

# Wissenschaftlich-Technischer Informationsdienst

der

## VVB Feste Minerale

herausgegeben vom Zentralen Geologischen Institut

---

Jg. 7/Sonderheft 5

1966

Berlin

---

**Nur für den Dienstgebrauch!**

Nándor PATAKI

Die praktischen Erfahrungen und Grundprinzipien  
der modernen Wasserförderung mit Mammutpumpe

Deutsche Bearbeitung: Ing. Chr. Breske, Berlin

(Aus der Vortragsreihe der Ingenieurschule Budapest, 1964)

---

Redaktion und Vertrieb: Zentrales Geologisches Institut, 104 Berlin, Invalidenstraße 44  
Leitstelle für Information und Dokumentation

– Als Manuskript gedruckt –

---

<u>Inhaltsverzeichnis</u>		<u>Seite</u>
	Vorwort	3
1.	Allgemeines über die Wasserförderung mit Mammutpumpe	5
1.1	Prinzip und Charakteristik der Wasserförderung mit Mammutpumpe	5
1.1.1	Vorteile	6
1.1.2	Nachteile	6
1.2	Konstruktive Elemente der Mammutpumpe	7
1.2.1	Dimensionierung des Luftspeichers	7
1.2.2	Förder- und Luftrohre	8
1.2.2.1	Anordnungsmöglichkeiten der Förder- und Luftrohrsysteme	8
1.2.2.2	Für Dauerbetrieb geeignete Anordnungen	8
1.2.2.3	Für das Klarpumpen geeignete Anordnungen	9
1.2.2.4	Bestimmungszweck, Material, Anschlüsse und Abmessungen der Förder- und Luftrohre sowie der erforderlichen Ausrüstungen	10
1.2.3	Mischkopf	11
2.	Theoretische Erörterungen über die Mammutpumpe und ihre Dimensionierung	15
2.1	Terminologie des Mammutpumpbetriebes	15
2.2	Bestimmung des Luftbedarfs	17
2.3	Anlaß- und Betriebsdruck	26
2.4	Dimensionierung der Förder- und Luftrohre	29
2.5	Wirkungsgrad und Leistungsbedarf der Wasserförderanlage	33
3.	Praktische Fragen des Kompressorbetriebes	35
3.1	Durchführung von Klarpump- und Pumpversuchen mit Mammutpumpe	35
3.1.1	Pumpversuche in sandigen Schichten	35
3.1.2	Pumpversuche in Kalkstein-Dolomit	37
3.1.3	Pumpversuche in klüftigem Kalkstein	38
3.1.4	Pumpversuche bei großer Wasserergiebigkeit	38
3.2	Spezielle Anwendungsgebiete der Mammutpumpe	40
3.3	Zahlenmäßige Beispiele für die Durchführung von Mammutpumpversuchen	43
3.4	Planung der Pumpversuche	44
3.5	PV-Technologie	45
4.	Zusammenfassung	49
5.	Anhang: Bezeichnungen, die in den theoretischen Ableitungen und den angeführten Gleichungen verwendet wurden	51
6.	Literaturverzeichnis	52

---

## Vorwort

In der "Technischen Konzeption der VVB Feste Minerale für die Hydrogeologische Erkundung von 1966 bis 1970" wird unter den notwendigen Maßnahmen bereits auf die Festlegung der Einsatzmöglichkeiten der Mammutpumpe hingewiesen.

Im Rahmen der internationalen Zusammenarbeit mit der VR Ungarn sind wir in der Lage, dieses Sonderheft, das sich mit den Problemen der Mammutpumpe beschäftigt, zu veröffentlichen.

Die verstärkte Einführung der Mammutpumpmethode in unserem Industriezweig erfordert auch die wissenschaftlich-technische Untermauerung dieser Technologie und die Qualifizierung des Personals, das an der Durchführung der Pumpversuche beteiligt ist. Dazu soll die vorliegende Ausarbeitung dienen.

Hier wird die Mammutpumpmethode zum Klarpumpen, zur Intensiventsandung und zum Leistungspumpen beschrieben. Die Vor- und Nachteile dieser Methode werden angeführt und damit gleichzeitig die Anwendungsmöglichkeiten abgegrenzt.

Theoretische Überlegungen und Berechnungsverfahren für die Mammutpumpe werden unter Berücksichtigung ungarischer, sowjetischer, amerikanischer und deutscher Erfahrungen mitgeteilt.

Die Dimensionen der Luft- und Förderrohre werden mit entsprechenden Nomogrammen und Tabellen belegt und des weiteren technologische Grundsätze für das Locker-, Kluft- und Karstgestein erörtert. Anhand von Beispielen wird die Wirkungsweise von Klarpumpversuchen unter Berücksichtigung der abgeleiteten Formeln nachgewiesen.

Diese vorliegende Arbeit soll als Hilfsmittel für die Qualifizierung der Facharbeiter, Meister und Ingenieure auf diesem Spezialgebiet dienen, zumal in der deutschen Fachliteratur eine gleichwertige Arbeit fehlt.

Chr. Braske

1. Allgemeines über die Wasserförderung mit Mammutpumpe

1.1 Prinzip und Charakteristik der Wasserförderung mit Mammutpumpe

Die erste Wasserfördereinrichtung mit Kompressor wurde Ende des vergangenen Jahrhunderts durch die Firma "A. Borsig, Berlin-Tegel" unter dem Namen Mammutpumpe patentiert. Der ursprüngliche Aufbau dieser Einrichtung besteht aus einem Förderrohr und einer parallel zu diesem eingebauten Luftleitung, deren untere Enden tief unter dem Wasserspiegel an ein gemeinsames Fußstück, dem sogenannten Mischkopf, angeschlossen sind (Bild 1). Die durch die Luftleitung eingeführte Druckluft vermischt sich im Mischkopf mit dem Wasser in Form von Blasen und liefert durch ihr potentielles Arbeitsvermögen die zur Wasserhebung erforderliche Energie. Das entstehende Gemisch, dessen Dichte geringer ist als die des Wassers, steigt im Förderrohr empor. Die Wasserförderung beruht also im wesentlichen auf einem Dichteunterschied.

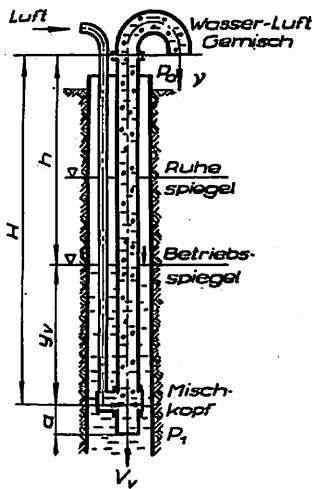


Bild 1

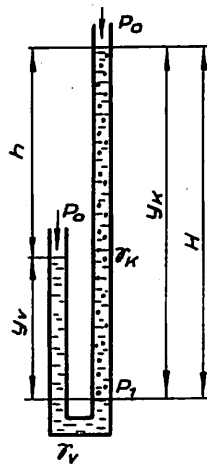


Bild 2

In den kommunizierenden Röhren (Bild 2) kann das Gleichgewicht der Flüssigkeiten unterschiedlicher Dichte beobachtet werden; bei gleichem Außendruck steht die Wassersäule  $y_v \cdot \gamma_v$  im Gleichgewicht mit der Masse der Gemischsäule  $y_k \cdot \gamma_k$ . Aus der graphischen Darstellung der Druckverhältnisse ist auch zu ersehen, daß der im Mischkopf herrschende Druck der in der Wassersäule gemessenen Eintauchtiefe entspricht. Die Dichte der Gemischsäule ist nicht konstant, sondern abhängig vom Druck. Deshalb sind die während des Kompressorbetriebes im Förderrohr entstehenden Druckverhältnisse durch eine parabelförmige Druckkurve (Bild 2) charakterisiert. Mit wachsender Luftmenge nähert sich diese Kurve der durch die Punkte gelegten Sehne, die dem theoretischen Null- und Enddruck entsprechen.

Die Wasserförderung beginnt, wenn der vom Wasserspiegel gerechnete Anstieg

(Förderhöhe) der Gemischsküle das Niveau des Ausflußrohres erreicht. Zur Aufrechterhaltung der Wasserförderung ist eine Förderhöhe erforderlich, die auch die Strömungsverluste der Steigrohre einschließt.

In der seit der erstmaligen Anwendung verstrichenen langen Zeitspanne bestätigte sich die Methode der Wasserförderung mit Mammutpumpe als wirtschaftlich, sowohl beim Klarpumpen, bei Pumpversuchen, als auch bei der ständigen Wasserförderung. Sie wird in wachsendem Umfang in der hydrogeologischen Erkundung und Erschließung eingeführt, und man befaßt sich auch in zunehmendem Maße mit den theoretischen und praktischen Problemen ihrer betrieblichen Anwendung. Auf Grund der praktischen Erfahrungen kann diese Methode der Wasserförderung mit Mammutpumpe folgendermaßen charakterisiert werden:

#### 1.1.1 Vorteile

- a) Die Konstruktion ist einfach und es gelangen keine empfindlichen, beweglichen Konstruktionselemente zum Einbau in das Bohrloch.
- b) Diese Methode kann auch bei schrägen Bohrlöchern angewendet werden.
- c) Die Konstruktion ist unempfindlich gegen durchfließende Wasser-Sandgemische.
- d) Die Methode ermöglicht innerhalb weiter Grenzen eine Änderung der Wassermenge.
- e) Durch eine zentrale Kompressorstation kann gleichzeitig auch die Wasserförderung aus mehreren Bohrlöchern realisiert werden.
- f) Bei der Wasserförderung mit Mammutpumpe fällt der Schwefelwasserstoff vollkommen aus, ein Vorteil für die betriebsmäßige Anwendung.
- g) Die maximale Saugwirkung erfolgt am unteren Ende des Förderrohres. Deshalb kann eine Filterreinigung bis auf ein gewisses Maß auf den erforderlichen Abschnitt konzentriert werden.
- h) Die ruckartige Wasserförderung ist in der ersten Phase für die Reinigung günstig.

#### 1.1.2 Nachteile

- a) Die Anlage arbeitet mit einem relativ niedrigen Wirkungsgrad, vor allem für einen nicht entsprechend dimensionierten Einbau.
- b) Die unter a) genannten Ursachen können eine erhebliche Ungleichmäßigkeit in der Wasserförderung bewirken, wodurch die Reinigungszeit bei feinkörnigen Schichten verlängert wird.
- c) Ein weiterer Nachteil, besonders bei nicht entsprechend dimensionierten Einrichtungen, besteht darin, daß bei Bohrungen mit tiefem Wasserruhe Spiegel und größerer Ergiebigkeit die förderbare maximale Wassermenge oft nicht feststellbar ist.
- d) Ihre Anwendung setzt im Bohrloch eine Wasserskule bestimmter Länge voraus.
- e) Das geförderte Wasser ist wegen des hohen absorbierten Luftgehaltes für chemische Prüfungen nicht in allen Fällen geeignet.

f) Wegen der starken Pulsation der Wasserförderung ist die Beobachtung des Wasserspiegels und die Bestimmung der Wassermenge ungenau.

### 1.2 Konstruktive Elemente der Mammutpumpe

Die Wasserförderanlage besteht in funktioneller Reihenfolge aus folgenden konstruktiven Elementen:

Kompressor,  
Luftspeicher,  
Luftrohrsystem,  
Mischkopf,  
Förderrohrsystem.

Die angewendeten Kompressorentypen sind sowohl nach ihrem Funktionsprinzip als auch nach ihrem konstruktiven Aufbau recht unterschiedlich. Deshalb muß hier von einer eingehenden Beschreibung der Typen abgesehen werden. Unbedingt erforderlich ist es jedoch, neben einer ausführlichen Schilderung der übrigen konstruktiven Elemente auch die Bedeutung und das Prinzip der Dimensionierung des Luftspeichers mit einigen Worten zu erwähnen.

#### 1.2.1 Dimensionierung des Luftspeichers

Die wichtigste Aufgabe des Luftspeichers ist die Regelung des ungleichmäßigen Kompressorenbetriebes, die Kühlung der Luft und die Förderung der Wasserdampf- und Ölabscheidung.

Sofern die Abmessungen des Luftspeichers ungünstig sind, muß damit gerechnet werden, daß sowohl im Bohrloch als auch im Behälter Ölschichten auftreten können. Auf Grund praktischer Erfahrungen kann das erforderliche Fassungsvermögen des Luftspeichers nach folgender Gleichung berechnet werden:

$$L_k = 0,3 \sqrt{V_b} \quad (m^3)$$

$V_b$  - vom Kompressor angesaugte Luftmenge in  $m^3/h$

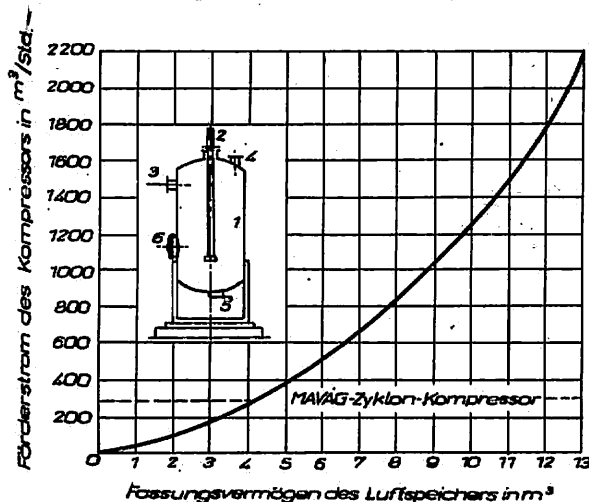


Bild 3

Auf Grund der Kurve (Bild 3) kann das Fassungsvermögen des der Luftförderung des Kompressors entsprechenden Luftspeichers graphisch bestimmt werden. Der in Ungarn gebräuchliche MAVAG-Kompressor ist mit einem kleineren Luftspeicher als erforderlich versehen; dementsprechend ist die Luftzufuhr nicht gleichmäßig.

### 1.2.2 Förder- und Luftrohre

#### 1.2.2.1 Anordnungsmöglichkeiten der Förder- und Luftrohrsysteme

Bei der Wahl der aufeinander abgestimmten Anordnungen und der Durchmesser der Förder- und Luftrohre müssen mehrere, oft gegensätzliche Gesichtspunkte berücksichtigt werden, wie:

- a) minimaler Reibungsverlust im Förderrohr,
- b) minimaler Reibungsverlust im Luftrohr,
- c) eine günstige Blasenbildung bei den Eintrittsspiegeln,
- d) die Notwendigkeit eines kleinen Durchmessers (gemeinsamer Durchmesser),
- e) die Einbautiefe des Förderrohres darf im Interesse der Anwendbarkeit einer aussetzenden Filterreinigung und eines schwingenden Kompressorbetriebes nicht beschränkt sein,
- f) Verringerung der Ein- und Ausbauezeit.

Die in der Praxis entstandenen Anordnungsarten wurden ebenfalls unter Berücksichtigung der oben angeführten Prinzipien projektiert, wobei dem einen oder anderen Faktor der Vorzug gegeben wurde. Dadurch wird jedoch - wie bereits erwähnt - der günstige Einfluß der übrigen Faktoren in den Hintergrund gedrängt. Es ist z. B. ein grundlegender Unterschied, ob die Mammutmethode für das Klarpumpen oder für einen Dauerbetrieb angewendet werden soll. Im ersten Fall sind die unter d - f genannten Punkte und im zweiten die unter a - c aufgeführten Punkte richtungweisend. Beim Klarpumpen können die ersten drei Gesichtspunkte das Übergewicht dann erlangen, wenn die Notwendigkeit besteht, den Bedarf eines bestimmten Fördersystems für eine optimale Förderleistung auszunutzen.

Nachstehend sollen die konstruktiven Lösungen, entsprechend ihrer Eignung für die Bedingungen eines Dauerbetriebes oder für Reinigungsarbeiten, untersucht werden.

#### 1.2.2.2 Für Dauerbetrieb geeignete Anordnungen

##### Anordnung nach Borsig

Ihre Vorteile bestehen in den geringen Reibungsverlusten des Förderrohres und in der Ausbildung kugelförmiger Blasen. Als Nachteile gelten die Notwendigkeit eines großen Durchmessers und die begrenzte Einbautiefe des Förderrohres, wodurch die allgemeine Anwendbarkeit beeinträchtigt wird.

##### In der sowjetischen Baupraxis angewendete Anordnung

Diese Anordnung weist im wesentlichen die Merkmale des Borsig-Systems auf.

Sie wurde in Ungarn bei mehreren Arbeiten mit gutem Wirkungsgrad angewendet.

Untere Luftzuführung mit einem um 180° gebogenen Krümmer (Pfeifenanordnung)

Der Unterschied dieser Anordnung gegenüber den vorhergehenden Systemen besteht darin, daß der gesamte Durchmesserbedarf etwas kleiner ist, die Strömungsverhältnisse im unteren Abschnitt des Förderrohres etwas ungünstiger sind und auch die Blasenbildung nicht befriedigend ist.

Im Luftrohr zentrisch angeordnetes Förderrohr

Beim Borsig-System ist diese Anordnung etwas günstiger, besonders hinsichtlich des Luftwiderstandes.

1.2.2.3 Für das Klarpumpen geeignete Anordnungen

Im Förderrohr zentrisch eingeführtes Luftrohr

Diese Methode wird sowohl in Ungarn als auch im Ausland in der Praxis beim Klarpumpen am meisten angewendet.

Ihre Vorteile gegenüber den vorhergehenden Systemen zeigen sich darin, daß sie den Forderungen in Kapitel 1.2.2.1 (Punkt d u. e) genügen, und daß das Förderrohr beim ersten Einbau bis zur maximalen Tiefe eingeführt werden kann, wodurch die Zeit für eine weitere Montage eingespart wird. Der Wirkungsgrad der Anlage ist jedoch wesentlich schlechter, da im Förderrohr große Reibungsverluste auftreten, besonders dann, wenn das Luftrohr einen Muffenanschluß besitzt und seine zentrische Anordnung nicht gesichert ist. Ein weiterer Nachteil ist die ungünstige Zerstäubungsmöglichkeit. Zur Verringerung dieser Nachteile sind ständige Versuche im Gange. Mit beiderseits glatten Luftrohren und durch Sicherung der zentrischen Anordnung konnten die Reibungsverluste bereits wesentlich vermindert werden, die Arbeiten im Zusammenhang mit der Verbesserung der Zerstäubung ergaben jedoch noch kein entsprechendes Resultat.

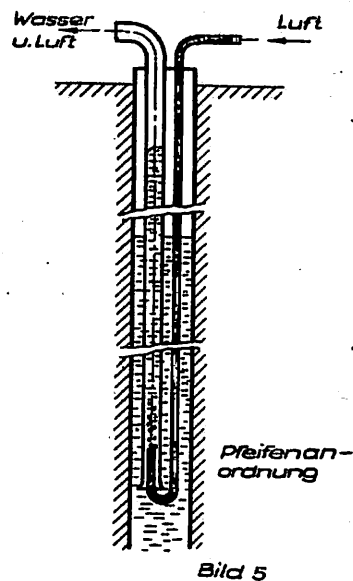
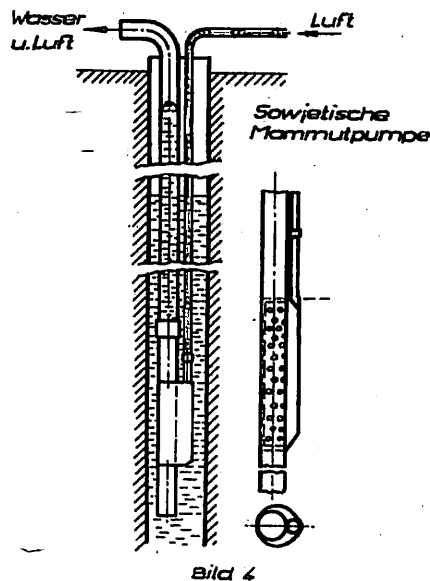
Das Mantelrohr eines Brunnens als Ersatz für das Förderrohr

Diese Anwendung erfolgt wegen des minimalen Durchmesserbedarfs bei Bohrungen kleinen Querschnitts. Ein weiterer Vorteil besteht darin, daß diese Methode zwischen sämtlichen Varianten die geringste Zeitdauer für eine Montage erfordert. Ihr Nachteil ist der größere Schlupfverlust bei der teleskopartigen Bohrlochausführung.

Hier ist zu vermerken, daß der Betriebswasserspiegel mit einem separaten Peilrohr gemessen werden muß.

Von den angeführten Anordnungen begegnet man in Ungarn vorwiegend den beiden letztgenannten Typen. In einigen Fällen werden auch die Varianten entsprechend Bild 4 und 5 (vornehmlich in einer Kombination von zwei Kompressoren und 2 Luftrohren) zur Erhöhung der Fördermenge angewendet.





#### 1.2.2.4 Bestimmungszweck, Material, Anschlüsse und Abmessungen der Förder- und Luftrohre sowie der erforderlichen Ausrüstungen

Bei den in Ungarn gebräuchlichen Anordnungsarten werden als Förderrohre im allgemeinen Bohrröhre aus Stahl verwendet. Am häufigsten gelangen Rohre mit einem Nenndurchmesser von 102, 133 und 165 mm als Förderrohre zum Einbau. Das Luftrohr bzw. die Luftleitung wird aus Gasrohren mit einem Nenndurchmesser von 1", 1 1/4" und 1 1/2" zusammengesetzt. Die einzelnen Rohrelemente besitzen Muffenanschluß.

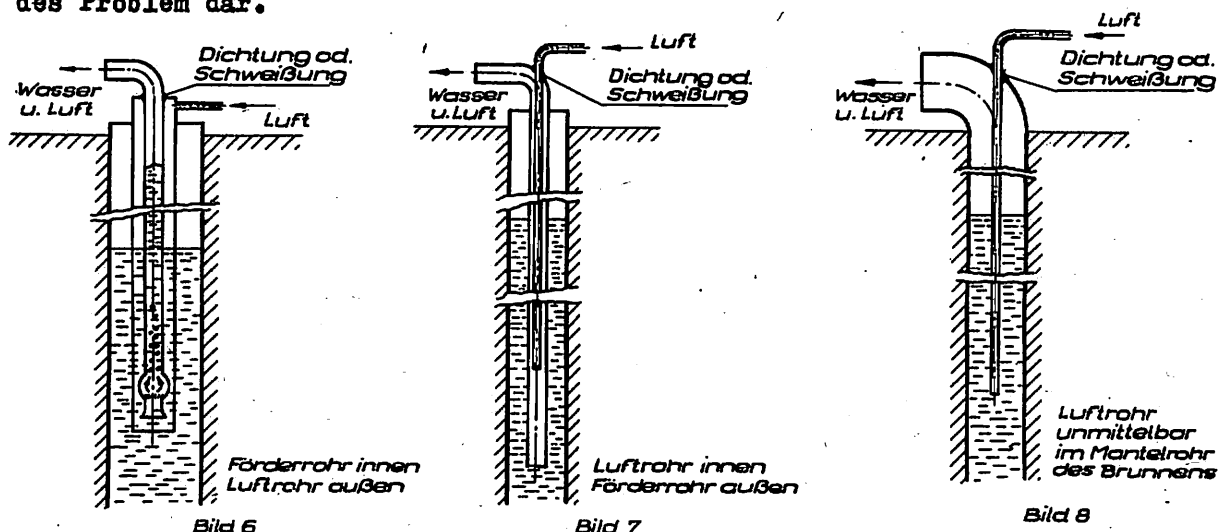
Für die Rohranschlüsse ist vom hydraulischen Standpunkt eine glatte Ausführung ohne Übergangswiderstand zu erstreben. Mit Rücksicht darauf, daß die gebräuchlichen Verbindungen, besonders aber die äußere Muffe des Luftrohres, einen relativ hohen Strömungsverlust verursachen würden, ist es in schwierigen Fällen zweckmäßig, Rohrsätze mit glatten inneren und äußeren Anschlüssen zu verwenden. Bei Luftrohren läßt sich dies verwirklichen; bei den Förderrohrsystemen ist die Anzahl der Verbindungen durch Anwendung von längeren Einzelrohren herabzusetzen.

Ein Zubehör des Förderrohres bildet der am oberen Teil mit Gewinde angeschlossene Ausflußkrümmer, der die Ableitung des geförderten Wassers bei einem möglichst geringen Strömungsverlust und in der Gewährleistung eines raschen Ein- und Ausbaus des Luftrohres und des Verschlusses zwischen den beiden Systemen (es ist kein stärkerer Druck vorhanden) bewirkt. Bei einem richtig ausgeführten Ausflußrohr ist auch dessen zweites Ende mit einem Gewinde versehen, an welches das Wasserableitungsrohr angeschlossen wird. Bei der Ausführung mit einem Peilrohr wird das Ausflußrohr mit einer zweifachen oberen Öffnung gefertigt.

Das Luftrohr ist am oberen Teil durch einen Krümmer an den flexiblen Druckschlauch angeschlossen. Die Forderung für die Ausführung des Krümmers sieht hier minimale Verluste durch Richtungsänderung vor. Der flexible Schlauch gestattet während des Betriebes eine Änderung der Einbautiefe des Luftrohres (schwingender Kompressorbetrieb).

### 1.2.3 Mischkopf

Der am Ende des Luftrohres montierte Mischkopf erfüllt eine wichtige Aufgabe. Durch ihn wird die Druckluft in die zu fördernde Flüssigkeit eingeführt. Die richtige bzw. falsche Ausführung des Mischkopfes, d. h. die Qualität der Ausführung der Luftzufuhr kann den Wirkungsgrad der Wasserförderanlage erheblich beeinflussen. Die beim Eintritt entstehenden Verluste können das Arbeitsvermögen der eingeführten Luftmenge stark beeinträchtigen. Die Lösung stellt besonders bei der im allgemeinen für das Klarpumpen gebräuchlichen Anordnung des Förder- und Luftrohres (Bild 6, 7, 8) ein schwerwiegendes Problem dar.



Im Zusammenhang mit dieser, wegen der vielen variablen Parameter komplexen Aufgabe werden sowohl in der ungarischen als auch in der ausländischen Fachliteratur eine Vielzahl von Mischköpfen unterschiedlichster Ausführung angegeben.

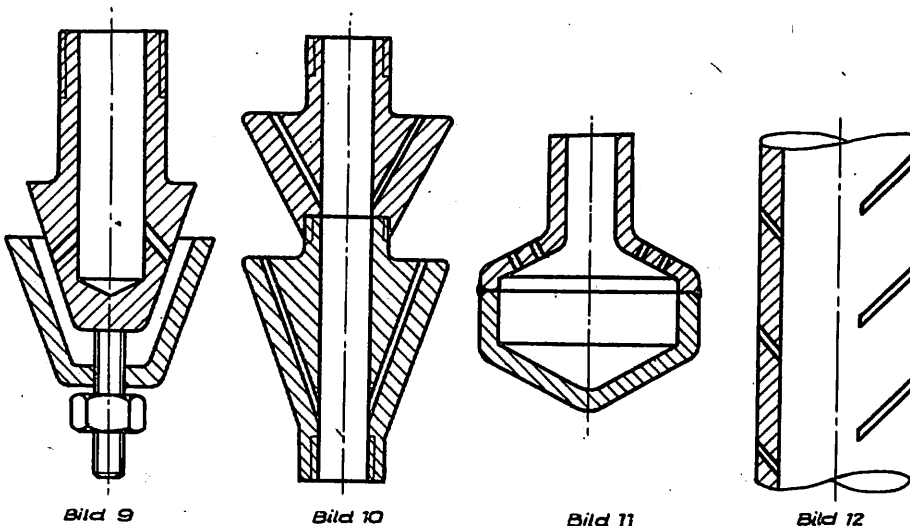
Bei der Projektierung von Mischköpfen sind im allgemeinen folgende Grundprinzipien zu berücksichtigen:

Die Richtungsänderung der Luft im Mischkopf darf nur minimale Strömungsverluste verursachen ( $90 - 180^\circ$ ).

Die Luftzufuhr soll zur Förderung einer vollkommenen Vermischung und zur Verringerung der Turbulenzverluste möglichst mit gleichmäßiger Verteilung und gleichmäßigem Druck erfolgen. Die eingeleiteten Blasen sollen klein und kugelförmig sein.

Obwohl sich die Projektierung der erwähnten Mischköpfe auf diese Grundprin-

zipien stützte, ist die praktische Realisierung der theoretischen Vorstellungen in der Regel nicht vollkommen gelungen. Auch der ungarische staatliche Betrieb für Wassererkundung und Bohrungen führte in Györszemere Versuche in dieser Richtung durch (Abschlußbericht der Versuchsabteilung für Tiefbohrungen), die klären sollten, mit welchem Wirkungsgrad die untersuchten Mischkopftypen (Bild 9 - 11) unter denselben Versuchsbedingungen funktionieren. Des weiteren wurde die Wirksamkeit der Eintrittsquerschnitte unterschiedlicher Größe untersucht.



Die Versuche brachten das überraschende Ergebnis, daß die kleinsten Eintrittsverluste bei einem Mischkopf auftreten, dessen als Lufröhre verwendete Gasleitung über eine Länge von etwa 1,5 m mit 1,5 - 2,0 mm breiten Spalten versehen wurde (Bild 12). Die ausgearbeiteten Spalten schließen mit der Vertikalen einen Winkel von etwa  $45^\circ$  ein. Die Versuche zur Ermittlung der optimalen Abmessungen der Eintrittsflächen mit Hilfe eines Kompressors lieferten das beste Ergebnis dann, wenn die Summe der Zufuhrflächen der Querschnittsfläche des Lufröhres entsprach oder größer war als diese. Dies bedeutet für die Praxis, daß z. B. bei Verwendung eines 1"-Lufröhres mit einer Wandstärke von 3,25 mm - dessen Querschnittsfläche  $385 \text{ mm}^2$  beträgt - etwa 14 Spalten von 20 mm Länge und 2 mm Breite auf einem Rohrabschnitt von 1,0 - 1,5 m anzubringen sind. Diese Versuche wurden mit der Schlußfolgerung beendet, daß für den Bau von Mischköpfen noch weitere Versuche erforderlich sind. Es sei erwähnt, daß in der sowjetischen Praxis des Brunnenbaues (bei Förderrohren über 100 mm) entsprechend den Systemen mit zentrischer Anordnung zwei Typen von Mischköpfen angewendet werden. Gebräuchlich sind in diesem Falle die Mischköpfe gemäß Bild 13 und 14.

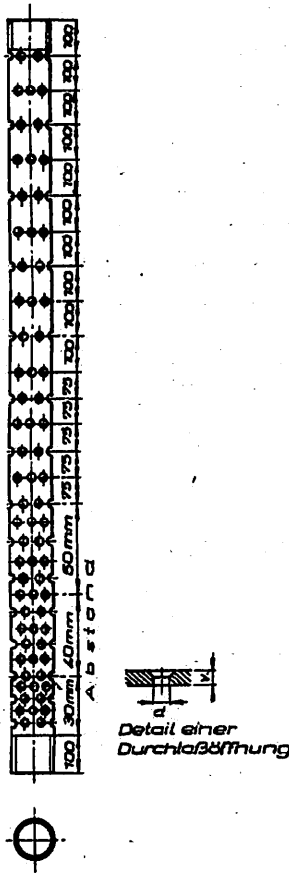


Bild 13

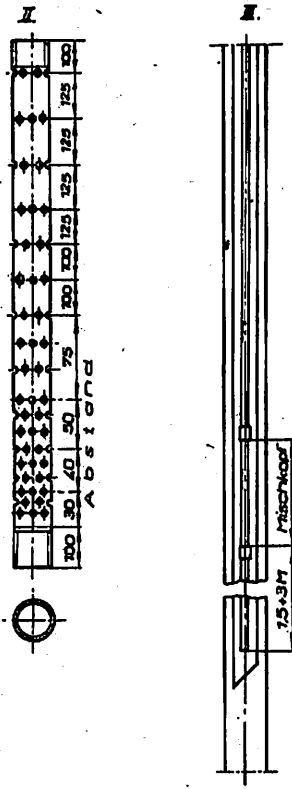


Bild 14

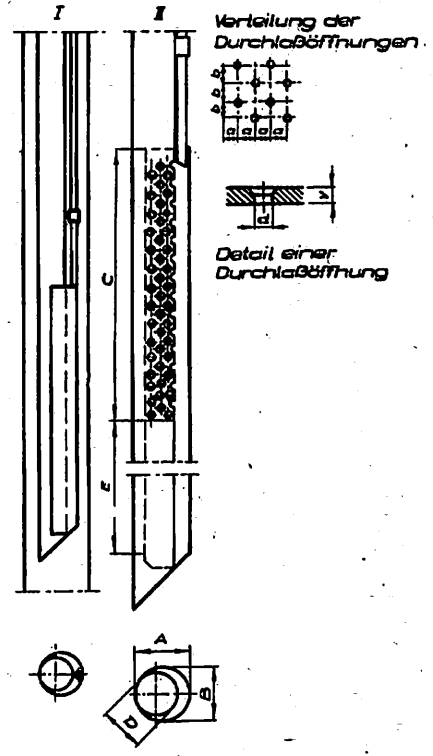


Bild 15

Die Verteilung der Bohrungen nach Bild 13 wird bei Luftrohren von 65 - 100 mm  $\phi$  und die Verteilung nach Bild 14 bei Luftrohren von 19 bis 50 mm  $\phi$  angewendet. Das Verhältnis der Summe der Eintrittsflächen zur Querschnittsfläche des Gasrohres beträgt 1 : 1,5. Tabelle 1 zeigt die Kennziffer des Mischkopfes in Abhängigkeit vom Durchmesser des Luftrohres.

Tabelle 1

Abmessungen des Mischkopfes bei einer zentrischen Anordnung des Förder- und Luftrohres

Luftrohr mm $\phi$	Länge d. Misch- kopfes mm	Anzahl d. Öffnungen auf einem Kreispro- fil	Durchmesser der Öffnungen mm
19	1490	6	4
25	1490	8	4
32	1490	8	5
38	1490	8	6
50	1490	8	6

Luftrohr mm $\phi$	Länge d. Mischkopfes mm	Anzahl d. Öffnungen auf einem Kreisprofil	Durchmesser der Öffnungen mm
65	2075	12	6
75	2075	15	6
100	2075	22	6

Bei einem Einbau mit paralleler Anordnung wird ein Mischkopf nach Bild 15 verwendet. Aus dem Bild ist zu ersehen, daß die Druckluft durch die an der Oberfläche des Förderrohres angebrachten Bohrungen hindurch eingeführt wird. Das Luftrohr wird mittels einer aus Blech oder Guß gefertigten Hülle an dem perforierten Teil des Förderrohres angeschlossen. Die Kennziffern sind in der Tabelle 2a und 2b angegeben.

Tabelle 2a

Anordnung der Öffnungen des Mischkopfes bei parallelem Einbau der Förder- und Luftrohre

Förderrohre mm $\phi$	Luftrohre mm $\phi$	Öffnungen mm $\phi$	Anzahl d. Öffnungen	Abstand zwischen d. Öffnungen mm		Anzahl d. Öffnungen x	Anzahl d. Kreisprofile
				a	b		
50-65	19-32	4	140	12	20	7	20
75-90	19-38	4	200	12	35	10	20
100-125	35-50	5	240	15	40	12	20
150-200	38-50- -65-75	6	360	20	30	12	30
250-300	50-65- -75-100	6	600	20	30	20	30
350-400	75-100- -125	6	1000	20	30	25	40

Tabelle 2b

Konstruktive Abmessungen des Mischkopfes bei parallelem Einbau des Förder- und Luftrohres

Förderrohre mm $\phi$ D	Luftrohre mm $\phi$	A	B	C	E	F	L	Kleinster Brunnen- durchm. D <sub>c</sub>
-	19	100	-	-	-	-	2100	150
50	25	110	75	500	800	800	-	-
-	32	-	-	-	-	-	-	-
65	25-32	130- 140	90	500	800	800	2100	150

Förderrohre mm $\phi$ D	Luftrohre mm $\phi$	A	B	C	E	F	L	Kleinster Brunnen- durchm. D <sub>0</sub>
75	25 -32	145	100	500	1000	1000	2500	150
-	38	155	-	-	-	-	-	-
87	32-38	170	120	800	1000	1000	2800	200
100	32	170	135	1000	1500	1000	3500	200
-	38	180	-	-	-	-	-	-

## 2. Theoretische Erörterungen über die Mammutpumpe und ihre Dimensionierung

Bei der Dimensionierung einer mit Druckluft betriebenen Wasserförderanlage handelt es sich um ein kompliziertes Problem. Bei der Behandlung dieser Aufgabe muß man sich mit der Untersuchung folgender Hauptfaktoren befassen:

Luftbedarf,  
Anlaß- und Betriebsdruck,  
Abmessungen der Förder- und Luftrohre,  
Wirkungsgrad und Leistungsbedarf der Wasserförderanlage.

Obwohl das Verfahren über ein halbes Jahrhundert bekannt ist und in einer umfangreichen Literatur behandelt wird, sind die theoretischen Fragen wegen der verschiedenen gemeinsam wirkenden, schwer meßbaren und einschätzbaren Faktoren auch gegenwärtig vom mathematischen Standpunkt noch nicht als gelöst anzusehen. Dementsprechend können auch die praktischen Berechnungen nicht vollkommen exakt sein. Die nachstehend beschriebenen und teils auf mathematischen, teils auf empirischen Prinzipien basierenden Verfahren sind zwar approximativ, genügen aber innerhalb der zulässigen Fehlergrenzen den praktischen Forderungen.

### 2.1 Terminologie des Mammutbetriebes

Vor Erörterung der einzelnen Fragen ist die Definition einiger fachlicher Begriffe erforderlich:

Unter der Eintauchtiefe ( $y$ ) versteht man die Entfernung des Mischkopfes vom Betriebswasserspiegel in Meter.

Unter der Förderhöhe ( $h$ ) versteht man die Entfernung der Wasserentnahmestelle vom Betriebswasserspiegel in Meter. Bei hydraulischen Berechnungen begegnet man auch der Summe der beiden obigen Werte, die als die Einbautiefe ( $H$ ) der Wasserförderanlage bezeichnet werden kann, d. h.

$$H = h + y \quad (1)$$

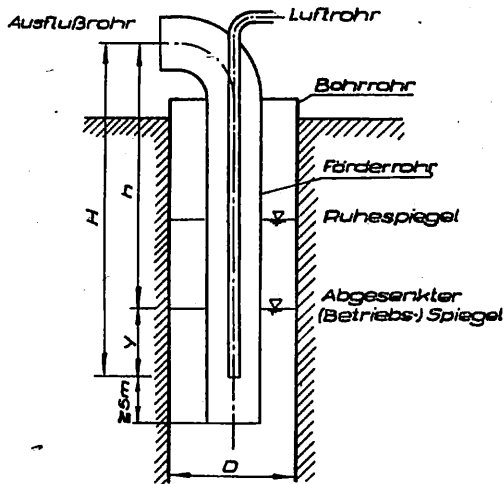


Bild 76

Bei der Messung der Einbautiefe und der Förderhöhe gilt im allgemeinen die obere Kante der verschiedenen ausgeführten Mischkopfkonstruktionen bzw. die in der Höhe der Achse des Ausflußrohres angenommene horizontale Ebene als Bezugsbasis. Die Grenzlinie zwischen diesen beiden bildet der während der Kompressorarbeit resultierende abgesenkte (Betriebs-) Spiegel.

Der Eintauchfaktor ist eine Verhältniszahl für das Maß des Eintauchens. In der Literatur findet man dafür sogar zwei Ausdrucksformen. In der ungarischen Praxis pflegt man im allgemeinen die Größe der Eintauchtiefe im Verhältnis zur Eintauchtiefe der Wasserförderanlage in Prozenten anzugeben. In diesem Falle kann der Eintauchfaktor durch folgende Beziehung charakterisiert werden:

$$E = 100 \frac{y}{H} \quad (2)$$

In der sowjetischen Literatur versteht man unter diesem Begriff den Quotienten aus der Einbautiefe und der Förderhöhe:

$$K = \frac{H}{h} \quad (3)$$

worin  $K$  der Eintauchfaktor ist.

Zwischen den beiden Arten der Auslegung bzw. des Ausdrucks des Eintauchfaktors besteht folgender Zusammenhang:

$$K = \frac{1}{1 - \frac{E}{100}} \quad (4)$$

bzw.

$$E = 100 \left( 1 - \frac{1}{K} \right) \quad (5)$$

## 2.2 Bestimmung des Luftbedarfs

Bei mit Druckluft betriebenen Wasserförderanlagen hängt - bei gegebenen konstruktiven Abmessungen - die geförderte Wassermenge von der Druckluftzufuhr ab. Diese Beziehung ist im Diagramm (Bild 17) dargestellt.

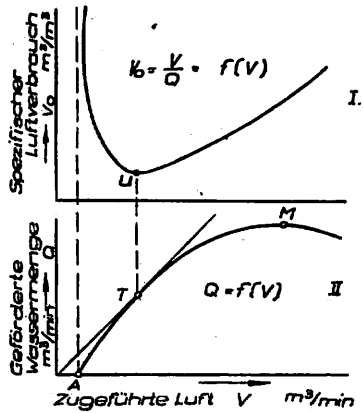


Bild 17

Die Wasserförderung beginnt nicht gleichzeitig mit der Luftzufuhr, sondern erst nach Zuführung einer entsprechenden Luftmenge, d. h. nach dem Erreichen des Punktes "A" der Kurve II (Bild 17). Mit steigender Luftmenge nimmt die Wasserfördermenge zunächst rascher und später langsamer zu, bis sie den Grenzwert "M" erreicht hat. Danach sinkt die geförderte Wassermenge trotz der wachsenden Luftzufuhr, und die eingeleitete Luft entweicht ungenutzt aus der Bohrung. Diesbezüglich

ist der Feststellung durch A. G. PATANTYUS (Literatur 1), daß die Verlusthöhe des Förderrohres mit der dritten Potenz des spezifischen Volumens des Gemisches zunimmt, besondere Aufmerksamkeit zu widmen. Bei einer Steigerung der Luftzufuhr ist also neben einer Vergrößerung der gesamten Förderhöhe mit einem raschen Anstieg der Verluste zu rechnen. Der durch den Punkt U und die Richtungstangente gekennzeichnete Punkt T stellt den ökonomischen optimalen Betriebspunkt dar, bei welchem die Wassergewinnung bei der zugeführten Luftmenge relativ am größten ist. Dies beweist auch die Kurve I, die den spezifischen Luftverbrauch veranschaulicht. Man sieht, daß das Minimum des spezifischen Luftverbrauchs mit dem erwähnten Punkt T übereinstimmt. Oben wurde versucht, die Arbeit der Druckluft schematisch darzustellen. Im weiteren soll die Methode der Bestimmung der zur Förderung einer bestimmten Wassermenge erforderlichen Luftmenge untersucht werden.

Als Ausgangsbasis wendet man das Boyle-Mariotte'sche Gasgesetz an, nach welchem bei konstanter Temperatur der Gasdruck umgekehrt proportional zum Volumen ist. Anders formuliert ergibt also das Produkt der zusammengehörenden Volumen- und Druckwerte stets einen konstanten Wert, d. h.

$$V_1 P_1 = V_2 P_2 = \text{const.} \quad (6)$$

- $V_1$  - das ursprüngliche Volumen des Gases
- $P_1$  - der dem ursprünglichen Gasvolumen entsprechende Druck
- $V_2$  - das veränderte Gasvolumen
- $P_2$  - der dem veränderten Gasvolumen entsprechende Druck



Die für die isotherme Volumenänderung der Luftmenge  $V_1$  erforderliche Arbeit innerhalb der Druckgrenzen  $P_1 - P_2$  beträgt:

$$A = P_1 V_1 \ln \frac{P_2}{P_1} \quad (7)$$

Die bei Hebung einer Wassermenge von  $Q \text{ m}^3/\text{s}$  auf die Höhe  $h$  auftretende Nutzbarkeit ist durch folgende Beziehung gegeben:

$$A_1 = \frac{Q \cdot h}{\eta_m} \quad (8)$$

Diese Arbeit entspricht theoretisch dem Energiebedarf der Verdichtung, d. h. also:

$$A_1 = A = \frac{Q \cdot h}{\eta_m} = P_1 V_1 \ln \frac{P_2}{P_1} \quad (9)$$

- $P_1$  -  $10 \text{ t/m}^2$  - (anfänglicher oder atmosphärischer Druck)
- $P_2$  -  $\sqrt{h(K-1) + 10}$  (Enddruck) ( $\text{t/m}^2$ )
- $V_2$  - bei  $P_2$  durch den Kompressor angesaugte Wassermenge ( $\text{m}^3/\text{s}$ )
- $Q_1$  - bis zur Höhe  $h$  geförderte Wassermenge ( $\text{m}^3/\text{s}$ )
- $\eta_m$  - Wirkungsgrad der Wasserfördereinrichtung

Ersetzt man  $\ln$  durch den dekadischen Logarithmus, so erhält man nach einer Umstellung folgende Form:

$$V_1 = \frac{Q \cdot h}{25 \eta_m \lg \frac{h(K-1) + 10}{10}} \quad (\text{m}^3/\text{s}) \quad (10)$$

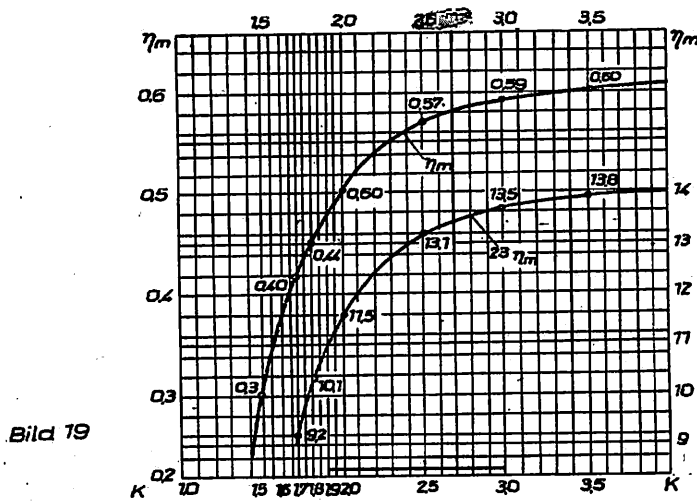
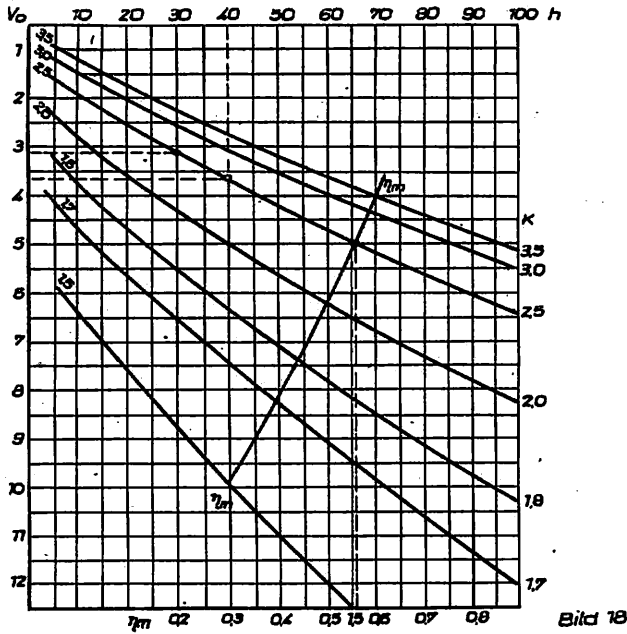
Durch Teilung der Luftmenge  $V_1$  durch die Wassermenge  $Q$  erhält man den sogenannten spezifischen Luftbedarf, d. h., die zur Hebung einer Wassermenge von  $1 \text{ m}^3$  auf die Höhe  $h$  erforderliche Luftmenge:

$$\frac{V_1}{Q} = v_0 = \frac{h}{25 \eta_m \lg \frac{h(K-1) + 10}{10}} \quad (\text{m}^3/\text{s}) \quad (11)$$

Die zur Förderung einer Wassermenge  $Q \text{ m}^3/\text{s}$  erforderliche Luftmenge kann dann auf Grund der nachstehenden Beziehung berechnet werden:

$$V = Q_1 \cdot v_0 \quad (\text{m}^3/\text{s}) \quad (12)$$

Zur Erleichterung der praktischen Anwendung wurden in der Sowjetunion zahlreiche Nomogramme ausgearbeitet, die mit guter Näherung angewendet werden können.



Mit Hilfe des Nomogrammes auf Bild 18 kann z. B. der spezifische Luftbedarf  $V_0$  bei einer gegebenen Förderhöhe  $h$  und einem Eintauchfaktor  $K$  bestimmt werden. Die Kurven im Bild 19 veranschaulichen den Zusammenhang zwischen dem Eintauchfaktor  $K$  und dem hydraulischen Nutzeffekt des Wasserfördersystems  $\eta_m$ , bzw. dessen Produkt  $23 \eta_m$ . Es ist zu ersehen, daß bei einem Eintauchfaktor  $K = 1,7$  ( $E = 40 \%$ ), der hydraulische Wirkungsgrad  $\eta_m$  rasch abfällt, der spezifische Luftverbrauch steil ansteigt und der Betriebsdruck ebenfalls sinkt. Mit steigendem  $K$ -Wert hingegen verringert sich der spezifische Luftbedarf und erhöht sich der Betriebsdruck. Dieser Vorgang währt so lange, bis das Eintauchmaß den Wert  $K = 3,0$  ( $E = 70 \%$ ) erreicht hat. In diesem Bereich

ist der Wirkungsgrad gering, und die Verringerung des spezifischen Luftbedarfs ist bei einem raschen und wesentlichen Anstieg des Betriebsdruckes nur unbedeutend. Diese Tatsachen bestätigen die betrieblichen Erfahrungen, weshalb auch in den praktischen Handbüchern die günstigste Eintauchtiefe mit 50 - 70 % der Einbautiefe angegeben wird.

Der hydraulische Wirkungsgrad  $\eta_m$  der Mammutpumpe kann unter Berücksichtigung der gesamten Verluste experimentell bestimmt werden. Seine Größe hängt von zahlreichen verschiedenen Faktoren ab, so z. B. von der Eintauchtiefe des Mischkopfes, der Förderhöhe, der Ausführung des Mischkopfes und den Abmessungen der Förder- und Luftrohre. Den wesentlichsten Einfluß haben dabei die Eintauchtiefe und die Förderhöhe. In der Literatur wird sein Wert häufig in Abhängigkeit vom Eintauchfaktor angegeben.

Eine gute Näherung liefert die folgende Beziehung:

$$\eta_m = \frac{(K - 1)^{0,85}}{1,05 K} \quad (13)$$

Dabei wird vorausgesetzt, daß man bei der Dimensionierung der Förder- und Luftrohre mit entsprechender Sorgfalt verfährt (siehe Punkt 2.4) und der K-Wert innerhalb eines Bereiches von 3,5 bis 1,5 gewählt wird. Zur Erleichterung der Berechnung des spezifischen Luftbedarfs wurden die  $V_o$ -Werte bei Förderhöhen von  $h = 10 - 100$  m und unter Berücksichtigung der optimalen Tauchtiefe bestimmt und tabellarisch zusammengefaßt. In der Tabelle 3 ist  $C = 25 \eta_m$ .

Eine Schwierigkeit verursacht innerhalb des vorgeschlagenen Wertebereiches die Wahl des optimalen Eintauchfaktors, der das Endergebnis der Berechnungen maßgebend beeinflusst. In der Praxis wird der Eintauchfaktor im allgemeinen für verschiedene Eintauchtiefen berechnet und für einen bestimmten Kompressor der Wirkungsgrad der gesamten Anlage bestimmt. Mit Hilfe der Kurven, die aus den korrespondierenden Werten für den Eintauchfaktor und dem Wirkungsgrad konstruiert werden, wählt man den Wert des Eintauchfaktors K. Dies ist besonders bei Pumpversuchen von längerer Dauer oder beim Förderbetrieb von Bedeutung.

Tabelle 3

Spezifischer Luftverbrauch

h Förder- höhe in m	H <sub>opt</sub> Optimale Eintauch- tiefe in m	K <sub>opt</sub> Optima- ler Ein- tauch- faktor	H <sub>min</sub> Gering- ste Ein- tauchtie- fe in m	K <sub>min</sub> Klein- ster Ein- tauch- faktor	C Wir- kungs- grad	23 eine vom Faktor K abhän- gige Größe	V <sub>0</sub> Spezifi- scher Luft- verbrauch
10	34	3,40	20	3,00	0,60	13,80	1,84
15	48	3,20	27	1,80	0,60	13,80	1,72
20	62	3,10	35	1,75	0,59	13,57	2,00
25	75	3,00	44	1,75	0,59	13,57	2,36
30	87	2,90	53	1,75	0,59	13,57	2,68
35	98	2,80	61	1,75	0,58	13,34	3,01
40	108	2,70	71	1,78	0,58	13,34	3,33
45	118	2,66	80	1,78	0,58	13,33	3,66
50	130	2,60	88	1,76	0,57	13,11	3,95
55	140	2,54	95	1,73	0,57	13,11	4,30
60	149	2,49	103	1,77	0,57	13,11	4,57
70	163	2,33	117	1,67	0,56	12,90	5,20
80	176	2,20	128	1,60	0,55	12,65	6,10
90	189	2,10	140	1,55	0,53	12,18	7,10
100	200	2,00	150	1,50	0,50	11,50	8,32

Bei den Berechnungen geht man von der für den isothermen Prozeß erforderlichen spezifischen Arbeit  $A_0 = P \cdot V_0$ , dem Betriebsdruck

$$P = \frac{h (K - 1)}{10} \quad (14)$$

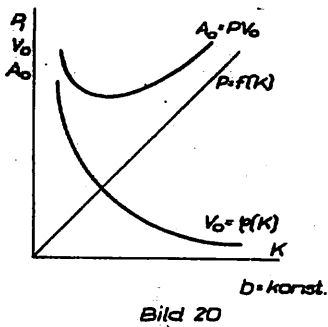
und vom spezifischen Luftverbrauch aus:

$$V_0 = \frac{h}{10 \eta_m \ln \frac{h(K-1) + 10}{10}} \quad (15)$$

Das Diagramm in Bild 20 stellt die Werte  $A_0$ ,  $P_1$  und  $V_0$  in Abhängigkeit von K bei gegebener Förderhöhe dar. Wie man sieht, besitzen die Werte

$$A_0 = P \cdot V_0 \quad (16)$$

ein Minimum.



Die Aufgabe besteht eigentlich in der Ermittlung der Grenzwerte für die spezifische Arbeit in Abhängigkeit vom variablen K-Wert, auf deren Basis für eine gegebene Förderhöhe der optimale Eintauchfaktor bestimmt werden kann, bei welchem die spezifische Arbeit ein Minimum wird. Der Wert  $V_0$  wird durch  $\eta_m$  (Wirkungsgrad des Kompressors) bestimmt;  $\eta_m$  hängt vom Eintauchfaktor K ab (Gleichung 5).

Auf Grund der Gleichungen 14 und 15 können in Gleichung 16 die entsprechenden Werte für gleiche K-Werte eingesetzt werden. Der Wert  $\eta_m$  wird auf Grund der Gleichung 13 eingesetzt. Es wird:

$$A_0 = \frac{h(K-1)}{1,05 \cdot K} \cdot \frac{h}{10(K-1)^{0,85} \cdot \ln \frac{h(K-1) + 10}{10}} \quad (17)$$

Das ergibt:

$$A_0 = \frac{0,0105 h^2 K(K-1)^{0,15}}{\ln \frac{h(K-1) + 10}{10}} \quad (18)$$

Wir führen folgende Bezeichnungen ein:

$$C = 0,0105 h^2; U = (K-1)^{0,15}; V = \frac{h(K-1) + 10}{10}$$

Damit kann die Gleichung 18 folgendermaßen geschrieben werden:

$$A_0 = C \frac{K \cdot U}{\ln V} \quad (19)$$

Zur Ermittlung des Minimums der gegebenen Funktion muß der erste Differentialquotient bestimmt werden:

$$\frac{d A_0}{d K} = C \frac{(KU)' \ln V - KU (\ln V)'}{(\ln V)^2} \quad (20)$$

Setzt man die Werte U und V und die Differentialquotienten (KU)' und (ln V)' ein, so erhält man:

$$\frac{d A_0}{d K} = \frac{\frac{1,15 K - 1}{(K-1)^{0,85}} \cdot \ln \frac{h(K-1) + 10}{10} - K(K-1)^{0,15} \frac{h}{h(K-1) + 10}}{\left( \ln \frac{h(K-1) + 10}{10} \right)^2} \quad (21)$$

Für  $\frac{d A_0}{d K} = 0$  folgt

$$\frac{1,15 K - 1}{(K-1)^{0,85}} \cdot \ln \frac{h(K-1) + 10}{10} = \frac{K \cdot h (K-1)^{0,15}}{h(K-1) + 10} \quad (22)$$

Drückt man den natürlichen Logarithmus durch den dekadischen Logarithmus aus und setzt man die effektiven Werte ein, so erhält man:

$$\log \frac{h(K-1) + 10}{10} = \frac{Kh(K-1)}{(2,64K - 2,3) \sqrt{h(K-1) + 10}} \quad (23)$$

Die Lösung der Gleichung 23 ergibt den optimalen K-Wert für die gegebene Förderhöhe. Die Gleichung 23 kann am besten graphisch gelöst werden. Dazu werden folgende Bezeichnungen verwendet:

$$Y_1 = \log \frac{h(K-1) + 10}{10}$$

$$Y_2 = \frac{K \cdot h \cdot (K-1)}{(2,64 \cdot K - 2,3) \sqrt{h(K-1) + 10}}$$

Mit verschiedenen Werten des Eintauchfaktors K können die Kurven  $Y_1 = f(K)$  und  $Y_2 = \varphi(K)$  konstruiert werden. Der Schnittpunkt der Kurven ergibt den Wert des Eintauchfaktors K bei gegebener Förderhöhe.

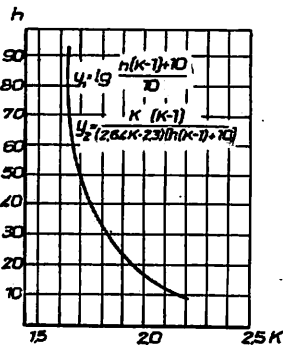


Bild 21

Die Bestimmung des optimalen Eintauchfaktors mit Hilfe der obigen Methoden würde auf alle Fälle eine recht zeitaufwendige Berechnungsarbeit erfordern. Deshalb wurde zur Erleichterung der praktischen Arbeit ein Diagramm aufgestellt, welches die Summe der Teillösungen von Gleichung 23 darstellt (Literatur 8). Man erkennt, daß die Gleichungen die bereits erwähnten wichtigsten Faktoren enthalten: Förderhöhe h und Eintauchfaktor K.

Das Diagramm stellt den optimalen Eintauchfaktor in Abhängigkeit von der Förderhöhe dar.

Es ist zu ersehen, daß mit zunehmender Förderhöhe der optimale Eintauchfaktor geringer wird.

Selbstverständlich ist man in der Praxis bei der Lösung der gegebenen Aufgaben in bezug auf die Ausführung gezwungen, sich den betrieblichen Gegebenheiten der zur Verfügung stehenden Kompressoren anzupassen. Aus der geringen Anzahl der Kompressoren mit der entsprechenden Luftförderung und dem entsprechenden Druck muß der geeignetste Typ ausgewählt werden. In diesem Fall vereinfacht sich die Lösung des Problems bis zu einem bestimmten Grade.

Die Wahl des Eintauchfaktors wird wesentlich durch den Grenzwert des Betriebsdruckes für den gegebenen Kompressor beeinflusst:

$$P_k = \frac{h(K-1)}{10} \quad (24)$$

$P_k$  = maximaler Druck des Kompressors

Damit wird der Eintauchfaktor

$$K = \frac{10 P_k + h}{h} \quad (25)$$

Für einen gegebenen Kompressor ist daher der Eintauchfaktor lediglich eine Funktion der Förderhöhe. Der spezifische Luftbedarf wird nach dem Einsetzen

$$V_o = \frac{h}{10 \eta_m \ln (P_k + 1)} \quad (26)$$

Für einen gegebenen Kompressor und hydraulischem Wirkungsgrad ist daher der spezifische Luftbedarf ebenfalls nur eine Funktion der Förderhöhe. Der gesamte Luftverbrauch beträgt:

$$V = Q \cdot V_o \quad (27)$$

Q = die gehobene Wassermenge

Aus dem Ausdruck

$$Q = \frac{V}{V_o} \quad (28)$$

folgt, daß Q für einen Kompressor gegebenen Typs von  $V_o$  abhängt, d. h. schließlich ebenfalls nur von der Förderhöhe h abhängt.

Mit Hilfe der Gleichungen 11, 18 und 21 kann man daher - in Analogie zu den Kreiselpumpen - die Kurven Q - h und  $V_o$  - h, bzw. K - (h,  $P_k$ ) und H - (h,  $P_k$ ) für einen gegebenen Kompressor konstruieren.

In der Sowjetunion wurden für die dort angewandten Kompressortypen die entsprechenden Kurven aufgestellt. Mit deren Hilfe kann man in Kenntnis der gegebenen Wassermenge und der Förderhöhe den entsprechenden Kompressortyp auswählen. Aus dem für den betreffenden Typ geltenden Diagramm kann man Informationen für die folgenden Parameter erhalten:

Wassermenge - Q (l/min)

Spezifische Luftförderung -  $V_o$

Eintauchfaktor - K

Einbautiefe - H

An der Achse des Kompressors gemessene Leistung

Wirkungsgrad der gesamten Kompressoranlage

Zwischen den angegebenen Kompressoren befinden sich nicht die bei uns angewendeten Kompressortypen. Wir zeigen die Nomogramme (Bild 22) für den Typ KSZE - 6M, der ähnliche Betriebsdaten besitzt, wie die Typen MAVAG und ZIFF - 55. An Hand von später durchzuführenden Versuchen können dann in Analogie dazu auch die übrigen Nomogramme geprüft und konstruiert werden, z. B. für den MAVAG-Kompressor. Aus der Literatur sind außer den vorher angeführten noch zahlreiche weitere Beziehungen und vorgeschlagene Gleichungen im Zusammenhang mit der Berechnung des Luftbedarfs bekannt. Für Näherungsberechnungen ist aus der deutschen Literatur die nachstehende

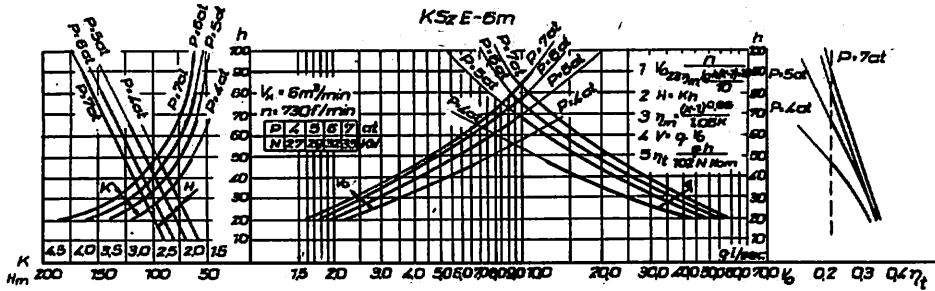


Bild 22

einfache Beziehung für  $h = 0$  bis 40 gut bekannt:

$$V = Q (1,5 h + 1) \tag{29}$$

$V$  = erforderliche Luftmenge ( $m^3$ )  
 $Q$  = die zu fördernde Wassermenge ( $m^3$ )  
 $h$  = Förderhöhe (at)

Der spezifische Luftbedarf beträgt nach der Umrechnung:

$$V = 0,15 h + 1 \tag{30}$$

Ebenfalls für näherungsweise Berechnungen wird die in den USA gebräuchliche Gleichung

$$V = \frac{h}{C \lg \frac{E + 34}{34}} \tag{31}$$

empfohlen.

$V$  = erforderliche Luftmenge in Kubikfuß (cubic foot = 28,32 dm<sup>3</sup>)  
 $h$  = Förderhöhe in Fuß (1 foot = 0,3048 m)  
 $E$  = Eintauchtiefe (%)  
 $C$  = Konstante, deren Wert aus der folgende Tabelle zu entnehmen ist

E	75	70	65	60	55	50	45	40	30
C	366	358	348	335	318	296	272	246	216

Nach Umänderung der Gleichung entsprechend unseren Maßsystemen wird der spezifische Luftbedarf:

$$V_0 = \frac{h}{0,0408 \cdot C \cdot \lg \frac{E + 34}{34}} \tag{32}$$

Vom Standpunkt der praktischen Anwendbarkeit ist die im "Ingersoll-Katalog" veröffentlichte Kurvenschar von wesentlich größerer Bedeutung. Die Gleichungen, auf denen die ursprünglichen Berechnungen basieren, sind nicht bekannt. Die Kurven können jedoch durch eine gewöhnliche Hyperbelschar gut approximiert werden (Literatur 11). Auf dieser Grundlage beträgt der spezifische Luftbedarf

$$V_0 = \frac{h}{2,8 k + \frac{hk}{16} - 2,5} \tag{33}$$

Die Formel wird für die Durchführung der praktischen Berechnungen für  $K = 1,5$  bis 3,5 und  $h = 0$  bis 50 m empfohlen.

Bei den Untersuchungen in Györszemere wurden die entsprechenden Berech-



nungen ebenfalls auf der Basis von Gleichung 33 durchgeführt. Die erhaltenen Kurven zeigten eine gute näherungsweise Übereinstimmung mit den tatsächlichen Verhältnissen.

### 2.3 Anlaß- und Betriebsdruck

Aus der Praxis der Mammutpumpe ist bekannt, daß der Druck beim Einschalten der Luftzufuhr während einiger Minuten steigt, ein Maximum erreicht und anschließend plötzlich fällt und den Betriebsdruck erreicht (Bild 23). Aus diesem Bild ist zu ersehen, daß der Kompressor zu Beginn des Betriebes einen wesentlich höheren Druck überwinden muß, als dem Betriebsdruck bei der Förderung entspricht. Der beim Anlassen des Kompressors auftretende Druckbedarf wird "Anlaßdruck" genannt. P. MAZALÁN (2) interpretiert diese Erscheinung dahingehend, daß die Druckluft beim Anlassen der Flüssigkeit aus der Luftleitung verdrängt und damit gleichzeitig den statischen Wasserspiegel des Brunnens hebt. Bei tiefen Ruhespiegeln des Wassers und bei größeren Durchmessern des Luftrohres kann der Druckbedarf beim Anlassen recht erheblich sein, so daß die zu erwartenden Werte für den Druckbedarf nicht vernachlässigt werden können.

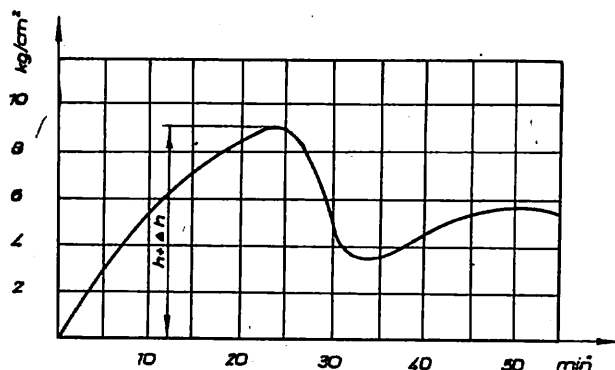


Bild 23

Bei der Bestimmung der Größe des Anlaßdruckes geht man auf Grund des obigen Prinzips davon aus, daß das aus dem Luftrohr verdrängte Wasservolumen im ringförmigen Raum (bei einer zentrischen Anordnung) der Zunahme des aus der Hebung des Wasserspiegels resultierenden Volumens entspricht. Der im Luftraum auftretende Druck beträgt

$$P_1 = \frac{(\gamma + \Delta\gamma) \cdot \gamma}{10} \quad (34)$$

$$P_1 - (\text{kg/cm}^2) \quad \gamma, \Delta\gamma - (\text{m}) \quad \gamma - (\text{t/m}^3)$$

Vernachlässigt man die Wandstärke der Förder- und Luftrohre, so kann man mit Hilfe der obigen Gleichungen folgende Beziehungen schreiben:

$$\frac{d^2 \pi}{4} \cdot y = \frac{(D^2 - d^2) \pi}{4} \cdot \Delta y \quad (35)$$

$$\Delta y = \frac{d^2}{D^2 - d^2} \cdot y \quad (36)$$

$$P_1 = \left( y + \frac{d^2}{D^2 - d^2} \cdot y \right) \cdot \gamma \quad (37)$$

Nach Gleichung 2 beträgt der Anlaßdruck bei der am häufigsten angewendeten zentralen Anordnung (Bild 24):

$$P_1 = \frac{\gamma \cdot \gamma}{10} \cdot \frac{D^2}{D^2 - d^2} \quad (38)$$

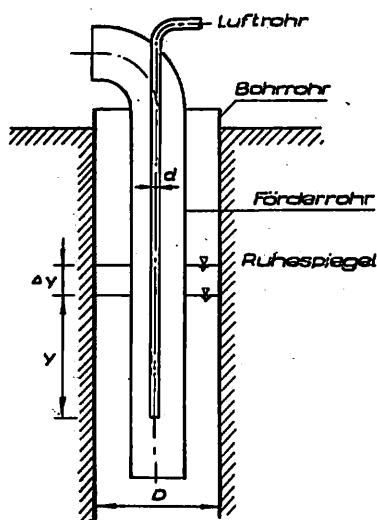


Bild 24

D = Durchmesser des das Wasservolumen einschließenden Bohrerrohres  
 d = Innendurchmesser des Luftrohres  
 y = Eintauchtiefe

An Hand eines Vergleiches der verschiedenen Anordnungsarten kann im Übrigen festgestellt werden, daß bei der zentralen Einbaumethode der geringste Überdruck beim Anlassen auftritt. Unter ungünstigen Betriebsbedingungen ist es für Kompressoren mit beschränktem Druckbereich zur Überwindung eines zu hohen Anlaßdruckes zweckmäßig, in unterschiedlichen Tiefen sogenannte Anlaßventile an die Luftrohre anzuschließen. In der sowjetischen Fachliteratur wird der Anlaßdruck nach folgender Gleichung berechnet:

$$P_1 = (H - h_0 - a + 2) 0,1 \quad (\text{at}) \quad (39)$$

- $P_1$  - der gesamte Druckbedarf beim Anlassen (at)
- $H$  - die Einbautiefe des Mischkopfes (m)
- $h_0$  - der von der Bodenhöhe gerechnete Ruhespiegel (m)
- $a_0$  - die Höhe der in Bodenhöhe befindlichen Montageeinheiten (m)
- 2 - empirischer Wert für die in den Luftrohren auftretenden Verluste (m)

Der Betriebsdruck wird - wie bereits in der Einleitung erwähnt - im wesentlichen durch die Eintauchtiefe des Mischkopfes, d. h. von der über dem Mischkopf befindlichen freien Wassersäule bestimmt. Praktisch wird er durch die im Luftrohr und in den angeschlossenen Montageteilen auftretenden Druckverluste erhöht. Berücksichtigt man diese Überlegungen, so erhält man

$$P_u = \frac{\gamma \cdot \gamma}{10} + P_v \quad (40)$$

$P_v$  - Druckverlust ( $\text{kp/cm}^2$ )

Setzt man in der Formel  $y$  in  $m$  und  $\gamma$  in  $t/m^3$  ein, so erhält man den Wert  $P_u$  in  $kp/cm^2$ .

In der sowjetischen Literatur begegnet man folgender Formulierung (Literatur 3):

$$P_u = 0,1 (H - h) + P_v \quad (41)$$

$P_v$  - der Druckverlust, der sich aus den in der Luftleitung und im Mischkopf auftretenden Druckverlusten zusammensetzt.

$$P_v = P_{v1} + P_{v2} \quad (42)$$

Zur Bestimmung der im Luftrohr auftretenden Druckverluste wird folgende empirische Formel angegeben:

$$P_{v1} = \frac{12,5 \cdot \beta \cdot G^2 \cdot l}{\gamma \cdot d^5} \quad (43)$$

- $\beta$  - der Widerstandsfaktor nach Tabelle 4
- $G$  - die Masse der geförderten Luftmenge (kg/h)
- $l$  - die Länge der Luftleitung, gemessen vom Luftspeicher bis zum Mischkopf (m)
- $\gamma$  - das Volumengewicht der trocknen Luft bei gegebener Temperatur und gegebenem Druck nach Tabelle 5 ( $kg/cm^3$ )

Tabelle 4

Werte für den Widerstandsfaktor

$G, kg/h$	$\beta$	$G, kg/h$	$\beta$	$G, kg/h$	$\beta$
10	2,03	100	1,45	1000	1,03
15	1,92	150	1,36	1500	0,97
25	1,78	250	1,26	2500	0,90
40	1,68	400	1,18	4000	0,85
65	1,54	650	1,10	6500	0,78

Tabelle 5

Die Masse von  $1 m^3$  Trockenluft in  $kg$  bei einer Temperatur zwischen  $-30$  und  $+50^\circ C$  und einem Druck von  $1$  bis  $10 kp/cm^2$

Druck $P kp/cm^2$	Temperatur $^\circ C$							
	-30	-20	-10	0	+10	+20	+30	+50
1	1,406	1,350	1,299	1,251	1,207	1,166	1,128	1,058
2	2,812	2,701	2,589	2,583	2,414	3,332	2,255	2,115
4	5,624	5,402	5,196	5,006	4,829	4,664	4,510	4,232
6	8,436	8,102	7,794	7,509	7,244	6,996	6,765	6,346
8	11,25	10,80	10,39	10,01	9,638	9,328	9,020	8,464
10	14,06	13,50	12,99	12,51	12,07	11,66	11,28	10,58

Bezüglich der in den Leitungen auftretenden Druckverluste findet man ebenfalls tabellarisch zusammengefaßte empirische Werte. So sind in der Tabelle 6 die bei einem Druck von  $7 \text{ kp/cm}^2$  auf einer Leitungslänge von 100 m bei verschiedenen Durchmessern auftretenden Druckverluste angegeben.

Tabelle 6

Luftdruckverlust

Luftdruckverlust in  $\text{kp/cm}^2$  in einer 100 m langen Leitung bei einem Enddruck von  $7 \text{ kp/cm}^2$

$v \text{ m}^3/\text{min}$	Innendurchmesser der Luftrohre ab db in mm									
	20	25	32	40	50	60	70	80	90	100
0,5	0,1	0,04								
1,0	0,4	0,10	0,04							
2,0	1,5	0,50	0,20	0,04						
5,0		2,50	0,80	0,30	0,08	0,03				
10,0			3,00	0,90	0,30	0,10	0,05	0,03		
15,0				1,80	0,60	0,20	0,05	0,03		
20,0				3,20	1,00	0,40	0,20	0,09	0,05	0,03

2.4 Dimensionierung der Förder- und Luftrohre

Wie bei der Beschreibung der verschiedenen Einbauarten festgestellt werden konnte, ist in der Praxis der Einbau der Förder- und Luftrohre mit zentrischer Anordnung am meisten, man kann sagen allgemein, verbreitet. Unter dem Einfluß der durch den Mischkopf eingeleiteten Druckluft bildet sich ein Wasser-Luftgemisch. Beim Ausströmen aus dem Mischkopf wirkt der Druck der von der Eintauchtiefe abhängenden Wassersäule auf die Luftblasen. Am Ausflußkopf hingegen entspricht der Druck annähernd dem atmosphärischen Druck. Auch wurde bereits festgestellt, daß die Dichte des in den Förderrohren aufwärtsströmenden Gemisches nicht konstant ist, sondern vom Druck abhängt, was durch eine parabelförmige Druckkurve dargestellt werden kann. Unter Einfluß des stetig sinkenden Wassersäulendruckes vergrößern sich die Blasen, dehnen sich aus, und das Volumen der in einer Volumeneinheit des Gemisches enthaltenen gesamten Luftmenge nimmt zu. Dies hat schließlich eine Verringerung der Dichte des Gemisches und eine Erhöhung der Strömungsgeschwindigkeit des Gemisches zur Folge. Man hat also, zahlenmäßig ausgedrückt, beim Mischkopf mit einer Strömungsgeschwindigkeit von 2,5 bis 3,0 m/s und beim Auslauf mit einer Geschwindigkeit von 6 bis 8 m/s zu rechnen. Bei der Dimensionierung der Förder- und Luftrohre ist neben den angeführten Geschwindigkeitsverhältnissen auch der Umstand zu berücksichtigen, daß die sogenannten Strömungsverluste in diesem Falle aus zwei Komponenten zusammengesetzt sind: dem

Reibungsverlust und dem sogenannten Schlupfverlust. Der Reibungsverlust resultiert aus der Reibung des strömenden Gemisches an den angrenzenden Rohrflächen und ist proportional zum Quadrat der Strömungsgeschwindigkeit. Im vorliegenden Fall bildet also die Innenwand der Förderrohre und die äußere Mantelfläche der Luftrohre die Reibungsfläche. Eine wesentliche Rolle spielen unbedingt bei der Erhöhung der Reibungsverluste die Muffen der Luftrohre.

Der Schlupfverlust ergibt sich dadurch, daß die in die Wassersäule eingeleiteten Luftblasen mit einer größeren Blasengeschwindigkeit  $V_g$  als die Wassergeschwindigkeit  $V_v$  zum Ausflußkopf streben. Die Größe dieses sogenannten Voreilens wird von der relativen Grenzgeschwindigkeit der Blasen bestimmt:

$$V_g = V_v + w \quad (44)$$

$w$  - Grenzgeschwindigkeit des Voreilens der Blasen

Durch das Voreilen der Blasen wird der Luftgehalt des Gemisches verringert und damit seine Dichte erhöht. Aus diesem Grunde entweicht ein Teil der Luft ohne Arbeitsleistung aus den Förderrohren.

In der sowjetischen Literatur wird der aus dem Voreilen resultierende Verlust durch folgende empirische Gleichung dargestellt (Literatur 5):

$$h_s = \frac{0,3 \cdot H}{K} \quad (45)$$

$V_K$  - mittlere Fördergeschwindigkeit des Gemisches (m/s)  
 $H_K$  - Einbautiefe (m)

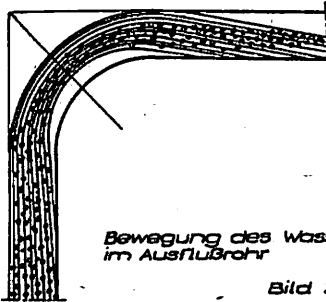
A. G. PATTANTYUS (Literatur 1) gibt Beispiele für die Bestimmung der Strömungsverluste auf analytischem Wege, die jedoch den praktischen Erfordernissen nicht entsprechen. Die Verringerung der Strömungsverluste ist jedoch vom Standpunkt des Wirkungsgrades der Wasserförderanlage von erster-rangiger Bedeutung. Deshalb muß der Wahl der optimalen Abmessungen der Förder- und Luftrohre größte Aufmerksamkeit geschenkt werden.

Bei der Wahl der einen optimalen Betrieb der Mammutpumpe gewährleistenden Förderrohre stehen wir zwei entgegengesetzten Forderungen gegenüber. Einerseits muß der Durchmesser der Förderrohre zur Verringerung der Druckverluste bei geringerer Strömungsgeschwindigkeit vergrößert werden, andererseits wächst der Schlupfverlust bei einer geringeren Strömungsgeschwindigkeit. Versuchsmessungen (Literatur 5) bestätigen, daß die aus der Reibung und dem Vorausschleppen resultierenden Verluste bei einer Strömungsgeschwindigkeit des Gemisches von 8 m/s am geringsten sind. Im Interesse möglichst kleiner Druckverluste und damit eines guten Wirkungsgrades der Mammutpumpe wäre es ideal, wenn der Durchmesser der Förderrohre entsprechend der Zunahme der Geschwindigkeit mit der Höhe ebenfalls stufenweise zunehmen würde. So könnte die Strömungsgeschwindigkeit des Gemisches innerhalb eines Bereiches

von 4 - 10 m/s gehalten werden.

Die Strömungsgeschwindigkeit des Gemisches beträgt in einem beliebigen Querschnitt der Förderrohre:

$$V_x = \frac{Q}{F} \left[ 1 + \frac{10 \cdot V_0}{H_x (K-1) + 10} \right] \quad (\text{m/s}) \quad (46)$$



Bewegung des Wasser-Luftgemisches im Ausflußrohr

Bild 25

- Q - Wassermenge (m<sup>3</sup>/s)
- F - Querschnitt der Förderrohre in der Tiefe H<sub>x</sub> (m<sup>2</sup>)
- V - Spezifischer Luftbedarf (m<sup>3</sup>/s)
- K<sub>0</sub> - Eintauchfaktor
- V<sub>x</sub> - Strömungsgeschwindigkeit des Gemisches im Querschnitt x (m/s)
- F - 0,785 D<sup>2</sup>; nach Einsetzen und Umformen beträgt der Durchmesser der Förderrohre in einem beliebigen Querschnitt bei gegebener Geschwindigkeit:

$$D = \sqrt{\frac{Q \left[ 1 + \frac{10 V_0}{H_x (K-1) + 10} \right]}{0,785 \cdot V_x}} \quad (\text{m}) \quad (47)$$

Im Mischkopf:

$$D = \sqrt{\frac{Q}{0,785 \cdot V} \left[ 1 + \frac{10 \cdot V_0}{H (K-1) + 10} \right]} \quad (\text{m}) \quad (48)$$

Im Ausflußrohr H = 0:

$$D = \sqrt{\frac{Q}{0,785 \cdot V} \cdot [1 + V_0]} \quad (\text{m}) \quad (49)$$

Die obigen Beziehungen gelten bei einer parallelen Anordnung der Förder- und Luftrohre. Beim zentrischen Einbau sind für die Geschwindigkeit V folgende Korrekturen erforderlich:

Tabelle 7

Förderrohr (∅ mm)	400	350	300	250	200	150	125	100
Luftrohr (∅ mm)	100	100	76	63	51	51	38	32
Korrekturfaktor	0,92	0,89	0,92	0,91	0,91	0,84	0,85	0,85
Luftrohr (∅ mm)	76	76	65	51	38	38	32	25
Korrekturfaktor	0,95	0,94	0,94	0,92	0,94	0,90	0,89	0,89

Bei der Wahl der Luftrohre ist zu berücksichtigen, daß die Strömungsgeschwindigkeit der Druckluft von 5 - 10 m/s variiert, da gemäß den Messungen in diesem Bereich die Druckverluste am geringsten sind. In Tabelle 8 sind die Durchmesser der empfohlenen Luftrohre bei einem Druck von 3 kp/cm<sup>2</sup> bzw. 4 - 8 kp/cm<sup>2</sup> in Abhängigkeit von der geförderten Luftmenge angegeben. Die Tabelle gilt für Luftleitungen von höchstens 100 m Länge.

**Tabelle 8**

Luftmenge m <sup>3</sup> /h	0	30	60	120	300	500	700	1100	1500	3000
	30	60	100	200	400	600	1000	1500	2500	6000
	Luftrohr-Durchmesser, mm									
bei einem Druck von 4 - 8 kp/cm <sup>2</sup>	19	19	25	32	38	51	65	76	76	100
bei einem Druck von 3 kp/cm <sup>2</sup>	19	25	32	38	51	65	76	100	100	125

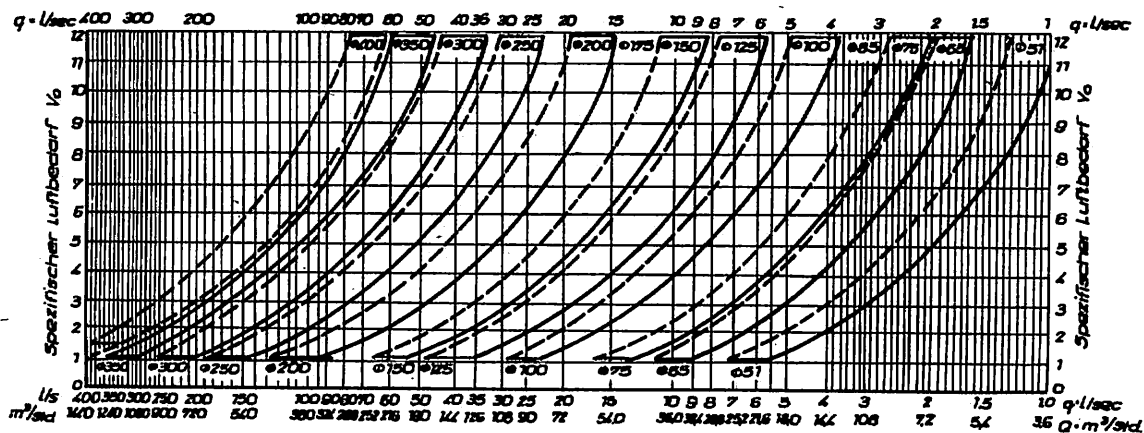


Bild 26

Das Diagramm in Bild 26 enthält die Dimensionen der Luftrohre für eine gegebene spezifische Luftmenge  $V_0$  bei einer Wassermenge  $Q$ . In Ungarn wendet man in der Praxis im allgemeinen ein Verhältnis des freien Querschnitts der Förderrohre zum Querschnitt der Luftrohre von 1 : 6,4 an. Dies bedingt für die Durchmesser ein Verhältnis von:

$$\frac{D_b}{d_K} = 3 \sim 3,5 \quad (50)$$

$D_b$  - Innendurchmesser der Förderrohre (mm)

$d_K$  - Innendurchmesser der Luftrohre (mm)

unter der Voraussetzung, daß Rohre mit einer standardmäßigen Wandstärke verwendet werden.

In der folgenden Tabelle 9 werden die Durchmesser der nach der obigen Überlegung vorgeschlagenen Förder- bzw. Luftrohre bei einer zentrischen Anordnung in Abhängigkeit von der Wassermenge gegeben.

Tabelle 9

Wasser- menge l/min	Innen- $\phi$ der För- derrohre mm $D_b$	Innen- $\phi$ der Luft- rohre mm $d_b$	Wasser- menge l/min	Innen- $\phi$ der För- derrohre mm $D_b$	Innen- $\phi$ der Luft- rohre mm $d_b$
50	45-55	13-16	500	125-145	35-45
100	55-70	17-20	600	140-160	40-50
150	70-85	20-25	800	160-180	45-55
200	80-100	25-30	1000	170-190	48-60
300	100-120	28-35	1250	180-200	50-65
400	110-135	30-40	1500	190-210	55-70

### 2.5 Wirkungsgrad und Leistungsbedarf der Wasserförderanlage

Bei der Prüfung des Wirkungsgrades der gesamten Wasserfördereinheit wird gewertet, wieviel von der Leistung des Antriebsmotors für die Wasserförderung nutzbar gemacht wird. Dies entspricht im allgemeinen dem Wirkungsgrad der gesamten Wasserförderanlage.

Auf Grund des Gesagten gilt:

$$\eta_t = \frac{Q \cdot \gamma \cdot h}{60 \cdot 75 N} \quad (51)$$

$\eta_t$  - Wirkungsgrad der gesamten Wasserförderanlage  
 $N$  - Leistung des Antriebsmotors, gemessen an der Achse des Kompressors (PS)  
 $Q$  - l/min

Der Wirkungsgrad der Wasserförderanlage setzt sich demnach aus zwei Komponenten zusammen: dem Wirkungsgrad des Kompressors und dem Wirkungsgrad des Wasserfördersystems:

$$\eta_t = \eta_k \cdot \eta_m \quad (52)$$

Der Wirkungsgrad der Kompressoreinheit wird durch die Kenndaten des Herstellerbetriebes bestimmt und natürlich vom einwandfreien Zustand der Anlage wesentlich beeinflusst. Sein Wert kann, abhängig vom Abnutzungsgrad des Kompressors, im allgemeinen zu 0,65 - 0,75 angenommen werden. Mit dem Wirkungsgrad des Wasserfördersystems haben wir uns bereits oben befaßt. Seine Größe gibt im wesentlichen darüber Auskunft, wieviel von der zur Verdichtung der Luft aufgewendeten Leistung für die Wasserförderung, d. h. für die Nutzbarkeit zur Verfügung steht. Auf Grund der früheren Ableitungen gilt mit der angewendeten Bezeichnung:

$$\eta_m = \frac{Q \cdot h}{P_1 V_1 \ln \frac{P_2}{P_1}} \quad (53)$$



Es wurde auch bereits darauf hingewiesen, daß seine Größe von einer Vielzahl gleichzeitig wirkender Faktoren beeinflusst wird. Sein Wert wird im allgemeinen auf dem Versuchswege bestimmt. Zur Erleichterung der praktischen Berechnungen haben wir eine auf der Basis solcher Versuchsmessungen erhaltene Gleichung sowie eine Kurve in Abhängigkeit vom Eintauchfaktor K angegeben. Die erforderliche Leistung der Kraftmaschinen kann auch mit Hilfe der bei der Bestimmung des Wirkungsgrades der gesamten Wasserförderanlage angewendeten Gleichung ausgedrückt werden:

$$N = \frac{Q \cdot h \cdot \gamma}{60 \cdot 75 \cdot \eta_t} \quad (54)$$

N - erforderliche Leistung der Kraftmaschine (PS)  
 $\eta_t$  - Wirkungsgrad der gesamten Wasserförderanlage

In der Literatur hingegen dienen im allgemeinen die für den betriebenen Kompressor geltenden Druckwerte und die Luftförderung als Ausgangspunkte. Die zum Antrieb der Achse des Kompressors erforderliche Leistung beträgt auf dieser Basis:

$$N = N_0 \cdot V_k \cdot P_u \quad (PS) \quad (55)$$

$N_0$  - sogenannte spezifische Leistung, die zur Verdichtung von 1 m<sup>3</sup>/min Luft auf 1 at erforderlich ist  
 $V_k$  - die Luftförderleistung des Kompressors (m<sup>3</sup>/min)  
 $P_u^k$  - der Betriebsdruck des Kompressors (kp/cm<sup>2</sup>)

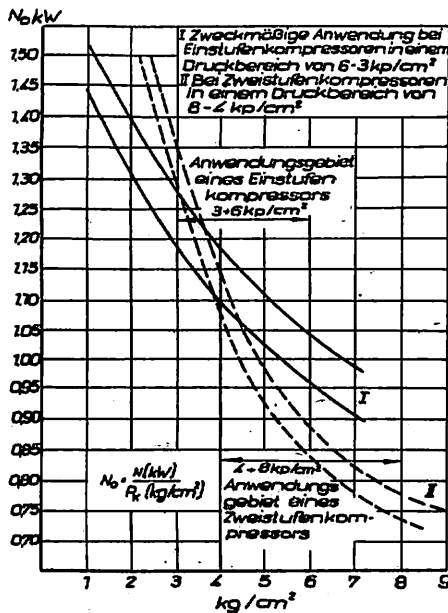


Bild 27

Für den Wert  $N_0$  wird in der sowjetischen Literatur (Literatur 5) ein Diagramm (Bild 27) für Einstufen- und Zweistufenkompressoren veröffentlicht.

Bei Verringerung des Betriebsdruckes verringert sich nämlich auch die an der Achse des Kompressors gemessene sogenannte spezifische Leistung und somit auch die Leistung des Kompressors. Es ist also zweckmäßig, bei einem Druckbedarf von 3 bis 6 kp/cm<sup>2</sup> Einstufenkompressoren und innerhalb eines Druckbereiches von 4 bis 8 kp/cm<sup>2</sup> Zweistufenkompressoren anzuwenden.

### 3. Praktische Fragen des Kompressorbetriebes

#### 3.1 Durchführung von Klarpump- und Pumpversuchen mit Mammutpumpe

Das Klarpumpen mit Mammutpumpe stellt einen technologischen Prozeß dar, der mathematisch nicht vollkommen eindeutig zu erfassen ist. Er wird von der angewendeten Bohrmethode, dem Charakter und der Struktur der wasserführenden Schicht, der Anordnung der Betriebswasserspiegel usw. beeinflusst. Entsprechend den Unterschieden gibt es auch in der Anwendung der technologischen Methoden wesentliche Abweichungen. In der folgenden Erörterung geben wir für den Allgemeinfall eine detaillierte Beschreibung der Technologie und heben für die übrigen spezielleren Fälle lediglich die Abweichungen hervor.

##### 3.1.1 Pumpversuche in sandigen Schichten

Der am häufigsten vorkommene Fall ist die im Zusammenhang mit der hydrogeologischen Erschließung von sandigen Schichten angewandte Methode des Klarpumpens.

Nach Beendigung des Waschprozesses - d. h. nach der reinen Wasserspülung oder beim Trockenbohren unmittelbar nach der Infiltration - beginnt das Klarpumpen mit Mammutpumpe.

Im Rahmen der Vorbereitungsarbeiten sind die Förder- und Luftrohrsätze mit den gewählten Abmessungen einzubauen. Die Förderrohre werden zur Verkürzung oder völligen Vermeidung der Umbauzeit (Ansetzen) zweckmäßig in die zu erwartende maximale Tiefe eingebaut.

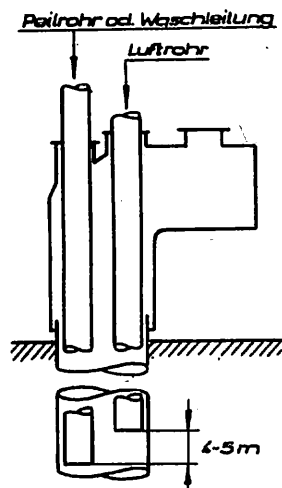


Bild 28

Die Einbaulänge der Luftrohre hängt von den voraussichtlichen Verhältnissen der Förderung ab. Da sich jedoch im Verhältnis zu den geschätzten Werten große Unterschiede in der Wassermenge ergeben können, ist es zur Vermeidung von größeren Wasserstößen zweckmäßig, behutsam vorzugehen. Sollte sich der Einbau trotzdem als überdimensioniert erweisen, muß seine Wirkung durch Verminderung der Luftzufuhr ausgeglichen werden.

Für die Verhältnisse bei der Anordnung der Förder- und Luftrohrsätze gilt die Vorschrift, daß der Mischkopf nicht näher als 4 bis 5 m zum unteren Rand der Förderrohre liegen darf, damit die Luftblasen kein Steigen des Wasserspiegels zwischen den Förder- und Bohrröhren verursachen, wodurch die beim üblichen Einbau (Bild 24) vorhandenen Beobachtungsmöglichkeiten beeinträchtigt werden.

Der Kompressorbetrieb wird stets mit vollständig geöffneten Luftspeicher-  
ventilen begonnen. Zur Verminderung des Anlaßdruckes und zur Vermeidung  
größerer Wasserstöße dürfen die Ventile nur stufenweise geschlossen werden.  
Wie oben erwähnt, können bei Verwendung überdimensionierter Luftrohre durch  
Regelung der Luftmenge die geförderten Wassermengen eingestellt werden.

Dies wird zweckmäßig so realisiert, indem man nach Erreichen der erwünschten  
Wassermenge durch stufenweises Schließen der Ventile diese anstelle  
einer Steigerung der Luftmenge in dieser Stellung beläßt und die überschüssige  
Luft durch das offene Ventil bzw. die Ventile, ableitet.

Die eingestellte Fördermenge ist so lange beizubehalten, bis sich das Wasser  
vollkommen geklärt hat, d. h., bis aus der Bohrung mindestens 6 Stunden hindurch  
sandfreies, reines Wasser gepumpt wird.

Während des Saugens muß im allgemeinen nicht auf eine äußerst gleichmäßige  
Wasserförderung geachtet werden, da ein gering intermittierender Betrieb  
eine intensivere Reinigung gewährleistet, indem er die Lockerung der die  
Strömung hemmenden Verstopfungen ohne eine Beeinträchtigung der Ausbildung  
des Schichtgerippes fördert.

Nach dem das geförderte Wasser in der ersten Stufe klargepumpt ist, muß mit  
einer maschinellen oder einer Handpumpe (der Kompressor ist nicht zulässig)  
sofort eine Wasserprobe für die chemische Analyse entnommen werden. Es ist  
sehr wichtig, daß die chemische Analyse bereits hier erfolgt, da man bei  
einer ungünstigen Zusammensetzung des Wassers durch Unterbrechung des Kom-  
pressorbetriebes erhebliche Kosten einsparen kann.

Bei der Einstellung der zweiten Stufe verfährt man ähnlich wie bei der er-  
sten. Nach dem Vertiefen der Luftrohre erfolgt die Ingangsetzung des Kom-  
pressors erneut durch Regelung der Luftmenge.

Häufig kommt es vor, daß in einzelnen Abschnitten des Filters oder in der Um-  
gebung des Filters, vor allem in feinem, glimmerhaltigen (pannonischen) Sand,  
Verstopfungen auftreten, wodurch die Einströmungsfläche stark verringert  
wird. Eine schädliche Folge dieser Erscheinung ist ein zur Steigerung der  
Wasserförderung unverhältnismäßiges Wachstum der Depression, d. h. eine Sen-  
kung der spezifischen Wassermenge. Die Verstopfungen müssen mit einem Was-  
serstrom entgegengesetzter Richtung gelöst werden, wozu zweckmäßig das be-  
reits oben erwähnte Waschverfahren anzuwenden ist. Das Verfahren wird wirk-  
samer, wenn das Waschwasser durch Schließung der Ausflußöffnung in die  
Schicht gepreßt wird.

Der Waschvorgang ist eigentlich nur an den verstopften Abschnitten vorzu-  
nehmen. Die Bestimmung dieser Abschnitte erfordert jedoch eine rheometri-  
sche Querschnittsermittlung, die gegenwärtig nur bis in begrenzte Tiefe mög-  
lich ist. Die Dauer des Waschprozesses ist daher wesentlich länger als un-  
bedingt notwendig (4 bis 8 Stunden) und erstreckt sich über die gesamte Län-  
ge des Filters. Seine Wirksamkeit kann in Ermangelung einer mechanischen

Querschnittsermittlung an der Steigungstendenz der Betriebswasserspiegel nach erneuter Ingangsetzung des Kompressorbetriebes beurteilt werden. Falls erforderlich, muß der Vorgang mehrmals wiederholt werden, wobei sich der Umstand, daß der Waschkopf gleichzeitig als Peilrohr eingebaut wird, als äußerst wirtschaftlich erweist. Auf diese Weise kann die Waschleitung während des Kompressorbetriebes zur Messung des Betriebswasserspiegels benutzt und ein mehrmaliger Ein- und Ausbau vermieden werden. Hierbei darf in der Waschphase beim Rotieren des Waschgestänges eine Schwenkung um mehr als  $180^{\circ}$  nicht erfolgen. Es ist daher richtiger, die Drehbewegung manuell durchzuführen.

Die maximale Wassermenge ist entsprechend der Kornstruktur der Schicht durch mehrere Leistungsstufen zu approximieren. Bei Sanden grober und mittlerer Korngröße ist es zweckmäßig, 3 bis 4 und bei feinkörnigen Sanden 4 bis 6 Stufen anzuwenden.

Die Steigerung der Wasserförderung wird dann begrenzt, wenn der aus der Bohrung emporsteigende Wasserstrom vorwiegend eine Korngröße zu Tage fördert, die den Abmessungen des sogenannten Nutzkornes, das man in der Bohrung zurückzulassen beabsichtigt, vollends oder annähernd entspricht. Will man also das maximale Wasserfördervermögen einer Bohrung bestimmen, so muß die Korngröße des mitgeführten Sandes ständig kontrolliert werden. Die maximale Wasserförderung muß mindestens 6 Stunden hindurch aufrecht erhalten werden (Standard MSz 5199).

Es muß bemerkt werden, daß für den größten Teil unserer Bohrbrunnen keine maximale Wassermenge festgesetzt ist. Die obere Grenze wird meistens durch den Bedarf bestimmt.

Die Dauer des Klarpumpens mit Mammutpumpe beträgt in Abhängigkeit von der Kornstruktur der Schicht im allgemeinen 120 bis 180 Stunden, doch kann der Zeitbedarf, insbesondere bei den sehr feinen pannonischen Sandschichten Transdanubiens, im Interesse der Ausbildung eines wirksamen Filterskeletts wesentlich höher liegen.

### 3.1.2 Pumpversuche in Kalkstein-Dolomit

Im Kalkstein-Dolomit erfolgt die Wasserförderung aus Klüften unterschiedlicher Größe und nicht aus dem Porenvolumen des Gesteins. Entsprechend den Gegebenheiten kann das Filtergewebe entfallen. Der perforierte oder geschlitzte Rohrabschnitt ergibt eine Filterfläche von wesentlich höherer Wirksamkeit.

Beim Klarpumpen mit der Mammutpumpe hat die sorgfältige Einstellung der Wasserstufe keine Bedeutung mehr, da die Wirkung größerer Wasserstöße auf die Schichten keine schädlichen Folgen verursacht. Da die Körnung von 1 bis 2 mm unter der wirksamen Korngröße liegt, muß der Kompressorbetrieb zur Beschleunigung der Reinigung und zur Erhöhung ihrer Wirksamkeit mit häufiger Unterbrechung durchgeführt werden. Für die Bewegung entfernterer Teile kann auch der Kolbenbetrieb angewendet werden, der plötzlich große Druckunterschiede erzeugt.

Es ist auch in diesem Falle zweckmäßig, die Steigerung der Wasserförderung in mehreren Stufen vorzunehmen, da der optimale Reinigungseffekt durch stufenweises Einbeziehen der der Bohrung umgebenden Zonen erzielt wird.

### 3.1.3 Pumpversuche in klüftigem Kalkstein

In Kalksteingebieten kommt es häufig vor, daß sich in der wasserführenden Schicht Risse von mehreren Metern Durchmesser und Hohlräume befinden, die zum Teil mit feinem Gesteinsstaub ausgefüllt sind. Die Durchlässigkeit des Sediments ist im allgemeinen relativ gering, wodurch die Ergiebigkeit dieser Bohrungen stark herabgesetzt wird.

Außerdem besteht beim Bohren die ernste Gefahr, daß das Material mit labilem Gleichgewicht auch bei richtiger Spülungsbehandlung leicht in die Bohrung stürzt und ein Verklemmen des Bohrstrangs verursacht.

Aus diesen Gründen ist es zweckmäßig, die Umgebung des Bohrloches vollkommen vom Sediment zu reinigen. Sehr wirksam erweist sich die Methode, bei der die Durchbohrung der aufgefüllten Hohlräume mit der Phase der Schichtreinigung verbunden wird.

Die auf diese Art durchgeführte Reinigung erfolgt wesentlich rascher als nach der Methode unter dem Schutz der Filter, da der Filterwiderstand aus dem Prozeß ausgeschaltet wird. Ein weiterer Vorteil ergibt sich durch die Beseitigung der Gefahr einer Verklemmung im Bohrloch.

Zur Erzielung einer hohen, zur raschen Förderung des Kornmaterials an die Oberfläche erforderlichen Geschwindigkeit müssen die Förderrohre mit kleinem Durchmesser verwendet werden (102/93 mm  $\emptyset$ ), die entsprechend der Geschwindigkeit des Klarpumpens, immer tiefer in das Bohrloch einzuführen sind. Der Kompressorbetrieb ist auch hier ruckartig durchzuführen, damit auch entfernter liegende Sedimente durch die infolge Druckänderung auftretenden Wasserstöße in den Reinigungsprozeß einbezogen werden. Ist die Durchlässigkeit des Sedimentes so gering, daß beim Kompressorbetrieb die Höhe der zwischen dem Mischkopf und dem Fördersystem befindlichen Wassersäule unter die erforderliche Eintauchtiefe fällt, so muß für ständige Wassernachfüllung zwischen den beiden Rohrsystemen gesorgt werden.

Nach Beendigung des Klarpumpens ist der Filtersatz (ohne das Filtergewebe) einzubauen.

### 3.1.4 Pumpversuche bei großer Wasserergiebigkeit

Bei Schichten mit größerer Wasserergiebigkeit und tieferem Ruhspegel kommt es vor, daß zur erforderlichen Steigerung der Wasserförderung eine größere Luftmenge benötigt wird, als der angewandten Kompressorleitung entspricht. Zur Erzeugung der erforderlichen Luftmenge müssen zwei Kompressoren gleichzeitig betrieben werden. Die Kompressoren können auf zweierlei Weise in den Förderprozeß eingeschaltet werden. Nach der einen Methode werden die beiden Kompressoren mit möglichst gleicher Leistung an einen ge-

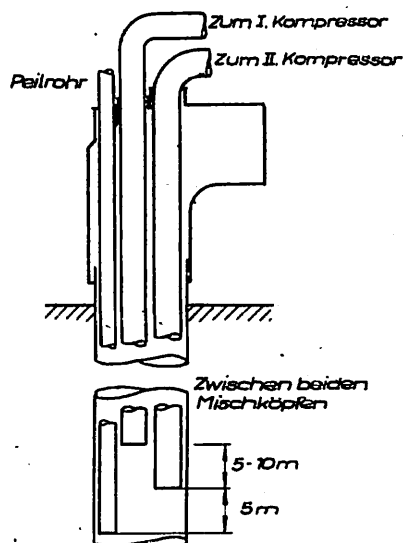


Bild 29

meinsamen, entsprechenden, richtig dimensionierten und mit Rückschlagventilen versehenen Luftbehälter angeschlossen. Bei der Wahl des Innendurchmessers der Luftrohre muß demnach die erhöhte Luftmenge berücksichtigt werden.

Die zweckmäßige Ausführungsform der zweiten Anordnung ist aus Bild 29 zu ersehen. Das Wesentliche dieser Anordnung ist, daß die beiden Kompressoren voneinander unabhängig, mit paralleler Luftführung und separatem Mischkopf betrieben werden. Nach den praktischen Erfahrungen wies von diesen beiden Methoden die letztere, wahrscheinlich infolge einer besseren Zerstäubung, einen günstigeren Wirkungsgrad auf.

Der Probebetrieb kann nach dem Einführen der Stopfbuchsen begonnen werden. Das Förderrohr ist in die während der Reinigungsphase notwendige maximale Tiefe einzubauen. Ferner ist zur Gewährleistung eines kontinuierlichen Betriebes eine Veränderung der Luftrohre möglichst zu vermeiden, und die einzelnen Waschstufen sind durch Änderung der Luftzufuhr einzustellen. Dies ist erforderlich, weil sich der stationäre Zustand wegen des Rückflusses später einstellt, d. h., daß die Betriebspausen die Dauer des Kompressorbetriebes verlängern.

Bei einer längeren Betriebspause muß in vielen Fällen die ganze Pumparbeit von neuem begonnen werden (Gemäß MSz 5199 ist für 24 Stunden eine Betriebspause von höchstens 2 Stunden zulässig). Eingangs wurde erwähnt, daß beim Pumpversuch der stationäre Zustand nur selten abgewartet wird. Im allgemeinen ist auf Grund der während 24 Stunden hindurch gemessenen Konstanz der Daten für die einzelnen Leistungsstufen eine weitere Steigerung der Wassermenge bereits statthaft. Dies ist jedoch nur ein scheinbarer stationärer Zustand. Die praktischen Erfahrungen beweisen, daß die Herstellung des Gleichgewichtszustandes auch mehrere Tage beanspruchen kann, währenddessen die Betriebswasserspiegel erheblich sinken können. Da jedoch bei Einzelbohrungen keine Möglichkeit zur Feststellung der Änderung des Depressionstrichters besteht, begnügt man sich, auch aus wirtschaftlichen Gründen, mit der oben erwähnten Konstanz nach 24 Stunden. Die Leistungsstufen sind zweckmäßig zu 40 bis 60 % und zu 80 %, bezogen auf die beim Klarpumpen bestimmte maximale Wassermenge, zu wählen (der Standard legt die obere Grenze des Probebetriebes mit 80 % fest. Nur bei rissigen und geröllreichen Schichten ist eine Steigerung bis zur Höchstbelastung zulässig), damit die mit Hilfe der

Wertepaare konstruierte Durchsatzlinie anschaulich und genau ist. Von großer Bedeutung ist beim Pumpversuch die genaue Ermittlung der Betriebswasserspiegel und der diesen entsprechenden Wassermengen. Dieses Prinzip ist leider bei der Wasserförderung mit Kompressoren sehr schwer zu verwirklichen. Auf jeden Fall ist es zweckmäßig, den Durchmesser der Förderrohre so zu wählen, daß die Wasserströmung möglichst gleichmäßig ist. In schwierigen Fällen ist eine Tauchkolbenpumpe oder eine Zentrifugalpumpe zu verwenden, mit deren Hilfe die Messungen mit größter Genauigkeit durchgeführt werden können. Die Dauer des Probebetriebes beträgt im allgemeinen 40 bis 60 Stunden.

### 3.2 Spezielle Anwendungsgebiete der Mammutpumpe

In den USA, wo ähnlich wie bei uns beim Bau von Tiefbohrbrunnen bereits seit langem das Verfahren der Dickspülung angewendet wird, räumt man dem Kompressorbetrieb zum Zweck der Filterwaschungen ein weites Feld ein. Bei den Klarpumpversuchen wird mit Hilfe des Kompressors auf den Wasserspiegel und auf die Filterwand abwechselnd eine Druck- und Stoßwirkung ausgeübt,

wodurch eine kräftige Druck- und Saugwirkung resultiert und die Lockerung der wasserführenden Schicht bzw. das Lösen der Spülungskruste gefördert wird. Die Anordnung der Förder- und Luftrohre sowie die Ausführung des Brunnenkopfes ist für diesen Fall in Bild 30 veranschaulicht. Das Ansatzrohr des Filterrohres wird mit einem Flansch a verschlossen, an den sich das T-Stück b anschließt. Dieses wird mit einem Absperrschieber c mit drei Öffnungen bzw. einem Durchgangshahn mit Halbdrehung versehen. Auf diese Weise besteht die Möglichkeit, die Druckluft einmal in das Luftrohr der Wasserfördervorrichtung (d) und zum anderen durch die Leistung e direkt in das Bohrloch einzuführen. Bei einer Eintauchtiefe des Luftrohres von 60 - 70 % ist das Förderrohr im Interesse eines intensiveren Reinigungseffektes möglichst bis zum oberen Rand des Filterrohres einzubauen. Bei dieser Anordnung wird mit dem Klarpumpen begonnen. Sofern man bereits während

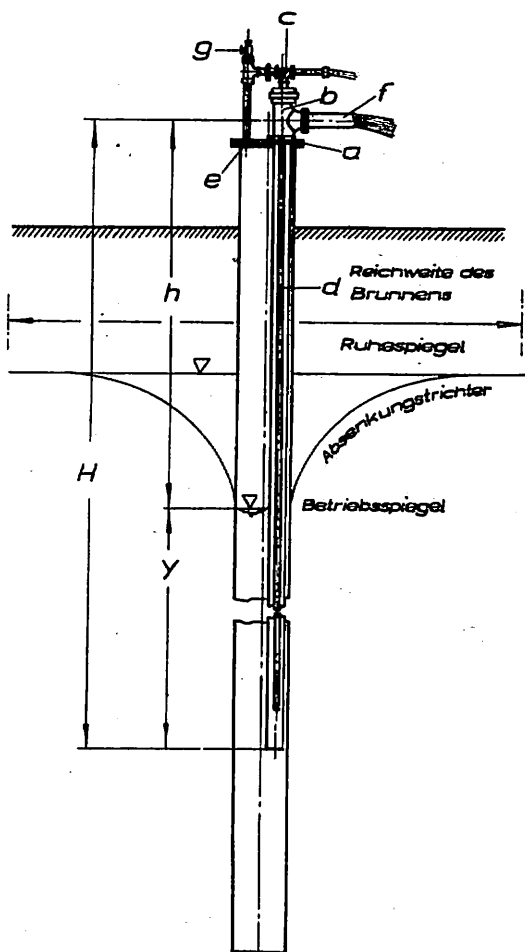


Bild 30

des Reinigungsprozesses ein Wasser entsprechender Reinheit erhält, schaltet man den Kompressor aus und schließt den Schieber o. Der während des Klarpumpens abgesaugte Wasserspiegel beginnt zu steigen, bis er den Ruhestand erreicht hat. Dies kann durch die Leitung g, wo die Luft entweicht, beobachtet werden. Dann wird der Schieber so eingestellt, daß die Druckluft unmittelbar in das Mutterrohr gespeist wird. Unter Einwirkung der Druckluft beginnt der Wasserspiegel zu sinken, bis er das untere Ende des Förderrohres erreicht hat. In diesem Fall entweicht nämlich die Druckluft durch das Luftrohr. Wenn die Druckluft den Ausfluß erreicht, wird die weitere Luftzufuhr eingestellt. Bei geöffnetem Absperrschieber wird sich der Ruhestand erneut einstellen, und das Klarpumpen kann fortgesetzt werden.

Dieser sich abwechselnde Pump- und Druckvorgang wird so lange wiederholt, bis der Filterbereich gründlich gereinigt ist. Bezüglich der anzuwendenden Luftrohre ist in der Literatur die Tabelle 10 angegeben.

Tabelle 10

Geförderte Menge		Förderrohre	Luftrohre
Gallon/min	Liter/min	Ø in Zoll	
25 - 50	94 - 189	2	1/2
50 - 100	189 - 378	3	3/4
100 - 150	378 - 568	3 1/2	1
150 - 200	568 - 757	4	1 1/4
200 - 300	757 - 1135	5	1 1/2
300 - 400	1135 - 1512	6	2
400 - 750	1512 - 2830	8	2 1/2
750 - 1200	2830 - 4540	10	3
1200 - 1750	4540 - 6620	12	3 1/2

Bei der Anordnung gemäß Bild 31 besteht hingegen die Möglichkeit, daß bei einem normalen Klarpumpen starke "Luftstöße" in der Bohrung erzeugt werden. In diesem Fall ist dafür zu sorgen, daß die Einbautiefe der Förder- und Luftrohre rasch geändert werden kann. Dies wird bei entsprechenden konstruktiven Gegebenheiten so gelöst, in dem die Förderrohre am Seil der Bohrtrommel und die Luftleitung am Seil der Schlämmtrommel aufgehängt werden. Außerdem muß für ein flexibles Luftleitungsrohr entsprechender Länge auch in Bodenhöhe gesorgt werden. Beim Klarpumpen wird zur Erreichung einer entsprechenden Wirkung empfohlen, die Förderrohre möglichst bis zu einer Tiefe von 0,6 bis 1,0 m, gerechnet vom unteren Rand des Filters, und die Luftrohre bis zu einer Tiefe von 0,3 bis 0,6 m, gerechnet vom unteren Rand der Förderrohre, einzubauen.



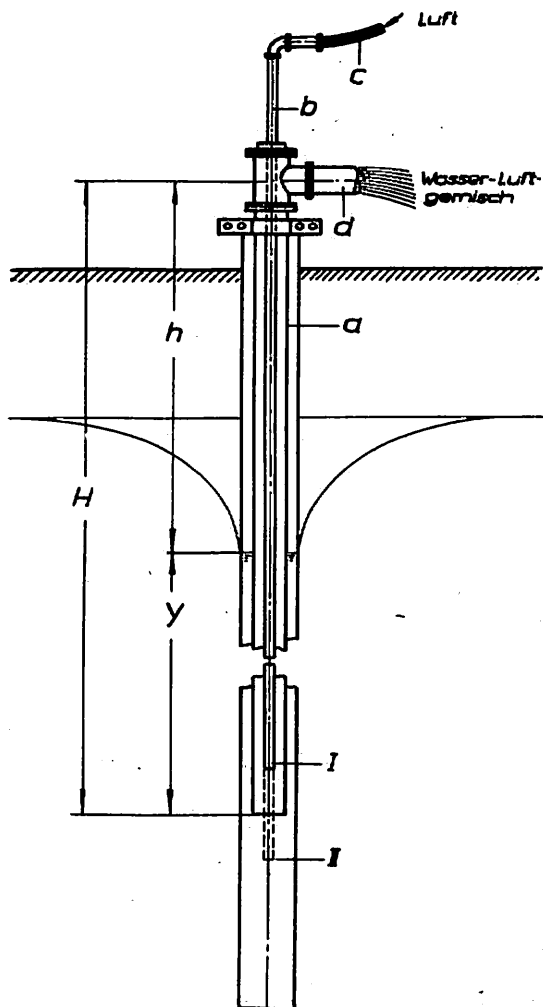


Bild 31

Falls das beim Klarpumpen gewonnene Wasser bereits genügend rein ist, so wird die Luftzufuhr am Ventil des Luftbehälters gedrosselt, so daß der Kompressor nur noch in den Luftbehälter fördert.

Inzwischen werden die Luftrohre in den Förderrohren um etwa 0,3 m in die Lage II (Bild 31) vorgeschoben. Wenn im Luftspeicher entsprechend den konstruktiven Gegebenheiten ein Druck von mindestens  $10 \text{ kp/cm}^2$  erreicht ist, öffnet man plötzlich das Ventil des Luftspeichers, so daß die komprimierte Luft mit großer Kraft in die Bohrung eindringt. Durch die Wirkung des Luftstoßes wird die umgebende wasserführende Schicht gelockert und das Wasser aus den Förderrohren ausgestoßen. Anschließend werden die Luftrohre bis zur ursprünglichen Höhe in die Förderrohre zurückversetzt und mit dem Klarpumpen begonnen. Dieser Arbeitsgang wird über die gesamte Länge des Filters auf verschiedenen Abschnitten wiederholt. Bei diesem Verfahren werden in den USA die in der nachstehenden Tabelle 11 angeführten Förder- und Luftrohrsätze verwendet. In Ungarn sind der Anwendung dieses Verfahrens durch die

konstruktiven Besonderheiten der vorhandenen Kompressoren und Luftbehälter sowie deren Druckverhältnisse Grenzen gesetzt. In manchen Fällen wäre dieses Verfahren jedoch unbedingt erfolgversprechend. Es müßte untersucht werden, bis zu welchen Tiefen dieses Verfahren unter den gegebenen Bedingungen erfolgreich anzuwenden wäre.

Tabelle 11

Geförderte Menge		Förderrohre	Luftrohre
Gallon/min	Liter/min	Ø in Zoll	
50 - 60	113 - 227	2 1/2	3/4
60 - 75	227 - 283	3	1
75 - 100	283 - 378	3 1/2	1 1/4
100 - 150	378 - 567	4	1 1/2
150 - 250	567 - 945	5	1 1/2
250 - 400	945 - 1512	6	2
400 - 700	1512 - 2640	8	2 1/2
700 - 1000	2640 - 3785	10	2 1/2

(1 amerik. Gallon = 3,785 l)

### 3.3 Zahlenmäßige Beispiele für die Durchführung von Mammutpumpversuchen

In den vorhergehenden Kapiteln wurde bereits auf die entscheidende Bedeutung des sachgemäß durchgeführten Klarpumpens für die Ausbildung des Gerüsts der Schicht und für die Schaffung von optimalen Bedingungen für die Wasserförderung hingewiesen. Zur Unterstreichung des Gesagten sollen im folgenden noch einige repräsentative Ergebnisse bekanntgegeben werden, die zwar unter sehr günstigen geologischen Bedingungen, jedoch gleichzeitig mittels eines sachgemäß durchgeführten Mammutpumpversuches von entsprechender Dauer erzielt wurden.

#### Gaswerk in Debrecen

Bohrtiefe: 179 m

Abmessungen der Verrohrung:

279 mm Ø von 0 - 179 m

203 mm Ø von 0 - 129,7 m

Filter von 120 bis 179 m

Wasser-Ruhepegel: -19,80 m (unter Rasenhängebank)

In der ersten Stufe des Klarpumpens wurde bei einem Betriebswasserspiegel von 25,5 m eine Wassermenge von 670 l/min entnommen, was einer spezifischen Wassermenge  $q = 118$  l/min entspricht. Nach Beendigung eines 250-stündigen Mammutpumpversuchs vermehrte sich die Wassermenge bei einem Betriebswasserspiegel von -26,5 m auf 1700 l/min. Demnach erhöhte sich die spezifische Wassermenge auf  $q = 266$  l/min. Beim Klarpumpen wurde das Prinzip der Abstufung streng eingehalten und der Kompressorbetrieb in der Anfangsperiode mit dem Waschvorgang kombiniert. Ähnliches sieht man auch an zahlreichen anderen Beispielen:

Kühlhaus in Debrecen

Bohrtiefe: 171 m

Verrohrung: 305 mm  $\phi$  0 - 55,70 m  
 241 mm  $\phi$  -44,4 - -128,80 m (einschließlich Filter)

	Ruhe Spiegel	Betriebs- wasserspiegel	Wassermenge	spez. Was- sermenge
Zu Beginn des Mammutpumpversuches	-15,90	-20,20	415 l/min	96 l/min
Am Ende des Mammutpumpversuchs	-15,70	-21,80	1710 l/min	280 l/min

Déaványa

Bohrtiefe: 250,50 m

Verrohrung: 241 mm  $\phi$  0 - -22,50 m  
 203 mm  $\phi$  0 - -203,50 m  
 133 mm  $\phi$  -190 - -250,50 m (einschließlich Filter)

	Ruhe Spiegel	Betriebs- wasserspiegel	Wassermenge	spez. Was- sermenge
Zu Beginn des Mammutpumpversuches	-1,2	-21,0	220 l/min	11 l/min
Am Ende des Mammutpumpversuchs	-1,2	-13,0	400 l/min	34 l/min

Aus diesen wenigen dargestellten Beispielen ist deutlich zu ersehen, daß der Klarpumpversuch sowohl vom qualitativen als auch vom ökonomischen Standpunkt die wichtigste Arbeitsphase in der hydrogeologischen Erkundung und Erschließung darstellt. Zur Erreichung der optimal aus der Bohrung zu entnehmenden Wassermenge, bzw. einer möglichst guten Näherung des optimalen Wertes müssen jedoch die zur Verfügung stehenden Ausrüstungen entsprechend den konstruktiven Abmessungen der Bohrungen und den in den Bohrungen herrschenden hydrodynamischen Verhältnissen sehr sinnvoll eingesetzt werden.

3.4 Planung der Pumpversuche

Für die Durchführung der Mammutpumpversuche muß ein Planentwurf für die Dimensionierung ausgearbeitet werden. Falls auf Grund früher durchgeführter Pumpversuche genügend Angaben zur Verfügung stehen, kann dieser bereits vor Beginn des Mammutpumpversuches aufgestellt werden. Dadurch können eventuelle weitere unnötige Förderarbeiten vermieden werden. In den meisten Fällen sind jedoch die hydrodynamischen Verhältnisse in der Bohrung vor Beginn des

Mammutpumpversuches nicht bekannt, so daß die Ausarbeitung eines gut überlegten Planes für den Mammutpumpversuch erst nach einem vorhergehenden Klarpumpen über eine definierte Zeit (24 - 70 Stunden) erfolgen kann. In diesem Plan sind auf der Basis der mitgeteilten technologischen Vorschriften, Tabellen und Gleichungen für die gegebenen Verhältnisse folgende Angaben aufzunehmen: der günstigste Kompressortyp, die Abmessungen der Förder- und der Luftrohre, die Einbaumethode, die Eintauchtiefe usw. Obwohl bei der Projektierung nur die zur Verfügung stehenden Kompressortypen und die in geringen Grenzen variablen Abmessungen der Bohr- und Gasrohre berücksichtigt werden können, kann die Wirksamkeit der Klarpumpversuche durch sinnvolle technische Vorarbeiten wesentlich erhöht werden. Abgesehen vom Schadhafwerden der maschinellen Anlage und einer eventuellen Undichtigkeit der Leitungen usw. können die während des Mammutpumpversuches auftretenden Störungen vor allem auf folgende Ursachen zurückgeführt werden:

1. unzureichende Luftzufuhr,
2. falsche Eintauchtiefe,
3. ungünstige Wahl der Abmessungen der Förder- und Luftrohre,
4. Konstruktionsfehler des angewendeten Mischkopfes und Ausflußrohres,
5. geringe spezifische Wassermenge infolge eines großen Widerstandes im Bohrloch, große Depression.

Die aufgezählten Mängel können jedoch durch eine zweckmäßige Wahl der Verfahren oder durch Anwendung eventueller Hilfsverfahren - z. B. des Waschvorganges - vermieden werden.

### 3.5 PV-Technologie

Die Erarbeitung einer solchen Technologie stellt daher eine bedeutende technische Aufgabe dar. An Hand nachstehender praktischer Beispiele soll dazu Hilfestellung geboten werden:

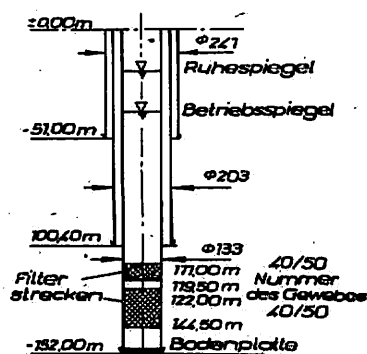


Bild 32

Es ist die Brunnenkonstruktion (Bild 32) vor dem Ausschneiden eines Rohres von 133 mm  $\phi$  in entsprechender Tiefe und dem Einbau der Stopfbuchse gegeben. Der sich in der Bohrung ausbildende Ruhespiegel liegt in einer Tiefe von -20,0 m. Nach einem 70stündigen Klarpumpen wurde bei einem Betriebswasserspiegel von 32 m eine Wassermenge von 300 l/min entnommen. Die berechnete spezifische Wassermenge entspricht demnach  $Q = 25$  l/min. Die Aufgabe erfordert, die Wasserförderung der Bohrung auf mindestens 500 l/min zu erhöhen. Zur Verfügung

steht ein Kompressor vom Typ MAVAG mit einer Luftförderung von 300 m<sup>3</sup>/h bei einem Druck von höchstens 7 at. Die Mittellinie der Ausflußöffnung

liegt in einer Höhe von 1,5 m, gerechnet von Rasensohle. Wegen des noch unausgeschnittenen Ansatzrohres des Filterrohres von 133 mm  $\phi$  sind die Abmessungen der einzubauenden Förderrohre begrenzt. Zu bestimmen sind die Abmessungen der Förder- und Luftrohre, die Eintauchtiefe, die erforderliche Luftzufuhr, der Anlaß- und der Betriebsdruck sowie die in den Förderrohren entstehende Strömungsgeschwindigkeit.

Auf Grund der in der Bohrung herrschenden hydrodynamischen Verhältnisse und des zur Verfügung stehenden Kompressors entspricht der maximale Wert für die Einbautiefe des Mischkopfes:

$$H_{\max} = (P - P_v) + (a + h_0) = (70 - 2) + (1,5 + 20) = 89,5 \text{ m}$$

- $H_{\max}$  - der maximale Wert für die Einbautiefe (m)
- $P_{\max}$  - der maximale Druck des Kompressors (m)
- $P_v$  - der in den Luftrohren auftretende Druckverlust, der auf Grund der empirischen Daten mit 2 m angesetzt werden kann
- $a$  - die vom Erdniveau gemessene Höhe der Wasserentnahmestelle (m)
- $h_0$  - die vom Erdniveau gemessene Tiefe des Ruhespiegels (m)

Auf Grund der Daten aus dem vorhergehenden Klarpumpen beträgt das voraussichtliche Maß der Absaugung:

$$s = \frac{Q}{q} = \frac{500}{25} = 20 \text{ m}$$

- $Q$  - die zu erreichende Wassermenge (l/min)
- $q$  - die spezifische Wassermenge (l/min/m)

Für die Wassermengenkurven ist es im allgemeinen charakteristisch, daß sie mit steigendem Absauggrad steiler werden, d. h., daß die spezifische Wassermenge sinkt. Bei der Bestimmung der voraussichtlichen Absaugung muß mit einer gewissen Sicherheit gerechnet werden. Im vorliegenden Fall wird das voraussichtliche Maß der Absaugung um 5 m erhöht. Somit erhält man  $s = 25$  m, und für den voraussichtlichen Betriebswasserspiegel ergeben sich -45 m. Anschließend kann bereits die volle Druckhöhe berechnet werden:

$$h_{\max} = a + h_0 + s = 1,5 + 20 + 25 = 46,5 \text{ m}$$

Auf Grund der in der sowjetischen Literatur üblichen Prinzipien beträgt der Eintauchfaktor:

$$K = \frac{H_{\max}}{h_{\max}} = \frac{89,5}{46,5} = 1,92 = 1,9$$

Nach dem Diagramm in Bild 21 gehört zu einer Förderhöhe von 47 m der optimale Eintauchfaktor  $K = 1,7$ , d. h., daß das berechnete Eintauchverhältnis akzeptierbar ist.

Falls die Arbeitsbedingungen günstiger sind, geht man natürlich vom optimalen Eintauchfaktor  $K$  aus und berechnet auf Grund der Beziehung  $K \cdot h = H$

die Eintauchtiefe  $y$ .

Bei Kenntnis der Druckhöhe und des Eintauchfaktors kann der zur Förderung einer Wassermenge von  $1 \text{ m}^3$  erforderliche sogenannte spezifische Luftbedarf  $V_0$  berechnet werden. Nach dem Nomogramm in Bild 18 ist  $V_0 = 6 \text{ m}^3/\text{min}$ . Vollständigkeithalber wird aber dieser Wert auch durch Berechnung nach der bereits bekannten Gleichung kontrolliert:

$$V_0 = \frac{h}{23\eta \log \frac{h(K-1)+10}{10}} = \frac{46,5}{11,2 \log \frac{46,5(1,9-1)+10}{10}} = 5,8 \text{ m}^3/\text{min}$$

Der Wert für  $23\eta$  beträgt auf Grund des Nomogramms in Bild 19 11,2.

In der Tabelle 8 wird für eine Luftzufuhr von 300 bis 400  $\text{m}^3/\text{h}$  bei einem Druck von 4 bis 8  $\text{kg}/\text{cm}^2$  ein Luftrohr von 38 mm  $\emptyset$  empfohlen. Dies macht, bezogen auf die in Ungarn gebräuchlichen Durchmesser, den Einbau eines Gasrohres von 6/4" erforderlich.

Der für eine Wasserförderung  $Q = 500 \text{ l}/\text{min} = 30 \text{ m}^3/\text{h}$  und eine Luftmenge von  $6 \text{ m}^3/\text{min}$  erforderliche Förderrohrdurchmesser kann aus der Tabelle 9 entnommen werden. Man erhält für eine Wasserförderung von 36 - 50  $\text{m}^3/\text{h}$  ein Förderrohr von 125 mm  $\emptyset$ . Dies macht unter Berücksichtigung der entsprechend dem ungarischen Bezugsstandard anzuwendenden Bohrrohre den Einbau eines Förderrohres von 133 mm  $\emptyset$  erforderlich.

Beim gegenwärtigen Zustand der Bohrung ist dies aber nicht möglich. So wird der Mammutpumpbetrieb entweder direkt mittels des Ansatzrohres von 133 mm  $\emptyset$  durchgeführt oder der Rohrchnitt in der vorgegebenen Tiefe durchgeführt und nach Einführung der Stopfbuchse ein Förderrohr von 133 mm  $\emptyset$  eingebaut. Letzteres hätte aber unter Berücksichtigung der Brunnenkonstruktion keinen besonderen Sinn, da die Stopfbuchse in einer Tiefe um 90 m angeordnet wird. Man wird also das Ansatzrohr des Filterrohres von 133 mm  $\emptyset$  als Förderrohr verwenden.

Für den Mammutpumpbetrieb wählt man die Einbauart der Förder- und Luftrohre mit konzentrischer Anordnung. In diesem Fall muß aber die dem Rohrdurchmesser im Nomogramm zugeordnete Wassermenge mit dem Korrekturfaktor nach Tabelle 7 multipliziert werden. Der Korrekturfaktor beträgt im vorliegenden Fall 0,85.

$$Q = 36,0 \times 0,85 = 30,6 \text{ m}^3/\text{h} = 510 \text{ l}/\text{min}$$

Dies bedeutet, daß ein Förderrohr von 133 mm  $\emptyset$  den Forderungen entsprechen wird.

Die zur Förderung einer Wassermenge von  $30,6 \text{ m}^3/\text{Std.}$  erforderliche Luftmenge beträgt:

$$V = \frac{Q \cdot V_0}{60} = \frac{30,6 \cdot 6,0}{60} = 3,06 \text{ m}^3/\text{min}$$

Dem Anlaßdruckbedarf entspricht:

$$P_1 = (H_{\max} - h_0 - a + P_v) 0,1 = (89,5 - 20 - 1,5 + 2) 0,1 = 7 \text{ at}$$

Der MAVAG-Kompressor kann also auch ohne Einfügung eines Anlaßventiles betrieben werden.

Dem Betriebsdruckbedarf entspricht:

$$P_{II} = (H_{\max} - h_{\max} + P_v) 0,1 = (89,5 - 46,5 + 5) 0,1 = 4,8 \text{ at}$$

Auf Grund der Erfahrungswerte muß beim Betrieb bereits mit einem höheren Widerstand im Luftrohr - mit etwa dem 2,5fachen des Anlaßwertes - gerechnet werden. Somit wird mit einem Wert  $P_v = 5 \text{ m}$  gearbeitet.

Die Wassergeschwindigkeit im Mischkopf kann nach folgender Gleichung ermittelt werden:

$$v_{\text{Mischkopf}} = \frac{Q + V : (P_{II} + 1)}{10 - F}$$

- Q - Wassermenge (l/s)
- V - Luftmenge (l/s)
- F - im Förderrohr zur Verfügung stehender kreisförmiger Querschnitt (dm<sup>2</sup>)
- P<sub>II</sub> - Betriebsdruck (at)

$$F = F_1 - F_2 - F_3 = 1,205 - 0,18 - 0,0257 = 1 \text{ dm}^2$$

- F<sub>1</sub> - mit dem Innendurchmesser des Bohrrohres von 133 mm  $\phi$  berechnete Querschnittsfläche
- F<sub>2</sub> - mit dem Außendurchmesser des Gasrohres 6/4" berechnete Querschnittsfläche
- F<sub>3</sub> - mit dem Außendurchmesser des Gasrohres 1/2" berechnete Querschnittsfläche

Das Gasrohr 1/2" wird für die Messung der Änderungen der Betriebswasserspiegel als Peilrohr eingebaut

$$v_{\text{Mischkopf}} = \frac{8,5 + 51 : (4,8 + 1)}{10 \cdot 1} = 1,73 \text{ m/s}$$

Die erhaltene Geschwindigkeit ist geringer als die erwartete optimale Geschwindigkeit von 3 m/s, d. h., beim Mischkopf lag trotz der eingebauten Gasrohre ein zu großer Querschnitt vor. Es wäre erforderlich, im unteren 40 - 50 m-Abschnitt ein Förderrohr von 102 mm  $\phi$  anzuwenden, das mit einem Kupplungsstück an dem oberen Rohrsystem von 133 mm  $\phi$  verbunden ist. In diesem Falle kann dies nur so gelöst werden, indem man vorher das Bohrrohr von 133 mm  $\phi$  ausschneidet und ausbaut und die Stopfbuchse montiert. In diesem Fall nimmt die Geschwindigkeit folgenden Wert an:

$$v_{\text{Mischkopf}} = \frac{8,5 + 51 : (4,8 + 1)}{10 \cdot 0,5} = 3,46 \text{ m/s}$$

Die Wassergeschwindigkeit im Ausflußrohr beträgt:

$$v_{\text{Ausflußrohr}} = \frac{Q \cdot V}{10 \cdot F} = \frac{8,5 + 51}{10 \cdot 1} = 5,95 \text{ m/s}$$

Dieser Wert nähert sich bereits besser dem vorgegebenen optimalen Geschwindigkeitswert von 8 m/s. Wir betrachten noch die Verhältnisse für ein Förderrohr von 102 mm  $\phi$

$$v_{\text{Ausflußrohr}} = \frac{8,5 + 51}{10 \cdot 0,5} = 11,9 \text{ m/s}$$

Vom strömungstechnischen Standpunkt ist es demnach gerechtfertigt, im oberen Abschnitt ein Förderrohr von 133 mm  $\phi$  anzuwenden.

#### 4. Zusammenfassung

=====

Abschließend sei darauf hingewiesen, daß sich die mitgeteilten Beziehungen und Tabellen im Verlauf der Versuche und der praktischen betrieblichen Erprobung gut bewährt haben. Sie können sowohl bei der Vorprojektierung als auch während der Ausführung mit Vorteil angewandt werden. Aus dem Gesagten ist jedoch zu ersehen, daß die praktischen Probleme einer Wasserförderanlage eng mit den konstruktiven und betrieblichen Kenndaten des angewendeten Kompressors, mit den Verhältnissen in der anschließenden wasserführenden Schicht, mit der Bohrkonstruktion, dem Filterausbau usw. zusammenhängen. Auf Grund von rein theoretischen Ableitungen oder auf der Basis von eng begrenzten Versuchsreihen können deshalb keine allgemein gültigen Schlußfolgerungen gezogen werden. Es ist unbedingt erforderlich, auf Grund einer umfassenden Prüfung der einzelnen Parameter weitere Versuche bei unterschiedlichen hydrogeologischen und strukturellen Verhältnissen zur Klärung einiger Fragen im Zusammenhang mit der Technologie der Mammutpumpversuche durchzuführen. Die vorgeschlagenen Gleichungen und Zusammenhänge bieten für die Durchführung der Versuche ebenfalls eine entsprechende Basis, sie müssen jedoch unbedingt mit Vorsicht angewendet werden. In den letzten zehn Jahren ist der Wasserbedarf infolge der stürmischen Entwicklung der Industrie und der Landwirtschaft stark gestiegen. Es ist unsere Aufgabe, den Bedarf an Trink- und Brauchwasser in entsprechender Menge und Qualität unter günstigen ökonomischen Bedingungen zu sichern. Dazu wurden in den letzten Jahren auf dem Gebiet der technischen Entwicklung wirksame Maßnahmen bezüglich der anzuwendenden Anlagen und der Technologie der Durchführung getroffen. Die Resultate dieser Maßnahmen können am ständigen Wachstum der mittleren spezifischen Wassermenge gemessen werden. Auf dem Gebiet der Entwicklung der Filtersysteme und der Bekämpfung der sogenannten positiven Dammwirkung in der Umgebung des Brunnens gibt es noch zahlreiche ungelöste Probleme. Für den letzteren Fall kann - evtl. kombiniert mit anderen Methoden - der Klarpumpversuch mit Kompressoren recht erfolgreich angewendet werden. Eine Reihe ungelöster Probleme wirft das Klarpumpen bzw. der Be-



ginn der Förderung bei gasführenden Brunnen auf. Wegen des bereits vorhandenen Gasgehaltes des Wassers sind die mitgeteilten Beziehungen und Ergebnisse völlig ungültig oder nur mit einer gewissen Korrektur anwendbar. Die Lösung und Klärung der diesbezüglichen technologischen Fragen wäre sehr nützlich und notwendig, da diese in der Praxis immer mehr an Bedeutung gewinnen.

5. Anhang: Bezeichnungen, die in den theoretischen Ableitungen und den angeführten Gleichungen verwendet wurden

Bezeichnung	Maßeinheit	Erklärung	Bedeutung
Q	l/min, m <sup>3</sup> /h	-	Berechnete oder gemessene Wassermenge
q	l/min, m <sup>3</sup> /h	$q = \frac{Q}{s}$	Spezifische Wassermenge
y, h <sub>0</sub>	m	Gemessen von der Achse des Ausflußkopfes oder von dem Erdniveau	Tiefe des Ruhespiegels
h	m	"	Tiefe des Betriebswasserspiegels
s	m	$s = h - h_0$	Absaugungsgrad
K	-	$K = \frac{H}{h}$	Eintauchfaktor
E	-	$E = 100 \frac{y}{H}$	Eintauchfaktor
H	m	$H = h + \frac{H_y}{y}$ $H = h \cdot K$	Eintauchtiefe
V <sub>0</sub>	m <sup>3</sup> /h	$V_0 = \frac{V}{Q}$	Spezifischer Luftverbrauch
V	m <sup>3</sup> /h	$V = Q \cdot V_0$	Luftverbrauch
P <sub>1</sub>	kp/cm <sup>2</sup>	Durch Berechnung oder Messung	Anlaßdruck
P <sub>ü</sub>	kp/cm <sup>2</sup>	"	Betriebsdruck
N <sub>0</sub>	kW, PS	Verdichtung von 1 m <sup>3</sup> /min Luft auf 1 at	Spezifische Leistung
N	PS	-	An der Achse des Kompressors gemessene Leistung
η <sub>m</sub>	-	-	Wirkungsgrad der Wasserfördereinrichtung
η <sub>t</sub>	-	-	Wirkungsgrad der gesamten Anlage
η <sub>k</sub>	-	-	Wirkungsgrad der Kompressoreinrichtung
V <sub>Mischkopf</sub>	m/s	-	Geschwindigkeit im Mischkopf

Bezeichnung	Maßeinheit	Erklärung	Bedeutung
$V_{\text{Ausfluß}}$	m/s	-	Geschwindigkeit im Ausflußrohr
$P_v$	at, m	-	Druckverlust im Luftrohr und im Mischkopf
$D_b$	mm	-	Innendurchmesser der Förderrohre
$D_k$	mm	-	Außendurchmesser der Förderrohre
$d_b$	mm	-	Innendurchmesser der Luftrohre

#### 6. Literaturverzeichnis

- =====
1. PATTANTYUS, A. G.: A gépek üzemtana.- Maschinentechnologie.- 1951, Budapest  
Gyakorlati áramlástan.- Praktische Strömungslehre.- 1951, Budapest
  2. MAZALÁN, P.: Mélyfúrásu kutak.- Tiefbohrbrunnen, 1952 (Manuskript)
  3. TANGL, K.: Kísérleti fizika.- Experimentelle Physik.- 1928, Budapest
  4. BIESKE, E.: Handbuch des Brunnenbaus, Band I.- 1956, Berlin
  5. SUREN'JANC, S. J.: Vodjanie skvažiny.- Wasserbohrungen.- 1961, Moskau
  6. VOZDVIŽENSKIJ, B. J.; VASIL'EV, M. G.: Burovaja mehanika.- Bohrmechanik.- 1954, Moskau
  7. ANATOL'EVSKIJ, P. A.; MALOJAN, A. V.; SNERROV, O. M.: Technologija burenija skvažin na vodu.- Technologie des Niederbringens von Wasserbohrungen.- 1962, Moskau
  8. SUREN'JANC, S. J.: Eksploatacija vodjanich skvažin.- Nutzung von Wasserbohrungen.- 1961, Moskau
  9. GAVRILKO, V. M.: Filtri vodozabornych vodoponizitelnyh i gidrogeologičeskich skvažin.- Filter für Wasserversorgungs-, Absenkungs- und hydrogeologische Bohrungen.- 1963, Moskau
  10. MLADSOV, D.: Használati utasítás földalatti vízek kitermelésénél alkalmazott kompresszoros vízemelő berendezés megindítására és üzemeltetésére.- Anleitung für die Inangsetzung und den Betrieb der bei der Grundwasserförderung verwendeten Wasserförderanlagen mit Kompressor.- Sofia, 1956 (Manuskript)

11. BAJAI, P.; GERHARDT, J.: Kutak kompresszorozása.- Die Anwendung des Kompressorbetriebs bei Brunnen.- 1961, Budapest
12. Mélygép Furásfejlesztési Osztály (Abteilung für die Entwicklung von Tiefbohrungen): Jelentés a györszemerei kompresszorozási kísérletsorozatról.- Bericht über die Versuchsreihe mit Kompressoren in Györszemere.- 1962, Budapest (Manuskript)
13. JOLSVAI, A.: A mamutszivattyúk működése, alkalmazási módjai és furtkutak természetes szűrőlének létrehozása.- Die Funktion und die Anwendungsmethoden von Mammutpumpen und die Bildung des natürlichen Filters bei Bohrbrunnen.- 1962, Várpalota (Manuskript)
14. POSCH, J.: Mamutszivattyuzás elmélete és gyakorlata. Mérnöktoivábbképző előadás.- Theorie und Praxis der Arbeiten mit Mammutpumpen.- Vortragsreihe der Ingenieurschule, 1963, Budapest
15. PATAKI, N.; KONYOR, L.; PÁKOZDI, P.: Kutépités befejező munkálatai, különös tekintettel a kompresszorozásra.- Die abschließenden Arbeiten des Brunnenbaues mit besonderer Berücksichtigung des Kompressorbetriebes.- 1963, Budapest (Manuskript)