhöhlungen und Lagerschalen werden dann vermittelst einer Bohraxe mitsammen ausgebohrt, wodurch man es dahin bringt, dass die geometrischen Axen aller Lagerhöhlungen in eine und dieselbe gerade Linie fallen.

Belehrend ist die Aufstellung einer Balancierdampfmaschine, daher wir hierüber einige wesentliche Andeutungen geben wollen. Zuerst wird das Maschinenhaus hergestellt und werden in demselben die Quadersätze aufgeführt, auf welchen der Cylinder, die Balancierträger (gewöhnlich Säulen) und das Kurbelaxenlager aufzustellen sind. So wie die Umfassungsmauern des Maschinenhauses die Höhe erreicht haben, wo das gewöhnliche gusseiserne Traggebälk anzubringen ist, wird dieses in die Mauern eingelegt und durch Stangen, welche durch die Mauern gehen, festgeschraubt. Dann werden auf dem mittleren Quadersatz die Stellen bezeichnet, wo die Tragsäulen aufzustellen sind und werden durch diesen Quadersatz die Löcher hinabgetrieben, durch welche die Stangen zur Befestigung der Tragsäulen hinabzulassen und anzukeilen oder anzuschrauben sind. Dann wird auf das Gebälk der Lagerstuhl für die Balancieraxe montirt und endlich der Balancier eingelegt und auf das Sorgfältigste so adjustirt, dass die geometrische Drehungsaxe des Balanciers genau eine horizontale Lage erhält, und dass die mittlere Lageraxe des Balanciers auf der Drehungsaxe senkrecht steht. Bei den weiteren Operationen der Aufstellung leistet dann der Balancier ähnliche Dienste, wie die Wasserradwelle bei Aufstellung eines Wasserrades. Es werden nämlich vom Balancier aus durch Senkel die Punkte auf den Quadern des Fundaments markirt, wo die Maschinencylinder, die Pumpencylinder und das Kurbellager anzubringen sind und wo die Löcher für die Fundamentstangen hinabzutreiben sind. Sind diese Löcher hergestellt, so werden die Grundplatten gelegt, die Fundamentstangen eingesenkt und vorläufig leicht angezogen, und werden die auf diese Platten zu befestigenden Körper aufgestellt, vorläufig adjustirt und leicht angeschraubt. Nun werden alle diese Theile vermittelst der vom Balancier herabhängenden Senkel so wie auch vermittelst Wasserwagen und Setzlatte auf das Genaueste horizontal oder vertikal adjustirt und werden schliesslich alle Schrauben und Keilungen fest angezogen. Die Montirung der kleineren Details bedarf keiner Erklärung. Der Hauptvortheil der Montirung besteht hier darin, dass man den Balancier so bald als möglich in seine richtige Lage bringt und dass dann alle andern Theile nach dem Balancier gerichtet werden.
