

Zeitschrift:	Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber:	Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band:	79/80 (1922)
Heft:	4
Artikel:	Leistungsproben an einem Turbokompressor Bauart Brown, Boveri & Cie
Autor:	Ostertag, P.
DOI:	https://doi.org/10.5169/seals-38035

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: 20.02.2026

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

INHALT Leistungsproben an einem Turbokompressor Bauart Brown, Boveri & Cie. — Neuere Eimerbagger für Kanalarbeiten. — Vom Kunstverlag Alexander Koch. — Kunst und Friedhof. — † J. Fischer-Hinnen. — Schifffahrt auf dem Oberrhein. — Miscellanea: Schifffahrt auf dem Oberrhein. Kraftübertragungs-Versuche mit 1000 000 Volt. Hebung eines Dachstuhls. Ausstellung von Plänen für Minimal-Einfamilienhäuser.

Zum achtzigsten Geburtstag Prof. Dr. F. Bluntschlis. Meliorationsarbeiten auf dem Waffenplatz Kloten-Bülach. Kraftwerk Wäggital. — Konkurrenz: Neues Kantonsschul-Gebäude in Winterthur. Katholische Kirche in Montana-Vermala. — Nekrologie: † F. Becker. — Literatur. Tafeln 4 und 5: Vom Kunstverlag Alexander Koch.

Band 79.

Nachdruck von Text oder Abbildungen ist nur mit Zustimmung der Redaktion und nur mit genauer Quellenangabe gestattet.

Nr. 4.

Leistungsproben an einem Turbokompressor
Bauart Brown, Boveri & Cie.

Von Prof. P. Ostertag, Winterthur.

Vor kurzem wurde in den Werkstätten von B. B. C. in Baden ein Turbokompressor fertiggestellt, der wohl zu den grössten Maschinen dieser Art gehört. Sie ist die erste von drei gleich grossen Einheiten, die in einer englischen Kohlenzeche zur Aufstellung gelangen werden. Die genannte Firma hat seit Jahren dem Bau der Turbokompressoren grosse Aufmerksamkeit geschenkt und in allen

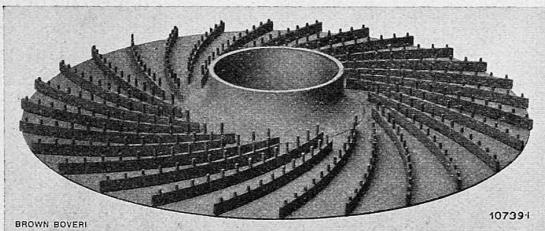


Abb. 1. Schaufelrad eines BBC-Turbokompressors.

Einzelheiten eine den Erfahrungen entsprechende Ausführung erreicht, sodass die gegenwärtige Konstruktion als Abschluss einer längeren Entwicklungsperiode anzusehen ist. Gestützt auf diese Erfolge wird es von allgemeinem Interesse sein, wenn über Wirkungsweise und Bau dieser Maschine in kurzen Zügen Aufschluss erteilt wird.

Ein Turbokompressor besteht aus einer grösseren Zahl hintereinander geschalteter Schaufelräder nach Art mehrstufiger Zentrifugalpumpen. Das Neuartige dieser Maschine ist also nicht im allgemeinen System der Druckerzeugung zu erblicken, sondern in den veränderten Verhältnissen, die sich durch Förderung von Luft (oder von anderen Gasen) statt von Wasser ergeben. An einem einfachen Beispiel lassen sich diese Unterschiede vor Augen führen. Lassen wir ein Schaufelrad mit einer Umfangsgeschwindigkeit von 40 m/sec laufen, so erzeugt es eine Druckhöhe von etwa $h = 90$ m Flüssigkeits-Säule und zwar von derjenigen Flüssigkeit, die tatsächlich gehoben wird. Erst bei der Umrechnung von Druckhöhe in Druck kommt die Natur des Stoffes in Betracht.

Bei der Förderung von Wasser entsteht eine Druckzunahme $\Delta p = h\gamma = 90 \times 1000 = 90000$ kg/m² oder 9 at; wird aber Luft vom spezifischen Gewicht $\gamma = 1,2$ kg/m³ angesogen, so beträgt die Druckerhöhung nur $\Delta p = 90 \times 1,2 = 108$ kg/m² oder 0,0108 at. Die angenommene Umfangsgeschwindigkeit ist demnach für Wasser als gross zu bezeichnen, da sie 9 at Druck erzeugt, für Luft dagegen ist sie ganz ungenügend.

Will man nun Druckluft mit den üblichen Pressungen herstellen, so sind in erster Linie Umfangsgeschwindigkeiten anzuwenden, wie man sie nur im Dampfturbinenbau kennt, ferner müssen eine Anzahl Räder hintereinander geschaltet werden, sodass jedes nachfolgende die Druckluft der vorhergehenden Stufe erhält und die Pressung in geometrischer Progression steigt.

Eine obere Grenze für die Umfangsgeschwindigkeit ist durch die Festigkeit des Rades bedingt, das durch die Fliehkräfte der eigenen Masse grosse Spannungen in radialer und tangentialer Richtung erleidet. Bei den jetzigen Ausführungen der Räder aus geschmiedetem Stahl sind Umfangsgeschwindigkeiten von 180 bis 200 m/sec üblich; man ist sogar in ausnahmsweisen Fällen schon bei 240 m angelangt. Damit sind bei 10 bis 12 Stufen Pressungen von 6 bis 8 at erhältlich, also Drücke, wie sie bei Kolbenkompressoren ebenfalls verlangt werden.

Solche Geschwindigkeiten benötigen sorgfältige Ausführung der Räder und bestes Material. An den seitlichen Begrenzungen der Schaufeln sind Nieten ausgeschnitten, die zur Verbindung der Nabenscheibe mit der Deckscheibe dienen, letztere erhält an der Eintrittseite einen starken Ringwulst. Jedes Rad wird in der Auswuchstanlage auf eine Drehzahl geprüft, die 30 % über der grössten Betriebsdrehzahl liegt.

Wie Abbildung 2 (Schnitt b—b) erkennen lässt, sind die Schaufeln nach rückwärts gekrümmmt, im Sinne der Drehbewegung betrachtet. Das Laufrad wird von einem feststehenden Leitradkranz umschlossen, dessen Schaufeln die Richtung der absoluten Austrittsgeschwindigkeit besitzen, die dort zum grossen Teil in Druck umgesetzt wird. Nach dem Austritt aus diesen Leitkanälen biegt die Luft in axialer Richtung um und fliesst durch Rücklaufkanäle (Schnitt c—c, Abbildung 2) dem nächsten Rade zu.

Wie aus Abbildung 3 hervorgeht, sind je drei oder zwei Räder zu einer Gruppe vereinigt, innerhalb der die Kompression ohne Kühlung vorschreitet. Nach jeder Gruppe fliesst die warm gewordene Luft in den Kühler, der in zwei Rohrbündeln zu beiden Seiten schräg an das Gehäuse angeschlossen ist (Abbildung 2, Schnitt a—a). Diese Anordnung erleichtert die Reinigung, und die Kühler können gross genug ausgeführt werden, um eine genügende Kühlwirkung zu erzielen.

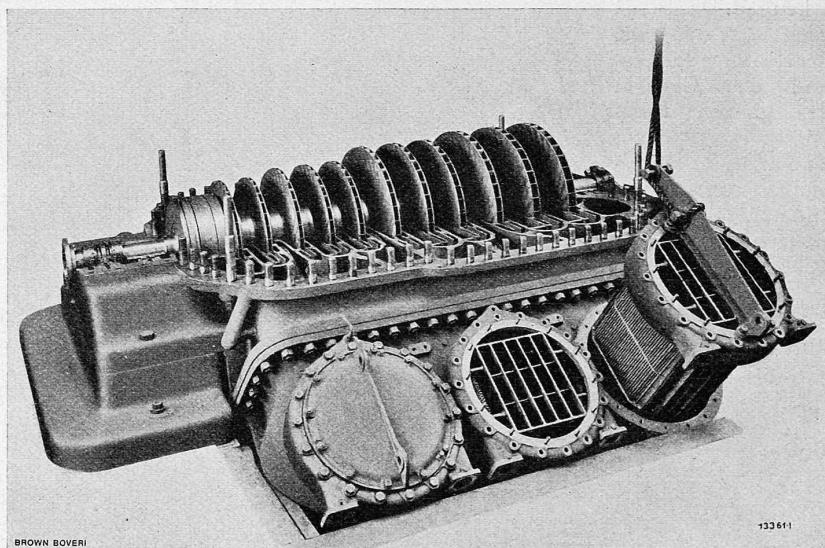


Abb. 4. Turbokompressor, Bauart BBC, für grosse Leistung. Oberteil abgenommen. Rechts ein herausgezogenes Rohrbündel des Kühlers.

Für die Rohrbündel benutzt man Messingrohre, die in dicke Bronzeböden eingelötet werden (vergl. Abb. 2 bis 4). Der obere Boden und seine Wasserkammer ist mit dem Gehäuse fest verschraubt, der untere dagegen mit seinem runden Endstück in einer Stopfbüchse geführt, um der

Längenausdehnung Rechnung zu tragen. Aus demselben Grund sind die Rohre schwach gebogen, die in bestimmten Abständen eingelöteten Querblechstreifen sollen Vibrationen in den Rohren verhindern.

Für den in Frage kommenden grössten Kompressor läuft der Rotor zwischen der ersten und der zweiten kritischen Drehzahl, ohne dass sich Vibrationen bemerkbar machen. Zwischen Rotor und Zylinderwandungen befinden sich überall Labyrinth-Dichtungen, sodass keine reibenden Stellen vorhanden sind, die sich abnutzen könnten. Der Axialdruck wird zum grössten Teil durch einen Kolben ausgeglichen, der am Ende der letzten Stufe auf der Welle sitzt. Kleine Reste des Axialdruckes übernehmen zwei Kämme, die sich zu beiden Seiten des einen Lagers befinden.

Der eingangs erwähnte Turbokompressor saugt 70 000 m³/h und drückt diese gewaltige Luftmenge von 1 auf 7 at. abs. Sein Zylinder-Unterteil ist in fertig gedrehtem Zustand in Abbildung 5 erkennbar und lässt die bedeutenden Abmessungen des Stückes (das Gehäuse hat einen Durchmesser von rd. 3 m, Red.) erkennen. Das Stück wiegt 27 000 kg, der Rotor 7800 kg, und das Gewicht des ganzen Kompressors beträgt 83 000 kg. Abbildung 4 zeigt ihn mit abgenommenem Oberteil.

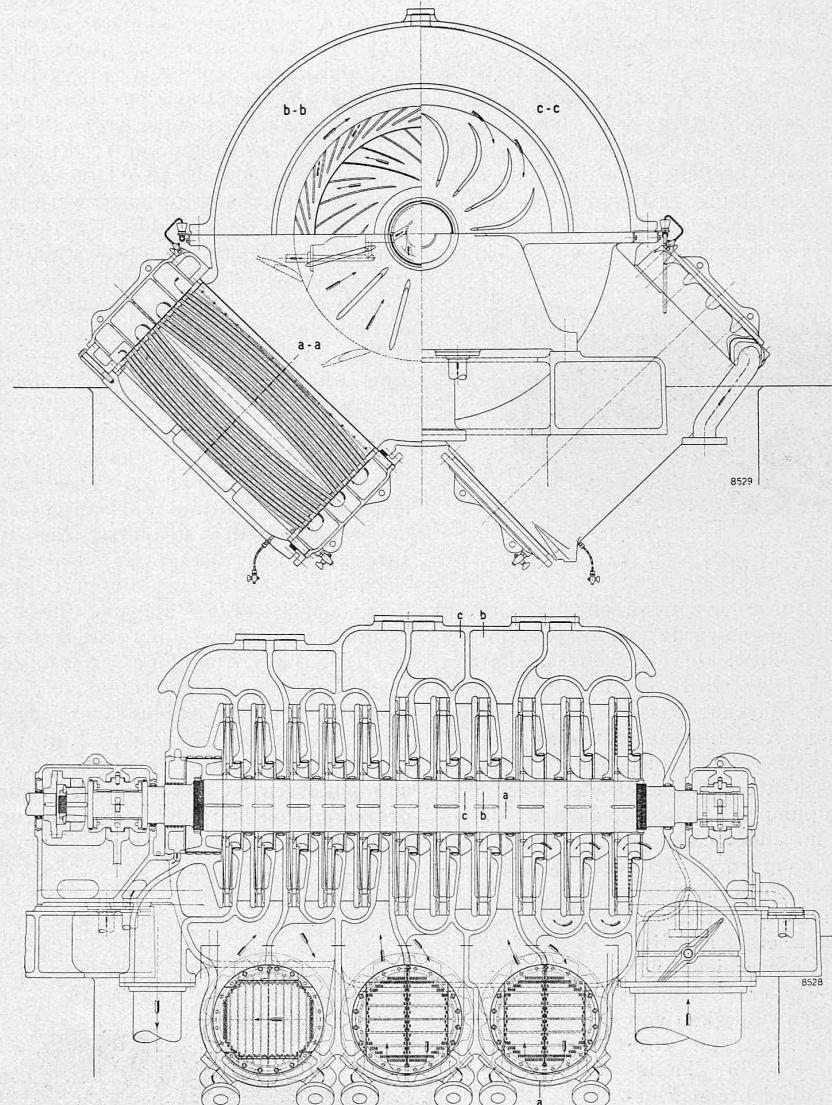


Abb. 2 und 3. Quer- und Längsschnitt eines BBC-Turbokompressors für grosse Leistung.

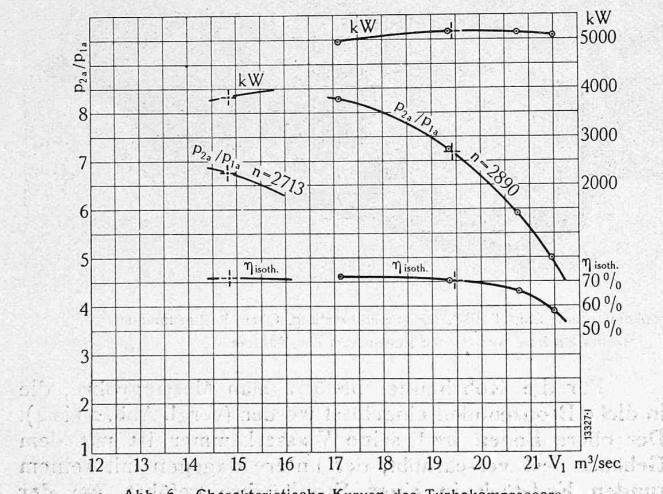


Abb. 6. Charakteristische Kurven des Turbokompressors.

Versuche.

Um den fertigen Kompressor auf seine Leistungsfähigkeit bei voller Belastung zu prüfen, wurde er auf dem Versuchstand in der Badener Fabrik aufgestellt und als Kupplung mit der Antriebmaschine ein Torsions-Dynamometer der Firma Amsler & Cie. Schaffhausen benutzt. Dieser Apparat misst direkt das übertragene Drehmoment. Die Bestimmung der Drehzahl erfolgte mittels eines Zählers, der seinen Antrieb von der Hauptwelle aus mit Schnecken-Uebersetzung 1:10 erhielt. Zur Messung der Ansaugemenge war vor dem Saugstutzen eine abgerundete Düse (gemäß Normen des V.D.I.) von 600 mm Lochdurchmesser angesetzt; der hinter der Düse entstehende Unterdruck gibt die Geschwindigkeit in der Düse und damit das einströmende Volumen.

(Düseneffizient 0,99). Am Schluss der Versuche sind die benutzten Instrumente, insbesondere Dynamometer und Manometer, einer Nacheichung unterzogen worden.

Die nebenstehende Zahlentafel enthält die Mittelwerte der Ablesungen und die daraus folgenden Ergebnisse für zwei Hauptversuche. Versuch I gilt für normale Belastung mit einer Drehzahl von 2890 Uml/min. Dabei wurde eine Menge von 19,4 m³/sek angesaugt und das Druckverhältnis 7,19 erzielt. Der gemessene Wirkungsgrad der Energie-Umsetzung bezogen auf isothermische Kompression darf mit 70 % zu den günstigsten Ergebnissen gezählt werden, die bis jetzt erreicht worden sind.

Durch die Labyrinth-Dichtung des Ausgleichskolbens geht etwas Druckluft verloren, sie wurde gefasst und mittels einer Ausflusssdüse gemessen. Dieser Verlust beträgt bei Versuch I 1,25 % der Ansaugemenge.

Zum II. Versuch wurde die Maschine auf kleinere Drehzahl eingestellt und die Lieferung derart gedrosselt, dass der Betrieb an der sog. „Pompage“-Grenze stattfand. Bei weiterer Reduktion der Liefermenge würde sich nämlich ohne entsprechende Vorrichtungen ein Rückpendeln der Luftsäule im Druckrohr ergeben, verbunden mit starkem Geräusch und heftigen Schwankungen des Druckes und der Leistung. Die Zusammenstellung zeigt, dass bei Versuch II der Wirkungsgrad sogar noch etwas höher liegt, als beim ersten.

Eine Kontrolle der gewonnenen Resultate erhält man durch Berechnung der Leistung aus den erzeugten Wärmemengen. Zu diesem Zweck wurde die aus jedem Kühler

Zusammenstellung der Versuchsergebnisse.

Versuchs No.		I	II
Barometerstand	kg/m ²	10015	10015
Ansaugedruck, abs.	"	9717	9840
Enddruck im Druckrohr	kg/cm ²	6,98	6,65
Druckverhältnis		7,19	6,76
Temperatur im Druckstutzen vor der Düse	° C	52,6	51,4
"	"	22,0	21,7
Unterdruck hinter der Düse	mm W.-S.	274	162
Ansaugevolumen	m ³ /sek	19,4	14,8
Ausgleichskolben Luftverlust	"	0,240	0,239
"	%	1,25	1,61
Drehzahl in der Minute		2890	2713
Drehmoment am Dynamometer	mkg	1752	1374
Leistung eingeleitet	kW	5195	3825
Isothermischer Wirkungsgrad	%	70,1	71,3
Wärme im Wasser abgeführt	kW	4393	3220
Wärme in der Luft abgeführt	"	667	500
Wärme der Lager (geschätzt)	"	20	20
Wärmeleitung und Strahlung	"	40	40
Summe der Wärmemengen	"	5120	3780
Diff. Leistung a. Dyn.—Wärmeleistung	{ %	75	45
		1,44	1,20

fliessende Wassermenge und ihre Temperaturzunahme gemessen. Nun bildet sich aber in jedem Kühler etwas Kondensat aus dem Wasserdampfgehalt der Luft; die hierbei frei werdende Wärme fliest im Kühlwasser ab, gehört aber nicht zu der durch Kompression erhaltenen Wärme und muss deshalb von der Wärme des Wassers abgezogen werden. Ferner fliest in der verdichteten Luft Wärme ab, da die Temperatur am Austritt grösser ist als am Eintritt. Rechnet man zu diesen Wärmemengen diejenige der Lagerreibung und die Wärmeleitung von der Oberfläche der

Maschine an die Umgebung, so muss die Gesamtwärmemenge, umgerechnet in kW, in die Nähe der eingelegten Leistung gelangen. Wie aus der Tabelle ersichtlich, kommen die beiden unabhängig voneinander geführten Messungen einander sehr nahe, womit die ganze Untersuchung an Zuverlässigkeit gewinnt.

Das Kurvenblatt Abbildung 6 zeigt den Verlauf für das Druckverhältnis, den isothermischen Wirkungsgrad und die eingeführte Leistung in kW.

Neuere Eimerbagger für Kanalarbeiten.

Von Dipl. Ingenieur Arnold Lack, Aarau.

Für Meliorationsarbeiten, hauptsächlich für Kanalaushub, findet der Eimerbagger infolge seiner besonderen Eignung und Wirtschaftlichkeit mit Recht immer häufigere Verwendung. Je nach der Tragfähigkeit des Bodens und dem Grundwasserstand kommt Trockenaushub oder Ausbaggersung unter Wasser in Frage, wobei in manchen Fällen sogar eine künstliche Hebung des Wasserspiegels vorteilhaft sein kann, besonders bei Kanalregulierungen, um das Arbeiten mit dem Schwimmbagger zu gestatten. Diese Baggerweise besitzt den Vorzug, dass nicht erst kostspielige Geleiseanlagen mit dem nötigen tragfähigen Fahrdamm hergestellt werden müssen. Ein Hauptfordernis ist dabei die allseitige Beweglichkeit des Baggers, besonders in engen Kanaleinschnitten, wie nachstehend an einem Ausführungsbeispiel gezeigt werden soll. Kommt für den Kanalbau Trockenbaggersung in Frage, so eignet sich hierfür besonders der Eimerbagger in einer Spezial-Ausführung als sogenannter *Profilbagger*, der das gewünschte Profil auf dem einfachsten Wege ohne zusätzliche Arbeiten von einer Kanalseite aus herstellt. Ein derartiger Spezialtyp eines Profilbaggers soll hier an einer Ausführung ebenfalls kurz erwähnt werden.

Der nachstehend beschriebene, in den Abbildungen 2 bis 4 gezeigte *Schwimmbagger* war bestimmt für die Regulierung bzw. Verbreiterung eines Teilstückes des alten Rhonekanals, der zur Entwässerung der Rhoneebene von seiner Mündung in den Genfersee talaufwärts bis Aigle angelegt wird. Abb. 1 zeigt das alte unregelmässige Kanalbett, sowie die neu herzustellenden Kanalprofile bei der Mündung in den Genfersee und am oberen Kanalende bei Km. 4.

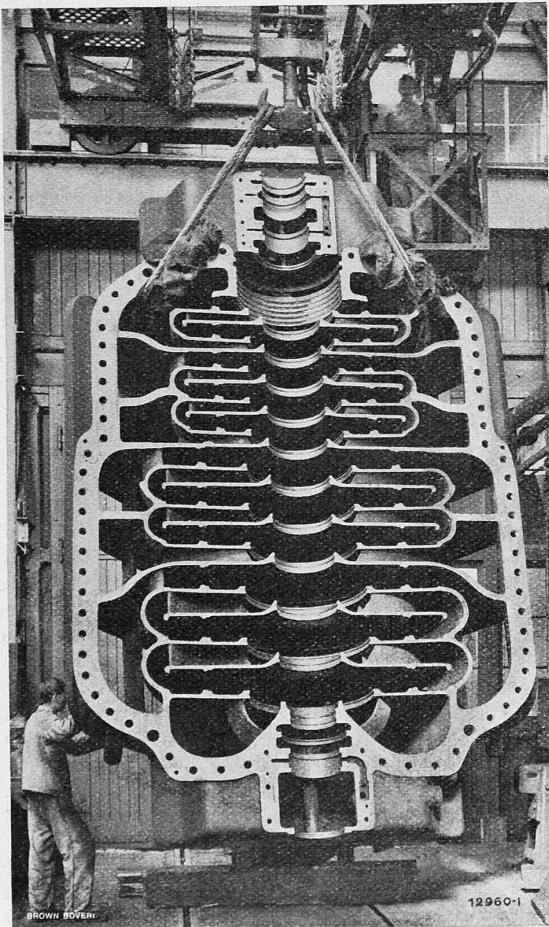


Abb. 5. Gehäuse-Oberteil des Turbokompressors.

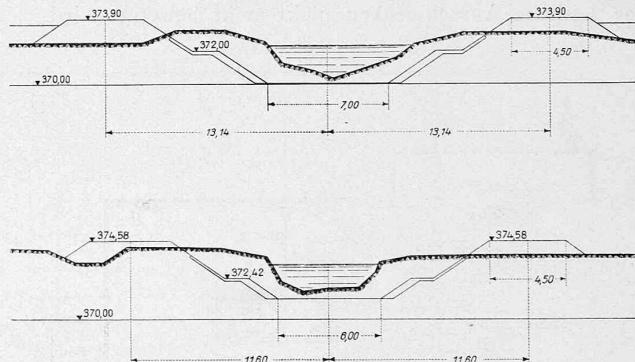


Abb. 1. Entwässerungskanal der Rhoneebene; Prof. bei Km. 0 + 100 und Km. 4.

Auf Grundlage der von der Unternehmerfirma Louis Pachoud & Cie., S. A. in Noville als Bestellerin gestellten Anforderungen wurde der Bagger für folgende Daten gebaut:

Baggertiefe	3	m
Leistung in 10 h bei $\frac{3}{4}$ Füllung der Eimer, max.	500	m ³
Inhalt der Eimer	46	l
Anzahl der Eimer	42	
Geschwindigkeit der Baggerkette	0,35	m/sek
Kraftbedarf für den Betrieb der Baggerkette	30	PS
" " " Zentrifugalpumpe	Winden und	
" " " Zentrifugalpumpe	23	PS