INSTITUUT VOOR LANDBOUWTECHNIEK EN RATIONALISATIE

Rapport no. 82

ENIGE THEORETISCHE BESCHOUWINGEN
BETREFFENDE DE EIGENSCHAPPEN VAN
HYDRAULISCHE INSTALLATIES

Ir. P.M. van Bemmel

Dr. S. L. Mansholtlaan 12 - Wageningen tel. 08370-3041

1068
19d

2287374

Publikatie betreffende dit rapport slechts geoorloofd na ruggespraak met de auteur

Rapport no. 82

ENIGE THEORETISCHE BESCHOUWINGEN BETREFFENDE DE EIGENSCHAPPEN VAN HYDRAULISCHE INSTALLATIES

Ir. P.M. van Bemmel

2287374

Enige theoretische beschouwingen betreffende de eigenschappen van hydraulische installaties

I. Meten en rekenen

a) verliesvrije stroming

b) invloed van de viscositeit op de stroming

c) verband tussen viscositeit en temperatuur

d) samendrukbaarheid van vloeistoffen

II. Hydraulische apparatuur

a) pompen en hydromotoren

b) stuurkleppen

c) regelapparatuur

d) hydraulische schema's

e) een paar praktijkregels

St.73-160-2/2-'67
vdE

I. Meten en rekenen

a) Verliesvrije stroming

Beschouwt men de stroming van een vloeistof in een buizenstelsel en verwaarloost men de verliezen, die ontstaan door wrijving van de vloeistof langs de wanden, door de inwendige wrijving in de vloeistof en door het optreden van wervelingen (bij al deze verschijnselen wordt stromingsenergie omgezet in warmte) dan kan men voor ieder punt in het buizenstelsel het verband aangeven tussen plaatselijke druk en stroomsnelheid, uitgaande van het standpunt dat geen arbeidsvermogen verloren gaat.

Ons uitgangspunt is het verband tussen kracht, massa en versnelling: $K = ma$. In woorden: wanneer op een lichaam een kracht K uitgeoefend wordt, krijgt het lichaam een versnelling, die evenredig is met deze kracht en omgekeerd evenredig met de massa van het lichaam. Kiezen wij als eenheid van massa de kilogram-massa en als eenheid van lengte de meter, dan heeft de eenheid van kracht een dusdanige grootte, dat deze een massa van 1 kg een versnelling geeft van 1 m sec^{-2}. De naam van deze eenheid van kracht is de newton (N). In het zwaartekrachtsveld van de aarde is de versnelling, die een lichaam krijgt, g m sec^{-2} (= ongeveer 9,8), zodat g N = 1 kgf (kilogramkracht). Een vloeistofdruk van 1 kg cm^{-2} is dus gelijk aan g N cm^{-2} = 10^4 g Nm^{-2}.

Wanneer een kracht K op een lichaam werkt, krijgt dat lichaam een eenparig versnelde beweging. Beschouwen wij de toestand na een tijd t vanaf het moment dat de beweging is begonnen, dan is de snelheid $v = at$. De afgelegde weg s is het product van snelheid en tijd, maar daar tevens tijdens het verloop van t seconden de snelheid eenparig is toegenomen van nul tot v, wordt de afgelegde weg het halve product van tijd en eindsnelheid, ofwel $s = \frac{1}{2} vt = \frac{1}{2} at.t = \frac{1}{2} at^2$. De arbeid A, die de kracht over deze afgelegde weg heeft uitgeoefend, is gelijk aan het product van kracht en weg, dus $A = Ks$.
Bedenken wij, dat $K = ma$, dan vinden wij: $A = ma \frac{1}{2} at^2 = \frac{1}{2} ma^2t^2$.
Vervangen wij tenslotte at weer door v, dan is: $A = \frac{1}{2} mv^2$. In woorden: het in het lichaam opgehoopte arbeidsvermogen (dat is de arbeid, die nodig geweest is om het lichaam zijn snelheid te geven) is gelijk aan de helft van het product van de massa van het lichaam en het kwadraat van zijn snelheid.

Laten wij een lichaam met massa m kg in het zwaartekrachtsveld van de aarde over een afstand h vallen, dan is de, op het lichaam verrichte arbeid $A = Kh = mgh$ (Nm). Immers de kracht op het lichaam is m (kgf) = mg (N).

Wij vinden nu: $mgh = \frac{1}{2} mv^2$ waaruit $v^2 = 2\ gh$. Wij kunnen, om straks blijkende redenen, de gekozen valhoogte h vervangen door een stijghoogte -h, waardoor onze formule wordt: $v^2 = -2\ gh$ ofwel $v^2 + 2\ gh = o$. Nu laten wij het lichaam (bijv. een stalen kogel) door een buis rollen, die eerst omlaag en later weer omhoog, daarna weer omlaag gaat enz. Wij beginnen met een plaats h = o en v = o en bekijken, hoe de toestand is op de plaatsen met hoogte h_1, h_2, h_3 enz.

Wij vinden dan:

$$o = v_1^2 + 2\ gh_1 = v_2^2 = 2\ gh_2 = v_3^2 + 2\ gh_3 \text{ enz.}$$

Anders geschreven: $v^2 + 2\ gh = C$

Een zelfde formule kunnen wij ook voor de stroming van vloeistof in een buis gebruiken (immers vloeistof bestaat uit een groot aantal "lichamen", die zich vrijelijk door de buis kunnen bewegen) maar dan moeten wij even voorzichtig zijn met die factor h. Deze bestaat in de eerste plaats uit het niveau, waarop de vloeistofdeeltjes zich bevinden (boven een aan te nemen nulvlak) maar bovendien uit de druk, die wij met behulp van een pomp op de vloeistof kunnen aanbrengen. Ook deze druk moeten wij in meters vloeistofkolom uitdrukken, d.w.z. in de stijghoogte, die het vloeistofniveau onder de aangebrachte druk zou bereiken, wanneer de vloeistof vrij in een buis kon opstijgen.

Heeft men een vloeistof met een soortelijk gewicht van r kgm^{-3}, dan oefent een kubieke meter van deze vloeistof een druk van r kg uit op het grondvlak van een vierkante meter. Drukt men de vloeistofdruk p uit in $kg\,m^{-2}$, dan kan men dus de vloeistofhoogte h meters vervangen door pr^{-1}, immers $p = hr$. Drukt men de vloeistofdruk P uit in Nm^{-2}, dan is 1 $kg\,m^{-2}$ = gNm^{-2}, zodat $h = pr^{-1} = g^{-1}Pr^{-1}$.

Onze formule wordt dan:

$v^2 + 2\ gh = C$	h in meters vloeistofkolom
$v^2 + 2\ gpr^{-1} = C$	p in $kg\,m^{-2}$ en r in $kg\,m^{-3}$
$v^2 + 20\ gpr^{-1} = C$	p in $kg\,cm^{-2}$ en r in $kg\,dm^{-3}$
$v^2 + 2\ Pr^{-1} = C$	P in Nm^{-2} en r in $kg\,m^{-3}$
$v^2 + 20\ Pr^{-1} = C$	P in $N\,cm^{-2}$ en r in $kg\,dm^{-3}$

Hierbij bedenke men, dat p respectievelijk P de plaatselijke druk in de buis is. Bestaat er een niveauverschil h tussen de manometer en de beschouwde plaats, dan moet dit niveauverschil bij de druk opgeteld worden. Men ziet dan ook wel formules (in de vorm van de tweede tot en met de vijfde), waarin bovendien nog een factor 2 gh voorkomt. Uiteraard maken niveauverschillen in hogedruk hydraulische systemen weinig of niets uit.

Bij vrije uitstroming uit een opening wordt de tweede factor van de formule nul vlak buiten de opening (de "drukenergie" dus), terwijl vaak de stroomsnelheid in de buis verwaarloosbaar klein is, zodat in de buis de snelheidsenergie klein is.
De formule vereenvoudigt zich dan tot:
$v^2 = 2\ gh$ resp. $v^2 = 2\ gpr^{-1}$ resp. $v^2 = 20\ gpr^{-1}$ enz. waarin v de uitstroomsnelheid uit de opening is en h de druk in de buis.
Bij een druk van 2 $kg\,cm^{-2}$ en een s.g. van 1 $kg\,dm^{-3}$ (water), wordt de uitstroomsnelheid dan ongeveer 20 $m\,sec^{-1}$.
Ook voor lucht geldt de formule, mits wij bij dusdanig lage drukken werken, dat de expansie van de lucht geen invloedrijke rol speelt. Meten wij de druk in mm waterkolom, dan heeft een kolom water van 1 mm hoog met een grondvlak van 1 m^2 een gewicht van 1 kg, zodat 1 mm waterkolom = 1 $kg\,m^{-2}$.
Wij kunnen aan onze reeks formules dus nog de volgende toevoegen:
$v^2 + 2\ gpr^{-1} = C$ waarbij p in mm waterkolom en r in $kg\,m^{-3}$. Met $r = 1{,}3\ kg\,m^{-3}$ (voor lucht) en $g = 9{,}8\ m\,sec^{-2}$ vinden wij: $v^2 + 15\ p = C$ voor lucht met p in mm waterkolom.
Uiteraard moet men bij stromingen uit openingen en door meetflenzen nog met verschillende correctiefactoren rekening houden, waarbij de insnoering van de straal een zeer grote invloed heeft. Het effectieve doorstromingsoppervlak is dan ook, bij gaten met niet afgeronde intreekant, doorgaans slechts omstreeks 80% van het werkelijke oppervlak.
Uit bovenstaande formules kunnen wij het volgende opmaken:
Bij toenemende snelheid (vernauwing in de buis) neemt de druk af, maar bij later volgende afname van de snelheid neemt de druk weer toe, mits geen energie in warmte omgezet wordt door wervelingen. Deze wervelingen kunnen er de oorzaak van zijn, dat een belangrijke hoeveelheid energie verloren gaat.
Rekenvoorbeeld:
Buis met doortocht van 10 cm^2, stroomsnelheid 10 $m\,sec^{-1}$, druk 100 $kg\,cm^{-2}$, water met s.g. van 1 $kg\,dm^{-3}$, stel $g = 10\ m\,sec^{-2}$.

Onze formule wordt dan:
$v^2 + 20\ gpr^{-1} = C$ ofwel $v^2 + 200\ p = C$
Met $v = 10$ en $p = 100$ wordt $C = 100 + 200.100 = 20100$.
Wij vernauwen de doortocht tot 1 cm^2, waardoor de snelheid 10 maal zo hoog wordt: $v = 100\ m\ sec^{-1}$.
Wij vinden nu: $100^2 + 200\ p = 20100$ waaruit $p = \frac{10100}{200} = 50{,}5\ kg\ cm^{-2}$

De druk is tot de helft gedaald!
Nu vernauwen wij de doortocht nog verder tot 0,7 cm^2, waardoor de snelheid 140 m sec^{-1} wordt. Wij krijgen nu: $140^2 + 200\ p = 20100$ waaruit volgt, dat de druk p practisch nul wordt. Deze snelheid van 140 m sec^{-1} zouden wij dus ook krijgen bij vrije uitstroming uit een buis, waarin wij een druk van 100 kg cm^{-2} handhaven.
Nu gaan wij de doortocht verder vernauwen en wij zouden tot snelheden komen, waarbij de druk in de vernauwing negatief wordt. Het in de vloeistof opgeloste gas komt vrij en er vormen zich gasbelletjes, die straks bij het zich weer verwijden van de buis dichtklappen (imploderen) en sterke beschadiging van de buiswand veroorzaken. Wij hebben een toestand bereikt, waarbij cavitatie optreedt. Dit verschijnsel treedt bij pompen van hydraulische systemen nogal eens op en is, zoals wij gezien hebben, het gevolg van dusdanige stroomsnelheden, dat de druk plaatselijk negatief wordt. Dat dit verschijnsel vooral gemakkelijk optreedt aan de zuigkant van een pomp, moge blijken uit beschouwing van het zelfde leidingsysteem, nu echter met een druk van 1 kg·cm^{-2} (absoluut), een doortocht van 10 cm^2 en een stroomsnelheid van 1 m sec^{-1}.
Nu is $v^2 + 200\ p = C$ waaruit $C = 1 + 200 = 201$
Vernauwing van de doortocht tot 1 cm^2 verhoogt de snelheid tot 10 m.sec^{-1}, zodat $100 + 200\ p = 201$ waaruit $p = 0{,}5$ kg;cm^{-2}. Verdere vernauwing tot 0,7 cm^2 geeft een stroomsnelheid van 14 m sec^{-1}, waarbij de druk nul wordt: cavitatie. Deze cavitatie bereiken wij echter al bij veel lagere plaatselijke snelheden, wanneer de pomp een eind boven het zuigreservoir staat of wanneer in de aanzuigleiding weerstanden (filters) aanwezig zijn.
Wij keren nog even terug naar onze drukleiding van 10 cm^2 doortocht, druk 100 kg.cm^{-2}, stroomsnelheid 10 m.sec^{-1}, dus $v^2 + 200\ p = C$ waarbij $C = 20100$. Wij gaan weer naar een vernauwing tot 1 cm^2, waarbij een stroomsnelheid hoort van 100 msec^{-1} en een daling van de druk tot 50,5 kg cm^{-2}. Stel dat deze vernauwing tot 1 cm^2 de doortocht van een stuurklep is naar een hefcylinder, dat de leiding na de stuurklep weer een doortocht krijgt van 10 cm^2 en dat het oppervlak van de hefzuiger 100 cm^2 is.

Berekend op de volle vloeistofafdruk van 100 kg cm^{-2} kan de hefcylinder 10 ton optillen. Zelfs een klein beetje meer: door de stroomsnelheid van 10 m.sec^{-1} in de toevoerleiding (bij een druk daar ter plaatse van 100 kg cm^{-2}) komt er 0,5 kg.cm^{-2} bij en door de stroomsnelheid van 1 m sec^{-1} in de hefcylinder gaat er 0,005 kg cm^{-2} af, ofwel 49,5 kg hefkracht meer dan 10 ton (afgezien van wrijvingsverliezen). De hefsnelheid is gelijk aan de stroomsnelheid van de hefcylinder, dus 1 $msec^{-1}$.
In de stuurklep gaat echter de helft van de stromingsenergie verloren (door omzetting in warmte) waardoor na de stuurklep de constante C verminderd wordt met $\frac{1}{2} \cdot 100^2 = 5000$ en daarmee daalt tot 15100. In de hefcylinder wordt nu de situatie: $v^2 + 200\ p = 15100$ waarbij $v = 1$ m sec^{-1}.
Hieruit vinden wij $p = \frac{15099}{200} = 75{,}5$ kg cm^{-2}. De hefkracht is gedaald van 10 ton naar 7,5 ton, bij één hefsnelheid van 1 $msec^{-1}$. Wat gebeurt er nu wanneer de belasting van de hefzuiger bijvoorbeeld 9 ton is, terwijl de drukregelklep van de pomp afgesteld is op 100 $kgcm^{-2}$, zodat de druk in de persleiding niet boven 100 $kgcm^{-2}$ kan stijgen? Bij het openen van de stuurklep plant zich bij stilstaande hefzuiger, de volle vloeistofdruk in de hefcylinder voort, zodat de last inderdaad in beweging komt. De hefsnelheid zal nu echter niet de volle pompcapaciteit van 1 $msec^{-1}$ bereiken, maar bijv. slechts 0,5 $msec^{-1}$. De snelheid in de stuurklep is dan slechts 50 $msec^{-1}$ en onze berekening wordt als volgt:
In de toevoerleiding is de snelheid 5 m.sec^{-1} en de druk 100 kg cm^{-2}, zodat $C = v^2 + 200\ p = 25 + 20000 = 20025$.
In de stuurklep : $v^2 + 200\ p = 20025$ waarbij $v = 50$ m sec^{-1} dus $p = \frac{20025 - 2500}{200} = \frac{17525}{200} = 87{,}6$ kg cm^{-2}. In de hefcylinder heerst een druk van 90 $kgcm^{-2}$ (om de last van 9 ton te lichten) zodat blijkbaar nog 2,4 $kgcm^{-2}$ aan druk is teruggewonnen uit de stromingsenergie van de uit de stuurklep tredende vloeistof. Indien de volle stromingsenergie was teruggewonnen zou gelden: $v^2 + 200\ p = 20025$ en met $v = 0{,}5$ m.sec^{-1} in de hefcylinder wordt dan $p = \frac{20024}{200} = 100$ kg cm^{-2} ofwel 12,4 kg cm^{-2} boven de druk in de stuurklep. Er is kennelijk 10 kg cm^{-2} van de theoretisch beschikbare hoeveelheid van 12,4 kg cm^{-2} verloren gegaan, ofwel 80%. Wij hadden aangenomen, dat bij volle hefsnelheid 50% van de stromingsenergie in de stuurklep verloren zou gaan, zodat wij tot de conclusie mogen komen, dat de hefsnelheid zich instelt op een iets hogere waarde, dan 0,5 m sec^{-1} (bij een last van 9 ton) om steeds meer te dalen naarmate de belasting dichter bij het hoogst bereikbare van 10 ton komt.

Moraal: hoge stroomsnelheid in de stuurklep veroorzaakt daling van de hefsnelheid beneden de waarde, die uit de capaciteit van de pomp valt af te leiden. In de stuurklep wordt zeer veel warmte ontwikkeld, maar ook in de drukregelklep van de pomp, die nu een deel van de pompcapaciteit (onder volle pompdruk) naar het reservoir terugvoert. In de drukregelklep wordt praktisch alle snelheidsenergie (de drukenergie is dus ter plaatse nul!) in warmte omgezet.
Dit laatste brengt ons tot de volgende berekening om een indruk te krijgen van de temperatuursverhoging van de circulerende vloeistof.
Wij nemen weer de installatie van ons rekenvoorbeeld, hoofdleiding met doortocht van 10 cm^2, stroomsnelheid 10 m sec^{-1}, druk 100 kg cm^{-2}, water met s.g. van 1 kg dm^{-3}, stel g = 10 m sec^{-2}. De pomp, die de vloeistof in de buis moet persen, oefent een kracht van 100 kg cm^{-2} uit op een oppervlak van 10 cm^2 bij een snelheid van 10 msec^{-1}, zodat de verrichte arbeid is: A = 100 . 10 . 10 = 10^4 kgm sec^{-1}. Wij kunnen tevens even gauw uitrekenen, dat de capaciteit van onze pomp 10 liter per seconde is.
Gaan wij nu verder in het absolute stelsel rekenen, dan moet de kg kracht omgezet worden in de newton, waarbij gN = 1 kgf. Daar wij g = 10 gesteld hadden, wordt nu de door de pomp geleverde arbeid 10^4 . 10 = 10^5N m sec^{-1}.
Daar 1000N m sec^{-1} = 1 kW, is het aandrijfvermogen van de pomp 100 kW (netto).
Deze energie wordt in de drukregelklep volledig in warmte omgezet, wanneer alle vloeistof door de klep ontsnapt, bijv. bij geopende stuurklep en de hefcylinder in zijn eindstand. De soortelijke warmte van water is 1 kcal l^{-1} (definitie van de calorie) = 4,2 kW sec l^{-1}, zodat een liter water een warmtetoevoer van 4,2 kW sec nodig heeft om 1° C in warmte te stijgen.
Bij onze installatie passeert 10 l sec^{-1} water door de drukregelklep, bij een warmtetoevoer van 100 kW, zodat de warmtetoevoer 10 kW sec l^{-1} is, waaruit blijkt, dat de temperatuursstijging in de stuurklep 10/4,2 = $2,4^oC$ is.
Had men olie gebruikt, waarvan de soortelijke warmte de helft is van die van water, dan was de temperatuursstijging tweemaal zo groot geworden.
Wij hadden ditzelfde rekensommetje ook voor een deel van de pompcapaciteit kunnen maken (d.w.z. een deel van de verpompte hoeveelheid stroomt weg via de drukregelklep) en ook dan was ons gebleken, dat de vloeistof $2,4^oC$ in temperatuur stijgt. Anders gezegd: bij een drukval van 100kg cm^{-2} tot nul stijgt water $2,4^oC$ in temperatuur en olie 5^oC.
Nemen wij even aan, dat de vloeistof bij zijn tocht door het leidingsysteem en in het reservoir geen warmte aan de omgeving afstaat, dan zal de eerste opgewarmde liter na zekere tijd in de drukregelklep terugkeren.

Is de inhoud van het systeem + reservoir 1000 liter, dan is de omloopsnelheid, bij de pompcapaciteit van 10 l sec^{-1}, dus 100 seconden, zodat iedere 100 seconden het systeem 2,4°C heter wordt ofwel 0,024°C sec^{-1}. Na een uur hebben wij dan opgewarmd met 3600 . 0,024 = 86,4°C. Bij olie gaat het dubbel zo snel. Het systeem zal een evenwichtstemperatuur bereiken, waarbij de geproduceerde warmte gelijk is aan de warmte, die aan de buitenlucht wordt afgegeven. Bij zeer hoge drukken, grote pompcapaciteit en kleine systeeminhoud zal dan een oliekoeler nodig zijn. Doorgaans zal men, bij olie, een temperatuur van 60° à 70°C zonder bezwaar kunnen toestaan, mits dan de olie voldoende viscositeit heeft om de pomp te smeren. Bij hogere temperaturen worden kunstrubber pakkingen vrij spoedig hard.

Een ander interessant probleem is de overgang van vloeistof op gasfase (of omgekeerd) bij uitstroming uit een opening. Men denke zich bijvoorbeeld een propaanbrander, waarbij het vloeibare propaan verhit wordt en in de gasvorm overgaat, om daarna uit een sproeier uit te stromen en na menging met lucht te verbranden. Wat gebeurt er, wanneer de verwarming onvoldoende is en vloeibare propaan gaat uitstromen.
De uitstroomsnelheid vinden wij uit de formule:
$v^2 = 2\ gh = 2\ Pr^{-1}$ met P in Nm^{-2} en r in kgm^{-3}.
Wij kiezen een druk van 5 kg cm^{-2} = 5 . 10^5 Nm^{-2} (met g = 10). Met vloeibaar propaan is r = 0,5 kg dm^{-3} = 500 kgm^{-3} (bij kamertemperatuur) en voor gasvormig propaan is r = 2 kg m^{-3} bij een absolute druk van 1 kgcm^{-2} en kamertemperatuur. Bij samenpersen tot 6 kg cm^{-2} absoluut (5 kg cm^{-2} overdruk) wordt dus het s.g. r = 12 kgm^{-3} zodat 500/12 = 42 m^3 gas uit 1 m^3 vloeistof ontstaat.
In de vloeistoffase vinden wij nu:

$$v^2 = 2\ Pr^{-1} = 2\ .\ 5\ .\ 10^5\ .\ 500^{-1} = 2\ .\ 10^3 \text{ waaruit } v = 45\ m\ sec^{-1}$$

en in de gasfase:

$$v^2 = 2\ Pr^{-1} = 2\ .\ 5\ .\ 10^5\ .\ 12^{-1} = 0{,}83\ .\ 10^5 \text{ waaruit } v = 285\ m\ sec^{-1}.$$

In de gasfase stroomt ruim 5 maal zoveel gas uit de sproeier als in de vloeistoffase (in liters per seconde) maar daar het gewicht van de vloeistof per liter ruim 40 maal zo hoog is als dat van het gas stroomt in de vloeistoffase bijna 8 maal zoveel gewicht aan vloeistof resp. gas (in kilogrammen per seconde) door de sproeier als in de gasfase. Bij de omslag van gas - naar vloeistoffase gaat de brander enorme vlammen produceren! Dit verschijnsel komt wel eens voor bij kooktoestellen, wanneer de verbindingsleiding tussen fles en toestel zover afkoelt, dat gas in de leiding condenseert, bijv. butagas met buiten liggende leiding bij vorst of hogedruk propaanbranders bij onvoldoende voorverwarming.

b. Invloed van de viscositeit op de stroming

Wij beschouwen, in een buis waarin vloeistof stroomt, twee vlakken evenwijdig aan de stromingsrichting met snelheidsverschil v, oppervlak f en afstand x. Tussen beide vlakken bestaat in de vloeistof een snelheidsgradient van constante grootte, d.w.z. de snelheid loopt regelmatig op van nul bij het ene vlak tot v bij het andere vlak. Hierbij hebben wij dus één der vlakken als "nulbasis" aangenomen. Absoluut gezien kan het eerste vlak een snelheid hebben van w en het tweede van w + v.

De snelheidsgradient betekent, dat in de stroming vloeistof-deeltjes over elkaar schuiven en daarbij elkander afremmen. Noemt men de "remmende" kracht van het ene vlak ten opzichte van het andere: K en noemt men de veroorzaker van deze kracht de viscositeit e, dan is $K = efvx^{-1}$, waaruit de definitie van de viscositeit volgt: $e = Kxf^{-1}v^{-1}$. De eenheid van viscositeit is dan die viscositeit, waarbij de factoren rechts van het = teken één zijn.

In het absolute stelsel: K = 1 N; x = 1 m; f = 1 m^2 en v = 1 $msec^{-1}$.

De dimensie van de viscositeit is dan: Nmm^{-2} $(m\ sec^{-1})^{-1}$ = Nm^{-2} sec.

Bedenken wij dat de dimensie van de newton (te vinden uit de betrekking K = ma) is: $kgmsec^{-2}$ dan vinden wij in het absolute stelsel als dimensie van de viscositeit: $kgm\ sec^{-2}m^{-2}sec = kg\ m^{-1}sec^{-1}$ (kilogrammen per meter per seconde). Dit is de dynamische viscositeit in absolute eenheden.

Helaas heeft de heer Poisseuille de viscositeit (in het "natuurkundige" absolute stelsel) gedimensioneerd in grammen, centimeters en seconden, zodat de dynamische viscositeit in het kgmsec stelsel gelijk is aan 10 Poise.

De viscositeit in technische eenheden vinden wij, door als eenheid van kracht de kgf te nemen (waarbij 1 kgf = gN) zodat de dimensie wordt: $kgmm^{-2}$ $(m\ sec^{-1})^{-1}$ = $kg\ m^{-2}sec$ (kilogramseconden per vierkante meter). Dit is de dynamische viscositeit in technische eenheden. Omrekening van technische eenheden in absolute geschiedt door vermenigvuldiging met g = 9,81m sec^{-2} en in Poises door vermenigvuldiging met 10 g.

Naast de dynamische viscositeit (dimensie in absolute eenheden: $kg\ m^{-1}sec^{-1}$ en in technische eenheden: $kgm^{-2}sec$) kennen wij de kinematische viscositeit met als dimensie: m^2sec^{-1} (vierkante meter per seconde). Ook de heer Stoke heeft, evenals de heer Poisseuille, de natuurkundige absolute eenheden gekozen en de Stoke gedimensioneerd in cm^2sec^{-1}.

De Poise moet dus met $gr^{-1}cm^3$ vermenigvuldigd worden om de Stoke te verkrijgen. Dit is de reciproke waarde van het soortelijk gewicht van de vloeistof in $gr\,cm^{-3}$ (of $kg\,dm^{-3}$). In woorden: Stoke maal s.g. (in $gr\,cm^{-3}$) = Poise.
Omrekening van de kinematische viscositeit in absolute eenheden in de dynamische viscositeit in absolute eenheden (van m^2sec^{-1} naar $kg\,m^{-1}sec^{-1}$) geschiedt door vermenigvuldiging met het s.g. van de vloeistof in $kg\,m^{-3}$.
Bij de gebruikelijke viscometers meet men de stroomsnelheid in een capillair in het zwaartekrachtsveld (eigenlijk de reciproke waarde van de stroomsnelheid, immers de uitstroomtijd in seconden van een bepaald volume), zodat het s.g. van de vloeistof een rol speelt. Men meet dus in Stokes of daarmee verband houdende eenheden en moet steeds met het s.g. vermenigvuldigen om in Poises of het technische stelsel terecht te komen. Anders gezegd: de viscometer voor het bepalen van Stokes is dusdanig gecalibreerd, dat door vermenigvuldiging van de uitkomst met het s.g. van de vloeistof, de viscositeit in Poises verkregen wordt.
Men drukt doorgaans de viscositeit in cS (centiStokes) uit, om beter handelbare getallen te krijgen.
Recapitulerende:

Kinematische viscositeit in m^2sec^{-1} = 10^4 Stokes (cm^2sec^{-1})
= 10^6cS (mm^2sec^{-1}).

De getalwaarde van cS dus door 10^6 delen om de viscositeit in m^2sec^{-1} te verkrijgen.

Dynamische viscositeit in $kg\,m^{-1}sec^{-1}$ (absolute eenheden) =
= 10 Poise ($gr\,cm^{-1}sec^{-1}$)
= 10^3cP ($gr\,m^{-1}sec^{-1}$)

De getalwaarde van cP dus door 1000 delen om de viscositeit in $kg\,m^{-1}sec^{-1}$ te verkrijgen.

Dynamische viscositeit in $kg\,m^{-2}sec$ (technische eenheden) =
= g abs. eenheden
= 10 g Poise
= 10^3 g cP.

De getalwaarde in Poise dus door 10 g delen om de getalwaarde in technische eenheden te verkrijgen.

Omrekening van kinematische in dynamische viscositeit (getalwaarden)

cS maal s.g. = cP (s.g. in $gr\ cm^{-3}$)

cP gedeeld door 10^3 g = technische eenheden (dynamisch)

cP gedeeld door 10^3 = absolute eenheden (dynamisch)

kin. visc. in $m^2 sec^{-1}$ maal s.g. = dyn. visc. in $kg\,m^{-1} sec^{-1}$ (s.g. in $kg\,m^{-3}$)

kin. visc. in $m^2 sec^{-1}$ maal s.g. gedeeld door g = dyn. visc. in $kg\,m^{-2} sec$ (s.g. in $kg\,m^{-3}$)

De viscositeit van vloeistoffen daalt bij verwarming, bijv. water van 20°C heeft een viscositeit van ongeveer 1 cS en bij 100°C is dit 0,3 cS. Voor olie bijv. 80 cS/20°C en 4 cS/100°C.
Bij gassen stijgt de viscositeit bij verwarming, bijv. (voor lucht) $1{,}7 \cdot 10^{-6} kg\ sec\ m^{-2}$ bij 0°C en $2{,}2 \cdot 10^{-6} kg \cdot sec\ m^{-2}$ bij 100°C.
Bij verhoging van de druk tot bijv. 100 $kg\ cm^{-2}$ loopt de viscositeit van lucht dan nog ongeveer 25 % op, terwijl de viscositeit van vloeistoffen pas bij zeer hoge druk begint te stijgen.

Keren wij terug naar de stroming van vloeistof door een buis. De lengte van de buis is l, de drukval over deze lengte is $p = P_1 - P_2$, de diameter van de buis is $D = 2R$, de gemiddelde stroomsnelheid is $v = Q\ (\frac{1}{4}\Pi\ D^2)^{-1}$ en de viscositeit van de vloeistof is e. De stroming is laminair, dus de toestand op een cirkelomtrek met straal r is constant.
Beschouwen wij een buisvormige vloeistofstroom met straal r en dikte dr. De stroomsnelheid aan de binnenkant van deze "buis" is w, die aan de buitenkant is w - dw. Het snelheidsverval in de beschouwde buisvormige laag is dan $-\frac{dw}{dr}$.

De vloeistof binnen de "buis" wordt voortgestuwd door de druk p op zijn doorsnede dus door een kracht $\Pi\ r^2 p$. Deze kracht brengt het snelheidsverval $-\frac{dw}{dr}$ tot stand, waarbij het "wrijvingsoppervlak" in de buis met lengte l is: $2\ \Pi\ rl$. Uit de definitie van de viscositeit volgt: $x = K\ ref^{-1} v^{-1}$ waarbij K de overgebrachte kracht is, x de afstand tussen de beschouwde vlakken loodrecht op de stromingsrichting, f het oppervlak van deze vlakken en v de stroomsnelheid. In ons geval is $K = \Pi\ r^2 p$; $x = dr$; $f = 2\ \Pi\ rl$ en $v = -dw$.
Wij krijgen dan: $e = -\frac{\Pi\ r^2 p}{2\ \Pi\ rl} \cdot \frac{dr}{dw}$, waaruit: $-\frac{dw}{dr} = \frac{pr}{2\ le}$ ofwel $-dw = \frac{pr}{2\ le}\ dr$

Integratie levert - $w = \frac{pr^2}{4\ le} - \frac{pR^2}{4\ le}$, immers voor $r = R$ wordt $w = o$, daar de vloeistofsnelheid aan de wand nul is.
Anders geschreven: $w = \frac{p}{4\ le}(R^2 - r^2)$ waaruit blijkt, dat het snelheidsverloop parabolisch is met het maximum in het hart van de buis en nul langs de wand. Wij hebben nu de snelheid w gevonden als functie van de afstand r vanaf het middelpunt van de buisdoorsnede en kunnen nu de hoeveelheid vloeistof Q berekenen, die door de buis stroomt. De hoeveelheid dQ, die door een "buismantel" met straal r stroomt is: $dQ = 2\ \Pi\ rdr\ .\ w = 2\ \Pi\ \frac{p}{4\ le}(R^2 - r^2)\ rdr = \frac{\Pi\ p}{2\ le}\ (R^2r - r^3)\ dr$.

Integratie van $r = o$ tot $r = R$ levert:
$Q = \frac{\Pi\ p}{2\ le}\ (\frac{1}{2}\ R^4 - \frac{1}{4}\ R^4) = \frac{\Pi\ pR^4}{8\ le} = \frac{\Pi\ D^4}{128\ le}\ (P_1 - P_2)$, waarbij wij het drukverval over de lengte l noemen: $p = P_1 - P_2$.
Nemen wij de <u>gemiddelde</u> snelheid v in de buis aan, waarbij $Q = \frac{1}{4}\ \Pi\ D^2\ .\ v$ ofwel $v = \frac{4Q}{\Pi\ D^2}$, dan vinden wij tenslotte:
$v = \frac{4\ \Pi\ D^4}{\Pi\ D^2}\ .\ \frac{1}{128\ le}\ .\ (P_1 - P_2) = \frac{D^2}{32\ le}\ (P_1 - P_2)$ ofwel het drukverlies over een lengte l is:

$P_1 - P_2 = 32\ le\ D^{-2}v$ waarbij P in kg m^{-2}
l in m
e in kg sec m^{-2} (technische eenheden)
D in m
v in m sec^{-1}

Om tot een beoordeling te kunnen komen of de stroming laminair of turbulent is, voeren wij het Reynolds-getal in.
$R = vDe^{-1}$ waarin v in m sec^{-1}
D in m
e in m^2sec^{-1} (kinematische viscositeit in absolute eenheden)
Het Reynolds-getal is dimensieloos en daarom toegestaan onder alle omstandigheden. Rekenen we de dimensie even na: $R = m\ sec^{-1}\ .\ m\ .\ (m^2sec^{-1})^{-1} = o$.
Deze eis van dimensieloosheid moge verklaren waarom de kinematische viscositeit in absolute eenheden is gekozen. Willen wij het Reynolds-getal in de formule voor de stroomweerstand in leidingen invoeren, dan zal ook daar de viscositeit e in absolute eenheden uitgedrukt moeten worden. Dit betekent, dat wij niet de kgf als eenheid van kracht hadden moeten gebruiken maar de newton.

De druk p in $kg\,m^{-2}$ moet dus vervangen worden door een druk p in Nm^{-2}, waarbij gN = 1 kg. Bij gelijkblijvende vorm van de formule vinden wij dus het drukverschil $P_1 - P_2$ in Nm^{-2} ofwel wij moeten het rechterlid door g delen om het drukverschil $P_1 - P_2$ in $kg\,m^{-2}$ te krijgen. Wij hebben nu in het rechterlid de dynamische viscositeit in absolute eenheden, maar wij moeten nog de stap doen waar de kinematische viscositeit in absolute eenheden, die met het soortelijk gewicht r vermenigvuldigd moet worden om de dynamische te verkrijgen. Brengen wij r naar het linkerlid van de vergelijkingen, dan krijgen wij daar $(P_1 - P_2)\,r^{-1}$ ofwel <u>de druk in meters vloeistofkolom</u>. Immers een meter vloeistofkolom weegt r $kg\,m^{-3}$ en oefent een druk van r kgm^{-2} uit (op een oppervlak van een vierkante meter), zodat de getalwaarde van de druk in $kg\,m^{-2}$ door r gedeeld moet worden om de getalwaarde van de druk in meters vloeistofkolom te verkrijgen.
Onze formule wordt dan:

$P_1 - P_2 = 32\ leD^{-2}vg^{-1}$ waarbij P in m vloeistofkolom
l in m
e in m^2sec^{-1} (kinematische viscositeit in abs. eenheden)
D in m
v in $m\,sec^{-1}$

Voegen wij nu het Reynolds-getal in:
$P_1 - P_2 = R^{-1}vDe^{-1}\ 32\ leD^{-2}vg^{-1} = 32\ R^{-1}lD^{-1}v^2g^{-1}$ of anders geschreven:
$P_1 - P_2 = (64\ R^{-1})\ .\ (lD^{-1})\ .\ (\frac{1}{2}\ v^2g^{-1})$.
De formule bestaat nu uit drie gemakkelijk herkenbare delen: de "weerstandsfactor" 64/R, de "dimensiefactor" l/D en de "stroomsnelheidsfactor" $v^2/2\ g$, welke laatste wij ook tegengekomen zijn bij de beschouwing van "viscositeitsloze" stromingen.

Nu gaan wij nog even met maten en gewichten goochelen.
Meten wij de viscositeit in cS, dan moeten wij door 10^6 delen om aan m^2sec^{-1} te komen. Voor het bepalen van het Reynolds-getal gaan wij dan als volgt te werk:

$R = vDe^{-1}$ wij nemen v in $mm\,sec^{-1}$ (1000 x te groot)
D in mm (1000 x te groot)
e in cS (1000000 x te groot) en komen dan precies weer goed uit. Dus voor het Reynolds-getal, millimeters en cS.
Voor de factor l/D kunnen uiteraard zowel meters als cm als mm gekozen worden, maar voor de factor $v^2/2\ g$ is het noodzakelijk om v in $m.sec^{-1}$ en g in $m\,sec^{-2}$ te kiezen.

De stroming is laminair tot R = 1500, komt dan in een overgangsgebied tussen laminair en turbulent en wordt turbulent boven R = 2300.
In het turbulente gebied wordt de "weerstandsfactor" belangrijk hoger en is bovendien afhankelijk van de ruwheid van de buiswand. Voor gladde buizen mag de weerstandsfactor gesteld worden op $0{,}316\ R^{-0{,}25}$ (dus 0,316 maal de vierdemachtswortel uit 1/R). Bij een Reynolds-getal van 10^4 is dus de weerstandsfactor 0,0316, waarbij dan nog 10 % opgeteld moet worden voor ruwe zeer wijde (boven 50 cm) pijp tot 100 % voor ruwe nauwe (omstreeks 4 cm) pijp. Men zij gewaarschuwd!

Rekenvoorbeeld

Leiding met doortocht van 2 cm^2 (diameter 1,6 cm), stroomsnelheid eerst 2 $m\,sec^{-1}$, dan 5 $m\,sec^{-1}$ en tenslotte 10 $m\,sec^{-1}$.
Viscositeit van de olie eerst 1000 cS zakkend door verwarming tot 100 cS en tenslotte tot 10 cS. Wat is de weerstand per 10 meter pijplengte (volkomen gladde pijp) ?
Het Reynolds-getal wordt voor de drie viscositeiten:

bij $v = 2\,m\,sec^{-1}$ $R = vDe^{-1}$ dus $\frac{2000.16}{1000} = 32$ resp. 320 resp. 3200

bij $v = 5\,m\,sec^{-1}$ $R = \frac{5000.16}{1000} = 80$ resp. 800 resp. 8000

bij $v = 10\,m\,sec^{-1}$ $R = \frac{10000.16}{1000} = 160$ resp. 1600 resp. 16000

De weerstandsformule is: $P_1 - P_2 = f.(lD^{-1}) \cdot (\frac{1}{2} v^2 g^{-1})$ waarin voor laminaire stroming $f = \frac{64}{R}$ en voor turbulente: $f = 0{,}316\ R^{-0{,}25}$.

De factor 1/D is voor alle gevallen 10000/16 = 625
De factor $v^2/2\,g$ is, wanneer wij g = 10 stellen, voor de laagste snelheid 0,2, voor de middelsnelheid 1,25 en voor de hoge snelheid 5.
Voor Reynolds-getallen beneden 1500 geldt:
$f = \frac{64}{R}$, dus voor R = 32 wordt f = 2; voor R = 320 wordt f = 0,2; voor R = 80 wordt f = 0,8; voor R = 800 wordt f = 0,08; voor R = 160 wordt f = 0,4; voor R = 1600 wordt f = 0,04 (wij hopen, dat de stroming dan nog wel laminair is, wordt de stroming turbulent, dan stijgt f tot 0,09 ofwel ruim het dubbele!).
In het turbulente gebied met R = 3200 wordt $f = 0{,}316 \cdot 3200^{-0{,}25} = 0{,}077$; met R = 8000 wordt f = 0,034; met R = 16000 wordt R = 0,028.

Wij vinden nu als weerstanden, in meters vloeistofkolom per 10 meter pijplengte:

$v = 2\,m\,sec^{-1}$,	olie van	1000 cS,	drukverlies:	2	. 625	. 0,2	= 250	m	vl.kvl
"	olie van	100 cS,	"	0,2	. 625	. 0,2	= 25	m	" "
"	olie van	10 cS,	"	0,077	. 625	. 0,2	= 9,8	m	" "
$v = 5\,m\,sec^{-1}$,	olie van	1000 cS,	"	0,8	. 625	. 1,25	= 625	m	" "
"	olie van	100 cS,	"	0,08	. 625	. 1,25	= 62,5	m	" "
"	olie van	10 cS,	"	0,034	. 625	. 1,25	= 26,5	m	" "
$v = 10\,m\,sec^{-1}$,	olie van	1000 cS,	"	0,4	. 625	. 5	= 1250	m	" "
"	olie van	100 cS,	"	0,04	. 625	. 5	= 125	m	" "
"	olie van	10 cS,	"	0,028	. 625	. 5	= 87,5	m	" "

Wij zien dat bij deze nauwe leiding het drukverlies zelfs bij zeer dunne olie (10 cS) en lage snelheid ($2\,m\,sec^{-1}$) toch nog bijna 10 m vloeistofkolom is, ofwel bij een s.g. van $0{,}8\,kg\,dm^{-3}$, een verlies van $0{,}8\,kg\,cm^{-2}$. Dit is voor hogedruksystemen wel acceptabel (mits er geen knietjes of afsluiters met hoge weerstand in zitten) maar zodra de olie koud wordt, stijgt ook bij lage snelheid het drukverlies tot zeer grote hoogte. Wij zien, dat hier de vuistregel, die men vaak toepast voor hydraulische systemen: stroomsnelheid beperken tot $2\,m\,sec^{-1}$, in het geheel niet opgaat. Halen wij ons even de oorspronkelijke vorm van de weerstandsformule voor de geest: $P_1 - P_2 = 32\ l\eta D^{-2} v g^{-1}$ dan zien wij, dat de weerstand per meter pijplengte niet alleen afhangt van stroomsnelheid en viscositeit van de vloeistof, maar ook van het <u>kwadraat van de pijpdiameter</u>. <u>Verdubbeling</u> van de pijpdiamter verlaagt dus de weerstand tot een <u>kwart</u> bij behoud van de stroomsnelheid, d.w.z. bij tegelijkertijd vervierdvoudigen van de capaciteit van de leiding in liters per uur. Bij constant blijvende pompcapaciteit veroorzaakt verdubbeling van de pijpdiameter dat de stroomsnelheid tot een kwart teruggebracht wordt, d.w.z. dat de weerstand tot $\frac{1}{4} \times \frac{1}{4} = 1/16$ daalt.

Moraal: wil men visceuse vloeistoffen verpompen, dan is enig rekenwerk beslist noodzakelijk.

C. Verband tussen viscositeit en temperatuur

De viscositeit e van vloeistoffen heeft het volgende verband met de absolute temperatuur T van de vloeistof:
log log (e + c) = a log T + b. Hierin zijn a, b en c constanten, die van de aard van de vloeistof afhangen.
Deelt men grafiekpapier dusdanig in, dat op de verticale as de viscositeit in log log verdeling wordt afgemeten en op de horizontale as de absolute temperatuur in log verdeling, dan wordt de temperatuur-viscositeitscurve van een vloeistof een rechte lijn. Heeft men dus de viscositeit bij twee temperaturen bepaald, dan kan men de viscositeit voor alle andere temperaturen extrapoleren door een rechte lijn door beide gevonden punten te trekken.
In de buurt van het stolpunt is deze extrapolatie niet betrouwbaar meer, noch in de buurt van het kookpunt. Dit laatste levert nogal eens moeilijkheden op bij de bepaling van de viscositeit bij hogere temperatuur van smeerolie, die vermengd is met vluchtige benzinefracties. Door de gasontwikkeling wordt dan een veel te hoge waarde gevonden.
De viscositeitslijn van een vloeistof zal des te steiler lopen, naarmate de temperatuur een grotere invloed heeft op dunner resp. dikker worden van de vloeistof bij verwarming resp. afkoeling. Deze temperatuurgevoeligheid van de olie zou men liefst in een "kwaliteitscijfer" willen uitdrukken. De meest succesrijke poging hiertoe is de viscositeits index van Dean en Davis. Men heeft twee basisoliën gekozen, die dezelfde viscositeit hebben bij 210°F maar een zo groot mogelijk verschil in viscositeit bij 100°F. De "steile" olie kreeg een V.I. = 0, de "vlakke" een V.I. = 100. Andere oliën met dezelfde viscositeit bij 210°F als de basisoliën, kan men nu een kwaliteitscijfer geven, dat (voor zeer steile oliën) negatief kan zijn maar ook ver boven 100 kan liggen. Voor deze methode is het nodig, om tabellen op te stellen van een zeer groot aantal basisoliën met (in kleine sprongen) oplopende viscositeit bij 210°F en daarbij horende viscositeiten bij 100°F. Aan de hand van deze tabellen bepaalt men dan de V.I. van een willekeurige olie, waarvan men de viscositeit bij 210°F en 100°F bepaald heeft.
Ter illustratie diene, dat de normale (gedoopte of ongedoopte) oliën, zoals deze voor motoren, hydraulische systemen of tandwieloverbrengingen geleverd worden, een V.I. hebben van 90 à 100.

Door selectieve extractie van aromatische verbindingen kan men de zeer dunne soorten een V.I. geven tot omstreeks 140 (bijv. oliën voor hydraulische systemen van vliegtuigen) maar de dikkere soorten zoals motoroliën hebben bijmenging van "V.I. improvers" nodig om dit te bereiken. Dit zijn polymeren met zeer hoog moleculair gewicht, die de stroming van de olie bij hoge temperatuur procentueel veel sterker bemoeilijken, dan bij lage temperatuur. De viscositeitslijn van de basisolie wordt dus in zijn geheel wat verschoven, maar komt daarbij tevens vlakker te liggen. Bij zeer hoge afschuifsnelheden (zoals bijv. in een lager van een snellopende motor) vermindert de "remmende" invloed van de polymeren, zodat de motor de olie dus "dunner" apprecieert dan de viscometer. Verder breken de meeste polymeren af bij deze hoge afschuifsnelheden, waardoor in het gebruik de V.I. daalt naar die van de basisolie.
Het gebruiken van oliën met een zeer hoge V.I. heeft uiteraard alleen nut, wanneer de machine moet werken tussen extreme temperaturen, waarbij men vooral kan denken aan de koude start van een motor en het daarop volgend rijden bij vol motorvermogen. De temperatuur van het smeermiddel kan dan binnen bijv. een half uur oplopen van - 10°C tot + 150°C. Men herinnere zich het rekensommetje uit het vorige hoofdstuk betreffende de stromingsweerstand van dikke olie door een nauwe buis, waarbij bleek dat deze weerstand evenredig is aan de viscositeit en omgekeerd evenredig aan het kwadraat van de buisdiameter. In de smalle spleet van een lager (afmeting 0,02 à 0,03 mm) vindt praktisch geen olietransport plaats zolang de olie dik is, zodat smering van de zuigers eenvoudig achterwege blijft, immers deze worden "gevoed" door de olie, die uit de ronddraaiende drijfstanglagers wegspat.
Een simpele berekening kan ons enig inzicht in de materie geven. Stel een motor heeft een (door de nokas aangedreven) tandwielpomp waarvan de tandwielen een buitendiameter hebben van 4 cm en een breedte van 2 cm, terwijl de tandhoogte 1 cm is. Per omwenteling neemt ieder tandwiel een hoeveelheid olie mee gelijk aan de open ruimte tussen de tanden, die ruwweg gelijk is aan het volume van de tanden zelf. Samen hebben zij dus een "slagvolume" van Π db cm^3, waarbij d = 3 cm en b = 2 cm, zodat dit volume Π . 3 . 2 = 19 cm^3 wordt. Bij een motortoerental van 4000 omw/min verplaatst de pomp dan 2000 . 19 = 38000 cm^3/min ofwel 38 liter per minuut.

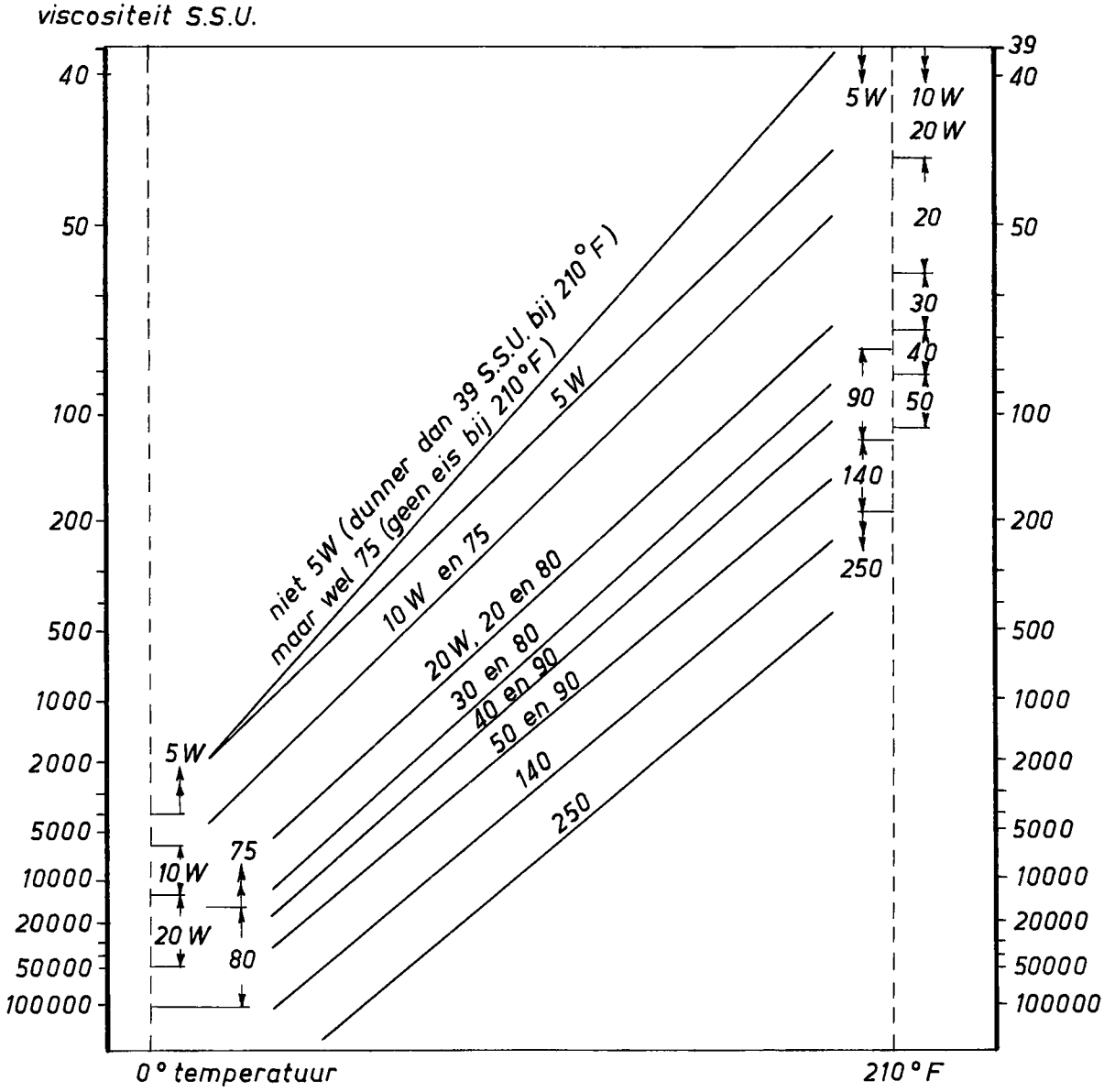


fig. I C 1 (zie blz. 18)

Viscositeitslijnen van een aantal motoroliën en cardanoliën, die aan bepaalde SAE getallen voldoen.
Voorbeeld : een SAE 20W olie moet bij 0°F dikker zijn dan 1200 sec. S.U. en dunner dan 4800 sec. S.U. Bij 210 °F echter moet de olie dikker zijn dan 39 sec. S.U.
Zie voor de getalwaarden van de grenzen der verschillende SAE getal gebieden fig. I C 2

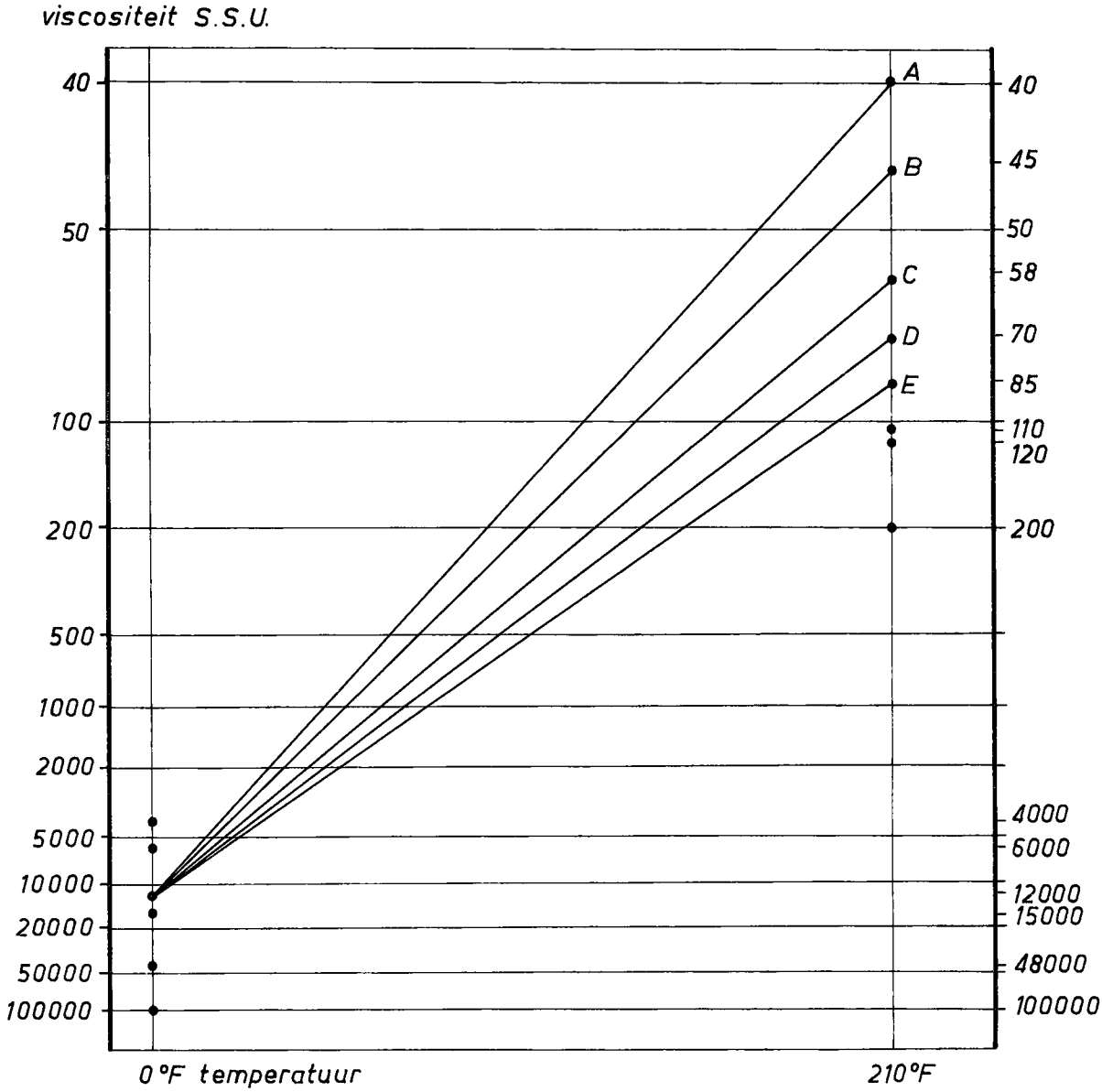


fig. I C 2 (zie blz. 10)

Viscositeitslijnen van een aantal motoroliën, die allen het SAE getal 10 W hebben.

A SAE 10 W (viscositeitsindex ca. 45)
B SAE 10 W/20 („ „ ca. 85)
C SAE 10 W/30 („ „ ca. 132)
D SAE 10 W/40 („ „ ca. 138)
E SAE 10 W/50 („ „ ca. 144)

Stel dat bij bedrijfstemperatuur de olie een temperatuur heeft van 100°C en een viscositeit van 10 cS, dan zal de viscositeit van een normale SAE 30 olie omstreeks 5000 cS bij - 10°C zijn, terwijl een SAE 10 W/30 bij - 10°C een viscositeit van omstreeks 1000 cS zal hebben.
Nemen wij aan, dat de pomp bij bedrijfstemperatuur ongeveer de helft van zijn capaciteit door de drijfstanglagers naar buiten perst, waarvan dan weer omstreeks 10 % op de cylinderwanden terecht komt, dan krijgen de cylinders bij bedrijfstemperatuur 0,1 . 0,5 . 20 = 1 liter olie per minuut toegevoerd, maar bij de koude start (bij een toerental van 4000 omw/min!) en olie SAE 30 slechts 10/5000 hiervan en bij een SAE 10 W/30 olie 10/1000 hiervan. Dit wordt dus resp. 2 cm^3/min en 10 cm^3/min. Hierbij is nog geen rekening gehouden met de weerstand in leidingen en kanalen van pomp naar lager (in de beschouwde gevallen is de druk aan perskant van de pomp hetzelfde, door de aanwezigheid van een drukregelklep) zodat in werkelijkheid de contrasten nog een stuk groter worden.
De viscositeit van motoroliën en cardanoliën wordt doorgaans aangegeven in SAE getallen, waarbij een SAE getal een bepaald aantal oliën "omspant", die bij één bepaalde temperatuur tussen twee viscositeitsgrenzen liggen.
Voor de motoroliën SAE 5W, 10W en 20W en de cardanoliën SAE 75 en 80 gelden de viscositeitsgrenzen bij een temperatuur van 0°F, voor de motoroliën SAE 20, 30, 40 en 50 gelden de grenzen bij 210°F evenals voor de cardanoliën SAE 90, 140 en 250. Hierdoor kan het gebeuren dat een bepaalde olie tegelijkertijd voldoet aan de eisen voor het SAE getal 10W en het SAE getal 20 of 30 of 40, zodat men de olie de aanduiding 10W/20 resp. 10W/30 resp. 10W/40 kan geven.
De V.I. van de eerste zal dan bij omstreeks 100 liggen, die van de tweede bij omstreeks 130 en van de derde bij omstreeks 140. Men noemt dit multigrade oliën. Zie figuren I C 1 en I C 2.
Verder is het goed om te weten, dat viscositeit van een cardanolie SAE 75 ongeveer overeenkomt met die van een motorolie SAE 10W, die van SAE 80 met SAE 20W en die van SAE 90 met SAE 40 en 50. De doops, die in cardanoliën worden gebruikt zijn echter van heel andere aard dan die in motoroliën, zodat omwisseling lang niet altijd geoorloofd is.

E. Samendrukbaarheid van vloeistoffen

De samendrukbaarheid van een vloeistof kan gezien worden als een vermindering van volume, veroorzaakt door drukverhoging, maar ook als de drukstijging benodigd voor het verkrijgen van een zekere volumevermindering.

Indien de drukverhoging dp een specifieke volumevermindering $- dv/v$ veroorzaakt, wordt de compressiebiliteit:

$c = - \frac{dv/v}{dp} = - v^{-1} \frac{dv}{dp} = r^{-1} \frac{dr}{dp}$, waarbij r het s.g. van de vloeistof is ($= wg^{-1}$ waarin w = dichtheid). De reciproke waarde van de compressiebiliteit is de "bulk modulus" $K = C^{-1} = - v \frac{dp}{dv}$.

Verder onderscheiden wij de bulk modulus bij constante temperatuur K_T en de bulk modulus bij constante warmte-inhoud (isentropische compressie) K_s, waarbij $K_s = q\, K_T$ en $q = c_p \cdot c_v^{-1}$. Voor water is $q = 1$ en voor olie is $q = 1{,}15$.

Comprimeren wij nu een vloeistof vanaf een standaard volume v_o en standaard druk p_o naar een volume v en druk p, dan zijn er de volgende methoden om de bulk modulus aan te geven:

Europa: $K_T = - v \left(\frac{dp}{dv}\right)_T \qquad K_s = - v \left(\frac{dp}{dv}\right)_s$

A.S.T.M. methode:

dynamische of tangent B.M.:

$$B_T = - v_o \left(\frac{dp}{dv}\right)_T \qquad B_s = - v_o \left(\frac{dp}{dv}\right)_s$$

statische of secant B.M.:

$$B^1{}_T = - v_o \left(\frac{p - p_o}{(v - v_o)/v_o}\right)_T = - v_o \left(\frac{p - p_o}{v - v_o}\right)_T \qquad B^1{}_s = - v_o \left(\frac{p - p_o}{v - v_o}\right)_s$$

De mintekens duiden erop, dat de helling van de curve negatief is. In de praktijk laat men ze meestal weg.

Het verband tussen de geluidssnelheid v in de vloeistof en de B.M. is:

$B_s = r\, v^2 = wg^{-1} v^2$ waarin r = s.g.

w = dichtheid

g = versnelling zwaartekracht.

Voor de berekening van reactiesnelheden van regelelementen in een hydraulisch systeem (servo kleppen) gebruikt men de dynamische B.M. en wel isentropisch. Bij langzame bewegingen echter isothermisch.

Voor pomp-"slip" berekeningen (scheiden van verliezen door lek en door samendrukbaarheid) is de isentropische statische B.M. de juiste. Men kan dan echter ook de samendrukbaarheid gebruiken d.w.z. de reciproke waarde van de B.M. Geeft men geen nadere aanduiding, dan bedoelt men doorgaans de dynamische isothermische B.M.

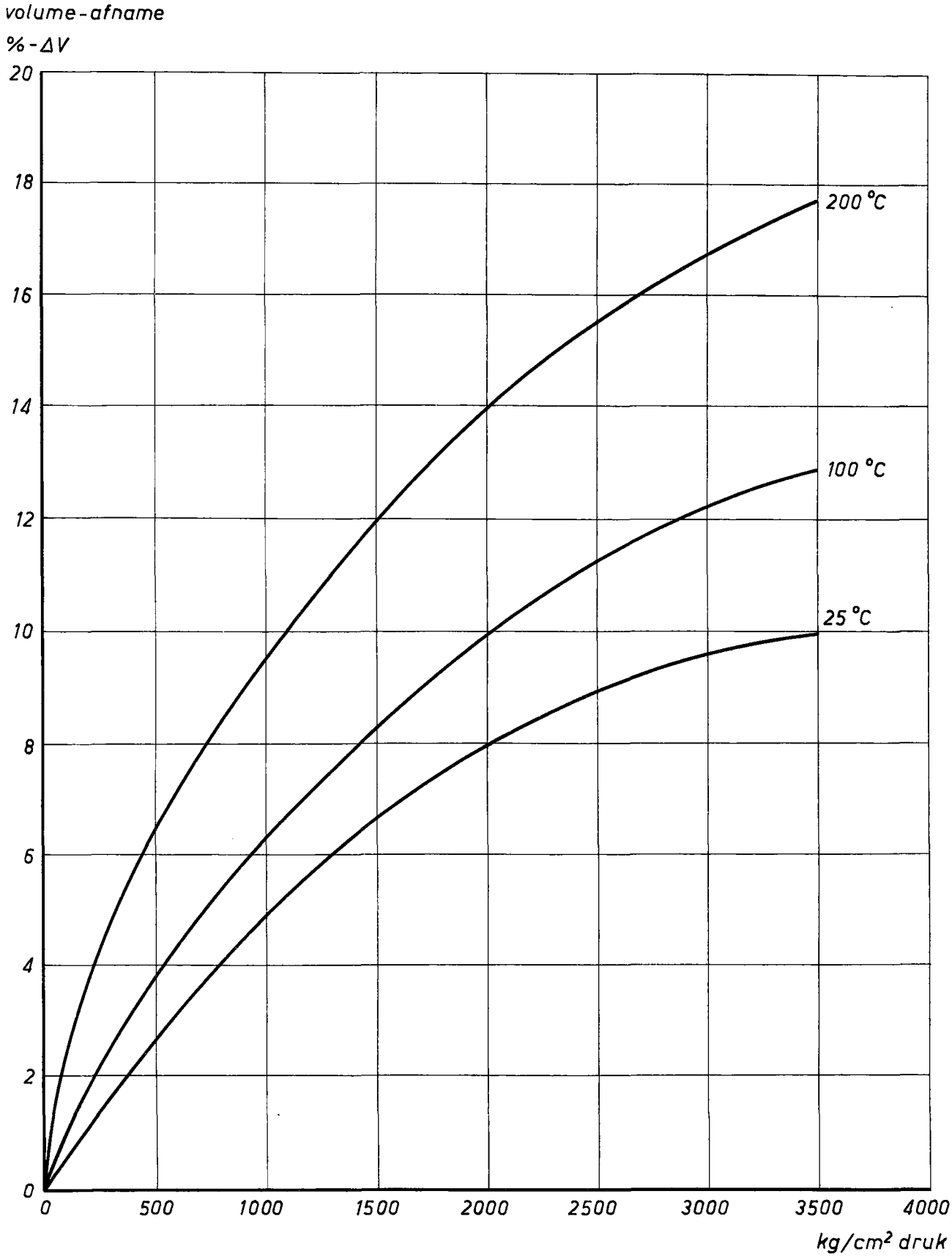
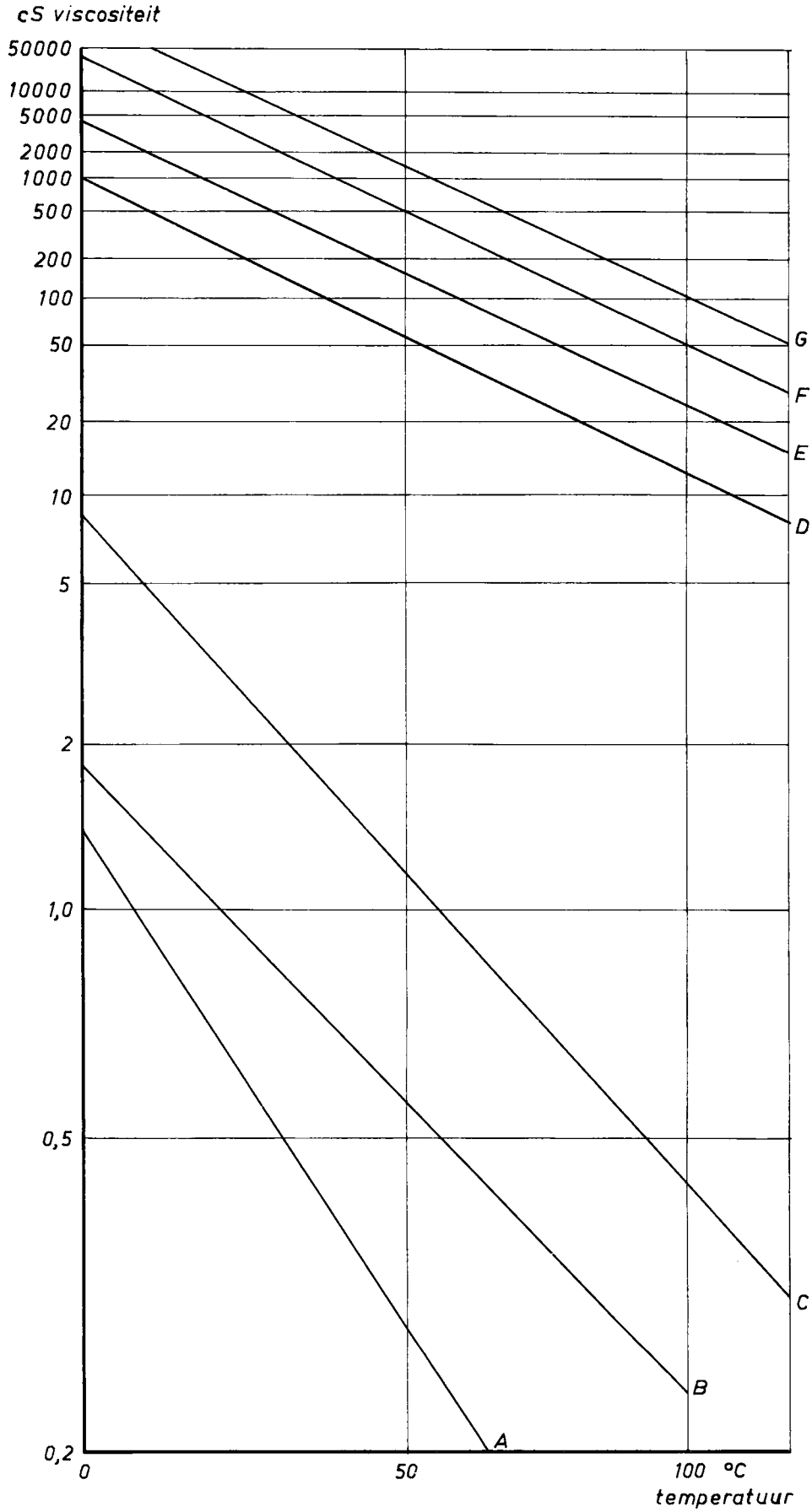


fig. I E 1 (zie blz. 20) Samendrukbaarheid van olie bij verschillende temperaturen

De isothermische B.M. neemt exponentieel met de druk toe, maar boven omstreeks 3500 kg cm^{-2} geldt dat niet meer. De bovengrens is de samendrukbaarheid van de electronenwolk van het molecuul (die onafhankelijk is van de moleculaire structuur van de vloeistof) en komt dan aan $1,2 \cdot 10^5$ kg cm^{-2}. Bij dalende temperatuur neemt de B.M. toe tot het zelfde maximum bij het absolute nulpunt.
De dimensie van de B.M. in het technische maatstelsel is kg m^{-2}, indien men het volume in m^3 en de druk in kg m^{-2} uitdrukt. Drukt men echter de druk in Nm^{-2} uit, dan is de dimensie van de B.M.: kg m^{-1} sec^{-2}.
Resumerende:
De B.M. neemt exponentieel toe met de druk en neemt af met de temperatuur. Dikke oliën hebben een hogere B.M. dan dunne, maar het verschil is vrij gering: een olie van 2500 S.S.U. bij 100°F heeft een B.M., die 5% (voor naftenische olie) à 8% (voor paraffinische olie) hoger is dan voor olie met een viscositeit van 250 S.S.U. bij 100°F.
Voor olie is de factor $q = B_S/B_T$ bij kamertemperatuur 1,15 en daalt 1% bij verhoging van de temperatuur met 100°C, maar is practisch niet afhankelijk van de druk.
De waarde van B_S, afgeleid uit de geluidssnelheid, is 10% lager dan die, afgeleid uit p,v,T metingen. De nauwkeurigheid van de p,v,T metingen is echter 15% voor B_S en 10% voor B_T (afwijking van de exacte waarde).
Gemiddelde waarden van B_T:
Bij atmosferische druk en kamertemperatuur omstreeks 18000 kg cm^{-2}, dalende met ongeveer 5000 kg cm^{-2} per 100°C temperatuurstijging.
Bij 3500 kg cm^{-2} en kamertemperatuur omstreeks 62000 kg cm^{-2} dalende met ongeveer 1500 kg cm^{-2} per 100°C.
De bovengrens ligt bij 120000 kg cm^{-2}.
De isentropische B.M. is ongeveer 15% hoger.

Keren wij even terug tot de samendrukbaarheid van vloeistoffen (de reciproke waarde van de B.M. dus) omdat deze gemakkelijker "in het gevoel" ligt. Drukken wij de samendrukbaarheid als "statische" waarde uit: $C_T = v_o^{-1} \left(\frac{v - v_o}{p - p_o}\right)_T$ dan vinden wij voor olie (volume-vermindering): C_T = 3% bij 700 kg cm^{-2} en 10% bij 3500 kg cm^{-2}. Zie figuur I E 1
Sommige plantaardige oliën gedragen zich eender als minerale olie (bv. castor olie) evenals sommige synthetische (bijv. tri tolyl fosfaat) en sommige siliconen, maar andere siliconen wijken sterk af. Bijv. dimethyl silicone fluid met een viscositeit van 10 cS bij 25°C heeft een samendrukbaarheid van 5,5% bij 700 kg cm^{-2} en 15% bij 3500 kg cm^{-2}.



A _ benzine
B _ water
C _ gasolie
D _ hydraul. olie
E _ olie D bij 500 kg/cm²
F _ olie D bij 1000 kg/cm²
G _ olie D bij 1500 kg/cm²

fig. I E 2 (zie blz. 21) Verband tussen viscositeit en druk voor een hydraulische vloeistof met V.I. = 100

Verhoging van de temperatuur heeft een grote invloed op de samendrukbaarheid: bij 200°C is de samendrukbaarheid bij 700 kg cm^{-2} ruim verdubbeld en bij 3500 kg cm^{-2} is de samendrukbaarheid 70% à 80% meer dan die bij 25°C.

De viscositeit is bij zeer hoge drukken wel degelijk vrij sterk afhankelijk van de druk: bij 1000 kg cm^{-2} is bijv. de viscositeit van olie type a toegenomen tot ruim het 5-voudige, van olie type b tot het 10-voudige en olie type c tot het 20-voudige van de viscositeit bij dezelfde temperatuur en normale druk. Olie type a is dan bijvoorbeeld een synthetische olie met zeer hoge V.I. (een derivaat van poly-alkaleen oxyden), type b is een normale 100 V.I. paraffinische olie en olie type c is een naftenische olie met sterk negatieve V.I. De molecuulstructuur heeft kennelijk een grote invloed: rechte ketens lijken minder "drukgevoelig" te zijn dan vertakte of ringstructuren. De relatie tussen viscositeit E, druk p en temperatuur t kan geschreven worden als (met a en b als constanten):
$E = E_o\, e^{(ap - bt)}$ ofwel $\ln E = \ln E_o + (ap - bt)$. Zie figuur I E2
Tenslotte is er ook nog een relatie tussen viscositeit en afschuifsnelheid, die als volgt gemeten kan worden:
volgens Newton is er een rechtlijnig verband tussen viscositeit E, afschuifspanning k en afschuifsnelheid $\frac{dv}{dy}$:

$k = E\,\frac{dv}{dy}$ ofwel $E = k\,(\frac{dv}{dy})^{-1}$ (definitie van de viscositeit).

Plaatst men nu een kegel met een tophoek, die bijna 180° is, met zijn punt op een vlakke plaat die kan roteren om de verticale as door dit aanrakingspunt (en dus loodrecht op de plaat), dan vindt men in de schotelvormige ruimte tussen kegel en plaat een toestand van constante afschuifsnelheid in de daar aan te brengen oliefilm.
Immers op een afstand r vanaf de kegelpunt heeft een punt van de roterende plaat een snelheid van $2\,\Pi\,r\,n$ cm sec^{-1} (met r in cm en p in omw sec^{-1}) loodrecht op de straal en in het vlak van de plaat. Op een afstand C loodrecht boven dit punt vindt men de kegelwand, die stilstaat. De afschuifsnelheid $\frac{dv}{dy}$ in de olielaag tussen plaat en kegel wordt dan $\frac{2\,\Pi\,r\,n}{C}$ cm $sec^{-1}\,cm^{-1} = sec^{-1}$. Nu is Cn^{-1} de tangens van de hoek, die de kegelmantel met de plaat maakt, dus voor alle punten van de kegelmantel even groot. Waarmee bewezen is, dat de ruimte tussen kegelmantel en plaat een ruimte van constante afschuifsnelheid is.
Meet men nu het koppel, waarmee de oliefilm de kegelmantel tracht mee te nemen, dan heeft men een maat voor de afschuifspanning en, omdat men $\frac{dv}{dy}$ meet, voor de viscositeit van de vloeistof.

Minerale olie blijkt bij afschuifsnelheden tot $10^5 sec^{-1}$ nog geen verandering in viscositeit te vertonen, maar oliën waaraan polymeren zijn toegevoegd (bijv. met een V.I. van 140) vertonen een viscositeitsdaling met omstreeks 20% bij snelheden van $10^5 sec^{-1}$. Ook water-in-olie emulsies vertonen dit effect (tot 50% daling in viscositeit bij snelheden van $10^5 sec^{-1}$) evenals sommige hoog visceuze siliconen.
Om een indruk te krijgen van de afschuifsnelheden in de olielaag van motoren zouden wij de volgende onderdelen kunnen bekijken:

Hoofdlager. Toerental 6000 omw min^{-1} = 100 omw sec^{-1}. Diameter krukas 6 cm, omtrek 20 cm. Omtreksnelheid dus 20 m sec^{-1}. Dikte van de olielaag 0,02 mm, afschuifsnelheid dus $\frac{dv}{dy} = \frac{20 \cdot 10^3}{0,02} = 10^6 sec^{-1}$.

Zuiger. Maximum snelheid van de zuiger ruwweg gelijk aan de omtreksnelheid van het hart van de kruktap, dus bij een slag van 8 cm ongeveer 25 m sec^{-1}. Sommige moderne motoren hebben een zuigerspeling van 0,02 mm (split-skirt zuiger, koud), zodat met oliefilmdikten van 0,01 mm gerekend mag worden.
De afschuifsnelheid wordt dan $\frac{25 \cdot 10^3}{0,01} = 2,5 \cdot 10^6 sec^{-1}$.

Dit zijn dus snelheden, die nog 10 à 25 maal hoger zijn dan de snelheden, waarbij de metingen zijn verricht en aangenomen mag dan ook worden, dat een motor een multigrade olie belangrijk dunnen "meet" dan de viscometer. Een SAE 10W/30 olie heeft dan ook vermoedelijk bij bedrijfstemperatuur hetzelfde "smerend effect" (bescherming tegen doorbreken van de oliefilm) en hetzelfde smeerolieverbruik als een SAE 20 olie. Als voordeel blijft uiteraard de verhoudingsgewijs lage viscositeit bij de koude start over.

II. Hydraulische apparatuur

A. Pompen en hydromotoren

Voor de beschrijving van deze apparatuur wordt verwezen naar de hierover bestaande litteratuur. Enkele opmerkingen betreffende de eigenaardigheden van deze machines zijn hier echter misschien wel van nut.
Een plunjerpomp heeft een nuttig effect, dat zeer dicht bij 100% ligt, zolang geen lekkage langs plunjers en kleppen optreedt. Pas bij zeer hoge drukken gaat de samendrukbaarheid van de vloeistof een rol spelen. De levering van de pomp is dus gelijk aan zuigerverplaatsing maal toerental, onafhankelijk van de druk.
Een uitzondering vormt de inspuitpomp van de dieselmotor, die geen zuigklep heeft. Bij het omlaag gaan van de plunjer ontstaat een absoluut vacuüm, dat opgevuld wordt door toestroming van nieuwe vloeistof, zodra het zuiggat door de plunjer vrijgemaakt wordt. Volledige opvulling van de cylinder zal slechts plaatsvinden, indien hiervoor voldoende tijd beschikbaar is.
Bij het weer omhoog gaan perst de plunjer eerst de vloeistof uit het zuiggat terug in de zuigleiding, totdat het zuiggat afgesloten wordt. Pas daarna begint de inspuiting, dus de werkelijke "levering" van de pomp.
Heeft de motor een toerental van 40 omw sec^{-1} (2400 omw min^{-1}) terwijl de inspuiting 30° krukhoek duurt ofwel 1/12 van 1/40 sec = 0,002 sec dan hebben wij hiermede de tijd berekend van de persslag van de inspuitpomp. Is deze persslag 1 cm, dan wordt de plunjersnelheid 1 cm per 0,002 sec = 500 cm sec^{-1}. Heeft de plunjer een diameter van 1 cm en het aanzuiggat een diameter van 0,2 cm, dan is het oppervlak van het aanzuiggat 1/25 van het oppervlak van de plunjer en zal dus de stroomsnelheid van de vloeistof in het aanzuiggat 25 x 5 m = 125 m sec^{-1} zijn op het moment dat de plunjer het gat begint te sluiten. Nu begint de doortocht van het gat snel kleiner te worden (bij verder stijgende plunjer) en de stroomsnelheid in het gat neemt sterk toe. Is de openingsdruk van de verstuivernaald 100 kg cm^{-2} = 1250 m vloeistofkolom (s.g. van gasolie omstreeks 800 kg m^{-3}) dan vinden wij met de formule $v^2 = 2\ gh$ een snelheid $v = (25000)^{\frac{1}{2}} = 160$ m sec^{-1} waarbij de verstuivernaald begint te openen. Dit is ruwweg het 1,3-voud van de snelheid in het "open" gat, d.w.z. de inspuiting begint reeds wanneer het gat voor ongeveer een kwart is afgedekt door de plunjer. Dit betekent een vervroeging van de inspuiting over $\frac{3}{4}$. 0,2 cm (diameter van het zuiggat) = 0,15 cm plunjerslag.

Daar 1 cm plunjerslag gelijk is aan 30 graden krukhoek, betekent dit een vervroeging van de inspuiting met $4{,}5^{o}$ krukhoek. Het einde van de inspuiting wordt met hetzelfde bedrag verlaat, omdat zich eerst weer een snelheid van 160 m sec^{-1} in het zuiggat moet opbouwen, wil de verstuivernaald op zijn zitting kunnen vallen. Dit zou betekenen, dat de inspuiting met 9 graden verlengd wordt, d.w.z. met 30%, zodat men zou verwachten dat het motorkoppel bij toenemend toerental sterk stijgt. Dit is inderdaad ook het geval bij stijgen van het toerental tot omstreeks twee derde van het maximum, maar daarna begint het motorkoppel weer te zakken door andere - straks te noemen - invloeden.
Tijdens de zuigslag van de plunjer is de situatie geheel anders. Het drukverschil tussen zuigkanaal en cylinder is 1 kg cm^{-2} = 12,5 m vloeistofkolom op het moment van openen van het zuiggat, zodat de maximum bereikbare snelheid $v = (250)^{\frac{1}{2}} = 16$ m sec^{-1} is. Rekenen wij alleen met de ingespoten hoeveelheid (de rest wordt bij stijgende plunjer toch weer uit het gat geperst) dan is dit 1 cm plunjerslag maal $\frac{1}{4}\,\Pi\,1^2$ (= 0,8 cm^2) dus 0,8 cm^3. Bij een gatdoortocht van $\frac{1}{4}\,\Pi\,0{,}2^2 = 0{,}03$ cm^2 en de berekende snelheid van 16 m sec^{-1} is hiervoor $0{,}8/(1600 \cdot 0{,}03) = 0{,}017$ sec nodig. In die tijd is de krukas (die over 1 omwenteling 1/40 sec doet) nog geen volle omwenteling gedraaid en de nokas van de pomp nog geen halve omwenteling. Er lijkt dus ruim voldoende tijd aanwezig om de cylinder weer op te vullen. Bedenken wij echter, dat de binnenkomende vloeistofstraal zich insnoert tot ongeveer 80% van de gatdoortocht, dat wandwrijving een rol speelt, dat het absolute vacuüm gedeeltelijk opgevuld wordt door vrijkomende opgeloste lucht en lichte fracties in de brandstof dan komen wij tot de conclusie dat het maar "net an" is.
De "hoog toeren" diesel zal dus een ruimer bemeten zuiggat moeten hebben en bij benzine-inspuitsystemen is een hoge inlaatdruk (met behulp van een extra toevoerpomp) zeker nodig.
Een ander effect is het oplopen van de inspuitdruk bij hogere motortoerentallen. In de verstuiver geldt, dat de openingsdruk van de naald bepaald wordt door de veerdruk op de naald, maar dat de inspuitdruk bovendien bepaald wordt door de uittreesnelheid uit het verstuivergat.
De snelheid van de pompplunjer was 5 m sec^{-1} bij vol motortoerental. Kiezen wij een verstuivergat van 0,1 cm doorsnee, dan is (bij een plunjerdiameter van 1 cm) de stroomsnelheid in het verstuivergat 100 maal zo hoog of wel 500 m sec^{-1}. Uit de formule $v^2 = 2\,gh$ vinden wij dan een drukval van 12500 m vloeistofkolom = 1000 kg cm^{-2}. Hierbij moeten wij dan nog de gasdruk in de cylinder (oplopend tot 30 à 50 kg cm^{-2}) optellen.

Bij hoog toerental loopt dus de inspuitdruk tot 1000 kg cm^{-2} en hoger op, hetgeen niet alleen de "teruglek" door het zuiggat sterk vergroot en daarmee de vervroeging bij het begin van de inspuiting en de verlating bij het eind hiervan weer grotendeels teniet doet, dus de duur van de inspuiting weer verkort. Maar ook de lek langs het kleine afdichtingsvlak tussen plunjer en zuiggat zal vrij sterk toenemen.
Alle genoemde factoren tesamen zorgen voor de "bolle" koppelkromme van de dieselmotor.

De genoemde factoren kunnen ook bij pompen van hydraulische systemen een rol spelen, bijvoorbeeld indien de klepdoortochten te gering zijn of de kleppen in trilling komen of de poortafstelling niet correct is. Uiteraard treden deze verschijnselen altijd op, wanneer men het toerental belangrijk hoger kiest dan de constructeur bedoeld heeft.
Tenslotte kan nog gewezen worden op de enorme invloed van (te) hoge viscositeit van de verpompte vloeistof. Aan de aanzuigkant treedt al spoedig cavitatie op en sterke terugloop van de verpompte hoeveelheid. Indien een plunjerpomp bij verhogen van het toerental minder vloeistof gaat leveren dan met deze verhoging overeenkomt, is doorgaans de viscositeit van de verpompte vloeistof te hoog. Aan de perskant treedt tevens sterke verwarming op, waardoor het hele hydraulische systeem vrij snel wordt opgewarmd, de olie dunner wordt en de pomp plotseling correct gaat werken. Toch kan in die "opwarmtijd" cavitatie al ernstige beschadiging veroorzaakt hebben.

Centrifugaalpompen worden over het algemeen slechts toegepast in het lagedruk gebied. De uittreesnelheid van de vloeistof uit het schoepenrad is evenredig aan het toerental, waarmee de uit deze snelheid op te bouwen druk evenredig is aan de wortel uit het toerental. De pomp heeft zijn maximum capaciteit bij een tegendruk nul (maar vraagt dan zijn hoogste vermogen) welke capaciteit tot nul daalt bij de maximum druk, die de pomp kan leveren (waarbij het aandrijfvermogen tot praktisch nul daalt). Dit maakt de centrifugaalpomp binnen vrij wijde grenzen "zelfregelend", mits men niet te dicht bij de maximum druk komt.

De tandwielpomp heeft, zoals in een vorig hoofdstuk reeds werd becijferd, ruwweg een capaciteit gelijk aan de cirkelomtrek op halve tandhoogte, vermenigvuldigd met de tandhoogte en de tandbreedte. Immers het door de tanden ingenomen volume is ruwweg gelijk aan het "open" volume tussen de tanden.
De afdichtingsspleet tussen pers- en zuigkant is langs de omtrek van de tandwielen lang genoeg, maar is zeer kort langs de zijvlakken van de tandwielen op de plaats waar de tanden in elkaar grijpen. Op de tandflanken heeft men een lijn-afdichting, maar het drukverschil drukt de gedreven tanden stevig tegen de drijvende.
De lekkage van vloeistof van pers- naar zuigkant is evenredig met de druk, evenredig met de speling tussen het zijvlak van het tandwiel en het huis en omgekeerd evenredig met de viscositeit van de verpompte vloeistof. Op deze plaats van lekkage wordt alle drukenergie omgezet in snelheidsenergie en deze laatste weer in warmte, zodat in de pomp zelf des te meer warmte wordt ontwikkeld naarmate de slijtage toeneemt. Hierdoor kan, bij hoge tegendrukken, de situatie ontstaan dat alle verpompte vloeistof teruglekt naar de zuigkant en de pomp enkele minuten later vastloopt door oververhitting. Wanneer een dergelijke pomp de last niet kan opheffen, is het zaak om ogenblikkelijk de stuurklep weer op neutraal te stellen. Gebruik van een dikkere olie kan (tijdelijk) uitkomst brengen.

De schottenpomp verkeert, wat de afdichting betreft, in ongeveer dezelfde situatie als de tandwielpomp. De afdichtingsvlakken tussen schot en deksels zijn smal (maar enige speling is noodzakelijk) en de schotten worden weliswaar door centrifugaalkracht of vloeistofdruk tegen het cylindrische huis gedrukt maar het afdichtingsvlak hier is nauwelijks meer dan een lijncontact.

De capaciteit van de tandwielpomp en de schottenpomp daalt met de druk en is bij de hoogst toelaatbare bedrijfsdruk vaak weinig hoger dan de helft van de capaciteit bij lage tegendruk. Dit verlies is zuiver teruglekkage in de pomp zelf, indien althans geen extra verliezen veroorzaakt worden door te hoge weerstand aan de aanzuigkant. Beide typen pompen lenen zich voor zeer hoge toerentallen, waardoor de pomp een grote capaciteit (in liters per uur) heeft ten opzichte van zijn afmetingen. Dit leidt tot grote stroomsnelheden in de aanzuigopeningen van de pomp dus zeer lage plaatselijke drukken. Cavitatie treedt dan ook nogal eens op, waardoor ernstige beschadiging van tanden en schotten kan optreden.

De zuigleiding moet dan ook ruim bemeten zijn, er mag geen zuigfilter gemonteerd worden en het vloeistofreservoir moet liefst boven het pompniveau geplaatst worden. Verder dient de vicositeit van de verpompte vloeistof zo laag mogelijk te zijn.
Aan de andere kant stellen deze pompen hoge eisen aan de smerende eigenschappen van de verpompte vloeistof, omdat bij hoge drukken de aanlegdrukken van de tandflanken hoog zijn, evenals de aanlegdrukken van de schotten tegen het huis. Men gaat dan ook meer en meer over naar oliën, die een zeer hoge V.I. hebben (om de viscositeit bij de koude start laag te houden) terwijl een anti-slijtage doop (extreme pressure doop) bovendien wordt toegevoegd.
Dergelijke doops kunnen zijn:
polaire stoffen als vetzuren (versterkte hechting aan metaal)
chemisch actieve stoffen als zwavel - chloor- en fosforverbindingen
(omzetting van smeltend staal in verbindingen met hogere smeltpunten waardoor las-effecten worden voorkomen)
stoffen met noodsmeereigenschappen als lood- en zinkverbindingen
alle genoemde stoffen zijn in olie oplosbaar, dus de metalen zijn gebonden aan koolwaterstoffen (voorbeeld: loodnaftenaat)
Ook suspensies van vaste stoffen kunnen gebruikt worden, bijvoorbeeld colloïdaal grafiet of molybdeen disulfide. Het effect van deze laatste stoffen staat meestal een stuk achter bij het effect van de eerder genoemde.

De chemisch actieve doops hebben alleen effect bij staal-op-staal contact. Bij stalen onderdelen in een aluminium huis kan practisch niets met doops bereikt worden. Misschien valt hier wat te bereiken met synthetische oliën (bijv. esters) met zeer hoge V.I., zoals ze de laatste jaren ontwikkeld zijn voor wormoverbrengingen.
Uit het bovenstaande moge blijken, dat de hydraulische apparatuur thans in hetzelfde stadium verkeert als de motoren dertig jaar geleden: opvoering van toerental en druk (vermogen) is afhankelijk van de eigenschappen van nieuw te ontwikkelen smeermiddelen.

Plunjer-, tandwiel- en schottenpompen kunnen dienst doen als hydromotor en leveren dan (afgezien van verliezen) hetzelfde vermogen als het voor de toevoerpomp benodigde. De hydromotor heeft een paar belangrijke eigenschappen, die scherpe grenzen stellen aan de gebruiksmogelijkheden:

Koppel. Het door de hydromotor geleverde koppel is een functie van zijn afmetingen en van de vloeistofdruk. Het maximum koppel hangt dus af van de maximum druk, die de pomp kan leveren. Hierin is de hydromotor gelijkwaardig aan de hefcylinder.

Toerental. Het toerental is een functie van de afmetingen van de pomp en van de toegevoerde hoeveelheid vloeistof. Het maximum toerental hangt dus af van de maximum capaciteit van de toevoerpomp.

Gebruiken wij een hydromotor voor aandrijving van een landbouwtrekker, dan volgt de overbrengingsverhouding tussen motor en wiel uit de maximum capaciteit van de gebruikte pomp (in liters per uur) en de maximum snelheid, die wij met de trekker willen rijden. Hiermee ligt tevens de maximum trekkracht van de trekker vast. Kiezen wij bijvoorbeeld een dieselmotor met een vermogen N van 50 kW bij $n = 2400$ omw min^{-1} (40 omw sec^{-1}) en monteren wij op de krukas een pomp, die een maximum druk P heeft van 10^7 Nm^{-2} (100 kg cm^{-2}, terwijl wij aannemen: $g = 10$), dan volgt de capaciteit K van de pomp uit de verhouding $N = PK$. Met $N = 50 \cdot 10^3$ Nm sec^{-1} (immers 1 W = 1 Nm sec^{-1}) vinden wij: $50 \cdot 10^3 = 10^7$ K waaruit $K = 5 \cdot 10^{-3}$ m^3 sec^{-1} = 5 liter per seconde.

Maken wij even het sommetje andersom in technische eenheden:

$$5000\ cm^3\ sec^{-1} \times 100\ kg\ cm^{-2} = 5 \cdot 10^5\ kg\ cm\ sec^{-1} = 5000\ kg\ m\ sec^{-1}.$$

Daar 1 pk = 75 kg m sec^{-1} vinden wij 5000/75 = 66,7 pk. Verder is 1 pk = 0,735 kW, zodat wij een motorvermogen van 50 kW vinden. Het klopt !

Goed, de pomp levert maximaal 5 l sec^{-1} bij een druk van 10^7 Nm^{-2}, waarmee de motor volbelast is. Wij kiezen nu aan elk achterwiel een hydromotor, die bij 2,5 l sec^{-1} een toerental heeft van 40 omw sec^{-1} (zelfde toerental als de pomp dus) terwijl de diameter van de achterwielen 1,6 m is (omtrek 5 m) en de maximum rijsnelheid 36 km h^{-1} = 10 m sec^{-1}. Het toerental van de achterwielen wordt hiermee 2 omw sec^{-1} en de overbrenging tussen hydromotor en wiel 1 : 20.

Het koppel M van de motor valt te berekenen uit: $2\ \Pi\ nM = N$ waaruit

$$M = \frac{50 \cdot 10^3}{2\ \Pi \cdot 40} = 200\ Nm\ \text{(newtonmeter)}\quad \text{ofwel } 20\ kg\ m.$$

Ditzelfde koppel leveren de beide hydromotoren tesamen (zij hebben immers hetzelfde toerental als de pomp) zodat het koppel aan de achterwielen, door de overbrengingsverhouding van 1 : 20, gelijk wordt aan 400 kgm, dus de trekkracht, met een wielstraal van 0,8 m, wordt 500 kg. Wij hadden ditzelfde uit de rijsnelheid kunnen berekenen, trekkracht maal rijsnelheid = arbeid in kgm sec^{-1}.
Bij dalend motortoerental zal weliswaar het motorkoppel wat stijgen (bijv. met 20%), maar dit grotere koppel kunnen wij slechts bereiken, wanneer wij de drukregelklep op 120 kg cm^{-2} instellen.
De reactie van de trekker op overschrijding van de trekkracht van 500 kg wordt dan daling van het motortoerental tot het toerental, waarbij het maximum koppel bereikt wordt en daarna openen van de drukregelklep en stilvallen van de trekker, zonder dat echter de motor stopt. De maximum trekkracht van de trekker is daarmee gestegen tot 1,2 x 500 = 600 kg, evenals het geval geweest zou zijn bij een mechanische overbrenging met dezelfde overbrengingsverhouding.
Het verschil is, dat de motor niet stilvalt (zolang als althans de motor in een dusdanig perfecte conditie is, dat hij het koppel, benodigd om de drukregelklep te openen, inderdaad haalt) maar de overbrengingsverliezen in het hydraulisch systeem (omstreeks 10%) moeten bovendien nog in rekening gebracht worden.

Wij zien, dat de hydraulische overbrenging ons geen enkel voordeel gebracht heeft, wat de maximum trekkracht betreft. Willen wij grotere trekkrachten uitoefenen, dan zullen wij hetzelfde aantal versnellingen moeten toepassen als in de "mechanische" trekker. Hoe zit het nu met de snelheidsregeling ?
Het toerental van de hydromotor is evenredig aan de hoeveelheid per seconde toegevoerde olie en kan dus slechts verminderd worden door deze hoeveelheid te verminderen. De eenvoudigste methode is uiteraard om het motortoerental te laten zakken, evenals bij een mechanische overbrenging. Wij zouden echter ook de stuurklep kunnen "knijpen". Stel voor, dat wij de rijsnelheid willen halveren en dat de benodigde trekkracht 120 kg, d.i. 20% van het maximum is. De motor gaat nu in het gebied van zijn maximum koppel lopen, immers een deel van de verpompte vloeistof moeten wij kwijt door de drukregelklep (die afgesteld was op 120 kg cm^{-2}). In de stuurklep wordt nu de situatie (in verband met de wet van Bernouilli: $v^2 + 2\,gh = C$) dat wij een drukval van 120 kg cm^{-2} op 0,2 x 120 = 24 kg cm^{-2} moeten bereiken door het omzetten in warmte van de bij deze drukval behorende snelheid.

De drukval is ruwweg 100 kg cm^{-2} = 1250 m vloeistofkolom (s.g. olie is 800 kg m^{-3}) dus $v^2 = 2\ gh = 25000$ waaruit $v = 160$ m sec^{-1}. Wij moeten dus het gat in de stuurklep tot een zeer kleine doortocht knijpen en krijgen een enorme warmte-ontwikkeling in stuurklep en drukregelklep. Een elegantere oplossing lijkt, om de veer van de drukregelklep zover te ontspannen, dat de trekker de gewenste rijsnelheid haalt. Bij een geringe vermindering van de benodigde trekkracht neemt dan echter de snelheid sterk toe, terwijl andersom bij vergroting van de trekkracht de trekker zal stilvallen door volledig openen van de drukregelklep. Inschakeling van een servo-regelsysteem (dat reageert op de doorstromende hoeveelheid) is dan ook nodig. Men denke aan de toerenregulateurs (hetzij mechanisch, hetzij reagerende op vacuüm, hetzij hydraulisch) zoals ze op dieselmotoren gebruikt worden.

De plunjerpomp respectievelijk plunjer-hydromotor met instelbare slag (schommelplaat) biedt meer mogelijkheden. De maximum toelaatbare druk wordt beperkt door de belasting van de contactvlakken tussen plunjer en schommelplaat en is daarmee onafhankelijk van de instelhoek van de schommelplaat dus de capaciteit van de pomp (in liters per uur).
Gaan wij uit van een regelmogelijkheid van 1 : 4 voor pomp zowel als hydromotor, dan heeft het hele systeem een regelmogelijkheid van 1 : 16. Nemen wij voor de maximum capaciteit van de pomp en de minimum capaciteit van de motor weer een snelheid van de trekker van 10 m sec^{-1} (36 km h^{-1}) aan, dan wordt de minimum snelheid van de trekker 10/16 = 0,625 m sec^{-1} (2 km h^{-1}) bij vol motortoerental. Bij een druk van 100 kg cm^{-2} en een motorvermogen van 50 kW wordt, evenals in het vorige voorbeeld, de capaciteit van pomp (en motor) dan weer 5 l sec^{-1}. De trekkracht van de trekker wordt onder die omstandigheden 16 x 500 kg = 8000 kg.
Controle hierop: trekkracht x rijsnelheid = motorvermogen in kg m sec^{-1} ofwel 8000 . 0,625 = 5000. Het systeem is dan nog met 20% "overbelastbaar" bij maximum motorkoppel en druk van 120 kg cm^{-2}.
Nu gaan wij de schommelplaat van de hydromotor verstellen van maximum naar minimum slag, waardoor de trekker 4 maal zo snel gaat lopen, dus 2,5 m sec^{-1}. De hoeveelheid en de druk van de, door de pomp geleverde, olie verandert hierbij niet, d.w.z. het afgegeven vermogen blijft 50 kW en de trekkracht daalt tot een kwart ofwel 2000 kg met een "overbelastingsmogelijkheid" bij dalende snelheid van 20%.

Nu gaan wij de pomp verstellen van minimum naar maximum slag, waardoor de geleverde hoeveelheid 4 maal zo hoog wordt. De trekker komt hiermee aan zijn maximum snelheid van 10 m sec^{-1}. Daar de motor vol belast was bij de minimum levering van de pomp en een druk van 100 kg cm^{-2} zal nu de druk moeten dalen tot 25 kg cm^{-2}, anders trekt de motor het niet. De trekkracht van de trekker wordt hierdoor verminderd tot 500 kg. Ook nu hebben wij weer 20% reserve in trekkracht bij dalend motortoerental. Het nuttig effect van pomp en hydromotor is slecht bij een kleine hoek tussen de schommelplaat en de loodlijn op de plunjers (stand voor kleine plunjerslag) dus de pompstand voor lage snelheden en de motorstand voor hoge snelheden. Dit betekent, dat het maximum koppel bij de laagste, zowel als de hoogste snelheden belangrijk kleiner wordt dan boven werd aangegeven. Hierbij komt nog dat nu bij hoge rijsnelheden een zeer grote hoeveelheid olie bij lage druk (20 l sec^{-1} bij 25 kg cm^{-2}) wordt verpompt, hetgeen ondanks wijde leidingen vrij grote extra verliezen geeft.
Het systeem van twee hydromotoren (op elk achterwiel één) met een gezamenlijke toe- en afvoerleiding heeft als voordeel, dat het systeem als differentiaal werkt.
Een mogelijkheid om dit differentiaal te blokkeren is er echter niet. Het kan dan ook voordelen bieden om de normale achterwielaandrijving te handhaven en de versnellingsbak te vervangen door een pomp-hydromotor combinatie. Dit opent tevens de mogelijkheid om de gesignaleerde nuttig effect moeilijkheden te omzeilen, zie bijvoorbeeld de beschrijving van de Güldner-Linde Hydro-Stabil installatie.

b. Stuurkleppen

Een stuurklep kan, in principe een klep of kraan zijn, waarmee men de vloeistoftoevoer kan afsluiten respectievelijk vrij geven. Er zijn echter een paar eisen, waaraan de stuurklep van een hydraulisch systeem moet voldoen, die maken dat de klep een wat ingewikkelder vorm dient te hebben.
Ten eerste zijn de toegepaste drukken veelal hoog: 100 kg cm^{-2} en meer. Dit maakt, dat een klep door de vloeistofdruk hetzij met grote kracht op zijn zitting wordt gedrukt, hetzij open gedrukt wordt. In het eerste geval kost het veel kracht om de klep te openen, in het tweede geval kost het veel kracht om de klep te sluiten. Bij kleppen met draadspindel is tevens de spindelafdichting een probleem.
Ten tweede betekent het eenvoudig weg verbreken van de vloeistofstroom, dat de pomp zijn vloeistof via de drukregelklep kwijt moet, waardoor de pomp vol belast blijft doorwerken. Het is dus gewenst om bij het sluiten van de stuurklep, de vloeistofstroom tegelijkertijd drukloos naar het reservoir af te voeren. Een drieweg-plugkraan kan hieraan voldoen, maar gaat bij hoge drukken gauw lekken en zal bovendien gemakkelijk gaan vreten door de benodigde hoge aanlegdruk in het kegelvlak. Men zal dan ook doorgaans stuurschuiven gebruiken, die tevens "ontlast" zijn zodat de vloeistofdruk geen verstelkracht op de schuif uitoefent. Veelal zal het mogelijk zijn om het huis van de schuif dusdanig te construeren, dat langs de schuif lekkende olie naar de retourleiding kan afvloeien. Aan de pakking van de bedieningsstang behoeven dan geen hoge eisen gesteld te worden en de benodigde verstelkracht kan gering zijn. Deze schuiven kunnen dan ook zeer goed electromagnetisch bediend worden.

Uit figuur II b 1 moge blijken, dat een cylindrische schuif met drie uitsparingen zeer goed kan dienen om een dubbelwerkende hefcylinder te bedienen. In de middenstand van de schuif zijn beide toevoerleidingen naar de hefcylinder afgesloten door de schuifdammen, zodat de vloeistof niet uit de hefcylinder kan wegstromen. De verpompte vloeistof kan, via de middelste uitsparing in de schuif, drukloos terugstromen naar het reservoir.
Beweegt men de schuif omhoog, dan wordt de pomp verbonden met de onderkant van de hefcylinder (via de onderste uitsparing in de schuif) zodat de hefzuiger omhoog gaat. De vloeistof uit de bovenkant van de hefcylinder kan, (via de omhoog gekomen middelste uitsparing in de schuif) terugstromen naar het reservoir.

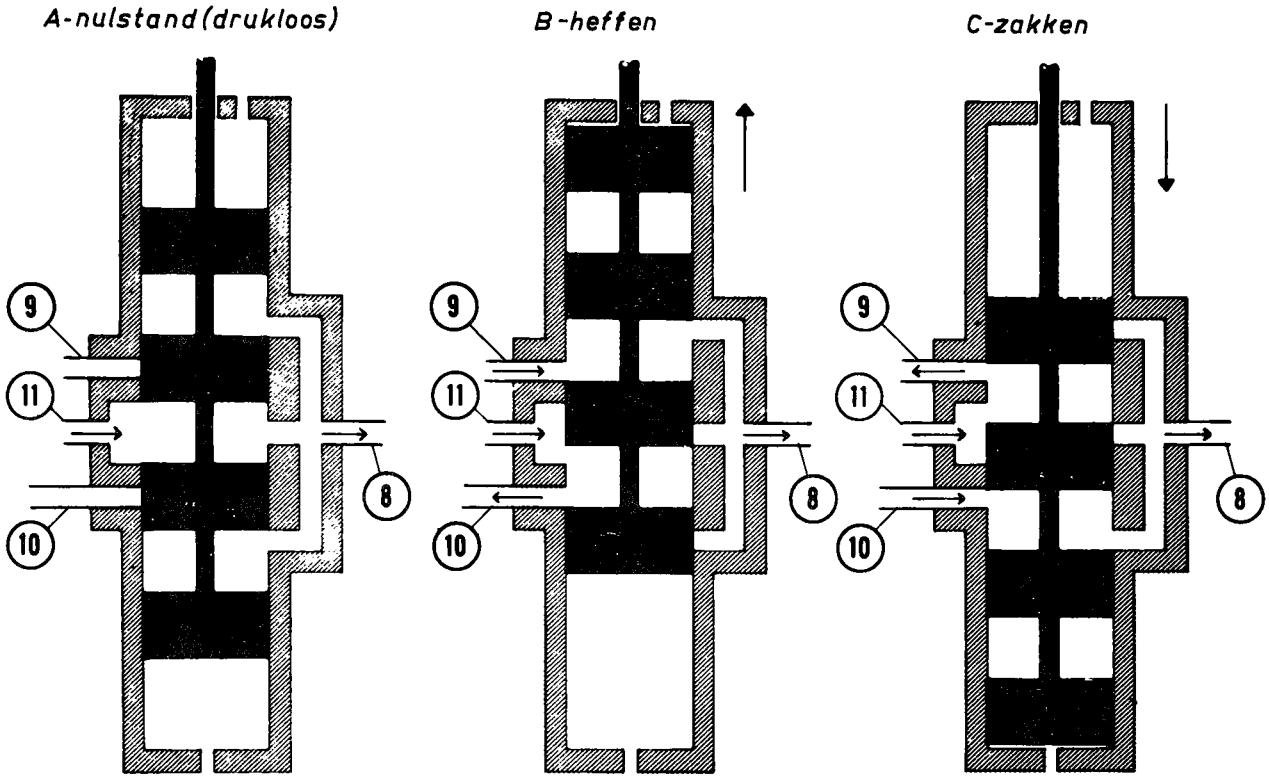


fig. II B 1 (zie blz. 32) Regelschuif voor een dubbelwerkende hefcylinder

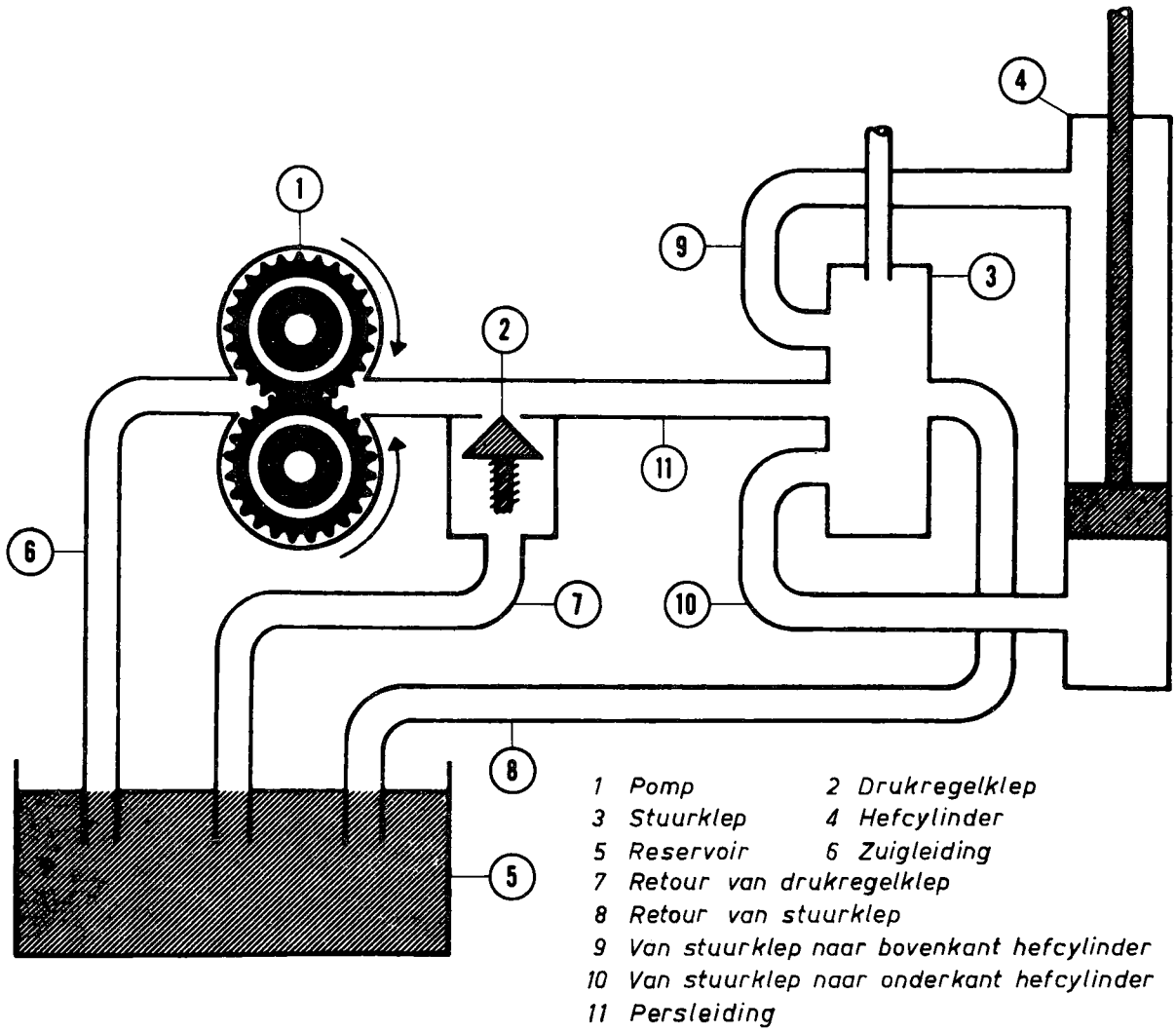


fig. II B 2 (zie blz. 33) Schema van een hydraulisch systeem met dubbelwerkende hefcylinder

Beweegt men de schuif omlaag, dan komt de bovenkant van de hefcylinder onder druk te staan en kan de vloeistof uit de onderkant van de hefcylinder afvloeien naar het reservoir.
Het schema van de complete installatie is weergegeven in figuur II b2. Het moge uit de tekening van de schuif blijken, dat hier heel wat snelheidsenergie verloren gaat door hoge plaatselijke snelheden en veranderingen in stroomrichting. Het is dan ook belangrijk om de snelheden in de schuif zelf zo laag mogelijk te houden, d.w.z. de doortochten zo groot mogelijk te kiezen. Hoge snelheden mag men eigenlijk alleen toelaten in "recht-door" boringen (zoals bijvoorbeeld in een plugkraan of een schuif-afsluiter), die afgeronde inloopkanten en geleidelijk wijder wordende uitloopkanten hebben. De tophoek van de kegelvormige uitloopkant dient maximaal 15 graden te zijn om een wervelvrije snelheidsvermindering te krijgen.

c. Regelapparatuur

Een drukregelklep (veiligheidsklep, maximaaldrukklep) kan bestaan uit een veerbelaste klep of kogel, zie figuur II c1. Nadeel: de druk loopt op bij toename van de doorstromende hoeveelheid en bij toename van de tegendruk in de overstroomleiding.
Geven wij de omstandigheden in de leiding de index 1, die in de klepdoortocht de index 2, die in de spleet tussen zitting en klep de index 3 en die in de afvoerleiding de index 4, dan kunnen wij stellen:

$$h_1 + \tfrac{1}{2}v_1^2 g^{-1} = h_2 + \tfrac{1}{2}v_2^2 g^{-1} = h_3 + \tfrac{1}{2}v_3^2 g^{-1} = h_4 + \tfrac{1}{2}v_4^2 g^{-1}.$$

Hierbij stellen wij:

h_1 = h = de maximale druk, die wij in de leiding willen handhaven.

v_1 = o = de (lage) stroomsnelheid in de leiding, waarvan wij de invloed buiten beschouwing laten.

h_2 = de druk op de regelklep, die evenwicht maakt met de ingestelde veerspanning gedeeld door het binnen de zittingdiameter vallende deel van het klepoppervlak

v_2 = de stroomsnelheid in de klepdoortocht

h_3 = de druk in de spleet tussen zitting en klep

v_3 = de snelheid in deze spleet

h_4 = de druk in de overstroomleiding, die wij gelijk aan nul stellen (meters vloeistofkolom overdruk)

v_4 = de snelheid in de overstroomleiding, waarvan wij de invloed verwaarlozen.

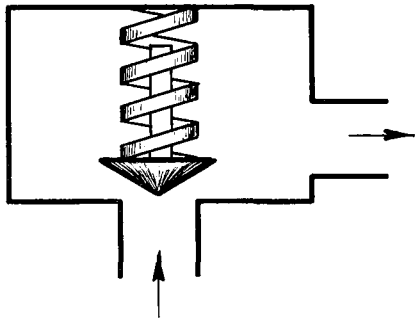


fig. II C 1 Drukregelklep
(zie blz. 33)

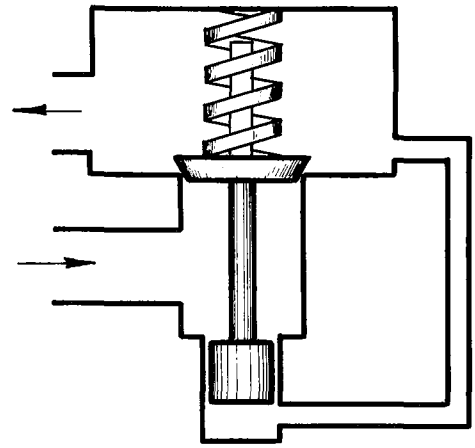


fig. II C 2 Differentiaal - drukregelklep
(zie blz. 34)

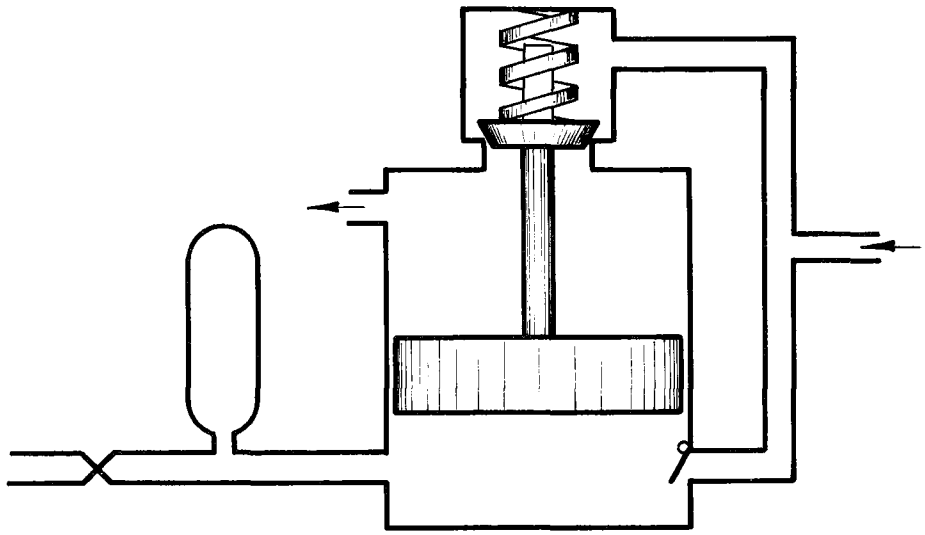


fig. II C 3 Differentiaal - ontlastklep (zie blz. 35)

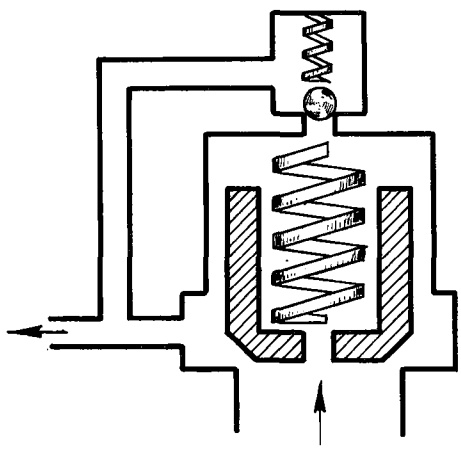


fig. II C 4 Gestuurde drukregelklep
(zie blz. 35)

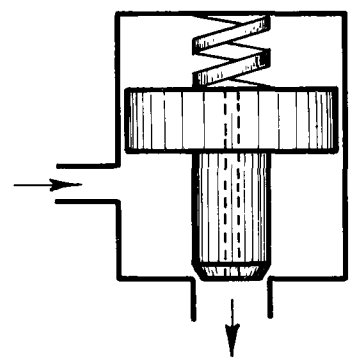


fig. II C 5 Differentiaal - druk - regelklep (zie blz. 36)

Nemen wij aan, dat alle snelheidsenergie in de spleet in warmte wordt omgezet en nemen wij aan dat $h_3 = h_4 = o$ (indien h_3 groter dan h_4 was, dan zou v_4 toenemen totdat dit evenwicht was bereikt), dan volgt de stroomsnelheid v_3 in de spleet uit: $v_3^2 = 2\ gh_2 + v_2^2 = 2\ gh$. Immers v_1 wordt verwaarloosd.
Wordt nu echter de snelheid v_2 in de doortocht van de klep groot, dan daalt de druk h_2 in deze doortocht, d.w.z. de druk h in de leiding moet met een evenredig bedrag oplopen, om de klep open te drukken. Kiezen wij bijv. een klepdoortocht van 1 cm^2 en een veerdruk van 100 kg, dan is daarmee de vloeistofdruk, waarbij de klep opent: 100 kg cm^{-2} = 1000 m waterkolom (gesteld dat wij water verpompen). Bij een, door de klep te spuien, hoeveelheid van 10000 cm^3 sec^{-1}, wordt de stroomsnelheid in de klep 100 m sec^{-1}, zodat de toestand wordt (met g = 10)

$2\ gh = 2\ gh_2 + v_2^2 = v_3^2$

$20\ h = 20\ .\ 1000 + 100^2 = 30000 = v_3^2$

h = 1500 m waterkolom = 150 kg cm^{-2}, d.w.z. de druk stijgt 50 kg cm^{-2} boven de insteldruk van de klep. De stroomsnelheid in de spleet wordt 174 m sec^{-1} en daarmee het, voor een doorstroming van 10000 $cm^3 sec^{-1}$ benodigde spleetoppervlak 0,58 cm^2 dus de lichthoogte van de klep (bij een omtrek van 3,55 cm): 0,16 cm. Wij zien, dat ondanks de veel te kleine afmetingen van de klep, de lichthoogte nog zeer gering is, zodat de veerspanning nauwelijks zal zijn toegenomen boven de 100 kg ingestelde druk.
Moraal: kies een drukregelklep van ruime diameter opdat de druk niet te veel oploopt wanneer de volle pompcapaciteit door de klep moet passeren. Een tweede onaangename eigenschap van deze kleppen is dat zij gemakkelijk in trilling komen. Dit is te ondervangen door de klepsteel (die bijv. even dik kan zijn als de buitendiameter van de klep, zodat de klep de vorm van een schuif aanneemt) een lange geleiding met geringe speling te geven, hetgeen echter de kans op klemmen bij vuil in de vloeistof sterk vergroot.

Voert men de drukregelklep als <u>differentiaal-drukregelklep</u> uit (zie fig. II c2) dan kan men met een veel slappere veer volstaan en wordt de aanlegdruk van de klep op zijn zitting veel geringer. Immers de veerdruk is nu in evenwicht met de vloeistofdruk maal het verschil in oppervlak tussen klep en plunjer. Vooral voor grote door te laten hoeveelheden is dit van belang. Geeft men de "lekleiding" van de onderkant van de plunjer naar de overstroomleiding een geringe doortocht, dan heeft men tevens demping aangebracht. Dit type klep heeft een constante lek langs zijn plunjer, afhangende van de plunjerspeling.

Keert men de verhoudingen bij de differentiaal-drukregelklep om (zie fig. II c3), dan kan men door het aanbrengen van een paar verfijningen bereiken, dat de pomp drukloos door blijft pompen wanneer een bepaalde druk in het systeem is bereikt en geen vloeistof wordt afgenomen. Men zou dit een differentiaal-ontlastklep kunnen noemen. Stel dat een drukketel aanwezig is en dat de druk zo hoog is opgelopen, dat de regelklep opent. Hierdoor daalt de druk boven de klep iets en de plunjer gaat nog verder omhoog. Dank zij een aangebrachte terugslagklep kan de druk onder de plunjer niet afvloeien naar de pompleiding, zodat de druk boven de klep geheel kan wegvallen en de veer nu niet belast wordt met de druk maal het verschil van het oppervlak tussen plunjer en klep maar met de druk maal het plunjeroppervlak.
Heeft de klep 10% van het oppervlak van de plunjer, dan zal de veerdruk dus tot 10/9 van zijn "openingswaarde" stijgen. Gaat men weer vloeistof uit het systeem afnemen, dan zal de druk tot 9/10 van de "openingswaarde" moeten dalen, voordat de klep zal sluiten. Zolang er vloeistof afgenomen wordt, werkt de klep normaal als drukregelklep.
De lek langs de plunjer kan men vermijden door deze te vervangen door een membraan.

Bij de gestuurde drukregelklep (zie fig. II c4) is de stuurkogel in serie geplaatst met een regelschuif, die in zijn ondervlak een klein gaatje heeft. Loopt de druk in het systeem op tot de druk, waarbij de stuurkogel van zijn zitting komt, dan daalt de druk achter de regelschuif (die door een slappe veer op zijn zitting wordt gedrukt) en deze gaat omhoog. Bij hoge stroomsnelheden in de schuifdoortocht gaat het gaatje in de schuif als "Pitotbuis" werken, d.w.z. het gaatje "meet" de statische druk k plus de snelheidsdruk die uit de snelheid v volgt. De stuurkogel blijft daardoor onder de volle leidingdruk staan, maar ook de achterkant van de schuif. Dit geeft dus toch de zelfde schuifbelasting als bij de direct werkende drukregelklep, zodat ook hier voor lage snelheden in de doortocht gezorgd moet worden.
De demping van de schuif is goed en is een functie van de doortocht van het gaatje in de schuif.

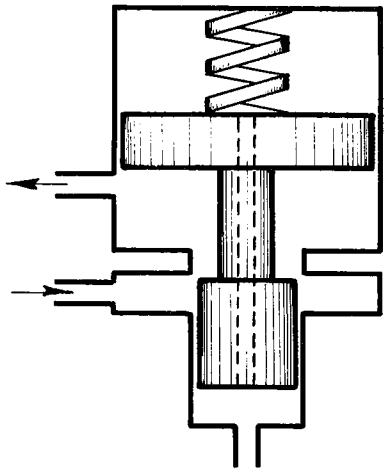


fig. II C 6 Drukvalklep (zie blz. 36)

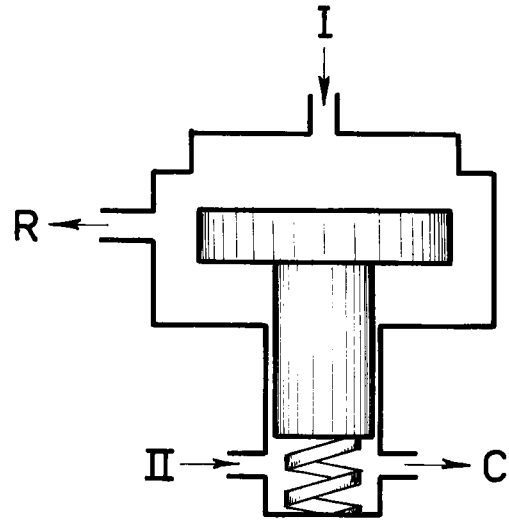


fig. II C 7 Verschildrukklep (zie blz. 37)

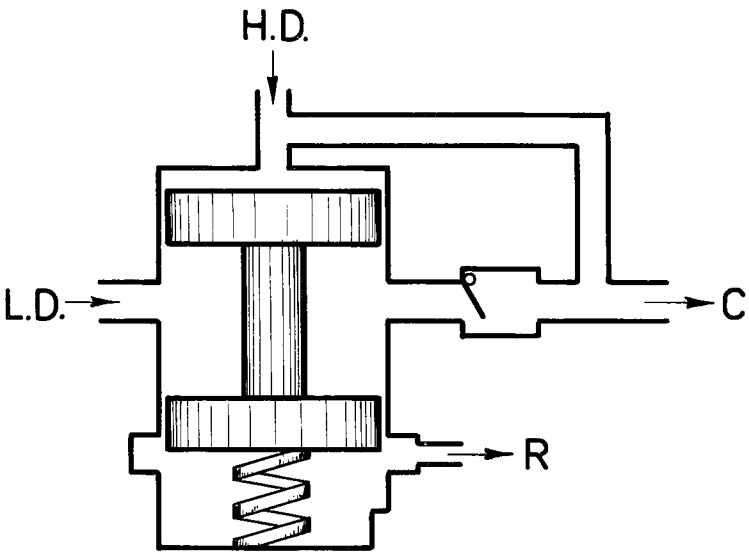


fig. II C 8 Afschakelklep (zie blz. 37)

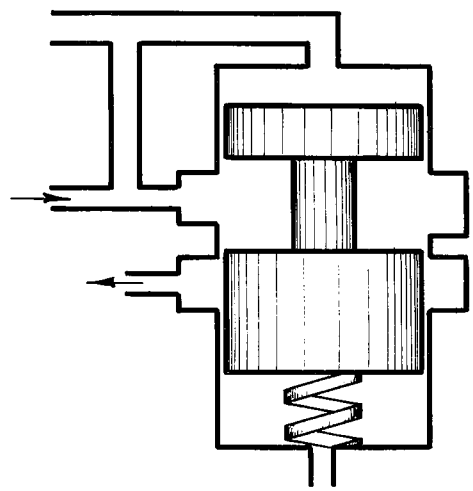


fig. II C 9 Bijschakelklep (zie blz. 38)

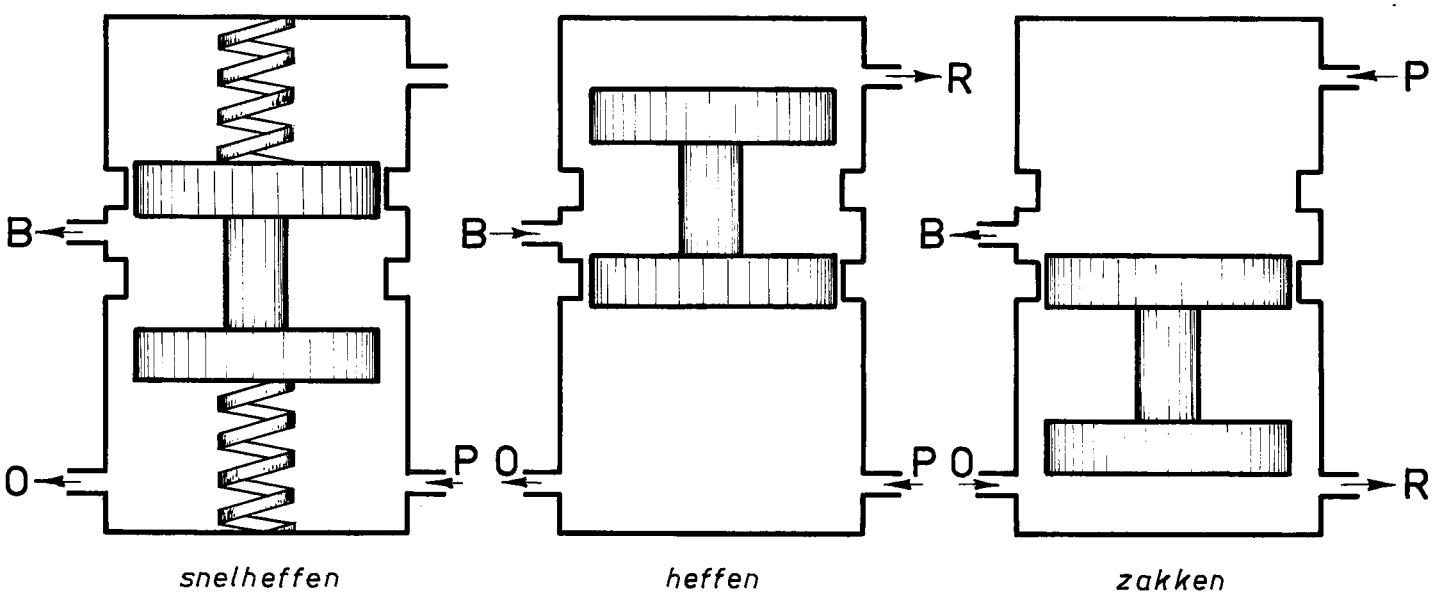


fig. II C 10 Omschakelklep (zie blz. 38)

Een variant op de differentiaal-drukregelklep van fig. II c2 is het eenvoudige regelklepje van fig. II c5. De omloopleiding is nu als boring in de klep zelf uitgevoerd. Noemen wij de veerdruk K, de toevoerdruk P, de afvoerdruk p, het bovenoppervlak O en het klepzittingoppervlak o, dan is:

$$K + pO - po = P\,(O - o) \text{ ofwel } P = p + K/(O - o).$$

De demping is een functie van de boring in de klep.

Een ietwat ingewikkelder mechanisme is de drukvalklep van fig. II c6. Een aparte lek-aansluiting naar het reservoir of een drukloze retourleiding is nodig, omdat het hier gaat om de voeding van een drukreservoir, dat ingesteld is op een lagere druk dan de druk in de rest van het pompcircuit. Noemen wij de veerdruk K, het grote ringoppervlak van de klep O, het kleine ringoppervlak o, de inlaatdruk P en de uitlaatdruk p, dan wordt de werking van de klep als volgt:
Wanneer p (O - o) groter is dan K, gaat de klep omhoog en wordt de verbinding met de hogedrukleiding afgesloten.
Zakt nu p (O - o) beneden K, dan gaat de klep omlaag en kan toevoer van vloeistof onder druk plaatsvinden.
Nu staat het grote ringoppervlak O onder de afvoerdruk p en het kleine ringoppervlak o onder de toevoerdruk P, dus: $pO = K + Po$.
De klep sluit nu weer, zodra pO groter wordt dan $K + Po$.

Wij hebben gevonden dat de klep opent zodra de druk p_1 zakt beneden $K/(O - o)$ en weer sluit zodra de druk p_2 stijgt boven $K/O + Po/O$. Hieruit volgt, dat de druktoename tussen openen en weer sluiten is: $p_2 - p_1 = K/O + Po/O - K/(O - o)$
Kiezen wij $o = \frac{1}{2}O$ dan vinden wij: $p_2 - p_1 = K/O + \frac{1}{2}P - 2K/O = \frac{1}{2}(P - K/O)$
en met $o = \frac{1}{4}O$: $p_2 - p_1 = K/O + \frac{1}{4}P - 4K/3O = \frac{1}{4}(P - 4K/3O)$
Verder is, voor $o = \frac{1}{2}O$ de druk $p_1 = K/(O - o) = 2K/O$ en voor $o = \frac{1}{4}O$ wordt $p_1 = 4K/3O$. Vullen wij deze waarde in de formules in, dan vinden wij:
Met $o = \frac{1}{2}O$ wordt de verschildruk $p_2 - p_1 = \frac{1}{2}(P - 2K/O) = \frac{1}{2}(P - p_1)$
Met $o = \frac{1}{4}O$ wordt de verschildruk $p_2 - p_1 = \frac{1}{4}(P - 4/3K/O) = \frac{1}{4}(P - p_1)$
Met $o = 0{,}1\,O$ wordt de verschildruk $p_2 - p_1 = 0{,}1(P - p_1)$.

Hoe kleiner men het "hogedruk" oppervlak o kiest, des te kleiner wordt de druksprong tussen vullen en sluiten. Verder is het verschil tussen de systeemdruk P en de reservoirdruk p een functie van de veerspanning en de oppervlakte-verhoudingen. Hoe slapper de veer, des te groter wordt $P - p_1$ Kiezen wij bijvoorbeeld o = 0,1 O dan wordt de sluitdruk $p_2 = K/O + Po/O = K/O + 0{,}1P$. Wensen wij dat $p_2 = \frac{1}{2}P$ dan vinden wij $\frac{1}{2}P = K/O + 0{,}1P$ dus $K/O = 0{,}4P$. Hebben wij O gekozen dan ligt de veerdruk K hiermee dus vast.

Wij weten ook dat voor o = 0,1 O de openingsdruk $p_1 = K/(O - o) = 10K/9.O$ en met $K/O = 0{,}4P$ vinden wij $p_1 = 4/9\ P = 0{,}444P$. De drukval tussen sluiten en openen is 0,056P, ook te vinden uit de formule $p_2 - p_1 = 0{,}1\ (P - p_1)$.

Door een ietwat andere rangschikking van de aansluitingen krijgen wij de <u>verschildrukklep</u> van fig. II c7. Men denke zich een systeem van twee in serie geschakelde pompen, waarbij het opgenomen vermogen van iedere pomp gelijk is aan de doorstromende hoeveelheid maal de druktoename in de pomp. Noemen wij de einddruk van de eerste pomp p en sluiten wij deze pomp bij I aan, dan kan een deel van de capaciteit van de pomp afvloeien naar het reservoir R. De rest van de vloeistof wordt toegevoerd aan de tweede pomp (onder de druk p), die een einddruk P heeft en bij II is aangesloten op de regelklep. De door de pomp verpompte vloeistof stroomt bijvoorbeeld naar een hefcylinder C. Noemen wij het bovenoppervlak van de schuif O en het onderoppervlak o, dan wordt de evenwichtsvergelijking bij een veerdruk K:

$pO = K + Po$

met $o = \frac{1}{2}O$ wordt $pO = K + \frac{1}{2}PO$ ofwel $p = \frac{1}{2}P + K/O$

met $o = \frac{1}{4}O$ wordt $pO = K + \frac{1}{4}PO$ ofwel $p = \frac{1}{4}P + K/O$

met $o = 0{,}1\ O$ wordt $pO = K + 0{,}1\ PO$ ofwel $p = 0{,}1P + K/O$

Met de oppervlakverhoudingen en de veerdruk heeft men dus de drukverhoudingen geheel in de hand. Voorwaarde voor een goede werking van dit systeem is, dat de eerste pomp een iets grotere capaciteit heeft dan de tweede, zodat steeds enige vloeistof uit de lagedruktrap afvloeit.

<u>De afschakelklep</u> van fig. II c8 dient voor een systeem met lagedruk- en hogedrukpomp, waarbij beide pompen parallel werken zolang de weerstand van bijv. een hydraulische pers laag is. Neemt de druk toe, dan zal op een gegeven moment de regelschuif omlaag gaan en de lagedrukpomp voert zijn vloeistof drukloos af naar het reservoir. Een terugslagklep in de persleiding zorgt ervoor, dat nu de door de hogedrukpomp geleverde vloeistof niet kan afvloeien naar het reservoir.

De bijschakelklep van fig. II c9 werkt als volgt: bij stijging van de druk boven de door de veer ingestelde waarde gaat vloeistof door de klep stromen. De pomp verplaatst bijvoorbeeld eerst een lagedruk hefcylinder. Wanneer deze in zijn eindstand aanslaat, stijgt de druk in het systeem en de klep verbindt de pomp met een hogedruk hefcylinder van geringer diameter. Men kan dit dus ook als een drukregelklep beschouwen, die onafhankelijk is van de tegendruk. De onderkant van de schuif moet een lek-aansluiting hebben naar het reservoir.
Met de omschakelklep van fig. II c10 verbindt men in de nulstand van de klep zowel de onderkant als de bovenkant van een dubbelwerkende hefcylinder met de pomp. Het zuigeroppervlak is nu gelijk aan het oppervlak van de zuigerstang. Men krijgt nu een zeer snelle beweging van de (onbelaste) zuiger. Neemt de druk toe, dan beweegt de regelschuif omhoog en kan de vloeistof van de bovenkant (het deel, waarin zich de zuigerstang bevindt) drukloos naar het reservoir afvloeien en krijgt de onderkant vloeistof onder druk toegevoerd.
Verwisselt men, met behulp van de stuurklep, de aansluitingen van pomp en terugloop naar het reservoir, dan beweegt de regelschuif omlaag en krijgt de bovenkant van de hefcylinder vloeistof onder druk, terwijl de vloeistof van de onderkant drukloos kan afvloeien.
Noemen wij het schuifoppervlak O en gebruiken wij twee gelijke veren, waarvan de veerkracht is: $K = ak$.
Hierin is a de indrukking van de veer en k de veerconstante, die afhangt van draaddikte, veerdiameter en aantal windingen. In de "nulstand" zijn beide veren ingedrukt over een afstand A en hebben dus een voorspanning $K = Ak$. Deze voorspanningen zijn gelijk en tegengesteld gericht zolang er geen vloeistofdruk is. Noemen wij nu de vloeistofdruk bij het "snel heffen" : p en de druk bij het "persen" P (zowel bij heen- als teruggang van de hefcylinder) en nemen wij verder aan dat de afvoerdruk naar het reservoir nul is. De veerdruk van de bovenste veer noemen wij K_1 en die van de onderste noemen wij K_2.
Bij de snelgang wordt de situatie :
$pO + K_2 = K_1$ ofwel $K_1 - K_2 = pO$
Vervangen wij K_1 door $(A + a)\,k$ en K_2 door $(A - a)\,k$, waarin a de verplaatsing naar boven van de schuif is, dan krijgen wij :
$(A + a)\,k - (A - a)\,k = pO$ ofwel $2\,ak = pO$ dus $a = pO/2k$.
Het hangt nu van p, k en de breedte van de afdichtingsrand af, of bij deze druk de "snelgang" gehandhaafd blijft.

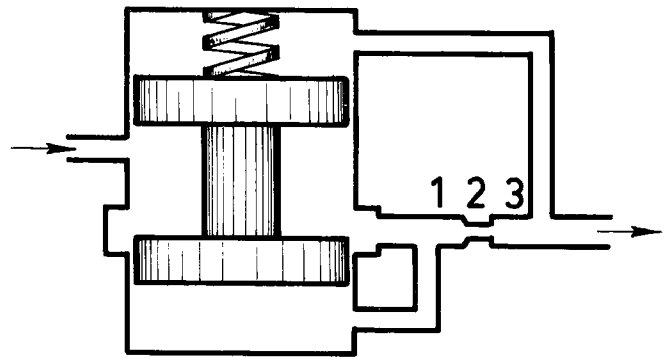


fig. II C 11 Smoorregelklep (zie blz. 39)

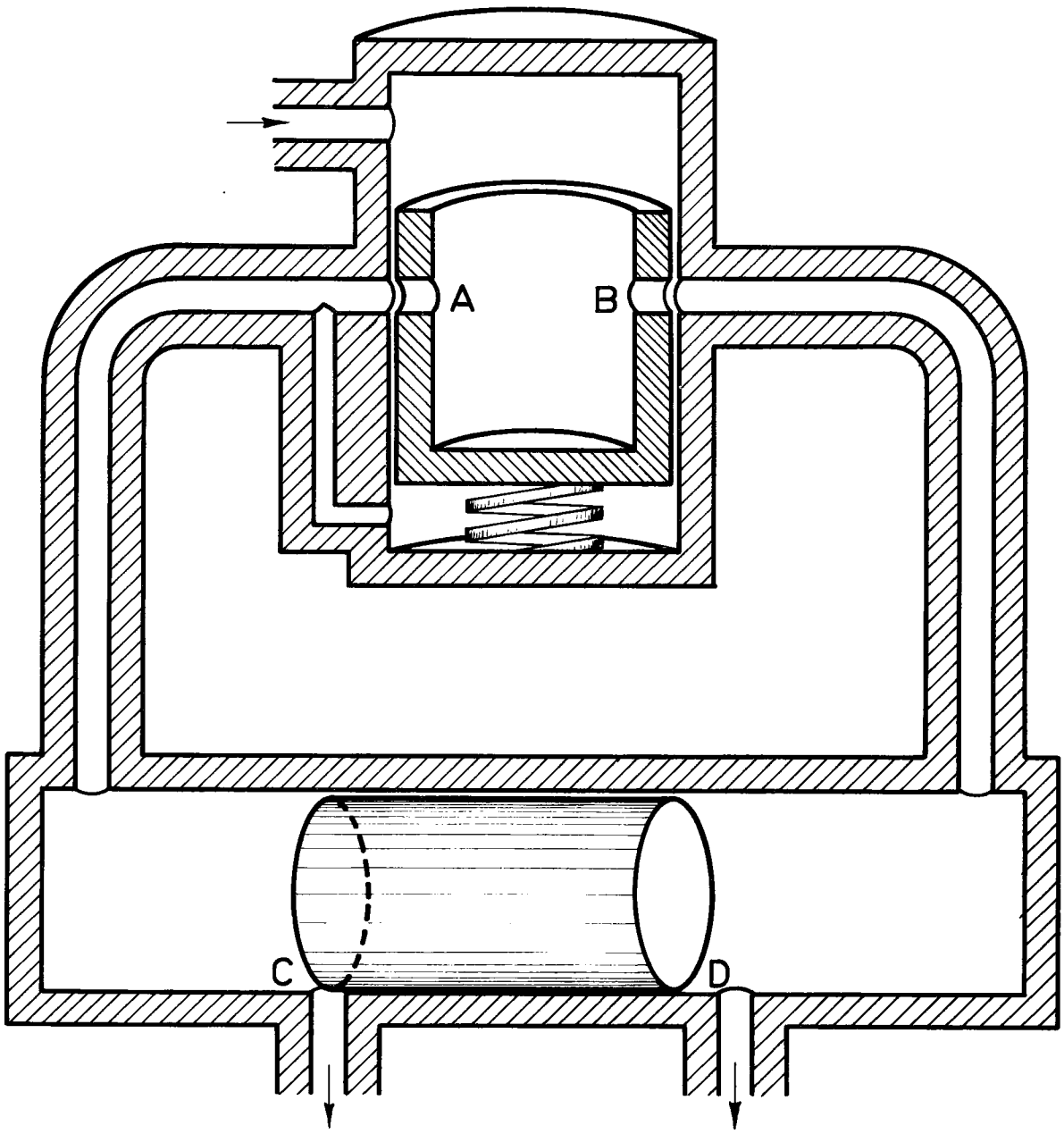


fig. II C 12 Volume-regelklep (zie blz. 40)

Aan het einde van de snelgang stijgt de druk plotseling tot P en wordt de schuifverplaatsing: $b = PO/2k$.
Deze zelfde schuifverplaatsing (vanuit de nulstand) wordt verkregen, maar nu de andere kant uit, wanneer het systeem wordt omgeschakeld op teruggang van de hefcylinder.
Nemen wij een schuifslag b aan van 1 cm bij een druk P van 100 kg cm^{-2} en een schuifoppervlak O van 2 cm^2, dan wordt $b = PO/2k$ ofwel $1 = 100 \cdot 2/2k$ waaruit $k = 100$ kg cm^{-1}. Het moge tevens opvallen, dat de voorspanning A van de veren geen enkele invloed heeft.
Nemen wij aan, dat een schuifslag a = 2 mm getolereerd mag worden tijdens de snelgang (anders wordt de doortocht voor de bovenkant van de hefcylinder te veel geknepen) dan mag tijdens deze periode de druk niet oplopen boven 20 kg cm^{-2} = 20% van de werkdruk. Is het oppervlak van de zuigerstang 10% van het oppervlak van de hefzuiger, dan mag de <u>belasting</u> van de hefzuiger niet hoger zijn dan 10% van 20% = 2% van de belasting tijdens de werkslag. Wij zouden de schuif in zijn nulstand wat lager in het huis kunnen plaatsen (ten opzichte van de dammen) waardoor de snelgang bij wat hogere drukken nog gehandhaafd blijft, maar hierdoor stijgt tevens de druk, benodigd om de schuif in zijn hoogste stand te krijgen, die weer nodig is om voldoende doortocht voor het drukloos afvloeien van de vloeistof van de bovenkant van de hefcylinder te verkrijgen.
Een andere mogelijkheid is, om boven een veer met veel hogere veerconstante te kiezen dan beneden, waardoor tevens de druk lager wordt, die nodig is om de schuif op zijn juiste plaats te krijgen voor de teruggang.

Toepassing van de wet van Bernouilli op de <u>smoorregelklep</u> van figuur II c11 leert ons:
$2\ gh_1 + v_1^2 = 2\ gh_2 + v_2^2 = 2\ gh_3 + v_3^2$, waarbij de indices 1, 2 en 3 doelen op respectievelijk de uitstroomleiding van de klep, de vernauwing in de uitstroomleiding en de daarop volgende toevoerleiding van het te bedienen apparaat. Zijn de diameters van 1 en 3 gelijk - en daarmee dus de snelheden v_1 en v_3-, dan zijn volgens Bernouilli ook de statische drukken h_1 en h_3 gelijk. Daar echter de vernauwing een recht afgesneden uitloopkant heeft, zal hier praktisch geen snelheidsenergie meer in druk worden omgezet, dus $h_2 = h_3$.
Daar $2\ gh_2 = 2\ gh_1 + v_1^2 - v_2^2$ wordt nu:
$2\ gh_3 = 2\ gh_1 + v_1^2 - v_2^2$ ofwel $2\ g\ (h_1 - h_3) = v_2^2 - v_1^2$.

De drukval $h_1 - h_3$ over de vernauwing (in meters vloeistofkolom) is evenredig aan het kwadraat van de stroomsnelheid in de vernauwing en maakt evenwicht met de veerdruk op de regelschuif. Bij overschrijding van een bepaalde stroomsnelheid - afhangende van de veerdruk - zal de rand van de omhoog komende regelschuif de doortocht sterk gaan verkleinen, zodat de stroomsnelheid praktisch niet meer toe zal nemen. De regelklep beperkt dus de doorstromende hoeveelheid - onafhankelijk van de druk - tot een vrij nauw begrensd maximum.

Volume-regelklep (fig. II c12). De vloeistof treedt binnen onder een druk P, snelheid v en volume Q. Bij de gaten A en B van de verdeelschuif splitst de vloeistofstroom zich en de situatie direct achter de gaten is: druk P_1, snelheid v_1 en volume Q_1 voor het gat A en de zelfde grootheden met indices 2 voor het gat B.
De doortochten, die door de gaten A en B worden vrijgelaten hebben een oppervlak f_1 resp. f_2. Het oppervlak van de verdeelschuif is F en de veerdruk is K.
De regelschuif laat bij C een doortocht f_3 vrij, terwijl ook de andere grootheden de index 3 krijgen, terwijl voor het gat D de indices 4 gebruikt worden. Deze indices 3 en 4 gelden dus voor de twee uittredende vloeistofstromen.
De verdeelschuif voldoet aan de voorwaarde, dat steeds $f_1 = f_2$, terwijl de regelschuif een dusdanige lengte heeft, dat steeds een der gaten C of D geheel open is.
Daar onder de verdeelschuif (AB) de druk P_1 en boven de schuif de druk P heerst, is de evenwichtsvergelijking:
$PF = P_1F + K$ waaruit $P - P_1 = K/F$.
In woorden: de drukval over de gaten A en B is dusdanig, dat de druk in de leiding, die met A verbonden is (en tevens met de onderkant van de verdeelschuif) een hoeveelheid gelijk aan de veerdruk gedeeld door het zuigeroppervlak lager is dan de pompdruk. Deze drukval ontstaat door omzetting van de stroomsnelheidsenergie in de doortochten bij A en B in warmte.

De zwevende regelschuif (CD) zal zich dusdanig instellen, dat de druk op beide einden van de schuif gelijk is, dus $P_1 = P_2$. Hieruit volgt dat $Q_1 = Q_2 = Q_3 = Q_4 = \frac{1}{2}Q$. De vloeistofstroom wordt dus netjes in twee gelijke hoeveelheden verdeeld.
Hoe is nu de situatie bij de uitstroomgaten C en D ?

Ook hier wordt de snelheidsenergie in warmte omgezet, dus wij mogen stellen: $v_3^2 = 2\ gh_3$ waarbij h_3 de drukval over het gat in meters waterkolom is. Schrijven wij voor h_3 de waarde $P_1 - P_3$ en voeren wij een "omrekeningsconstante" C in, dan wordt: $v_3^2 = C\ (P_1 - P_3) =$ $C\ (P - K/F - P_3)$, immers $P - P_1 = K/F$. Nemen wij aan, dat tussen de beide uitstroomleidingen een drukverschil p heerst, dus $P_4 = P_3 + p$, dan wordt $v_4^2 = C\ (P - K/F - P_3 - p)$.

Daar $Q_3 = v_3 f_3 = Q_4 = v_4 f_4$ is $\frac{v3}{v_4} = \frac{f4}{f3}$, dus:

$$\left(\frac{f3}{f4}\right)^2 = \frac{P - K/F - P3 - p}{P - K/F - P_3}$$

Voor de smoorverliezen in de gaten A, B, C en D hadden wij gesteld: $v^2 = 2\ gh$. Nemen wij olie met een s.g. van 0,8 dan is 1 kg cm^{-2} = 12,5 m vloeistofkolom zodat wij h kunnen vervangen door 12,5 maal de drukval in kg cm^{-2}. De wortel uit 2 g . 12,5 is dan ongeveer 16, zodat v = 16 maal de wortel uit de drukval.

Over de verdeelschuif is de drukval K/F, zodat daar $v = 16\sqrt{K/F}$.

Kiezen wij een systeem met een capaciteit van 2 liter per seconde (= 0,002 $m^3 sec^{-1}$) terwijl K/F = 1 kg cm^{-2}, dan wordt $Q_1 = v_1 f_1 = f_1 \cdot 16\sqrt{K/F} =$ $16\ f_1 = 0{,}001\ m^3 sec^{-1}$ waaruit $f_1 = 6 \cdot 10^{-5}\ m^2 = 0{,}6\ cm^2$. Stellen wij $f_4 = f_2 = f_1$ dan wordt ook hier de drukval 1 kg cm^{-2}, immers er stroomt dezelfde hoeveelheid vloeistof door. Hieruit volgt dat $P_4 = P_3 + p = P - 2$ kg cm^{-2} en tenslotte dat $P_3 = P - 2 - p$ kg cm^{-2}.

De oppervlakteverhouding f_3/f_4 kunnen wij nu schrijven als:

$$\left(\frac{f3}{f_4}\right)^2 = \frac{P - K/F - P3 - p}{P - K/F - P_3} = \frac{P - 1 - (P - 2 - p) - p}{P - 1 - (P - 2 - p)} = \frac{1}{1 + p}$$

Bij een drukverschil p = o wordt $f_3 = f_4$, terwijl bij p = 99 de doortocht f_3 geknepen wordt tot 0,1 f_4. Dat is in ons rekenvoorbeeld dus 0,06 cm^2. Is de maximum pompdruk 150 kg cm^{-2}, dan kan P_4 maximaal 148 kg cm^{-2} worden en P_3 maximaal 49 kg cm^{-2}. Wij zien, dat een lichte veer onder de verdeelschuif gekozen kan worden zodat het drukverlies over deze schuif slechts zeer gering is.

Door de verdeelschuif dubbelwerkend te maken, kunnen wij zelfs bereiken dat het systeem als retourklep kan werken bij handhaving van het principe der "gelijke hoeveelheden".

Voor deze en andere finesses worde verwezen naar het boekwerkje. Grundlagen der Oelhydraulik uit de serie Oelhydraulik und Pneumatik, Krausskopf-Verlag, Mainz.

VERENIGING VOOR HYDRAULIEK

SYMBOLEN VOOR HYDRAULISCHE SYSTEMEN

SYMBOOL	BETEKENIS
	Werkleiding
	Stuurleiding
	Lekleiding
	Buigzame leiding
	Leidingverbinding
	Kruisende leidingen
	Ontluchtingspunt
	Leiding naar tank
	Afgesloten aansluiting
	Afgesloten leiding
	Aftakpunt
	Snelkoppeling met twee terugslagkleppen, gekoppeld
	Draaibare verbinding met één doorvoerweg

SYMBOOL	BETEKENIS
	Aanduiding van regelbaarheid
	Pomp met vaste opbrengst in één stroomrichting
	Pomp met verandelijke opbrengst in één stroomrichting
	Hydromotor met vaste olie-afname per omwenteling, geschikt voor één draairichting
	Hydromotor met veranderlijke olieafname per omwenteling, geschikt voor één draairichting
	Zwenkmotor met beperkte hoekverdraaiing

SYMBOOL	BETEKENIS
	Enkelwerkende cilinder plunjertype
	Enkelwerkende cilinder zuigertype
	Dubbelwerkende cilinder
	Dubbelwerkende cilinder met doorlopende zuigerstang
	Telescoopcilinder
1 0 2	Basissymbool voor een stuurschuif. Het aantal velden geeft het aantal schakelstanden aan welke door cijfers kunnen worden aangeduid.
	De leidingaansluitingen worden getekend aan het veld dat de nulstand aangeeft.
	Binnen het veld geven de lijnen de doorvoerwegen aan, de pijlen de stroomrichtingen
	Blokkeringen worden aangegeven door een dwarsstreepje

SYMBOOL	BETEKENIS
	Blijft een doorvoerweg gedurende de standveranderingen met een der aansluitingen verbonden, dan wordt die zijde aangegeven door een dwarsstreepje
Stuurschuiven zijn kort te omschrijven door aan het woord "schuif" vooraf te doen gaan het aantal werkzame aansluitingen en schakelstanden, als volgt: 4/3-schuif, voor een stuurschuif met 4 werkzame aansluitingen en 3 schakelstanden; spreek uit: 4-weg 3 standen schuif.	
	Omloopstand
	Vrijstand
	Blokkeerstand
	Differentiaalstand
	Oploopstand
	Afloopstand
	Parallelstand
	Kruisstand
	Drukbegrenzingsklep
	Reduceerklep

SYMBOOL	BETEKENIS
	Volgordeklep
	Ontlastklep
	Smoorpunt
	Regelbare smoorklep
	Smoor- terugslagklep
	Terugslagklep
	Hydraulisch gestuurde terugslagklep
	Dubbele borgklep
	Wisselklep

SYMBOOL	BETEKENIS
	Tank Druktank
	Manometer
	Drukschakelaar
	Hydraulische accumulator
	Drukomvormer
	Filter
	Oliekoeler
	Olieverwarmer
	Bouweenheid

SYMBOOL	BETEKENIS
	Mechanische bediening
	Hand- of voetbediening
	Directe hydraulische bediening
	Hydraulische bediening met hulpplunjer
	Electro- magnetische bedie-ning
	Persluchtbediening
	Veerbekrachtiging

SYMBOOL	BETEKENIS
	Mechanische vergrendeling
	Aandrijfas
	Askoppeling
	Electromotor
	Verbrandingsmotor

DIT BLAD WORDT U AANGEBODEN DOOR :

R. Nieuwland
HANDELSONDERNEMING
AFD. HYDRAULIEK
POSTBUS 26 – HARSELAARSEWEG 1-2
BARNEVELD - TEL. (03420) 2215 - TELEX 47163

LID VAN DE VVH VERENIGING VOOR HYDRAULIEK

d. Hydraulische schema's

Naar analogie van electrische schema's, heeft men een aantal symbolen gemaakt voor hydraulische apparatuur, die het mogelijk maken om een simpel schema op te stellen voor hydraulische installaties. Aan de hand van een publicatie van de Vereniging voor Hydrauliek kunnen wij betreffende de gekozen symbolen het volgende opmerken:
Een werkleiding (bv. verbinding tussen pomp en stuurklep) wordt aangegeven met een getrokken lijn. Kruisende leidingen geeft men aan door de lijnen simpelweg loodrecht te laten kruisen (vroeger werd, ook in de electrotechniek, ter plaatse een boogje in een der leidingen getekend), terwijl verbindingen worden aangegeven door een zwarte stip op het verbindingspunt.
Een stuurleiding (bv. hydraulische besturing van een klep) wordt aangegeven door een streeplijn, een lekleiding (afvoer van lekvloeistof naar het reservoir) door een stippellijn.
Buigzame leiding tekent men "gebogen", met zwarte stippen op de plaatsen waar de leiding aan het systeem gekoppeld zit.
Het symbool voor een ontluchtingspunt lijkt wat op een manometerschaal met wijzer: een kort verticaal stukje pijp, met zwarte stip aan de horizontaal lopende werkleiding verbonden, en boven dit pijpje een gebogen afdakje voor het spatten. De leiding naar de tank ligt wat beter in het "gezicht": een stukje pijp met een opvangschaaltje eronder. Men kan nog verschil maken tussen aansluitingen boven respectievelijk onder het vloeistofniveau, door enige afstand tussen pijp en opvangschaal te houden resp. de pijp door te trekken tot tegen de opvangschaal.
De open tank wordt aangegeven door een "schaal" (horizontaal lijntje met opstaande kanten), de druktank door een gesloten liggende cylinder met bolle einden. De drukaccumulator is een staande cylinder met bolle einden. Zie blz. 3 van het tekeningenblad.
Een afsluiter of afsluiting wordt door een kruis in de leiding aangegeven, terwijl toevoeging van een half kruis (pijlpunt) hieraan duidt op een aftakking.
Een terugslagklep (éénrichtingsverkeer) wordt aangegeven door een kogeltje in een pijlpunt. Zie ook blz. 3 van het tekeningenblad. Houdt men enige afstand tussen kogel en pijlpunt, dan krijgt men een snelkoppeling en verdubbelt men de figuur dan krijgt men de aangekoppelde snelkoppeling, die zowel in de leiding als in de slang een terugslagklep heeft.
Een draaibare verbinding kan men aangeven door op de leiding een cirkeltje met pijl te tekenen.

Regelbaarheid wordt aangeduid door een pijl onder 45 graden door het symbool heen te tekenen en deze pijl zal men dan ook in vele symbolen tegenkomen. Een pomp en een hydromotor wordt aangegeven door een cirkel, een electromotor door twee cirkels om elkaar heen en een verbrandingsmotor door twee vierkanten om elkaar heen. Zie ook blz. 4 van het tekeningenblad. De stroomrichting wordt door een pijlpunt binnen de cirkel aangegeven, die bij de pomp naar buiten wijst en bij de hydromotor naar binnen. Een zwenkmotor bijvoorbeeld krijgt dan twee pijlen die naar binnen gericht zijn, terwijl een beperkte hoekverdraaiing kan aangegeven worden door een stuk uit de cirkel te knippen.
De symbolen voor cylinders met plunjers of zuigers spreken voor zichzelf: zij zijn een schematische doorsnede van het ding.
Stuurschuiven worden aangegeven door vierkantjes, waarbij het aantal vierkantjes aangeeft, hoeveel schakelstanden de stuurschuif heeft. De leidingaansluitingen worden getekend aan het veld, dat de nulstand van de schuif aangeeft. De aansluitingen aan de schuif tekent men dus maar aan één veld, terwijl zij in werkelijkheid bij alle velden aanwezig zijn. In ieder veld tekent men de symbolen voor de stroomrichting (pijl) of blokkering (spijkerkop). Blijft één der aansluitingen in alle standen van de stuurschuif doorverbonden, dan geeft men de pijl, die de stroomrichting aangeeft, een dwarslijntje nabij de betrokken aansluiting.
Met behulp van cijfercombinaties kan men een stuurschuif nader definiëren: een schuif met 4 leidingaansluitingen en 3 schakelstanden heet een 4/3 schuif ofwel vierwegdriestandenschuif.
Ter verduidelijking zijn in het tekeningenblad een aantal veel voorkomende schuifstanden opgenomen:

omloopstand, waarbij bijv. de pomp drukloos terugpompt naar het reservoir en de aansluitingen voor de hefcylinder geblokkeerd zijn

vrijstand, waarbij alle aansluitingen met elkander doorverbonden zijn

blokkeerstand, waarbij alle aansluitingen afgesloten zijn

differentiaalstand, waarbij twee stroomrichtingen samengevoegd worden

oploopstand, waarbij een stroomrichting gehandhaafd blijft in positieve zin (bijv. heffen van een hefcylinder)

afloopstand, waarbij een stroomrichting gehandhaafd blijft in negatieve zin (bijv. zakken van een hefcylinder). Hiermee kan bijv. tevens de omloopstand gecombineerd zijn

parallelstand, waarbij de stroomrichtingen parallel en doorgaans tegengesteld zijn

kruisstand, waarbij de stroomrichtingen gekruist en doorgaans tegengesteld zijn.

Een drukregelklep wordt aangegeven door een vierkantje, waaraan een schematische veer is getekend. Een pijl in het vierkantje duidt aan, in welke richting de vloeistof stroomt wanneer de klep opent. Tekent men dan nog een afvoer met tank aan het vierkantje dan heeft men de drukbegrenzingsklep (veiligheidsklep) zie ook tekening II C 1. Om een opvallend verschil te verkrijgen tussen deze klep en de reduceerklep, tekent men bij de eerste de persleidingaansluiting horizontaal, bij de tweede tekent men deze aansluiting verticaal. De uitgang van de reduceerklep tekent men als een getrokken lijn, wanneer het een werkleiding is (bijv. directe toevoer naar een hydromotor) en als streeplijn wanneer het een stuurleiding is. Ter verfraaiing van het geheel geeft men de stroomrichtingpijl nog een dwarsstreepje ter aanduiding dat de verbinding constant in werking is en men verbindt klep en uitgaande leiding met een omlopend streeplijntje ter aanduiding dat de klep reageert op de druk in de uitgaande leiding. Eventueel kan nog een lekleiding naar de tank aanwezig zijn. Men vergelijke hiermee tekening II C 6.
Reageert de klep op de druk in de primaire leiding, dan kan men dit een volgordeklep noemen. Het streeplijntje voor het aanduiden van de regelactie wordt nu verplaatst naar de inkomende leiding. Zie ook fig. II C 9.
De ontlastklep tenslotte wordt door een aparte stuurleiding gestuurd, zie ook fig. II C 7.

Een smoorpunt wordt aangegeven door een verschematiseerde vernauwing in de leiding, welke vernauwing ook regelbaar kan zijn en dan een schuine pijl dwars door het symbool krijgt. Men kan het ding combineren met een terugslagklep en er een huisje omheen tekenen. Men krijgt dan een smoor-terugslagklep waarin de vloeistof maar in één richting kan stromen en daarbij tevens gesmoord wordt. Het symbool klopt dus niet met de werkelijkheid, waar smoorpunt en terugslagklep in serie staan, terwijl zij op het symbool parallel staan. De terugslagklep werd reeds besproken en kan hydraulisch bestuurd worden, waarbij men de klep dan een huisje en een stuurleidingaansluiting geeft. Dit kan men weer combineren tot een dubbele borgklep, waarbij de ene klep gestuurd wordt door de druk in de uitgaande leiding van de andere. Het is maar een weet.
De wisselklep is een omschakelbare terugslagklep en het symbool bestaat dan ook uit twee tegengesteld gerichte terugslagklepjes, waaruit één van de twee kogels verwijderd is. Vergelijk dit symbool met het symbool voor de snelkoppeling.

Het symbool van de manometer spreekt voor zichzelf en is uit de "normale" werktuigbouw welbekend, maar de drukschakelaar is weer een raar ding. Het electrische deel bestaat uit een wipschakelaar, die van het ene contactpunt naar het andere kan overwippen (het tweede contactpunt kan al of niet een electrische aansluiting hebben) terwijl aan deze schakelaar een stuurleiding en een veer zijn getekend. De pijl duidt erop, dat de veerspanning instelbaar is.
De drukomvormer is een doorsnede van een cylinder met een grote en een kleine zuiger, terwijl het filter een cirkeltje is met een stippellijn, ter aanduiding dat de vloeistof er wel door kan maar het vuil niet. De ruitvormige oliekoeler staat warmte af en heeft daarom ingetekende pijlen, die naar buiten wijzen, terwijl de ruitvormige olieverwarmer naar binnen wijzende pijlen heeft.
Het omlijnen van een bouweenheid met een streep-stip lijn is een ook in andere schema's gebruikt symbool.

Het aangeven van de methode van bediening (van een stuurschuif bijvoorbeeld) door een staaf met afgerond einde voor mechanische bediening en door een wel erg gesymboliseerd voetpedaal voor hand- of voetbediening lijkt nogal ver gezocht.
De directe hydraulische bediening wordt (natuurlijk) door het symbool voor de stuurleiding (een streeplijn) aangegeven en aan deze streeplijn kan men een symbool voor een hulpplunjer of voor een persluchtbediening toevoegen. Beide symbolen (de liggende T en de liggende V zonder punt) spreken echter weinig tot de verbeelding. Het symbool voor de electromagnetische bediening onderscheidt zich, evenals het symbool van de electrische schakelaar, door de aanwezigheid van twee kleine cirkeltjes die electrische aansluitingen voorstellen.
N.B. Deze symbolen voor de methode van bediening (+ eventueel aanwezige veren) worden dus links en/of rechts aan de symbolen van stuurschuiven getekend, om aan te geven op welke manier de stuurschuif wordt bediend.
Tenslotte wordt de mechanische vergrendeling aangeduid door een ingekeepte staaf met een gesymboliseerde grendel en zijn de aandrijfas en de askoppeling bekende verschijningen uit de werktuigbouw.

e. Een paar praktijkregels

Het vermogen, dat via een hydraulisch systeem kan worden overgebracht, is een functie van druk en snelheid. Hoge druk brengt lekkage-problemen met zich mee bij alle apparatuur, die met lijnafdichting of zeer smalle afdichtingsvlakken werkt. Voorbeelden: tandwielpomp, schottenpomp (resp. hydromotoren van deze types), stuurschuiven. Het toepassen van kleine spelingen, om de lekkage te beperken, schept niet alleen problemen bij de fabricage maar ook bij de bewegingsvrijheid van stuurkleppen (klemmen bij verwarming, ten gevolge van onregelmtige uitzetting) en zeer speciaal bij het stofvrij houden van het hydraulisch medium. Gaat men naar spelingen van minder dan 0,01 mm (diametraal gemeten 0,02 mm) dan wordt het welhaast onmogelijk om filtersystemen te vinden, die de vereiste filterfijnheid + doorstroomcapaciteit hebben. Bij de meeste hogedruk-systemen zal dan ook niet alleen de pomp maar vooral de stuurschuif ernstige inwendige lekkage vertonen. Deze lekkage zelf leidt weer tot sterke verwarming van het hydraulisch medium. N.B. De vloeistof behoort in feite koud te blijven, wanneer het systeem goed geconstrueerd zou zijn en op de juiste manier bediend: drukloze terugvoer bij stuurschuif in nulstand, druk blijft beneden de openingsdruk van de veiligheidsklep, stuurschuif heeft geringe weerstand, geen lekkage van pers naar zuig in pomp en stuurschuif. Hoge temperaturen wijzen altijd op fouten in de constructie of de bediening.

Het doormeten van een installatie zou als volgt kunnen geschieden:

pomp (op afzonderlijk proefstandje). Capaciteit meten als functie van toerental bij lage en bij hoge druk. Het verschil geeft de inwendige lekkage aan. Meting eventueel verrichten bij koude (dikke) olie en bij warme. Zo nodig dunne olie gebruiken, die bij de meettemperatuur de zelfde viscositeit heeft als de normaal gebruikte olie bij maximum bedrijfstemperatuur. N.B. Let op te hoge aanzuigweerstand bij koude olie! Liefst in zuigleiding vlak voor de pomp een manometer plaatsen.

pomp (op de installatie). Meet de verplaatsingssnelheid van de hefcylinder - bij constant pomptoerental - bij lage en hoge belasting. Doe dit bij koude en bij warme olie. Bij koude olie duidt het verschil op hoge stuurschuifweerstand (of hoge aanzuigweerstand van de pomp). Bij warme olie duidt het verschil op lekkage in pomp en/of stuurschuif. Parallel hieraan meet men de druk direct achter de pomp en achter de stuurschuif. Het verschil duidt op hoge weerstand in de schuif. Meet het vacuüm in de aanzuigleiding, vlak voor de pomp. Hoog vacuüm duidt op te hoge weerstand in de aanzuigleiding.

N.B. de pompcapaciteit loopt pas terug, wanneer in de aanzuigleiding "bellen" ontstaan, hetzij door luchtlekkage langs een aansluitflens, hetzij doordat het absolute vacuüm zeer dicht benaderd wordt. Pompen met electrische aandrijving hoort men onder die omstandigheden duidelijk "gillen". Cavitatie-slijtage treedt dan uiteraard op.

veiligheidsklep Controleer, bij bovenomschreven werkzaamheden, of geen vloeistof via de veiligheidsklep naar de tank terugstroomt. Dit duidt op lekkage van de veiligheidsklep - zolang men althans werkt beneden de openingsdruk van deze klep - en verstoort de uitkomsten van de metingen. Een lekkende veiligheidsklep bevordert uiteraard het oplopen van de temperatuur in het systeem.

stuurschuif Controleer, zo mogelijk, of de stuurschuif in zijn juiste stand staat, zowel voor de nulstand als voor de schakelstanden. Een verkeerd afgestelde stuurschuif zal altijd en sterk verhoogde weerstand en lekkage hebben. De lekkage van een "losse" stuurschuif kan men meten, door de schuif - in de geschakelde stand - onder druk te brengen en te meten hoeveel vloeistof uit de andere openingen weglekt. Kies een viscositeit, gelijk aan die van de voorgeschreven olie bij maximum bedrijfstemperatuur! Op de machine kan men de terugloop uit de schuif meten en de, aan de hefcylinder geleverde, hoeveelheid berekenen uit hefsnelheid maal zuigeroppervlak. Het verschil is de lekkage in de schuif.

manometer Vertrouw geen manometer, die op de installatie zit. Deze zijn zo sterk onderhevig aan schokbelastingen en trillingen, dat zij doorgaans fout aanwijzen.

Pakkingen op zuigers van hefcylinders en om zuigerstangen zijn doorgaans van synthetische rubber gemaakt. De aanlegdruk van de pakking is een functie van de vloeistofdruk en is dermate hoog, dat de pakking de cylinder (of stang) droog wrijft, zodat gerekend moet worden met de wrijvingscoëfficient tussen rubber en droog metaal. De ontwikkelde wrijvingswarmte is dan ook hoog, waarom de bewegingssnelheid beperkt moet blijven beneden 20 cm/sec. Voor drukken boven 100 atm zal men in veel gevallen hier nog een stuk beneden moeten blijven, of zijn toevlucht moeten nemen tot producten als teflon, die een zeer lage wrijvingscoëfficient hebben.

Ook zuigerveren kunnen toegepast worden, mits zich voldoende druk achter de veer kan opbouwen om het aanliggen van de veer tegen de wand te verzekeren. Daar het hier gaat om zeer langzame bewegingen, mag men niet rekenen op hydraulisch opbouw van een smeerfilm, dus heeft men ook bij de zuigerveer te maken met droge wrijving of hoogstens grenssmering. De metaalcombinatie is daarom zeer belangrijk, bijv. brons op gietijzer.

Zoals boven reeds werd opgemerkt, moet gewaakt worden tegen te hoge weerstand in de zuigleiding. Hierin mag geen fijnfilter voorkomen, terwijl vele magnetische filters zelfs al een te hoge weerstand hebben. Hiermee is het "filterprobleem" verplaatst naar de drukzijde van de pomp, maar dan moet het filterhuis bestand zijn tegen de volle pompdruk. Een filter van de gewenste fijnheid heeft een veel te hoge weerstand (of afmetingen die het volume van de vloeistoftank overschrijden!) waarom men zich doorgaans beperkt tot een vrij grof filter plus een luchtfilter in de ontluchtingsleiding. De gebruiker moet dan maar zorgen voor schone vloeistof en goed onderhoud van het luchtfilter. Vaak ziet men dan nog, zoals bij trekkermotoren ook wel gebruikelijk is, een veiligheidsklep in het filter, die het filter kortsluit zolang de olie koud is. Het nut van het filter wordt dan wel heel erg problematisch.
Te hoge weerstand in de aanzuigleiding kan enerzijds leiden tot cavitatieslijtage aan de intreekant van de pomp, anderzijds tot luchtlekkage langs de verbinding tussen pomp en zuigleiding waardoor sterke schuimvorming optreedt. Speciaal tandwielpompen zijn in staat om een zeer stabiel schuim van olie met lucht te produceren, ondanks gebruik van een anti-schuim doop in de olie.

Zowel het cyclisch optreden van vacuümbellen in de zuigleiding als de vorming van schuim hebben (resp. kunnen hebben) hun oorzaak in te hoge zuigweerstand en uiten zich door schoksgewijs werken van het hydraulisch systeem. Na opwarmen van de olie verdwijnen deze moeilijkheden.
Uiteraard is de weerstand in de zuigleiding een functie van de viscositeit van de gebruikte olie. Het gebruik van zeer dunne olie heeft hier dus voordelen, waardoor bovendien de weerstand in het gehele systeem verminderd wordt. De beperkende factor is de pomp: de teruglekkage neemt toe en daarmee de temperatuur van de olie, waardoor de viscositeit nog weer terugloopt. Bovendien dient overal in de pomp de oliefilmdikte boven de materiaalruwheid te blijven, ter voorkoming van slijtage of vreten. De plunjerpomp heeft het grote voordeel, dat de plunjers weinig of geen aanlegdruk in de cylinders hebben, maar de contactsloffen tussen plunjer en schommelplaat bieden een niet gering smeerprobleem.

Het zelfde kan gezegd worden van de tandflanken van een tandwielpomp, het aanlegvlak van de schoepen in het huis bij de schoepenpomp en (vooral) de zijdelingse afdichting van tandwielen en schoepen. Bij al deze onderdelen zijn de omstandigheden voor de hydraulische opbouw van een smeerfilm veel minder gunstig dan in een glijlager. Men neemt dan ook meer en meer zijn toevlucht tot extreme pressure doops om vreetverschijnselen tegen te gaan. Daarnaast zijn synthetische vloeistoffen in ontwikkeling met zeer hoge viscositeitsindex, om de funeste viscositeitsverlagerde invloed van temperatuursverhoging zoveel mogelijk te beperken. Een moeilijk punt is, om deze synthetische vloeistoffen tevens goede smerings- (of, zo men wil: hechtende-, polaire- of extreme pressure -) eigenschappen te geven.
Deze ontwikkelingsgang uit zich duidelijk in de onderhoudsvoorschriften van de pompenfabrikanten: de voorschriften betreffende de te gebruiken vloeistof worden steeds strenger.
Toevoeging van een anti-schuim doop aan hydraulische vloeistoffen is, evenals bij motorolie en cardanolie, een normale zaak geworden. Zoals reeds werd opgemerkt, is deze doop niet in staat om de sterke schuimvorming bij aanwezigheid van luchtlekjes in de zuigleiding te onderdrukken, noch om de invloed van (veel) water in het systeem te neutraliseren. Op het eerste gezicht lijkt verhoging van het percentage doop aantrekkelijk. Merkwaardig genoeg werken de doorgaans toegepaste siliconen goed in een bepaalde mengverhouding (bijv. 20 tot 30 parts per million)maar zorgen bij een te hoge concentratie voor een zeer stabiel schuim van uiterst fijne belletjes.
In een hydraulisch systeem komt (door ademen) op den duur altijd wat water terecht, zodat gebruik van een anti-corrosie doop nodig is. Polaire stoffen, die de hechting van de vloeistof verbeteren, hebben doorgaans ook een anticorrosie werking, zodat men dan twee vliegen in één klap slaat. Uiteraard mogen de toegepaste extreme-pressure doops geen corrosie veroorzaken bij aanwezigheid van water.
Voor grote hydraulische systemen (d.w.z. systemen die een groot vermogen overbrengen) kan het gebruik van een oliekoeler nodig zijn. Als maximum grens van de vloeistoftemperatuur wordt doorgaans 70° à 80°C aangehouden.
Bij systemen met hoge bedrijfstemperatuur (waarbij uiteraard de viscositeit bij deze temperatuur nog voldoende hoog moet liggen om slijtage van de pomp te voorkomen) is de viscositeit van de olie bij de koude start veel te hoog. Tijdens de opwarmperiode (bijv. een kwartier) beperke men zo mogelijk het pomptoerental, ter voorkoming van cavitatieschade in de pomp.

Heeft het systeem een oliekoeler, dan moet men voorzichtig zijn men het aanbrengen van al te veel automatiek. Een automatische kortsluitklep op de koeler, die reageert op de drukval tussen in- en uittree van de koeler, zou bijvoorbeeld de doorstroming van vloeistof door de koeler permanent kunnen blokkeren omdat de koeler constant koud geblazen wordt door het koelmedium en niet de kans krijgt om op te warmen omdat de weerstand hoog blijft, immers de te koelen vloeistof blijft zo langzaam door de koeler stromen tot hij afgekoeld is voordat hij enkele centimeters heeft afgelegd. Het koelmedium zou dan in de opwarmperiode verwarmd (of zijn doorstroming geblokkeerd) moeten worden, waarvoor dan weer een thermostatisch bediende klep nodig is. De eenvoudigste oplossing is dan ook doorgaans de beste: een permanent ingeschakelde koeler, die ook bij koude olie een lage weerstand heeft. Wil men mechaniek aanbrengen, dan liefst in de vorm van thermostatische temperatuurregeling van het koelmedium.