

Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 53/54 (1909)
Heft: 16

Artikel: Berechnungs-Tabelle für Zentrifugal-Pumpen u. Reaktions-Turbinen
Autor: Barbezat, Alfred
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-28229>

Nutzungsbedingungen

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

Conditions d'utilisation

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

Terms of use

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

Download PDF: 15.05.2025

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

Vertikalretorten“, gehalten hat, auf den an dieser Stelle verwiesen wird (siehe Journal für Gasbeleuchtung und Wasserversorgung No. 26 und 27 vom Juni 1908), sowie auf eine Abhandlung von Direktor Prenger in No. 21 vom Mai 1908 über „Der Betrieb der Vertikalofenanlage im Gaswerk der Stadt Köln“.

seither erzielten und soeben dargelegten ausserordentlich günstigen wirtschaftlichen Ergebnisse sowohl, als auch nicht zum mindesten die seither eingetretenen gewaltigen Veränderungen und Verschiebungen der Arbeiterverhältnisse in finanzieller und sozialer Beziehung haben in diesen Anschauungen einen ganz bedeutenden Umschwung eintreten

Vergleichende Betriebszahlen über die Coze-Oefen im Ofenhaus I und die Vertikalöfen im Ofenhaus II.

1908	Verbrauch an		Gasproduktion		Anzahl der Ladungen	Gewicht einer Retortenladung	Retortentage	Gewicht pro Retorte und Tag	Grösste Retortenzahl in gleichzeitigem Betrieb
	Steinkohlen	Boghead	m ³	auf 100 kg Destillationsmaterial					
Ofenhaus I: <i>Cozeöfen</i>	t	t				kg		kg	
	43 140	1005	13 464 500	30,50	227 901 227 125	193,70 194,36	48 654 48 482	907,3 910,5	216
Ofenhaus II: <i>Vertikalöfen</i>	t	—	15 379 000	37,01	86 307 84 707	481,47 490,56	36 600 35 910	1135,3 1157,2	100

NB. Bei den fettgedruckten Zahlen sind die graphitierten Retorten in Abzug gebracht.

Am Schlusse des Berichtes angelangt, darf wohl gesagt werden, dass die Erweiterung des Gaswerkes in baulicher, gastechnischer und finanzieller Beziehung durchaus zufriedenstellend ausgefallen ist. Die modernen Transporteinrichtungen für Kohle und Koks haben sich in beinahe zweijährigem Betriebe vollkommen bewährt. Mit Rücksicht auf den damaligen Stand der Feuertechnik von Gaserzeugungsöfen darf die Wahl des Dessauer Vertikalofensystems als ein durchaus glücklicher Griff bezeichnet werden. Der bauliche Zustand der Vertikalretorten nach 700 Betriebstagen ist ein günstiger und so ermutigend, dass für das nächste Jahr der Umbau des ältern Ofensystems, d. h. der Ersatz der Coze-Oefen durch Vertikalöfen, bereits in Aussicht genommen ist; die bezüglichen Studien und Projektarbeiten sind in vollem Gange.

Aus dem Geschäftsbericht und den Rechnungen des Stadtrates Zürich über das Gaswerk vom Jahre 1896 und 1908 ist Folgendes zu entnehmen:

Gasproduktion im Jahre 1896	m ³ 7,5 Mill.
„ „ „ 1908	„ 28,8 „
Lohn eines Ofenhausarbeiters im Jahre 1896 Fr. 4,00 bis 4,50	
„ „ Handlangers „ „ „ 3,50 „ 3,80	
„ „ Ofenhausarbeiters „ „ 1908 „ 6,00 „ 6,30	
„ „ Handlangers „ „ „ 5,00 „ 5,50	
Ausgaben an Arbeitslöhnen für die Gasfabrikation im Jahre 1896	Fr. 93 000,00
Ausgaben an Arbeitslöhnen für die Gasfabrikation im Jahre 1908	„ 179 000,00
Ausgaben an Arbeitslohn für 100 m ³ Gas im Jahre 1896	„ 1,30
Ausgaben an Arbeitslohn für 100 m ³ Gas im Jahre 1908	„ 0,65

Diese Zahlen reden eine so deutliche Sprache, dass jeder weitere Kommentar dazu wohl überflüssig ist.

Die mehr als zehnjährigen Erfahrungen des Gaswerkbetriebes in Schlieren haben dargetan, dass die möglichst allgemeine Durchführung des mechanischen Transportes der Rohmaterialien (Kohle, Koks, Reinigungsmasse u. s. w.) in mittleren und grösseren Gaswerken als das einzig Richtige zu betrachten ist; auch wenn scheinbar die ersten Anlagekosten für diesen speziellen Zweck relativ hohe sind. Beim Bau des Gaswerkes im Jahre 1897, wo eigentlich zum ersten Mal in einer Gasanstalt unter Anwendung siloartiger Lageräume für die Kohlen der automatisch-mechanische Betrieb (unter Anwendung selbsterzeugter elektrischer Energie) für den Transport der Rohmaterialien konsequent durchgeführt wurde, war man von der Wirtschaftlichkeit dieser Einrichtungen noch nicht so sehr überzeugt und wurde dieses Vorgehen als beinahe zu weitgehend angesehen. Die

lassen. Für ein Gaswerk dieser Grösse ist neben der Wirtschaftlichkeit ein Haupterfordernis die grösstmögliche Sicherheit des Betriebes und möglichst vollständige Unabhängigkeit vom Arbeiterpersonal, ein Erfordernis, dem sich ein modernes Gaswerk heute nicht mehr verschliessen kann. Eine grössere Zahl der im letzten Jahrzehnt auf dem Kontinent erstellten mittleren und auch grösseren Gaswerke haben denn auch die Richtigkeit des schon vor 12 Jahren im Gaswerke Schlieren durchgeführten Prinzips anerkannt, ihre Werke entsprechend eingerichtet und dieses Vorgehen nicht zu bereuen gehabt.

Berechnungs-Tabelle für Zentrifugal-Pumpen u. Reaktions-Turbinen

von Alfred Barbesat, Ingénieur, Paris.

Die Eigenschaften und Wirkungsweise einer Zentrifugal-Pumpe sind vollständig bekannt sobald die beiden folgenden Kurven bestimmt worden sind:

1. Bei konstanter Umlaufzahl werden Förderhöhe und Arbeitsverbrauch, oder Wirkungsgrad, in Funktion der geförderten Wassermenge bestimmt; die so erhaltenen Kurven sind die eigentlichen *charakteristischen Kurven der Pumpe*. Im Gegensatz zur Kolbenpumpe ist bekanntlich die geförderte Wassermenge vom Widerstand der Leitung abhängig; durch Drosseln der Leitung kann die Wassermenge von Null bis zu einem Höchstwerte verändert werden.

2. Bei konstantem Leitungswiderstande (auf dem Prüf-Felde bei unveränderter Stellung des Drosselventiles) werden Förderhöhe, Wassermenge und Arbeitsverbrauch, d. h. indirekt der Wirkungsgrad, in Funktion der Umlaufzahl bestimmt. Die erhaltenen Kurven sind *Kurven gleichen Zustandes*.

Die charakteristischen Kurven variieren von einer Pumpenart zur andern und können kaum zum Voraus berechnet werden. Die Kurven gleichen Zustandes dagegen variieren für alle möglichen Pumpen oder Kompressoräder nach denselben, streng eintreffenden Gesetzen. Es zeigt sich nämlich:

1. Dass die Förderhöhe H genau mit dem Quadrate der Winkelgeschwindigkeit ω^2 der Pumpe sich verändert;
2. dass die Wassermenge Q proportional mit der Winkelgeschwindigkeit ω wächst und;
3. dass der Arbeitsverbrauch annähernd wie ω^3 wächst, oder dass der Wirkungsgrad η für Punkte gleichen Zustandes fast konstant bleibt.

Da Druckhöhen H immer Geschwindigkeitsquadraten $\frac{v^2}{2g}$ gleichwertig sind, so muss H dem Quadrate der absoluten Geschwindigkeit v der Flüssigkeit, oder auch, da die

Winkel der Geschwindigkeitsdreiecke unverändert bleiben, dem Quadrate der Umfangsgeschwindigkeit, bzw. der Winkelgeschwindigkeit des Rades proportional sein, d. h.

$$gH \text{ proportional } \omega^2$$

Bei unverändertem Querschnitt des Drosselventils F , ist die Wassermenge Q proportional Fv , proportional v , prop. $\sqrt{2 gH}$, d. h. nach vorigem

$$Q \text{ proportional } \omega$$

Ferner gilt für sämtliche Kurven gleichen Zustandes die Beziehung

$$\frac{Q}{\sqrt{H}} = \text{konstant.}$$

Der Arbeitsverbrauch N der Pumpe in PS variiert dabei annähernd wie ω^3 , weil die Nutzleistung QH , die Leckverluste und die Reibungsarbeit sich wie ω^2 verhalten, und nur sekundäre Erscheinungen wie z. B. die Lagerreibung und die innere Reibung der Flüssigkeit die Regel

$$N \text{ proportional } \omega^3$$

etwas verzerren. Deshalb bleibt der Wirkungsgrad bei verschiedenen Umlaufzahlen, innerhalb weiter Grenzen, fast konstant.

Die Quotienten

$$\frac{Q}{\omega}, \frac{gH}{\omega^2} \text{ und } \frac{N}{\omega^3}$$

sind von der Umlaufzahl der Pumpe unabhängige, jedoch von der absoluten Grösse des in Betracht gezogenen Rades beeinflusste Werte. Diese Grösse kann auch noch durch folgende Ueberlegung eliminiert werden, wie zuerst von Prof. Rateau gezeigt wurde.

Bei konstanter Umlaufzahl ist die absolute Geschwindigkeit v der Flüssigkeit, der Radumfangsgeschwindigkeit oder dem Radius r des Rades proportional, folglich ist die Förderhöhe:

$$H \text{ proportional } r^2$$

Die Fördermenge Q ist für ähnliche Räder proportional $F \sqrt{2 gH}$, wo F entsprechende Querschnitte der Räder darstellen, und sich wie r^2 verhalten, wo ferner nach vorigem $\sqrt{2 gH}$ dem Radius r des Rades proportional ist, somit:

$$Q \text{ proportional } r^3$$

d. h. die Wassermenge ist dem Volumen des Rades proportional.

Auf Grund der vereinfachenden Annahme, der Wirkungsgrad sei von der absoluten Grösse des Rades unabhängig, kann auch:

$$N \text{ proportional } r^5$$

gesetzt werden.

Werden also anstatt: $\frac{Q}{\omega}$, $\frac{gH}{\omega^2}$ und $\frac{N}{\omega^3}$, die Werte:

$$\delta = \frac{Q}{\omega r^3} = \frac{Q}{u r^2}, \mu = \frac{gH}{\omega^2 r^2} = \frac{gH}{u^2} \text{ und } \tau = \frac{N}{\omega^3 r^5} = \frac{N}{u^3 r^2}$$

in Betracht gezogen, so sind diese Koeffizienten von Umlaufzahl und Radgrösse unabhängige, das betreffende Rad charakterisierende, konstante Zahlenwerte.

In Abb. 2 sind die Kurven: Förderhöhe, Arbeitsverbrauch und Wirkungsgrad einer Pumpe eigener Bauart in Funktion der Wassermenge für verschiedene Umlaufzahlen aufgezeichnet worden. Sämtliche Kurven lassen sich auf diese Weise in eine einzige charakteristische Kurve Abb. 3 überführen.

Die Form der Gleichung $\mu = f(\delta)$ bei konstanter Umlaufzahl, lässt sich leicht ableiten und ist z. B. in Zeuner's Turbinentheorie wiedergegeben. Die Kurve wird durch eine Parabel dargestellt, deren Achse den μ -Ordinaten parallel liegt. Ist der Diffusor d. h. derjenige Teil der Pumpe, der die Austrittsgeschwindigkeit des Wassers aus

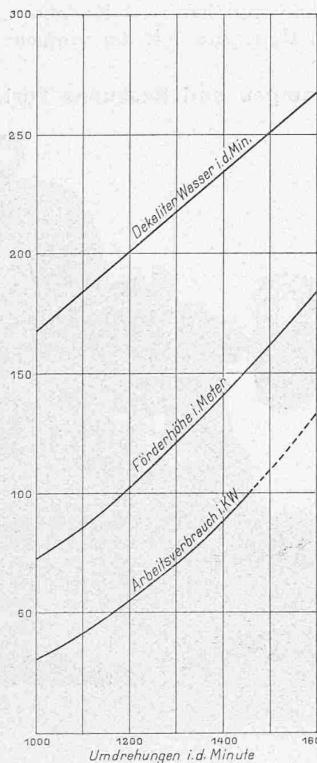


Abb. 1. Kurven gleichen Zustandes.

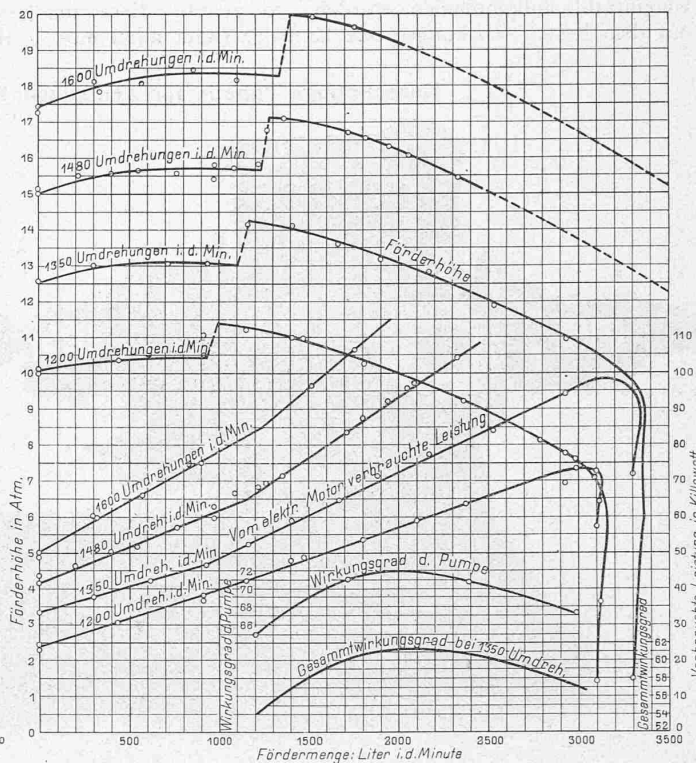


Abb. 2. Versuchskurven der Zentrifugalpumpe Barbezat.

dem Laufrade in Druck umwandeln soll, mit Leitschaufeln versehen, so zeigt diese Parabel — wie im betreffenden Falle — zwei Unstetigkeiten. Die erste, weil der Diffusor nur von einer bestimmten minimalen Wassermenge an richtig funktioniert, die zweite, weil durch den frei bleibenden Diffusorquerschnitt nur eine gewisse maximale Wassermenge hindurchgedrängt werden kann. In diesem Falle ist das einzig interessante Kurvenstück dasjenige, welches zwischen den beiden Unstetigkeiten liegt, und dieses ist wieder ein Parabelbogen.

Die drei Parameter dieser Parabel lassen sich nur mit Hilfe gewisser Erfahrungskoeffizienten bestimmen. Mit diesen Koeffizienten werden: 1. die Ordinate der Parabel im Koordinatenanfangspunkte (d. h. der Druck bei geschlossener Leitung), 2. die Tangente in dem Punkte der Parabel, der dem höchsten Wirkungsgrade (d. h. dem Normalbetriebszustande) der Pumpe entspricht, sowie 3. die Koordinaten des Berührungspunktes festgelegt und damit die Kurve in ihrer ganzen Ausdehnung bestimmt.

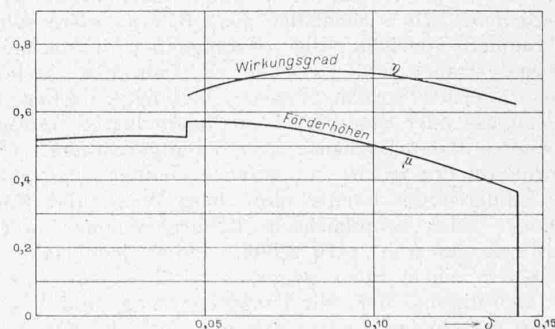


Abb. 3. Charakteristische Kurven.

Die so berechnete Charakteristik kann aber nur dann mit der wirklich gemessenen übereinstimmen, wenn wir genau über die vorigen Erfahrungszahlen orientiert worden sind. Diese Berechnung hat daher nur einen relativen Wert, weshalb die Kurve $\mu = f(\delta)$ besser direkt durch Versuche festgestellt wird. Ist aber für ein gegebenes Pumpenelement eine einzige Charakteristik bei konstanter Umlaufzahl aufgenommen worden, so genügt diese um mit dem besten Wirkungsgrade ähnliche Räder allen mög-

richtung für den Achsialdruck vorgesehen, die zugleich den Wasserdruck, der gewöhnlich auf die Hochdruckstopfbüchse unangenehm wirkt, auf einen geringen Wert herabsetzt.

Der in Abb. 4 erkennbare 100perfdige Gleichstrom-Motor mit Compoundwicklung treibt provisorisch die Pumpe an. Seine normale Umdrehungszahl beträgt 1400 in der Minute. Der Motor ist vierpolig, mit Wendepolen versehen und hat zwei Kollektoren. Er kann als Motor und als Generator mit der einfachen oder doppelten Spannung

Berechnungs-Tabelle für Zentrifugal-Pumpen und Reaktions-Turbinen.

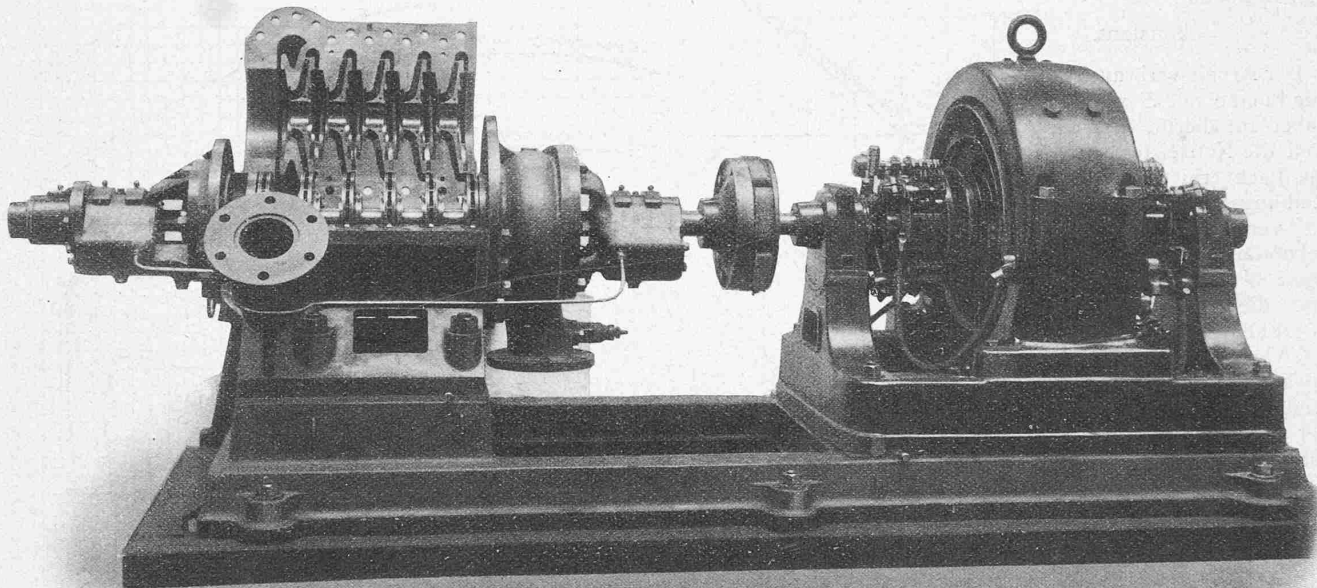


Abb. 4. Sechstufige Hochdruck-Zentrifugalpumpe nach Bauart Barbezat (Gehäuse aufgeklappt)
für $Q = 2,5 \text{ m}^3/\text{min}$, $H = 155 \text{ m}$, $N = 140 \text{ PS}$.

lichen Umlaufzahlen und Leistungen anpassen zu können. Die Berechnung kann mit Hilfe der von uns entworfenen Tabelle sogar bedeutend vereinfacht werden. Diese Tabelle gestattet die Lösung irgendwelcher Aufgabe über Zentrifugalpumpen sofort abzulesen und kann für jede beliebige Radform rasch entworfen werden, da sie, wie gezeigt werden soll, nur aus zwei Gruppen paralleler Geraden besteht. Bevor wir hierauf näher eingehen, sei die Pumpenbauart für welche die Tabelle speziell entworfen wurde, kurz beschrieben und einige der damit erzielten Versuchsergebnisse angeführt.

Abbildung 4 stellt eine nach unsern Angaben von der „Société de la Meuse“ in Liège konstruierte und gegenwärtig in Nancy ausgestellte Zentrifugalpumpe dar. Bei der normalen Geschwindigkeit von 1480 Uml./min fördert sie minutlich $2,5 \text{ m}^3$ Wasser 155 m hoch und verbraucht dabei 140 PS elektrisch. Die Pumpe hat sechs gleiche, aus Bronze hergestellte Räder (Abb. 5) von 285 mm Durchmesser; der Achsialdruck jedes Rades wird einzeln ausgeglichen. Die ebenfalls aus Bronze hergestellten Diaphragmen, welche die festliegenden Leitschaufeln der Pumpe tragen und zwischen die Laufräder zu liegen kommen, werden separat gegossen und im einfachen und aus Grauguss oder Stahlguss leicht herstellbaren, inwendig bearbeiteten Pumpengehäuse (Abb. 6) angeschraubt. Diese Konstruktion ermöglicht ein rasches Öffnen und gründliches Reinigen der Pumpe ohne dass Welle und Räder, die Lager oder Stopfbüchsen herausgenommen werden müssen wie auf Abb. 4 zu sehen. Indem jede Hälfte des Gehäuses in einem Stück gegossen wird, ist für eine gesunde Befestigung der mit Ringschmierung und Wasserkühlung versehenen Lager gesorgt. Auf der Druckseite der Pumpe ist ferner eine automatische Entlastungsvor-

laufen. Abb. 7 stellt seine Wirkungsgradkurve in Funktion der Leistung dar, die während der Versuche festgestellt wurde. Die Wassermenge wurde mit Hilfe eines Behälters, von $1,225 \text{ m}^2$ Grundfläche gemessen, indem die Höhe des Wasserspiegels, je nach einer oder zwei Minuten abgelesen wurde. Die Saughöhe blieb unverändert und betrug $2,5 \text{ m}$. Die Druckhöhe wurde mit einem in Atmosphären eingeteilten Manometer bestimmt. Um die Druckhöhen in Meter zu verwandeln, sind also die Ablesungen mit $10,333$ zu multiplizieren. Die verbrauchte Leistung wurde mit Hilfe eines kontrollierten Volt- und Ampèrmessers bestimmt.

Die Resultate unserer Messungen, die wir in Abb. 2 graphisch aufgetragen haben, seien in nebenstehender Tabelle wiedergegeben (Seite 227).

Um die, bei der veränderlichen Umlaufzahl n in der Minute beobachteten Werte von H , Q und N auf dieselben Geschwindigkeiten n von 1200 , 1350 , 1480 und 1600 Uml./min zu reduzieren, bedienen wir uns der Formeln

$$\begin{aligned} \frac{Q_0}{n_0} &= \frac{Q}{n} & Q_0 &= \sim \left(1 + \frac{n_0 - n}{n}\right) Q \\ \frac{H_0}{n_0^2} &= \frac{H}{n^2} & H_0 &= \sim \left(1 + 2 \frac{n_0 - n}{n}\right) H \\ \frac{N}{n_0^3} &= \frac{N}{n^3} & N_0 &= \sim \left(1 + 3 \frac{n_0 - n}{n}\right) N \end{aligned}$$

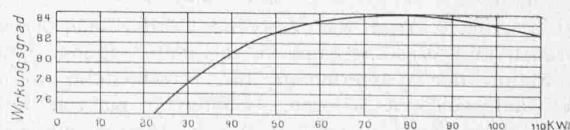


Abb. 7. Wirkungsgradkurve der 100 PS-Versuchsmotors.

Bei sämtlichen Kurven in Abb. 2 sind die beiden vorhin beschriebenen Unstetigkeiten deutlich wahrnehmbar. Die Wassermenge kann um 50% über und unter der fast genau in der Mitte der beiden Unstetigkeiten liegenden Normalleistung variieren ohne in das Gebiet der erstern zu geraten. Durch Verminderung der Krümmung der festen Leitschaufeln kann das Gebiet des normalen Zustandes der Pumpe nach Belieben vergrößert werden. Der steile Abfall der Kurven verhindert ein übermässiges Ueberlasten des Motors wie es z. B. infolge eines Rohrbruches eintreten könnte. Die Kurven bei 1480 und 1600 *Uml./min* haben nicht in ihrer ganzen Ausdehnung aufgenommen werden können, weil der Versuchsmotor eine Belastung von mehr als 100 *kw* nicht zulies.

Der Wirkungsgrad der Pumpe erreicht sein Maximum, wenn der Förderdruck dem Druck bei geschlossener Leitung wieder gleichgeworden ist. Aus irgend einer der aufgenommenen Kurven, z. B. aus derjenigen bei 1350 *Uml./min* lassen sich für diesen Zustand, den wir als „Normalgang der Pumpe“ bezeichnen wollen, die charakteristischen Koeffizienten der Pumpe ableiten.

Die Konstante der Wassermenge δ nimmt den Wert an:

$$\delta = \frac{Q}{nr^2} = \frac{2,25}{60 \times 20,2 \times 0,0203} = 0,0914$$

Die Konstante der Druckhöhe μ wird gleich:

$$\mu = \frac{gH}{n^2} = \frac{9,81 \times 130}{6 \times 408} = 0,52$$

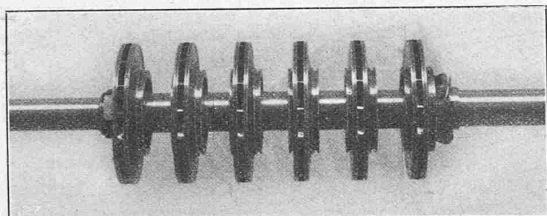


Abb. 5. Welle und Bronze-Räder der Pumpe in Abb. 4.

Bei Normalgang und 1350 *Uml./min* erreicht der Wirkungsgrad von Motor und Pumpe 61,3%; dem entspricht 85% für den Motor und folglich 72% für die Pumpe. Die Wassermenge kann von der normalen um 50% abnehmen oder zunehmen ohne dass der Wirkungsgrad der Pumpe unter 66% sinkt; je flacher der Verlauf

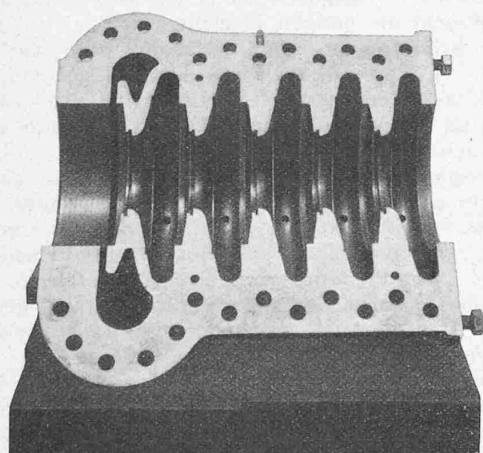


Abb. 6. Gegossene Gehäusenhälfte der Pumpe in Abb. 4.

der Wirkungsgradkurve desto höher liegt bei schwankender Leistung sein effektiver Mittelwert. Bei den Gewindigkeiten 1200, 1480 und 1600 *Uml./min* ist der Gesamtwirkungsgrad etwas ungünstiger als bei 1350, weil der Wirkungsgrad des Motors kleiner wurde; derjenige der Pumpe bleibt nahezu unverändert.

Versuchsergebnisse einer Hochdruck-Zentrifugalpumpe, Bauart Barbezat.

Konstante Saughöhe 2,5 m.

<i>Uml./min</i> <i>n</i>	Druck- höhe <i>at</i>	Wasser- stand <i>cm</i>	Förder- menge <i>l/min</i>	<i>Volt</i>	<i>Amp.</i>	<i>kw.</i>
1200	10,0	—	—	112	216	24,2
1210	9,9	—	—	105	231	24,3
1205	10,2	36,5	435	140	216	30,3
1200	10,2	75	922	172	215	37,0
1200	10,85	77	943	167	224	37,4
1200	11,0	94	1155	197	214	42,2
1200	10,75	115	1410	221	216	47,7
1202	10,80	121	1480	227	214	48,6
1198	10,0	147,5	1805	252	214	54,0
1200	9,5	164,5	2100	275	214	58,1
1205	9,0	194,5	2385	300	214	64,2
1200	7,55	239	2930	325	215	69,9
1200	7,35	245	3000	342	215	73,5
1205	7,0	252	3100	340	214	72,8
1200	3,5	255	3120	300	216	65,0
1205	1,2	252	3100	270	214	57,8
1355	12,3	—	—	135	243	32,8
1355	12,75	24	300	155	242	37,5
1355	12,80	50,5	620	175	242	42,3
1350	12,80	76	935	195	242	47,2
1352	13,90	95	1165	217,5	242	52,6
1355	13,90	115	1410	245	241	59,0
1350	13,40	137	1680	270	241	65,1
1350	13,0	155	1900	295	241	71,2
1352	12,65	178	2180	325	240	78,0
1350	11,70	207	2535	355	239	85,0
1350	10,7	238	2935	395	239	95,5
1348	1,2	270	3310	300	241	72,4
1480	14,85	—	—	175	236	41,2
1480	14,7	—	—	176	241	42,4
1485	15,30	16,8	214	200	236	47,2
1480	15,3	32	398	212	236	50,0
1480	15,35	45	551	212	244	51,7
1480	15,3	62	765	235	243	57,1
1475	15,0	79	970	252	237	59,7
1480	15,15	79,5	975	240	245	59,8
1490	15,75	88,5	1086	285	233	66,3
1480	15,6	100	1225	290	234	67,9
1480	16,5	104,5	1286	285	243	69,3
1472	16,7	111,5	1365	305	234	71,3
1480	16,4	140,5	1720	350	235	82,3
1480	16,2	147	1804	360	242	87,1
1495	16,3	160	1960	400	239	95,6
1475	15,5	167,5	2050	385	242	93,2
1485	15,35	190	2330	440	238	104,6
1612	17,3	—	—	207	244	50,5
1605	17,2	—	—	205	244	50
1622	18,4	24,5	306	257	243	62
1600	17,6	26,5	330	245	243	59,5
1602	17,8	46,6	576	273	243	66,4
1605	18,3	69,6	857	308	243	75,0
1590	17,75	89,2	1092	325	243	79,0
1600	19,7	124	1520	397	243	96,5
1600	19,4	143,6	1760	437	243	106,6

Hiezu ist zu bemerken, dass in der dritten Spalte der jeweilige Wasserstand im Messbehälter von 1,225 m² Wasserspiegelfläche nach einer Minute angegeben ist.

Durch Drosseln des Fussventiles ist künstlich die Saughöhe der Pumpe bis auf 8 m vergrößert worden, ohne dass ein Versagen derselben hervorgebracht werden konnte. Dass in Abb. 5 vor dem ersten Laufrad rechts sichtbare, kleine Schöpfgrad gestattet diese bedeutende Saughöhe zu erreichen, wenn sie erwünscht ist.

Der normale Druck und die normale Wassermenge eines Elementes unserer Pumpe werden, wie weiter oben auseinandergesetzt wurde, durch folgende Ausdrücke gegeben:

$$\text{Die Wassermenge } Q = \delta \omega r^3 = 0,0914 \omega r^3$$

$$\text{Die Druckhöhe } H = \frac{\mu}{g} \omega^2 r^2 = 0,053 \omega^2 r^2$$

Der Quotient der beiden Gleichungen ergibt:

$$\frac{Q}{H} = 1,725 \frac{r}{\omega}$$

wo Q die Wassermenge in m^3/sek , H die Höhe in m , r der Radius des Rades in m und ω dessen Winkelgeschwindigkeit darstellt.

ω auf die Koordinatentaxen abzutragen, tun wir einfacher, dort ihre Logarithmen zu verzeichnen, d. h. anstatt dem gewöhnlichen Masstabe, denjenigen des Rechenschiebers zu verwenden. Dadurch werden die Q - und H -Kurven parallele gerade Linien, wie in Abbildung 8 angegeben wird. Indem für Q und H nach und nach alle gebräuchlichen Werte eingesetzt wurden, sind die beiden Gruppen paralleler „Geraden höchsten Wirkungsgrades“ gezogen worden. Ihre Anzahl genügt, um durch Interpolation alle möglichen Fälle sofort ablesen zu können.

Die Wassermenge Q variiert von 0,1 bis 200 m^3/min , die Druckhöhe H von 0,5 bis 200 m pro Rad; die Umlaufzahl n von 300 bis 3000 in der Minute. Die Masstäbe der Ordinaten sind nicht angegeben worden, weil diesel-

ben sich von einer Bauart zur andern verändern und freilich für jede Radform speziell entworfen werden müssen. Die Kurven konstanter Leistung N könnten in Abbildung 8 ebenfalls durch eine Schaar paralleler Geraden dargestellt werden. Der Deutlichkeit halber sind diese Linien aber nicht ausgezogen worden.

Um zu zeigen wie die Tabelle zu benutzen ist, wollen wir damit einige Aufgaben über Zentrifugalpumpen lösen:

Es soll eine Pumpe entworfen werden, die folgenden Daten entspricht:

Beispiel I: $H = 35 \text{ m}$,
 $Q = 10 \text{ m}^3/\text{min}$, n wird gesucht.

Der Schnittpunkt von $H = 35$ mit $Q = 10$ bestimmt die Umlaufzahl $n = 1000$ und bei A (am Rande links) die Masse der einstufigen Pumpe.

Sollte in diesem Falle ein symmetrisches Rad mit beidseitigen Saugröhren verwendet werden, so wäre die entsprechende Umlaufzahl $n = 1450$ durch den Schnittpunkt von $H = 35$ und $Q = 5$ bestimmt und die Abmessungen der Pumpe könnten bei B abgelesen werden.

Beispiel II: Gegeben ist $H = 400$, $Q = 2$, $n = 3000$; gesucht die nötigen Elemente.

Im Schnittpunkte von $Q = 2$ und $n = 3000$ lesen wir $H = 50$ ab. Diese Pumpe muss folglich $\frac{400}{50} = 8$ Elemente von der Grösse C erhalten. Bei 1500 Uml./min müssten 20 Elemente (D) hintereinander geschaltet werden, um die gewünschte Förderhöhe zu erreichen.

Beispiel III: Gegeben $H = 100$, $Q = 50$, $n = 2000$; gesucht die erforderliche Anzahl der Räder.

Der Schnittpunkt von $H = 100$ mit $n = 2000$ ergibt 12,5 m^3 pro Minute als normale Fördermenge des Rades E . Um die vorgeschriebene Wassermenge zu erhalten, müssen also vier gleiche Räder parallel geschaltet werden. Man wird je zwei und zwei Räder symmetrisch vereinigen und zwei separate Pumpen entwerfen.

Ein einziges Rad F würde die vorgeschriebene Förderhöhe und Leistung bei 1000 Uml./min liefern; bei 1400 Uml./min würde ein doppeltes Rad G genügen, bei 600 Uml./min sind zwei Räder I in Serie zu schalten, um den gegebenen Bedingungen zu genügen.

Beispiel IV: Gegeben $H = 10$, $Q = 50$; n ist zu bestimmen.

Der Schnittpunkt von $H = 10$ und $Q = \frac{50}{2} = 25$ bestimmt 250 als Umlaufzahl. Ein doppeltes Rad K oder vier parallel wirkende Räder L würden bei 380 Uml./min die Lösung der gestellten Aufgabe ergeben.

Berechnungstabelle für Zentrifugalpumpen und Reaktions-Turbinen.

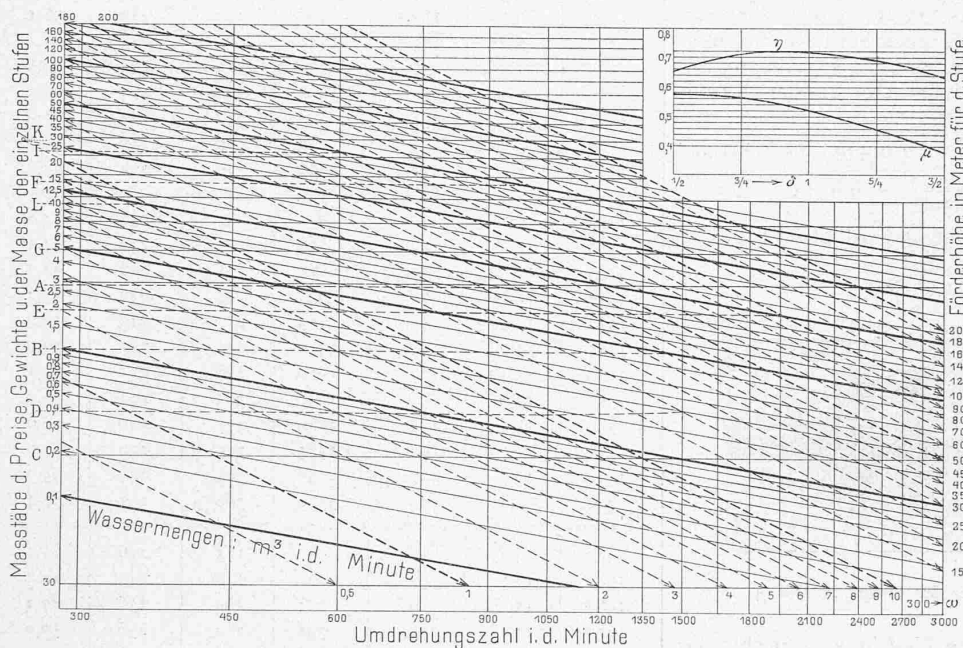


Abb. 8. Berechnungstabelle zur Zentrifugalpumpe Bauart Barbezat.

Nehmen wir an der Wirkungsgrad, der für diese Wassermenge und Druckhöhe seinen Höchstwert erreicht, sei von der Zahl und der absoluten Grösse der Räder unabhängig — was in Wirklichkeit genügend genau eintrifft — und zeichnen wir in Funktion von r und ω die Kurven konstanter Q und H auf, so geben uns letztere an, wie der Radius und die Winkelgeschwindigkeit sich verändern müssen, damit der maximale Wirkungsgrad des Elementes erhalten bleibe. Soll ferner das, einem gegebenen Druck und bestimmter Wassermenge, entsprechende Element gefunden werden, so ist der Schnittpunkt der beiden in Betracht kommenden Q - und H -Kurven aufzusuchen. Die Abszisse dieses Schnittpunktes wird die günstigste Rotationsgeschwindigkeit der Pumpe bestimmen und die Ordinate die Abmessungen des Elementes besten Wirkungsgrades.

Wird die Umlaufzahl der Pumpe gegeben, so muss die Zahl der Elemente so gewählt werden, oder es muss von der günstigsten Wassermenge um so weit Abstand genommen werden, bis das Dreieck der ω -, Q - und H -Kurven auf einen Punkt zusammenschrumpft. Zu diesem Zwecke sind in Abbildung 8 rechts oben die μ - und η -Kurven auf beiden Seiten des normalen δ eingetragen worden. Soll die Pumpe mit $\frac{1}{2}$, $\frac{3}{4}$, $\frac{5}{4}$ oder $\frac{3}{2}$ des Q normal betrieben werden, so kann der entsprechende Wirkungsgrad dort abgelesen, und mit Hilfe der μ -Kurve die Korrektur der Druckhöhen ebenfalls berücksichtigt werden.

Jeder Schnittpunkt der Q - und H -Kurvenschaa bestimmt somit eine Pumpe höchsten Wirkungsgrades. Die Abszisse zeigt die Geschwindigkeit, die Ordinate die Dimensionen, sogar Gewicht, Preis usw. Anstatt nun r und

Beispiel V: Gegeben $Q = 1$, $H = 50$, $n = 3000$.

Der Schnittpunkt von $H = 50$ und $n = 3000$ ergibt $Q = 2$. Das Rad C wird daher die Hälfte der normalen Wassermenge liefern, und entsprechend der Nebenfigur (Abb. 8 rechts oben) einen Wirkungsgrad von 66% haben. Der Durchmesser des Rades wird gemäss der dort verzeichneten Druckkurve annähernd im Verhältnis der Koeffizienten 52/57,5 verkleinert werden müssen.

Eine ähnliche Tabelle liesse sich auch für Reaktionsturbinen entwerfen.

Miscellanea.

Ueber den „Deutschen Werkbund“ spricht sich in einem „Epilog zur Werkbund-Tagung“, die im September d. J. in Frankfurt a. M. stattgefunden hat, *Wilhelm Schölermann* in der „Frkf. Ztg.“ in einer Weise aus, die auch für unsere Leser von Interesse ist und die wir hier deshalb ungekürzt folgen lassen:

„In weiten Kreisen ist die Ansicht verbreitet, dass man im Werkbund redet, redet, redet...“ so meinte einer der Redner auf der Frankfurter Versammlung des Deutschen Werkbundes. Gegen Ende der dreitägigen Verhandlungen löste diese Offenherzigkeit eine erfrischende Heiterkeit aus. Und sie war ganz natürlich, weil jeder fühlte, dass die geleistete Vorarbeit eine ernste und ehrliche gewesen war. Freilich, über das, was der Deutsche Werkbund eigentlich will, sind immer noch manche unklare oder irrigte Vorstellungen verbreitet.

Also, was will der Werkbund? Man kann die Frage positiv und negativ beantworten. Zunächst: was will er nicht. Schönrederei, Selbstverherrlichung, Aesthetizismus mit der sentimentalen Pose des „Snobismus“: das sind Dinge, die den Deutschen Werkbund nur insofern angehen, als diese zu bekämpfen mit im Rahmen seines Programms liegt und liegen muss. Denn Narren haben noch jede grosse Bewegung begleitet. So auch jetzt. Wenn die Ritter zum Turnier reiten, rasseln die Schildträger mit den Lanzen. Dann aber hört der Lärm auf und die Arbeit beginnt.¹⁾

Seit seinem etwas über einjährigen Bestehen hat der Deutsche Werkbund soviel positive Arbeit getan, wie es wohl unter den Verhältnissen möglich war. Stille, werbende und zum Teil streng wissenschaftliche Arbeit. Was davon nach Aussen dringt, sind ja meist nur die Formulierungen, Leitsätze oder Wünsche, als Ergebnisse vorheriger Erwägungen und zum Teil statistischer Ermittlungen. Gerade diese erheischen oft umfangreiche Vorbereitungen und persönliche Opfer. Dazu gehört beispielsweise die Untersuchung des Instituts für exakte Wirtschaftsforschung hinsichtlich der wirtschaftlichen Bedingungen der Qualitäts-Arbeit. Ueber das Wort „Qualität“ besteht freilich nicht die wünschenswerte Gleichheit der Auffassung zwischen Künstlern und Nichtkünstlern. Aber ein besseres Verstehen ist nicht unmöglich; je mehr sich die Begriffe klären, desto weniger wird man künftig die Ausdrücke anders verstehen, als sie verstanden sein wollen. Ja, es wäre zu hoffen, dass wir einmal dahin kämen — wenn auch nicht bis morgen —, mit Worten wie „Kunst“, „Qualität“ und dergleichen sparsamer umzugehen, nachdem wir besser begriffen haben, was sie bedeuten und über die Begriffe im ganzen uns einig sind. Für den merkwürdigen Mangel an Kunstgefühl und Geschmack ist ja nichts so bezeichnend, wie das fortwährende in den Mund Nehmen von Ausdrücken, bei denen die meisten sich heute selten etwas Klares, noch seltener etwas Uebereinstimmendes vorzustellen vermögen. Ist erst einmal eine künstlerische Anschauung mehr verbreitet, werden wir das Wort Kunst seltener hören; und über „Geschmack“ wird man schon deshalb nicht mehr viel „streiten“, weil Menschen, die Geschmack haben, sich unter einander ziemlich klar sind, was geschmacklos oder geschmackvoll ist. Wo man sich über Geschmack noch „streitet“, ist es meist schwach damit bestellt. Sobald wir die ersehnte „Braut“ heimgeführt haben, wird das Singen und Sehnen nach Kunst vielleicht verstummen. Aber dafür tritt die erlösende Ruhe selbstverständlicher Ehe-Kameradschaft ein. Einstweilen sind wir noch nicht soweit.

Es geschehen zwar Zeichen, aber noch keine Wunder. Eines dieser Zeichen ist die rege Anteilnahme der staatlichen Behörden an den Bestrebungen des Deutschen Werkbundes. Skeptiker mögen lächeln und denken: „Nun ja, es ist nun mal Mode, da macht es

sich gut, wenn man mitmacht.“ Aber wir wollen nicht so denken. Es lag so viel guter Wille und Interesse in den Worten des preussischen Vertreters v. Sydow, ebenso der württembergischen, hessischen und österreichischen Delegierten, dass jeder Zweifel daran schwinden musste, wie ernst auch in den Ministerien die Arbeit des Deutschen Werkbundes aufgefasst wird. Mit herzlicher Sympathie begrüsst Frankfurts Oberbürgermeister die Aussicht auf die erste Ausstellung des Werkbundes in Frankfurt.²⁾ Während in diesem Jahr die „Ila“ schon gezeigt hat, wie man hoch über der Erde schwebt, wird im übernächsten Jahre Gelegenheit geboten, zu sehen, wie man sich unten auf der Erde schöner als bisher einrichten kann.

Einige Randbemerkungen seien noch zu den in Frankfurt gehaltenen Reden über die Beziehungen zwischen Kunst und Industrie gestattet. Herr Dr. *Fritz Schneider* vom Bunde der Industriellen behandelte die Frage natürlich vom volkswirtschaftlichen Gesichtspunkt. Dass er unsern grossen Aufschwung an Volkswohlhabenheit als Vorbedingung des Verlangens nach Kunst und „höhern Ansprüchen in der Lebenshaltung“ hinstellte, ist nicht ganz neu und auch nicht ganz richtig. Kunst hat zunächst mit Ueberfluss an Mitteln nichts zu tun. Das notorisch arme Japan ist oder war ein kunstliebendes, das notorisch reiche Amerika ist bisher ein kunstarmes Land! Vor 1848 (etwa von 1820 bis 1850), das sei hervorgehoben, hatten wir in Deutschland, trotz bescheidenster bürgerlicher Verhältnisse, ein sehr feines, gut geschultes, eigenes Kunstgewerbe. Nach 1870, als der „Aufschwung“ kam und der grosse Geldbeutel — einen dreissigjährigen Tiefstand. Das sind Tatsachen, die zu denken geben.

Mit aufrüttelnder Eindringlichkeit, die aus Ueberzeugung komend überzeugte, wo sie nicht verletzte, betonte *van de Velde* den innern Adelsanspruch der Kunst. Und wenn einst der Tag heraufdämmert, wo es für einen Mann aus guter Familie bei uns ebenso ehrenvoll sein wird, Goldschmied, Keramiker oder Kunstschreiner zu werden, wie Jurist, Bankier oder Offizier, dann wird die Schlacht gewonnen sein. Dann wird die Kunst ihren gebührenden Platz im nationalen und nationalökonomischen Leben des deutschen Volkes gefunden haben. Von ihren Leistungen wird es im wesentlichen abhängen, ob wir über die jetzige Zivilisation hinaus zu einer Kultur gelangen.

Nach dieser glänzend gerittenen Attacke lag es in der Hand des dritten Redners, die Wogen wieder zu beschwichtigen und das zu betonen, was den Deutschen Werkbund zu gemeinsamer Tätigkeit verpflichtet. Geheimrat *Muthesius* entledigte sich dieser Aufgabe mit gleichem Takt, wie ihn bei mehrfachen Anlässen auch Herr Dr. *Dohrn*, der Geschäftsführer des Deutschen Werkbundes, zu entfalten Gelegenheit fand. Dass die Wirkung von *van de Veldes* Gedanken weniger unmittelbar nachhallte, wurde von einigen bedauert, von anderen mit Befriedigung konstatiert.

Eines vor allem gilt es festzuhalten: Das Wirken des Werkbundes soll nicht das kleine Ziel haben, das Leben der Besitzenden schöner zu „zieren“, sondern es soll das Bewusstsein von der Verantwortlichkeit aller Arbeit überhaupt vertiefen. Das scheint mir jenseits von arm und reich, alt oder modern der Sinn seines Wollens. Ernst sei die Kunst. Dann kann auch heiter und freudig das Leben sein.³⁾

Gesamtausgabe der Werke Leonhard Eulers.⁴⁾ Bei der XCII. Jahresversammlung der *Schweizerischen Naturforschenden Gesellschaft*, die dieses Jahr vom 6. bis 9. September in Lausanne tagte,⁵⁾ wurde als vornehmstes Traktandum die Gesamtausgabe der Werke Eulers behandelt, deren Vorbereitung bekanntlich einer besondern Kommission der Gesellschaft unter Vorsitz von Prof. Dr. *F. Rudio* übertragen ist.

Mit Stolz und Freude konnte der Zentralpräsident — wie dem Sitzungsbericht der N. Z. Z. zu entnehmen ist — der Versammlung verkünden, dass folgende Summen eingelaufen seien: an Beiträgen aus der Schweiz, von Privaten, Gesellschaften und Kantonsregierungen 94 000 Fr.; aus dem Auslande 31 500 Fr.; durch Subskription von 274 Exemplaren (43 Bände zu 1075 Fr.) 294 550 Fr.; an Zinsen 30 000 Fr., macht zusammen 450 050 Fr., also vollständige Deckung der voraussichtlichen Kosten! Die Akademien von Paris und Petersburg hatten je 40 Exemplare bestellt, und noch im letzten

¹⁾ Vergl. Seite 128 dieses Bandes „Eine Ausstellung architektonisch vorbildlicher Fabrikbauten“.

²⁾ Bd. LII, S. 145 und 283. Bd. LIII, S. 302 und 341.

³⁾ Bd. LIV, S. 275.

⁴⁾ Uns ganz aus dem Herzen gesprochen.

Die Redaktion.