

Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 76 (1958)
Heft: 11

Artikel: Vergleichende Betrachtungen über radiale und axiale Strömungs-
Maschinen
Autor: Karrer, W.
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-63941>

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: 15.03.2025

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

Professor Dr. J. Ackeret 60jährig

Prof. Dr. Jakob Ackeret wird am 17. März 1958 seinen 60. Geburtstag feiern können. Auch die Bauzeitung möchte ihm zu diesem Tag gratulieren und danken. Die grossen Verdienste unseres Jubilars um die Entwicklung seines zentralen Arbeitsgebietes, der Strömungslehre, werden wohl eine umfassende Würdigung erfahren durch die nach Inhalt und Umfang gewichtige Festschrift, die ihm die Zeitschrift für angewandte Mathematik und Physik (ZAMP) überreichen wird. Hier soll ihm, im Namen der Herausgeber und der Leser der Schweizerischen Bauzeitung, ganz besonders gedankt werden für das, was er hier einem breiteren Kreis je und je geschenkt hat. Vor wenigen Wochen, in ihrer Jubiläumsnummer vom 28. Dezember 1957, hat die Bauzeitung seinen Vortrag «Elementare Betrachtungen zum Satelliten- und Raumfahrtproblem» veröffentlicht, der einmal mehr die hervorragende Fähigkeit Ackerets, auch verwickelte Pro-

bleme anschaulich darzustellen, nachweist; eine solche Darstellung setzt eine umfassende Stoffbeherrschung und klare Erkenntnis des Wesentlichen voraus. Kürzlich ist im Rahmen der gesammelten Werke Leonhard Eulers der 1. Band der «Commentationes Mechanicae ad theoriam machinarum pertinentes», von Jakob Ackeret herausgegeben, erschienen. Wieviel Arbeit und Wissen in einer solchen Herausgabe steckt, kann wohl nur der Kenner ermessen; weiteste Kreise werden dem Herausgeber wohl besonders für seine prachtvolle Vorrede von 60 Seiten dankbar sein, die einen bleibend wertvollen Beitrag zur Geschichte der technischen Wissenschaften darstellt. Wir freuen uns zu wissen, dass der 60. Geburtstag für Jakob Ackeret nur eine kurze Festpause, gleichzeitig aber auch den Ausgangspunkt für eine weitere Etappe von hervorragenden Leistungen in Lehre und Forschung bedeutet.

Fritz Stüssi

Vergleichende Betrachtungen über radiale und axiale Strömungs-Maschinen

DK 621—135

Prof. Dr. J. Ackeret zum 60. Geburtstag gewidmet von Dr. sc. techn. W. Karrer, Zürich

Die Frage, ob radiale oder axiale Strömungsmaschinen vorteilhafter seien, kann kaum in allgemeiner Form beantwortet, sondern muss im konkreten Einzelfall entschieden werden; denn beim Vergleich der beiden Maschinengattungen müssen die verschiedensten Einflüsse berücksichtigt werden.

Bei der radialen Maschine hat das Strömungsmittel einerseits mehr Umlenkungen zu überwinden (zweimal 180° pro Stufe), andererseits können diese Umlenkungen einer vorhandenen Leitungsführung oft in günstigem Sinne angepasst werden. Weiter machen sich hier die Einflüsse im Ein- und Austrittsstutzen (Sekundärströmungen, schädliche Rückwirkungen auf das Rad) infolge des im allgemeinen grösseren Stufendruckes meist weniger stark bemerkbar. Der Einfluss der Fliehkräfte wird bei der radialen Stufe zur Druckerzeugung vorteilhaft ausgenützt, während er bei der axialen eher schädlich wirkt und durch geeignete Form der Schaufel kompensiert werden muss. Die radiale Maschine ist im allgemeinen grösser im Durchmesser und — infolge der kleineren Stufenzahl — von geringerer Länge.

Im gesamten Raumbedarf ist die axiale Lösung meist günstiger, sofern keine Zwischenkühlung notwendig ist. Dagegen ist in allen Verdichtungsfällen, wo im Interesse der Wirkungsgradverbesserung oder der Temperaturbegrenzung die Kompression mit Zwischenkühlungen, d. h. möglichst nahe der Isotherme erfolgen soll, die radiale Maschine im Vorteil, da hier die Kühler innerhalb der Maschine angeordnet werden können, während bei der axialen Lösung mehrere Kompressoren in Reihe angeordnet werden müssen, um die Zwischenkühlung zwischen die Teilmaschinen zu legen.

Die radialen Strömungsmaschinen waren längere Zeit gegenüber den axialen hinsichtlich ihrer theoretischen und experimentellen Förderung eher im Rückstand geblieben. Hieraus erklärt sich, dass die radialen Turbomaschinen in bezug auf ihre Stufenwirkungsgrade gegenüber den axialen lange Zeit im Nachteil waren, obschon dafür kein prinzipieller Grund vorhanden ist. Dass von der Strömungsseite aus gesehen eher das Gegenteil der Fall sein sollte, will die nachfolgende kurze Betrachtung zeigen.

In den Bildern 1 und 2 sind die Geschwindigkeitsdreiecke für Turbinen- und Kompressorstufen zusammengestellt und zwar je für eine radial einwärts und auswärts durchströmte Stufe sowie für eine Axialstufe. Bei den Turbinen ist die Radialströmung von aussen nach innen (Fall a) im modernen Kleingasturbinenbau bekannt geworden, während der Fall b,

d. h. die radial auswärts durchströmte Turbine, durch Ljungström verwirklicht wurde. Die axiale Turbine (c) ist der Normalfall für Dampf- und Gasturbinen. Bei den Kompressoren stellt im Falle radialer Strömung jene nach auswärts (Fall e) die klassische Lösung z. B. für Bergwerkkompressoren dar. In vielen Fällen, wie Gasturbinenkompressoren, Hochofengebläse usw., tritt diese radial auswärts durchströmte Maschine mit den axialen Gebläsen (Fall f) in Konkurrenz. Die radial einwärts durchströmte Gebläse-Stufe (Fall d) ist in der Praxis wenig üblich.

Die Geschwindigkeitsdreiecke in den Bildern 1 und 2 weisen folgende gemeinsamen Merkmale auf:

- gleiche maximale Umfangsgeschwindigkeiten;
- sofern u_1 von u_2 verschieden ist (Radialmaschinen), sind $u_1 = \frac{1}{2} u_2$ bzw. $u_2 = \frac{1}{2} u_1$ angenommen worden;
- die Meridiangeschwindigkeiten sind alle zu 25 % der Umfangsgeschwindigkeiten gewählt worden;
- die den Geschwindigkeitsdreiecken umschriebenen Rechtecke sind gleich, um einen einigermaßen gerechten Vergleich zu ermöglichen;
- die Umfangsleistungen sind in den Fällen a, c, e, f, das heisst in den praktisch interessantesten Fällen, dieselben, nämlich:

$$H_{uT} = \frac{u_1^2}{g} = \frac{u_{max}^2}{g} \quad \text{für die Turbinenstufen}$$

$$H_{uK} = \frac{u_2^2}{g} = \frac{u_{max}^2}{g} \quad \text{für die Kompressorstufen}$$

Für $u_{max} = 1 \text{ m/s}$ wird somit $H_u g = 1 \text{ m}^2/\text{s}^2$.

Die Umfangsleistungen für die Fälle b und d sind die Hälfte der obigen Beträge.

Für diese Dreiecke betrachten wir vergleichsweise und überschlagsmässig die Verluste, welche durch die Strömung des Arbeitsmittels durch Leit- und Lauf-Apparat entstehen. Diese sind bekanntlich ungefähr proportional dem Quadrat der Strömungsgeschwindigkeit und hängen weiter von der Kanalform ab. Die genauen Verlust-Druckhöhen würden sich durch Integration über die Wege σ_1 längs des feststehenden und σ_2 des rotierenden Teiles der Stufe etwa nach folgendem Ansatz ergeben

$$\Delta p_v = \frac{1}{2g} \left(\int_{\sigma_1} K_{v\sigma} \gamma_\sigma c_\sigma^2 d\sigma + \int_{\sigma_2} K_{v\sigma} \gamma_\sigma w_\sigma^2 d\sigma \right)$$

Turbine Radialströmung

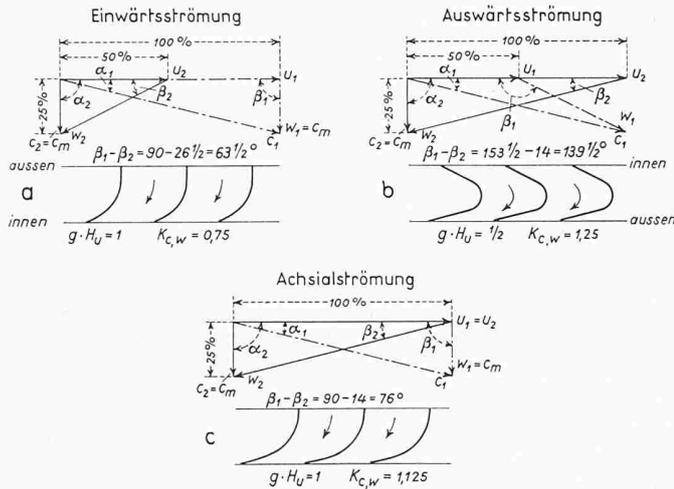


Bild 1. Geschwindigkeitsdreiecke für Turbinenstufen

Kompressor Radialströmung

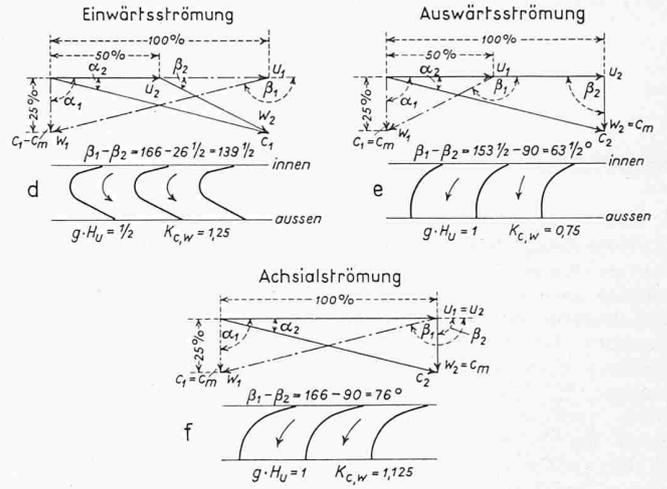


Bild 2. Geschwindigkeitsdreiecke für Kompressorstufen

Um einen qualitativen Vergleich zwischen axialer und radialer Strömung zu erhalten, vereinfachen wir die Beziehung wie folgt:

$$\Delta p_v = \frac{1}{2g} \gamma K_v K_c w$$

Hierin bedeuten K_v den Verlustkoeffizienten, der von der Reynoldsschen Zahl, der Rauigkeit, der Kanalform, im besonderen auch vom Drehwinkel und vom Krümmungsradius des Kanals abhängt, und

$$K_{c,w} = \frac{c_1^2 + c_2^2}{2} + \frac{w_1^2 + w_2^2}{2}$$

den Geschwindigkeitskoeffizienten, welcher in vereinfachter Form den Einfluss der mittleren Strömungsgeschwindigkeiten angibt und im folgenden einen qualitativen Vergleich der verschiedenen auf den Bildern 1 und 2 dargestellten Strömungsarten erlauben wird. In diesen Bildern ist $u_{max} = 1$ angesetzt. Für diesen Fall erhält man folgende Vergleichs-Ziffern für die drei dort dargestellten Strömungsarten

- Achsiale Strömung: $K_{c,w} = 1,125$
- Radiale Strömung, Fälle a und e: $K_{c,w} = 0,75$
- « « « b und d: $K_{c,w} = 1,25$

Bei gleichen Umfangsleistungen ist somit der von den mittleren Geschwindigkeiten des durchströmten Weges her-

rührende Einfluss bei den radialen Stufen (a) und (e) günstiger als bei den axialen (c) und (f). Die Strömung soll daher im radialen Falle bei den Turbinen von aussen nach innen, bei den Kompressoren von innen nach aussen erfolgen.

Auch der Verlustfaktor K_v ist in diesen Fällen (a) und (e) der Radialstufen zunächst günstiger als bei den axialen; denn er hängt unter anderem von den Drehwinkeln ($\alpha_1 - \alpha_2$) und ($\beta_1 - \beta_2$) der Schaufelungen ab. Die Leitrad-Drehwinkel ($\alpha_1 - \alpha_2$) sind in allen hier betrachteten Fällen gleich gross angenommen. Die Drehwinkel ($\beta_1 - \beta_2$) an den Laufschaufeln sind dagegen verschieden und wiederum bei den beiden radialen Varianten (a) und (e) am günstigsten, bei den beiden umgekehrten Varianten (b) und (d) der Radialfälle am ungünstigsten. Aus diesen Ueberlegungen heraus sollten die beiden radialen Fälle (a) und (e) der Einwärtsströmung bei Turbinen und der Auswärtsströmung bei Kompressoren mindestens gleiche, wenn nicht bessere Wirkungsgrade erreichen als die Achsialströmung.

Der Verwirklichung dieser von der theoretischen Seite her wünschbaren Strömungsrichtungen (a) und (e) stehen nun aber zwei Nachteile im Wege, nämlich das relativ rasche Erreichen der Grenz-Fördervolumina und der lange Strömungsweg im feststehenden Teil.

Die Grenz-Fördervolumina werden bei den Fällen (a) und (e) deshalb rascher erreicht als bei den anderen Varianten, weil die kleinen Drücke und damit die kleinen spezifischen Gewichte an die radiale Innenseite der Maschine verlegt sind, so dass infolge der hier begrenzten Querschnitte die zulässigen Grenz-Fördermengen rascher erreicht werden. Offenbar aus diesen Gründen hat Ljungström seine radiale Dampfturbine mit Strömungsrichtung von innen nach aussen (Fall b) gebaut, was in bezug auf die Geschwindigkeitsdreiecke keinen Vorteil gegenüber der axialen Lösung mit sich bringt. Dafür konnte er es sich leisten, in radialer Richtung mehrere Stufen hintereinander anzuordnen und dadurch das Verhältnis zwischen Ein- und Austrittsdurchmesser einer Stufe nahe an 1 zu legen. Er hat sich so den Strömungsverhältnissen der Achsialmaschinen angenähert.

Als eigentliche Radialmaschinen, auch vom Standpunkte der Strömung her, sind daher weniger die Ljungströmturbinen als jene anzusprechen, welche mit grossen Radiusdifferenzen arbeiten und welche entsprechend den Dreiecken (a) oder (e)

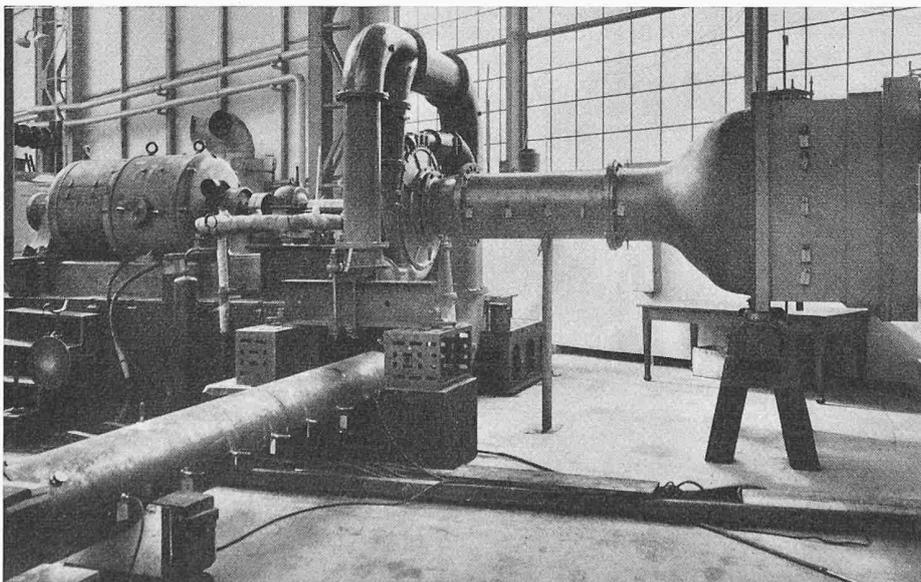


Bild 3. Das von Prof. Dr. J. Ackeret im Jahre 1945 durchgemessene Gebläse auf dem Versuchstand der Maschinenfabrik Oerlikon

der Bilder 1 und 2 die Umfangskomponente c_u der Absolutgeschwindigkeit mit zu- oder abnehmender Umfangsgeschwindigkeit u ebenfalls zu- oder abnehmen lassen. Eine Hintereinanderschaltung von Radialstufen innerhalb derselben Ebene ist in diesem Falle nicht am Platze, da dies eine Annäherung an den achsialen Fall bedeuten würde, was in den Fällen (a) und (e) im Gegensatz zu (b) (Ljungström) und (d) strömungstechnisch eine Verschlechterung darstellen würde.

Wegen des obengenannten Nachteiles der relativ kleinen Grenz-Fördervolumina finden wir diese eigentlichen Radialmaschinen im Turbinenbau (Fall a) nur bei Kleinturbinen. Dagegen ist dies die übliche Bauart der Radialverdichter (Fall e), was sich daraus erklärt, dass die Temperaturen und damit die Volumina bei den Kompressoren im allgemeinen kleiner sind als bei den Turbinen. Da auch die Anzahl Stufen bei Kompressoren in den meisten Fällen kleiner sind, als bei Turbinen, können zudem die Kompressoren, wenn nötig, zweiflüchtig gebaut werden. Aus diesen Gründen wird es möglich, den zunächst als schwerwiegend erscheinenden Nachteil der radialen Lösung nach (e), nämlich die geringen Grenzvolumina, praktisch weitgehend zu beseitigen. Tatsächlich lassen sich sehr grosse Fördermengen bewältigen. Für solche radiale Kompressoren sollten daher die beiden festgestellten Vorteile der kleineren mittleren Quadrate der Strömungsgeschwindigkeiten ($K_{c,w} = 0,75$ statt 1,125) und der kleineren Drehwinkel ($\beta_1 - \beta_2$) (bei gleichen Umfangsleistungen) ausgenutzt werden können.

Als zweiter Nachteil solcher Radialmaschinen ist erwähnt worden, dass der Weg des Arbeitsmittels im feststehenden Teil bedeutend länger und komplizierter sei als bei der Achsialmaschine; denn das Strömungsmittel muss nach jeder Stufe vom radial aussen liegenden Radaustritt zunächst über Diffusoren (zur Umwandlung seiner kinetischen Energie in Druckenergie) und hernach über Umlenkwege zum radial innen liegenden Eintritt der nachfolgenden Stufe geführt werden

und hat insgesamt zwei Umlenkungen um 180° auszuführen. Es muss verhindert werden, dass aus diesem Grunde der Verlustkoeffizient K_v längs diesen Leitwegen zu gross wird und die beiden Vorteile der kleineren Geschwindigkeiten und Drehwinkel aufhebt. Daher gewinnt bei diesen Radialmaschinen die feststehende Leitvorrichtung an Bedeutung.

Bei guter Ausbildung dieses Leitweges kann tatsächlich für ein bestimmtes Druckverhältnis der Wirkungsgrad einer solchen Radialstufe auf ungefähr den gleichen Wert gebracht werden, wie es von Achsialstufen gleichen Gesamtdruckverhältnisses erwartet wird. Dies wurde seinerzeit zum erstenmal an einem Gebläse der Maschinenfabrik Oerlikon gezeigt, bei welchem durch die Anordnung von mehreren, tangential zum Umfang liegenden, geraden Diffusoren mit kreisrunden Querschnitten die Verluste im Leitweg gegenüber früheren Lösungen stark verringert werden konnten. Das Gebläse, das Bild 3 auf dem Versuchsstand zeigt, ist im Jahre 1945 von Prof. Dr. J. Ackeret durchgemessen worden. Die dabei festgestellten Stufenwirkungsgrade von über 86% haben die oben angedeuteten Ueberlegungen bestätigt.

Auf Grund dieser Versuche konnte seinerzeit ein Programm für die Konstruktion von ein- und mehrstufigen, gekühlten und ungekühlten Radialkompressoren aufgebaut werden, welches seither zu vielen Ausführungen solcher Maschinen geführt hat.

Professor Ackeret sei auch an dieser Stelle dafür herzlich gedankt, dass er seinerzeit die Versuche durchgeführt und kommentiert hat, sowie auch dafür, dass er in seinem Institut durch Dipl. Ing. H. Sprenger¹⁾ die eingehenden Studien über solche Diffusoren weiter fördern liess.

¹⁾ Das Heft «Experimentelle Untersuchungen an geraden und gekrümmten Diffusoren» erscheint als Mitteilung aus dem Institut für Aerodynamik an der ETH, herausgegeben von Prof. Dr. J. Ackeret.

Adresse des Verfassers: Dr. sc. techn. W. Karrer, Direktor des Zentralschweizerischen Technikums, Luzern.

Ortspfähle, Dichtungswände und Baugrubenumschliessungen nach dem Bentonitverfahren

Von Dr. sc. techn. J. Killer, Baden

DK 624.154.34

Für die Herstellung von Ortspfählen gibt es verschiedene Systeme, bei denen aber bis heute zum Schutze der Bohrlochwandungen fast immer Eisenrohre verwendet werden mussten. Dichtungswände (Diaphragmen) in wasserführenden Böden wurden bis jetzt durch Einrammen von eisernen Spunddielen, durch Ausheben und Ausbetonieren von Schlitzern in Schachtbauweise oder durch Injizieren von Zement oder anderen dichtenden Materialien in kiesigem Untergrund erstellt.

1. Das Icos-Veder-Verfahren

Ein von Dr. Ch. Veder, Mailand-Salzburg, entwickeltes Verfahren, Icos-Veder-Verfahren genannt, ermöglicht, Ortspfähle ohne Eisenrohre und tragende Betondiaphragmen ohne Aufschlitzen zu erstellen, indem die Bohrlochwandungen mit Bentonitschlamm standfest gemacht werden. Die Bohrlöcher werden mit einem Freifallmeissel von 60 und 100 cm Durchmesser, der an einem Dreibein aufgehängt ist, in Lockergestein und Fels geschlagen. Meissel und Bohrgestänge sind hohl und nehmen ein Rohr auf, durch das eine Pumpe flüssigen Bentonitschlamm in die Sohle presst. Die hierfür nötige Spezialpumpe erzeugt einen Druck von 7 bis 10 atü.

Der Bentonitschlamm dringt von der Sohle aus in die Bohrlochwandungen ein und füllt deren Poren mit einer gallertartigen Masse vollkommen aus. Es bildet sich dadurch eine derart kohäsionsfeste Schicht, dass das Bohrloch ohne jegliche Verrohrung selbst in bewegtem Grundwasser vollkommen frei und ohne Einsturzgefahr stehen bleibt. Die Eindringtiefe in die Wandungen ist abhängig vom erzeugten Druck, der Beschaffenheit des Bodens und dessen Porenvolumen. In grobem Kies- und Sandboden wurden horizontale Eindringtiefen bis zu 1,50 m gemessen. Das Ausbruchmaterial wird durch die von der Sohle nach der Oberfläche gerichtete Strömung mitgerissen und durch einen Kanal zu einem Rüttelsieb geführt. Dort wird der anhaftende Bentonitschlamm abgetrennt und durch einen Behälter der Pumpe wieder zugeführt. Da ständig Bentonitschlamm in die Bohrlochwandungen eindringt und auch am Ausbruchmaterial haften bleibt,

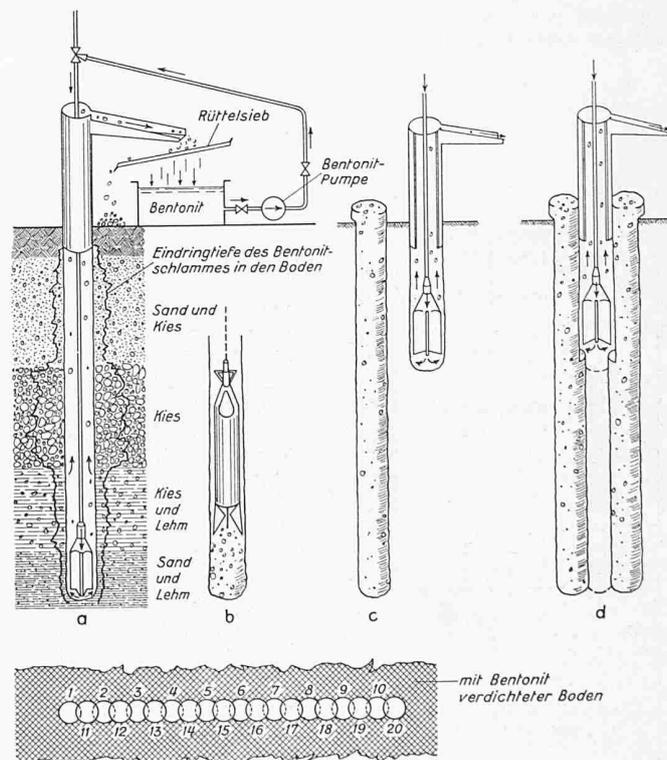


Bild 1. Herstellung von Bentonitpfählen und Bentonitdiaphragmen

a Bohren eines Elementes; b Betonieren eines Elementes; c Element ist fertiggestellt, Element 2 wird gebohrt; d Bohren des dritten Elementes zwischen den fertig erstellten Elementen 1 und 2