

ORGAN

für die

FORTSCHRITTE DES EISENBAHNWESENS

in technischer Beziehung.

Fachblatt des Vereines deutscher Eisenbahn-Verwaltungen.

Neue Folge. XLVI. Band.

Die Schriftleitung hält sich für den Inhalt der mit dem Namen des Verfassers versehenen Aufsätze nicht für verantwortlich. Alle Rechte vorbehalten.

18. Heft. 1909. 15. September.

Verbesserung der Schwingensteuerungen für wirtschaftliche Ausnutzung hochgespannten Dampfes. *)

Von R. Lindner, Finanz- und Baurat in Dresden.

Hierzu Zeichnungen Abb. 1 bis 11 auf Tafel LV und Abb. 1 bis 8 auf Tafel LVI.

Die Schwingensteuerungen gehören bekanntlich in die Klasse der vollkommenen und zugleich einfachen Umsteuerungen, da sie bei nur einem Schieber eine veränderliche Zylinderfüllung in allen Füllungsgraden und zugleich eine wirtschaftliche Dampfarbeit innerhalb der kleineren Füllungen gestatten.

In ihrer Anwendung bei Lokomotiven müssen sie zur Ermöglichung sofortigen und kräftigen Anziehens aus allen Kurbel-lagen Zylinderfüllungen von 75 bis 80% des Kolbenweges gestatten, damit der Kolben der einen Kurbel noch vollen Antriebsdampf zugeführt erhält, wenn die andere den toten Punkt erst wenig überschritten hat.

Zur wirtschaftlichen Ausnutzung hochgespannten Dampfes ist nun die Anwendung starker Dampfdehnung, also geringer Füllungsgrade beim Fahren erforderlich. Hieraus ergibt sich eine reichliche Bemessung der Zylinder. Die Grenze liegt in der Überschreitung der Radreibung durch die bei höherer Füllung sich ergebende Zugkraft.

Bei dem mit voll ausgelegter Steuerung zu bewirkenden Anfahren tritt nun in den Abschnitten des gemeinschaftlichen Anziehens beider Kolben und zwar ansteigend vom Beginne dieses Abschnittes an ein auf Maschine und Kessel schädigend wirkendes Radschleudern ein, sobald der Dampf den Kolben ungedrosselt zugeführt wird.

Eine Verbesserung im Anfahren wird demnach eintreten, wenn die Erhöhung der Anzugkraft über die Radreibung in den Abschnitten gemeinschaftlichen Anziehens vermieden wird, und zwar ohne Drosselung des Dampfes vom Regler aus.

Das Fahren mit kleinen Zylinderfüllungen kann bei den gebräuchlichen Steuerungseinrichtungen nur mit kleinen Kanaleröffnungen erfolgen, da eine Vergrößerung der Schieber bei höheren Kolbengeschwindigkeiten meist nicht zugänglich ist. Überdies verbietet auch die Wahrung ruhigen Arbeitens der Steuerung bei Anwendung größerer Füllungen die Verwendung zu großen Schieberhubes bei schnellaufenden Maschinen.

Für das Fahren empfiehlt es sich deshalb, die großen, nur für das Ingangsetzen bestimmten Zylinderfüllungen von etwa 60 bis 80% des Kolbenweges ganz auszuschalten und einen mäsig großen, den ruhigen Gang der Steuerung bei regelmäßiger Schwingenlänge noch gewährleistenden Schieberhub von etwa 120 bis 130 mm anzuwenden.

Bei Anwendung dieses bislang für die größten Füllungen von 80% und darüber gebräuchlichen Schieberhubes für etwa 60% Füllung werden bei gleichzeitiger Anwendung größerer äußerer Deckung des Schiebers für die kleineren Füllungen größere Kanaleröffnungen und überdies größere Schieberwege erreicht.

Die Ausschaltung der Füllungen von über 60% bedingt nun, um das Ingangsetzen mit voll ausgelegter Steuerung aus allen Kurbelstellungen zu gewährleisten, ein Nachfüllen des Zylinders mit abgespanntem Dampfe bis zur Füllung von 80% und darüber, wie dies schon bei der in großem Umfange ausgeführten Anfahrereinrichtung für Verbundlokomotiven des Verfassers*) geschieht.

Dies wird bei der verbesserten Schwingensteuerung durch einen besondern kleinen Schieber erreicht, der dem Dampfeinlaßkanale nach dessen Überdeckung durch den Hauptschieber noch frischen, aber durch die kleine Zugangsöffnung abgespannten Dampf zuführt.

Der einfachste Fall der Anordnung des kleinen Schiebers für die großen Anziehfüllungen ist bei der Einscheibensteuerung wie der von Heusinger oder der von Joy, und hier in der Ausführung des Hauptschiebers als Kolbenschieber gegeben, sodafs der kleine in den Hauptschieber einzubauende Schieber unmittelbar mit dem vorhandenen Voreilhebel verbunden werden kann.

In dieser Anordnung (Abb. 1, 2, 9 und 10, Taf. LV) wirkt der kleine selbstdichtende Kolbenschieber auf die Bohrungen m und n in der Weise, dafs er bei Deckung des Ein-

*) Organ 1898, S. 206.

*) D. R. P. Nr. 177698 und Auslandspatente.

lafskanale durch den Hauptschieber die eine Bohrung m, und damit die Zuströmung von Dampf nahezu bis zum Beginne des Dampfaustrittes offen hält, sowie in dem folgenden Dampfverdichtungsabschnitte der Gegendruckseite die andere Bohrung n verschließt und hierdurch die Zuströmung von Frischdampf verhindert.

Soll hingegen beispielsweise eine Zweischiebensteuerung, und zwar nach Abb. 3 und 4, Taf. LV eine Allan-Steuerung mit innerem Schieberantriebe durch zweimittige Scheiben und äußerem Kolbenschieberantriebe, auf die neue Dampfverteilung eingerichtet, und dabei der kleine Nachfüllschieber in einem besondern Gehäuse angeordnet werden, so muß der Verteilungsschieber für voll ausgelegte Steuerung und größten Schieberhub bei 60% Füllung abschließen, die Nachfüllung durch den kleinen Schieber muß aber bis zu der bislang bei voll ausgelegter Steuerung eingetretenen Füllung erfolgen. Daher müssen der Hauptschieber entsprechend größere Einlaßdeckung und die ebenfalls beizubehaltenden zweimittigen Scheiben größere Voreilwinkel erhalten. Da nun der in einem besondern kleinen Gehäuse laufende kleine Nachfüllschieber für sicheres Anfahren Füllungen bis zu 80% geben muß, so bedarf er einer gegen den Hauptschieber ganz erheblich kleinern Einlaßdeckung und eines entsprechend verminderten Voreilwinkels, was durch einen besondern Voreilhebel für den kleinen Schieber erreicht wird. Die veränderte Anordnung ist aus Abb. 3 und 4, Taf. LV zu ersehen, wo der Hauptschieber der Deutlichkeit halber als Muschelschieber und der Rohrspiegel des kleinen Nachfüllschiebers im Zylinderkanalgerippe liegend dargestellt sind. Die wirklichen Ausführungen zeigen Abb. 5 und 6, Taf. LV. Der kleine Schieber schließt hier die Dampfzutrittsbohrung n bei etwa 80% (Abb. 4, Taf. LV), noch ehe der Dampfauspuff durch die Hauptschiebermuschel bei etwa 90% freigegeben wird.

Die ursprüngliche und die neue Dampfverteilung dieser Allan-Steuerung sind in Zeuner'schen Schaulinien in Abb. 7 und 8, Taf. LV für den Vorwärtsgang bei größter Füllung, 30% Füllung und kleinster Füllung bei Totlage der Steuerung dargestellt; die Hauptverhältnisse der ursprünglichen und abgeänderten Steuerung zeigt Zusammenstellung I.

Aus dieser Zusammenstellung sind die Gleichheit der größten Schieberwege, der voll ausgelegten Steuerungen, sowie die vergrößerte Kanaleröffnung und die geringere Schieberhubveränderlichkeit der abgeänderten Steuerung ersichtlich.

Die Schaulinien (Abb. 7 und 8, Taf. LV) geben gleichzeitig die Radreibung Z, sowie die größten Anziehungskräfte K zwischen Schienen und Rädern bei Beginn der Raddrehung aus allen Kurbellagen in Richtung der beiden im Schaubilde zusammengeklappten Kurbeln, wobei die Zylinder unter 90° verstellt eingefügt sind. Die Kolbenkraft ist bei 12 at zu 20000 kg angenommen, die Radreibung zu $\frac{1}{5}$ der Trieb- und Kuppelrad-Belastung.

In den Abschnitten des gemeinsamen Anziehens beider Kurbeln wächst bei gewöhnlicher Steuerung (Abb. 7, Taf. LV) das Moment der Umtriebskraft im Falle unvorsichtigen Öffnens des Eingangsreglers so weit, daß es das der Radreibung ganz erheblich überschreitet, während bei der Steuerung mit Hülfs-

Zusammenstellung I.

Dampfverteilung		ursprüngliche Abb. 7, Tafel LV	neue Abb. 8, Tafel LV
Einlaßdeckung des Hauptschiebers mm		25	35
Auslaßdeckung des Hauptschiebers mm		0	0
Einlaßdeckung des kleinen Schiebers mm		—	12
Hauptschieberhub . . . mm		125	125
Voll ausgelegte Steuerung	Zylinderfüllung durch den Hauptschieber %	82	62
	Zylinderfüllung durch den Hülfschieber %	—	62 bis 87
30% Füllung	Hauptschieberhub . . . mm	64	88
	Eröffnung des Dampfeintrittskanals für den Dampfeintritt mm	7	9
Hauptschieberhub in der Totlage der Steuerung mm		58	78
Unterschied zwischen dem kleinsten und größten Schieberhube mm		67	47
Eröffnung des Dampfeintrittskanals für den Dampfaustritt bei Beginn des Kolbenshubes für alle Füllungen mm		29	39

schieber (Abb. 8, Taf. LV) der Druck durch die kleinen Schieberbohrungen nur langsam, aber für das Anziehen rasch genug anwächst und die Gefahr des Radschleuderns in wirksamer Weise abschwächt. Vom Beginne der Raddrehung ab bleiben die Bohrungen m und n wegen ihrer Kleinheit, wegen des vom Zylinder her entgegenwirkenden Dehnungsdruckes, wegen ihrer bei abnehmender Füllung durch die Kanalkanten zunehmenden Verengung und wegen der schließlichen Absperrung in der Totlage der Steuerung unwirksam, weshalb ihr Vorhandensein schon bei geringer Kolbengeschwindigkeit in den Dampfdruck-Schaulinien nicht nachgewiesen werden kann.

Im Übrigen zeigt die Anzugskraftlinie der neuen Dampfverteilung (Abb. 8, Taf. LV) im Vergleiche zu der gewöhnlichen nach Abb. 7, Taf. LV den angestrebten, gegenüber der Radreibung sehr gleichmäßigen Verlauf.

Die Abb. 5, 6, 9 und 10, Taf. LV, sowie Abb. 1, Taf. LVI zeigen verschiedene Ausführungen der Anordnung des kleinen Hülfschiebers:

Abb. 9, Taf. LV den Hülfschieber im nicht aufgeschnittenen Kolbenschieberringe,

Abb. 10, Taf. LV den Hülfschieber im aufgeschnittenen, schwach federnden Kolbenschieberringe,

Abb. 1, Taf. LVI den Hülfschieber im Flachschieber,

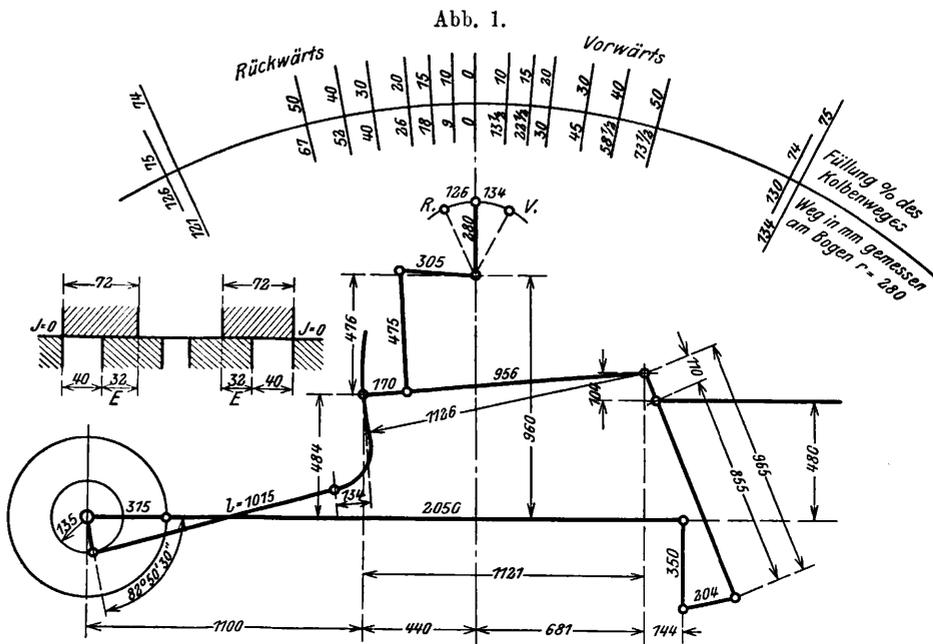
Abb. 5 und 6, Taf. LV den Hülfsschieber vom Hauptschieber getrennt.

Vergleichsweise sind in Zusammenstellung II (S. 326) die Steuerungsverhältnisse der vierzylindrigen 2 C - Heißdampf-Lokomotiven der sächsischen Staatseisenbahnen

a) in älterer Ausführungsweise, Steuerungsübersicht A der Lokomotiven Nr. 5 und 6,

b) in neuer Ausführungsweise, Steuerungsübersicht B der Lokomotiven Nr. 1 bis 4 gegenübergestellt.

- Zylinderdurchmesser . . . 430 mm
- Kolbenhub 630 „
- Kanalumfang nach Abzug der Rippenbreiten 531 „ „ „ 5
- Triebstangenlänge 2050 „
- Hub der zweimittigen Scheibe 270
- Nacheilwinkel 7° 9' 30"
- Einlaufsdeckung E = 32 mm
- Auslaufsdeckung J = 0



Steuerungsübersicht A.

2 C - Lokomotiven Nr. 5 und 6 mit alter Steuerung.

			Vorwärts								Rückwärts									
Füllung	%	—	75	74	50	40	30	20	15	10	0	10	15	20	30	40	50	74	75	
Voreröffnung	mm	hinten	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	
		vorn	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4
Größte Eröffnung des Dampfeintrittskanals	mm	hinten	36,5	34	15	11	8,25	6,25	5,25	4,25	4	4	4,25	5,25	6	8,25	11	15	32,75	34,5
		vorn	34	32	14,25	10,5	8	6,25	5,25	4,25	4	4	4,25	5,25	6	8	10,5	14,25	32	33,5
		im Mittel	35,25	33	14,62	10,75	8,12	6,25	5,25	4,25	4	4	4,25	5,25	6	8,12	10,75	14,62	32,37	34
Mittlere, größte Eröffnung für den Dampfeintritt in % des Zylinder-Querschnittes	—	Nr. 6	10,15	9,50	4,21	3,09	2,34	1,80	1,51	1,22	1,15	1,22	1,51	1,73	2,34	3,09	4,21	9,32	9,79	
		Nr. 5	12,89	12,07	5,35	3,93	2,97	2,29	1,92	1,55	1,46	1,55	1,92	2,19	2,97	3,93	5,35	11,81	12,43	
Größte Öffnung des Eingangskanals für den Dampfaustritt	mm	hinten	40	40	40	40	40	38,25	37,25	36,25	36	36,5	37,25	38	40	40	40	40	40	40
		vorn	40	40	40	40	40	38,25	37,25	36,25	36	36,5	37,25	38	40	40	40	40	40	40
Füllung	mm	hinten	468	462	309	250	188	125	92	62	33	61	97	128	193	254	316	454	462	
		vorn	475	467	320	253	190	127	97	64	41	65	92	124	184	249	314	476	482	
Vorausströmung	mm	hinten	578	574	515	489	458	418	390	363	312	365	398	425	465	493	518	572	575	
		vorn	580	577	522	494	462	425	392	365	313	361	394	423	466	497	525	582	584	
Dampfverdichtung	mm	hinten	50	53	108	136	168	205	238	265	317	269	236	207	164	133	105	48	46	
		vorn	52	56	115	141	172	212	240	267	318	265	232	205	165	137	112	58	55	
Voreinströmung	mm	hinten	1/2	1/2	2	3	5 1/4	8 1/2	13	18	36	18	13	8 1/4	5	4	2	1	1/2	
		vorn	1/2	1/2	2 1/4	3 1/4	5 1/2	9 1/2	14 1/4	19 1/2	41	19 1/2	15	10	6 1/2	5	2 1/2	1	1/2	
Schieberhub	mm	—	184 1/2	130	93 1/4	85 1/2	80 1/4	76 1/2	74 1/2	72 1/2	72	72 1/2	74 1/2	76	80 1/4	85 1/2	93 1/4	128 3/4	132	
Steinbewegung	mm	—	26 1/4	24 1/2	9	6 1/4	3 1/2	1 1/2	3/4	1/4	0	1 1/4	2 1/2	4	5 3/4	6 1/2	9	16	17 1/2	

Zylinderdurchmesser	430 mm
Kolbenhub	630 "
Kanalumfang nach Abzug der Rippenbreiten	Nr. 4 418 "
	3 531 "
Triebstangenlänge	2050 "
Hub der zweinittigen Scheibe	270 "

Nachteilwinkel	7° 9' 30"
Einlaufsdeckung des Verteilung-Schiebers	E = 40 mm
am Überströmkanal	e = 8 1/2 "
des Nachfüll-Schiebers	c' = 15 "
Auslaufsdeckung des Verteilung-Schiebers	J = 0
Überströmkanal	7 > 20

Abb. 2.

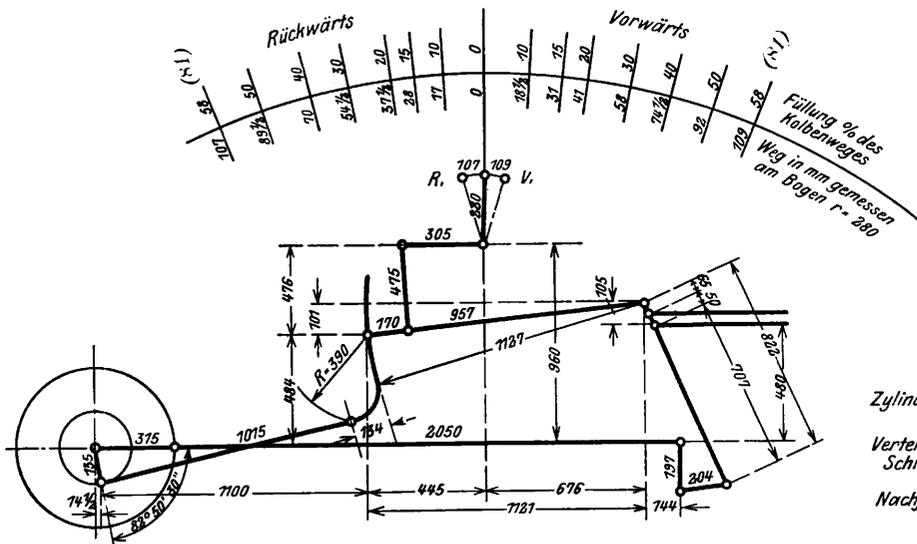
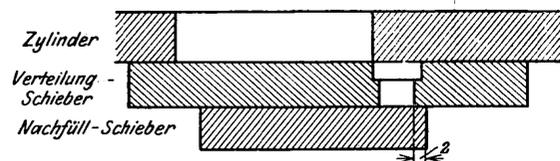
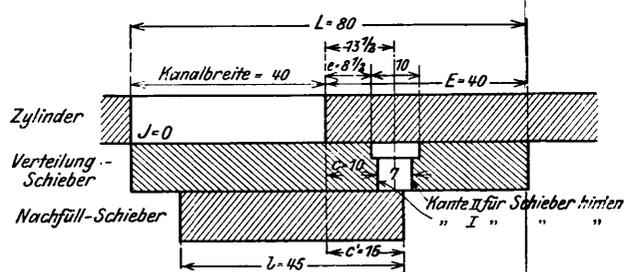


Abb. 3.

Mittelstellung der Steuerung. Überdeckung des Nachfüllschiebers bei Abschluss des Verteilungsschiebers.



Hintere Schieber in Mittelstellung.



Steuerungsübersicht B.

2 C-Lokomotiven Nr. 1 bis 4 mit verbesserter Steuerung Bauart Lindner.

Vorwärts

Rückwärts

Füllung der Nachfüllvorrichtung mm	K. I K. II	Vorwärts								Rückwärts								
		hinten	hinten	—	—	—	262	268	274	278	—	276	271	269	263	—	—	—
		506	482	450	415	372	343	307	—	318	354	382	426	462	489	514		
		—	—	—	245	252	261	267	—	265	261	254	250	—	—	—		
		515	493	459	421	376	344	304	—	310	344	372	422	459	495	528		
Füllung des Verteilungsschiebers	%	—	58	50	40	30	20	15	10	0	10	15	20	30	40	50	58	
Voreröffnung	mm	hinten	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4
		vorn	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4
Größte Eröffnung des Dampftrittskanals	mm	hinten	23	18	13,1	9,5	7	5,75	4,5	4	4,75	5,75	7	10	13,75	18,5	24	
		vorn	22,75	17,75	13	9,5	7	5,75	4,5	4	4,75	5,75	6,75	9,25	12,75	17,25	22,5	
		im Mittel	22,87	17,87	13,05	9,5	7	5,75	4,5	4	4,75	5,75	6,87	9,62	13,25	17,87	23,25	
Mittlere größte Eröffnung für den Dampftritt in % des Zylinder-Querschnittes	—	Nr. 4	6,58	5,14	3,76	2,73	2,01	1,66	1,30	1,15	1,37	1,66	1,98	2,77	3,81	5,14	6,69	
		Nr. 3	8,36	6,53	4,77	3,47	2,56	2,10	1,65	1,46	1,74	2,10	2,51	3,67	4,84	6,53	8,50	
Größte Öffnung des Eingangskanals für den Dampfaustritt	mm	hinten	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40
		vorn	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40
Füllung des Verteilungsschiebers	mm	hinten	356	306	246	185	123	92	62	29	62	97	130	197	259	318	363	
		vorn	374	323	258	192	129	98	64	30	64	92	122	181	244	313	367	
Vorausströmung	mm	hinten	536	516	490	460	424	398	365	318	378	409	434	471	500	524	543	
		vorn	544	526	502	471	433	403	366	307	373	405	431	472	503	530	551	
Dampfverdichtung	mm	hinten	86	104	128	159	197	227	264	323	257	225	199	158	127	100	79	
		vorn	94	114	140	170	206	232	265	312	252	221	196	159	130	106	87	
Voreinströmung	mm	hinten	1	1 1/2	2 3/4	3 1/2	6	8	14	29	13	8	6	3 1/2	2 3/4	2	1	
		vorn	1	1 1/2	3	4	7	9	15	31	15	9	7	4	3	2 1/4	1	
Schieberhub	mm	—	125 1/2	115 1/4	106,1	99	94	91 1/2	89	88	89 1/2	91 1/2	93 3/4	99 1/4	106 1/2	115 3/4	126 1/2	
Steinbewegung	mm	—	16	12 1/4	7	4 1/2	2	1 1/4	1/2	0	3/4	2 1/2	4 1/2	6 1/2	8 1/4	9 1/2	11 1/4	

Zusammenstellung II zeigt für die verbesserte Schwingensteuerung die Zunahme des freien Eintrittsquerschnittes um mehr als 20% und eine Vergrößerung des freien Austrittsquerschnittes zu Beginn des Kolbenshubes um 22,2% für alle Füllungsgrade. Diese Verbesserung zeigt sich, wie sich aus der Übersicht ergibt, gleichmäßig für die verschiedenen Schiebergrößen.

Außerdem ist der Schieberhub unterschied zwischen der größten und kleinsten Füllung bei der neuen Einrichtung wesentlich kleiner, als bei der gewöhnlichen Steuerung und beträgt hier nur

$$125,5 - 88 = 37,5 \text{ mm (Übersicht B),}$$

$$\text{gegen } 134,5 - 72 = 62,5 \text{ » (» A),}$$

ein Vorteil, der gleichmäßigere Schieberabnutzung verbürgt.

In den Abb. 2 bis 7, Taf. LVI sind vergleichsweise

Dampfdruck-Schaulinien, die von der Schnellzuglokomotive Nr. 5 mit altem und Nr. 3 mit verkürztem Füllungsbereiche stammen, und bei mittlerer Fahrgeschwindigkeit von 50 km/St., also 3,0 m/Sek. Kolbengeschwindigkeit und gleichem Dampfdruck von 12 at aufgenommen sind.

Aus dem Vergleiche geht hervor, daß die Steuerung von Nr. 3 gegen die von Nr. 5 zu Beginn der Dampfausströmung einen höhern Enddruck im Punkte a ergibt und auch mehr Dampf unter zugleich geringerm Druckabfalle einströmen läßt, sodaß sie, wie die mittlern Arbeitspressungen erkennen lassen, bei gleicher Leistung eine um 5% kleinere Füllung also eine Dampfersparnis gestattet.

Zu dem gleichen Mehrleistungsergebnisse führen die Versuchsfahrten mit den vier Heißdampflokomotiven gleicher Gattung Nr. 3 bis 6 am 3. September 1907, 30. März und 1. April 1908 (Abb. 11, Taf. LV und Abb. 8, Taf. LVI).

Z u s a m m e n s t e l l u n g II

der mittleren Eintrittskanaleröffnungen hinten und vorn in qcm bei den verschiedenen Zylinderfüllungen für Vorwärtsgang.

L o k o m o t i v e		Füllungen in % des Kolbenweges									Eröffnung des für weitere Ausführung zu 44 mm Weite angenommenen Dampfeintrittskanals in qcm für den Dampfaustritt bei Beginn des Kolbenweges.	
		0	10	20	30	40	50	58	75	81		
Nr. 4 mit neuer Steuerung	Kleiner Kolbenschieber von 160 mm Durchmesser	16,7	18,8	29,3	39,7	54,5	74,4	95,6	1,4	1,4	183,9	
Nr. 6 mit alter Steuerung		16,7	17,8	26,1	34,0	44,9	60,8	—	147,3	—	150,5	
Nr. 3 mit neuer Steuerung	Großer Kolbenschieber von 220 mm Durchmesser	21,2	23,9	37,2	50,4	69,3	94,9	121,5	1,4	1,4	233,6	
Nr. 5 mit alter Steuerung		21,2	22,6	38,2	43,1	57,1	77,7	—	187,2	—	191,2	
Lokomotive Nr. 4	Mehröffnung des Kanals	qcm	0	1,0	3,2	5,7	9,6	13,6	—	—	—	33,4
gegen Nr. 6		%	0	5,6	12,3	16,8	21,4	22,4	—	—	—	22,2%
Lokomotive Nr. 3		qcm	0	1,3	4,0	7,3	12,2	17,2	—	—	—	42,4
gegen Nr. 5		%	0	5,8	12,0	16,9	21,4	22,1	—	—	—	22,2%
Im Mittel Nr. 3 und 4 mit neuer Steuerung gegen Nr. 5 und 6 mit alter Steuerung		%	0	5,7	12,15	16,85	21,4	22,25	—	—	—	22,2%

Von den ermittelten Leistungen sind hier die gegen einander vergleichbaren gegenübergestellt:

a) in Abb. 11, Taf. LV Kieritzsch-Trebanz aus den Fahrten Leipzig-Werdau

Lokomotive Nr. 6 alte } Steuerung mit eingeschliffenem kleinen
» » 4 neue } Kolbenschieber von 160 mm Durchmesser,

b) in Abb. 8, Taf. LVI Fahrt Leipzig-Reichenbach
Lokomotive Nr. 5 alte } Steuerung mit großem Ringschieber von
» » 3 neue } 220 mm Durchmesser.

Die Fahrten unter a) fanden bei ruhigem Wetter mit den dem regelmäßigen Betriebe entnommenen, sonst in gleichem Abnutzungszustande befindlichen Lokomotiven an demselben Tage statt.

Die Fahrten unter b) erfolgten dagegen mit besonders in

Stand gesetzten Lokomotiven, und weil auf der längern Strecke Leipzig-Reichenbach stattfindend, an verschiedenen Tagen. Für die Lokomotive Nr. 3 waren aber die Verhältnisse ungünstiger, da sie die Fahrt bei Flankenwind, Nr. 5 dagegen bei ruhigem Wetter zurückzulegen hatte.

Alle Versuchszüge wurden von dem Führer gefahren, dem im regelmäßigen Fahrdienste die Lokomotive Nr. 5 mit gewöhnlicher Steuerung zugeteilt war, der daher diese Lokomotive besser kannte. Eine Anweisung für die Bedienung der neuen Steuerung für die Fahrten der Probezüge war absichtlich nicht gegeben worden. Die Fahrten liefern daher ein verlässliches Bild der Ergebnisse dieser neuen Steuerung bei ungünstiger Bedienung.

Von den Fahrten mit den Lokomotiven Nr. 4 und 6 ver-

blieben wegen Haltens vor geschlossenen Signalen und wegen Langsamfahrens auf Baustellen an vergleichbaren Fahrabschnitten nur die in Abb. 11, Taf. LV zusammengestellten. Aus diesen ist zu ersehen, daß die Lokomotive Nr. 4 mit verbesserter Steuerung den einschließlichen Lokomotive und Tender 433 t schweren Probezug bei geringerer Zylinderfüllung mit höherer Fahrgeschwindigkeit und, wie auch sonst während der ganzen Versuchsfahrt zu beobachten war, mit weniger wechselndem Dampfdrucke befördert hat. Die Wärmestufe des überhitzten Dampfes war bei den Fahrten mit den Lokomotiven Nr. 4 und 6 gleich hoch, etwa 300°, desgleichen auch unterschiedlos der Rauchkammerunterdruck, etwa 85 mm, und der Feuerbüchsenunterdruck, etwa 24 mm Wassersäule.

Bei den Fahrten am 30. März und 1. April 1908 mit gleichem Betriebszustande beider Lokomotiven hat die Lokomotive Nr. 3 die höhere Zylinder- und Kessel-Leistung bei höherem, kaum als veränderlich zu bezeichnendem Dampfdrucke bei durchschnittlich um 20% höherem Rauchkammer- und Feuerbüchsen-Unterdrucke, sowie um 6% höherer Dampfüberhitzung ergeben. Abb. 8, Taf. LVI zeigt in den Fahrabschnitten Leipzig-Altenburg und Gößnitz-Werdau-Reichenbach deutlich die Überlegenheit der Lokomotive Nr. 3 mit verbesserter Steuerung.

Überdies hat sich auch aus den Schaulinien, die an den bezeichneten Stellen der Geschwindigkeitslinie (Abb. 8, Taf. LVI) aufgenommen sind, die Mehrleistung der Lokomotive mit neuer Steuerung gegen die Vergleichslokomotive bei gleicher Füllung, oder bei gleicher Leistung eine um etwa 5% geringere Füllung feststellen lassen.

Im Falle gleicher Zylinderfüllung kann überdies der Kessel

der Lokomotive mit verbesserter Steuerung wegen erhöhten Blasrohrdruckes bei gleichbleibendem Dampfdrucke mehr leisten, als der Kessel der Lokomotive mit gewöhnlicher Steuerung. Sonach wurde auch durch die Versuchsfahrten in Übereinstimmung mit den sonstigen Beobachtungen eine Erhöhung der Leistung der Lokomotive durch die verbesserte Steuerung festgestellt.

Weiter verdient die Vermehrung der Anfahrbeschleunigung des Zuges, soweit sie nicht auf dem Gefälle, sondern auf der Wagerichten oder Steigung erreicht wurde, hervorgehoben zu werden.

Das Anfahren bei großer Füllung und gedrosseltem Dampfe veranlaßt vermehrten Dampfverbrauch. Diese Gebrauchsweise ist bei der neuen Einrichtung dem Führer entzogen.

Die verbesserte Steuerung hat bei ihrer Ausführung an Hochdruckzylindern vierzylindriger Verbundlokomotiven leichte Herstellung der für die Erzielung der Höchstleistung günstigsten Füllungsverhältnisse ermöglicht und gestattet, die Anfahrereinrichtung auf einen mit der Steuerung verbundenen Anfahrhahn zu beschränken.

Besondere Aufmerksamkeit erfordert die verbesserte Steuerung bei ihrer Einfachheit und Unabhängigkeit von der Bedienung nicht, auch hat sie in der dreijährigen Betriebszeit bei den damit ausgerüsteten Lokomotiven noch keine Störung und Unterhaltungsarbeit erfordert.

Bestimmte, innerhalb längerer Betriebszeit gewonnene durchschnittliche Kohlenverbrauchsziffern können jetzt noch nicht angegeben werden, weil nach mehrjähriger Erfahrung die eingeschlifften Schieber und selbsttätigen Umlaufventile nach kurzer Zeit zur Undichtheit neigen und deshalb vorerst durch federnde Ringschieber und Umlaufhähne zu ersetzen sind.

Eingleisungsrampen. *)

Mitgeteilt von Fr. Bock, Ingenieur in Berlin.

Für das Eingleisen entgleister Fahrzeuge ist unter dem Namen »T.P.-Rampe« eine von demselben Zwecke dienenden Vorrichtungen abweichende Stahlgußrampe in England gesetzlich geschützt, deren Anordnung aus Textabb. 1 und 2 hervorgeht.

Die ältere Russel'sche Rampe liegt mit einem schrägen Flügel auf jeder Seite auf dem Gleise auf, so daß die einzugleisende Achse von jeder Seite kommen kann. Diese Doppelrampe ist jedoch im Bereiche der Weichen und Kreuzungen nicht verwendbar, weil sie hier nicht auf die unregelmäßigen Kopfformen der Schiene paßt.

Die T.P.-Rampe ist einseitig und kann an allen Stellen des Schienenstranges verwendet werden. Ihr geringes Gewicht erleichtert ihre Heranschaffung und Anbringung.

Um mit der T.P.-Rampe einzugleisen, sind eine einfache äußere und innere Rampe nötig (Textabb. 1); die äußere wird durch eine vorspringende Zunge im Schienenstuhle festgehalten, die an die Stelle des entfernten Holzkeiles tritt (Textabb. 2), die innere legt sich an den Schienenkopf und wird mittels einer langen Hakenschraube an der Schiene befestigt (Textabb. 1 und 2).

Sind beispielsweise die Hinterräder eines Wagens entgleist, so ist es fast unausführbar, ein Paar Doppelrampen über das unter dem Wagen befindliche Gleis zu heben; zwei ein-

Abb. 1.

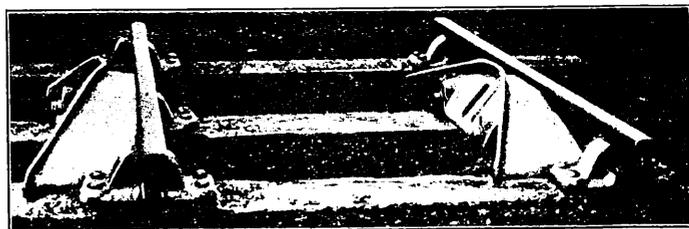
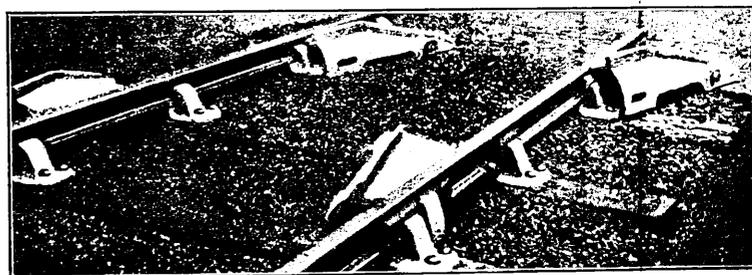


Abb. 2.



*) Organ 1908, S. 423, Sargent.

fache Rampen können leicht von beiden Seiten angelegt werden, sind daher für die Freimachung der Strecke nach einer Entgleisung besonders geeignet. Textabb. 1 und 2 zeigen die für englische Doppelkopfschienen bestimmte Gestalt, die Abänderung für Breitfußschienen ergibt sich von selbst.

Bei der T.P-Rampe liegt kein Teil auf Schienen, der höchste Teil der Aufsensrampe ist bündig mit der Fahrfläche, sodafs der von aussen über die Schiene zu hebende Flansch ohne Stofs auf die Schiene gelangt. Daher brauchen die Räder

eines entgleisten Wagens nicht so hoch gehoben zu werden, wie bei vielen anderen, auf der Schiene liegenden Rampen.

Falls der entgleiste Wagen mit anderen nicht entgleisten gekuppelt ist, so kann man den ganzen Zug durchfahren lassen, ohne dafs eine Behinderung eintritt.

In Textabb. 2 sind vier Rampen veranschaulicht, die mit verschiedener Höhenlage als äufsere oder innere Rampen verwendet werden können; Textabb. 1 zeigt ein Paar Doppelrampen, die mit je zwei Hakenbolzen befestigt werden.

Über die Beanspruchung der Krummachse einer Vierzylinder-Lokomotive.

Von Dipl.-Ing. K. A. Müller, Regierungsbauführer in Berlin.

(Schluss von Seite 306.)

Ermittlung der an den vier Kurbeln wirkenden Drucke.

Für die Anfahrt werde unter Benutzung des Sandstreuers ein Reibungswert $\mu = 0,25$ noch als zulässig erachtet.

$$Q = Gr \cdot \mu = 1800 \cdot 0,25 = 4500 \text{ kg} = 2250 \text{ kg für ein Rad.}$$

Dem entspricht ein Widerstandsmoment

$$Md_w = Q \cdot R = 4500 \text{ kg} \cdot 1,05 \text{ m} = 4725 \text{ kgm,}$$

oder rund = 2360 kgm für ein Rad.

Fall I.

Fall II.

$$Md_i = P_i r_i$$

11 550 kg · 0,275 m =	15 079 kg · 0,275 m =
3 180 kgm, 1 590 kgm	4 147 kgm, 2 074 kgm
für ein Rad.	für ein Rad.

$$Md_u = P_u r_u$$

19 100 kg · 0,315 m =	15 079 kg · 0,315 m =
6 017 kgm, 3 009 kgm	4 750 kgm, 2 375 kgm
für ein Rad.	für ein Rad.

Summe für das Rad:

$$\Sigma = 4599 \text{ kgm} \qquad 4449 \text{ kgm.}$$

Das zur Verfügung stehende Widerstandsmoment für ein Rad ist 2360 kgm.

Von der Aufsenskurbel zur Kuppelachse fließen:

$$Md_a - (Md_w - Md_i)$$

2 360 — 1 590 = 770 kgm,	2 360 — 2 074 = 286 kgm
3 009 — 770 = 2 239 kgm	2 375 — 286 = 2 089 kgm
für ein Rad.	für ein Rad.

Mithin ergeben sich die an den vier Kurbeln wirkenden Kräfte:

$Md_{aI}: (r_a \cdot \cos \beta_a).$	Kurbel I.
2 · 770 : (0,315 · 0,9945) kg.	2 · 286 : (0,315 · 0,9945) kg
P_{aI} 4930 kg	1830 kg.
$Md_{iII}: (r_i \cdot \cos \beta_i).$	Kurbel II.
2 · 1590 : (0,275 · 0,99575) kg.	2 · 2074 : (0,275 · 0,99575) kg.
P_{iII} 11 600 kg.	15 150 kg.
P_{iIII} 11 550 kg.	Kurbel III.
P_{iIV} 19 100 kg : 2 = 9550 kg.	15 079 : 2 = 7540 kg.
	Kurbel IV.

Die Aufsuchung der Beanspruchungen geschieht in sinnvoller Berücksichtigung der neuen Verhältnisse genau, wie bei der Untersuchung A.

a) Die lotrechten Kräfte sind dieselben wie bei A, Kräfte und Momente werden unmittelbar von dort übernommen.

b) Bei der wagerechten Belastung geht nun der gleichmäßig an beiden Rädern wirkend gedachte Gleitwiderstand in die Rechnung. Ausserdem wurde die Annahme gemacht, die Aufsenskurbel IV führe die halbe Kolbenkraft an die Kuppelachse ab.

c) Für die Winkelbeanspruchung ist etwas Besonderes hier nicht anzuführen.

d) Verdrehungsbeanspruchung. Unter diesen Verhältnissen wird ein in seiner Grösse vom Gleitwiderstande abhängiges Drehmoment von der Aufsenskurbel in die Triebachse geleitet. Dies Drehmoment fließt durch beide Kropfkurbeln bis in die Ebene des Gleitwiderstandes des Gegenrades mit seiner halben Grösse hindurch. Die erste Hälfte werde durch das Widerstandsmoment im linken Rade aufgezehrt. Die Auftragung wurde so vorgenommen, dafs die Verdrehungsbeanspruchung vom äufsern Rande der Radnabe bis Nabenmitte von Null bis zum höchsten Werte ansteigt, um von dort mit ihrem halben Werte gleichmäßig durch die ganze Achse bis zur Mitte der Gegenradnabe hindurchzugehen. Dadurch entsteht in der Belastungschaulinie im Momentenzuge eine Spitze, ein Momentensprung in der Mitte des linken Rades (Abb. 2, Taf. LIV). Hier findet auch tatsächlich eine höchste Beanspruchung statt. Dafs das Moment der Innenkurbel, das denselben Drehsinn hat, mit seinem halben Werte in der aus Untersuchung A bekannten Weise hinzukommt, braucht kaum erwähnt zu werden.

Die Kurbelarme sind wie unter A zu behandeln. Für die Aufsenskurbel I ist zu bemerken, dafs die lotrechte Seitenkraft der Stangenkraft so klein wird, dafs ihr Moment auf Biegung des Armes um die XX-Achse ohne Bedenken vernachlässigt werden kann. Für die Arme der Innenkurbel II ist zu beachten, dafs sie durch ein dem halben Aufsendrehmomente gleichwertiges Kräftepaar rechtwinkelig zur Bildebene gebogen werden. Dies ist bei der Zusammensetzung der Biegemomente wohl zu berücksichtigen.

Untersuchung C.

Für den Beharrungszustand und eine Geschwindigkeit von 120 km/St. ist eine grundlegende Dampfdruckschaulinie (Abb. 7, Taf. LIII) entworfen, aus der die Drücke entnommen wurden. Bei den hier vorliegenden Verhältnissen der Triebstangenlängen zum

Kurbelhalbmesser liegt der Aussenkolben bei rechtwinkliger Kurbelstellung 17 mm vor Hubmitte, der Innenkolben 13 mm hinter dieser. Das nun zu ermittelnde Dampfdruckmoment, beziehungsweise der Kolbendruck in den Totlagen ist als ein im Zylinder entwickelter Wert anzusprechen. Um die an der Achse wirkenden tatsächlichen Kräfte und Momente zu finden, sind die hier mit dem Zeichen *i* angegebenen Werte mit dem mechanischen Wirkungsgrade zu vervielfältigen. Dieser ist wegen der günstigen Anordnung der Lokomotive mit vier Zylindern und 180° Kurbelversetzung einer, 90° beider Seiten zueinander mit $\eta = 0,85$ angenommen. Ein Reibungswert von $\mu = 0,16$ wurde bei einer Geschwindigkeit von 120 km/St. noch als möglich betrachtet.

Schaulinien-Dampfdruck:

$$\left. \begin{aligned} p_{Da} &= 5,3 \text{ at} \\ p_{Di} &= 4,8 \text{ at} \end{aligned} \right\} \text{ Rechtwinkelige Kurbelstellung.}$$

Wirksamer Dampfüberdruck:

Schaulinien-Dampfdruck — Gegendruck.

Gegendruck: $p_G = 0,5 \text{ at}$. Überdruck:

$$p_a = p_{Da} - p_G = 3,8 \text{ at}$$

$$p_i = p_{Di} - p_G = 3,3 \text{ at}$$

Druck in den Kurbelstagen:

$$p_{ta} = p_{ti} = 9,5 \text{ at}$$

Fall I. | Fall II.

Kolbenkraft in rechtwinkeliger Kurbelstellung.

$$\begin{aligned} P_{aI} &= d_a^2 \pi / 4 \cdot p_a = d_i \pi / 4 \cdot p_i && \text{Kurbel I} \\ &= 6050 \text{ kg} = 4775 \text{ kg} \end{aligned}$$

Wirksame Kolbenkraft: »

$$\begin{aligned} P_{aI} &= P_{aI} \cdot \eta \\ &= 5130 \text{ kg} = 4060 \text{ kg} \end{aligned}$$

Wirksames Dampfdruckmoment: »

$$\begin{aligned} Md_e &= P_{aI} \cdot r_a \\ &= 1620 \text{ kgm} \quad | \quad = 1280 \text{ kgm} \end{aligned}$$

Kolbenkraft bei rechtwinkeliger Kurbelstellung:

$$\begin{aligned} P_i \cdot i_{II} &= d_i^2 \pi / 4 \cdot p_i && \text{Kurbel II} \\ &= 3175 \text{ kg} && = 4150 \text{ kg} \end{aligned}$$

Wirksame Kolbenkraft: »

$$= 2695 \text{ kg} \quad | \quad = 3525 \text{ kg}$$

Wirksames Dampfdruckmoment: »

$$= 740 \text{ kgm} \quad | \quad = 970 \text{ kgm}$$

Kolbenkraft in Totlagen: Kurbel III

$$\begin{aligned} P_i \cdot i_{III} &= d_i^2 \pi / 4 \cdot p_{ti} && \\ &= 9140 \text{ kg} && = 11920 \text{ kg} \end{aligned}$$

Wirksame Kolbenkraft: »

$$\begin{aligned} P_{iIII} &= P_i \cdot i_{III} \cdot \eta \\ &= 7760 \text{ kg} && = 10120 \text{ kg} \end{aligned}$$

Kolbenkraft in Totlagen: Kurbel IV

$$\begin{aligned} P_a \cdot i_{IV} &= d_a^2 \pi / 4 \cdot p_{ta} && \\ &= 15100 \text{ kg} && = 11920 \text{ kg} \end{aligned}$$

Wirksame Kolbenkraft: »

$$\begin{aligned} P_{aIV} &= P_{aIV} \cdot \eta \\ &= 12850 \text{ kg} && | \quad 10120 \text{ kg} \end{aligned}$$

An die Kuppelzapfen werden abgegeben, da $Md_{aI} + Md_{iII} < Md_w$ sein muss, und wenn $Md_w + 1/6 \text{ Gr} \cdot R = 3150 \text{ kg}$ oder $= 1575 \text{ kg}$ für ein Rad beträgt.

Fall I Fall II

$$1/2 Md_{aI} = 810 \text{ kgm} = 640 \text{ kgm}$$

$$1/2 P_{aIV} = 6425 \text{ kg} = 5060 \text{ kg}$$

Kurbel I

Kurbel IV.

Im Falle C muss noch die Beanspruchung der Achse in Krümmungen, Weichen und dergleichen bei hoher Geschwindigkeit berücksichtigt werden. Die Größe solcher Beanspruchung kann nur geschätzt werden. Nach Reuleaux soll Wöhler auf langen Versuchsfahrten für diese Beanspruchung den Wert von 0,4 der Achslast gefunden haben, der hier übernommen wird. Seine Größe erklärt sich daraus, dass die Stosswirkung der auftretenden Kräfte etwa beim Einfahren in eine Krümmung, wo die Masse der Lokomotive gegen den Flansch des äußeren Rades drängt, bereits im Formelwerte berücksichtigt ist. Dieser am Radflansche angreifende Fliehkraftstofs werde mit S_c bezeichnet. Die Achse wird dann durch das gleichbleibende Moment $S_c \cdot R$ beansprucht. Der Höchstwert wird bei rechtwinkeliger Stellung einer Innenkurbel mit $S_c \cdot (R + r_i)$ erreicht. Durch dieses Moment wird die Achse nach oben durchgebogen, die früher ermittelte Fläche der lotrechten Momente ist also von der so entstehenden Momentenfläche abzuziehen. Die ganze Biegemomentenfläche mit ihrem Momentensprunge über der Innenkurbel II (Abb. 8, Taf. LIII) bestätigt die in der Praxis mit Brüchen bei Lokomotiv-Krummachsen gemachten Erfahrungen. Weiter ist ersichtlich, wie hoch die Arme der Innenkurbel durch dieses Moment belastet werden. Zum Vergleiche sind die Momentenzüge für gebremste Achsen über die hier ermittelten gezeichnet und lassen erkennen, dass dort die bei weitem höchste Beanspruchung liegt.

Die drei Untersuchungsreihen für die Gruppe II mit gleichen Zylinderpaaren sind bezüglich der Darstellung gleichartig mit denen der Untersuchungsreihe I, auf die verwiesen werden kann.

Berechnung der Triebzapfen.

Im Anschlusse an diese Untersuchungen soll in Folgendem eine vergleichende Rechnung der Triebzapfen der zu Grunde gelegten Wellenbauart mit denen der 2 C-Heißdampf-Zwillings-Lokomotive der preussisch-hessischen Staatseisenbahnen durchgeführt werden.

I. auf Festigkeit (Textabb. 4):

$$P \cdot h \cdot W \cdot kb = 0.1 \left(\frac{d_2^4 - d_1^4}{d_2} \right) \cdot k_b \text{ für durchbohrte Zapfen.}$$

Stoff: Flußeisen von $> 3600 < 4200 \text{ kg/qcm}$ Festigkeit.

Bohrung: 50 mm weit.

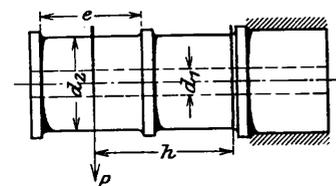
II. Flächendruck;

$$P = k \cdot l \cdot d.$$

III. Erwärmung bei höchster Umlaufzahl:

$l \geq (P \cdot n) : w$, wobei $P = \text{Kolbenfläche mal Dampfdruck } p_m$ ist.

Abb. 4.



Vergleich.

	2. C-Heißdampf-Schnellzug-Lokomotive	Beispiel
Kesselüberdruck p_0	12 at	12 at
Mittlerer Druck im Beharrungszustande bei 120 km/St. p_m	3,9 at	3,9 at
Zylinderdurchmesser	59 cm	45 cm
Höchster Kolbendruck	32800 kg	19100 kg
Kolbendruck für p_m	10650 „	6200 „
I. Triebzapfen . . . d =	165 mm	140 mm
a) Triebstangenlager . l =	120 „	95 „
b) Kuppelstangenlager d =	165 „	140 „
l =	110 „	90 „
II. Kuppelzapfen . . d =	100 „	95 „
l =	85 „	80 „

	2. B-Heißdampf-Schnellzug-Lokomotive	Beispiel
I. Festigkeit: $k_b = \frac{P \cdot l \cdot d_2}{0,1(d_2^4 - d_1^4)}$	1540 kg/qcm	672 kg/qcm
II. Flächendruck: $k = \frac{P}{l \cdot d}$	165 „	143 „
III. Erwärmung: $w = \frac{P \cdot n}{l}$	266 000	150 000

Schlussfolgerungen.

Die Achse wird am stärksten beansprucht, wenn die Reibung der Räder eine solche Größe erreicht, daß die Kolbenkräfte bei Volldruck vollständig durch den Reibungswiderstand aufgenommen werden, also entweder bei dem Versuche, mit gebremsten Achsen anzufahren, oder wenn sonst ein Umstand ein so hohes Anwachsen des Widerstandsmomentes veranlaßt.

Da ein solcher Umstand die Ausnahme bilden wird, außerdem die Achsen bisher stets im Betriebe gebrochen sind, so ist anzunehmen, daß die Hauptschädigung der Achsen durch den Fliehkraftstoß verursacht wird, um so mehr, als diese häufig wiederkehrende, nach Belastungsfall III in hämmernder Beanspruchung erfolgende Belastung den Stahl allmähig zermürbt. Bei verschiedenen Verwaltungen, namentlich in England, dem Lande der Innenkurbel-Lokomotiven, berücksichtigt man diesen Umstand dadurch, daß die Kropfachse unbedingt, auch ohne äußerlich sichtbare Beschädigungen nach einem ganz bestimmten Zeitraume ausgewechselt und durch eine neue ersetzt wird.

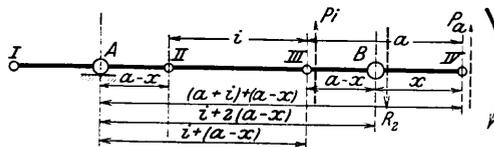
Bezüglich der Zylinderanordnungen ergibt sich die beachtenswerte Tatsache, daß wenn man die ganze Leistung auf vier Zylinder verteilt, kleine Innen-, aber große Außen-Zylinder die Achse in hohem Maße beanspruchen. Die Inanspruchnahme der Achse verringert sich, je größer man bei gleicher Summe der Leistungen die Innen-, und je kleiner man die Außen-Zylinder macht. Am günstigsten wird die Beanspruchung der

Krummachse, wenn die Summe der Leistungen der angenommenen vier Zylinder bis zu einer gewissen Grenze lediglich durch zwei Innenzylinder bewältigt wird, und Außenzylinder überhaupt nicht vorhanden sind. Dies ist aus der Abb. 14, Taf. LIII deutlich ersichtlich.

Hier ist angenommen worden, daß unter A die Kolbenkraft eines Innenzylinders bei Kurbel II oder III die Einheit bilde. Unter A ist der Fall aufgetragen, daß bei II und III die Kraft 1, bei II und IV die Kraft 2, also das Doppelte wirke. Im Falle B sind bei I und IV und II und III gleiche Kolbenkräfte angenommen, also, da die Summe jedes Paares gleich drei sein muß, je anderthalb. Im Falle C sind bei I und IV die Einheit 1, bei II und III die Einheit 2, endlich unter D bei I und IV 0 und bei II und III 3 Einheiten aufgetragen. Die Darstellungen sprechen für sich selbst. Nachdem so der Einfluß der Innen- und Außen-Zylinder veranschaulicht ist, soll nun nach Textabb. 5 der Einfluß verschiedener Triebzapfenmitten-Entfernungen zwischen Außen und Innen rechnerisch darzulegen versucht werden.

Nimmt man die in Abb. 1, Taf. LIII dargestellte Achsenanordnung als gegeben an und betrachtet bei gleich großen Zylinderpaaren außen und innen ganz allgemein den Fall der wagerechten Belastung, also in A III, B IV Kräfte und Gegenkräfte wirkend, gleichgültig mit welchem Pfeile und von welcher Größe und setzt man den Drehsinn des Uhrzeigers als positiv ein, so ergibt die Momentengleichung um A (Textabb. 5)

Abb. 5.



$$P_a [(a + i) + (a - x)] + P_i [i + 2(a - x)] = R_2 [i + (a - x)].$$

Hierin sind P_a , P_i , R_2 unveränderlich und einander gleich, also ist

$$(a + i) + (a - x) + i + 2(a - x) = i + (a - x).$$

Nimmt man a und i als unveränderliche Größen an, ändert dann die Lage von B und entsprechend auch die von A und damit x , so findet man bei Durchrechnung von Zahlenbeispielen die linke Seite der Gleichung unveränderlich. Die Beanspruchung der Achse ändert sich mit x , und zwar in stärkerem Maße, als bei unveränderlichem x , wenn P_a und P_i oder auch, wenn bei unveränderlichem P_a und P_i die Lage von II und III geändert wird.

Diese Vorgänge sind ebenfalls in Abb. 14, Taf. LIII unter A und B veranschaulicht. Unter A ist III nach rechts und links auf die Stellen von 2' und 3 verschoben. Man sieht, daß der Unterschied der betreffenden Momentenflächen klein ist. Bedeutend größern Einfluß hat die Verschiebung von A_2 nach r beziehungsweise r' , wie Fall B zeigt.

Die Ergebnisse der Untersuchungen sind folgende:

1. Die höchste Beanspruchung der Krummachse findet statt beim Zusammentreffen wohl möglicher, aber immerhin seltener Zufälle, nämlich beim Versuche, anzufahren, während

die Triebdrabdbremsen angezogen sind und die Lokomotive an einer Stelle steht, wo die Reibung zwischen Rad und Schiene einen so hohen Wert erreicht, daß ein Rutschen der Räder auf den Schienen schwer möglich ist. Es ist dann denkbar, daß die Kuppelstangen zunächst nicht in der Lage sind, Kräfte vom Triebzapfen weiterzuleiten. Die Kropfachse muß also die ganzen Kolbenkräfte aufnehmen und ihren Wirkungen widerstehen.

2. Bei Verbundwirkung in vier Zylindern und Anordnung der vier Zylinder in einer Reihe unter der Rauchkammer wird von Fall zu Fall entschieden werden müssen, ob man die Niederdruckzylinder außen oder innen anbringt. Maßgebend ist in erster Linie, ob günstigere Triebzapfenabstände zwischen außen und innen auf diese oder jene Weise zu erreichen sind. Von Einfluß wird aber auch die Art der Anfahrvorrichtung sein. Werden dabei beispielsweise die Hochdruckzylinder ganz ausgeschaltet und nur den Niederdruckzylindern Frischdampf von hoher Spannung zugeführt, so wäre es bezüglich der Beanspruchung der Krummachse nach dem Vorhergehenden unrichtig, die Niederdruckzylinder nach außen hinzulegen. Eine sehr günstige Anordnung ergibt in dieser Hinsicht die Bauart Grafenstaden, bei der nur die innen liegenden Niederdruckzylinder unmittelbar an der Krummachse angreifen, die Hochdruckzylinder nur mittels der Kuppelstangen. Auch die Form der Grafenstadener Krummachse mit ihrem schrägen Arme (Abb. 4, Taf. LIV) ist für die Festigkeitsverhältnisse günstiger, als Achsen mit rechtwinkligen Kropfkurbeln.

3. Als Nebenschluß ergibt sich aus diesen Betrachtungen, daß die Krummachse einer Dreizylinderlokomotive denkbar ungünstigst beansprucht wird. An ihr werden bei hohen Kolbenkräften besondere Vorkehrungen in Gestalt von seitlich nach innen verlängerten Achslagern oder gar besonderen Stützlageren getroffen werden müssen. Es wird zweckmäßig sein, hier eine Form nach Abb. 5, Taf. LIV für die Krummachse zu wählen.

Beim Laufe auf der Strecke verwischt sich nun das Bild der Beanspruchung der Krummachse aus folgenden Gründen: Früher ist gesagt worden, daß die Innenkurbeln ihre vollen

Kräfte und Momente durch die Räder schicken, während von den Aufsenkurbeln ein mehr oder minder großer, dem Gleitmoment der Räder entsprechender Anteil an die Kuppelachse abgeführt wird. Diese Kräfteanteile hängen in erster Linie von der Größe der Innenzylinder ab. Sie können bisweilen allein ausreichen, den Gleitwiderstand der Räder zu überschreiten. Aus diesem Grunde treten die Unterschiede zwischen gleichen und ungleichen Zylinderpaaren beim Laufe der Lokomotive stark zurück. Zwischen den äußeren und inneren Kräften findet eine stete, den durch den Gleitwiderstand bestimmten Verhältnissen angepaßte Wechselwirkung statt.

Bei Vierzylinderlokomotiven mit einfacher Dampfdehnung und vier unter der Rauchkammer in einer Reihe liegenden Zylindern wird man daher abgesehen von besonderen Fällen aus Rücksichten der Durchbildung gut tun, die Durchmesser der Zylinder gleich zu wählen und auf diese Weise die Entfernung der Triebzapfenmitten innen und außen günstig zu gestalten.

Die schädlichste Beanspruchung im regelmäßigen Betriebe wird aber fraglos durch den Fliehkraftstoß hervorgerufen, gegen den man sich nach englischem Vorbilde am besten durch Auswechslung der Achse nach Durchlaufen einer bestimmten Zahl von Achskilometern schützt.

Werden die oben dargelegten Verhältnisse beim Entwerfen der Krummachsen neuer Lokomotiven berücksichtigt, und wird die Achse bezüglich der wirkenden Kräfte auf Festigkeit untersucht, so werden beim heutigen Stande deutscher Schmiedetechnik und den vorzüglichen zur Verfügung stehenden Baustoffen wohl brauchbare Ergebnisse erzielt werden können. Für die Entwicklung des deutschen Lokomotivbaues kann es daher nur hinderlich sein, diesen Maschinenteil als betriebsgefährlich hinzustellen und damit die Einführung der nicht mehr zu umgehenden Vierlings-Lokomotive hintenanzuhalten. Brüche von Krummachsen im Betriebe habe ich auf deutschen Bahnen bislang nicht in Erfahrung bringen können. Nach obigen Hinweisen dürfte es aber wohl möglich sein, die Achsen in geeigneteren Formen zu bringen und sie damit bedeutend leichter und vielleicht auch billiger herzustellen.

Prefswasser-Hebevorrichtung für Lokomotivachsen.

Von E. Egger, Ingenieur in Zürich.

Hierzu Zeichnungen Abb. 1 bis 3 auf Tafel LVII.

Der Lokomotivschuppen der schweizerischen Bundesbahnen in Zürich enthält für das Ausbinden von Lokomotivachsen eine Prefswasseranlage. Sie besteht aus einer Prefspumpe mit Riemenantrieb und aus vier Hebezylindern (Abb. 1, Taf. LVII). Die Zylinder Nr. 1, 2 und 3 sind unter benachbarten Schuppengleisen eingebaut, während Nr. 4 in der Werkstätte unter einem von außen dahin führenden Gleise steht. Diese Vorrichtungen sind durch ein überdecktes Quergleis verbunden, über das die ausgebundnen Achsen abrollen, um mittels Hebewerk Nr. 4 auf das Werkstättengleis gehoben zu werden.

Mit dieser Anlage ist kürzlich eine Aufzugvorrichtung zum Verladen von Achssätzen verbunden worden. Sie besteht nach Abb. 1 bis 3, Taf. LVII aus einem Drahtseilzuge, der an den Zylinder Nr. 4 angeschlossen wird, und verdankt ihre Einfachheit und leichte Handhabung dem Umstande, daß die Last nur in senkrechter Richtung bewegt werden muß. Da zudem nur eine Hubhöhe von etwa 1,5 m erforderlich ist, tritt der Kolben in seiner höchsten Lage nicht aus der Grube heraus

und läßt das Werkstättengleis zum Einschleppen des Wagens frei. Die gewählte Anordnung mit Doppelseil und Querträger an beiden Enden bedingt Gleichheit von Kraft und Last. Dabei befinden sich die Seile und Rollen in geschützter und gleichwohl leicht zugänglicher Lage unter Umgehung des lichten Grubenraumes. Die erforderliche Tragkraft ist mit Rücksicht auf das Gewicht der schwersten Triebachssätze zu rund 4 t bemessen. Die Hubgeschwindigkeit der Last, gleich derjenigen des Kolbens, beträgt rund 400 mm/Min., während die abwärts gehende Last wie beim unmittelbar belasteten Kolben beliebig schnell gesenkt werden kann. Nach Gebrauch wird der untere Querträger einfach vom Kolben abgehoben und seitlich neben den Zylinder gelegt.

Die Vorrichtung dient einem häufig auftretenden Bedürfnisse, ersetzt einen schwerfälligen Handbetrieb und ist bereits in einem zweiten Lokomotivschuppen mit ähnlicher Anlage zur Ausführung gelangt.

Nachrichten aus dem Vereine deutscher Eisenbahn-Verwaltungen.

Statistische Nachrichten von den Eisenbahnen des Vereines Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen für das Rechnungsjahr 1907.

Aus dem Vereinsberichte für das Jahr 1907 teilen wir nachstehend die wichtigsten Endergebnisse mit, denen vergleichshalber die Ziffern der beiden Vorjahre beigefügt sind.

Das Rechnungsjahr liegt nicht gleich für alle Bahnen, es bezieht sich für 34 unter den 46 deutschen Eisenbahnen und für die Rumänische Staatseisenbahn auf die Zeit vom 1. April 1907 bis 31. März 1908 und für die Chimay-Bahn auf die Zeit vom 1. Oktober 1906 bis Ende September 1907. Bei allen übrigen Vereins-Bahnen stimmt das Rechnungsjahr mit dem Kalenderjahre überein.

Im ganzen gehörten dem Vereine 82 verschiedene Bahnbezirke an, wobei die einzelnen Verwaltungsbezirke der preufsisch-hessischen Staatseisenbahnen gesondert gezählt sind.

Die Bahnlänge ergibt sich aus Zusammenstellung I.

Zusammenstellung I.

Jahr	Vollspurige Strecken		Schmal-spurige Strecken	Bahn-länge am Ende des Jahres	Von der Bahnlänge sind			
	Haupt-bahnen	Neben-bahnen			ein-gleisig	zwei-gleisig	drei-gleisig	vier-gleisig
Kilometer								
1907	62332	37332	2169	101833	74934	26617	59,32	222,8
1906	62181	36399	1867	100447	74883	25309	47,13	207,1
1905	61682	35284	1690	98656	73576	24849	49,14	181,2

Die Betriebslänge betrug am Ende der Jahre 1905, 1906 und 1907:

Jahr	Ueberhaupt	Davon dienen	
		dem Personenverkehre	dem Güterverkehre
Kilometer			
1907	103028	101145	102743
1906	101602	99771	101340
1905	99798	98050	99592

Die Gleislängen sind der Zusammenstellung II zu entnehmen:

Zusammenstellung II.

Jahr	Länge		
	der durchgehenden Gleise	der übrigen Gleise einschließl. der Weichenverbindungen	aller Gleise
Kilometer			
1907	127086	47100	174186
1906	124624	45571	170196
1905	122466	43895	166361

Bezüglich des Oberbaues geben die nachstehenden Zusammenstellungen III und IV Aufschluß:

Zusammenstellung III.

Jahr	Von der Länge der durchgehenden Gleise bestehen aus			Von der Länge der durchgehenden Gleise auf Einzelunterlagen entfallen auf Gleise mit								
	eisernen Schienen	Stahl-schienen	Zu-sammen	Schi enen					hölzernen Querschwellen	eisernen Querschwellen	Stein-würfeln u. s. w.	
				bis einschl. 30 kg/m	über 30 bis einschl. 35 kg/m	über 35 bis einschl. 40 kg/m	über 40 bis einschl. 45 kg/m	über 45 kg/m				
schwer für 1 m												
km												
1907	2917	123876	126793	20113	56984	22199	23398	2765	104118	21326	16,2	
1906	3289	121068	124357	19265	59184	22722	20688	1045	102141	20746	17,7	
1905	3684	118564	122248	19089	61268	21981	17458	860	100440	20198	18,6	

Zu den durchgehenden Gleisen wurden verwendet:

Zusammenstellung IV.

Jahr	Hölzerne Querschwellen		Eiserne Querschwellen		Steinwürfel	
	im ganzen	auf 1 km Gleis	im ganzen	auf 1 km Gleis	im ganzen	auf 1 km Gleis
1907	135060071	1297	28441407	1334	23242	1435
1906	130441592	1277	27600436	1330	25952	1463
1905	127383694	1268	26615314	1318	26223	1411

Die Neigungsverhältnisse sind aus Zusammenstellung V zu entnehmen.

Zusammenstellung V.

Jahr	Bahnlängen in wagerechten Strecken		Bahnlänge in Steigungen oder Gefällen					
	überhaupt	in % der ganzen Länge	überhaupt	in % der ganzen Länge	bis 1:200 einschl.	von 1:200 bis 1:100 einschl.	von 1:100 bis 1:40 einschl.	über 1:40
km								
1907	31432	31,53	68255	68,47	39514	17672	10647	422
1906	31020	31,46	67577	68,54	39211	17483	10459	424
1905	30531	31,48	66442	68,52	38698	17198	10153	394

Die Krümmungsverhältnisse sind der Zusammenstellung VI zu entnehmen.

Zusammenstellung VI.

Jahr	Bahnlänge in geraden Strecken		Bahnlänge in gekrümmten Strecken					
	überhaupt km	in % der gesamten Länge	überhaupt km	in % der gesamten Länge	R VII	R VII	R VII	R < 300m
					1000	500 1000	300 500	Kilometer
1907	70353	70,87	29034	29,13	8635	8786	7291	4322
1906	69919	70,91	28678	29,09	8607	8705	7139	4227
1905	68374	71,02	28100	28,98	8483	8582	6953	4082

Der ganze Betrag des verwendeten Anlagekapitales ergibt sich aus Zusammenstellung VII.

Zusammenstellung VII.

am Ende des Jahres	im ganzen Mark	auf 1 km Bahnlänge Mark
1907	27 178 303 329	287798
1906	25 750 178 272	278374
1905	24 839 293 891	270621

Im Personenverkehre wurden geleistet:

Zusammenstellung VIII.

Jahr	Personenkilometer. Millionen						Verkehr auf 1 km Reisende						Vom Verkehre für 1 km kommen in % auf				
	I	II	III	IV	Militär	Im ganzen	I	II	III	IV	Militär	Im ganzen	I	II	III	IV	Militär
1907	707,3	5231,2	20837,8	13077,8	1800,5	41654,7	7341	54293	216270	135731	18687	432322	1,70	12,56	50,03	31,39	4,32
1906	753,0	5230,1	21527,4	9720,3	1762,9	38993,8	7957	55274	227511	102729	13632	412103	1,93	13,41	55,21	24,93	4,52
1905	705,0	4895,8	19905,3	8739,5	1648,6	35894,2	7561	52508	213484	93731	17681	384965	1,96	13,64	55,46	24,35	4,59

Die entsprechenden Leistungen im Güterverkehre sind:

Zusammenstellung IX.

Jahr	Eil- u. Expresgut		Stückgut*)			Wagenladungen*)			Lebende Tiere			Im ganzen			Frachtfrei Tonnen- Kilometer
	Kilometer- Tonnen	Tonnen auf 1 km Bahn Tonnen auf 1 km Bahn in %	Kilometer- Tonnen	Tonnen auf 1 km Bahn	Tonnen auf 1 km Bahn in %	Tonnen- Kilometer	Tonnen auf 1 km Bahn	Tonnen auf 1 km Bahn in %	Tonnen- Kilometer	Tonnen auf 1 km Bahn	Tonnen auf 1 km Bahn in %	Tonnen- Kilometer	Tonnen auf 1 km Bahn	Tonnen auf 1 km Bahn in %	
1907	707695456	7225 1,00	3610739617	36865	5,13	65251753494	666218	92,69	826706946	8441	1,18	70396895513	718749	100	5744206118
1906	674530530	6723 1,03	3379260730	33682	5,19	61233861787	601327	92,53	817811681	8151	1,25	66105464728	658883	100	4968402623
1905	604270521	6377 0,99	3199015133	33762	5,31	56448478510	595751	92,35	817580422	8629	1,35	61069344586	644519	100	4638521602

*) Einschließlich Militärgut und frachtpflichtigem Dienstgut.

Die Einnahmen aus dem Personenverkehre ausschließlich der Einnahmen für Beförderung von Gepäck und Hunden und ausschließlich der Nebeneinnahmen stellten sich in den drei Jahren 1905 bis 1907 wie folgt:

Zusammenstellung X.

Jahr	Ganze Einnahme M	Einnahme auf 1 Personen- Kilometer						Von den Einnahmen für 1 km mittlerer Be- triebslänge kommen % auf				
		I	II	III	IV	Militär	überhaupt	I	II	III	IV	Militär
1907	1024841240	6,59	4,08	2,41	1,86	1,12	2,46	4,55	20,80	48,99	23,68	1,98
1906	997074575	6,56	4,19	2,46	1,84	1,12	2,56	4,96	22,00	53,10	17,96	1,98
1905	926266600	6,67	4,22	2,47	1,86	1,13	2,58	5,08	22,32	53,06	17,53	2,01

Die Einnahmen aus dem Güterverkehre waren:

Zusammenstellung XI.

Jahr	Ganze Einnahme M	Einnahmen für 1 Tonnen- Kilometer					Von der Einnahme für 1 km mittlerer Betriebslänge kommen % auf				
		Eil- und Expresgut	Stückgut*)	Wagen- ladungen*)	lebende Tiere	überhaupt	Eilgut	Stückgut*)	Wagen- ladungen*)	lebende Tiere	Nebeneinnahmen
1907	2644850507	16,17	9,65	3,14	7,35	3,65	4,34	13,14	77,38	2,29	2,67
1906	2494571190	16,37	9,71	3,15	7,45	3,67	4,43	13,15	77,25	2,44	2,56
1905	2308308720	16,57	9,69	3,15	7,45	3,69	4,34	13,43	77,16	2,64	2,26

*) Einschließlich Militärgut und frachtpflichtigem Dienstgut.

Die Einnahme aus allen Quellen betrug

im Jahre 1907	4016749141 Mark;
« « 1906	3810364422 «
« « 1905	3525705632 «

Davon entfallen auf die Einnahmen:

	1907	1906	1905
aus dem Personenverkehre	26,83 %	27,20 %	27,60 %
« « Güterverkehre	66,48 «	65,47 «	66,05 «
« sonstigen Quellen	6,69 «	7,33 «	6,35 «

Die Ausgaben im ganzen und die Ausgaben für jedes Kilometer mittlerer Betriebslänge betragen:

Zusammenstellung XII.

Jahr	Persönliche Ausgaben		Sachliche Ausgaben		Ausgaben im ganzen	
	Im ganzen	Für 1 km Betriebslänge	Im ganzen	Für 1 km Betriebslänge	Im ganzen	Für 1 km Betriebslänge
	M	M	M	M	M	M
1907	1286604602	12541	1420597862	13848	2728608842	26389
1906	1158104058	11515	1239572501	12325	2417016056	23840
1905	1066760051	10795	1121940936	11353	2206644309	22148

Die Überschufsergebnisse zeigt die Zusammenstellung XIII, in welcher auch das Verhältnis der Betriebsausgabe zur ganzen Einnahme in % angegeben ist:

Zusammenstellung XIII.

Jahr	Einnahme-Ueberschufs		Betriebs-Ausgabe in % der ganzen Einnahme
	Im ganzen	Auf 1 km Betriebslänge	
	M	M	
1907	1288140299	13115	32,07
1906	1393348366	14423	36,57
1905	1319061323	13892	37,41

Betriebsunfälle sind nach Ausweis der Zusammenstellung XIV vorgekommen:

Zusammenstellung XIV.

Jahr	Entgleisungen			Zusammenstöße			Sonstige Unfälle			Im ganzen		
	Freie Bahn	Bahnhof	Im ganzen	Freie Bahn	Bahnhof	Im ganzen	Freie Bahn	Bahnhof	Im ganzen	Freie Bahn	Bahnhof	Im ganzen
1907	413	991	1404	102	910	1012	2234	4401	6635	2749	6302	9051
1906	358	988	1346	93	854	947	1949	3858	5807	2400	5700	8100
1905	353	727	1080	72	588	660	1611	3250	4861	2036	4565	6601

Über die vorgekommenen Tötungen (t) und Verwundungen (v) gibt die Zusammenstellung XV Auskunft:

Zusammenstellung XV.

Jahr	Reisende										Beamte						Dritte Personen						Im ganzen												
	unverschuldet		durch eigene Schuld		im ganzen								unverschuldet		durch eigene Schuld		im ganzen				unverschuldet		durch eigene Schuld		zusammen										
					überhaupt		auf je 1000000		überhaupt		auf 1000000						überhaupt		auf 1000000						zusammen auf 1000000 Achskilom.		zusammen auf 1000000 Achskilom.		zusammen auf 1000000 Achskilom.						
	t	v	t	v	t	v	t	v	t	v	t	v	t	v	t	v	t	v	t	v	t	v	t	v	t	v	t	v	t	v	t	v	t	v	t
1907	23	926	172	412	195	1338	0,004	0,03	0,02	0,14	45	797	1033	3090	1078	3887	0,03	0,10	20	103	787	731	807	834	0,02	0,02	88	1826	0,05	1992	4233	0,160	2080	6059	0,21
1906	9	749	156	372	165	1121	0,004	0,03	0,02	0,13	56	559	947	2666	1003	3225	0,03	0,09	9	152	737	644	746	796	0,02	0,02	74	1460	0,04	1840	3682	0,151	1914	5142	0,19
1905	35	577	125	297	160	874	0,004	0,024	0,02	0,11	47	499	777	2118	824	2617	0,02	0,08	9	75	691	615	700	690	0,02	0,02	91	1151	0,04	1593	3030	0,135	1684	4181	0,17

An Achs-, Reifen- und Schienenbrüchen kamen vor:

Zusammenstellung XVI.

Jahr	Achsbrüche		Reifenbrüche		Schienenbrüche						
	Anzahl	Zahl der Entgleisungen durch Achsbrüche	Anzahl	Zahl der Entgleisungen durch Reifenbrüche	Anzahl						
					bei eisernen Schienen	bei Stahl-schienen	bei Stahlkopf-schienen	im ganzen	davon auf eisernen Langschwelen	auf 1 km Betriebslänge	Zahl der Unfälle durch Schienenbrüche
1907	165	37	905	19	203	18606	586	19395	171	0,19	7
1906	115	45	695	21	136	16578	526	17240	205	0,17	6
1905	123	36	727	18	132	15673	762	16567	182	0,17	17

Die vorstehenden Zifferangaben bilden nur einen kurzen Auszug aus dem Berichte, der für jeden der 82 Bahnbezirke die eingehendsten Einzelmitteilungen über Bau, Betrieb, Ver-

waltung, Zahl und Gehaltsverhältnisse der Angestellten, Wohlfahrteinrichtungen, Bestand und Leistungen der Fahrbetriebsmittel u. s. w. enthält.

Bericht über die Fortschritte des Eisenbahnwesens.

Bahn-Unterbau, Brücken und Tunnel.

Eisenbahnbrücke über den Song-ma in Tonkin.

Von Ch. Dantin.

(Génie Civil 1909, Mai, Band LV, Nr. 2, S. 25. Mit Abbildungen.)

Hierzu Zeichnung(en) Abb. 13 bis 16 auf Tafel LVI.

Der nördliche Teil der Eisenbahn von Hanoi nach Hué über Ninh-binh und Vinh überschreitet nahe dem Dorfe Thanh-hoa in geringer Entfernung vom Meere den Song-ma auf einer Bogenbrücke mit drei Gelenken und Zugband.

Die Stützweite der Brücke beträgt 162,40 m, die Breite von Mitte zu Mitte der Hauptträger 10 m. Die Fahrbahn trägt in ihrer Mitte ein Gleis von 1 m Spur auf hölzernen Querschwellen, die eine zwischen den Bordkanten der Fußwege 4,10 m breite Decke tragen. Die Fußwege sind je 2,65 m breit, die Entfernung zwischen den Geländern beträgt daher 9,40 m, die Fußwege liegen also mit zwischen den Hauptträgern.

Der Pfeil des Bogens beträgt 28,928 m, das Zugband liegt aber 3,928 m über den Lagern, so daß die Endrahmen unterhalb der Fahrbahn einen Querverband erhalten konnten. Jeder Halbbogen besteht aus zwei Gurtungen, die durch Pfosten in 5,60 m Teilung und einer Schrägen in jedem Felde verbunden sind. Die Höhe des Bogens beträgt im Scheitel 2,86 m, an den Auflagern 9,10 m.

Das Zugband schließt am untern Ende der Schrägen des Endfeldes an die untere Gurtung des Bogens an, und ist mit den unteren Knoten des Bogens durch Hängebänder verbunden.

Die Bogen sind durch zwei Windverbände in den Ebenen der Gurtungen verbunden, die Kräfte des untern werden durch zwei gekreuzte Schrägen in der Ebene der dritten Schrägen des Bogens nach dem obern übertragen.

Die Hängebänder tragen unten die Querträger, diese die Längsträger unter den Schienen.

Auf jeder Seite der Fahrbahn sind drei Fußwegträger angebracht, der innere und der mittlere auf den Querträgern, der äußere mit dem Geländer an den Hängebändern.

Auch in der Ebene der Unterkanten der Zugbänder ist ein Windverband angebracht, dessen Schrägstäbe an den Fahrbahn-Längsträgern aufgehängt sind.

Zwischen den Schienen liegen Riffelbleche, auferhalb Holzbohlen auf den Querschwellen.

Die Aufstellung dieser einer sehr verbreiteten Bauart entsprechenden Brücke wurde von jedem Ufer aus durch Auskragen bewirkt (Abb. 13 bis 16, Taf. LVI). Zu diesem Zwecke wurden zunächst auf jedem Ufer Rückarme aus Holz und Eisen gebaut. Die Endrahmen der Brücke bilden Teile dieser Rückarme. Jeder Rückarm besteht aus zwei Hauptträgern in den Ebenen der Bogen. Jeder Hauptträger enthält einen hölzernen untern Teil, der aus einer an den Fuß des Endrahmens der Brücke anschließenden untern, und einer an seinen Kopf anschließenden obern Gurtung besteht. Diese beiden Gurtungen vereinigen sich am Ende des Rückarmes und sind durch hölzerne Pfosten und Schrägen verbunden. Oben auf den Endrahmen stützt sich der ebenfalls aus Holz bestehende Hauptpfosten des Rückarmes. Vom obern Ende dieses Pfostens geht ein Rückband aus, das mit den beiden Gurtungen des untern Teiles verbunden ist, von dem es eine der Schrägen bildet. Der Pfosten und das Rückband sind durch Querstäbe und Schrägen verbunden. In der Linie der unteren Gurtungen wurden zwei hölzerne viereckige Türme errichtet, die das vom obern Ende des Hauptpfostens nach dem Ende des Rückarmes gehende, aus Walzstahl bestehende Haupt-Zugband des Rückarmes tragen. Die beiden so gebildeten Hauptträger waren in der Ebene der Hauptpfosten durch einen Querverband verbunden.

Auf dem Ende des Rückarmes war eine Bühne zur Aufnahme des Gegengewichtes eingerichtet. Auf der Seite von Vinh wurden 300 t, auf der Seite von Ninh-binh 350 t Schienen aufgebracht, weil beide Rückarme örtlicher Verhältnisse wegen verschieden lang waren.

Die Köpfe der beiden Rückarme wurden durch zwei Trageile in den Ebenen der Bogen über den Fluß verbunden. Auf jeder Hälfte dieser Seile befand sich ein Wagen, der zwei Rollen für das Hebeseil trug. Jedes Hebeseil war am Trageile befestigt, trug unter dem Wagen eine Hakenrolle, ging dann nach dem Kopfe des Rückarmes über eine Ablenkerolle und dann nach einer auf dem Rückarme aufgestellten

Winde. Ein anderes Seil regelte die Bewegung des Wagens auf dem Trageleile.

Zunächst wurden die beiden ersten Bogenfelder errichtet, die auskragend durch den untern Teil der Rückarme gehalten wurden. Darauf wurde das erste vom Kopfe des Rückarmes ausgehende Zugband angebracht. Dann wurde die Aufstellung der Bogen und ihres Windverbandes fortgesetzt, indem man nach einander schräge Zugbänder anbrachte, sobald man deren Verbindungspunkt erreicht hatte.

Zugleich wurden die Hängebänder und die Zugbänder der Bogen angebracht, wobei letztere durch einen verlorenen hölzernen Windverband verbunden wurden. Die Vereinigung der Bogen im Scheitel wurde mit Hilfe von unter dem Gegengewichte der Rückarme aufgestellten Winden bewirkt.

Darauf wurden die Zugbänder vereinigt. Um hierbei nicht durch die von den Wärmeschwankungen herrührende Ausdehnung behindert zu werden, wurden die beweglichen Auflager festgestellt. B—s.

Maschinen und Wagen.

Änderung der Achsanordnung bei den elektrischen Lokomotiven der Neuyork, Neuhaven und Hartford-Bahn.

(Railroad Age Gazette, Dezember 1908, Nr. 27, S. 1472. Mit Abbildungen.)

Hierzu Zeichnungen Abb. 9 bis 12 auf Tafel LVI.

Die elektrischen Lokomotiven der Neuhaben-Bahn waren anfangs mit zwei zweiachsigen Drehgestellen versehen*), auf denen sie bei den durch die Westinghouse-Gesellschaft angestellten Versuchen auch bei hohen Geschwindigkeiten zufriedenstellend liefen. Die anfänglich berechneten Achsdrücke wurden jedoch später durch Vermehrung der elektrischen Ausrüstung wesentlich überschritten, so daß sich im Betriebe Unzulänglichkeiten herausstellten. Zur Entlastung der Triebräder und zur betriebsicheren Führung der Drehgestelle wurde vor die vordere und hintere Triebachse je eine Laufachse mit Rädern von 838 mm Durchmesser in festem, mit dem Drehgestellrahmen verschraubtem Rahmenstücke untergebaut (Abb. 9 und 10, Taf. LVI). Die Lokomotivlast von 92,62 t verteilt sich nun mit 11,35 t auf jede der Laufachsen und mit 17,48 t auf jede der vier Triebachsen. Die Laufachschenkel sind 140 mm stark und 254 mm lang. Über der Achsbüchse liegt ein U-förmig gebogener Stützbarren, der vorn den Laufachsrahmen mittels einer Schraubenfeder trägt, während er hinten durch einen Ausgleichhebel und Federspannstange mit der Tragfeder des Triebrades in Verbindung steht. Die Laufachse ist seitlich verschiebbar. Die Rückstellung wird durch zwei einseitig angeordnete Stützlager mit gekrümmter Auflagerfläche (Abb. 11 und 12, Taf. LVI) gewährleistet, die mit den Achsbuchsstützbarren drehbar verbolzt sind und den Drehgestellrahmen mittels

*) Organ 1908, S. 436.

verzahnter Auflagerplatten tragen. Durch die einseitige Anordnung des Bolzengelenkes zur Auflagerfläche wird die Achse in die Mittellage gedrängt. A. Z.

Tilstons Schmiergefäße für Achsbüchsen.

(Engineering 1909, Juli, Band LXXXVIII, Nr. 2270, S. 15. Mit Abb.)

Hierzu Zeichnungen Abb. 4 und 5 auf Tafel LVII.

Tilstons Schmierverfahren wird mittels einer Pumpe von 9,5 mm Durchmesser mit einem Hube von ungefähr 8 mm ausgeführt, die das Öl an der Stelle des größten Druckes zwischen Welle und Lager eintreibt. Am besten wird für jedes Lager eine Pumpe verwendet. Der Öldruck in der Pumpe steigt mit dem Lagerdrucke, und das Öl wird als eine Haut zwischen die beiden Druckflächen getrieben. Die Pumpe arbeitet in einem geschlossenen Kreislaufe von Öl, das immer wieder benutzt wird.

Abb. 4 und 5, Taf. LVII zeigen eine mit dieser Schmiervorrichtung versehene Achsbüchse. Die Pumpe ist von einem Ölbehälter umgeben. Wenn der Tauchkolben steigt, werden die Einlaßöffnungen frei (Abb. 5, Taf. LVII), und das Öl fließt aus dem Behälter in den Pumpentiefel. Wenn der Kolben durch die zweimittige Scheibe am äußeren Ende des Achschenkels gesenkt wird, schließt er die Einlaßöffnungen und treibt das Öl im Pumpentiefel über die Rückhaltklappe in das Kupferrohr, durch das es nach dem Lager auf der dem größten Drucke ausgesetzten Fläche gebracht wird. Die Kupferrohrleitung ist gebogen, um eine Bewegung zwischen dem oberen Lager und der Pumpe zu ermöglichen.

Die Pumpe wird wegen der Herstellung und Untersuchung, wie zur Verwendung für die Achsbüchse zweckmäßig als ein von der Achsbüchse getrenntes Stück angeordnet. B—s.

Nachrichten über Änderungen im Bestande der Oberbeamten der Vereinsverwaltungen.

Württembergische Staatseisenbahnen.

Versetzt: Eisenbahnbetriebsinspektor Thuma in Sigmaringen nach Calw und Eisenbahnspektor Heigis bei der Betriebsinspektion Sigmaringen zur Betriebsinspektion Aalen.

Bayerische Staatseisenbahnen.

Versetzt: Direktionsassessor Hennch in Würzburg an die Eisenbahndirektion Augsburg und Direktionsassessor Steindler in Augsburg an die Eisenbahndirektion Würzburg.

Badische Staatseisenbahnen.

Dem Hilfsreferenten bei der Generaldirektion, Amtmann Dr. Wengler, wurde unter Verleihung des Titels Regierungs-

rat die bei der Eisenbahndirektion Mainz von der badischen Regierung zu besetzende Kollegialmitgliedstelle übertragen.

Der Vorstand der Maschineninspektion Konstanz, Maschineninspektor Baumann, wurde unter Belassung in seiner damaligen Eigenschaft und unter Verleihung des Titels Oberingenieur mit der Wahrnehmung der Stelle des maschinentechnischen Hilfsreferenten beim Ministerium des Gr. Hauses und der auswärtigen Angelegenheiten beauftragt.

Ernannt: Regierungsbaumeister Weizel unter Verleihung des Titels Bahnbauinspektor zum Inspektionsbeamten bei der Generaldirektion.

Übersicht über eisenbahntechnische Patente.

Signalvorrichtung für eingleisige Strecken.

D. R. P. 210351. A. Meister in Berlin.

Hierzu Zeichnung Abb. 8 auf Tafel LVII.

Die Signalvorrichtung ist in üblicher Weise mit einem von beiden Enden aus elektrisch gesteuerten Schaltwerke ver-

sehen. Die bekannten schrittweise bewegten Schaltwerke haben nun den Nachteil, daß sie nicht unbedingt sichere Bewegung gewährleisten. Es kann vorkommen, daß die Bewegung getrennt wird oder zu groß ist, so daß in den mit den Schaltwerken verbundenen Vorrichtungen falsche Signalfelder ent-

stehen. Diese Nachteile sollen nun bei diesem Schaltwerke beseitigt werden.

In einem Gehäuse o (Abb. 8, Taf. LVII) ist an der obern Platte ein Elektromagnet p gelagert, der am untern Ende fest zwei einander gegenüberliegende gezahnte Ringe q und q^1 trägt. Diese sind mit ihren Zähnen derart gegeneinander versetzt, daß die eine Reihe über der Mitte der Zahn-lücken der andern steht, so daß ein an dem Magnetkerne p^1 angebrachter, in die Zähne eingreifender Stift p^2 sich jedesmal um einen Zahn weiterschiebt, also den Kern dreht, wenn er mit dem Kerne durch die Schwere nach unten fällt oder durch Magnetswirkung angehoben wird. Da nun am untern Ende des Magnetkernes an einer Brücke r ein Stromschliefsring r^1 angebracht ist, so wird auch dieser schrittweise gedreht. Der Ring r^1 besitzt einen stromdichten Teil r^2 oder eine Aus-sparung. Mittig unter der erläuterten Vorrichtung ist am Boden des Gehäuses o eine dieser ähnliche Vorrichtung angeordnet. Sie besteht aus dem Elektromagneten s , den beiden Zahnringen t und t^1 und dem Magnetkern s^1 , der von den durch Schrauben u , u^1 in ihrer Spannung einstellbaren Federn u^2 , u^3 mittels der Hebel u^4 , u^5 gewöhnlich nach oben gepreßt wird, sodafs die von der Brücke v getragene Leitungs-scheibe v^1 , auf der der federnde Stromschliefsler v^2 angeordnet ist, gegen das nicht leitende Stück r^2 zu liegen kommt. In dieser Stellung von v^2 und r^1 geht somit kein Leitungstrom durch die Signalvorrichtungen, der ihnen sonst durch den Stromschliefsler v^2 und die Stromschliefs-scheibe r^1 zugeführt wird.

Die Kerne p^1 und s^1 sind durch das Gehäuse o hindurch nach außen verlängert und tragen Knöpfe x , x^1 , so daß durch einfaches Heben oder Ziehen die Einstellung der Scheiben v^1 , r^1 zu einander vorgenommen werden kann, ohne daß das Gehäuse o geöffnet zu werden braucht.

Wird durch den Elektromagneten p ein Strom geschickt, so wird dadurch der Kern p^1 angehoben. Hierbei stößt der Stift p^2 gegen die schräge Fläche eines Zahnes des Ringes q an und schiebt sich an dieser entlang, wodurch die Strom-schliefs-scheibe v^1 um eine halbe Zahnbreite gedreht wird. Sobald der Elektromagnet nach Aufhören des Stromstoßes wieder stromlos wird, fällt der Anker p^1 herab, wobei der Stift p^2 auf die schräge Fläche des unter ihm liegenden Zahnes des Ringes q^1 fällt, wodurch die Scheibe r^1 in derselben Richtung wiederum eine halbe Zahnbreite weitergedreht wird. Hat vorher die Stromschliefsfeder v^2 auf dem nicht leitenden Teile r^1 gestanden, so befindet sie sich jetzt ungefähr auf der in Abb. 8, Taf. LVII mit 1 bezeichneten Stelle der Scheibe r^1 . Bei einem neuen Stromstoße durch den Magneten p wiederholt sich derselbe Vorgang, so daß jetzt die Stromschliefsfeder v^2 auf dem Punkte 2 des Ringes r^1 stehen würde. Erhält nun der Elektromagnet s einen Leitungstrom, so wird der Kern s^1 angezogen, wodurch der Stift s^2 durch Einfassen in den untern Ring t die Scheibe v um einen halben Zahn verschiebt, während der Kern s^1 bei stromlosem Magnet s durch die Federn u^2 , u^3 angehoben wird, wobei der Stift s^2 durch Eingreifen in den Ring t^1 wieder eine Drehung der Scheibe v^1 bewirkt. Diese Drehung erfolgt in derselben Richtung wie die Drehung der Scheibe r^1 . Die Stromschliefsfeder v^2 ist nun aus der oben eingenommenen Stellung unter 2 in die Stellung unter 1 gelangt. Ein neuer Stromkreis durch den Magnet wird daher den Stift v^2 wieder auf den nichtleitenden Teil r^2 bringen, so daß der Strom durch die Signale unterbrochen wird.

Durch die Anordnung zweier versetzt zu einander und einander gegenüber liegender Zahnkränze q , q^1 und t , t^1 , deren Zahnspitzen dicht über den Zahn-lücken des gegenüberliegenden Zahnkranzes stehen, ist der Stift p^2 oder s^2 derart zwangsläufig geführt, daß er durch äußere Ursachen oder heftige Stromstöße jedesmal eine Weiterschaltung der Stromschliefsringe um nur eine Zahnlänge ermöglicht. Ferner läßt sich bei der Gegenüberstellung der beiden Elektromagnetgruppen p und s ein solcher Zwischenraum zwischen dem Stromschliefsringe r^1 und der Stromschliefsfeder v^2 herstellen, daß ein Funkenbogen zwischen den Stromschliefslern selbst bei hoher Spannung nicht mehr auftreten kann.

G.

Sandstreuer mit Prefsluft- oder Dampf-Betrieb.

D. R. P. 210 079. Knorr-Bremse, G. m. b. H. in Berlin-Boxhagen.

Hierzu Zeichnungen Abb. 6 und 7 auf Tafel LVII.

Bei mit Prefsluft oder Dampf betriebenen Sandstreuern wendet man Aufwühl-düsen an, die den Sand im Sandkasten lockern und ihn der Sanddüse oder dem Abfallrohre zuführen. Derartige Aufwühl-düsen sind bei den bekannten Sandstreuern in die Richtung des Sandstromes gestellt, so daß der aus der Düse austretende Strahl in der Richtung der Mittellinie oder etwas geneigt dazu in den Sandbehälter bläst. Diese Einrichtung hat zur Folge, daß bei nicht vorgetrocknetem Sande leicht eine Verstopfung auftritt, die trotz des starken Strahles der Aufwühl-düse nicht beseitigt werden kann.

Die vorliegende Erfindung beseitigt diesen Übelstand dadurch, daß die Aufwühl-düse schräg zur Rutschfläche des Düsen-gehäuses gerichtet ist, sodafs der Düsenstrahl gegen diese prallt, und dabei ausgebreitet wird, bevor er in den Sandkasten einströmt. Der Düsenstrahl ist hierbei gegen eine Kante der Austrittsöffnung des Sandkastens gerichtet, wodurch der Wirkungsbereich des Strahles erheblich vergrößert wird. Vorteilhaft läßt man dabei den Strahl der Aufwühl-düse gegen die untere Kante der Sandkastenöffnung blasen, deren anstolende Fläche steiler verläuft, als der Böschungswinkel des Sandes.

Abb. 6, Taf. LVII zeigt einen senkrechten Schnitt durch den Sandstreuer und Abb. 7, Taf. LVII einen Schnitt nach A—A. Durch a strömt Luft oder Dampf in eine Düse mit zwei Öffnungen b und c , von denen b als Saugdüse zum An-saugen des Sandes in Richtung des Sandabfallrohres d dient, während c rechtwinkelig zur Saugdüse gerichtet und zum Auf-wühlen des Sandes bestimmt ist. Die Düse c ist vor der Öff-nung f des Sandkastens g so angeordnet, daß ihr Strahl schräg gegen eine Kante h der Austrittsöffnung f des Sandkastens bläst, wo er abgelenkt wird. An die Kante h schließt die Rutschfläche steiler als der Böschungswinkel an. Der Strahl der Düse c kann rechtwinkelig oder schräg zur Austrittsöffnung des Sandkastens gerichtet sein. Die Kante h ist gerade, so daß sich der aufprallende Strahl nach beiden Seiten ausbreiten kann und auf einer längeren Strecke in den Sandkasten eintritt.

Durch den schräg gerichteten Strahl der Aufwühl-düse wird eine größere Menge des im Sandkasten befindlichen Sandes in Bewegung gehalten. Dadurch wird auch die Ver-wendung von nicht getrocknetem Sande möglich. Auch Stein-chen oder Klumpen werden die Wirkungsweise des Strahles der Aufwühl-düse nicht beeinträchtigen, so daß Betriebsstörungen bei Anwendung dieses Sandstreuers vermieden werden.

G.

Bücherbesprechungen.

Lavorazione e tempora degli acciai. Indurimento superficiale del ferro e cementazione. Nozioni fondamentali frei costruttori d'utensili, meccanici, costruttori di macchine, alunni di Scuole Industriali e di Arti e Mestieri. Approvato dal Ministero di Agricoltura, Industria e Commercio per le Scuole Professionali che ne dipendono. Von A. Massenz, Capoofficina-

meccanico nella R. Scuola Industriale di Belluno. Ulrico Hoepli. Mailand, 1909. Preis 2 lire.

Die knappe und treffende Darstellung der Stahlerzeugung ist hauptsächlich für Schüler technischer Mittelschulen und für im Stahlgewerbe tätige Werkleute bestimmt und geeignet.