Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 115/116 (1940)
Heft: 4

Artikel: Behälterevakuation mit rotierenden Vakuumpumpen
Autor: Bremi, Th.
DOI: https://doi.org/10.5169/seals-51216

Nutzungsbedingungen
Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften auf E-Periodica. 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. Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen sowie auf Social Media-Kanälen oder Webseiten ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. Mehr erfahren

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. La reproduction d'images dans des publications imprimées ou en ligne ainsi que sur des canaux de médias sociaux ou des sites web n'est autorisée qu'avec l'accord préalable des détenteurs des droits. En savoir plus

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. Publishing images in print and online publications, as well as on social media channels or websites, is only permitted with the prior consent of the rights holders. Find out more

Download PDF: 22.07.2025

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

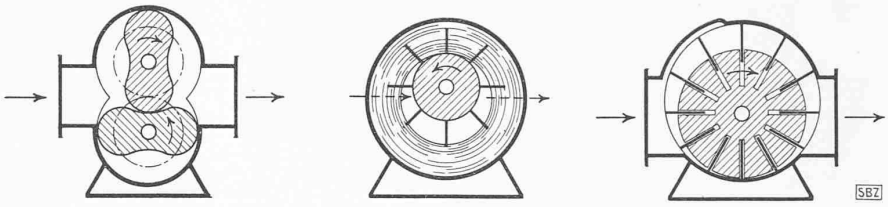
INHALT: Behälterevakuation mit rotierenden Vakuumpumpen. — Le réservoir d'eau de 3300 m³ à Bessinges (Genève). — «Treppenhaus» in Kauttua (Finnland). — Festschrift Prof. Dr. W. v. Gonzenbach. — Mitteilungen: Zünder für die Flugabwehr. Der Schneekreuzer der zweiten Byrd'schen Südpol-Expedition. Verdichtungswirkung verschiedener Geräte für geschüttete Dämme. Korrosionsschutz elektrischer Maschinen. Weltgewinnung an Kohle. Jubiläen schweizerischer Schmalspurbahnen. Eidg. Technische Hochschule. — Literatur.

Band 116 Der S. I. A. ist für den Inhalt des redaktionellen Teils seiner Vereinsorgane nicht verantwortlich Nr. 4
Nachdruck von Text oder Abbildungen ist nur mit Zustimmung der Redaktion und nur mit genauer Quellenangabe gestattet

Behälterevakuation mit rotierenden Vakuumpumpen

Von Dipl. Ing. TH. BREMI, SLM Winterthur

Drei Formen von rotierenden Vakuumpumpen haben ihre Bedeutung für die mannigfaltigsten Industriezweige hauptsächlich darum erlangt, weil ihre Förderung praktisch kontinuierlich ist. In Verbindung mit den relativ hohen Drehzahlen, die eine direkte Kupplung mit normalen, serienmässig hergestellten Drehstrommotoren erlauben, werden daher keinerlei Druckstösse oder Schwingungen auf das unter Vakuum zu haltende System von Behältern oder Rohrleitungen übertragen. Je nach Verwendungszweck wird eine der in Abb. 1 schematisch dargestellten Pumpenformen benützt: Kleinere Vakua bis etwa 50 % sind mit Kreiskolbengebläsen zu erzielen, wie z. B. in Förderanlagen von Massengütern (Abb. 2). Für Anwendungen, bei denen mit Anfall von Feuchtigkeit oder korrosiven Dämpfen in die Maschine zu rechnen ist, bieten Wasserringpumpen mit ihrer Unempfindlichkeit solchen Einflüssen gegenüber trotz ihres geringern Gesamtwirkungsgrades betriebliche Vorteile (Abb. 3). Für höhere Vakua treten an deren Stelle die Rotationsvakuumpumpen für die verschiedensten Zwecke: Bremsvakuumpumpen im Bahnbetrieb, Vorvakuum in der Glühlampenindustrie, Unterdruck in Trocknungsanlagen, Evakuationen in chemischen und ähnlichen Betrieben, Nachsaugen von Flüssigkeit, z. B. bei grossen Bewässerungspumpen, Zisternenwagen usw., wovon die Abb. 4 bis 6a auf S. 38/39 einige Ausführungsbeispiele zeigen.



Kreiskolbengebläse
Grosses Fördervolumen bei kleinen Abmessungen. Unempfindlichkeit gegen Staub. Eignung für kleinere Vakua

Wasserringpumpe
Unempfindlichkeit gegen Flüssigkeitsanfall. Unabhängigkeit in der Wahl der Baustoffe. Eignung für kleinere Leistungen. Kraftbedarf zufolge Flüssigkeits-Verschiebungen verhältnismässig hoch

Rotations-Vakuumpumpe
Eignung bis zu hohen Vakua. Gleichmässige Förderung ohne Stösse. Weitgehende Anpassungsmöglichkeit der Kraftbedarfs-Charakteristik an die Betriebsverhältnisse

Abb. 1. Rotierende Vakuumpumpen System «S. L. M.-Winterthur»

Die grundlegende Aufgabe bei der Bemessung solcher Anlagen besteht in der Bestimmung der Evakuationszeit des auf einen bestimmten Unterdruck leer zu saugenden Behälters oder Rohrleitungsystems. Es wird daher im Folgenden versucht, die wichtigsten Fälle dieser Art rechnerisch zu erfassen. Dass dabei die gleiche Charakteristik für die erwähnten Pumpensysteme zu Grunde gelegt werden darf, wird aus Abb. 7 durch die Gegenüberstellung der Versuchskurven einer Rotationsvakuumpumpe und eines Kreiskolbengebläses annähernd gleicher Grösse ersichtlich.

I. Pumpencharakteristik und allgemeine Gleichung für die Evakuationszeit

Nach Abb. 8 ist das auf den Zustand am Saugstutzen der Pumpe bezogene Ansaugevolumen V_{red} (theoretisch) von 0 ÷ 100 % von konstanter Grösse. Daher kann das auf atmosphärischen Zustand bezogene Ansaugevolumen durch eine Gerade von V_{red} (theor.) bei $p = 1$ ata bis $V = 0$ bei $p = 0$ dargestellt werden. Diese Geradlinigkeit bleibt erfahrungsgemäss auch für die wirkliche Maschine mit ihren Undichtheitverlusten erhalten, wobei für $p = 1$ ata anstelle von V_{red} (theor.) der Wert V_{max} tritt. Das reduzierte Ansaugevolumen $V_{red} = V \frac{p_0}{p}$ zeigt einen entsprechenden hyperbelähnlichen Verlauf. Nach Abb. 8 ist

$$V_0 = V_{max} \frac{p - p_2}{p_0 - p_2}$$

wobei p_2 das mit der Pumpe erreichbare Grenzvakuum, und V_{max} das Ansaugevolumen der Pumpe beim Druck p_0 darstellt. Daraus entsteht

$$V_{red} = V_{max} \frac{p - p_2}{p_0 - p_2} \frac{p_0}{p}$$

Das von der Pumpe angesaugte Luft- (oder Gas-) Gewicht wird mit $\gamma = \frac{p}{RT}$ daher

$$G = V_{max} \frac{p - p_2}{p_0 - p_2} \frac{p_0}{RT}$$

Bei den meisten Evakuierungsvorgängen bleibt die Temperatur in den Behältern zufolge der von der Umgebung einfallenden Wärme praktisch unverändert, sodass das Produkt aus absoluter Temperatur T und Gaskonstante R als konstant angenommen werden kann. Das aus dem Behälter durch die Vakuumpumpe im Zeitelement dt abgesaugte Luftgewicht ist somit

$$dG_1 = V_{max} \frac{p - p_2}{p_0 - p_2} \frac{p_0}{RT} dt$$

Kann dem Behälter während der Evakuierung durch eine Oeffnung mit dem Querschnitt F noch Luft zufliessen (z. B. auch durch Undichtheiten im System), so ergibt sich daraus im Behälter pro Zeitelement eine Gewichtzunahme von

$$dG_2 = F \psi dt \text{ mit } \psi = f(p)$$

Vom Einbezug eines Kontraktionskoeffizienten μ sei Umgang genommen; er kann berücksichtigt werden durch $F = \frac{F'}{\mu}$ wenn F' als wirklicher Querschnitt der Oeffnung angesetzt wird. Für jeden Zeitpunkt gilt für den Behälter vom Inhalt J_p, der mit dem abnehmenden Druck seinen Wert ändern kann,

$$G = \gamma J_p = \frac{J_p p}{RT}$$

Die der Druckabnahme dp entsprechende Gewichtsabnahme ist daher

$$dG_3 = \frac{1}{RT} d(J_p p) = \frac{1}{RT} \frac{\delta (J_p p)}{\delta p} dp$$

Weiterhin entsteht die Aenderung des Druckes mit der Zeit durch die Gleichsetzung $dG_3 = dG_1 - dG_2$, woraus sich durch Einsetzen der entsprechenden Werte und Auflösung der Gleichung nach dt für die Evakuationszeit die Beziehung ergibt

$$t = \int_{p_0}^{p} \frac{(J_p p)'}{V_{max} \frac{p - p_2}{p_0 - p_2} p_0 - F R T \psi} dp + c$$

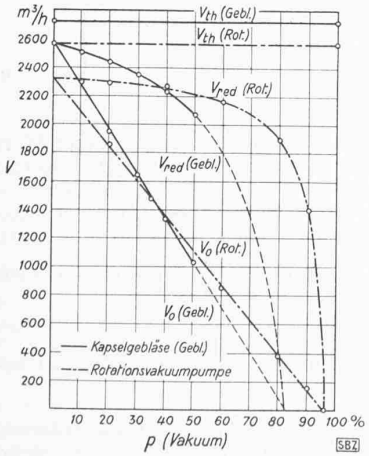


Abb. 7. Charakteristik von Rotationsvakuumpumpe und Kreiskolbengebläse (Versuchskurven von Maschinen ähnlicher Grösse)

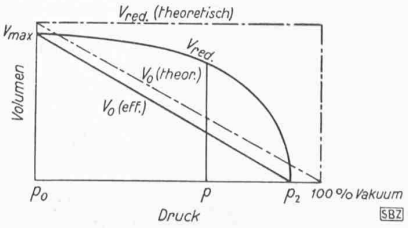


Abb. 8. Druck - Volumen - Charakteristik einer rotierenden Vakuumpumpe

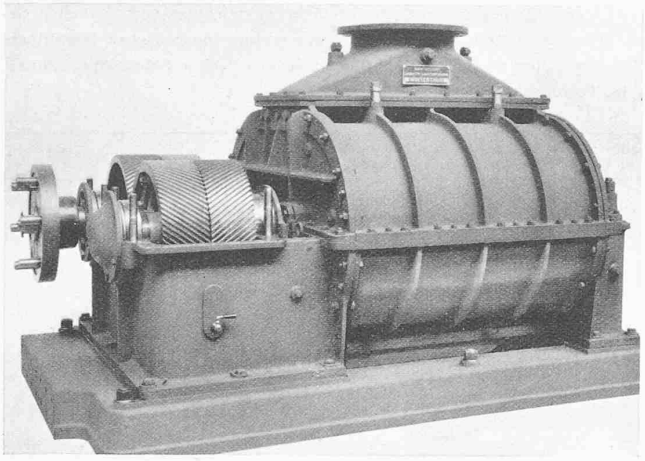


Abb. 2. Kreiskolbengebläse für pneumatische Getreideförderung, Leistung 5000 m³/h

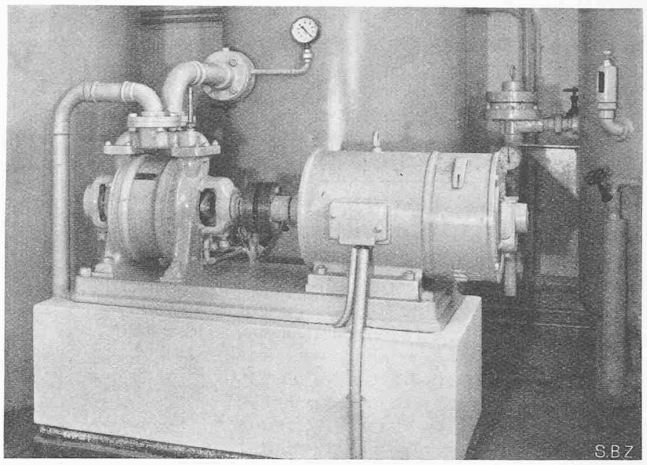


Abb. 3. Wasserringpumpe in einem chemischen Laboratorium, Leistung 190 m³/h

II. Evakuation eines geschlossenen Behälters

Dieser einfachste Fall ist dadurch gekennzeichnet, dass einerseits kein Luftzustrom auftritt, also $F = 0$ ist, und dass anderseits der Behälterinhalt konstant ist: $J_p = J_0$. Die obige Gleichung kann daher sofort integriert werden, wobei zur Bestimmung von c die Grenzbedingung gilt $p = p_0$ für $t = 0$.

$$t = \frac{J_0}{V_{max}} \frac{p_0 - p_2}{p_0} \ln \frac{(p_0 - p_2)}{(p - p_2)}$$

Der logarithmische Verlauf der Evakuationszeit verläuft für $t = \infty$ asymptotisch an $p = p_2$ (vgl. Abb. 9).

III. Evakuation eines Behälters bei gleichzeitigem Lufteintritt durch eine Oeffnung F

Hier ist zu beachten, dass einerseits das erreichbare Grenzvakuum nicht mehr durch die Pumpenqualität allein bestimmt wird und somit gleich p_2 ist, sondern zufolge der durch die Oeffnung F einströmenden Luftmenge auf einen niedrigeren Wert p_{min} begrenzt wird. Anderseits verläuft die Zuströmung durch F bei Beginn der Evakuation unterkritisch, d. h. mit einer stetig wachsenden Einströmmenge bis zum kritischen Druck

$$p_{kr} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} p_0 = 0{,}5282\, p_0$$

(für Luft), um von dort bis p_{min} konstant zu bleiben, entsprechend überkritischer Einströmung. Die Berechnung der Evakuationszeit zerfällt daher in zwei getrennt zu behandelnde Teile.

A. *Gebiet mit unterkritischer Einströmung durch F.* Zu Beginn der Evakuation zwischen $p = p_0$ und $p = p_{kr}$ ist das durch F einströmende Luftgewicht von p abhängig. Für dG_2 gilt die bekannte Beziehung

$$dG_2 = \sqrt{2g \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{p}{p_0}\right)^{2/k} - \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} F\, dt$$

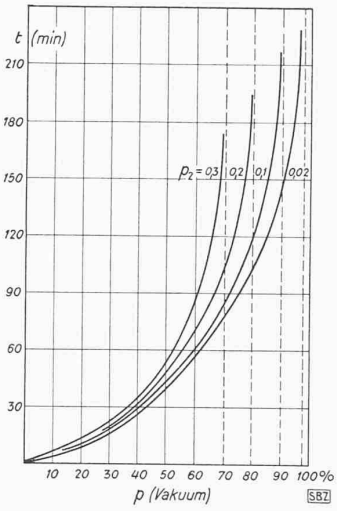


Abb. 9. Evakuation eines geschlossenen Behälters.
Behältervolumen $J_0 = 1$ m³
Ansaugevolumen $V_{max} = 1$ m³/h

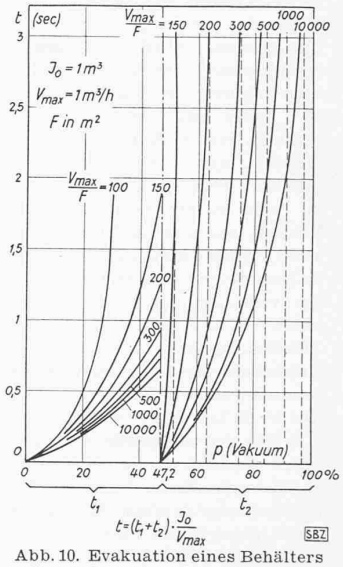


Abb. 10. Evakuation eines Behälters mit gleichzeitigem Lufteintritt.
Behältervolumen $J_0 = 1$ m³
Ansaugevolumen V_{max} in m³/h
Querschnitt des Lufteintrittes in m²
Max. Vakuum der Pumpe $p_2 = 0{,}02$ ata

Daraus entsteht für die Evakuationszeit t_1

$$t_1 = \frac{J_0}{V_{max}} \int_{p_0}^{p_{kr}} \left\{ p - \left[p_0 \sqrt{RT} \right] \sqrt{2g \frac{k}{k-1}} \frac{F}{V_{max}} \cdot \sqrt{\left(\frac{p}{p_0}\right)^{2/k} - \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{k+1}{k}}} \right]^{-1} \right\} dp + c$$

Dabei wurde $p_2 = 0$ gesetzt, indem dieser Wert gegenüber p_0 und p im unterkritischen Gebiet vernachlässigbar klein ist. Die analytische Lösung kann hierfür nicht angegeben werden, dagegen erlaubt die graphische Integration einen Ueberblick, wofür $t_1 = \frac{J_0}{V_{max}} t_0$ mit $t_0 = f(p)$ für verschiedene Parameter $\frac{V_{max}}{F}$ berechnet wurde.

Die Resultate sind in Abb. 10 (linke Hälfte) zusammengestellt.

B. *Gebiet mit überkritischer Einströmung durch F.* Zwischen $p = p_{kr}$ und $p = p_2$ bleibt das durch F eintretende Luftgewicht unabhängig vom Druck konstant. Es wird

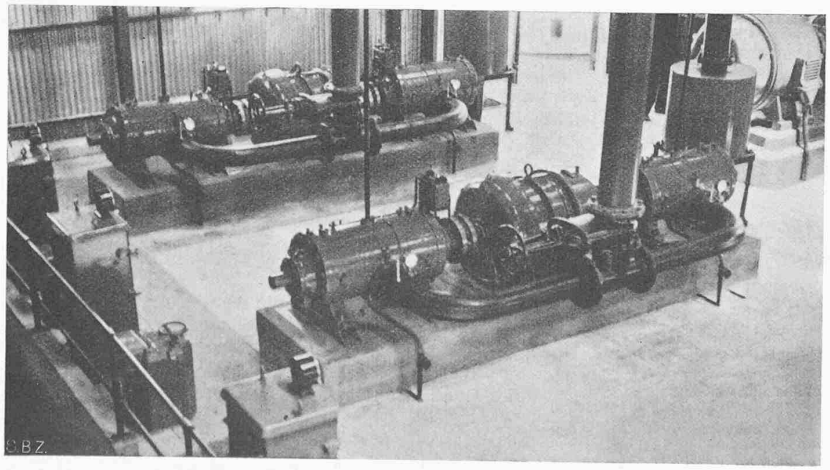


Abb. 6. Zwillings-Vakuumpumpen in südafrikanischen Goldminen, Leistung 10 000 m³/h

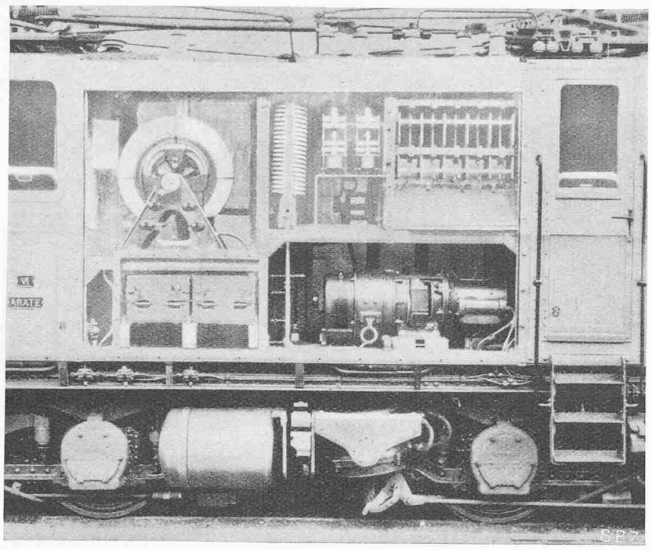


Abb. 4. Bremsvakuumpumpe einer elektrischen Lokomotive, 140 m³/h

Abb. 2 bis 6a Ausführungen der S. L. M. Winterthur

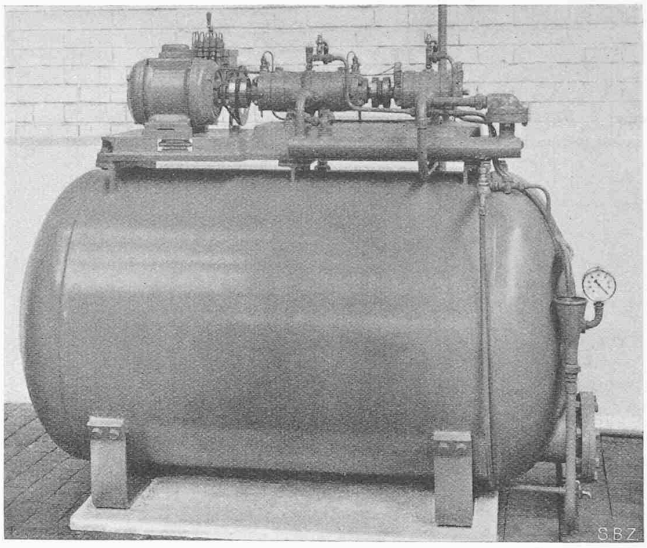


Abb. 6a. Vollautomatische, zweistufige Hochvakuumpumpe mit Vakuumbehälter; für einen Apparateprüfraum

$$d\,G_2 = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}} \sqrt{\frac{2\,g\,k}{k+1}}\,\frac{p_0}{\sqrt{R\,T}}\,F\,d\,t = 2{,}15\,\frac{p_0}{\sqrt{R\,T}}\,F\,t\,d$$

für Luft. Eingesetzt in die Grundgleichung und integriert, entsteht für die Evakuationszeit

$$t_2 = \frac{J_0}{2{,}15\sqrt{R\,T}}\,ln\left\{\frac{\frac{V_{max}}{F}\,\frac{(p-p_2)}{2{,}15\sqrt{R\,T}\,(p_0-p_2)} - 1}{\frac{V_{max}}{F}\,\frac{(p_{kr}-p_2)}{2{,}15\sqrt{R\,T}\,(p_0-p_2)} - 1}\right\}$$

wobei zur Bestimmung von c anzusetzen ist $t = 0$, für $p = p_{kr}$. Die t_2-Kurve verläuft für $t = \infty$ asymptotisch an p_{min}. Dieses im Grenzfall zu erzielende Vakuum ergibt sich aus der Gegenüberstellung der Pumpenleistung bei p_{min}, also

$V_{max}\,\frac{p_{min}-p_2}{p_0-p_2}\,\frac{p_0}{R\,T}$, und der Einströmmenge $2{,}15\,\frac{p_0}{\sqrt{R\,T}}\,F$, woraus sich ergibt

$$p_{min} = \frac{F}{V_{max}}\,2{,}15\sqrt{R\,T}\,(p_0-p_2) + p_2$$

Der erste Summand charakterisiert die Verschlechterung des Grenzvakuums, die aus der durch F einströmenden Luftmenge entsteht. In Abb. 10 (rechte Hälfte) sind die Resultate mit den gleichen Parametern $\frac{V_{max}}{F}$ wie unter A. zusammengestellt. Für die Gesamtevakuationszeit von $p = p_0$ bis p sind t_1 und t_2 zu addieren.

IV. Evakuation eines Behälters mit Flüssigkeitszufluss

Das Aufsaugen von Flüssigkeit in einen Behälter wurde nur für Wasser untersucht und zwar für den Fall, dass der Zufluss von einem konstanten Niveau aus erfolge, wie z. B. beim Auffüllen einer Wasserpumpe von einem Grundwasserspiegel aus. Ausserdem sei die Wassertemperatur tief genug vorausgesetzt, sodass während des Arbeitsprozesses keine nennenswerte Verdampfung an dessen Oberfläche auftritt.

Im Gegensatz zu den vorstehend behandelten Evakuationen ist hier das Behältervolumen durch das sukzessive Eindringen des Wassers veränderlich, anstelle von J_0 tritt daher J_p, zugehörig zum jeweiligen Behältervakuum p. J_p ist also ebenfalls eine Funktion von p oder vom jeweiligen Wasserstand h. Weiterhin ergibt sich daraus, dass hierbei nicht mehr nur der Inhalt des Behälters, sondern auch dessen Form bestimmenden Einfluss auf die Evakuationszeit ausübt, weshalb eine ganz allgemeine Lösung nicht möglich ist. Die im Folgenden untersuchten Fälle des stehenden Zylinders, der Kugel und des liegenden Zylinders dürften aber erlauben, die Zeiten für andere Behälterformen mit der wünschbaren Zuverlässigkeit zu interpolieren.

A. *Stehender Zylinder.* Aus Abb. 11 kann die Abhängigkeit der Niveauhöhe h vom Druck p im darüberliegenden noch zu evakuierenden Behälterraum J_p abgelesen werden zu

$$h = h_0\,\frac{p_0-p}{p_0-p_1}\,,\ \text{woraus sinngemäss}\ J_p = J_0\,\frac{p-p_1}{p_0-p_1}$$

Dies in die Grundgleichung von Abschnitt I eingesetzt, ergibt für die Evakuationszeit sofort

$$t = \frac{J_0}{V_{max}}\,\frac{1}{p_0}\,\frac{(p_0-p_2)}{(p_0-p_1)}\left[(2\,p_2-p_1)\,ln\,\frac{(p_0-p_2)}{(p-p_2)} + 2\,(p_0-p)\right]$$

Zur Bestimmung von c dient dabei wie früher die Anfangsbedingung, dass für $t = 0$ $p = p_0$ ist. Gegenüber Abschnitt I tritt hier grundsätzlich hinzu, dass das zum gänzlichen Füllen des Behälters nötige Vakuum p_1 (natürlich über p_2 liegend) als Parameter vorkommt: Behälter gleicher Grösse aber verschiedener Höhe mit entsprechend geändertem Durchmesser füllen sich daher nicht in der gleichen Zeit mit Wasser. Abb. 12 veranschaulicht dies an einem Zahlenbeispiel, berechnet für $J_0 = 1$ m³, $V_{max} = 1$ m³/h, $p_2 = 0{,}02$ ata. Die Kurven für $p = 5, 10, 15, \ldots 80$ % Vakuum zeigen, dass ein gewünschtes Niveau in einem hohen engen Behälter bedeutend rascher erreicht wird als in einem solchen gleichen Inhalts mit grossem Durchmesser aber geringerer Höhe.

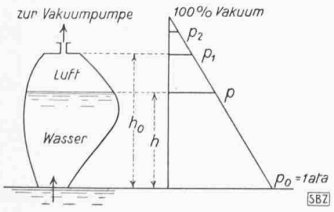


Abb. 11. Behälter beliebiger Form mit Wasserzutritt von einem konstanten Spiegel aus

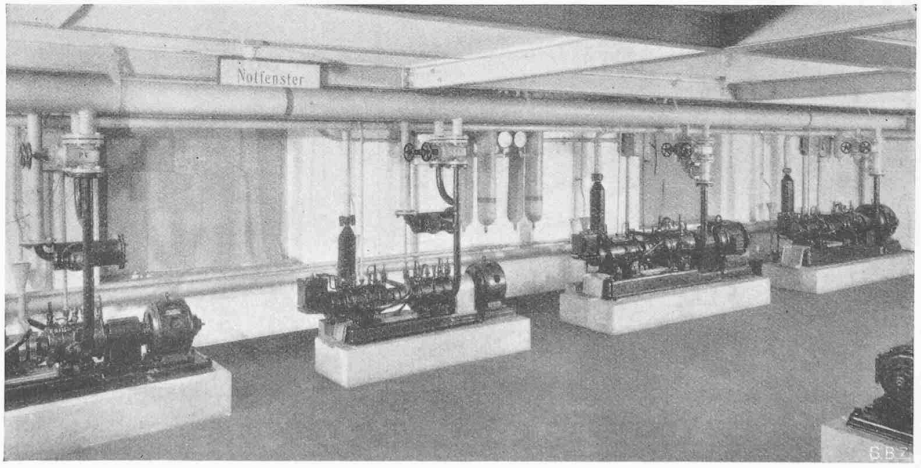


Abb. 5. Hochvakuumpumpen in einer Glühlampenfabrik, Vakuum 0,0013 ata

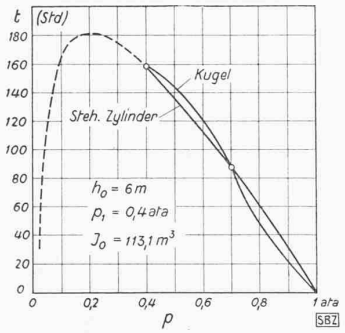


Abb. 13. Vergleich der Evakuationszeit von Kugel und stehendem Zylinder bei Wasserzulauf

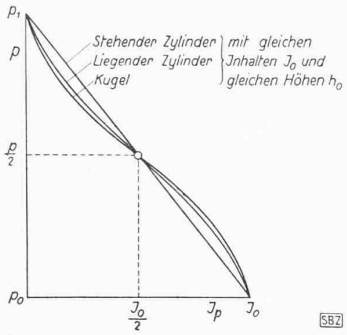


Abb. 15. Inhalt J_p in Abhängigkeit von p für Kugel, stehenden und liegenden Zylinder

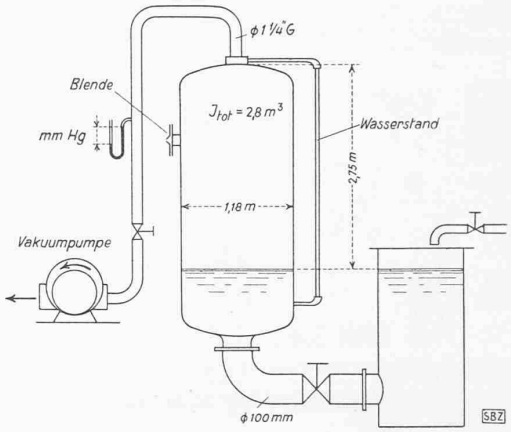


Abb. 16. Schemat. Darstellung der Versuchsanordnung

B. *Kugelförmiger Behälter.* Für eine Kugel vom Durchmesser h_0 wird bei Wasserzufluss an der tiefsten und Anschluss der Pumpe an der höchsten Stelle

$$J_p = \frac{\pi}{6}\,(h^3_0 - 3\,h_0\,h^2 + 2\,h^3)\,, \text{ oder mit } h = h_0\,\frac{p_0 - p}{p_0 - p_1}$$

$$J_p = \frac{J_0}{(p_0 - p_1)^3}\,(3\,p_0\,p^2_1 - p^3_1 - 6\,p_0\,p_1\,p + 3\,p_1\,p^2 + 3\,p_0\,p^2 - 2\,p^3)$$

Anstelle der langatmigen Integration mit diesem Wert von I_p soll hier ein Beispiel zeichnerisch gelöst werden. In der Beziehung

$$t = -\,\frac{p_0 - p_2}{p_0}\,\frac{1}{V_{\max}}\int_{p_0}^{p}\frac{(J_p\,p)'\,dp}{(p - p_2)}$$

wurde vorerst $(J_p\,p)$ graphisch differenziert, und hierauf der ganze Ausdruck planimetriert. Abb. 13 zeigt dies für $h_0 = 6$ m (entsprechend $p_1 = 0{,}4$ ata) und $V_{\max} = 1$ m³/h. Eine vollständige Auswertung für Kugelbehälter ist in Abb. 14 zusammengestellt für $V_{\max} = 1$ m³/h. Zu erwähnen ist, dass die eingezeichnete Grenzkurve mit jener von Abb. 12 identisch sein muss.

C. *Liegender Zylinder.* Die Zylinderlänge sei L, sein Durchmesser h_0, womit

$$J_p = \frac{h^2_0\,L}{8}\left[2\,\pi - 2\,\arccos\left(1 - \frac{2\,h}{h_0}\right) - \frac{4}{h_0}\sqrt{h\,(h - h_0)}\left(1 - \frac{2\,h}{h_0}\right)\right]$$

wird. Setzt man den Wert für

$$h = h_0\,\frac{p_0 - p}{p_0 - p_1}$$

ein, so entsteht für J_p der Ausdruck

$$J_p = J_0 - \frac{h^2_0\,L}{8}\left[2\,\arccos\left(\frac{2\,p - p_0 - p_1}{p_0 - p_1}\right) - \frac{4}{h_0\,(p_0 - p_1)}\sqrt{h_0\,(p_0 - p_1)\,(2\,p - p_0 - p_1)}\right]$$

Eine Auswertung nach den Evakuationszeiten wäre hier auch graphisch zeitraubend. Rascher zum Ziel führt hier der in Abbildung 15 zusammengestellte Vergleich von J_p als Funktion von p für inhaltgleiche Behälter: Kugel, stehender und liegender Zylinder. J_p des letztgenannten liegt immer zwischen den beiden andern, sodass auch die zu bestimmenden Evakuations- bezw. Auffüllzeiten zwischen denen der beiden andern liegen werden. Da die Kurven auch in der Gegend von 15 und 85 % Vakuum prozentual nicht sehr weit auseinander liegen, wird eine Interpolation dazwischen den Bedürfnissen im allgemeinen genügen.

Kontrollversuche

Zur praktischen Ueberprüfung der Ergebnisse von Abschnitt II, III und IV wurden im Kompressorenprobierstand der *Schweizerischen Lokomotiv- und Maschinenfabrik Winterthur* mit einer in Abb. 16 dargestellten Anordnung eine Reihe von Kontrollversuchen durchgeführt. Daraus seien die folgenden drei Reihen herausgegriffen:

1. Evakuation des geschlossenen Behälters mit einer Vakuumpumpe, für die vorgängig $V_{\max} = 52{,}1$ m³/h und $p_2 = 0{,}05$ ata bei $p_0 = 0{,}988$ ata festgestellt worden war. Vorausberechnung und Messung der Evakuationszeiten ergaben die folgenden Zahlen:

Vakuum	%	40	60	70	80	85	90
Berechnete Zeit t_{th}	min	1,73	3,19	4,27	5,93	7,23	9,45
Gemessene Zeit t	min	1,55	3,15	4,22	6,06	7,70	10,67

2. Evakuation des Behälters bei gleichzeitigem Lufteinlass durch verschiedene Blenden nach folgender Zusammenstellung:

Durchmesser der Blende	mm	2,59	3,65	4,71	5,77
Wert $\frac{V_{\max}}{F}$	m/h	1000	500	300	200
Erreichbares Grenzvakuum	%	88,3	81,5	72,5	61,3

Die Versuchswerte sind in Abb. 17 zusammengestellt.

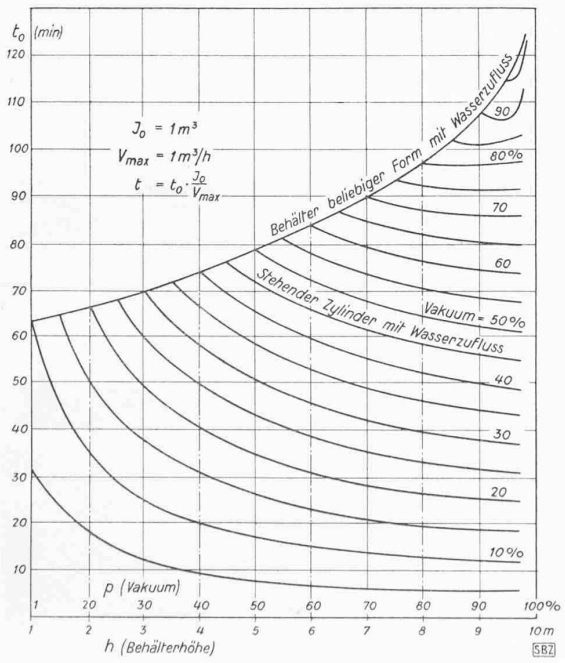


Abb. 12 (links). Evakuation eines stehenden zylindrischen Behälters mit Wasserzutritt. Behältervolumen $J_0 = 1$ m³ Ansaugevolumen $V_{\max} = 1$ m³/h Maximalvakuum der Pumpe $p_2 = 0{,}02$ ata

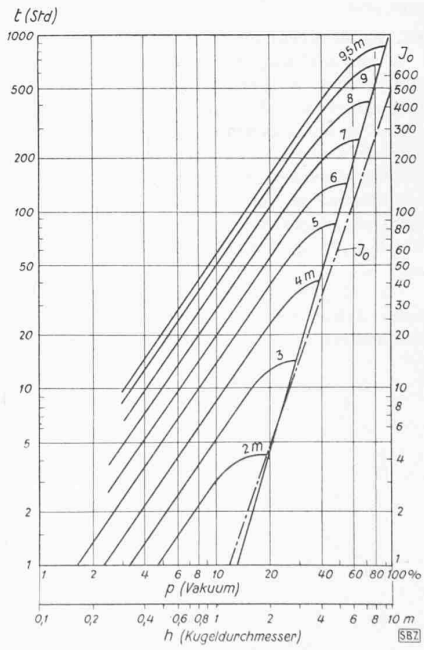


Abb. 14 (rechts). Evakuation von Kugelbehältern mit Wasserzutritt. Ansaugvolumen 1 m³/h, Maximalvakuum der Pumpe 0,02 ata

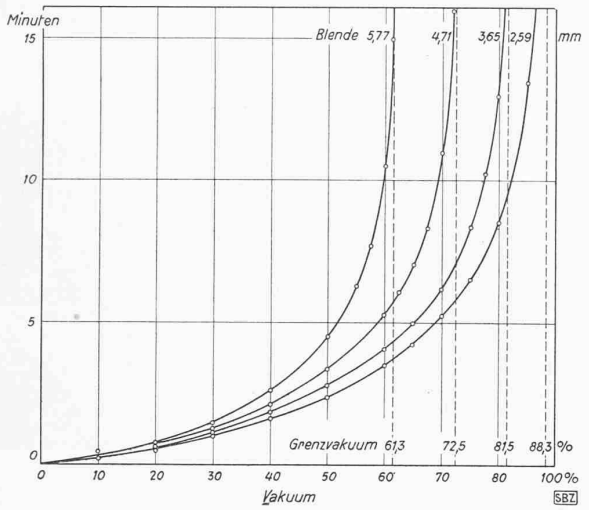


Abb. 17. Versuchsergebnisse von Evakuationen mit gleichzeitigem Lufteintritt durch Blenden verschiedener Grösse

3. Evakuation des Behälters mit Wasserzufluss von konstant gehaltenem Niveau aus unter Verwendung einer kleineren Vakuumpumpe, die durch Aenderung der Undichtheitsverluste auf zwei verschiedene Grenzvakua eingestellt wurde:

Grenzvakuum der Pumpe p_2		ata	0,08	0,177
Barometerdruck p_0		ata	0,975	0,977
Fördervolumen V_{max}		m³/h	11,8	10,0
Zeit zum Vollsaugen des Behälters				
$p = p_1 = 0{,}707$ ata	Messung	min	16,55	19,75
	Rechnung	min	16,65	20,10

Die Messungen mussten mit Rücksicht auf das verhältnismässig kleine Behältervolumen mit Pumpen geringer Leistungen durchgeführt werden, um nicht allzu kurze Evakuationszeiten zu erhalten. Sie sind daher nur als Laboratoriumsversuche zu bewerten, zeigen aber doch die befriedigende Uebereinstimmung mit der Rechnung. Die entwickelten rechnerischen Ansätze führen somit zu brauchbaren Resultaten und eignen sich für die Vorausberechnung bei Projektarbeiten.

Le réservoir d'eau de 3300 m³ à Bessinges (Genève)

Par A. STRASSER, ing. dipl. E. P. F., Genève

Avant la construction du grand réservoir qui fait l'objet de cet article, la Société des Eaux de l'Arve possédait déjà un réservoir métallique, de forme cylindrique, sur socle en maçonnerie et d'une contenance de 750 m³. Par suite de la disparition progressive des installations à la jauge et de leur remplacement par des compteurs, la société s'est vue dans l'obligation de construire un nouveau réservoir (en béton armé) à proximité de l'ancien, soit à Bessinges, lieu qui domine tout le réseau desservi par elle.

L'accumulation de l'eau se fait pendant la nuit. Prise dans la nappe souterraine à Vessy, l'eau est alors refoulée par les pompes de l'usine de Vessy et par celles de la station de relai de pression de Frontenex jusqu'au réservoir. Durant la journée, le réservoir se vide partiellement suppléant ainsi à la distribution d'eau fournie directement au réseau par la station de pompage de Vessy.

Pour pouvoir brancher les deux réservoirs en parallèle, le niveau du trop-plein du nouveau réservoir devait être celui de l'ancien, soit à la cote 501. D'autre part le niveau du fond du réservoir était donné par celui du fossé existant au chemin des Hauts Crêts. Ce fossé qui devait recevoir primitivement les eaux d'écoulement du trop-plein et celles de l'ouverture de vidange, est à la cote 487,60. Il résulte de la différence de ces deux niveaux une hauteur de 13,40 m pour la tranche d'eau d'accumulation utilisable.

La forme de réservoir la plus économique pour la contenance et la hauteur données est celle d'un cylindre unique reposant de toute la surface de son fond sur le sol. Le terrain qui porte le réservoir étant en contre-bas du chemin des Hauts Crêts, le radier du réservoir doit se trouver à 1,80 m en moyenne au-dessus de la surface de ce terrain. Le vide entre le radier et le sol décapé de la couche végétale était primitivement rempli de sable pur, dûment damé, de façon à ce que la charge de l'eau fut transmise au sol par la masse de sable, supposée incompressible.

Le réservoir même est une cuve cylindrique de 17,20 m de diamètre intérieur et de 13,55 m de hauteur entre radier primitif et plafond. La paroi a 0,70 m d'épaisseur à sa base et 0,15 m à son sommet. La face intérieure est verticale et la face extérieure est pourvue d'un fruit de 4,1 %.

La paroi est calculée en tenant compte non seulement du fait qu'elle est une superposition d'anneaux circulaires sollicités chacun par des tensions de traction d'autant plus importantes que l'on se rapproche du fond, mais aussi en raison de l'encastrement de la paroi dans la base. Pour cela, chaque élément du cylindre fait partie d'un anneau circulaire et simultanément d'une lamelle verticale encastrée dans la base. L'encastrement à la base a pour effet de diminuer la traction tangentielle des anneaux inférieurs de la paroi. Par contre la paroi subit un moment fléchissant vertical du à l'encastrement. Ce moment est grand à la base, avec traction à l'intérieur, et change de sens en rencontrant la paroi, avec traction à l'extérieur, pour devenir quasi nul à mi-hauteur de la cuve. Dans notre cas, où la cuve est relativement haute par rapport à son diamètre, les moments verticaux nécessitent une armature beaucoup moins importante que celle des anneaux horizontaux. L'armature horizontale est constituée par deux couches de cerces, une à la surface extérieure, l'autre à la surface intérieure. Dans la partie recevant le plus de traction annulaire, cette armature est formée par deux couches de 12 fers de 20 mm pour 1 m de hauteur. Comme la longueur développée de la paroi est de 54 à 58 m, ces cerces ont été exécutés en 5 longueurs avec des recouvrements de 1,2 m.

La traction du béton à l'endroit le plus sollicité atteint, si on fait abstraction de l'armature, la valeur de 14 kg/cm². D'autre part les fers seuls travaillent dans la même section, abstraction faite de la résistance à la traction du béton, à 1150 kg/cm². Ces hautes tensions ont pu être risquées grâce aux soins spéciaux observés pour l'obtention d'un béton d'une bonne résistance et d'une parfaite étanchéité. Le ballast a été composé sur place suivant une granulométrie indiquée, pour cela les graviers et sable de différents calibres ont été fournis séparément sur le chantier et le mélange s'est fait à la bétonnière. Au moment du malaxage s'ajoutait le «Plastiment» au dosage de 3 kg par m³ de béton fini. Ce produit, ajouté au béton, a pour effet de rendre ce dernier plus plastique, de façon à ce que sa présence permette de fabriquer le béton avec une quantité d'eau de gâchage moindre qu'à l'ordinaire et d'obtenir par cela une résistance supérieure.

Mis en place par couches de 20 cm de hauteur sur toute la circonférence du réservoir, le béton a subi la pervibration, dans la partie inférieure avec des appareils semblables à ceux qui sont employés généralement pour la confection des routes en béton armé. Un fort profil, courbé en plan suivant la paroi du réservoir, était frappé par 2 pistons. Les deux ouvriers portant l'appareil au moyen de poignées fixées aux extrémités du profil pouvaient circuler à l'intérieur des coffrages. Dans la partie supérieure, où l'intervalle entre les coffrages devenait trop étroit, cet appareil dut être remplacé par un instrument plus petit, manié par un seul ouvrier depuis l'extérieur: un profil plat introduit presque verticalement dans le béton et actionné par un seul piston.

L'étanchéité des parois étant d'importance prédominante, le béton de celles-ci a été coulé un peu plus liquide qu'on ne l'aurait fait pour un béton devant présenter surtout une grande résistance.

Les différentes précautions ont eu pour effet de produire un béton d'un poids spécifique et par là même d'une densité remarquables; c'est ainsi que les 14 échantillons relevés sur le chantier lors de la fabrication du béton ont montré une densité moyenne de 2,46. Les résistances à l'écrasement des cubes à l'âge de 90 jours ont atteint la valeur de 500 kg/cm².

Pour compléter l'étanchéité, la paroi intérieure et le radier ont reçu un enduit glacé à la truelle au ciment avec addition de «Sika».

A la première mise en charge on a cependant pu constater que ces précautions d'étanchement n'étaient pas tout à fait suffisantes. En effet, la paroi laissait passer de l'eau par plusieurs fissures horizontales, correspondant probablement aux joints de reprise du bétonnage et dues à un retrait local du béton. Pour parer à ces infiltrations on a appliqué sur toute la hauteur de la paroi un badigeon de «Conservado 5», qui s'est révélé efficace. A une nouvelle mise en charge il n'y avait plus que quelques suintements provenant de fissures capillaires qui se colmataient en très peu de temps.

La paroi est appuyée sur un socle circulaire qui avait primitivement 1,10 m d'épaisseur et qui est armé comme la paroi de la cuve, mais dans un pourcentage plus faible. Le socle lui-