

Versuche an der zweiten Pumpen-Anlage im Wasserwerk der Stadt St. Gallen

Autor(en): **Ostertag, P.**

Objektyp: **Article**

Zeitschrift: **Schweizerische Bauzeitung**

Band (Jahr): **55/56 (1910)**

Heft 2

PDF erstellt am: **19.05.2024**

Persistenter Link: <https://doi.org/10.5169/seals-28647>

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Inhalten der Zeitschriften. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern.

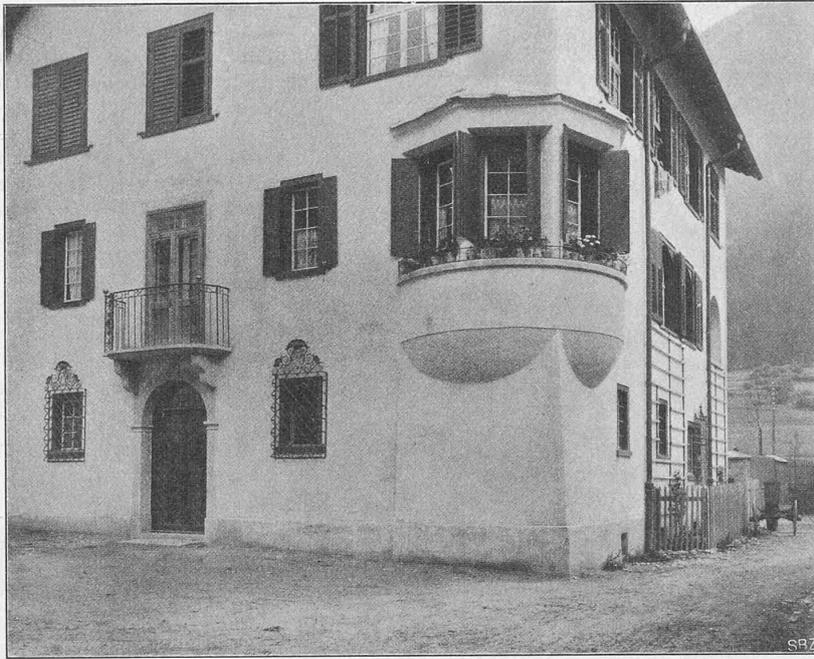
Die auf der Plattform e-periodica veröffentlichten Dokumente stehen für nicht-kommerzielle Zwecke in Lehre und Forschung sowie für die private Nutzung frei zur Verfügung. Einzelne Dateien oder Ausdrucke aus diesem Angebot können zusammen mit diesen Nutzungsbedingungen und den korrekten Herkunftsbezeichnungen weitergegeben werden.

Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. Die systematische Speicherung von Teilen des elektronischen Angebots auf anderen Servern bedarf ebenfalls des schriftlichen Einverständnisses der Rechteinhaber.

Haftungsausschluss

Alle Angaben erfolgen ohne Gewähr für Vollständigkeit oder Richtigkeit. Es wird keine Haftung übernommen für Schäden durch die Verwendung von Informationen aus diesem Online-Angebot oder durch das Fehlen von Informationen. Dies gilt auch für Inhalte Dritter, die über dieses Angebot zugänglich sind.

Das Haus Fravi in Andeer.

Abb. 4. Haupteingang und Erker an der Südwestecke und Südfront.¹⁾

der zweite enthält die Schlafzimmer und Kinderzimmer. Das ganze Haus wird durch eine Zentralheizungsanlage erwärmt und hat in allen Räumen elektrisches Licht.

Die Gesamtbaukosten beliefen sich auf rund 50 000 Fr. bzw. 23 Fr. für den m^3 umbauten Raumes.

Versuche an der zweiten Pumpen-Anlage im Wasserwerk der Stadt St. Gallen.

Von Professor P. Ostertag, Winterthur.

Die Versuche.

Es wurden neun Leistungsversuche von je einstündiger Dauer vorgenommen (in den Tabellen mit 1 bis 9 nummeriert). Die Versuche gruppieren sich zu drei Serien, je nach der benützten Druckleitung und der Fördermenge Q , und zwar

- I. Serie Leitung I und II eingeschaltet
Versuche Nr. 1, 2 u. 3 mit $Q =$ rund 6, 5 u. 4 $m^3/min.$
- II. Serie Leitung I eingeschaltet
Versuche Nr. 4, 5 u. 6 mit $Q =$ rund 6, 5 u. 4 $m^3/min.$
- III. Serie, Leitung II eingeschaltet
Versuche Nr. 7, 8 und 9 mit $Q =$ 6, 5 und 4 $m^3/min.$

Da sich sowohl die Belastung des Motors durch die Pumpe, als auch der Brennstoffkonsum innerhalb eines Versuches als gleichbleibend erwies, kann die Versuchszeit von je einer Stunde für eine Probe als genügend lang gelten, besonders auch deshalb, weil die Versuchszeit auf die Sekunde genau dem verbrauchten Brennstoff entspricht. Man erkennt damit auch hier die Vereinfachung gegenüber den zeitraubenden Versuchen an Dampfanlagen.

Für die Garantiezahlen war laut Lieferungsvertrag die Zahl der Pumpen- PS_e massgebend, die nach der Formel

$$N_e = \frac{Q \cdot 1000 \cdot H}{60 \cdot 75}$$

zu berechnen ist. Hierin ist H die manometrische Förderhöhe, bestehend aus dem Manometerdruck, vermehrt um die Ablesung am Vacuummeter, vermehrt um die Höhendifferenz beider Druckmesser voneinander (0,6 m).

¹⁾ Die Aufnahmen der Abb. 2, 3 und 4 sind von Lienhard & Salzborn in Chur, jene zu Abb. 5 von D. Mischol in Schiers.

In Tabelle I sind die gemessenen Fördermengen Q , die man. Förderhöhen H und die daraus berechnete Hubarbeit der Pumpe N_e für alle neun Versuche verzeichnet. Ferner ist die Widerstandshöhe der Druckleitung eingetragen als Unterschied zwischen der manometrischen Druckhöhe und der durch Nivellement ermittelten. Es ist klar, dass bei der I. Serie die Pumpenarbeit am kleinsten ausfällt, da beide Leitungen zur Wasserförderung benützt wurden und daher die kleinste Geschwindigkeit in den Rohren auftrat. Die Ueberlegenheit der neuen Leitung (II) gegenüber der alten zeigt sich in der kleineren Widerstandshöhe bei der III. Serie verglichen mit der II. Serie. (Siehe graph. Darstellung Abbildung 5.) Hierauf soll weiter unten des näheren eingetreten werden. Weiter enthält die Tabelle I die Mittelwerte der gemessenen Umdrehungszahlen für Dieselmotor und Pumpe.

Der Zusammenhang zwischen der Umlaufzahl n des Motors und den Werten Q , H u. N_e wird in Abb. 6 graphisch dargestellt. Damit ist ein prinzipieller Unterschied der Zentrifugalpumpe gegenüber der Kolbenpumpe zur Darstellung gebracht, indem bei wachsender Förderhöhe auch die Zahl der Umdrehungen zunehmen muss, um eine bestimmte Wassermenge

zu liefern. Zur Lieferung von 6 $m^3/min.$ benötigt beispielsweise der Motor 151 $Uml./min.$ mit Benützung der Leitungen I und II, 153,5 $Uml./min.$ bei Benützung der Leitung II und 156 $Uml./min.$, wenn die alte Leitung allein die Förderung übernehmen muss. Die bei den neun Versuchen auftretenden grössten und kleinsten Umdrehungszahlen des Motors sind 146,2 und 156,3, die mittleren Kolbengeschwindigkeiten liegen also zwischen 4,1 $m/Sek.$ und 4,36 $m/Sek.$

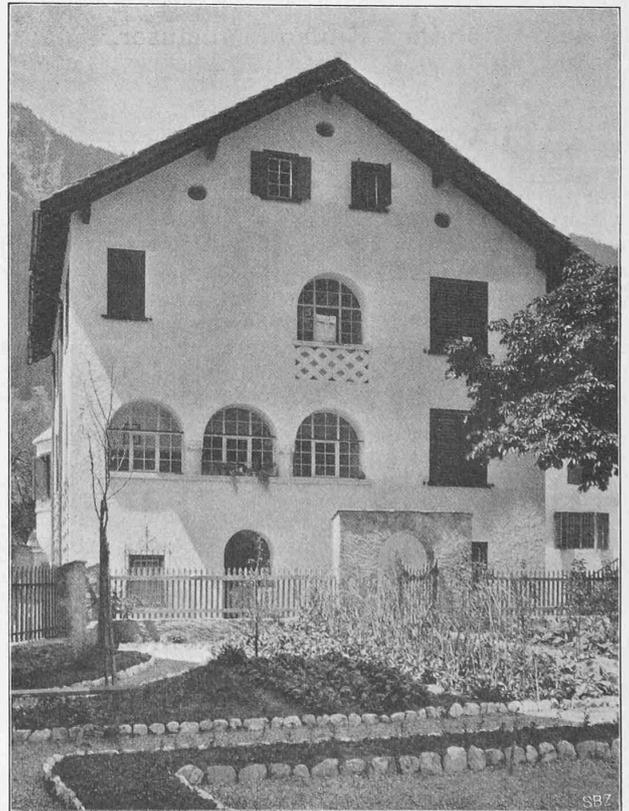


Abb. 5. Ostseite des Hauses Fravi vom Garten aus.

Tabelle I. Zusammenstellung der Versuchsergebnisse.

	I. Serie			II. Serie			III. Serie		
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1. Nummer des Versuches									
2. Fördermenge $m^3/min.$	6,024	5,100	4,233	6,120	5,184	4,352	6,061	5,106	4,055
3. Ablesung am Manometer m	339	337	335	364	357	348	352	348	343
4. Ablesung am Vacuummeter m	2,46	2,0	1,9	2,4	2,1	1,9	2,4	2,1	1,9
5. Manometrische Förderhöhe m	342,06	339,6	337,5	367,0	359,7	350,5	355,0	350,7	345,5
6. Widerstandshöhe der Druckleitung m	9,389	7,389	5,389	34,389	27,389	18,389	23,389	18,389	13,389
7. Geleistete Pumpenarbeit N_e PS_e	457,9	384,9	317,5	499,1	414,4	338,9	478,1	397,9	311,4
8. Umdrehungszahl der Pumpe $Uml./Min.$	941	936	911	972	950	930	957	937	917
9. Umdrehungszahl des Dieselmotors $Uml./Min.$	151	148,5	146,2	156,3	152,3	149,9	153,75	150,1	147,1
10. Indizierter mittl. Kolbendruck kg/cm^2	7,49	6,72	6,22	7,71	6,79	6,06	7,3	6,5	5,56
11. Indizierte Leistung des Motors N_i PS_i	892	790	720	952	818	720	888	773	647
12. Verhältnis $\frac{N_e}{N_i}$	0,513	0,486	0,44	0,524	0,508	0,47	0,54	0,515	0,48
13. Brennstoffverbrauch pro Stunde kg	115,6	95,5	83,0	129,0	105,4	89,4	121,7	100,0	85,0
14. > > $PS_e/Std.$ g	252,4	248,0	261,4	258,5	254,3	263,7	254,6	251,0	273,0
15. > > $PS_i/Std.$ g	129,6	120,8	115,3	135,0	128,8	124,2	137,5	129,8	131,0
16. > > $1 m^3$ gehob. Wasser g	318	314	326	350	339	344	334	326	350
17. Ein Gramm Oel liefert Pumpenarbeit mkg	1065	1087	1003	1048	1062	1023	1060	1074	889

Der in Tabelle I eingetragene gesamte stündliche Brennstoffverbrauch in kg und derjenige für $1 PS_e/Std.$ ist in Abbildung 7 graphisch aufgetragen. Man ersieht, dass alle neun Versuche Punktepaare ergeben, durch die sich mit grosser Annäherung zwei stetige Kurven ziehen lassen. Für die Bestimmung des spezifischen Oelkonsums sind eigentlich nur drei Versuche notwendig,

Der gemessene Brennstoffverbrauch pro $PS_e/Std.$ ist also bei allen neun Versuchen wesentlich unter den garantierten Werten geblieben. Bei der I. Serie, mit beiden Druckleitungen ist nicht nur die erforderliche Gesamtarbeit am kleinsten, sondern auch der spezif. Oelverbrauch.

Für die tägliche Betriebskontrolle einfacher ist die Bewertung des Brennstoffverbrauchs für $1 m^3$ gehobenes Wasser, also der Quotient aus der stündlich geförderten Wassermenge durch die hierzu nötige Brennstoffmenge. Dieser Vergleich

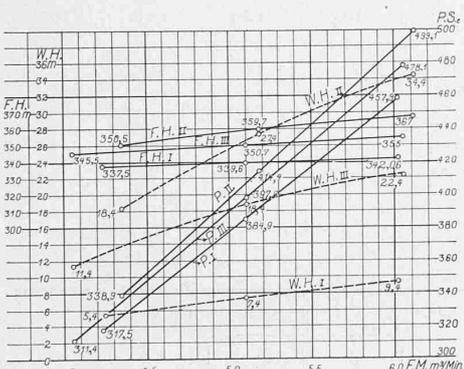


Abb. 5.

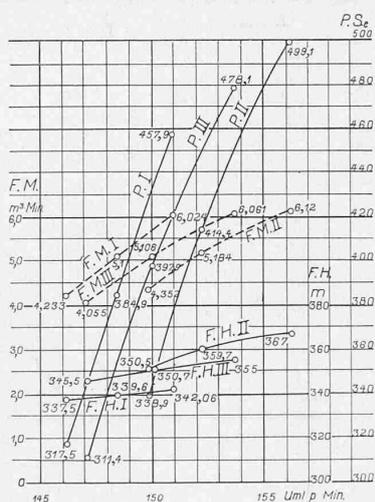


Abb. 6.

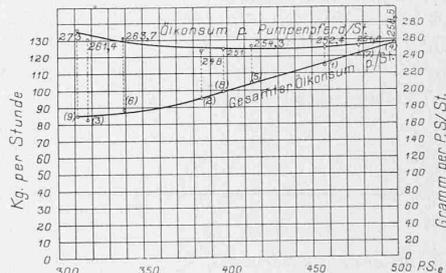


Abb. 7.

die andern sechs dienen zur Kontrolle. Die Kurve des spezifischen Oelkonsums zeigt, wie wenig dieser wichtigste Versuchswert von der Maschinenleistung beeinflusst wird. Er erreicht sein Minimum bei etwa $400 PS_e$ entsprechend $5 m^3/min$ Wasserlieferung und steigt von da nur sehr wenig an. Die Maschine arbeitet also innerhalb weiter Grenzen mit fast unveränderlichem spezifischem Oelverbrauch.

Die garantierten Werte des Oelkonsums pro $PS_e/Std.$ Hubarbeit der Pumpe¹⁾ betragen:

für $Q =$	6	5	4 $m^3/min.$
Oelkonsum pro $PS_e/Std.$	275	282	310 Gramm

Die gemessenen Verbrauchszahlen sind folgende:

I. Serie (Leitung I und II)			
Oelkonsum pro $PS_e/Std.$	252,4	248,0	261,4 Gramm
Weniger als garantiert	8,2%	12%	15,8%
II. Serie (Leitung I)			
Oelkonsum pro $PS_e/Std.$	258,5	254,3	263,7 Gramm
Weniger als garantiert	6%	9,8%	14,9%
III. Serie			
Oelkonsum pro $PS_e/Std.$	254,6	251	273 Gramm
Weniger als garantiert	7,5%	11%	12%

¹⁾ Mit PS_e sei hier die reine Hubarbeit N_e der Pumpe zum Heben des Wassers auf Manometerdruck bezeichnet und nicht, wie sonst üblich, die effektive Motorleistung.

ist deshalb zulässig, weil unter normalen Verhältnissen die Förderhöhe konstant bleibt, so lange dieselbe Druckleitung benutzt wird. Als weiteres Vergleichsmass ist der Quotient gebildet worden aus der Pumpenarbeit in $mkg/Std.$ durch den stündlichen Brennstoffverbrauch. Man erhält damit die Anzahl mkg Pumpenarbeit, die von einem Gramm Brennstoff geleistet wird (Tabelle I, Zeile 17).

Von besonderem Interesse ist nun ein Vergleich dieser Zahlen mit den Werten, welche die Abnahmeversuche an der ersten Pumpenanlage ergeben haben. Nach dem Bericht von Prof. Dr. Stodola (a. a. O.) betrug dort der kleinste Koksverbrauch pro $PS_e/Std.$ bei Vollast $0,696 kg$. Bei einem derzeitigen Preis von $3,36 Cts.$ für $1 kg$ Koks franko Behälter im Riet kostet somit eine $PS_e/Std.$ $2,35 Cts.$

Da der Preis des für den Dieselmotor verwendeten Brennoels $7,77 Cts.$ pro kg beträgt, stellt sich bei der II. Pumpenanlage (2. Versuch) die $PS_e/Std.$ auf $0,248 \times 7,77 = 1,92 Cts.$ Der Dieselmotor arbeitet also um $0,43 Cts.$ pro $PS_e/Std.$ oder um $18,3%$ billiger als die Pumpenanlage mit Dampftrieb. Dabei ist ganz abgesehen von der grossen Vereinfachung des Betriebes, Wegfall der Dampfkessel und des Anheizens, Verminderung des Personals, Wegfall der Brennstoffverluste durch den Transport usw. Dieser Gewinn erhöht sich noch wesentlich, sobald die I. Anlage nicht mit der ihr günstigsten Voll-Belastung läuft, während

die II. Anlage mit Dieselmotor hievon weit weniger beeinflusst wird.

Nach derselben Quelle liefert im günstigsten Fall 1 kg Koks von 7051 W.E. Heizwert eine Pumparbeit von 368600 mkg. Bei der II. Anlage ergibt 1 kg Brennöl 1087000 mkg; also etwa dreimal mehr, während sein Heizwert nur etwa 1,4 mal so gross ist, wie der des Koks.

Dieses günstige Ergebnis ist um so bemerkenswerter, als bei der I. Pumpenanlage der Unterschied zwischen der effektiven Pumpenleistung und der indizierten Leistung bedeutend kleiner ist als bei der II. Dieser mechanische Wirkungsgrad des ganzen Aggregates beträgt bei ersterer 80 bis 82%, während er bei der II. Anlage auf 54 bis 44% sinkt. Der Grund hiefür liegt darin, dass im Dieselmotor durch die Reibung mehr Energie absorbiert wird, als in der Dampfmaschine und dass der Wirkungsgrad der Zentrifugalpumpe auch nicht ganz an denjenigen einer Kolbenpumpe heranreicht. Dazu kommt noch der Verlust durch die Riemenübertragung.

Dass die neue Anlage trotz diesen ungünstigeren Verhältnissen wirtschaftlicher arbeitet als die erste, verdankt sie der vorzüglichen Ausnützung der Wärme im Dieselmotor. Es empfiehlt sich deshalb durch Aufstellung der Wärmebilanz diese Verhältnisse klarzulegen.

Rechnet man aus den Abnahme-Versuchswerten der Dampfmaschinen-Anlage für den günstigsten Fall diesen wirtschaftlichen Wirkungsgrad aus, so ergibt sich bei einem Kohlenkonsum von 0,696 kg pro PS_e/Std. und einem Heizwert von 7051 W.E. ein Betrag von

$$\frac{75 \cdot 60 \cdot 60 \cdot 100}{0,696 \cdot 7051 \cdot 427} = 12,8\%$$

also ungefähr die Hälfte des bei der II. Pumpenanlage ermittelten Wertes.

Die beim Dieselmotor vom Kühlwasser abgeführte Wärme (Zeile 5) erscheint bedeutend, etwa 42 bis 45% des Wärmeverbrauches, doch ist zu berücksichtigen, dass nicht die ganze Wärme des Kühlwassers von der Zylinderkühlung allein herrührt, sondern dass auch die Kolben, Ventile, die Luftpumpe und die Auspuffleitungen gekühlt werden. Das Kühlwasser nimmt also auch die Reibungswärme mit sich fort, die zum Teil im mechan. Wirkungsgrad Berücksichtigung findet. In Abbildung 8 sind die Wärmen für die I. Serie aufgetragen, ebenso der mechan. Wirkungsgrad und die Pumpenleistung pro 1 g Brennöl.

Eine deutliche Vorstellung von der thermischen Ueberlegenheit des Dieselmotors vor der Dampfmaschine erhält man auch, wenn man das Verhältnis der in indizierte Arbeit

Tabelle II. Kühlwasser und Auspuffgase.

	I. Serie			II. Serie			III. Serie		
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1. Nummer des Versuches	1	2	3	4	5	6	7	8	9
2. Kühlwasserverbrauch pro Stunde . . . l	10440	9474	7980	11232	10404	7746	11238	9378	6516
3. » » » PS _e /Std. . . . l	22,8	24,6	25,1	22,5	25,1	22,8	23,6	23,6	20,8
4. » » » PS _i /Std. . . . l	11,7	11,4	11,1	12,2	12,75	10,8	12,7	12,8	10,2
5. Kühlwassertemperatur Zufluss . . . °C	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0
6. » » » Abfluss . . . °C	51	50	51	53	48	53	52	51	52
7. Auspuffgase: Temperatur . . . °C	291	238	243	333	307	232	322	229	ca. 215
8. » » » CO ₂ %	7,34	6,56	5,75	8,6	7,1	5,7	8,0	6,3	5,9
9. » » » O %	9,36	11,2	11,9	8,5	10,2	10,8	8,8	10,6	9,0
10. » » » CO %	0,68	0,64	0,67	0,21	1,0	1,3	1,3	0,67	3,3
11. Luftüberschusskoeffizient	1,75	2,05	2,2	1,64	1,9	1,98	1,68	1,94	2,42

Tabelle III. Wärmebilanz.

	I. Serie			II. Serie			III. Serie		
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1. Nummer des Versuches	1	2	3	4	5	6	7	8	9
2. Wärmeverbrauch pro Stunde . . . W.E.	1165710	963080	836970	1300836	1062854	901509	1227223	1008400	857140
3. Davon nutzbar in PS _e W.E.	289460	243320	200660	315431	261900	214243	302159	251536	196804
4. desgl. %	24,8	25,2	23,9	24,24	24,7	23,8	24,6	25,0	23,0
5. Durch Kühlwasser abgeführt . . . W.E.	490680	435800	375060	550368	457776	379554	539424	440766	312768
6. desgl. %	42,1	45,2	44,8	42,3	43,1	42,1	44,0	44,0	36,4
7. Verluste durch Auspuff, Reibung, Strahlung und Luftpumpenarbeit . . . W.E.	385570	283960	261250	435037	343178	307707	385640	316098	347568
8. desgl. %	33,1	29,6	31,3	33,45	32,2	34,1	31,4	31,0	40,6

Zu diesem Zwecke wurden während der Versuche kleine Brennstoffmengen abgesondert und der eidgenössischen Prüfungsanstalt für Brennstoffe eingeschickt. Der dort bestimmte Heizwert von 1 kg des Oeles beträgt 10084 W.E. In der Tabelle II sind die gemessenen Kühlwassermengen, die Temperaturen desselben, sowie die Temperaturen die Auspuffgase enthalten, die hinter den Auspuffventilen abgelesen worden sind.

Auch bezüglich Kühlwasserverbrauch kann jede Serie als Kontrolle der andern dienen. Das Produkt aus dem Heizwert und dem Brennstoffverbrauch ergibt den stündl. Wärmeverbrauch (Zeile 2, Tabelle III). Der Quotient aus der zur Wasserförderung nutzbar gemachten Wärme durch den Wärmeverbrauch gibt den wirtschaftlichen Wirkungsgrad (Zeile 4), in dem die Verluste in der Zentrifugalpumpe und aus der Riemenübertragung eingeschlossen sind. Der Gesamtwirkungsgrad der Dieselmotoranlage beträgt 25,2 bis 23%.

verwandelten Wärme zur Gesamtwärme bildet. Dieses beträgt z. B. für den II. Versuch $\frac{75 \cdot 60 \cdot 60 \cdot 100}{0,1208 \cdot 10084 \cdot 427} = 52\%$,

während nach Stodola für die Dampfmaschine der ersten Anlage im Maximum 16,04% erreicht worden sind. Multipliziert man diese Werte mit den zugehörigen mechanischen Wirkungsgraden, so erhält man wieder die wirtschaftlichen Wirkungsgrade, also für die

I. Anlage (Dampfmaschine): $0,16 \cdot 0,80 = 0,128 = 12,8\%$
 II. Anlage (Dieselmotor): $0,52 \cdot 0,486 = 0,252 = 25,2\%$

Die in Tabelle II enthaltenen Angaben über chemische Zusammensetzung der Auspuffgase sind Mittelwerte aus je drei Bestimmungen. Sie zeigen, dass die Verbrennung eine gute ist und nur Spuren von Kohlenoxyd auftreten. Eine Ausnahme hievon macht nur der Versuch Nr. 9, bei dem die Verbrennung etwas ungünstiger ist, was sich auch an dem etwas höheren Brennstoffverbrauch zeigt. Mit dem

Gehalt an Sauerstoff kann der sog. Luftüberschusskoeffizient berechnet werden nach der bekannten Formel $\frac{21}{21-79 \frac{a}{z}}$, worin n den Stickstoffgehalt bedeutet und die gemessenen Volumverhältnisse ungefähr zu 100 ergänzt.

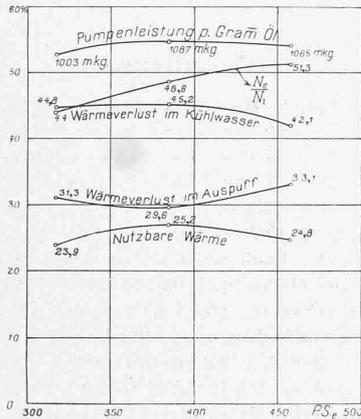


Abbildung 8.

Die Versuche geben noch Anlass zu folgenden Bemerkungen:

Riemenübertragung. Der aus 42 Ochsenhäuten zusammengeleitete Riemen besitzt 1000 mm Breite und 12 mm Dicke. Er liegt auf dem Schwungrad des Dieselmotors, dessen Durchmesser 5016 mm beträgt, während die Riemenrolle der Pumpe 800 mm Φ aufweist. Es ergibt sich somit bei der maximalen minutlichen Umdrehungszahl von 156,3 eine grösste Riemengeschwindigkeit von 41,8 m/sek. Rechnet man bei 500 PS_e eine vom Riemen zu übertragende Leistung von etwa 670 PS, so beträgt die Umfangskraft 1200 kg oder auf 1 cm Riemenbreite 12 kg, was als zulässig erachtet werden kann. Das Uebersetzungsverhältnis beträgt ohne Rücksicht auf die Riemendicke 6,27, mit Rücksicht auf diese, nach der Formel der „Hütte“,

$$\frac{r_1 + \frac{1}{3} s}{r_2 + \frac{2}{3} s} = 6,16.$$

Rechnet man für die I. Serie aus den ermittelten Umlaufzahlen n des Motors diejenigen der Zentrifugalpumpe nach beiden Uebersetzungsverhältnissen aus und vergleicht man sie mit den gemessenen Werten, so erhält man

Versuchs-Nr.:	1	2	3
n des Motors	151	148,5	146,2
n der Pumpe ($\times 6,27$)	946,8	931,1	916,7
n „ „ ($\times 6,16$)	930	914,7	906
n „ „ gemessen	941	936	911

Wie ersichtlich, liegen die gemessenen Umlaufzahlen näher an den mit dem Verhältnis $\frac{5016}{800}$ berechneten. Die Riemendicke braucht also nicht berücksichtigt zu werden. Im Fernern zeigt der Vergleich, dass ein nennenswertes Schlüpfen des Riemens nicht stattfindet, weshalb auch die Riemenrolle nach dreizehnstündigem Betrieb an ihrem Umfang keine Temperaturerhöhung aufwies. Auch die zu beiden Seiten der Rolle stehenden Lager behalten ihre Temperaturen in durchaus zulässigen Grenzen.

Druckleitung II. Von der Verteilung der Widerstandshöhe in der zweiten Druckleitung kann man sich ein gutes Bild verschaffen, da diese Leitung auf ihrer ganzen Länge keinerlei Abzweigungen aufweist und das gesamte geförderte Wasserquantum dem Hochdruckreservoir zuführt. Da die Ueberfallkante am Einlauf zum Reservoir auf Kote 731,611 liegt, die Oberkante Rohr im Zonenschacht des Wasserwerkes Riet dagegen auf 399,2 m, so ergibt sich die hydrostatische Druckhöhe zu 332,411 m. Zu den Ablesungen am Kontroll-Manometer ist der senkrechte Abstand vom Manometer bis zur Oberkante Rohr im Zonen-

schacht von 2,80 m zu addieren, um die manometrische Druckhöhe zu erhalten. Die Differenz zwischen der manometrischen und der hydrostatischen (nivellierten) Druckhöhe ist die gesamte Widerstandshöhe. Diese Zahlen sind für die III. Versuchs-Serie in Tabelle IV eingetragen.

Tabelle IV. Widerstandshöhen der II. Druckleitung.

Zonen	I	II	III	IV	V
Durchmesser der Teilstücke mm	450	400	375	350	350
Längen der Teilstücke . . . m	563,15	2788,4	3114,0	1450,8	1865,15

7. Versuch: $Q = 6,061 \text{ m}^3/\text{min}$; Man. Druckhöhe = 354,8 m
Ges. Widersth. $h_v = 354,8 - 332,411 = 22,389 \text{ m}$

Geschwindigkeiten in jed. Leitungszone m/sek.	0,635	0,804	0,914	1,05	1,05
Widerstandsh. mit $\lambda = 0,0197 \text{ m}$	0,53	4,44	7,08	4,52	5,815
desgl. auf 100 m Länge m	0,094	0,15	0,228	0,313	0,313

8. Versuch: $Q = 5,106 \text{ m}^3/\text{min}$; Man. Druckhöhe = 350,8 m
Ges. Widersth. $h_v = 350,8 - 332,411 = 18,389 \text{ m}$

Geschwindigkeiten in jed. Leitungszone m/sek.	0,535	0,677	0,770	0,885	0,885
Widerstandsh. mit $\lambda = 0,0227 \text{ m}$	0,44	3,68	5,67	3,79	4,809
desgl. auf 100 m Länge m	0,078	0,132	0,182	0,260	0,260

9. Versuch: $Q = 4,055 \text{ m}^3/\text{min}$; Man. Druckhöhe = 345,8 m
Ges. Widersth. $h_v = 345,8 - 332,411 = 13,389 \text{ m}$

Geschwindigkeiten in jed. Leitungszone m/sek.	0,425	0,540	0,611	0,706	0,706
Widerstandsh. mit $\lambda = 0,0261 \text{ m}$	0,305	2,69	4,12	2,75	3,524
desgl. auf 100 m Länge m	0,054	0,097	0,132	0,190	0,190

Die Druckleitung II ist in fünf Zonen eingeteilt und besitzt vier verschiedene Durchmesser, die vom Reservoir in St. Gallen ausgehend die folgenden Längen bzw. Weiten zeigen (vergl. auch Abb. 9):

Zone:	I	II	III	IV	V
Durchmesser mm	450	400	375	350	350
Länge m	563,15	2788,4	3114,0	1450,8	1865,15

Die Gesamtlänge beträgt somit 9781,5 m.

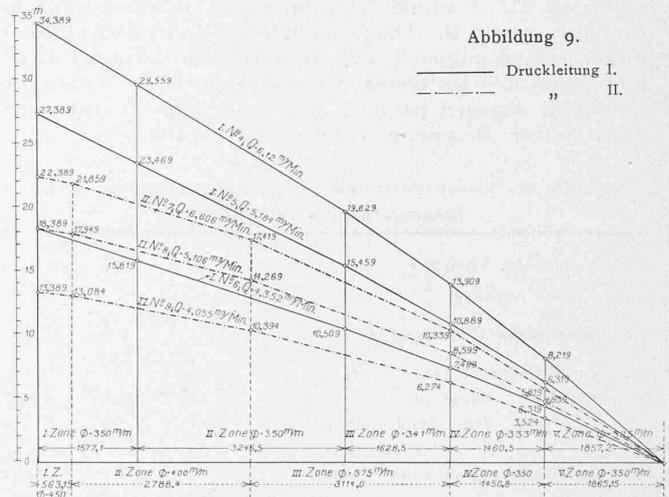


Abbildung 9.

Nimmt man für die verschiedenen Rohrdurchmesser den Reibungskoeffizienten λ bei ein und derselben Wasserlieferung gleich gross, so kann λ aus der Gleichung berechnet werden:

$$h_v = \lambda \left(\frac{l_1}{d_1} \frac{w_1^2}{2g} + \frac{l_2}{d_2} \frac{w_2^2}{2g} + \dots \right),$$

wodurch eine Verteilung der ganzen Verluſthöhe h_v auf die einzelnen Rohrſtrecken möglich wird (Tabelle IV). Dabei ſind die an ſich unbedeutenden Verluſte in den Rohrkrümmern eingeſchloſſen. Ueber die Verteilung der Widerſtandshöhe auf die ganze Länge der Leitung II gibt Abbildung 9 (ſtrichpunktirt) ein deutliches Bild; in dieſe Abbildung iſt auch das entſprechende Rechnungsergebnis der Leitung I mit vollgezogenen Linien eingetragen. Die erhaltenen mittlern Reibungskoeffizienten in der Leitung II ſind für $Q \sim 6 \quad 5 \quad 4 \text{ m}^3/\text{min}$,
 $\lambda = 0,0197 \quad 0,0227 \quad 0,0261.$

Nach der Formel von H. Lang („Hütte“) ist

$$\lambda = 0,02 + 0,0018 \frac{1}{\sqrt{w \cdot d}}$$

Darnach würde sich für die drei Versuche bei grösstem und kleinstem Rohrdurchmesser ergeben

für $Q \sim 6 \text{ m}^3/\text{min}$	$\lambda = 0,0234$ bis $0,0230$
„ $Q \sim 5$ „	$\lambda = 0,0237$ „ $0,0259$
„ $Q \sim 4$ „	$\lambda = 0,0241$ „ $0,0273$

Wie ersichtlich, stimmen diese Werte bei der kleinsten Wassermenge mit dem aus den Versuchen berechneten mittlern Wert gut überein, dagegen zeigt sich das wichtige Resultat, dass die üblichen Formeln für grössere Geschwindigkeiten zu hohe Werte für λ ergeben. Die ältere Formel von Weissbach gibt durchwegs noch grössere Werte für λ als die Formel von Lang. Die Erklärung ist darin zu suchen, dass die meisten Versuche über Wasserreibung an Rohren von kleinern Durchmessern ausgeführt worden sind.

Ausnützung der Abwärme des Dieselmotors. Der gefundene thermische Wirkungsgrad erfährt eine bedeutende Steigerung, wenn die Wärme der Auspuffgase und des Kühlwassers zu Heizzwecken nutzbar gemacht werden kann. Im Wasserwerk Riet ist dies allerdings nur in beschränktem Masse der Fall, indem das warme Kühlwasser zur Speisung der Dampfkessel der alten Anlage Verwendung findet.

Wird aber warmes Wasser für industrielle Zwecke in grössern Mengen benötigt, so kann seine Erzeugung im Motor und in einem Vorwärmer geschehen, der von den Auspuffgasen des Dieselmotors geheizt wird. Dabei wird dem Vorwärmer entweder kaltes Wasser zugeführt, sodass Motor und Vorwärmer parallel geschaltet sind, oder aber es erfährt das im Motor erwärmte Kühlwasser eine weitere Temperaturerhöhung im Vorwärmer (Reihenschaltung).

Eine derartige Anlage findet sich beispielsweise in der Kammgarntspinnerei Bürglen, wo an einen 300 PS-Dieselmotor ein Vorwärmer von 30 m² Heizfläche angeschlossen ist. Um die Bedeutung der Wärmeausnützung zu zeigen, seien die Hauptresultate aus drei Versuchsreihen dieser Anlage mitgeteilt und zwar sind im Versuch I Motor und Vorwärmer hintereinander geschaltet, in den Versuchen II und III dagegen parallel, wobei der letzte Versuch bei etwa halber Belastung vorgenommen wurde.

Tabelle V. Versuchswerte an der Dieselmotorenanlage in der Kammgarntspinnerei Bürglen.

1. Nummer des Versuches	I	II	III
2. Effektive Leistung PS _e	273	317	179
3. Mechanischer Wirkungsgrad $\frac{PS_e}{PS_i}$	0,78	0,80	0,69
4. Brennölvverbrauch pro PS _e /Std. g	182,0	187,0	197,0
5. Kühlwasser: Menge in kg/Std.	3900	4464	2916
6. „ Temp. beim Eintritt °C	19	19	19
7. „ „ „ Austritt °C	54,8	57,1	55,9
8. Auspuffgase: Temp. beim Eintritt °C	456,7	512	343
9. „ „ „ Austritt °C	213,0	229	178
10. Vorwärmer: Wassermenge in kg/Std.	3120	3210	3336
11. „ Temp. beim Eintritt °C	54	19	19
12. „ „ „ Austritt °C	70,5	48,3	37,9

Tabelle VI. Wärmebilanz.

1. Nummer des Versuches	I	II	III
2. Wärmeverbrauch W. E.	495 000	592 000	355 000
3. Im Motor nutzbar gemacht zu PS _e W. E.	173 082	200 978	113 486
4. desgl. in %	34,9	34	32
5. Wärmeaufnahme d. Wassers i. Motor W. E.	139 620	170 078	107 600
6. desgl. in %	28,2	28,7	30
7. Wärmeaufn. d. Wassers i. Vorwärm. W. E.	51 480	94 053	63 050
8. desgl. in %	10,5	15,9	17,8
9. Wärmeverlust W. E.	130 818	126 891	70 864
10. desgl. in %	26,4	21,4	20,2
Ges. therm. Wirkungsgr. (Pos. 4+6+8) in %	73,6	78,6	79,8

Die Hauptwerte sind in Tabelle V zusammengestellt, aus denselben wurde (Tabelle VI) unter Zugrundelegung eines Heizwertes von 10000 WE pro 1 kg Brennstoff die Wärmebilanz berechnet. Aus Tabelle VI ist ersichtlich, dass vom Wärmeverbrauch in Motor und Vorwärmer für Krafterzeugung und Warmwassergewinnung im Ganzen gegen 80% nutzbar gemacht werden.

Miscellanea.

Rheinschiffahrt Basel-Bodensee. 1) Das Protokoll der Konferenz, die von Vertretern der Kantone Baselland, Aargau, Schaffhausen und St. Gallen, der beiden Schifffahrtsverbände der deutschen Schweiz und des eidg. Oberbauinspektorates am 14. Dezember v. J. in Bern abgehalten wurde, liegt nun vor. Es ist in Sachen der *Grossschiffahrtsschleuse Augst-Wyhlen* von ihr zur Vorlage an die beteiligten Kantone ein Vorschlag ausgearbeitet worden. Darnach sollen die Mehrkosten von 300000 Fr., die eine Schleuse von 70 m Länge erfordert, aufgebracht werden wie folgt. Von vorstehendem Betrag sind abziehen: Ein Beitrag von Baselstadt von 50000 Fr., zwei Beiträge der Kraftwerke Augst-Wyhlen von je 25000 Fr., ein Beitrag des Bundes von 50000 Fr. Es bliebe also ein noch zu deckender Mehrkostenbetrag von 150000 Fr., der von Baselstadt übernommen würde gegen die Garantie einer jährlichen Rente, die den genannten Betrag mit 4% verzinst und mit 2% amortisiert.

Demnach wäre also von den Kantonen nur noch ein Beitrag von 90000 Fr. jährlich aufzubringen, der laut Beschluss der Konferenz folgendermassen zu verteilen wäre: Baselland 500, Aargau 2500, Zürich 1500, Schaffhausen 1500, Thurgau 1500 und St. Gallen 1500 Fr. Für den Unterhalt der Schleuse ist ein Betrag von jährlich 3500 Fr., gleich ein halb Prozent von 700000 Fr. aufzubringen, der laut Beschluss der Konferenz durch die Schifffahrtsverbände zu tragen wäre. Was nun die 90 m lange Schleuse betrifft, so wird sie nur noch von den Badensern grundsätzlich verlangt; da aber eine so verlängerte Schleuse etwa 80000 Fr. mehr kostet als die 70 m lange, die ein Durchschleusen von Kähnen bis zu 800 Tonnen gestattet und deshalb auf lange Zeit hin genügt, so ist es logischerweise nur recht und billig, wenn Baden diese Mehrkosten auf sich nimmt. Es wurde deshalb beschlossen, es den badischen Interessenten zu überlassen, diese Mehrkosten von 80000 Fr. und den jährlichen Mehrunterhalt im Betrage von 400 Fr. aufzubringen.

Aus Vorstehendem ist zu ersehen, dass von badischer Seite an die Mehrkosten für die Vergrösserung der Schleuse auf 70 m nichts beigetragen werden soll!

Es wird nun von den Kantonen abhängen, die jährlich für Zins und Amortisation ihnen zugemuteten Ausgaben zu beschliessen, und die beiden genannten schweiz. Schifffahrtsverbände werden sich so konstituieren müssen, dass sie im Falle sind, auf unbegrenzte Zeit die zum Unterhalt vorgesehenen jährlichen Ausgaben zu übernehmen bezw. zu gewährleisten.

Der auf Seite 347 unseres Bandes LIV von uns angekündigte generelle Bericht von Ingenieur R. Gelpke ist mittlerweile im Verlage des Nordostschweizerischen Schifffahrtsverbandes Goldach 1909 erschienen. Vielleicht könnte er von den Interessenten zum Ausgangspunkt der gründlichen Studien genommen werden (zu denen die Mittel mit schönem Erfolg gesammelt wurden), um Klarheit über die *wirtschaftliche Seite* der Frage zu gewinnen.

Wir behalten uns vor, auf genannten Bericht einlässlich zurückzukommen.

Schmalspurbahn Damvant-Pruntrut-Lugnez. Nachdem die im Jahre 1903 erteilte Konzession für eine Normalspurbahn von Pruntrut nach Damvant (Landesgrenze) dahingefallen ist, beantragt der Bundesrat die Konzession zu erteilen für eine teilweise als Strassenbahn zu betreibende Meterspurbahn von Pruntrut nach Damvant mit Abzweigung von Pruntrut nach Lugnez in einer Länge von 17,100 bezw. 8,415 zusammen 25,515 km mit Maximalsteigungen von 61 bezw. 62,5‰ und Minimalkrümmungshalbmesser von 25 m auf den Strassenstrecken. Als Betriebssystem ist Dampf oder Elektrizität vorgesehen. Der Kostenvoranschlag beläuft sich für eine Dampfbahn auf 1200000 Fr. und für eine elektrisch zu betreibende Bahn auf 1500000 Fr.

1) Band LIII Seite 196, 221, 274, 342. Band LIV, Seite 347 und 363.