

## Mondspoelhulpmiddel

***Citation for published version (APA):***

Beers, van, A. J. M., & Keijsers, R. (1992). *Mondspoelhulpmiddel*. (Technische Werkwinkel Gezondheidszorg : rapporten; Vol. 30), (BMGT; Vol. 91.030). Technische Universiteit Eindhoven.

***Document status and date:***

Gepubliceerd: 01/01/1992

***Document Version:***

Uitgevers PDF, ook bekend als Version of Record

***Please check the document version of this publication:***

- A submitted manuscript is the version of the article upon submission and before peer-review. There can be important differences between the submitted version and the official published version of record. People interested in the research are advised to contact the author for the final version of the publication, or visit the DOI to the publisher's website.
- The final author version and the galley proof are versions of the publication after peer review.
- The final published version features the final layout of the paper including the volume, issue and page numbers.

[Link to publication](#)

***General rights***

Copyright and moral rights for the publications made accessible in the public portal are retained by the authors and/or other copyright owners and it is a condition of accessing publications that users recognise and abide by the legal requirements associated with these rights.

- Users may download and print one copy of any publication from the public portal for the purpose of private study or research.
- You may not further distribute the material or use it for any profit-making activity or commercial gain
- You may freely distribute the URL identifying the publication in the public portal.

If the publication is distributed under the terms of Article 25fa of the Dutch Copyright Act, indicated by the "Taverne" license above, please follow below link for the End User Agreement:

[www.tue.nl/taverne](http://www.tue.nl/taverne)

***Take down policy***

If you believe that this document breaches copyright please contact us at:

[openaccess@tue.nl](mailto:openaccess@tue.nl)

providing details and we will investigate your claim.

TWG/R/91.030

Eindhoven, december 1992

**Mondspoelhulpmiddel**  
**proj.nr. EG-88038**

**Auteurs:** Sander van Beers  
Hoogstraat 67a  
5615 PA Eindhoven

Rene Keyzers  
Lauwerszeeweg 47  
5628 KE Eindhoven

**Opdrachtgever:** Technische Werkwinkel Gezondheidszorg  
Technische Universiteit Eindhoven  
W-Hoog 4.145  
Postbus 513  
5600 MB Eindhoven

## SAMENVATTING

Er werd ons de volgende probleemstelling voorgelegd: ontwerp een apparaatje, waarmee bij gehandicapte mensen de mond kan worden leeggezogen (b.v. na het poetsen van de tanden).

De eisen waren als volgt: voldoende zuigkracht, een weinig "spetterende afvoer, eenvoudige bediening, geschikt voor huishoudelijk gebruik, gemakkelijk schoon te maken, compacte afmetingen en een zo laag mogelijke kostprijs.

Onze oplossing is gebaseerd op het principe van een waterstraalpompje: een pompje dat op de kraan aangesloten wordt en door een lokale snelheidsverhoging zorgt voor een plaatselijke onderdruk, die een zuigende werking op het externe medium uitoefent.

Ons prototype voldoet aan de al eerder genoemde eisen. Er zijn diverse aansluitmogelijkheden, omdat zoveel mogelijk gebruik is gemaakt van standaardonderdelen.

Om het apparaat een (voor de consument) acceptabele prijs te geven, zal het echter op grote schaal moeten worden geproduceerd.

## INHOUDSOPGAVE

1	INLEIDING . . . . .	4
2	HET HUIDIGE POMPJE . . . . .	6
	2.1 Metingen aan het pompje . . . . .	6
3	ANALYSE VAN DE COMPONENTEN . . . . .	8
	3.1 De kraan . . . . .	8
	3.2 Het waterstraalpompe . . . . .	11
	3.2.1 De pompcapaciteit . . . . .	12
4	DIMENSIONERING . . . . .	14
	4.1 Snelheden . . . . .	15
	4.2 Doorsneden . . . . .	15
5	DE PRAKTISCHE UITVOERING . . . . .	16
	5.1 Het pompje . . . . .	17
	5.2 De aansluitingen . . . . .	18
6	HET VEREENVOUDIGDE MODEL . . . . .	20
	6.1 Afmetingen . . . . .	23
7	MEETRESULTATEN . . . . .	23
	7.1 Evaluatie . . . . .	24
8	CONCLUSIE . . . . .	26
BIJLAGEN		
	A Maten Rymefa waterstraalpompe . . . . .	27
	B Uittreksel waterstraalpompen . . . . .	28
	C Drukverlies bij diameterverkleining . . . . .	42
	D Technische tekening mondspoelapparaat . . . . .	43
	E Technische tekening waterstraalpompe . . . . .	44
	F Drukverlies bij pijpstroming . . . . .	45

## symbolen

A	oppervlakte	$[L]^2$
c	snelheid	$[L] \cdot [T]^{-1}$
d	diameter	$[L]$
g	zwaartekracht versnelling	$[L] \cdot [T]^{-2}$
H	druk	$[M] \cdot [L]^{-1} \cdot [T]^{-2}$
l	lengte	$[L]$
m	massastroomverhouding	$[-]$
M	massastroom	$[M] \cdot [T]^{-1}$
N	noemer	$[-]$
p	druk	$[M] \cdot [L] \cdot [T]^{-2}$
T	teller	$[-]$
v	snelheid	$[L] \cdot [T]^{-1}$
x	snelheidsverhouding	$[-]$
y	snelheidsverhouding	$[-]$
$\alpha$	constante	$[-]$
$\gamma$	hoek	$[-]$
$\epsilon$	drukverhouding	$[-]$
$\zeta$	weerstandscoefficiënt	$[-]$
$\eta$	rendement	$[-]$
$\lambda$	relatieve wandruwheid	$[-]$
$\rho$	massadichtheid	$[M] \cdot [L]^{-3}$
$\sigma$	kavitatiegetal	$[-]$
$\Psi$	correctiefactor	$[-]$
$\phi$	volumestroom	$[L]^3 \cdot [T]^{-1}$

## 1 INLEIDING

In dit verslag vindt u de oplossing van een probleem, aange-reikt door de stichting Bijter (Bijzondere tandheelkunde Rijnmond) te Rotterdam. Men heeft zich hier toegelegd op tandartsbehandeling van gehandicapte kinderen en volwassenen, die last hebben van gebrekkige spiercontrole en/of 'tandarts-angst'. De T.W.G. maakte van het ontvangen probleem een ont-werpoefening.

Bij de stichting Bijter heeft men een apparaatje in gebruik, waarmee men gehandicapte mensen (die niet zelf kunnen spoelen) na het poetsen van de tanden de mond leeg zuigt. Het betreft hier een, niet speciaal voor dit doel ontworpen, waterstraal-pompje, dat verticaal aan een waterkraan is aangesloten. Het principe van het pompje is als volgt: doordat de stroom-snelheid van het kraanwater toeneemt als gevolg van een inwen-dige doorsnede-verkleining , wordt er een onderdruk gecreëerd in het apparaatje. Door nu ter plaatse van deze onderdruk een gaatje te boren in de wand, krijgt men een zuigende werking van de buitenwereld naar de binnenkant van het apparaatje toe. De door dit gaatje naar binnen gezogen materie, in ons geval dus slijm, wordt met het kraanwater meegesleurd, en komt er aan het uiteinde met een zekere snelheid uit.

De stichting was op de volgende punten ontevreden over de huidige opstelling:

- de zuigkracht was onvoldoende
- de afvoer spetterde te erg

Verdere eisen waren:

- eenvoudige bediening
- geschikt voor huishoudelijk gebruik
- gemakkelijk schoon te maken (denk aan verstoppingen t.g.v. voedselresten)
- compacte afmetingen (liefst binnen de wasbak)
- lage kostprijs

## 2 HET HUIDIGE POMPJE

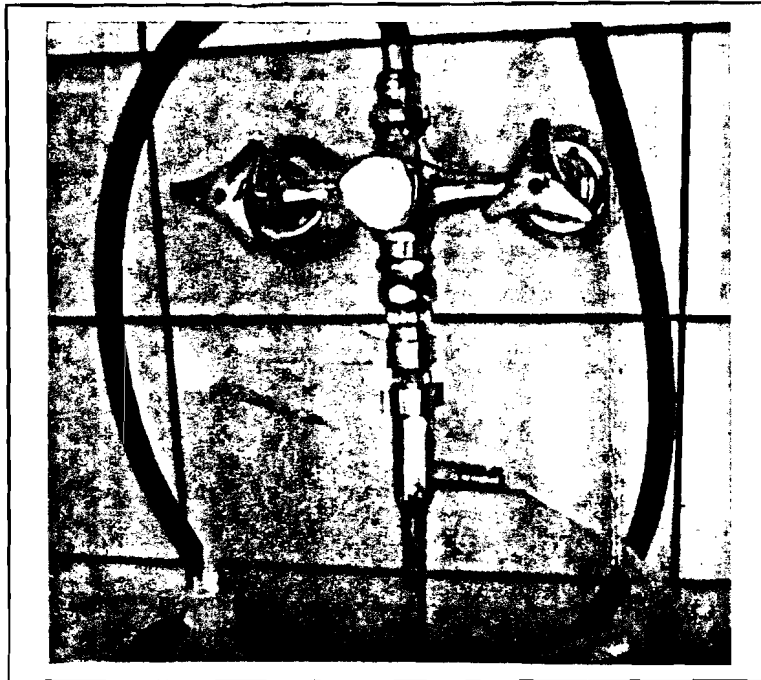


fig. 1: Rymefa waterstraalpompje

Het huidige pompje staat bekend onder de naam 'Rymefa waterstraalpompje'. Bij de Technische Unie in Rotterdam zou het verkrijgbaar zijn voor een bedrag van ongeveer f 100,-. Omdat we wel benieuwd waren naar het inwendige van het pompje, hebben we gebeld met het verzoek ons een technische tekening op te sturen. Dit alles had men (naar eigen zegge) niet, bovendien bleek het pompje binnenkort uit de produktie te worden genomen. Zodoende zijn ons alleen de uitwendige maten bekend (zie bijlage A).

### 2.1 Metingen aan het pompje

Allereerst laten we het pompje uit een externe bak zuigen. Bij de diverse metingen (met de externe bak op verschillende hoogten boven de grond) maten we pompcapaciteiten die lagen tussen de 100 en 110 liter per uur.

We meten nu de uitstroom:

- zonder afzuiging, met pompje: 490 l/h
- met afzuiging, met pompje: 590 l/h
- zonder afzuiging, zonder pompje: 1080 l/h

Het pompje zuigt dus ongeveer 100 l/h af. Aangezien men hiermee niet tevreden is, moet ons ontwerp hier duidelijk boven zitten.

Verder zijn er, ter vergelijking van de opbrengst, twee bij de stichting in gebruik zijnde compressoren bekeken. De eerste had een slang, met daaraan een mondstukje, de tweede een dikkere slang met daaraan een pijpje dat in de mond van de patiënt gebracht kan worden.

De gegevens zijn als volgt:

compressor 1: afzuiging= 160 l/h

compressor 2: afzuiging= 460 l/h

Over compressor 1 was men niet echt tevreden, over de tweede wel.

Uit het voorgaande volgt:

afzuiging [l/h]	tevreden ?
100	nee
160	niet echt
460	ja

Dit is een indicatie van de vereiste pompcapaciteit voor ons ontwerp.



### 3 ANALYSE VAN DE COMPONENTEN

#### 3.1 De kraan

Omdat het waterstraalpompje goed voldoet voor het beoogde doel (gebruiksvriendelijk, relatief goedkoop, veilig) hebben we besloten ook bij ons ontwerp van dit principe uit te gaan. Het eerste probleem is het type kraan bepalen waarop het pompje aangesloten moet worden. Men wil immers het pompje, indien het niet al te duur zou worden, ook voor thuisgebruik inzetten.

Er bestaat echter een enorme variëteit aan kranen. De eerste categorie kranen, die voor aansluiting van het pompje afvalt, is het soort kranen dat geheel gegoten is. Bij dit soort kranen is de uitloop niet afschroefbaar, zodat montage van een apparaat lastig is. De enige aansluitmogelijkheid is immers het kraanuiteinde, waar geen schroefdraad op zit. Daarom gaan we uit van kranen met een afschroefbare uitloop.

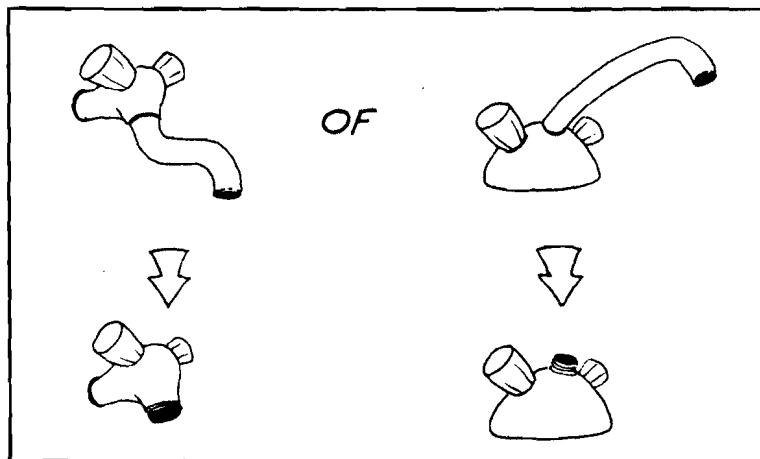


fig. 2: uitloop-positie

In vrijwel elk huis zijn zulke kranen aanwezig. Navraag leerde ons dat de meest gangbare schroefdraadmaat bij de uitloop 3/4" gasdraad is.

Het volgende probleem is de kraanopbrengst. Schematisch kan de combinatie kraan/mondspoelhulpmiddel als volgt weergegeven worden:

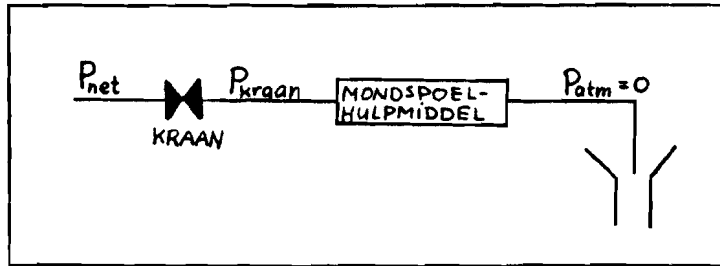


fig. 3: model kraan/pompje

In buizen en appendages treden t.g.v. stroming drukverliezen op:

- appendages:  $\Delta p = \xi \frac{1}{2} \rho v^2$
- buizen:  $\Delta p = \lambda \frac{l}{d} \frac{1}{2} \rho v^2$

### Kraan

$$\begin{aligned}
 P_{kraan} &= P_{net} - \Delta p = P_{net} - \xi_{kraan} \frac{1}{2} \rho v^2 \\
 &= P_{net} - \xi_{kraan} \frac{1}{2} \rho \frac{1}{A_{kraan}^2} \phi_v^2
 \end{aligned}$$

$$P_{net} = 1,8 \text{ bar}$$

Dit geeft het volgende verloop:

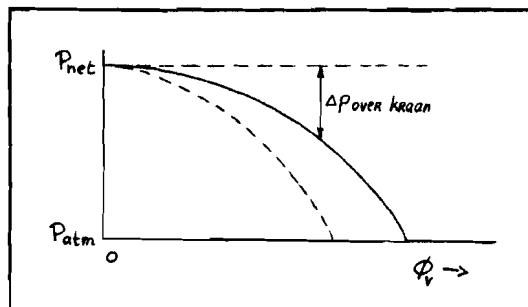


fig. 4: drukverloop kraan

### Mondspoelhulpmiddel

Het mondspoelhulpmiddel heeft een vaste  $\xi$ -waarde. Het kan namelijk niet verder open of dicht worden gedraaid.

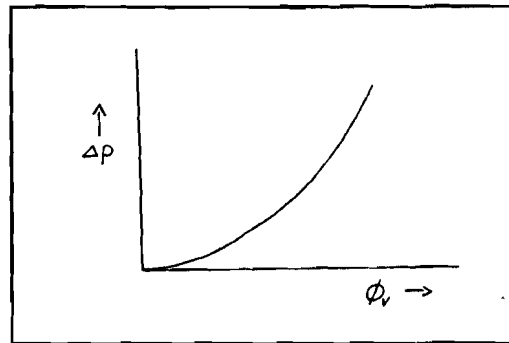


fig. 5: drukverloop pompje

Uit het schema volgt:  $\Delta P_{\text{over pompje}} = P_{\text{kraan}} - P_{\text{atm}}$

Om nu het bedrijfspunt te vinden kan men de krommen elkaar laten snijden:

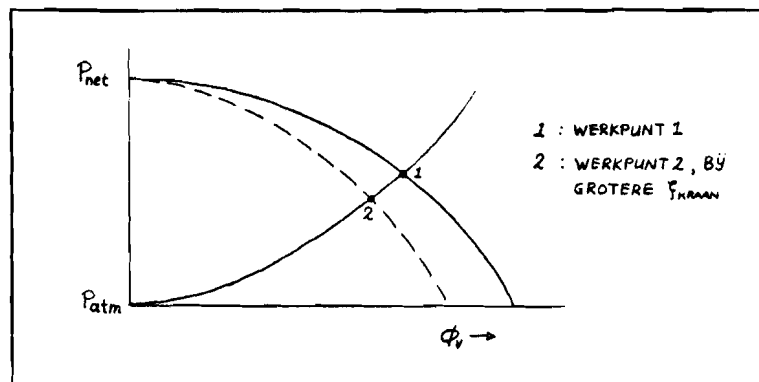


fig. 6: bedrijfspunt

Bovenstaande karakteristieken zijn wel leuk en aardig, maar helaas bestaat er een enorme variëteit aan kranen. Wij maten van verschillende kranen (onbelast) de maximale opbrengst welke grofweg varieerde tussen de 1000 en 2000 liter per uur (in alle gevallen was de kraan maximaal open).

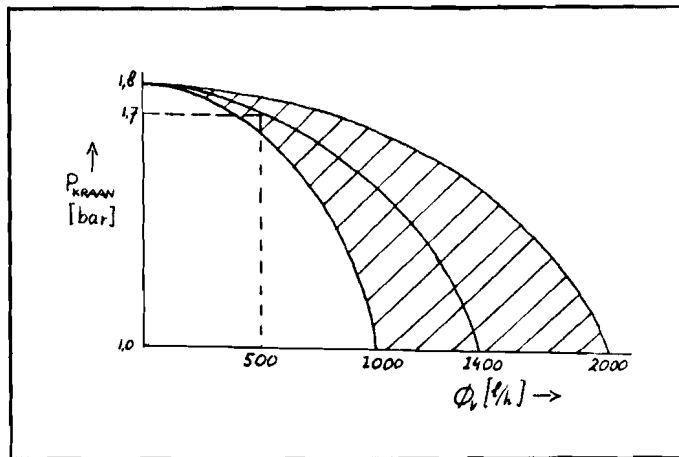


fig. 7: kraanopbrengsten

De kraanopbrengsten kunnen worden weergegeven met de formule:

$$\Delta p = \alpha \cdot \phi_v^2$$

Voor de gemiddelde kraankarakteristiek geldt nu:

$$\phi_v = 0 \text{ l/h} \rightarrow P_{kraan} = 1,8 \text{ bar}$$

$$\phi_v = 1414 \text{ l/h} \rightarrow P_{kraan} = 1,0 \text{ bar} \rightarrow \Delta P = 5 \cdot 10^5 \phi_v^2$$

### 3.2 Het waterstraalpompje

De inwendige maten van het pompje moeten zo gekozen worden dat het pompje voldoende opbrengst (afzuiging) levert, met een aanvaardbaar rendement en compacte afmetingen.

Daartoe hebben we literatuur over straalpompen geraadpleegd, om met behulp hiervan de optimale afmetingen van de diverse delen te bepalen. Voor de gebruikte literatuur verwijzen we naar bijlage B.

Voordat we kunnen beginnen met de berekeningen (aan de hand van bijlage B), moeten er eerst een aantal aannames gedaan worden.

De volumestroom van het kraanwater bedraagt 500 l/h. Dit lijkt een reële waarde; bij het nu gebruikte apparaat is dit 490 l/h. Aangezien dit pompje ongunstig gedimensioneerd is, moet de volumestroom bij een 'goed' apparaat zeker 500 l/h kunnen bedragen. De volumestroom had ook hoger gekozen kunnen worden, dan daalt echter de beschikbare druk als gevolg van

drukverliezen in de kraan en kan er niet voldoende snelheid worden opgebouwd in het pompje.

De druk  $H_1$  (=druk van kraanwater bij binnenkomst in het waterstraalpompe) bedraagt 1,7 bar. Hierbij is uitgegaan van de gemiddelde kraan-karakteristiek.

De druk  $H_2$  is de druk van het aangezogen medium bij binnenkomst in het waterstraalpompe. Doordat deze druk lager is dan de omgevingsdruk wordt er een volumestroom aangezogen. Deze veroorzaakt echter wel een drukverlies in de teflon slang, die de mond van de gehandicapte met het pompje verbindt. Het is dus nodig de snelheid in de slang laag te houden zodat de weerstand van de slang beperkt blijft.

$$\Delta P = \frac{1}{2} \rho v^2 \xi \frac{l}{d} \quad \text{\{voor } \xi\text{-factor zie moody-grafiek (bijlage F)\}}$$

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot d}{\eta}$$

De relatieve wandruwheid  $\epsilon$  van de teflon slang bedraagt 0.002

$\phi_v$ [l/h]	$d_{inw}$ [mm]	$v$ [m/s]	Re	$\lambda$	$\Delta P$ [bar]
500	4	11	44.000	0,027	0,500
500	7	3,6	25.200	0,029	0,336
500	8	2,8	22.400	0,029	0,178
500	10	1,8	18.000	0,030	0,061

Onze  $\phi_v$  door de teflon-slang is niet bekend. Aangezien men tevreden is met een pompcapaciteit van 500 l/h, is dit ook ons streven. Bij een pompcapaciteit van 500 l/h, geeft bovenstaande tabel voor de diverse slangdiameters de bijbehorende drukverliezen  $\Delta P$ . Aangezien we 0,2 bar nog wel aanvaardbaar vinden, kiezen we voor  $d_{inw} = 8$  mm. Voor  $H_2$  volgt dan:

$$H_2 = H_0 - \Delta P$$

$$= 1,0 - 0,2$$

$$= 0,8 \text{ bar}$$

### 3.2.1 De pompcapaciteit

Uitgaande van de eerder beschreven metingen en eisen, gaan we uit van een minimale pompcapaciteit van 250 l/h, als het kan echter meer.

Bij de metingen en bij de komende berekeningen gaan we ervan uit dat het aanzuigend medium water is. Dit is natuurlijk niet zo: er wordt speeksel vermengd met water en eventueel tandpasta aangezogen. In hoeverre de eigenschappen hiervan overeenkomen met zuiver water is lastig te bepalen. Dat wij toch met water rekenen is geoorloofd: zoals gezegd had het pompje waarbij men ontevreden was over de speeksel-afzuigcapaciteit, een water-afzuigcapaciteit van 100 l/h.

#### 4 DIMENSIONERING

Gewapend met de aannames gaan we nu onze situatie uitwerken. Hiervoor hebben we de literatuur geraadpleegd en het boek "Die Pumpen" van Hellmuth Schulz (13. Auflage). Een uittreksel hiervan staat in bijlage B.

De formules die we in dit hoofdstuk gebruiken, komen uit deze bijlage, waarbij ze zijn uitgewerkt voor onze situatie.

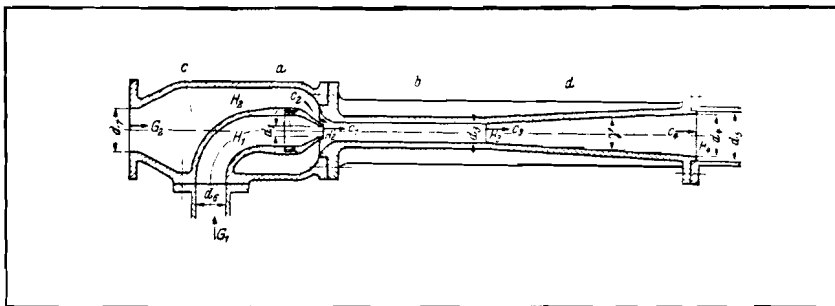


fig. 8: positie symbolen

$$H_1 = 1,7 \text{ bar} = 17 \text{ mwk}$$

$$H_2 = 0,8 \text{ bar} = 8 \text{ mwk}$$

$$H_4 = 1,0 \text{ bar} = 10 \text{ mwk}$$

De drukverhouding  $\epsilon$  is gedefinieerd als  $(H_4 - H_2) / (H_1 - H_2)$  en bedraagt 0,22.

Voor  $\epsilon = 0,22$  is het rendement gunstig (fig. 87.1, bijlage B pag. 37).

$$\varphi_1 = 0,975$$

$$\varphi_2 = 0,96 \quad \text{: Realistische waarden}$$

$$\epsilon = 0,09$$

$$\eta_d = 0,82$$

M.b.v. fig. 86.3 pag.34 volgt hieruit:  $x = 0,316$ ,  $y = 0,47$  en  $m = 0,88$ .

M is de verhouding tussen de massastroom van het "drijfwater" (kraanwater) en het afgezogen water (speeksel).

Gegeven:  $M_1 = m \cdot M_2$

$$M_2 = \frac{M_1}{m} = \frac{500}{0,88} = 568 \text{ l/h}$$

Deze pompcapaciteit is ruim voldoende.

#### 4.1 Snelheden

$$c_0 = \varphi_1 \sqrt{2g(H_1 - H_2)} \\ = 0,975 \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot (17 - 8)} = 12,96 \text{ m/s}$$

$$c_1 = \sqrt{1 + \left(\frac{\varphi_1}{\varphi_2} \cdot x\right)^2 \cdot c_0^2} \\ = \sqrt{1 + \left(0, \frac{975}{0,96} \cdot 0,316\right)^2 \cdot 12,96^2} = 13,61 \text{ m/s}$$

$$c_2 = x \cdot c_0 \\ = 0,316 \cdot 12,96 = 4,09 \text{ m/s}$$

$$c_3 = y \cdot c_0 \\ = 0,47 \cdot 12,96 = 9,09 \text{ m/s}$$

#### 4.2 Doorsneden

$$A_1 = \frac{M_1}{c_1 \rho} = \frac{500}{3600 \cdot 13,61 \cdot 1000} = 1,02 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 \\ \Rightarrow d_1 = 3,6 \text{ mm}$$

$$A_2 = \frac{M_2}{c_2 \rho} = \frac{568}{3600 \cdot 4,09 \cdot 1000} = 3,86 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 \\ \Rightarrow d_2 = 7,0 \text{ mm}$$

$$A_3 = \frac{M_1 + M_2}{c_3 \rho} = \frac{1068}{3600 \cdot 6,09 \cdot 1000} = 4,87 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 \\ \Rightarrow d_3 = 7,8 \text{ mm}$$

M.b.v.  $A_4$  is de uitstroomsnelheid  $c_4$  te beïnvloeden.  $c_4$  mag niet te groot zijn, omdat er dan te veel kinetische energie verloren gaat. Neem  $c_4 = 1 \text{ m/s}$ .



$$A_4 = \frac{M_1 + M_2}{c_4 \rho} = \frac{1068}{3600 \cdot 1 \cdot 1000} = 2,97 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$\Rightarrow d_4 = 19,4 \text{ mm}$$

We ronden  $d_4$  af op 20 mm waarmee  $c_4$  0,94 m/s wordt.

$$l_3 \approx 8 \cdot d_3 = 8 \cdot 7,8 = 62,4 \text{ mm}$$

$$l_4 = \frac{d_4 - d_3}{2 \cdot \tan \frac{\gamma}{2}} = \frac{20 - 7,8}{2 \cdot \tan \frac{8}{2}} = 87,2 \text{ mm}$$

$$\eta = \frac{\epsilon}{m(1-\epsilon)} = \frac{0,22}{0,88 \cdot (1-0,22)} = 0,32$$

$$\sigma = \frac{H_2}{H_1 - H_2} = \frac{8}{17 - 8} = 0,89$$

Volgens tabel 7, blz. 40 treedt voor  $\epsilon=0,22$  het kavitatie gebied op voor  $0,15 \leq \sigma \leq 0,26$ . Er is dus geen kavitatie te verwachten.

Hoe groot mag  $c_4$  eigenlijk zijn?

Het nu gebruikte apparaat vindt men te hard spetteren, dus hier is  $c_4$  te groot. Deze  $c_4$  is te berekenen aan de hand van de metingen in Rotterdam:

Doorsnede uitstroomopening: 13 mm

$$\rightarrow \text{uitstroomsnelheid } c_4 = \frac{\phi_v}{\frac{\pi}{4} d^2} = \frac{600}{3600 \cdot \frac{\pi}{4} (13 \cdot 10^{-3})^2} = 1,26 \text{ m/s}$$

'Onze'  $c_4$  moet hier beneden liggen, zodat er minder spetteren zal optreden. Helemaal zeker ben je echter niet, omdat spetteren niet te berekenen is. Het enige dat ons hier duidelijkheid kan geven is een prototype.  $C_4$  kan echter niet te klein gekozen worden, omdat dan  $l_4$  en daarmee ook de totale lengte van het hulpmiddel te groot wordt. Bovendien zal de uitstroomsnelheid ook al omlaag gaan door de aansluiting van een knie-koppeling, met een grote inwendige diameter.

## 5 DE PRAKTISCHE UITVOERING

Het gehele apparaat kunnen we nu onderscheiden in:

- Het pompje. Dit wordt geproduceerd d.m.v. verspanende bewerkingen. Gieten zou te duur worden voor deze kleine serie-grootte.
- De aansluitingen. Hiervoor gebruiken we zoveel mogelijk standaardonderdelen, hetgeen kostenbesparend werkt (zie bijlage C).

### 5.1 Het pompje

Zoals gezegd wordt het huis vervaardigd d.m.v. verspanende bewerkingen. In principe bestaat het huis uit drie verschillende componenten. Ook wij weten dat geldt: des te minder componenten, des te eenvoudiger (goedkoper) en dus des te beter.

Bij toepassing van het in de literatuur gebruikte principe en met het oog op de eis dat het pompje makkelijk schoon te maken moet zijn, komen we toch op een vrij gecompliceerd geheel uit.

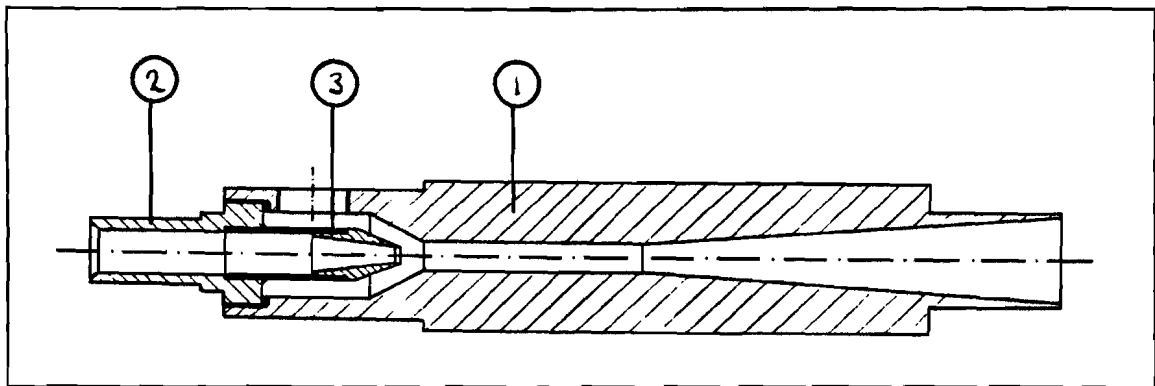


fig. 9: het pompje

We hebben te maken met de volgende componenten:

- 1) Het buitenhuis. Hier wordt de slangpilaar ingedraaid. Op het rechter-uiteinde komt de kniekoppeling en in de linker-kant wordt het binnenhuis gedraaid.

- 2) Het binnenhuis. Op de linkerzijde wordt de kniekoppeling gemonteerd (richting kraan). Op de rechterzijde wordt aan de binnenkant het tuutje gesoldeerd en op de buitenkant het buitenhuis.
- 3) Het tuutje. De twee componenten waaruit dit onderdeelje bestaat worden d.m.v. hard solderen samengevoegd.

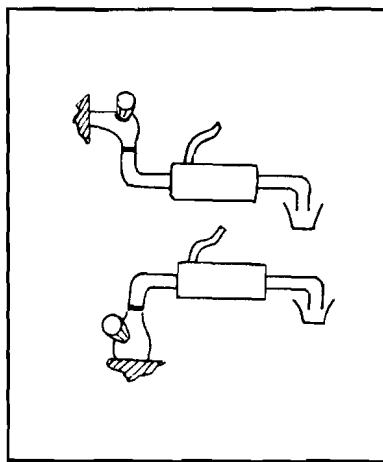
## 5.2 De aansluitingen

- 1) De aansluiting richting gebruiker. Daartoe boren we een gat in de wand van het pompje en brengen hier schroefdraad aan. Aan de buitenzijde van de wand, ter plaatse van het gat, frezen we een plat vlak, zodat er een slangpilaar in het gat gedraaid kan worden (Bij het schoonmaken kan deze nu eenvoudig verwijderd worden). We hebben gekozen voor de grootst mogelijke slangpilaar die nog in het pompje paste. Over de slangpilaar kan de teflon slang geschoven worden (Dit gebeurt momenteel ook in de oude situatie). Het voordeel van de teflon slang is dat hij hygiënisch in het gebruik is en per meter verkrijgbaar. Aan het slanguiteinde kan het mondstukje gemonteerd worden.  
Bij de praktische uitvoering hebben we, in tegenstelling tot de in de berekening genoemde waarde, gekozen voor een inwendige diameter van 10 mm voor de teflon slang. De reden hiervoor is het feit dat de 8 mm slang nauwelijks over de slangpilaar heen te schuiven was en het mondstukje beter in de 10 mm slang paste. De slangweerstand zal hierdoor alleen nog maar minder worden.
- 2) Uitstroom richting wasbak. Hiertoe monteren we een kniekoppeling aan het uiteinde van het pompje, waardoor de stroom omlaag gericht kan worden.
- 3) De kraanaansluiting. Op de schroefdraad van de kraan sluiten we een zogenaamde 2-delige koppeling aan. Deze koppeling bestaat uit een busje en een wartel, waarmee het busje op de kraan gedraaid kan worden. Overigens wordt er ook een pakking tussen gemonteerd.

N.B.: Een alternatief voor de 2-delige koppeling zou een snelkoppeling kunnen zijn. Voorlopig gaan we hier echter nog niet van uit.

In het busje wordt een koperen leidingbuis gemonteerd d.m.v. hard solderen. Deze buis staat dus verticaal, met het uiteinde omhoog of omlaag, al naar gelang het kraanuiteinde omhoog of omlaag gericht is.

Aan het uiteinde van de buis monteren we m.b.v. een knie-koppeling het pompje, zodat dit pompje horizontaal komt te staan. Voordeel van de horizontale positie is dat men geen last heeft van de veelal beperkte ruimte tussen de hangende kraan en de wasbak, en het apparaat te monteren is op kranen waarbij de uitloop zowel omhoog als omlaag gericht is.



**fig. 10:** aansluitmogelijkheden

## 6 HET VEREENVOUDIGDE MODEL

Hoewel het voorgaande ontwerp waarschijnlijk prima voldoet, heeft het een groot nadeel: het is vrij gecompliceerd en dus duur. De grote boosdoener is het straalpompje zelf. De vele verspanende bewerkingen hieraan kosten veel (dure) manuren. De aansluitingen zijn naar verhouding goedkoop, het betreft hier immers standaardonderdelen.

Het is dus aantrekkelijk om het pompje te vereenvoudigen. De vereenvoudigde versie, te zien in bijlage E, werkt in principe hetzelfde als de gecompliceerde versie. Hij bestaat echter uit maar één stuk en is geometrisch eenvoudiger. Dit (wat natuurlijk lagere produktiekosten met zich meebrengt) kon gerealiseerd worden door de ingang voor het af te zuigen medium (dus de slangpilaar) na het uiteinde van het tuutje te plaatsen. Het ontwerp komt hiermee niet meer 100% overeen met de in onze literatuur behandelde constructie. Daarom zullen de formules aangepast moeten worden.

Nog even de voordelen (t.o.v. de gecompliceerde constructie) op een rijtje gezet:

- minder onderdelen
- kleinere lengtes/diameters, minder massa
- makkelijker schoon te maken
- goedkoper te produceren
- slibt minder snel dicht (grotere 'binnenkomstruimte')

Het vereenvoudigde model is als volgt te schematiseren (verge-  
lijk figuur 8):

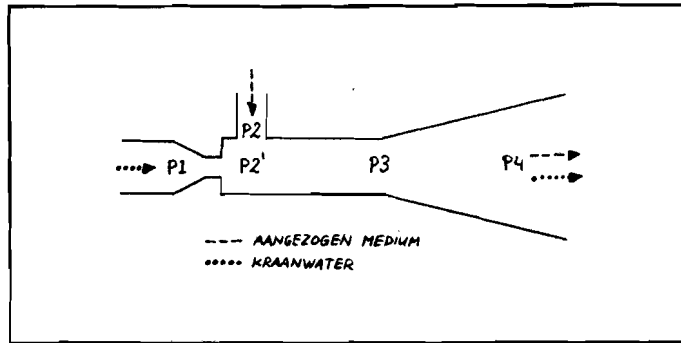


fig. 11: model vereenvoudigd pompje

De aanname waar we in het vereenvoudigde model van uitgaan, is dat de snelheid waarmee het aangezogen medium (ter plaatse  $P_2'$ ) binnenkomt,  $c_2$  genaamd, nul gesteld kan worden. Het medium komt hier namelijk met een horizontale snelheid gelijk aan nul binnen. Dit is niet het geval bij het gecompliceerde model. Na binnenkomst wordt het medium hier in horizontale richting naar het tuutje gezogen. Bij het vereenvoudigde model is  $c_2$  dus gelijk aan nul.

We komen nu tot de volgende formules (N.B.:  $P = \rho \cdot g \cdot H$ ):

$$P_3 - P_2' = \frac{c_3 \rho}{M_1 + M_2} [M_1 c_1 - (M_1 + M_2) (1 + \frac{\xi}{2}) c_3]$$

$$P_4 - P_3 = -\frac{c_3^2 \rho}{2} \eta_d$$

$$P_2 = P_2' \quad (\text{N.B.: De aanzuigsnelheid is klein})$$

$$P_1 - P_2 = \frac{\frac{1}{2} \rho c_0^2}{\psi_1^2}$$

Hieruit volgt:

$$P_4 - P_2' = \frac{1}{2} \rho c_3^2 \eta_d + \frac{c_3 \rho}{M_1 + M_2} [M_1 c_1 - (M_1 + M_2) (1 + \frac{\xi}{2}) c_3]$$

Deze formule is om te werken naar:

$$m = \frac{M_1}{M_2} = \frac{(P_4 - P_2') + \frac{1}{2} \rho c_3^2 (2 - \eta_d + \xi)}{-(P_4 - P_2') - \frac{1}{2} \rho c_3^2 (2 - \eta_d + \xi) + \rho c_1 c_3}$$

We willen nu de verhouding  $m$  maximaliseren. Daartoe bepalen we de afgeleide van  $m$  naar  $c_3$ , zodat we de waarde van  $c_3$  vinden waarbij  $m$  maximaal is.

$$\frac{\delta m}{\delta c_3} = \frac{T' * N - T * N'}{N^2} = 0$$

$$[-(P_4 - P_2') + \rho c_3^2 (\frac{1}{2} \eta_d - 1 - \frac{\xi}{2}) + \rho c_1 c_3] \cdot [\rho c_3 (2 - \eta_d + \xi)] = 0$$

Na omschrijven houden we over:

$$c_3 = \sqrt{\frac{2(P_4 - P_2')}{\rho(2 - \eta_d + \xi)}}$$

N.B.: Na controle bleek dit inderdaad een maximum te zijn.

Bovendien gold:  $N^2 \neq 0$

Dus:

$$M_2 \text{ is maximaal voor } c_3 = \sqrt{\frac{2(P_4 - P_2')}{\rho(2 - \eta_d + \xi)}}$$

Gegevens:

- $P_4 = 1,0 \cdot 10^5$  Pa
- $P_2' = 0,8 \cdot 10^5$  Pa
- $\eta_d = 0,82$
- $\rho = 1000$  kg/m<sup>3</sup>
- $\xi = 0,2$  ( $\xi = \frac{l_3}{d_3} \lambda = 8,0,025 = 0,2$ )

$$c_3 = \sqrt{\frac{2 \cdot (1,0 - 0,8) \cdot 10^5}{1000 \cdot (2 - 0,82 + 0,2)}} = 5,38 \text{ m/s}$$

Om  $m$  te bepalen moeten we nu  $c_1$  berekenen.

$$c_1 = \varphi_1 \sqrt{\frac{2(P_1 - P_2')}{\rho}}$$

$$= 0,975 \sqrt{\frac{2 \cdot (1,7 - 0,8) \cdot 10^5}{1000}} = 13,08 \text{ m/s}$$

We kunnen nu de maximale waarde van  $m$  berekenen.

$$\begin{aligned}
 m &= \frac{(P_4 - P_2') + \frac{1}{2} \rho C_3^2 (2 - \eta_d + \xi)}{-(P_4 - P_2') - \frac{1}{2} \rho C_3^2 (2 - \eta_d + \xi) + \rho C_1 C_3} \\
 &= \frac{2(P_4 - P_2')}{-2(P_4 - P_2') + \rho C_1 C_3} \\
 &= \frac{2 \cdot (1,0 - 0,8) \cdot 10^5}{-2 \cdot (1,0 - 0,8) \cdot 10^5 + 1000 \cdot 13,08 \cdot 5,38} = 1,32
 \end{aligned}$$

We hebben aangenomen dat  $M_1 = 500$  l/h. Hieruit volgt dat

$$M_2 = M_1 / m = 500 / 1,32 = 380 \text{ l/h.}$$

De afzuiging bedraagt dus 380 l/h bij een onderdruk van 0,8 bar.

### 6.1 Afmetingen

$$\begin{aligned}
 A_1 &= \frac{M_1}{\rho C_1} = \frac{0,14}{1000 \cdot 13,08} = 1,07 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 \\
 &\Rightarrow d_1 = 3,7 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 A_3 &= \frac{m_1 + M_2}{\rho C_3} = \frac{0,25}{1000 \cdot 5,38} = 4,57 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 \\
 &\Rightarrow d_3 = 7,6 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

$$l_3 = 8 \cdot d_3 = 61 \text{ mm}$$

In verband met de toe te passen kniekoppeling kiezen we aan het uiteinde een uitwendige diameter van 22 mm gecombineerd met een inwendige diameter van 20 mm.

De diameterverkleining aan het begin van het pompje vindt plaats onder een hoek van  $10^\circ$ . Bij een te grote hoek (boven de  $20^\circ$ ) zal het drukverlies te veel toe nemen (zie bijlage C).

De overige maten zijn terug te vinden in het definitieve ontwerp zoals te zien is in de bijlagen D en E.



## 7 MEETRESULTATEN

Het prototype is onderworpen aan een aantal metingen. Daartoe hebben we het prototype aangesloten op een waterkraan met een relatief lage opbrengst en aan een waterkraan met een relatief hoge opbrengst. Tevens hebben we twee verschillende mondstukjes gebruikt. De resultaten zijn als volgt.

	waterverbruik [l/h]		pompcapaciteit [l/h]	
	onbelast	belast	met recht pijpje	met krom mondstukje
kraan 1	1100	600	450	270
kraan 2	2000	950	650	330

### 7.1 Evaluatie

De pompcapaciteit van het pompje ligt boven de 250 l/h, hetgeen we als doel hadden gesteld. Wel blijkt het type mondstukje een zeer grote invloed te hebben op de pompcapaciteit. Bij gebruik van het pijpje is de pompcapaciteit ongeveer een factor 2 keer zo groot dan bij gebruik van het kromme mondstukje. Dit komt doordat bij het kromme mondstukje ( $d_i=4$  mm), de maximale pompcapaciteit beperkt wordt door de snelheid in het mondstukje als gevolg van het drukverschil (N.B.:  $\Delta p = \frac{1}{2} \rho v^2$ ). Door de kleine inwendige doorsnede kan de volumestroom dan nooit groot worden (N.B.:  $\Phi_v = v \cdot A$ ). Bij gebruik van het rechte pijpje ( $d_i=10$  mm) wordt de volumestroom voornamelijk beperkt door de capaciteit van het pompje.

Het waterverbruik blijkt groter te zijn dan de 500 l/h waar we van uit zijn gegaan. De reden hiervoor is te zoeken in het feit dat de netdruk hoger is geweest dan de opgegeven 1,8 bar.

Bekijken we de pompcapaciteit van het prototype aangesloten op kraan 1 (Deze heeft een kraanopbrengst die het dichtst bij de 500 l/h ligt), dan blijkt de massastroomverhouding zoals die uit de meting naar voren komt nagenoeg hetzelfde te zijn als de theoretische massastroomverhouding.

Immers  $m = M_1/M_2 = 600/450 = 1.33$  ( $m_{\text{theor.}} = 1.32$ , zie pag. 23)

Hieruit blijkt dat ons model realistisch is geweest.

Om het spetteren nog verder tegen te gaan hebben we bovendien een slang aan het uiteinde gekoppeld, om de uitstroom in de goede richting te kunnen leiden.

## 8 CONCLUSIE

Het mondspoelhulpmiddel-prototype is naar onze mening een goed alternatief geworden om bij gehandicapten thuis de mond leeg te zuigen:

- Het is eenvoudig in gebruik.
- Relatief goedkoop.
- Makkelijk schoon te houden.

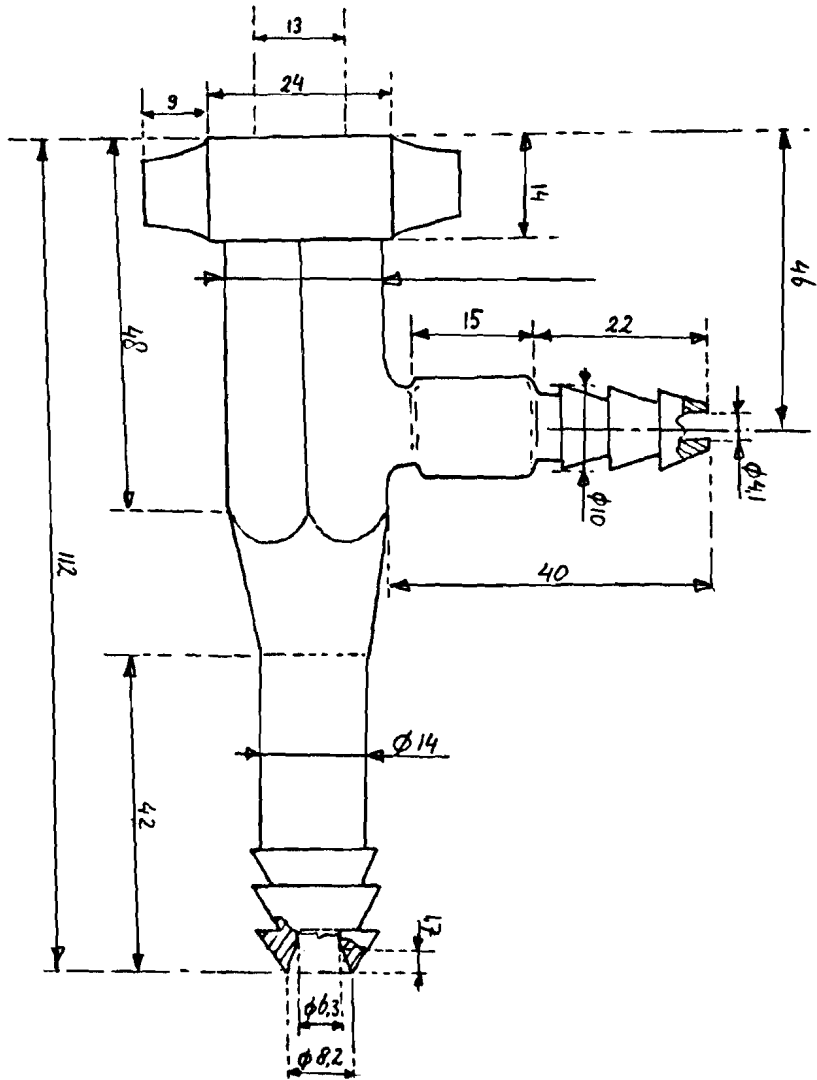
Een nadeel is echter het waterverbruik, maar we denken dat dit op een acceptabel niveau is gebleven.

Doordat we gebruik hebben gemaakt van standaardonderdelen is het mogelijk eenvoudig over te schakelen op een eventuele snelkoppeling of een andere soort aansluiting.

Bovendien leent het ontwerp zich er goed voor om op grotere schaal te worden geproduceerd.

We denken het probleem van de stichting Bijter hiermee goed te hebben opgelost.

A Maten Rymefa waterstraalpompe



A. Wasserstrahlpumpen

86. Arbeitsweise und Berechnung

Der Betrieb der Wasserstrahlpumpe ist an das Vorhandensein von Druckwasser als Treibmittel gebunden. Als Fördermittel kommen sowohl Flüssigkeiten als auch Gase, besonders Luft, in Frage. Letztere scheiden hier, weil außerhalb unserer Betrachtung liegend, aus. Die folgenden Ausführungen beziehen sich auf Wasser als Fördermittel mit der Dichte des Treibwassers<sup>1</sup>.

Anwendung finden die Wasserstrahlpumpen beim Auspumpen von Baugruben, überschwemmten Kellern, Kanalbauten, Tiefbauten u.a.m. Ein sehr verbreitetes und wichtiges Anwendungsgebiet hat die Wasserstrahlpumpe unter der Bezeichnung „Tiefsauger“ bei Tiefbrunnen gefunden. Die ihr hierbei zufallende Aufgabe ist bereits im Abschn. 51c behandelt worden.

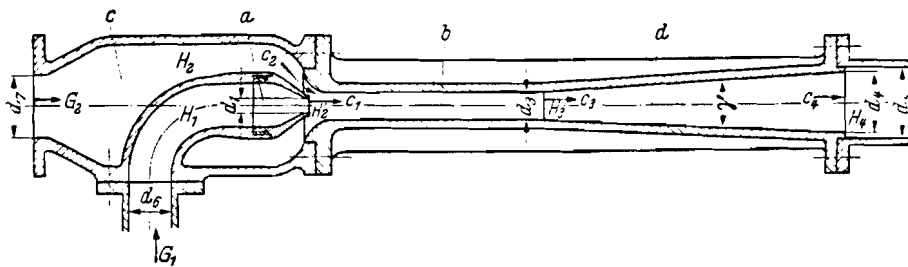


Abb. 86.1. Wasserstrahlpumpe für Wasserförderung

Die Arbeitsweise der Wasserstrahlpumpe ist sehr einfach. Aus der Treibdüse *a* (Abb. 86.1) strömt das Treibwasser mit großer Geschwindigkeit in die Mischdüse *b*, wo es sich mit dem aus dem Saugraum *c* angesaugten Förderwasser mischt und dabei einen Teil seiner Bewegungsenergie an letzteres überträgt. Der Geschwindigkeitsaustausch in der Mischdüse ist im allgemeinen mit einer Drucksteigerung verbunden. Die weitere Druckerhöhung bis auf den Enddruck vollzieht sich in dem anschließenden Diffusor *d* durch Geschwindigkeitsumwandlung.

In Übereinstimmung von Theorie und Versuch hat der Impulsaustausch in der Mischdüse bereits eine beachtliche Drucksteigerung zur Folge, wenn die Mischdüse nach bestem Wirkungsgrad der Strahlpumpe bemessen wird. Im Zusammenhang damit hat sich gezeigt, daß die Zulaufgeschwindigkeit des Förderwassers in der Mischdüsenmündung verhältnismäßig groß gewählt werden muß. Dadurch entsteht zwar eine merkliche Drucksenkung in der Mischdüsenmündung, die im weiteren Verlauf der Strömung wieder ausgeglichen werden muß. Gleichzeitig werden aber die „Stoßverluste“ beim Geschwindigkeitsaustausch so verringert, daß der gesamte Druckanstieg in der Pumpe beachtlich erhöht, also der Wirkungsgrad entsprechend verbessert wird.

<sup>1</sup> Für andere Flüssigkeiten gelten die gleichen Überlegungen, jedoch ist die unterschiedliche Dichte von Treib- und Fördermittel zu beachten. Dadurch erhalten die Gleichungen zum Teil eine andere Form.

Für die Berechnung gehen wir von einer waagrecht angeordneten Pumpe aus und führende folgende Bezeichnungen ein (Abb. 86.1):

$H_1$	absolute Druckhöhe vor der Treibdüsenmündung in m,
$H_2$	absolute Druckhöhe im Saugraum $c$ in m,
$H_2'$	absolute Druckhöhe in der Treib- bzw. Mischdüsenmündung in m,
$H_3$	absolute Druckhöhe am Ende der Mischdüse in m,
$H_4$	absolute Druckhöhe am Diffusoraustritt in m,
$\varepsilon = \frac{H_4 - H_2}{H_1 - H_2}$	Druckhöhenverhältnis,
$A_1 = d_1^2 \pi/4$	Querschnitt des Treibstrahles in m <sup>2</sup> ,
$A_2$	Querschnitt des Saugstrahles in m <sup>2</sup> ,
$A_3 = d_3^2 \pi/4$	Austrittsquerschnitt der Mischdüse in m <sup>2</sup> ,
$c_1 = \varphi_1 \sqrt{2g(H_1 - H_2')}$	Austrittsgeschwindigkeit des Treibstrahles in m/s,
$c_2 = \varphi_2 \sqrt{2g(H_2 - H_2')}$	Ansauggeschwindigkeit des Förderwassers in m/s,
$c_0 = \varphi_1 \sqrt{2g(H_1 - H_2)}$	Geschwindigkeit in der Treibdüse bei dem Druckhöhengefälle $H_1 - H_2$ in m/s,
$c_3$	ausgeglichenere Geschwindigkeit des Gemisches beim Eintritt in den Diffusor in m/s,
$c_4$	Geschwindigkeit beim Austritt aus dem Diffusor in m/s,
$x = c_2/c_0; y = c_3/c_0$	Verhältniswerte der Geschwindigkeiten,
$\dot{M}_1 = \rho Q_1$	Massestrom des Treibwassers in kg/s,
$\dot{M}_2 = \rho Q_2$	Massestrom des Förderwassers in kg/s,
$m = \dot{M}_1/\dot{M}_2$	verhältnismäßiger Treibwasserverbrauch,
$\rho$	Dichte des Treib- und Förderwassers in kg/m <sup>3</sup> ,
$W$	Reibungswiderstand an der Mischdüsenwandung in N,
$\lambda$	Reibungsbeiwert,
$z$	Widerstandszahl,
$\eta_M$	Wirkungsgrad der Mischdüse,
$\eta_d$	Wirkungsgrad des Diffusors,
$\eta$	Wirkungsgrad der Wasserstrahlpumpe.

Nach dem Vorhergehenden setzt sich die gesamte in der Wasserstrahlpumpe erzeugte Druckhöhensteigerung zusammen aus dem Druckhöhenzuwachs in der Mischdüse, der Druckhöhensteigerung im Diffusor und der Druckhöhenenkung in der Mischdüsenmündung infolge der Zuflußgeschwindigkeit des Förderwassers. Es ist also

$$H_4 - H_2 = (H_3 - H_2') + (H_4 - H_3) - (H_2 - H_2')^1. \quad (86.1)$$

Die Druckhöhenzunahme in der als zylindrisch angenommenen Mischdüse ermitteln wir mit Hilfe des Impulssatzes<sup>2</sup>. Danach ist

$$\dot{M}_1 c_1 + \dot{M}_2 c_2 - (\dot{M}_1 + \dot{M}_2) c_3 = A_3 (H_3 - H_2') \rho g + W,$$

wenn unter der zusätzlichen Kraft  $W$  der Reibungswiderstand an der Innenwand der Mischdüse verstanden wird. Hieraus folgt die Druckhöhenzunahme

$$H_3 - H_2' = \frac{1}{A_3 \rho g} \left[ \dot{M}_1 c_1 + \dot{M}_2 c_2 - (\dot{M}_1 + \dot{M}_2) \left( c_3 + \frac{W}{\dot{M}_1 + \dot{M}_2} \right) \right]. \quad (86.2)$$

<sup>1</sup> Der besseren Anschaulichkeit wegen ist hier an Stelle der spezifischen Druckenergie  $Y = gH$  die Innere  $H$  bezogen auf die konstante örtliche Fallbeschleunigung  $g = 9.81 \text{ m/s}^2$  verwendet worden.

<sup>2</sup> Impulssatz: Die Änderung des Impulses (der Bewegungsgröße) in der Zeiteinheit ist gleich der Summe der an der Masse angreifenden Kräfte.

Der Reibungswiderstand  $W$  ist von der Oberfläche der Mischdüse und der Durchflußgeschwindigkeit abhängig. Für die zylindrische Mischdüse mit dem Durchmesser  $d_3$  und der reduzierten Länge  $l_r$ , die kleiner als die Länge des zylindrischen Teiles ist, gilt

$$W = \lambda d_3 \pi l_r \rho \frac{c_3^2}{2}. \quad (86,3)$$

$\lambda$  ist der Reibungsbeiwert. Die Annahme einer verkleinerten Mischdüsenlänge soll berücksichtigen, daß die Wassergeschwindigkeit an der Wandung erst im Verlauf der Strömung auf die ausgeglichene Austrittsgeschwindigkeit  $c_3$  anwächst. Aus der Kontinuitätsbedingung folgt weiter

$$\dot{M}_1 + \dot{M}_2 = c_3 \frac{d_3^2 \pi}{4} \rho. \quad (86,4)$$

Dividiert man Gl. (86,3) durch Gl. (86,4), so erhält man

$$\frac{W}{\dot{M}_1 + \dot{M}_2} = 4 \lambda \frac{l_r}{d_3} \frac{c_3}{2} = \frac{\zeta}{2} c_3, \quad (86,5)$$

wenn  $4 \lambda \frac{l_r}{d_3}$  einer Widerstandszahl  $\zeta$  gleichgesetzt wird. Unter Benutzung von Gl. (86,5) schreibt sich Gl. (86,2)

$$H_3 - H'_2 = \frac{1}{A_3 g \rho} \left[ \dot{M}_1 c_1 + \dot{M}_2 c_2 - (\dot{M}_1 + \dot{M}_2) c_3 \left( 1 + \frac{\zeta}{2} \right) \right]$$

oder mit

$$A_3 = \frac{\dot{M}_1 + \dot{M}_2}{\rho c_3}$$

$$H_3 - H'_2 = \frac{c_3}{g (\dot{M}_1 + \dot{M}_2)} \left[ \dot{M}_1 c_1 + \dot{M}_2 c_2 - (\dot{M}_1 + \dot{M}_2) c_3 \left( 1 + \frac{\zeta}{2} \right) \right]$$

und mit  $\dot{M}_1/\dot{M}_2 = m$

$$H_3 - H'_2 = \frac{c_3}{g(1+m)} \left[ m c_1 + c_2 - (1+m) c_3 \left( 1 + \frac{\zeta}{2} \right) \right]. \quad (86,6)$$

Die Druckhöhenzunahme im Diffusor ermitteln wir mit Hilfe der Energiegleichung. Es ist

$$H_4 - H_3 = \frac{1}{2g} (c_3^2 - c_4^2) \eta_d,$$

wenn  $\eta_d$  den Diffusorwirkungsgrad bezeichnet. Die Austrittsgeschwindigkeit  $c_4$  ist im allgemeinen klein und kann praktisch vernachlässigt werden. Dann wird

$$H_4 - H_3 = \frac{c_3^2}{2g} \eta_d. \quad (86,7)$$

Als Druckhöhenabnahme infolge der Zuflußgeschwindigkeit des Förderwassers ergibt sich mit dem Düsenbeiwert  $\varphi_2$

$$H_2 - H'_2 = \frac{c_2^2}{\varphi_2^2 2g}. \quad (86,8)$$

Somit beträgt die gesamte Druckhöhenzunahme in der Strahlpumpe

$$H_4 - H_2 = \frac{c_3}{g(1+m)} \left[ m c_1 + c_2 - (1+m) c_3 \left( 1 + \frac{\zeta}{2} \right) \right] + \frac{c_3^2}{2g} \eta_d - \frac{c_2^2}{q_2^2 2g}. \quad (86,9)$$

Zur Vereinfachung der Berechnung empfiehlt es sich, nicht nur die Massen, sondern auch die Geschwindigkeiten und die Druckhöhen durch Verhältniszahlen auszudrücken, womit dann alle veränderlichen Größen dimensionslos werden. Zu diesem Zweck setzen wir

$$H_1 - H_2 = \frac{c_0^2}{q_1^2 2g}. \quad (86,10)$$

$c_0$  ist hiernach die Geschwindigkeit, die bei dem Druckhöhengefälle  $H_1 - H_2$ , also ohne Berücksichtigung der Drucksenkung durch die Zuflußgeschwindigkeit  $c_2$  in der Treibdüsenmündung entstehen würde,  $q_1$  der Düsenbeiwert der Treibdüse. Durch Division der Gl. (86,9) mit Gl. (86,10) erhält man

$$\begin{aligned} \frac{H_4 - H_2}{H_1 - H_2} = \varepsilon &= \frac{2 q_1^2}{1+m} \frac{c_3}{c_0} \left[ m \frac{c_1}{c_0} + \frac{c_2}{c_0} - \frac{c_3}{c_0} (1+m) \left( 1 + \frac{\zeta}{2} \right) \right] \\ &+ \frac{c_3^2}{c_0^2} q_1^2 \eta_d - \frac{c_2^2}{c_0^2} \frac{q_1^2}{q_2^2}. \end{aligned}$$

Nach der Energiegleichung ist

$$\frac{1}{q_1^2} \frac{c_1^2}{2} = \frac{1}{q_1^2} \frac{c_0^2}{2} + \frac{1}{q_2^2} \frac{c_2^2}{2}$$

oder

$$c_1 = \left[ c_0^2 + \frac{q_1^2}{q_2^2} c_2^2 = c_0 \right] \sqrt{1 + \frac{q_1^2}{q_2^2} \left( \frac{c_2}{c_0} \right)^2}.$$

Setzen wir ferner die Geschwindigkeitsverhältnisse

$$\frac{c_2}{c_0} = x \quad \text{und} \quad \frac{c_3}{c_0} = y,$$

so ist

$$\varepsilon = \frac{2 q_1^2}{1+m} y \left[ m \sqrt{1 + \left( \frac{q_1}{q_2} x \right)^2} + x - y(1+m) \left( 1 + \frac{\zeta}{2} \right) \right] + y^2 q_1^2 \eta_d - \frac{q_1^2}{q_2^2} x^2.$$

Die Auflösung dieser Gleichung nach  $m$  ergibt

$$\begin{aligned} m &= \frac{\left[ \frac{\varepsilon}{q_1^2} + y^2 (2 + \zeta - \eta_d) + \left( \frac{x}{q_2} \right)^2 \right] - 2xy}{2y \sqrt{1 + \left( \frac{q_1}{q_2} x \right)^2} - \left[ \frac{\varepsilon}{q_1^2} + y^2 (2 + \zeta - \eta_d) + \left( \frac{x}{q_2} \right)^2 \right]} \\ &= \frac{K - 2xy}{2y \sqrt{1 + \left( \frac{q_1}{q_2} x \right)^2} - K} \end{aligned} \quad (86,11)$$

wenn der Ausdruck in der eckigen Klammer mit  $K$  bezeichnet wird. Gl. (86,11) ist die Haupt- und Ausgangsgleichung für die Berechnung der Wasserstrahlpumpe. Hiernach wird der verhältnismäßige Treibwasserverbrauch  $m$  — abgesehen von den Ver-



lustzahlen  $\eta_1, \varphi_2, \zeta$  und  $\eta_d$  — durch das Druckhöhenverhältnis  $\varepsilon$  und die Geschwindigkeitsverhältnisse  $x$  und  $y$  bestimmt. Die Verlustzahlen sind von der Güte und Zweckmäßigkeit der Ausführung sowie von der Größe der Strahlpumpe abhängig. Das Druckhöhenverhältnis  $\varepsilon$  hat nach Gl. (86,11) einen erheblichen Einfluß auf den verhältnismäßigen Treibwasserverbrauch, und zwar nimmt  $m$  mit wachsendem  $\varepsilon$  in immer stärkerem Maße zu, bis die Förderung schließlich ganz aufhört. Für ein bestimmtes Druckhöhenverhältnis ergibt sich — wie später noch gezeigt werden wird — ein Bestwert des Wirkungsgrades. Vielfach ist  $\varepsilon$  jedoch durch die verlangte Förderhöhe und die vorhandene Treibwasserdruckhöhe vorgeschrieben. Für jeden Wert  $\varepsilon$  ist aber der verhältnismäßige Treibwasserverbrauch und damit auch der Wirkungsgrad der Strahlpumpe von der Größe der Geschwindigkeitsverhältnisse  $x$  und  $y$  abhängig. Einem bestimmten Wertepaar  $x$  und  $y$  entspricht bei gegebenen Verlustzahlen ein Kleinstbetrag des Treibwasserverbrauchs und ein Höchstwert des Wirkungsgrades.

Die Bestimmung des günstigsten Wertepaares  $x$  und  $y$  erfordert großen Zeitaufwand. Man kann dabei so vorgehen, daß man für ein vorliegendes Druckhöhenverhältnis und gegebene Verlustzahlen zunächst einen Wert  $x < 0,4$  annimmt und bei unverändertem  $x$  nach Gl. (86,11) den verhältnismäßigen Treibwasserverbrauch  $m$  für veränderliche Werte von  $y$  errechnet. Trägt man  $m$  als Funktion von  $y$  auf, so erhält man eine Kurve, die für einen bestimmten  $y$ -Wert ein Minimum aufweist. In gleicher Weise ist für andere  $x$ -Werte zu verfahren. Legt man an die so entstandene Kurvenschar die Hüllkurve, so ist aus dieser der absolute Kleinstwert des verhältnismäßigen Treibwasserverbrauchs und somit das günstigste Wertepaar  $x$  und  $y$  für den vorliegenden Betriebsfall zu entnehmen. In dieser Weise ermittelte günstigste Wertepaare sind in Abb. 86.2 über dem Druckhöhenverhältnis  $\varepsilon$  aufgetragen. Sie gelten für die angeschriebenen Verlustzahlen.

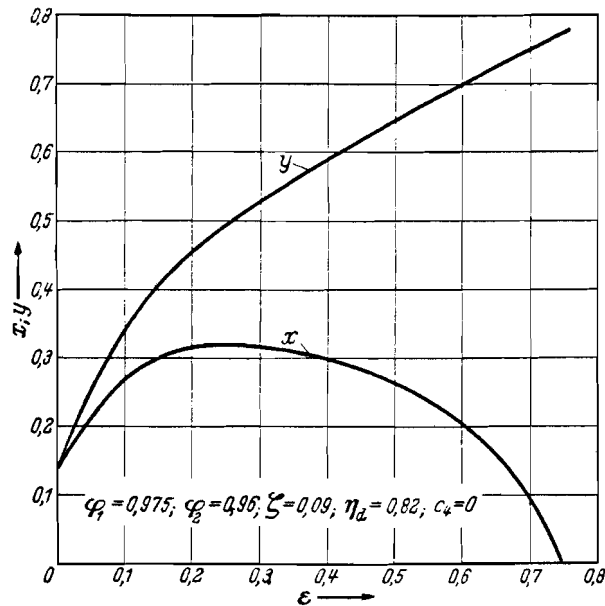


Abb. 86.2. Die Geschwindigkeitsverhältnisse  $x = c_2/c_0$  und  $y = c_3/c_0$  für kleinsten Treibwasserverbrauch in Abhängigkeit vom Druckhöhenverhältnis  $\varepsilon = (H_4 - H_2)/(H_1 - H_2)$

Die Kenntnis von  $x$  und  $y$  ermöglicht neben der Ermittlung des günstigsten Treibwasserverbrauchs nach Gl. (86,11) auch die Bestimmung der Geschwindigkeiten

$$c_1 = \sqrt{1 + \left(\frac{\varphi_1}{\varphi_2} x\right)^2} c_0, \quad c_2 = x c_0 \quad \text{und} \quad c_3 = y c_0, \quad (86,12)$$

nachdem vorher  $c_0$  nach Gl. (86,10) errechnet ist.

Aus der für den praktischen Gebrauch feiner unterteilten Abb. 86.3 läßt sich in den meistens vorkommenden Grenzen  $\varepsilon = 0,05 \dots 0,5$  außer  $x$  und  $y$  auch das Geschwindigkeitsverhältnis  $\sqrt{1 + \left(\frac{x \varphi_1}{\varphi_2}\right)^2} = c_1/c_0$  sowie der günstigste verhältnismäßige Treibwasserverbrauch  $m = \dot{M}_1/\dot{M}_2$  entnehmen, sofern die angeschriebenen Verlustzahlen verwendet werden.

Es zeigt sich, daß der verhältnismäßige Treibwasserverbrauch mit zunehmendem Druckhöhenverhältnis schnell anwächst. Für  $x = 0$ , also  $\dot{M}_2 = 0$ , wird  $m$  schließlich unendlich groß. Das tritt im vorliegenden Fall für  $\varepsilon = 0,748$  ein.

Mit Hilfe der Geschwindigkeiten  $c_1$ ,  $c_2$  und  $c_3$  sowie des aus  $m$  errechneten Massestroms  $\dot{M}_1$  bzw.  $\dot{M}_2$  erhält man ferner die wichtigen Querschnitte

$$A_1 = \frac{\dot{M}_1}{c_1 \rho}, \quad A_2 = \frac{\dot{M}_2}{c_2 \rho} \quad \text{und} \quad A_3 = \frac{\dot{M}_1 + \dot{M}_2}{c_3 \rho}. \quad (86,13)$$

Hierbei ergibt sich die auffallende Tatsache, daß in jedem Falle  $A_1 + A_2 = A_3$  wird. Das heißt also, daß die Mischdüse bei Auslegung der Strahlpumpe nach bestem Wirkungsgrad eine zylindrische Form erhalten, die Treibdüse daher unmittelbar in die Mischdüse einmünden muß (Abb. 86.1). Das bei Wasserstrahlpumpen vielfach anzutreffende Einlaufmündstück mit allmählicher Querschnittsabnahme bis auf den engsten (Austritts-)Querschnitt der Mischdüse ist demnach nicht zweckmäßig. Die Mischdüsenmündung erhält lediglich eine Ausrundung mit dem Radius  $r \approx d_3$  für den kontraktionsfreien Eintritt des Förderwassers.

Wichtig ist ferner die Länge der Mischdüse, über die der Impulssatz keine Auskunft gibt. Eine zu kurze Mischdüse führt infolge ungenügender Durchmischung von Treib- und Förderstrom weder in der Düse selbst noch im Diffusor zu dem erwarteten Druckanstieg, eine zu lange hat unnötige Reibungsverluste zur Folge. Die günstigsten Verhältnisse liegen bei einer mäßig langen Mischdüse vor, deren Länge etwa mit  $l_3 = 8 d_3$  angegeben werden kann.

Für die Formgebung der Treibdüse ist von Bedeutung, daß die Querschnittsverjüngung zwar stetig, aber auf möglichst kurzem Wege bei völlig glatter Wandung vor sich geht, da nur so der Reibungsverlust klein gehalten werden kann (Abb. 86.1). Lange, kegelig ausgebildete Treibdüsen arbeiten nur mit mäßigem Wirkungsgrad. Die Forderung, daß die Treibdüse ohne ein besonderes Einlaufstück in die Mischdüse einmünden soll, macht eine geringe Wandstärke an der Treibdüsenmündung notwendig. Günstige Verhältnisse ergeben sich, wenn die Treibdüse ein wenig in die Mischdüsenausrundung hineinragt (Abb. 86.4), jedoch so, daß zwischen Treibdüsenmündung und Beginn des zylindrischen Teils der Mischdüse noch ein Zwischenraum von  $a = (0,7 \dots 0,8) d_3$  verbleibt.

Aus Abb. 86.4 ist das Ergebnis eines Versuchs an einer Wasserstrahlpumpe kleiner Leistung ersichtlich, bei welchem die Treibdüsenmündung der Mischdüse schrittweise genähert wurde. Um

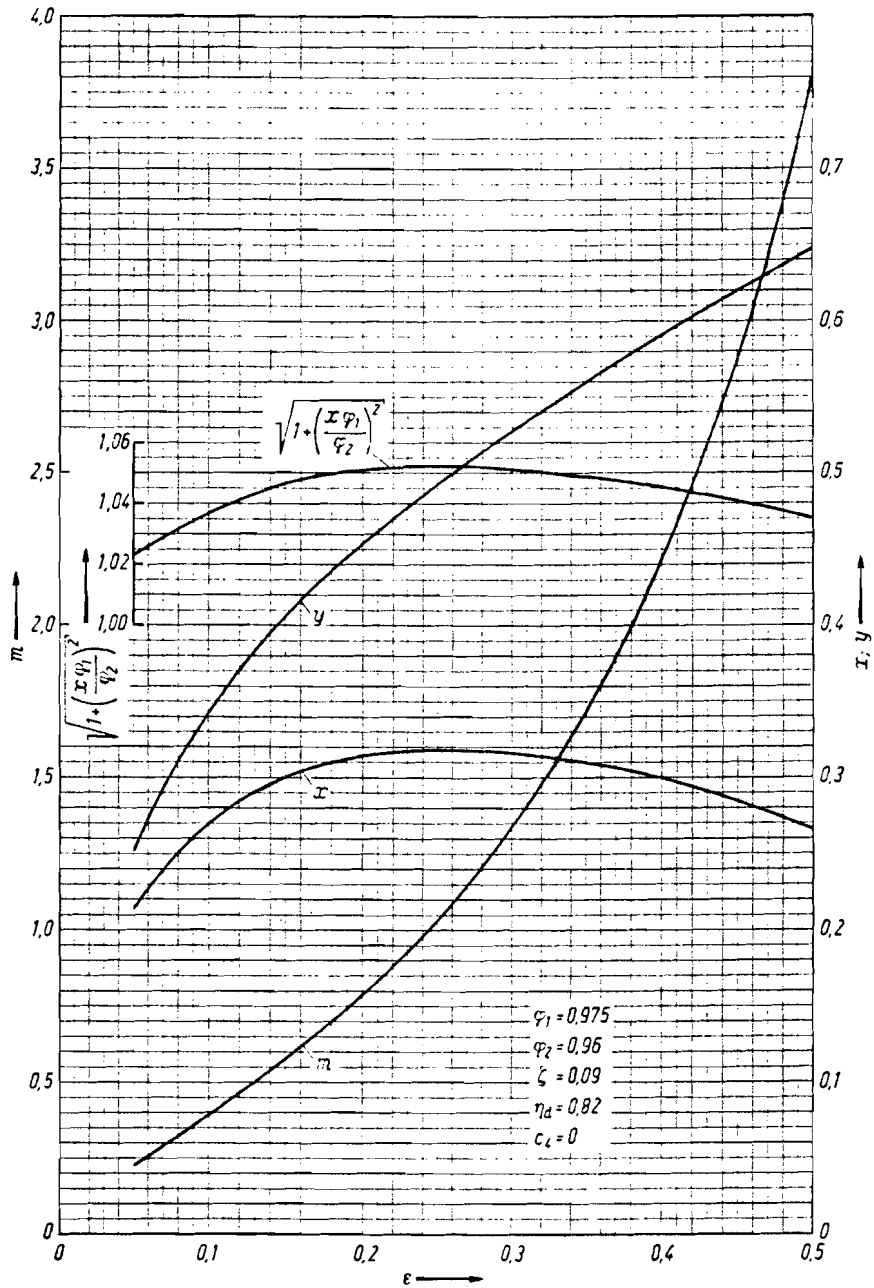


Abb. 86.3. Die Geschwindigkeitsverhältnisse  $x = c_2/c_0$ ,  $y = c_3/c_0$  und  $\sqrt{1 + \left(\frac{x\varphi_1}{\varphi_2}\right)^2} = c_1/c_0$  sowie der kleinste verhältnismäßige Treibwasserverbrauch  $m = \dot{M}_1/\dot{M}_2$  in Abhängigkeit vom Druckhöhenverhältnis  $\varepsilon = (H_4 - H_2)/(H_1 - H_2)$

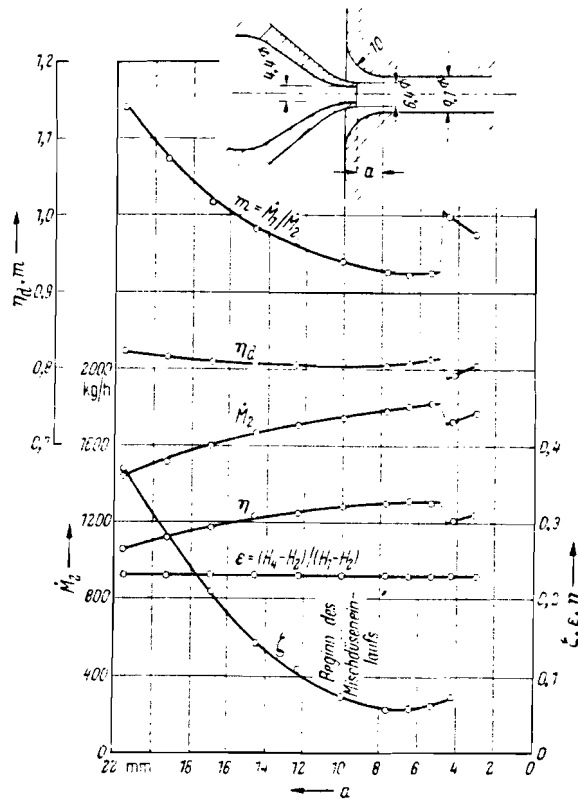


Abb. 86.4. Einfluß des Treibdüsensabstandes  $a$  vom zylindrischen Teil der Mischdüse bei gleichbleibendem Druckverhältnis  $\epsilon$  (EDUR-Pumpenfabrik)

vergleichbare Meßwerte zu erhalten, wurde das Druckhöhenverhältnis  $\epsilon = (H_4 - H_2)/(H_1 - H_2)$  für jede Düsenstellung konstant gehalten. Nach der Abbildung wächst der geförderte Massestrom  $\dot{M}_2$  und ebenso der Wirkungsgrad  $\eta$  der Strahlpumpe, wenn sich der Abstand  $a$  der Treibdüseneintrömung vom zylindrischen Teil der Mischdüse verringert. Gleichzeitig nimmt der Reibungsbeiwert  $\zeta$  der Mischdüse ab. Der Diffusorwirkungsgrad  $\eta_d$  ändert sich nur geringfügig. Günstigste Verhältnisse werden im vorliegenden Fall bei einem Abstand  $a = 6 \dots 7$  mm erreicht. Zu weites Einführen der Treibdüse in den Mischdüsenlauf wirkt sich nachteilig aus. Der Kurvenverlauf wird schließlich unstetig, was offenbar auf die Querschnittsverengung zurückzuführen ist, welche durch die endliche Stärke der Treibdüseneintrömung hervorgerufen wird.

Im übrigen müssen beide Düsen genau zentrisch zueinander liegen, also eine gemeinsame Achse haben, da nur eine völlig achsensymmetrische Einströmung des Fördermittels Bestwerte des Wirkungsgrades erwarten läßt. Aus dem gleichen Grunde ist bei seitlicher Zuführung des Förderwassers zum Saugraum die Zuflußgeschwindigkeit klein und der Saugraum selbst groß zu halten.

Im Gegensatz zur Treibdüse wird der Diffusor als schlanker Kegel unter Einhaltung eines bestimmten Kegelwinkels ausgebildet. Ein großer Kegelwinkel würde hier infolge der verzögerten Strömung und der Wandreibung zu einer fortschreitenden Verstärkung der Grenzschicht und zur Ablösung der Strömung von der Wandung mit Bewegungsumkehr in Wandnähe führen und damit den Druckanstieg wesentlich

herabsetzen. Ein zu schlanker Kegel vergrößert den Reibungsweg und hat bei entsprechender Länge schließlich ebenfalls Ablösung zur Folge. Die günstigsten Verhältnisse liegen offenbar dann vor, wenn man bei mäßiger Kegellänge den Kegelwinkel so groß bemisst, daß die Ablösung noch mit Sicherheit vermieden wird. Das trifft bei den hier vorliegenden Verhältnissen für einen Kegelwinkel  $\gamma = 7 \dots 9^\circ$  zu. Voraussetzung dafür ist die Kleinhaltung der Wandreibung, also die Herstellung einer völlig glatten Wandung. Da sich die Geschwindigkeitsumwandlung noch über den Endquerschnitt des Diffusors hinaus fortsetzt, ist es vorteilhaft, an den Diffusor noch eine gerade Rohrstrecke anzuschließen. In diesem Falle ist es zulässig, den Diffusor etwas zu verkürzen, so daß sein Endquerschnitt sprunghaft in den Rohrquerschnitt übergeht (Abb. 86.1). Mit dem Querschnittssprung ist eine weitergehende Umwandlung von Geschwindigkeitsenergie in Druckenergie durch Impulsaustausch verbunden, deren Wirkungsgrad  $\eta$  vom Querschnittsverhältnis abhängt. Es ist mit den Bezeichnungen der Abb. 86.1

$$\eta = \frac{2}{1 + \left(\frac{d_5}{d_4}\right)^2}. \quad (86,14)$$

Bei sorgfältiger Ausführung der Düsen und des Diffusors kann etwa mit folgenden Verlustzahlen gerechnet werden:  $\varphi_1 = 0,96 \dots 0,98$ ;  $\varphi_2 = 0,95 \dots 0,97$ ;  $\zeta = 0,07 \dots 0,1$ ;  $\eta_d = 0,8 \dots 0,85$ . Hierbei sind die oberen Grenzwerte von  $\varphi_1$ ,  $\varphi_2$ ,  $\eta_d$  und der untere Grenzwert von  $\zeta$  großen Querschnittsabmessungen der Strahlpumpe zugeordnet.

### 87. Der Wirkungsgrad

Der Gesamtwirkungsgrad wird auch bei der Wasserstrahlpumpe durch das Verhältnis der Nutzleistung zur aufgewendeten Leistung bestimmt. Es ist daher

$$\eta = \frac{g \dot{M}_2 (H_1 - H_2)}{g \dot{M}_1 (H_1 - H_4)} = \frac{H_1 - H_2}{m (H_1 - H_4)}, \quad (87,1)$$

wenn die Austrittsenergie der Pumpe vernachlässigt wird. Obwohl für die Berechnung der aufgewendeten Leistung nur das Druckhöhengefälle  $H_1 - H_4$  in Frage kommt, enthält der Wirkungsgrad auch die Verluste, die in der Treibdüse bei der Druckhöhensenkung von  $H_4$  auf  $H_2'$  und bei der Wiedergewinnung dieser Druckhöhe in der Mischdüse bzw. im Diffusor entstehen, soweit sich diese Energieumwandlungen auf den Massestrom  $\dot{M}_1$  beziehen. Setzt man  $H_1 - H_4 = (H_1 - H_2) - (H_4 - H_2)$ , so ist

$$\eta = \frac{H_1 - H_2}{m [(H_1 - H_2) - (H_4 - H_2)]},$$

oder nach Division von Zähler und Nenner mit  $H_1 - H_2$

$$\eta = \frac{\varepsilon}{m(1 - \varepsilon)}, \quad (87,2)$$

Hiernach wird der Wirkungsgrad der Wasserstrahlpumpe durch das Druckhöhenverhältnis und den verhältnismäßigen Treibwasserverbrauch bestimmt, der seinerseits auch vom Druckhöhenverhältnis abhängig ist. Abb. 87.1 gibt den Verlauf der Wirkungsgradkurve  $\eta = f(\varepsilon)$  wieder, die für die angeschriebenen Verlustzahlen gül-

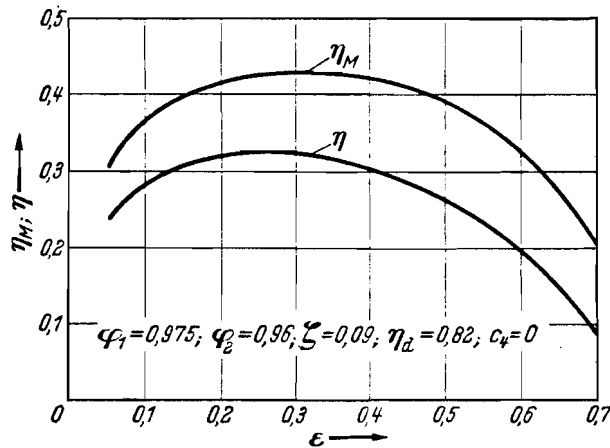


Abb. 87.1. Gesamtwirkungsgrad  $\eta$  und Mischdüsenwirkungsgrad  $\eta_M$  in Abhängigkeit vom Druckhöhenverhältnis  $\varepsilon = (H_4 - H_2)/(H_1 - H_2)$

tig ist. Der Höchstwert des Wirkungsgrades läßt sich stets nur bei einem bestimmten Druckhöhenverhältnis erzielen, das im vorliegenden Falle bei  $\varepsilon = 0,25 \dots 0,275$  liegt.

Überraschend ist der geringe Absolutbetrag des Wirkungsgrades, der — wie bereits eingangs erwähnt — hauptsächlich den bei dem Impulsaustausch zwischen Treib- und Fördermittel in der Mischdüse auftretenden Verlusten zuzuschreiben ist. Durch Herausnahme der Treibdüsen- und Diffusorverluste ist es auf verhältnismäßig einfache Weise möglich, aus dem Gesamtwirkungsgrad  $\eta$  den Mischdüsenwirkungsgrad  $\eta_M$  zu ermitteln.

Unter Vernachlässigung der Austrittsgeschwindigkeit  $c_4$  errechnet sich der Diffusorverlust zu

$$H_{vd} = (1 - \eta_d) \frac{c_3^2}{2g} = (1 - \eta_d) y^2 \frac{c_6^2}{2g} = (1 - \eta_d) y^2 q_1^2 (H_1 - H_2).$$

Führen wir diesen Wert durch entsprechende Vergrößerung der Förderhöhe  $H_4 - H_2$  bzw. Verminderung der Treibdruckhöhe  $H_1 - H_4$  in Gl. (87,1) ein, so ist zunächst

$$\begin{aligned} \eta' &= \frac{(H_4 - H_2) + (1 - \eta_d) y^2 q_1^2 (H_1 - H_2)}{m [(H_1 - H_4) - (1 - \eta_d) y^2 q_1^2 (H_1 - H_2)]} \\ &= \frac{(H_4 - H_2) + (1 - \eta_d) y^2 q_1^2 (H_1 - H_2)}{m [(H_1 - H_2) - (H_4 - H_2) - (1 - \eta_d) y^2 q_1^2 (H_1 - H_2)]}. \end{aligned}$$

Durch Division von Zähler und Nenner mit  $H_1 - H_2$  folgt

$$\eta' = \frac{\frac{H_4 - H_2}{H_1 - H_2} + (1 - \eta_d) y^2 q_1^2}{m \left[ 1 - \frac{H_4 - H_2}{H_1 - H_2} - (1 - \eta_d) y^2 q_1^2 \right]} = \frac{\varepsilon + (1 - \eta_d) y^2 q_1^2}{m [1 - \varepsilon - (1 - \eta_d) y^2 q_1^2]}. \quad (87,3)$$

$\eta'$  enthält neben dem Mischdüsenverlust auch noch den Verlust in der Treibdüse. Letzterer kann dadurch ausgeschieden werden, daß in Gl. (87,3) an die Stelle des gemessenen Treibdüsengefälles  $H_1 - H_2$  das wirksame Gefälle  $(H_1 - H_2)_1 q_1^2$  gesetzt

wird. Damit ergibt sich als Mischdüsenwirkungsgrad

$$\eta_M = \frac{\frac{\varepsilon}{q_1^2} + (1 - \eta_d) y^2 q_1^2}{m \left[ 1 - \frac{\varepsilon}{q_1^2} - (1 - \eta_d) y^2 q_1^2 \right]} \quad (87,1)$$

$\eta_M$  ist ebenfalls eine Funktion von  $\varepsilon$  und  $m$  und als solche für die gleichen Verlustzahlen in Abb. 87.1 dargestellt. Der erreichte Höchstwert  $\eta_{M_{\max}} = 0,43$  läßt erkennen, daß die Ursache für den niedrigen Gesamtwirkungsgrad im wesentlichen in den Mischdüsenverlusten zu suchen ist. Da diese hauptsächlich durch die an sich unvermeidlichen „Stoßverluste“ bei dem Geschwindigkeitsaustausch zwischen Treib- und Förderwasser hervorgerufen werden, sind die Aussichten für eine wesentliche Verbesserung des Mischdüsenwirkungsgrades gering.

### 88. Die erreichbare Saughöhe. Kavitation

Die Wasserstrahlpumpe ist unter gewissen Bedingungen saugfähig. Die Ursache der Saugfähigkeit ist bei offenem Saugbehälter der äußere Luftdruck, der in Meereshöhe im Mittel dem Druck einer Wassersäule von 10,33 m Höhe und 4°C Temperatur entspricht. Die wirklich erreichbare Saughöhe bleibt aber stets erheblich unter diesem Wert. Vermindernd wirken die Druckhöhenverluste in der Saugleitung, die von der Temperatur abhängige Siededruckhöhe des Wassers, ferner die Druckhöhenenkung, welche durch die Strömungsverhältnisse in der Mischdüse, insbesondere durch die Zuflußgeschwindigkeit  $c_2$  des Förderwassers in dem ringförmigen Querschnitt des Mischdüseninlaufs hervorgerufen wird. In Anlehnung an die bei Kreiselpumpen übliche Bezeichnungsweise sei  $H_A$  die Luftdruckhöhe,  $H_{s_{\text{geo}}}$  die geodätische Saughöhe, d. h. der Höhenunterschied zwischen Mischdüseninlauf und Saugwasserspiegel,  $H_{v_s}$  die Summe aller Widerstandshöhen in der Saugleitung einschließlich des Druckhöhenverlustes durch Erzeugung der Durchflußgeschwindigkeit und  $H_D$  die Siededruckhöhe des Wassers, wobei alle Größen in m WS zu messen sind. Dann gilt zunächst

$$H_A = H_{s_{\text{geo}_{\max}}} + H_D + H_{v_s} + \frac{c_2^2}{q_2^2 2g}$$

Daraus folgt die erreichbare Saughöhe in m

$$H_{s_{\text{geo}_{\max}}} = H_A - H_D - H_{v_s} - \frac{c_2^2}{q_2^2 2g}$$

Setzt man nach Gl. (86,12)  $c_2 = x c_0 = x q_1 \sqrt{2g(H_1 - H_2)}$ , so ist

$$H_{s_{\text{geo}_{\max}}} = H_A - H_D - H_{v_s} - (x q_1 / q_2)^2 (H_1 - H_2) \quad (88,1)$$

Für die gesamte Saughöhe  $H_{s_{\max}} = H_{s_{\text{geo}_{\max}}} + H_{v_s}$  gilt

$$H_{s_{\max}} = H_A - H_D - (x q_1 / q_2)^2 (H_1 - H_2) \quad (88,2)$$

Nach Gl. (88,2) ist die erreichbare Saughöhe in erheblichem Maße von der Druckhöhenenkung in der Mischdüsenmündung  $\frac{c_2^2}{q_2^2 2g}$  und diese wiederum von der Druckhöhe des Treibwassers abhängig. Das trifft besonders dann zu, wenn — wie im vor-

liegenden Falle — zur Verringerung der Mischdüsenverluste, also zur Erreichung der bestmöglichen Energieausnutzung, die Zulaufgeschwindigkeit  $c_2$  und somit die Verhältniszahl  $\alpha$  groß gewählt wird. Die wirkliche Druckhöhen-senkung in der Mischdüse wird aber durch das letzte Glied der Gl. (88,2) noch nicht vollständig erfaßt. Nach Versuchen von Schulz und Fasol<sup>1</sup> stellt sich die größte Drucksenkung nicht in dem ringförmigen Saugquerschnitt der Mischdüse, sondern in der Querschnittsmitte des Treibstrahls, also im Gebiet der größten Geschwindigkeit ein. Das Druckminimum liegt etwa im Anfangsquerschnitt des zylindrischen Teils der Mischdüse. Sinkt hier der Druck bis auf den Siededruck, der bei kaltem Wasser etwa 0,1...0,2 m WS beträgt, so beginnt das Wasser zu verdampfen. Es entstehen Dampfblasen, die wieder zusammenstürzen, sobald sie mit der Strömung in ein Gebiet höheren Druckes gelangen. Die Dampfbildung findet zunächst nur in der Mitte des Mischdüsenquerschnitts statt, während die Wandungen nicht davon berührt werden. Ihr Beginn zeigt sich durch ein leichtes, unregelmäßiges Prasseln an. Bei fortschreitender Kavitation — etwa durch Verringerung des Gegendrucks  $H_4$  — erstreckt sich die Dampfbildung weiter in die Mischdüse hinein, ohne daß der Fördervorgang dadurch gestört wird. Der Massestrom nimmt der Senkung des Gegendrucks entsprechend zunächst noch zu. Außerdem wird meistens ein Ansteigen des Wirkungsgrades beobachtet, eine Erscheinung, die sich auch bei Kreiselpumpen und Wasserturbinen zeigt und als Folge der verringerten Zähigkeit des Fördermittels gedeutet wird. Erreicht die Dampfbildung schließlich das Ende der Mischdüse, so wird auch die Mischdüsenwandung von ihr erfaßt. Von diesem Zustand an bleibt der Massestrom trotz weiterer Senkung des Gegendrucks unverändert, während der Wirkungsgrad schnell absinkt. Das prasselnde Geräusch geht in ein kontinuierliches Knattern über, das häufig von Erschütterungen des Strahlapparates begleitet ist. Eine weitere Folge ist die allmähliche Zerstörung der Mischdüsenwandung.

Hiernach liegt zwischen dem Kavitationsbeginn und der voll ausgebildeten Kavitation ein Arbeitsgebiet, in welchem die Wasserstrahlpumpe noch arbeitsfähig bleibt und auch praktisch keine Zerstörungen zeigt, weil sich die Dampfbildung auf den inneren Teil des Mischdüsenstrahls beschränkt.

Andererseits geht aber aus dem Gesagten hervor, daß die wirkliche Druckhöhen-senkung in der Mischdüse größer ist, als sich aus Gl. (88,2) ergibt. Demzufolge setzt auch die Kavitation früher ein, so daß sich die erreichbare Saughöhe verringert. Man kommt den wirklichen Verhältnissen näher, wenn man nach Schulz und Fasol mit Gültigkeit für kaltes Wasser eine Kavitationszahl  $\sigma = H_2/(H_1 - H_2)$  einführt und deren kritische Werte  $\sigma_k$  für den Beginn der Kavitation und  $\sigma'_k$  für die voll ausgebildete Kavitation versuchsmäßig ermittelt.  $H_2$  bedeutet hier wie bisher die absolute Druckhöhe im Saugraum der Strahlpumpe,  $H_1$  die absolute Druckhöhe vor der Treibdüsenmündung. Mit der kritischen Kavitationszahl  $\sigma_k$  bzw.  $\sigma'_k$  ist  $H_{2k}$  bzw.  $H'_{2k}$  die absolute Druckhöhe, die im Saugraum der Pumpe mindestens vorhanden sein muß, um den Beginn der Kavitation bzw. deren volle Ausbildung zu verhindern. Im ersten Falle muß also die Bedingung  $\sigma_k(H_1 - H_2) = H_{2k} \leq H_2$ , im zweiten die Bedingung  $\sigma'_k(H_1 - H_2) = H'_{2k} \leq H_2$  erfüllt sein. Mit der absoluten Druckhöhe  $H_{2k} = \sigma_k(H_1 - H_2)$ , die also die Druckhöhen-senkung in der Mischdüse und die geringe Dampfdruckhöhe

<sup>1</sup> Schulz, F.; Fasol, K. H.: Wasserstrahlpumpen zur Förderung von Flüssigkeiten, Springer: Wien 1958.



kalten Wassers einschließt, schreibt sich Gl. (88,2)

$$H_{s_{\max}} = H_A - \sigma_k (H_1 - H_2). \quad (88,3)$$

Zahlentafel 7 gibt kritische Kavitationszahlen  $\sigma_k$  und  $\sigma'_k$  in Abhängigkeit vom Druckhöhenverhältnis  $\varepsilon$  wieder. Sie gelten für Auslegung der Pumpe nach bestem Wirkungsgrad und sind für kaltes Wasser an einem Strahlapparat mit  $d_3 = 101 \text{ mm } \varnothing$  ermittelt.

Zahlentafel 7. Kritische Kavitationszahlen

$\varepsilon = 0,05$	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4	0,45
$\sigma_k = 0,24$	0,23	0,24	0,25	0,27	0,29	0,32	0,35	0,39
$\sigma'_k = 0,09$	0,13	0,14	0,15	0,15	0,14	0,13	0,11	0,09

Nach den obigen Ausführungen bleibt die Wasserstrahlpumpe auch dann noch betriebsfähig, wenn die Rechnung eine Kavitationszahl  $\sigma = H_2/(H_1 - H_2)$  ergibt, die zwischen  $\sigma_k$  und  $\sigma'_k$  liegt. Andererseits läßt Gl. (88,3) erkennen, daß von der Pumpe bei großer Treibdruckhöhe keine Saugfähigkeit mehr erwartet werden kann. In vielen Fällen müssen sogar Maßnahmen ergriffen werden, welche die Kavitation verhindern. Das ist im allgemeinen möglich durch Anwendung einer Zulaufhöhe für das Förderwasser oder durch Verringerung der Zulaufgeschwindigkeit  $c_2$ , also der Verhältniszahl  $x$ . Die letztgenannte Maßnahme zieht allerdings eine Verschlechterung des Wirkungsgrades nach sich und sollte deshalb nur da angewendet werden, wo ein Tieferlegen des Strahlers nicht möglich ist. Wird in einem solchen Falle die Austrittsgeschwindigkeit  $c_3$  aus der Mischdüse, also die Verhältniszahl  $y$  nicht geändert, so muß der vergrößerte Eintrittsquerschnitt der Mischdüse unter Einschaltung eines Einlaufmündstückes allmählich in den zylindrischen Austrittsteil übergehen. Will man dagegen die fabrikatorisch einfache zylindrische Form der Mischdüse beibehalten, so ist auch die Austrittsgeschwindigkeit  $c_3$  zu verkleinern. Für die zylindrische Mischdüsenform folgt aus der Kontinuitätsbedingung

$$\frac{\dot{M}_1 + \dot{M}_2}{c_3 \varrho} = \frac{\dot{M}_1}{c_1 \varrho} + \frac{\dot{M}_2}{c_2 \varrho}$$

oder

$$\frac{1 + m}{y} = \frac{m}{\sqrt{1 + \left(\frac{x \varphi_1}{\varphi_2}\right)^2}} + \frac{1}{x}.$$

Somit ist

$$y = \frac{1 + m}{\frac{m}{\sqrt{1 + \left(\frac{x \varphi_1}{\varphi_2}\right)^2}} + \frac{1}{x}}. \quad (88,4)$$

Bei gegebenem  $x$  enthält Gl. (88,4) die beiden Unbekannten  $y$  und  $m$ , für deren Bestimmung noch Gl. (86,11) zur Verfügung steht. Wegen der komplizierten Zusammenhänge findet man die Lösung am einfachsten durch Probieren, indem man zu dem verkleinerten Wert  $x$  zunächst einen ebenfalls verkleinerten Wert  $y$  annimmt und  $m$  nach Gl. (86,11) errechnet. Die angenommenen Verhältniszahlen  $x$  und  $y$  sowie der

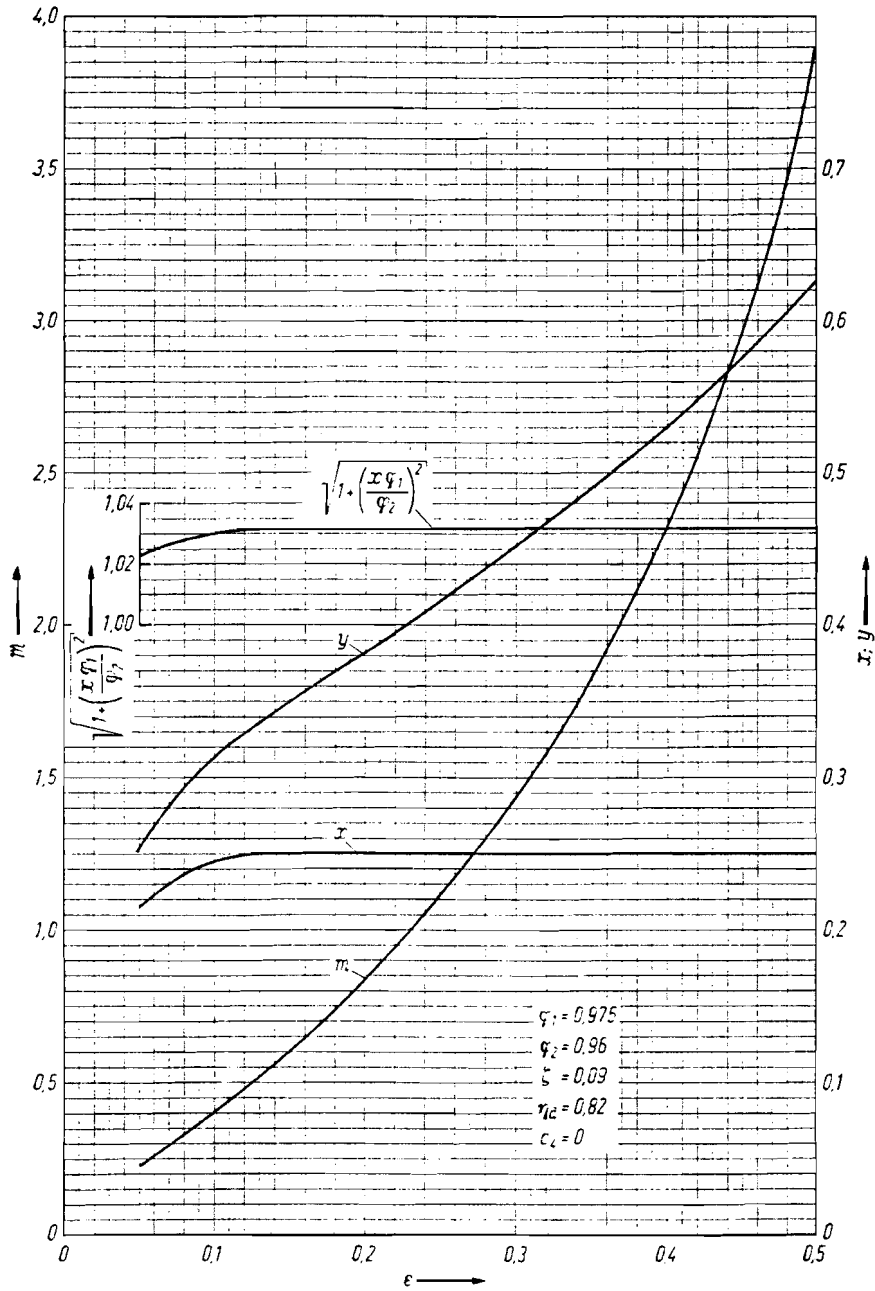
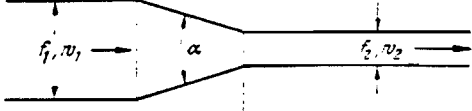
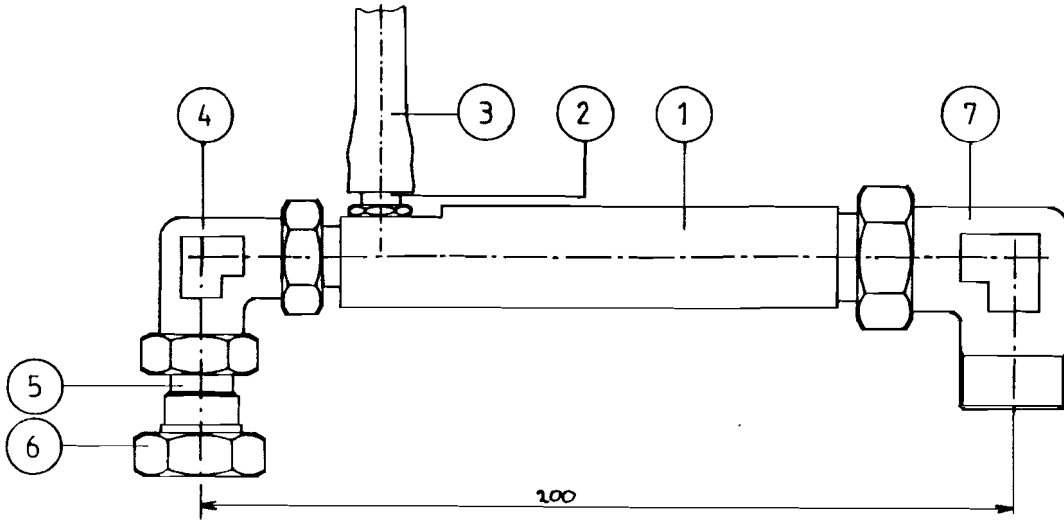


Abb. 88.1. Die Geschwindigkeitsverhältnisse  $x = c_2/c_0$ ,  $y = c_3/c_0$  und  $\sqrt{1 + \left(\frac{x\varphi_1}{\varphi_2}\right)^2} = c_1/c_0$  sowie der verhältnismäßige Treibwasserverbrauch  $m = \dot{M}_1/\dot{M}_2$  bei verringerter Zulaufgeschwindigkeit  $c_2$  in Abhängigkeit vom Druckverhältnis  $\epsilon = (H_1 - H_2)/(H_1 - H_2)$

Lc 2	Druckverlust bei der Strömung durch Leitungen mit Querschnittsänderungen	VDI-Wärmeatlas 4. Auflage 1984
<p><b>2. Stetige Querschnittsverengung</b></p> <p>Bei stetiger Verengung gemäß Bild 5 treten keine Strahlablösungen auf, sofern <math>\alpha &lt; 40^\circ</math> bleibt. Die Verluste sind sehr gering und betragen etwa</p> $\Delta p = 0,04 \frac{\rho w_2^2}{2} \quad (5).$ <p>Es wird somit in konvergenten Rohren fast der ganze Druck in Strömungsenergie umgesetzt.</p>  <p>Bild 5. Stetig verengte Rohrleitung.</p> <p>Bei größerem Winkel <math>\alpha</math> nähert man sich dem Fall plötzlicher Verengung, der wesentlich stärkere Verluste verursacht. Zu kleine Winkel <math>\alpha</math> geben lange Konusstücke; dann muß die zusätzliche Rohrleitung berechnet werden, etwa für einen Mittelwert von <math>f</math> und <math>w</math>.</p> <p>Der Beiwert in Gl. (5) kann bei glatten Oberflächen und großen Re-Zahlen noch kleiner als 0,04 gewählt werden.</p>		



7	1	KNIEKOPPELING	MESSING		3/4" x 22
6	1	TWEEDELIGE KOPPELING	MESSING		3/4" x 15
5	1	BUIS	KOPER	2	
4	1	KNIEKOPPELING	MESSING		15 x 15
3	1	SLANG	TEFLON		8 x 12
2	1	SLANGPILAAR	MESSING		1/2" x 1/2"
1	1	WATERSTRAAL POMP	CuZn40Pb3	1	
SYM- NR	FORM- TAL	BENAMING	MATERIAAL	TOOND. TEK.	OPMERKINGEN
TOLERANTIES VLGS NEN 2363 $h = 0.15 \quad e = 0.10$ $-0.30$		PROJECT <b>AM</b>	BENAMING Mondspoelapparaat		
PASNINGEN VLGS NEN 632		RUWHEIDSWAARDEN VLGS NEN 630	AANTAL	MATERIAAL	
Faculteit W Ontwerp Technische Universiteit Eindhoven		SCHAAL	1:1	DATUM TEKENINGNR 1	A3
GET.		GEC.		VERBODING [ ] [ ] [ ] [ ] [ ] [ ] [ ] [ ] [ ] [ ]	



# F Drukverlies bij pijpstroming

ist die Grenzschicht oft genügend stark, um alle Erhebungen zu überdecken. Der Druckverlust ist in diesem Fall zwar etwas höher als im glatten Rohr, verläuft aber etwa nach dem gleichen Gesetz (wie auch im laminaren Gebiet!). Mit zunehmender  $Re_1$ -Zahl wird die Grenzschicht dünner, und es stoßen zuerst die höchsten, dann immer weitere Hocker hindurch und erhöhen die Turbulenz allmählich bis zum rein quadratischen Widerstandsgesetz. Die Form gemessener Widerstandskurven läßt somit den Rauheitscharakter erkennen bzw. aus deren Änderung während längerer Betriebszeiten die Schichtdicke und die Form von Ablagerungen abschätzen. Je nach dem Oberflächenmaterial eines Rohres ist dessen Rauheitsform gegeben, etwa in folgender Reihenfolge von der welligen zur höckerigen Oberfläche: glasiert, bituminiert, gezogen, abgestrahlt, verzinkt, kurz gelagert, verrostet oder nach längerem Betrieb verkrustet und mit abblättern den Ablagerungen.

Unbeachtet der Vielzahl von Rauheitsformen und deren Verteilungen wird die „relative Rauigkeit“ gemäß

$$\epsilon = \frac{K}{d_i} \quad (8)$$

definiert mit  $K$  als der mittleren Höhe aller Erhebungen. Tabelle 1 gibt Anhaltswerte für technische Rohre. Bei vollständig ausgebildeter Rauheitsströmung gilt das quadratische Widerstandsgesetz, und  $\xi$  ist unabhängig von  $Re_1$ . Nach Prandtl/v. Karman gilt für dieses Gebiet

$$\frac{1}{\sqrt{\xi}} = 2 \lg \left( \frac{d_i}{K} \right) + 1,14 \quad (9)$$

Tabelle 1. Absolute Rauigkeit  $K$  für verschiedene Materialien in mm.

Glas, Blei-, Kupfer-, Messingrohre gezogen		0 bis 0,0015
Stahlrohre gezogen	neu nach längerem Gebrauch gereinigt	0,04 (0,02 bis 0,1)
	mäßig verrostet oder leichte Verkrustungen	0,15 bis 0,20
	starke Verkrustungen	bis 0,40 bis 3,0
Stahlblech verzinkt Stahlrohre verzinkt	glatt (Lüfterrohre)	0,07
	normal galvanisiert	0,15
Stahlrohre geschweißt	neu neu, bitumiert	0,05 (bis 0,1)
	gebraucht, gereinigt	0,05
	gleichmäßig verrostet	0,15 bis 0,20
	leichte Verkrustung	bis 0,40
Stahlrohre genietet	starke Verkrustung	1 bis 1,5
		2 bis 4
Gußrohre	neu	0,9 (0,5 bis 10)
	neu, bitumiert	
	angerostet	0,26 (bis 1)
	verkrustet	0,10 bis 0,15
Betonrohre	glattstrich	1,0 bis 1,5
	rau	1,5 bis 4,0
Asbest-Zement-Rohre (Eternit, Toschi)		0,3 (bis 0,8)
Bretter	glatt	1,2 (bis 3)
	ungehobelt	0,05 bis 0,1
Backsteinmauerwerk	gehobelt	0,7
	normal gefügt	0,2
		1,3

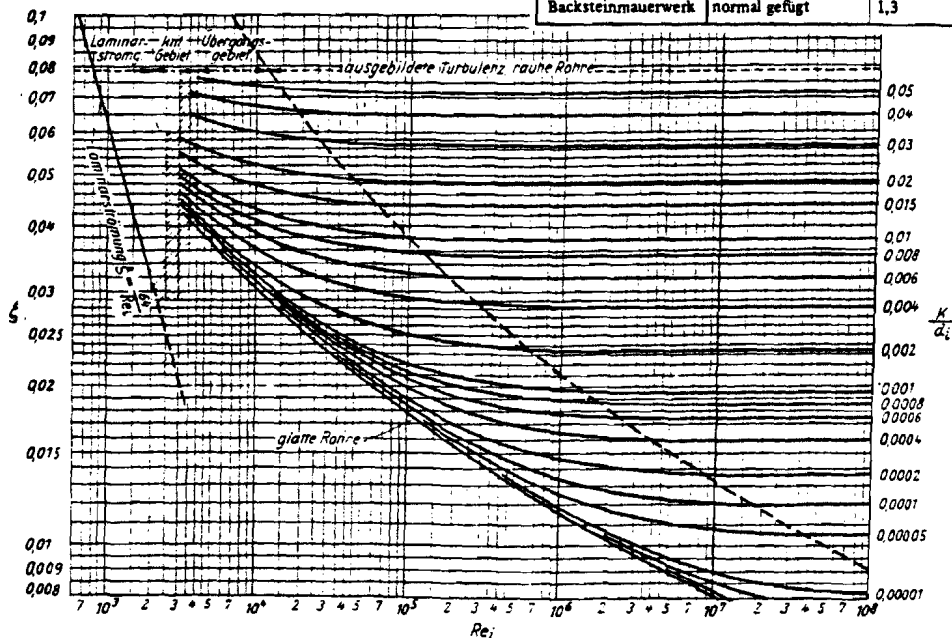


Bild 1. Widerstandsbeiwert  $\xi$  von rauhen Rohren in Abhängigkeit vom Rauheitsmaß  $K/d_i$  und von der Reynolds-Zahl  $Re_1$ .

Alle Rechte vorbehalten © VDI-Verlag GmbH, Düsseldorf 1984