

Forelesninger

ved

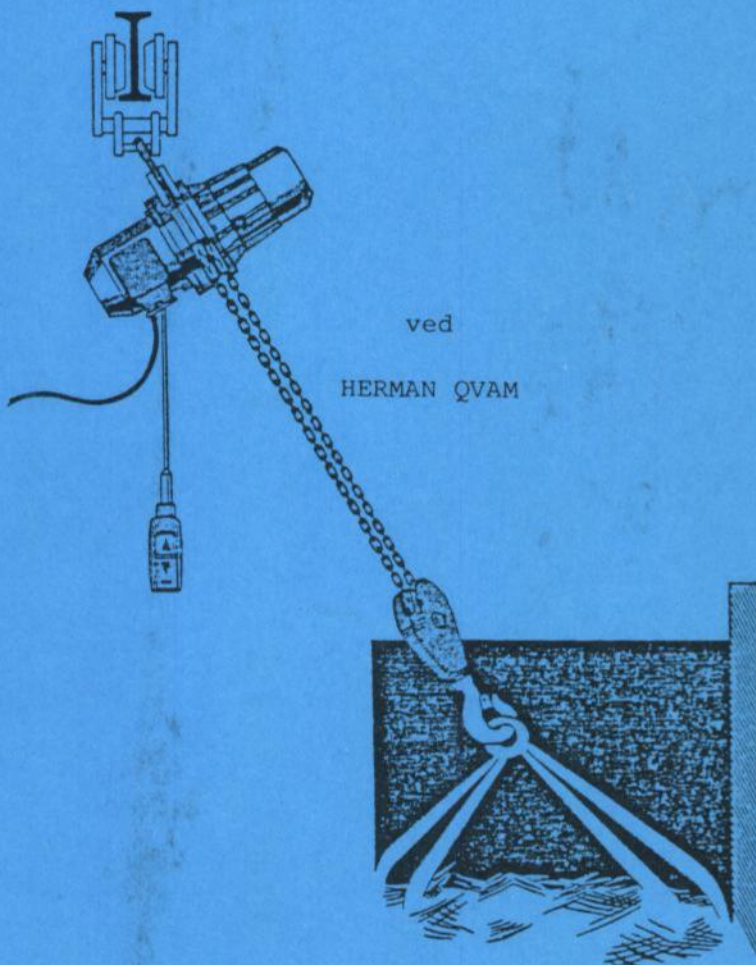
NORGES LANDBRUKSHØGSKOLE

BL 7

JORDBRUKETS LAGERROM

MED HANDTERINGSTEKNIKK

DEL II TRANSPORTTEKNIKK



ved

HERMAN QVAM

ISBN 82-557-0205-9

Landbruksbokhandelen

Ås - NLH 1984

Forelesninger

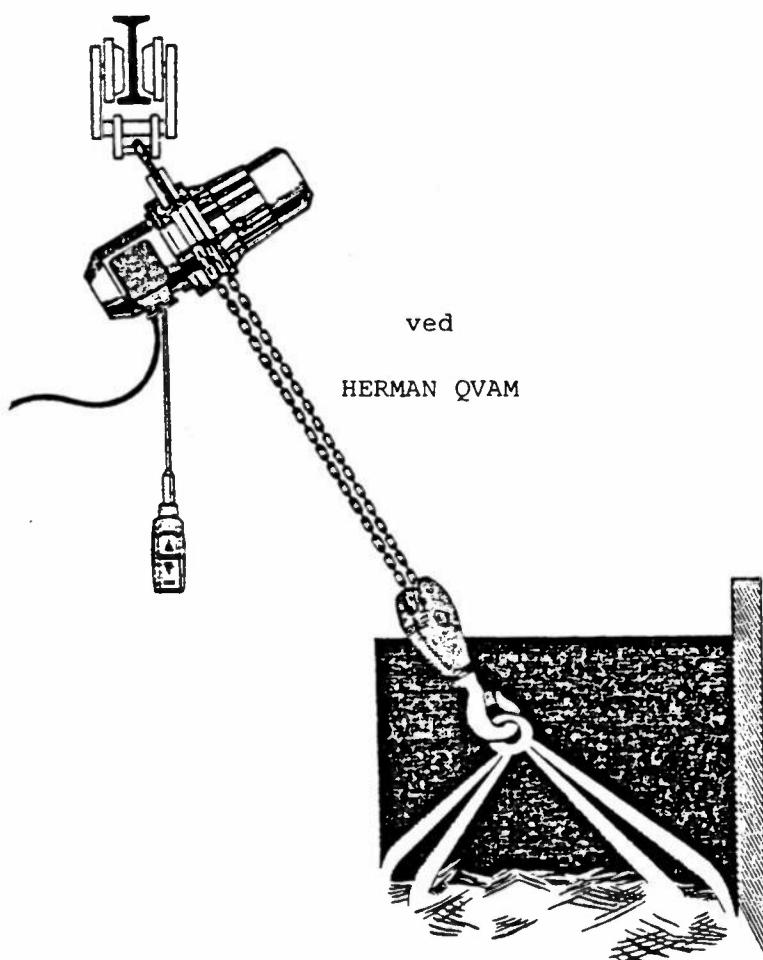
ved

NORGES LANDBRUKSHØGSKOLE

BL 7

JORDBRUKETS LAGERROM MED HANDTERINGSTEKNIKK

DEL II TRANSPORTTEKNIKK



ved

HERMAN QVAM

ISBN 82-557-0205-9

Landbruksbokhandelen

Ås - NLH 1984

INNHOOLD

Forord

A.	Transport av gass og væsker	side	3
	1. Enheter	"	3
	2. Trykk og kraft	"	3
	3. Transport av gass og væske	"	4
	4. Reynolds tall, Re	"	4
	5. Bernoullis ligning	"	5
	6. Toricellis lov	"	7
	7. Strømning med tap	"	8
	8. Trykkmåling	"	10
B.	Pumper	"	11
	1. Løftehøyde	"	12
	2. Sugehøyde	"	13
	3. Pumpeeffekt, effektbehov og virkningsgrad	"	13
	4. Pumpekarakteristikk	"	14
	5. Sentrifugalpumpe	"	14
	6. Valg av sentrifugalpumpe	"	14
	7. Stempelpumpe	"	17
	8. Klaffpumpe	"	18
	9. Membranpumpe	"	18
	10. Tannhjulpumpe	"	19
	11. Vingepumpe	"	19
	12. Skruepumpe	"	20
	13. Strålepumpe	"	20
	14. Mammutpumpe	"	21
	15. Hevert	"	21
	16. Arbeidsområde for ulike pumpetyper	"	21
	17. Eksempler	"	23
C.	Vifter	"	41
	1. Trykk- og hastighetsforhold	"	41
	2. Viftetyper	"	42
	3. Sentrifugalvifter	"	42
	4. Viftekarakteristikker for sentrifugalvifter	"	43
	5. Regulering av vifter	"	44
	6. Propellvifter	"	45
	7. Eksempler	"	46
D.	Kjøleteknikk	"	53
	1. Kjøleprosessen	"	53
	2. Kompressorkjølemaskinen	"	54
	3. Regulering	"	55
E.	Elektriske motorer	"	56
	1. Seriemotoren	"	56
	2. Asynkronmotoren	"	58
	3. Motorvern	"	64
	4. Valg av elektrisk motor	"	64
F.	Heiser	"	65
	1. Typer	"	65
	2. Kjettingtaljas oppbygging	"	65
	3. Styresystemer	"	67
	4. Løpekatter	"	68
	5. Løfteevne	"	68

6. Heisehastighet	side 69
7. Skjevtrekk	" 70
8. Skinneføringer	" 71
9. Kapasitet	" 73
10. Traverskran	" 73
11. Forskrifter for løfteutstyr i landbruket	" 74
G. Transportører	" 74
1. Elevatorer	" 74
2. Båndtransportører	" 78
3. Skruetransportører	" 82
4. Pneumatisk transport	" 86

Litteratur

1. Fladstad, Ole. 1973. Tørke- og lageranlegg for korn på gårdene. Orientering nr. 35. Landbruksteknisk institutt.
2. Qvam, Herman. 1981. Asynkronmotoren som viftemotor. Stensiltrykk nr. 139, serie C, Landbruksteknisk institutt.
3. Qvam, Herman. Forelesninger i ML4 Elektroteknikk. Stensiltrykk nr. 35, serie D, Landbruksteknisk institutt.
4. Qvam, Herman. 1980. Tekniske forhold ved maskinmelking. Stensiltrykk nr. 121, serie C, Landbruksteknisk institutt.
5. Rønningen, Odd. 1972. Heiseutstyr for gras og surfôr. Stensiltrykk nr. 432, serie A. Landbruksteknisk institutt.
6. Ulvås, Curt. 1983. Maskinlære. Universitetsforlaget.
7. Prøvemeldinger fra Landbruksteknisk institutt: nr. 313, 319 og 354.
8. Landbrukshögskolan i Sverige. Konsulentavdelningens stencilserie 1973. Teknik 28 Elevatorer, Teknik 29 Skruvtransportører, Teknik 31 Båndtransportører, Teknik 32 Kastrännor, Teknik 33 Skrap- og kjedetransportører, Teknik 34 Pneumatisk transport.

Forord

Foreliggende kompendium inneholder den del av kap. II i kurset BL 7 Jordbruketslagerrom med handteringsteknikk som har med grunnleggende transportteknikk å gjøre. Det skal gi en kortfattet innføring i grunnbegrepene i forbindelse med transport av væske, gass og faste materialer. Samtidig blir det trukket fram en rekke eksempler på anvendt transportteknikk i driftsbygninger.

Melkemasiner og transport av melk i fjøs blir behandlet i et annet kompendium: Tekniske forhold ved maskinmelking. Stensiltrykk nr. 121, serie C, Landbruksteknisk institutt. Kap. II i BL 7-kurset forutsetter ikke spesielle forkunnskaper utover opptakskravene ved NLH.

Seija Hjelteig har tegnet flere av tegningene og diagrammene i kompendiet.

Ås-NLH, august 1984

Herman Qvam

A. Transport av gass og væsker

1. Enheter

Størrelse	Benevnelser, omregninger	
A	Tverrsnittsflate	m ²
v, c	Strømningshastighet	m/s
Q	Volumstrøm	m ³ /s, l/min
γ	Spesifikk tyngde (tyngdetetthet)	N/m ³
ρ	Densitet ρ = γ/g (tetthet)	kg/m ³
g	Tyngdeakselerasjon g = 9,81 m/s ²	m/s ²
V	Volum	m ³
h, H	Høyde	m
F	Kraft 1 kp = 1 kg · 9,81 m/s ² = 9,81 N	N kgm/s ²
m	Masse	kg
G	Tyngde G = m · g	N
p	Trykk 1 Pa = 1 N/m ² , 1 bar = 10 ⁵ Pa = 10 N/cm ²	Pa (Pascal)
	1 mm vs ≈ 10 Pa 1 bar ≈ 10 m vs	

2. Trykk og kraft

Trykk er kraft pr. flateenhet f.eks. N/m² og kan angis i Pa, mm kvikksølv søyle (Hg) eller mm vann søyle (vs). Et lufttrykk som kan presse opp en Hg-søyle 760 mm (fig. 1) eller en vann søyle 760 · 13,6 mm kalles for en normalatmosfære (atm)

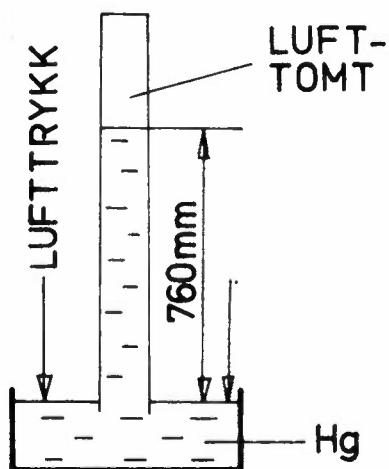
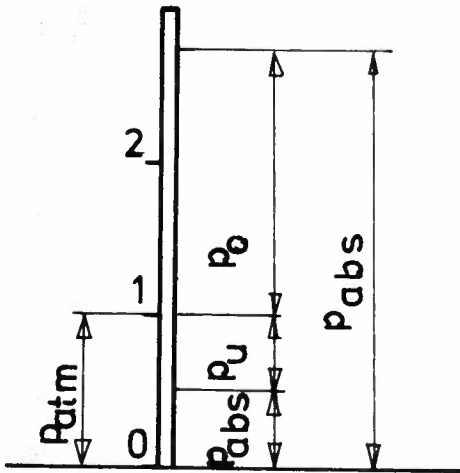


Fig. 1. Atmosfæretrykk

eller en fysisk atmosfære.

Omregnet til kp/cm² blir dette trykket 1,033 kp/cm² som er ubekvemme siffre til teknisk bruk, og de avrundes derfor til 1 kp/cm² som kalles en teknisk atmosfære. 1 kp/cm² ≈ 1 bar = 10 N/cm².



På fig. 2 er p_o overtrykk (ato), p_u undertrykk eller vakuum (atu), p_{abs} absolutt trykk (ata) og p_{atm} = atmosfæretrykket.

$$\text{Undertrykk } p_u = p_{atm} - p_{abs}$$

Fig. 2. Trykkskala.

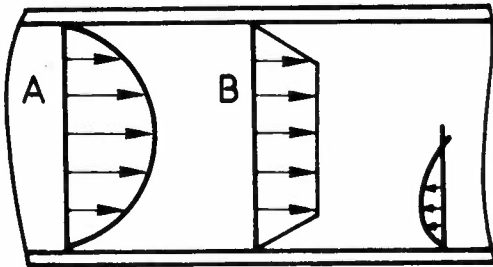
3. Transport av gass og væske

I driftsbygninger er det til stadighet behov for å transportere et medium fra en plass til en annen plass. Når vi skal transportere en gass eller en væske må vi overvinne den motstand som skyldes den indre friksjon i mediumet og friksjonen mot kanalveggene. Denne motstanden må overvinnes ved hjelp av arbeid.

Vi skiller mellom to slags strømminger:

A. Laminær strømming

Partiklene i mediet strømmes rolig i baner som er parallelle med kanalveggen. Hastigheten øker fra null ved veggen til en maksimal hastighet midt i kanalen.



LAMINÆR (A) OG TURBULENT (B) STRØMNING

B. Turbulent strømming

Ved en bestemt hastighet slår strømmingen om til turbulent strømming der partiklene beveger seg i virvler slik at de forskjellige sjiktene blander seg med hverandre. Strømningsmotstanden

ved turbulent strømming er mye større enn ved laminær strømming.

4. Reynolds tall, Re

Dette tall er et tall som er karakteristisk for all strømming og forekommer i en del uttrykk som kommer til å bli brukt i forbindelse med strømmingstap i gass og væsker.

$$Re = \frac{c \cdot d_n}{\nu}$$

c = midlere hastighet i snittet cm/s

d_n = den hydrauliske diameteren (ved sirkelformet tverrsnitt lik sirkelens diameter d) i cm

ν = den kinematiske viskositeten i stoke (cm^2/s)

Grenseverdien for overgangen fra laminær til turbulent strømning er uavhengig av det strømmende medium: $Re_{kr} = 2000$ á 2300 som kalles det kritiske reynoldstall. Grensehastigheten for vann av 20°C som strømmer i en rørledning med diameter $4,5$ cm blir

$$c_{\text{grense}} = \frac{\nu \cdot Re}{d} = \frac{0,01 \cdot 2000}{4,5} = 4,4 \text{ cm/s} = 0,044 \text{ m/s}$$

da den kinematiske viskositeten for vann er $0,01 \text{ cm}^2/\text{s}$. En vannstrøm er som regel turbulent da hastigheten sjelden er under $0,1 \text{ m/s}$.

5. Bernoullis ligning

Når en ideal væske befinner seg i stasjonær strømning, er summen av stedshøyde (se s.12), trykkhøyde og hastighetshøyde konstant langs en strømningslinje. Vi bruker trykk (N/m^2) i stedet for høyder (m) og Bernoullis ligning får følgende form:

$$\rho \frac{v_1^2}{2} + p_1 + \rho g h_1 = \rho \frac{v_2^2}{2} + p_2 + \rho g h_2 = \text{konst}$$

I denne ligning er uttrykket $\rho \frac{v_1^2}{2}$ dynamisk trykk med benevnelsen $\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}$ Da

$1 \text{ N} = 1 \frac{\text{kg m}}{\text{s}^2}$ får det dynamiske trykk enheten N/m^2 .

p er her det statiske trykk og $\rho g h$ er trykket p.g.a. væskens stillingsenergi.

Ved å sette inn enhetene for ρ og g ser vi at enheten også her blir N/m^2 .

Trykkene kan også angis i m ved å dividere med $\rho \cdot g$.

Eksempel.

For å undersøke trykkforholdene i en strømmende væske tenker vi oss et større kar der væsknivået blir holdt konstant. Karet står i forbindelse med en horisontal rørledning med varierende tverrsnitt. (fig. 4).

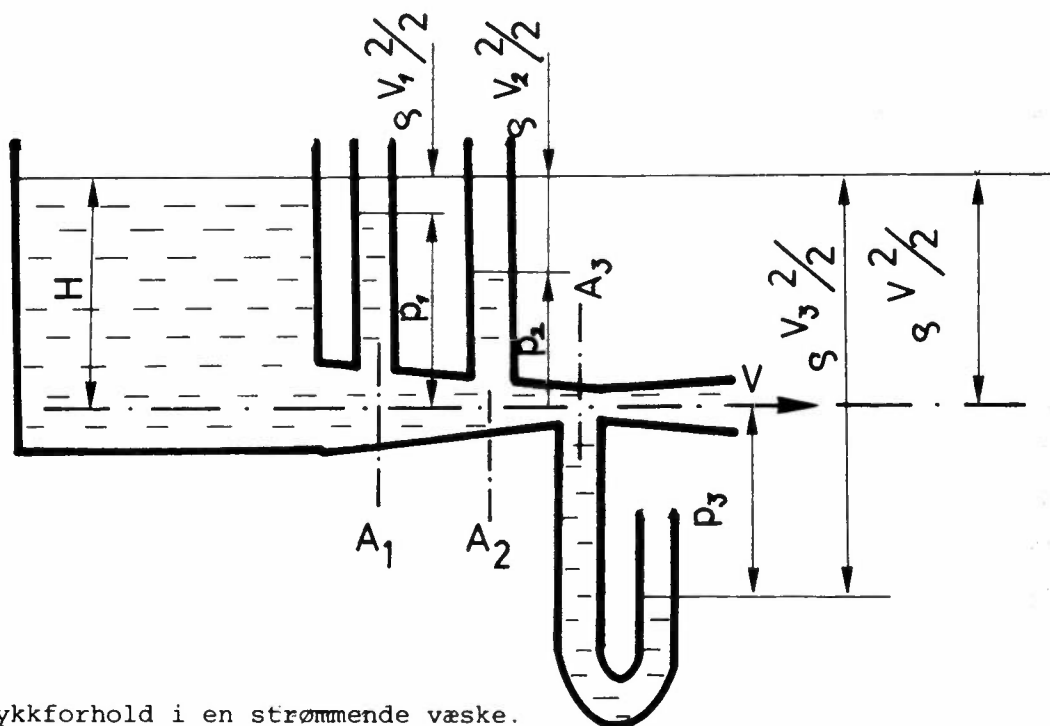


Fig. 4. Trykkforhold i en strømmende væske.

Dersom væsken var i ro, ville væskenivåene i de forskjellige rørene være de samme som væskenivået i karet, fordi hele anordningen da kunne betraktes som et system av kommuniserende kar. Den hydrostatiske trykkehøyden ville bli den samme i alle rørene. Dersom væsken strømmer ut gjennom røråpningen (vi forutsetter helt tapsfri strømming), kommer væskeflatene i stigerørene til å innstille seg på et lavere nivå. Ved punkter som ligger på samme nivå langs en strømningslinje, gjelder Bernoullis ligning.

$$\rho \frac{v_1^2}{2} + p_1 = \rho \frac{v_2^2}{2} + p_2 = \rho \frac{v_3^2}{2} + p_3 = \rho \frac{v^2}{2} = H \cdot \rho \cdot g = \text{konst}$$

der p_1, p_2, p_3 er væsketrykket mot rørveggene. Første ledd i denne ligningen uttrykker tilstanden i snittet A_1 i fig. 4 andre ledd i snitt A_2 o.s.v. Av ligningen går det dessuten fram at jo større hastigheten er i et punkt, desto mindre blir trykket. Trykket kan til og med bli negativt (undertrykk) dersom hastigheten er tilstrekkelig stor. I snitt A_3 hersker det et undertrykk p_3 .

Vannstrålepumpa eller ejektoren bygger på dette prinsippet, se fig. 5.

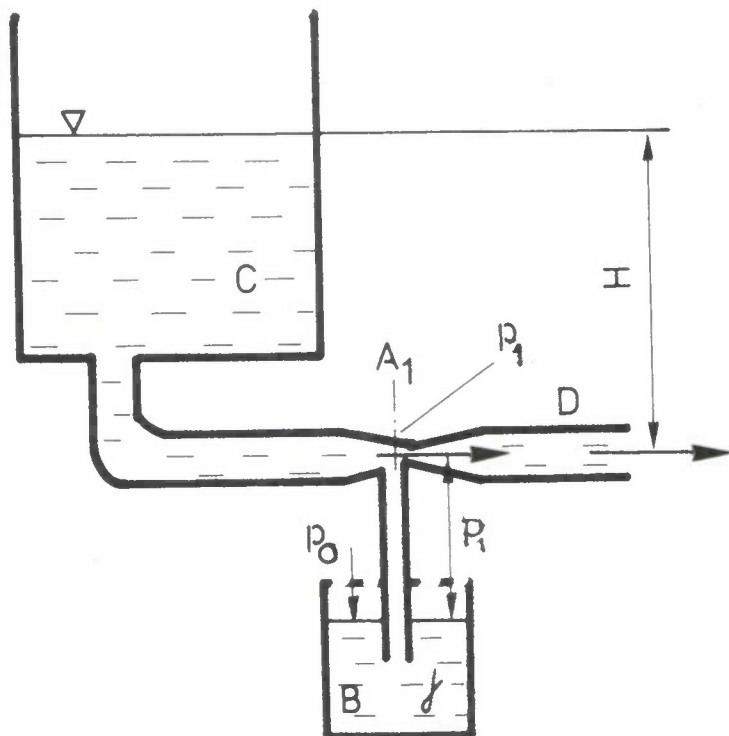


Fig. 5.
Prinsippet for en vannstrålepumpe

Ved innsnevringen kobler man til et vertikalt sugerør, som nederst er senket ned i en vannbeholder B. På grunn av det ytre lufttrykket p_0 , som er større enn p_1 , stiger vannet opp i sugerøret og blir ledet bort gjennom det vertikale røret sammen med trykkvannet fra vannbeholderen.

6. Toricellis lov

I et kar, der væskeflaten holdes konstant ved kontinuerlig tilførsel, er det en åpning i dybden H under den frie væskeoverflaten. Åpningen er liten i forhold til tverrsnittet av karet. Strømningen forutsetter vi stasjonær.

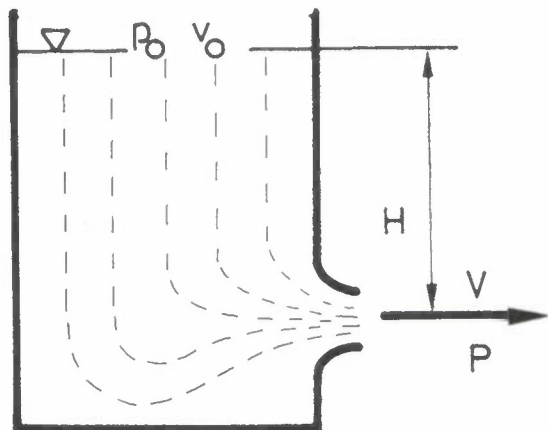


Fig. 6.
Fri utstrømning

Utstrømningsåpningen er forsynt med et godt avrundet munnstykke, slik at strømlinjene langs kanten smyer seg godt inn til veggene. Hvis p_0 betyr trykk og v_0 hastighet på den frie væskeoverflaten og p og v de tilsvarende verdier ved strømningsåpningen, gjelder for en ideal væske ifølge Bernoullis ligning:

$$\rho \frac{v_0^2}{2} + p_0 + \rho \cdot g \cdot H = \rho \frac{v^2}{2} + p$$

Dersom vi, slik det er vanlig med væsker, forutsetter at den frie væskeoverflaten og utløpsåpningen står under samme trykk (atmosfæretrykket), blir $p = p_0$. Antar vi videre at $v_0 = 0$, får vi utstrømningshastigheten

$$v = \sqrt{2gH} \quad \text{når vi ikke regner med noen tap}$$

Dette er Torricellis lov. Ifølge den er utstrømningshastigheten den samme som slutthastigheten hos et legeme som faller fritt fra høyden H . Utstrømningshastigheten er uavhengig av væskens *vegt*.

De samme betraktninger kan vi også gjøre for en hevert, se fig. 7.

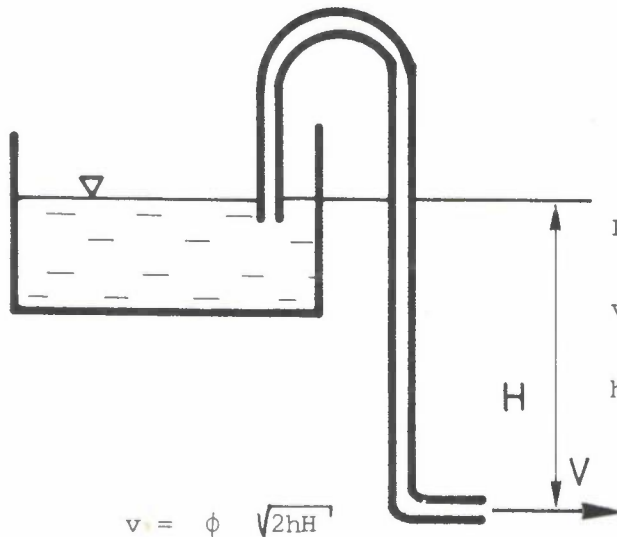


Fig. 7. Hevert

På grunn av tap blir den virkelige utstrømningshastigheten noe mindre

$$v = \phi \sqrt{2hH}$$

der hastighetskoeffisienten ϕ er et tall < 1 .

7. Strømning med tap

Ved oppstilling av Bernoullis ligning forutsatte vi helt tapsfri strømning. I praksis må vi regne med ytre og indre friksjon i det strømmende medium samt hvirveltap og støt. I den såkalte Bernoullis 2. ligning blir det tatt hensyn til dette tap ved at ligningen inneholder et tapsledd h_f . Ligningen for en strømning langs en fallende strømningslinje får da følgende form:

$$\rho \frac{v_1^2}{2} + p_1 + \rho \cdot g \cdot y_1 = \rho \frac{v_2^2}{2} + p_2 + \rho \cdot g \cdot y_2 + \rho \cdot g \cdot h_f$$

eller uttrykt i trykkhøyde

$$\frac{v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\rho \cdot g} + y_1 = \frac{v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\rho \cdot g} + y_2 + h_f$$

Ligningen kan også vises grafisk som i fig. 8. Motstanden bruker opp en del av væskens bevegelsesenergi slik at væskens hastighet blir redusert.

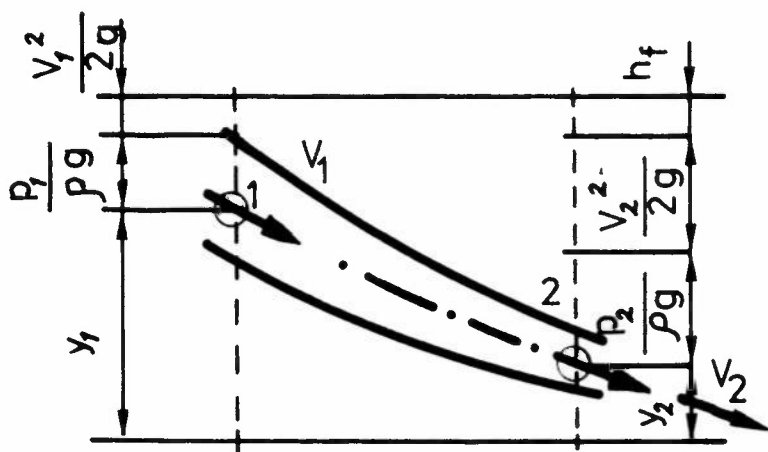


Fig. 8
Strømning med tap.

y_1 og y_2 er nivåhøyden for væskens ved henholdsvis hastighet v_1 og v_2 . Da vi ikke kan regne med tapsfri strømning er det viktig å finne et uttrykk for h_f . Utfra erfaringer og målinger har man funnet følgende uttrykk.

$$h_f = \frac{f \cdot v^2}{2g} \quad \text{d.v.s. motstanden er}$$

en funksjon av hastigheten i annen potens.

f kalles motstandskoeffisienten og bestemmes eksperimentelt. For et rett rør med sirkelformet tverrsnitt er

$$f = \frac{\lambda \cdot l}{d}$$

Ved en gitt rørdiameter er $v = f(Q)$ der Q = volumstrøm i f.eks. l/min og $h_f = f(Q^2)$.

Der λ = rørfriksjonskoeffisienten som er avhengig av Reynolds tall

$$\lambda = \frac{0,316}{\sqrt[4]{Re}}$$

For vanlige stål og kopperrør er $\lambda = 0,024-0,03$. Ved tverrsnittsforandringer, rørbøyer, kne, ventiler m.m. må man ta motstandskoeffisientene ut av håndbøker eller kataloger.

Trykkfallet i et rør lar seg lett måle med vannsøyle- eller kvikksølvmanometer (fig. 9)

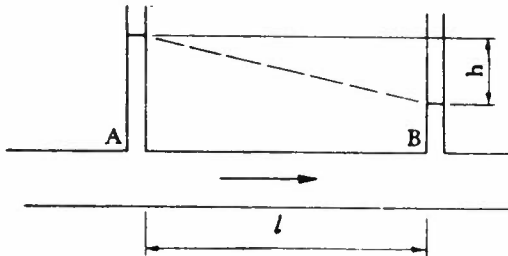


Fig. 9.
Hydraulisk gradient.

som forbindes ved to målepunkter A og B i en avstand l. Når det strømmes en væske eller en gass i gjennom røret vil det p.g.a. friksjon i røret bli et trykkfall h som kan leses av som forskjellen på væskehøydene i manometrene. Forholdet imellom trykkfallendringen og rørlengden kalles den hydrauliske gradient i

$$i = \frac{dh}{dl}$$

8. Trykkmåling

I et rør der det strømmes et medium i pilens retning (se fig. 9) tenker vi oss plassert 3 målerør med væsker som kan angi trykkforskjeller.

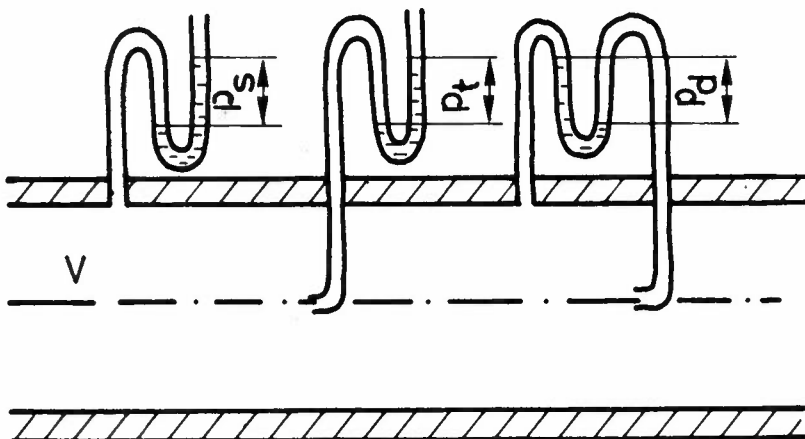


Fig. 10. Trykkmåling.

Måling av statisk trykk p_s , totaltrykk p_t og dynamisk trykk p_d .

Det dynamiske trykket p_d er et mål for bevegelsesenergien og blir uttrykt ved

formelen $p_d = \rho \frac{v^2}{2}$ (N/m²). For luft er $\rho = 1,226 \text{ kg/m}^3$ ved 15°C og 760 mm Hg.

p_d kan aldri være negativ. Dersom det er luft vi måler vil det statiske trykket p_s være et mål for forskjellen mellom trykket i røret og barometerstanden. p_s kan være negativ eller positiv.

Betrakter vi trykkforholdene langs en strømningslinje ^{f. eks.} midt i røret får Bernouillis ligning følgende utseende:

$$\underline{p_t = p_d + p_s}$$

Totaltrykket er summen av det statiske og det dynamiske trykket. Ved gasstrømning er det praktisk å måle trykket i mm vs (vannsøyle).

Manometeret for måling av p_d kan også tjene som hastighetsmåler da

$$v = \sqrt{2 p_d / \rho}$$

B. Pumper

Pumper i landbruket kan gis følgende inndeling:

Mekaniske pumper:

a) Sentrifugalpumper

- aksialpumper
- radialpumper

b) Fortrengerpumper

- stempelpumper, klaffpumper, membranpumper
- tannhjulspumper
- skruepumper (monopumper, eksentersnekkepumper)
- lamellpumper

Ikke mekaniske pumper:

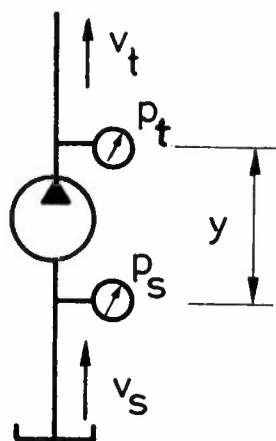
- strålepumpe
- mammutpumpe
- hevert

Sentrifugalpumpene har roterende pumpehjul med skovler. Vi skjeler mellom aksialpumper og radialpumper. Volumstrømmen fra disse pumpene avhenger av løftehøyden (trykket).

I fortrengerpumpene skjer pumpingen ved at et element i pumpa har en roterende eller fram og tilbakegående bevegelse. Ved bevegelsen blir væsken skjøvet ut av eller sugd inn i et pumpekammer.

1. Løftehøyde

Pumper brukes til transport av væsker. Dersom en væske skal settes i bevegelse må den tilføres energi fra pumpa, hvorved væsken får en trykkøkning. Trykk kan uttrykkes som løftehøyde, og vi sier at pumpa har en løftehøyde H .



$$H = \frac{p_t - p_s}{\rho \cdot g} + \frac{v_t^2 - v_s^2}{2g} + y$$

der y = løftehøyde mellom manometrene og

p_t = trykket på trykksida.

p_s = trykket på sugesida

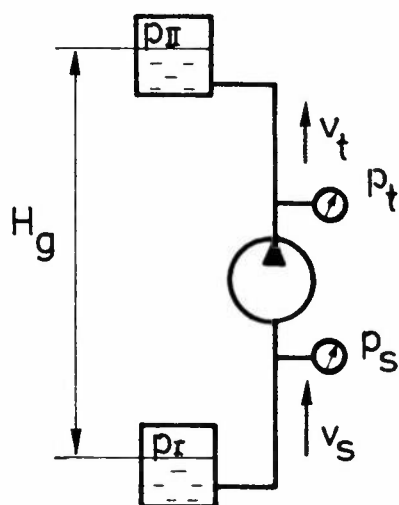
som blir målt på de to manometrene (fig. 11).

Trykkforskjellen

$$\frac{p_t - p_s}{\rho \cdot g} \text{ kaller vi}$$

Fig. 11. Manometrisk løftehøyde.

manometrisk løftehøyde H_{man} eller manometrisk trykkhøyde. Som regel kan vi sette $v_t = v_s$ og $Y = 0$ slik at den manometriske løftehøyde blir lik pumpas løftehøyde.



Pumpa får i oppgave å pumpe væske fra et nivå i en beholder med trykk p_I til en beholder i et annet nivå med et trykk p_{II} . Nivåforskjellen H_g kalles steds- høyden. (fig. 12).

Dette systemet har en systemhøyde H_{system} som pumpa må overvinne.

$$H_{\text{system}} = \underbrace{H_g + \frac{p_{II} - p_I}{\rho \cdot g}}_{H_{\text{stat}}} + \underbrace{h_{fs} + h_{ft}}_{h_f}$$

Fig. 12. Stedshøyde.

Systemhøyden består av en statisk del H_{stat} og en dynamisk del h_f som representerer strømnings- og friksjonstap (se pkt. A.7).

Når pumpa er i gang er $H_{\text{syst}} = H$

2. Sugehøyde

Ved pumping oppstår det et undertrykk ved innløpet. Dermed får det ytre lufttrykket mulighet til å trykke væsken opp gjennom sugeledningen.

Den største teoretiske sugehøyde for pumpa avhenger av hvor stort atmosfæretrykket er, og sugehøyden er 10,33 m vs for et normalt barometertrykk på 760 mm Hg. Atmosfæretrykket skal brukes til å overvinne stedshøyden på sugesiden H_s , gi bevegelsesenergi så vannet får den nødvendige strømningshastighet v_s (m/s) og dekke strømningsstapene h_{fs} , som vannet får i sugeledningen. Trykket ved pumpeinnløpet må være større enn væskens fordampningstrykk ved den aktuelle temperaturen. Ved lavere trykk vil væsken fordampes og danne hulrom i væsken. Dette kalles kavitasjon og er svært uheldig, da pumpa lett skades når dampen fortettes.

3. Pumpeeffekt, effektbehov og virkningsgrad

Om ei pumpes løftehøyde er H m og volumstrømmen Q m³/s, så blir den avgitte pumpeeffekten

$$P_p = \frac{g \cdot \rho \cdot Q \cdot H}{1000} \approx \frac{\rho \cdot Q \cdot H}{102} \text{ kW}$$

På grunn av mekaniske tap må pumpa tilføres større effekt. Hvis denne effekt, tilført pumpeeffekt, er P (kW) blir pumpas totale virkningsgrad

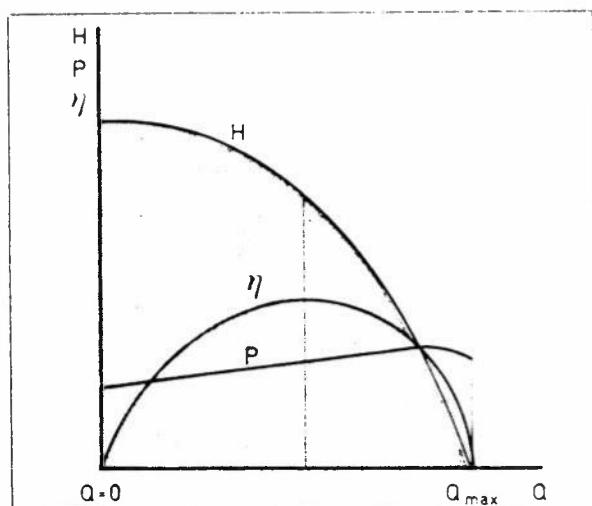
$$\eta_{\text{tot}} = \frac{P_p}{P} \text{ og pumpas effektbehov blir:}$$

$$P = \frac{\rho \cdot Q \cdot H}{102 \cdot \eta_{\text{tot}}}$$

Dersom trykket p er gitt i bar og volumstrømmen Q i l/min er

$$p = \frac{Q \cdot p}{600 \cdot \eta_{\text{tot}}}$$

4. Pumpekarakteristikk



Pumpekarakteristikken forteller oss hvordan pumpas løftehøyde H forandrer seg med volumstrømmen Q . Karakteristikken vises i et pumpe-diagram (fig. 13) der man også kan vise hvordan effekten P og virkningsgraden η avhenger av volumstrømmen.

Fig. 13. Pumpekarakteristikk.

5. Sentrifugalpumpe

Dette er en av de mest brukte pumpetyperne i landbruket (vannpumper, gjødselpumper, pressaftpumper). Sentrifugalpumpene består av et pumpehus (1) (se fig. 14) med sugeledning (2) og trykkledning (3). Pumpehuset er vanligvis

spiralformet. Pumpehullet (4) benevnes radielt eller aksielt avhengig av hvilken retning væsken får når den passerer pumpehullet. Når pumpehullets skovler roterer øker væskens trykk- og bevegelsesenergi. I pumpehuset (også kalt diffusoren) blir en stor del av bevegelsesenergien omsatt til trykkenergi slik at hastigheten kommer ned i det normale for rørledninger, 1,5 å 3 m/s.

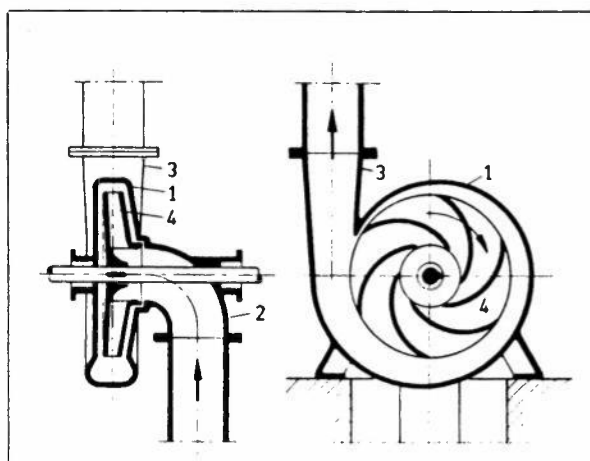


Fig. 14. Sentrifugalpumpe.

6. Valg av sentrifugalpumpe

Ofte får en sentrifugalpumpe betegnelse etter væskens hovedstrømretning gjennom pumpehullet. Man snakker om radialpumper, diagonalpumper og aksialpumper. De sistnevnte blir også kalt propellpumper. Samtlige forekommer i ettrinns- og flertrinnsutførelse. Fig. 15 viser noen hjulprofiler. Type 1 er en radialpumpe. Av figuren ser vi hvordan vannets strømningsretning etter hvert blir rettet ut

slik at den i det siste hjulet, propellhjulet (type 4), er rent aksial. Et hjul av type 1 brukes for små mengder, høye turtall og store løftehøyder. Type 4 brukes for store mengder, moderate løftehøyder og lave turtall.

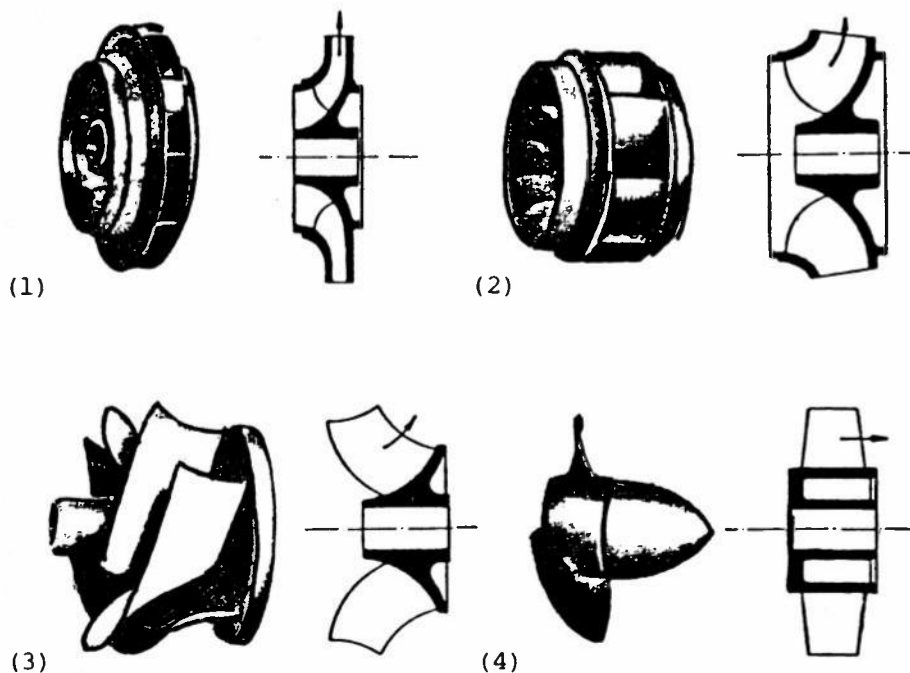


Fig. 15.
Pumpehjul-
profiler.

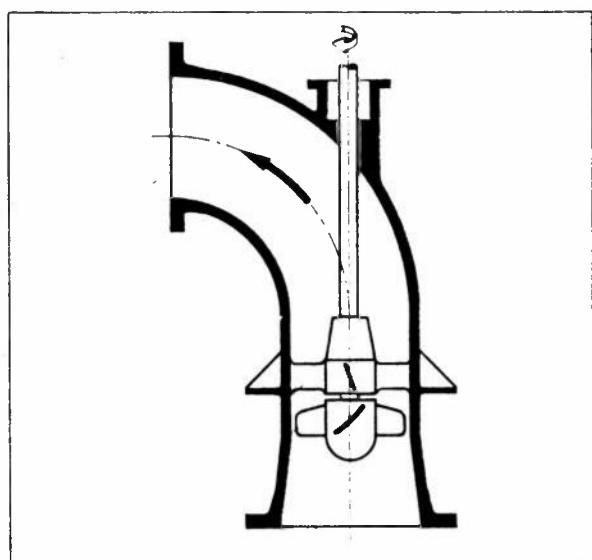


Fig. 16. Propellpumpe.
nødvendige løftehøyde settes sammen av den statiske løftehøyde H_{st} og strømnings-
motstanden h_f i ledningen. Strømningsmotstanden er proporsjonal med kvadratet av
volumstrømmen Q . Før pumpa settes i gang hersker det et trykk i trykkledningen som
svarer til den statiske løftehøyde, men når pumpa blir startet, gjør strømnings-
motstanden seg gjeldende.

Pumper med aksiell gjennomstrømning (fig. 16) er egentlig ikke sentrifugalpumper. De betraktes som grensetilfeller, men omtales sammen med sentrifugalpumper som aksial- eller propellpumper.

Ved valg av pumpe er det nødvendig å kjenne til forholdene pumpa skal arbeide under. Disse kan illustreres i et pumpediagram der man tegner inn den såkalte rørlednings-
karakteristikk (fig. 17). Den

Dette kan illustreres med et eksempel. Vi skal finne den nødvendige løftehøgde til ei pumpe som skal løfte 900 l/min 8 m opp. På grunn av rørfriksjonen vil vi få et trykktap h_f (s. 8) som pumpe også må overvinne. h_f er en funksjon av volumstrømmen (Q) i annen potens. Forholdet sees best i et diagram for rørledningskarakteristikken (fig. 17).

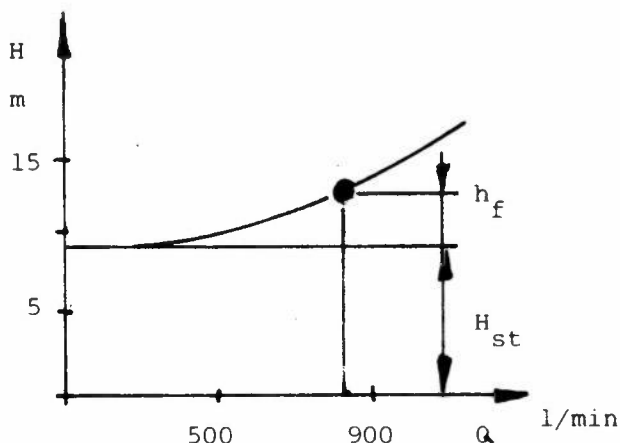


Fig. 17. Rørledningskarakteristikk

Den nødvendige løftehøgde blir den statiske løftehøgde H_{st} pluss trykktapet h_f som gjør seg gjeldende når vannet begynner å strømme i rørene. Løftehøgda ved $Q = 900$ l/min blir i følge diagrammet ca. 12,5 m.

Ved valg av pumpe til denne oppgaven bør man tegne inn pumpekararakteristikken (s. 14) i samme diagram. Krysnings-

punktet mellom pumpekararakteristikken og rørledningskarakteristikken kalles driftspunktet for anlegget (fig. 18). Har man valget mellom flere pumper er det virkningsgrad og pris som er avgjørende. I diagrammet er pumpekararakteristikkene a_1 og a_2 samt virkningsgradforløpene b_1 og b_2 vist for pumpe 1 og pumpe 2. Pumpe 1 er å foretrekke da den oppviser best virkningsgrad b_1 under de forhold den skal arbeide. Dersom pumpe blir drevet av en asynkronmotor med konstant turtall, og det er ønskelig å

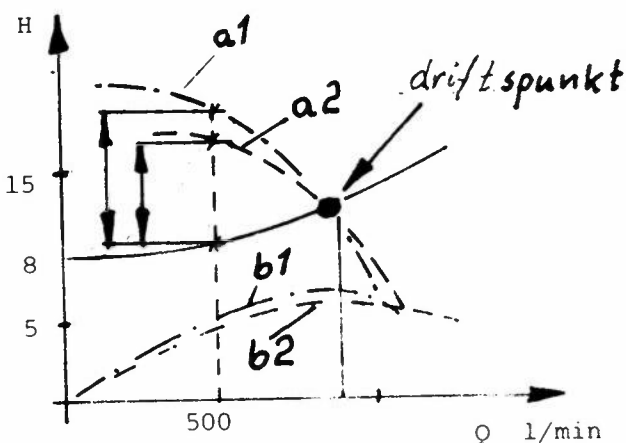


Fig. 18. Pumpekarakteristikk og driftspunkt.

å redusere vannstrømmen, er det vanlig å bruke strupe-regulering i trykkledningen. P.g.a. strupningen blir tapene større og størst for pumpe 1 (fig. 18) fordi den har steilest pumpekarakteristikk. Er det nødvendig å strupe væskestrømmen, vil det være gunstigst å velge pumpe 2. Pumpekarakteristikkens form blir bestemt av skovlenes retning ved avløpet (fig. 19).

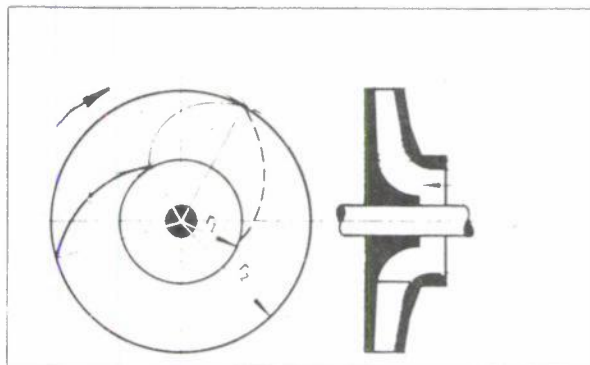


Fig. 19. Bakoverbøyd pumpehjulsskovl

Jo mer bakoverbøyde skovlene er, dess steilere karakteristikk får man. En skovl som er mer radielt rettet, gir en flatere kurve. Den bakoverbøyde skovlen gir lengre løpehjulskanaler med bedre diffusorform og derved høyere virkningsgrad enn de mer radielle. Dette er hovedårsaken til forskjellen i virkningsgrad mellom pumpene A og B.

Den hydrauliske sett mest økonomiske reguleringen av en sentrifugalpumpe er turtallsregulering.

Dersom vi øker turtallet for ei sentrifugalpumpe fra n_1 til n_2 vil volumstrømmen øke fra Q_1 til Q_2 , løftehøyden fra H_1 til H_2 og effektbehovet fra P_1 til P_2 .

Da gjelder følgende forhold:

$$Q_2 = Q_1 \cdot \left(\frac{n_2}{n_1}\right) \quad H_2 = H_1 \cdot \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2 \quad \text{og} \quad P_2 = P_1 \cdot \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3$$

7. Stempelpumpe

Stempelpumpa er ei fortrengerpumpe. Trykket når ingen bestemt maksimumsverdi ved strupning, men stiger til pumpa stopper eller det inntreffer sprengning av f.eks. trykkrøret. Det oppstår vanskeligheter når man kjører stempelpumper med høyt turtall, på grunn av akselerasjonstrykkene i suge- og trykkledning og gjennom ventilene som ikke kan følge rolig med. Stempelpumpene egner seg ikke for direkte kobling til elektrisk motor, fordi disse oftest har for høye turtall. Turtallet må reduseres ved hjelp av tannhjulsoverføringer eller reimoverføringer til normalt 50 - 150 o/min.

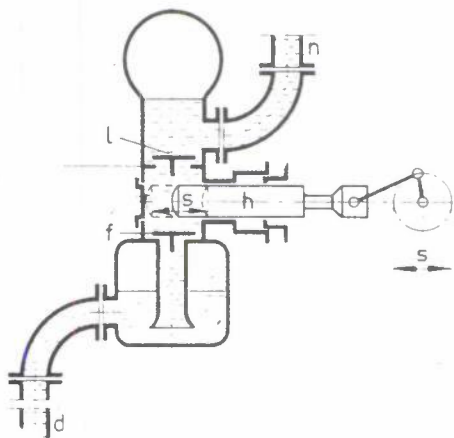


Fig. 20. Stempelpumpe. Prinsipp

Fig. 20 viser ei stempelpumpe i prinsipp. Stempelet (h) beveger seg fram og tilbake i cylinderen. Vannet blir sugd gjennom sugeledningen (d) og sugeventilen (f) inn i pumpa til stempelet har nådd sitt ene ytterpunkt, da vannet et øyeblikk er i ro. Når stempelet går tilbake, blir sugeventilen stengt og vannet trykket gjennom trykkventilen (l) til trykkledningen (n). Vannet går altså ikke i en jevn strøm som i sentrifugalpumpe, men akselereres og retarderes vekselvis.

Stempelpumpene har høy virkningsgrad sammenlignet med sentrifugalpumpene.

Særlig ved små pumper er forskjellen stor. Normal virkningsgrad er f.eks. omkring 70 % for ei stempelpumpe, men bare ca. 35 % for ei sentrifugalpumpe når vannmengden er 100 l/min og løftehøyden 30 m. Ved større, godt konstruerte og forarbeidede pumper kan virkningsgraden gå opp til 90 %, ja enda høyere.

For ei stempelpumpe varierer virkningsgraden ved normale turtall helt ubetydelig med vannmengde og trykk, til forskjell fra forholdet ved sentrifugalpumper.

8. Klauffpumpe

Klauffpumper er nesten alltid beregnet for hånddrift med kapasiteter mellom 25 og 200 liter pr. min. De blir brukt for vann på bondegårder og på landsteder, men kan også brukes for olje, diesel og andre væsker. Pumpa har liten anvendelse i industrien. Fig. 21 viser ei dobbeltvirkende klauffpumpe, utført med suge- og trykkventiler.

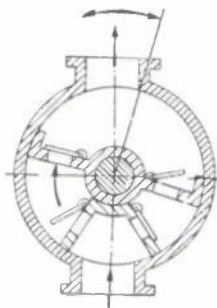


Fig. 21. Dobbeltvirkende klauffpumpe

9. Membranpumpe

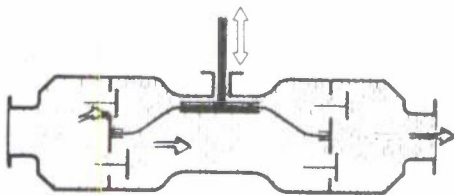


Fig. 22. Membranpumpe med suge- og trykkventil

I membranpumper er stempelet erstattet med en membran av lær eller gummi. Membranpumpene blir brukt ved transport av væsker som inneholder slam, sand eller lignende materiale, som i ei stempelpumpe kan ødelegge stempelets tetningsringer ved at det virker slpende eller ved at det kan pakkes sammen, så stempelet blir sittende fast. På mange byggeplasser bruker de membranpumper som lensepumper når de graver ut kjellere og grøfter. Fig. 22 viser en membranpumpe med suge- og trykkventiler.

10. Tannhjulspumpe

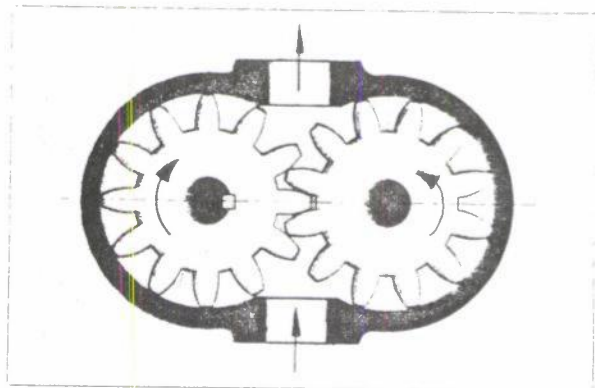


Fig. 23. Tannhjulspumpe

Den vanligste type tannhjulspumpe (fig. 23) består av to tannhjul som arbeider i inn-grep med hverandre og er innpasset i et hus. Klaringen mellom veggene i huset og tanntoppene henholdsvis sidene på tannhjulene skal være så liten som mulig for at tetningen skal bli mest mulig effektiv.

Når hjulene roterer i pilens retning, følger det væske med i rommene mellom

tennene og pumpehusets indre vegg. Når tennene møtes og kommer i inngrep med hverandre, blir væsken presset ut av tannmellomrommene mer eller mindre fullstendig, avhengig av i hvilken grad tannlukene blir utfylt av tennene i det andre hjulet. Man kan si at tannlukene gjør tjeneste som pumpe-sylindere og tennene som stempler. På grunn av vanskeligheter med å få effektiv tetning passer tannhjulspumpene mindre for vann og andre tyntflytende væsker, men de egner seg godt for oljer og væsker som er tyktflytende. De arbeider med turtall fra 10 til 3000 o/min.

11. Vingepumpe

Vingepumpene, også kalt lamellpumper, er bygd opp av et sylindrisk pumpehus

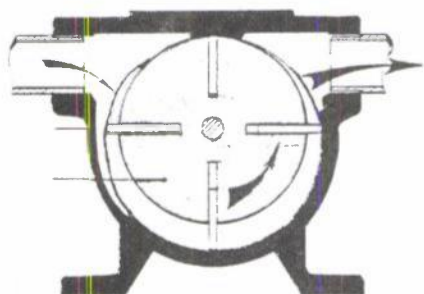


Fig. 24

(fig. 24) og en rotor med rektangulære lameller. Rotoren er anbrakt eksentrisk i pumpehuset slik at det volumet som dannes mellom rotoren, lamellene og pumpehusveggene forandrer seg når rotoren roterer.

Denne pumpetype egner seg til transport av både gass og væske. De såkalte tørr-rotasjonspumpene har lameller av grafitt og skal ikke smøres. Når det brukes stållameller er det nødvendig å sørge for

god oljesmøring, da oljen både skal tette og smøre mellom lamellene og pumpehuset. Pumpekapasiteten vil bli vesentlig redusert ved dårlig smøring.

12. Skruepumpe

Ei skruerpumpe som har fått stor anvendelse er Mono-pumpa, også kalt eksenter-snekkepumpe. Hoveddelene i den er rotoren og statoren. I landbruket blir den brukt som gjødselpumpe.

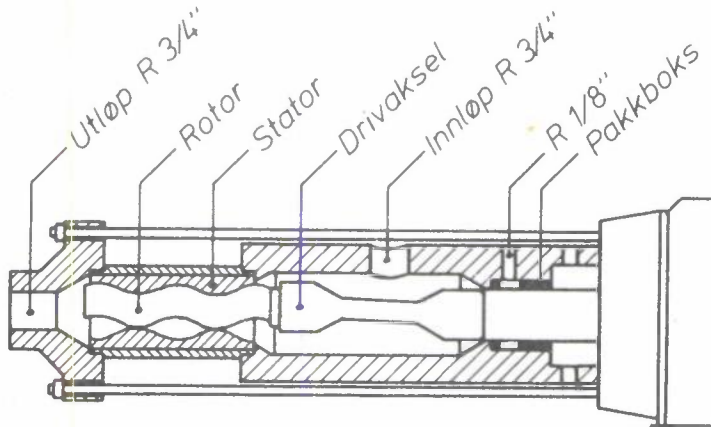


Fig. 25. Snitt gjennom en monopumpe

og transporterer en jevn væskestrøm. Fig. 25 viser et snitt gjennom ei Mono-pumpe. Kapasitetsområder: 2,5 l/min - 1200 l/min. Maksimal trykkehøyde 260 m vs, maksimal sugehøyde 7,5 m vs.

13. Strålepumpe

Vannstrålepumpene arbeider med en vannstråle som med stor hastighet river med seg den væske eller gass som skal transporteres (se fig. 5). De er relativt

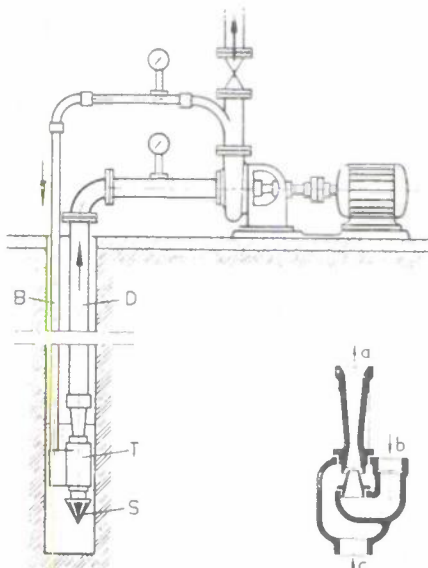


Fig. 26. Strålepumpe.

det opp til sentrifugalpumpa gjennom røret D.

Rotoren består av en spesialvridd stålaksel, som i form minner om en uttrukket korke-trekker. Den roterer i statoren, som vanligvis er av gummi. Statoren har en dobbelt innvendig gjenge, med dobbelt så stor stigning som rotorens. På den måten oppstår avgrensende rom mellom rotor og stator, som ved rotorens bevegelse kontinuerlig vandrer langs statoren

opåvirkelige av det som skal transporteres og brukes til pumping av slam o.l. Det de er mest kjent for er som tilsatspumpe til andre pumper når sugehøyden begrenser anvendelsen. Fig. 26 viser ei vannstrålepumpe brukt som tilsatspumpe for ei sentrifugalpumpe. En del av trykkvannet fra sentrifugalpumpa ledes via en ledning B til strålepumpa T i brønnbunnen. Tilsatspumpe suger vann opp fra brønnen og trykker

14. Mammutpumpe

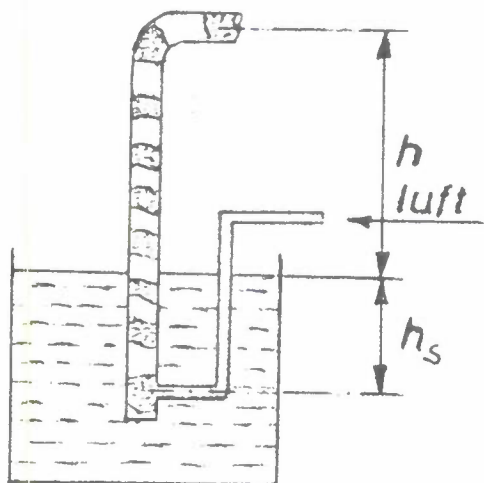


Fig. 27. Mammutpumpe

Ei mammutpumpe består av et vertikalt rør med $1/2$ á $2/3$ av sin lengde neddyppet i væsken som skal pumpes. I et hus i nederste delen av røret slippes inn trykkluft (fig. 27). Luftvæske-blandingen i røret får mindre tetthet enn den omgivende væske og blir derfor trykt av denne opp gjennom røret. Det oppstår ingen homogen luft-væskeblanding, fordi lufta stiger betydelig fortere enn vannet.

Virkningsgraden avhenger av forholdet mellom nedsenkningsdybden h_s og stedshøyden h . For hele pumpeanordningen inklusive kompressor kan virkningsgraden i beste fall gå opp i 40 %. Pumpene er ufølsomme for forurenset vann, og har fått en viss anvendelse for pumping av leire- og slamholdig vann.

15. Hevert

En hevert er også en ikke-mekanisk pumpe. Den består av et bøyd rør og kan brukes til transport av flytende stoffer (se fig. 7).

16. Arbeidsområde for ulike pumpetyper

I diagrammet i fig. 28 finner vi den omtrentlige plassering av en del pumpetyper når det gjelder løftehøyde og volumstrøm.

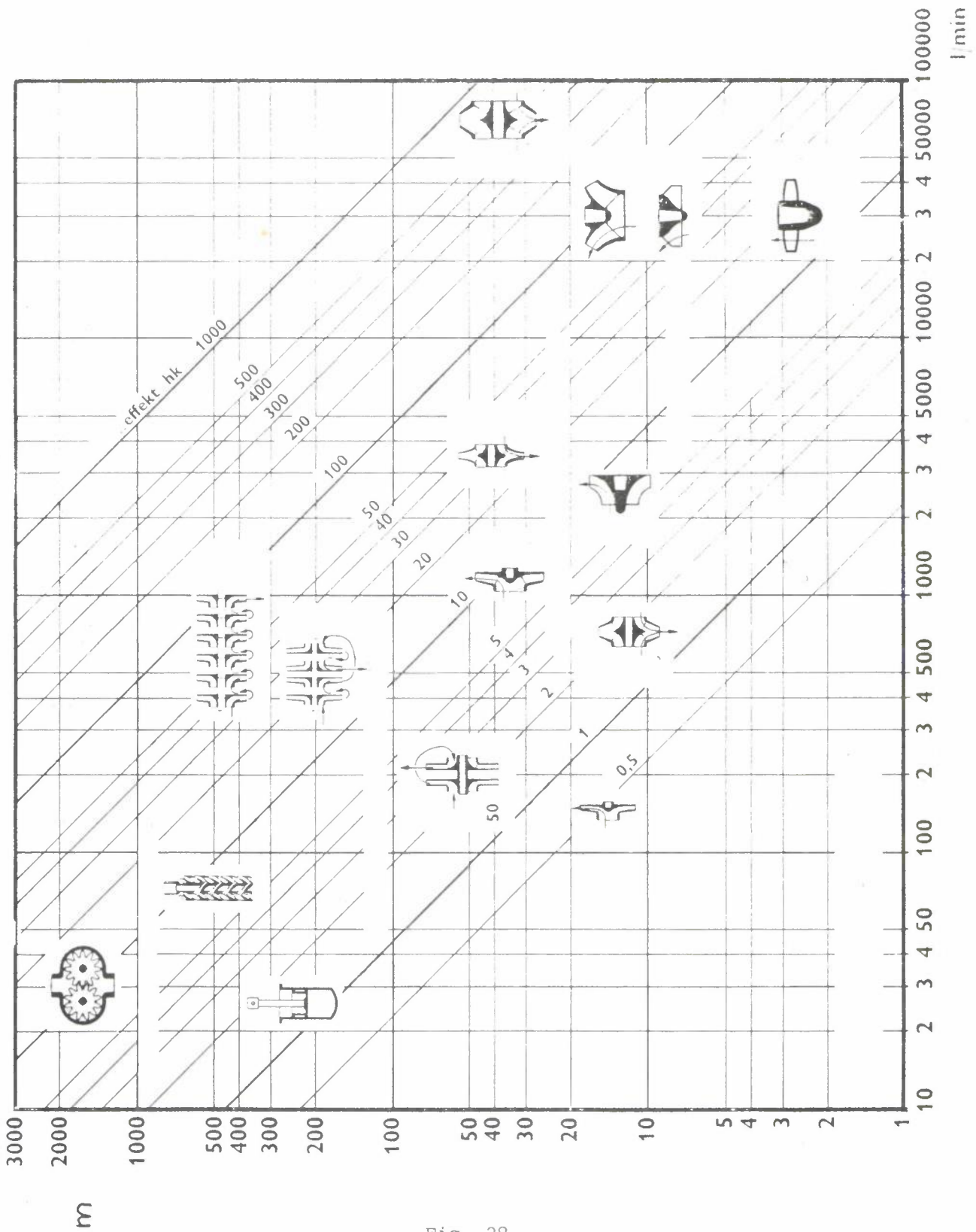


Fig. 28.

Arbeidsområde for ulike pumpe typer.

Fra Flygts pumpehandbok

17. Eksempler

a. Hydroforanlegg

Hydroforanlegg brukes i vannverk med pumpe der man ønsker et mest mulig konstant vanntrykk. Det består av en hydrofortank (1), ei pumpe (2) drevet av en elektrisk motor (3), en pressostat (4) og en kontaktor med motorvern (5), se fig. 29.

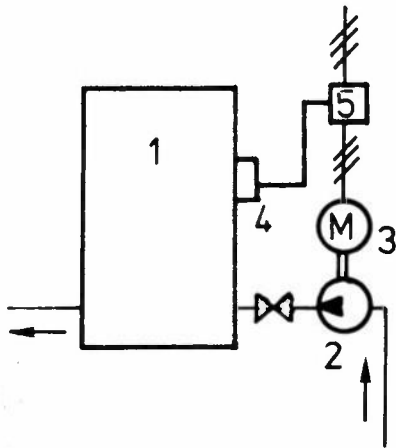


Fig. 29

Hydrofortanken er fylt med luft, og når det pumpes vann inn i tanken blir lufta komprimert. Ved et innstilt utkoblingstrykk bryter pressostaten strømmen til et relé i kontaktoren 5, og pumpemotoren stopper. Når anlegget tappes for vann er det den komprimerte lufta som sørger for trykket inntil pressostaten ved et innstilt innkoblingstrykk igjen gir strøm til kontaktoren slik at pumpa starter. På denne måten kan man tappe vann mange ganger uten at pumpa starter, og både pumpe og brytere får lengre levetid.

Vanntrykket vil også holde seg mer konstant

enn om pumpa skulle starte hver gang man tappet vann. Da en del av lufta blander seg med vannet eller lekker ut på en eller annen måte, må man av og til (f.eks. en gang i året) tømme hydrofortanken helt for vann. Vannpumpene til hydroforanleggene er sentrifugalpumper, stempelpumper eller såkalte vanningspumper. Ved større sugedyder enn 7 - 7,5 m arbeider pumpa sammen med ei vannstrålepumpe. I praksis finner vi borehull ned til 110 - 120 m . I vannverk for så store løftehøyder brukes det mye de såkalte dykkpumper. Det er spesialkonstruerte sentrifugalpumper og elektriske drivmotorer med så lite tverrsnitt at de sammen med en tilførselskabel kan senkes ned i borehullet. Hydroforanleggene arbeider vanligvis med en differanse på 10-15 meter mellom innkoblings- og utkoblingstrykkene. Denne trykkforskjellen må pumpa kunne klare, og det er ikke sikkert den kan det dersom pumpekurven er svært flat.

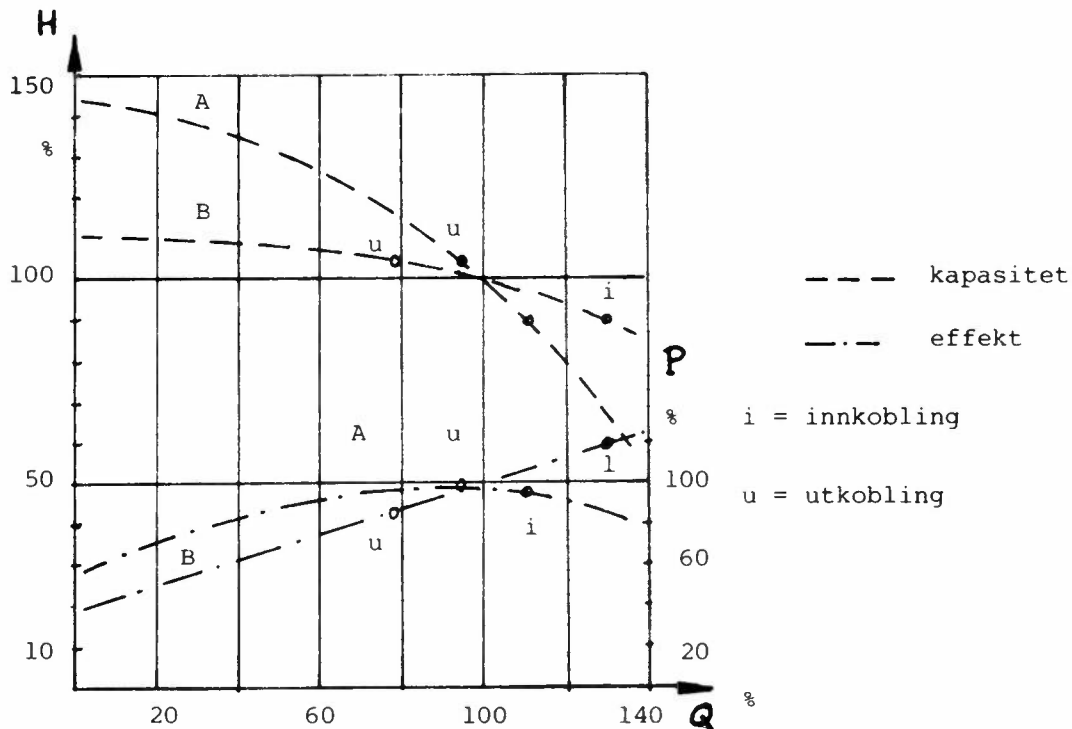


Fig. 30. Effekt- og kapasitetskurver for pumper med steil, henholdsvis flat karakteristikk.

I diagrammet (fig. 30) ser vi at effektforbruket for den flate kurve B varierer mellom 85 og 120 %, mens effekten for den steile kurven varierer ubetydelig. Ei pumpe med steil karakteristikk kan derfor som regel utstyres med en mindre motor enn ei pumpe med flat karakteristikk.

b. Gjødselpumper (Fra prøvemelding nr. 354)

Bruk av pumper til husdyrgjødsel forutsetter at massen enten er flytende eller den kan bli flytende, eventuelt ved tilsetning av vann. Metoden bygger på det prinsipp at de to hovedtyper av husdyrgjødsel, fast og flytende, føres til en felles lagerplass, hos oss som regel til en gjødselkjeller under husdyrrommet. Der pumpemetoden skal tas i bruk, må gjødsellageret være tett slik at urinen ikke renner ut gjennom golv, vegger eller porter.

De aktuelle pumper til husdyrgjødsel kan deles inn i følgende grupper:

Neddykkede sentrifugalpumper, frittstående sentrifugalpumper, eksentersnekkepumper, pumpe-tankvogner med eksentersnekkepumpe og pumpe-tankvogner med vakuumpumpe.

Neddykkede sentrifugalpumper (fig. 31)

Den pumpetype som er mest brukt til husdyrgjødsel er spesialbygde sentrifugalpumper som enten blir drevet av elektriske motorer eller av traktorer. Slike pumper er høgbygde og har neddykket arbeidsorgan. Dette er som oftest et skovlhjul plassert i et hus av stålplate. På noen fabrikata er arbeidsorganet utformet som en kombinasjon mellom skrue og skovlhjul, mens det på andre er bygd som en innføringsskrue av stålplate. Inntaket i slike pumper er enten på pumpehusets over- eller underside. Fra arbeidsorganet blir massen enten pumpet til returløp for omrøring eller opp gjennom hovedrøret og over i lesserøret for fylling av tankvogner. Valget mellom omrøring og utpumping foretas med spjeld i forbindelse med betjeningshendler. Omrøringsutstyret består enten av et eller to faste returløp, av et utløp som kan beveges i horisontalplanet eller det kan beveges både horisontalt og vertikalt.

De fleste pumper blir framstilt i en bestemt lengde, men noen kan leveres i forskjellige lengder. Enkelte fabrikanter bygger også pumper etter mål. Pumpene må alltid være så høge at fyllerøret rekker opp i tankvognene når arbeidsorganet på pumpa er senket maksimalt.

Størrelsen til disse pumper angis som regel ved hovedrørets innvendige diameter i tommer fra 3" til 6", ved hovedrørets høgde i m og ved den motorstørrelse som fabrikanten oppgir til de elektriske drevne pumpene.

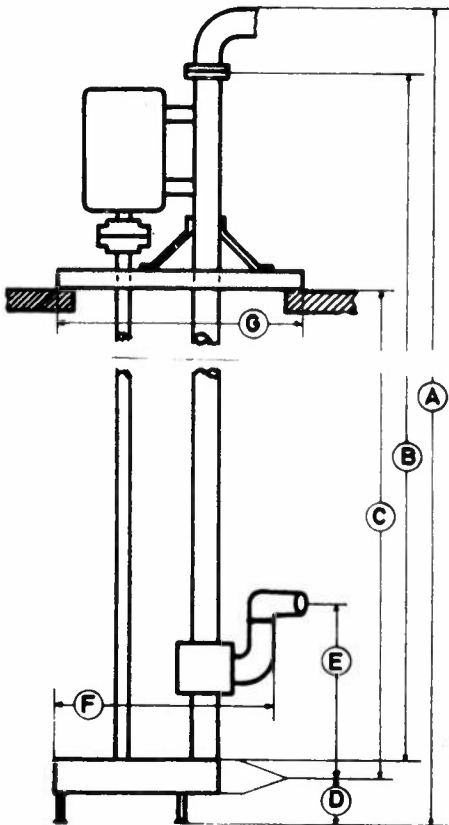


Fig. 31. Neddykket sentrifugalpumpe

Alle gjødselpumper med neddykket arbeidsorgan stiller krav av bygningsteknisk art som må oppfylles enten utstyret skal nyttes i eldre eller nye driftsbygninger. Pumpene krever et skikket plasseringssted, helst en pumpekum med mest mulig åpen forbindelse til gjødsellageret og med mulighet til å heve eller senke utstyret når dette er aktuelt. Stedet må ellers være lett tilgjengelig for traktor med tankvogn. I eldre driftsbygninger der en ofte kan velge mellom flere porter for plassering av pumpekummen, vil de innvendige pilarrekker som regel være avgjørende, men en må også søke etter den plassering som gir de beste muligheter for omrøring i kjellerens tørreste partier, d.v.s. i gjødsla fra ungdylene.

Pumpekummen bør helst støpes i armert betong, men der det ikke finnes andre muligheter til å komme inn i kjelleren med transportutstyr, bør det støpes solide vanger med slisser for boks, slik at kummen kan åpnes ved behov.

Kummen må øverst dekkes av en solid plate som må ha tilstrekkelig åpning for plassering av utstyret. Hvor stor denne åpningen skal være avhenger av de nedre dimensjoner på pumpene og av forholdene for heving og senking av utstyret. En åpning på 1,00 m x 1,00 m vil som regel være tilstrekkelig.

For de traktordrevne pumper av denne type må pumpeplassen bygges slik at traktorens kraftuttak og pumpas kraftinntak kommer mest mulig i samme plan. Ut over de vinkler som kraftoverføringsakselen tillater og en eventuell oppbygging eller senking av traktoren har en med slike traktordrevne pumper ingen mulighet til å regulere arbeidsorganets høgdeplassering i gjødselmassen.

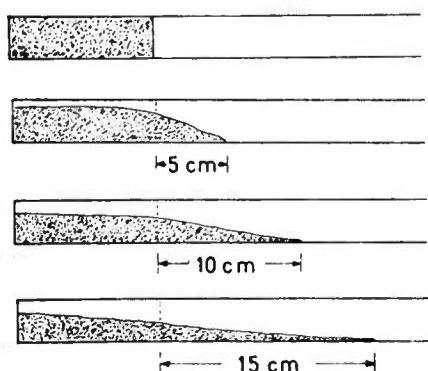


Fig. 32. Flyterenne for måling av gjødselkonsistenser. Utflytinga blir målt etter et minutts utflyting

Sentrifugalpumper med neddykket arbeidsorgan har høgst forskjellig kapasitet med vann, og kapasiteten med gjødsel er som regel vesentlig mindre. For de elektrisk drevne pumper har maksimalkapasiteten i de utførte prøver variert fra 1660 l/min til 3480 l/min ved pumping av vann. Brukt til gjødsel av middels tykk konsistens (utflyting ca. 10 cm i renne, fig. 32) har de samme pumper hatt tilsvarende

kapasiteter på 720 l/min og 2380 l/min, d.v.s. en reduksjon i forhold til vann på fra 38 til 57 % og med størst reduksjon på de minste pumpene.

De traktordrevne pumper av samme utførelse har betydelig større kapasitet og derfor bedre omrøringssevne. For de som har gjennomgått prøver har den minste og største kapasitet med vann vært henholdsvis 4240 l/min og 5170 l/min. Med gjødsel av middels tykk konsistens (utflyting ca. 10 cm) var de tilsvarende kapasiteter 2760 l/min og 3980 l/min, d.v.s. en reduksjon i forhold til vann på fra 23 til 35 %. Pumpenes kapasitet er større i tynnere og mindre tykkere gjødsel. Gjødselpumper med neddykket arbeidsorgan gir meget beskjedne væsketrykk. Ved pumping av vann har trykkene ved fritt utløp variert fra 2,4 til 5,5 m vs. Med gjødsel blir væsketrykkene alltid litt høgere. Maksimaltrykkene til pumper med neddykket arbeidsorgan har vært fra 9,3 til 14,7 m vs.

I prøvene med gjødsel ble pumpenes reaksjon på ca. 2,0 m vs. ekstra mottrykk undersøkt. Som middel for samtlige pumper sank kapasiteten med 230 l/min pr. m vs. økning av mottrykket, med variasjoner fra 35 til 370 l/min. Dette viser at pumper av denne type gir beskjedne muligheter til å bedre omrøringseffekten ved ekstra røropplegg i gjødsellageret.

Effektbehovet til de elektriske drevne pumper har ved pumping av vann gjennom fritt utløp variert fra 6,5 til 14,9 kW. Med gjødsel av middels tykk konsistens (utflyting ca. 10 cm) var de tilsvarende effektbehov 9,6 og 11,7 kW. Med de pumper som har skrueformet arbeidsorgan er effektbehovet større ved pumping av gjødsel enn ved pumping av vann, mens effektbehovet til pumper med enkelt skovlhjul som regel er mindre ved pumping av gjødsel enn ved pumping av vann. Mange pumper er blitt levert med for liten elektrisk motor. Dette har ført til varmgang og oppbrente motorer. Motorer til gjødselpumper må alltid utstyres med riktig innstilt motorvernbytter.

Før det anskaffes en gjødselpumpe for elektrisk drift kan det være aktuelt å undersøke om det er eller om det relativt rimelig kan ordnes med tilfredsstillende tilgang på elektrisk energi.

Effektbehovet til de traktordrevne gjødselpumper av denne type har variert fra 23,0 til 29,1 hk (16,9 til 21,4 kW) ved pumping av vann, mens til tilsvarende effektbehov ved pumping av middels tykk gjødsel (utflyting ca. 10 cm) har vært fra 24,3 til 28,6 hk (17,9 til 21,0 kW). De stasjonære, traktordrevne pumper binder i alminnelighet en mellomstor traktor og de høver derfor mindre godt på bruk som bare disponerer en traktor, dersom ikke saken kan ordnes ved samarbeid mellom to eller flere gårder. Den viktigste fordelene ved traktordrevne pumper er at en kan velge pumpe med betydelig omrøringsevne uten å få problemer med effektbehovet. Dette vil i de fleste høve bli dekket av en mellomstor traktor som yter ca. 40 hk (29,4 kW) ved turtallet 540 o/min på kraftuttaket. Pumpenes evne til å homogenisere gjødsel er høgst forskjellig. De pumper som har fast returløp og liten kapasitet har dårlig evne til å røre om i gjødsellageret, mens pumper som har bevegelige returløp, stor kapasitet og relativt høgt væsketrykk gir vesentlig bedre muligheter for effektiv omrøring.

De fleste pumper av denne type er utstyrt med et organ til å kappe opp rester av stråfor i gjødsla.

Prøver har vist at pumper med faste motkniver i inntaket er minst utsatt for å bli blokkert av høy, halm eller surfór. Tiltettingsproblemer av denne art kan reduseres ved å utstyre elektrisk drevne pumper med en vendebryter for motoren, slik at pumpa lett kan reverseres når det oppstår blokkeringer. Kutteorganet i disse pumper er utsatt for slitasje, og fornying av skovlhjul og

motkniv kan være aktuelt dersom pumpe har vært nyttet i lengre tid eller under særlig vanskelige forhold.

Det nederste lageret på pumper med neddykket arbeidsorgan bør være av helkapslet type uten behov for smøring, eller lageret må kunne tilføres fett gjennom rør fra en nippel i pumpas øverste parti. Er det plassert fettnippel ved det nedre lageret, blir smøringa lett forsømt og lageret kan da bli ødelagt på kort tid.

Frittstående sentrifugalpumpe

De frittstående sentrifugalpumper er konstruert som kompakte enheter med et skovlhjul. Slike pumper er ikke selvfyllende og de bør derfor helst plasseres lågere enn gjødselnivået. Monteres slike pumper over gjødselnivået, må sugeslangen forsynes med bunnventil og sugesida må fylles før start gjennom ei luke i pumpehuset. Erfaringer har vist at det ved denne plassering blir mye plunder og heft på grunn av utett bunnventil. Pumpetypen er avhengig av spesialutstyr med gummidyse for omrøring, men på grunn av pumpenes relativt låge trykk kan dysa lett bli blokkert av faste forurensninger som trefliser og bark fra strømidler. Stråfôr og hønsefjær har dessuten lett for å tette til overgangen mellom sugeslange og pumpehus, da pumpetypen ikke er forsynt med kutteorgan. Ei frittstående sentrifugalpumpe for drift av traktor, er prøvd ved to plasseringer, 0,50 m under og 1,00 m over væsknivået både med vann og gjødsel. Ved pumping av vann mot 50 m vs. hadde pumpe ved begge plasseringer en kapasitet på 1750 l/min. Med middels tykk gjødselkonsistens (ca. 10 cm utflyting) og det samme mottrykket var pumpas kapasitet 780 l/min når den var plassert under væskeoverflaten, d.v.s. en reduksjon i forhold til vann på 55 %.

Pumpas maksimale trykkevne var 66 m vs.

Det største effektbehovet 42,6 hk (31,3 kW) ble målt ved pumping av vann mot 30 m vs. trykk. Med gjødsel av middels tykk konsistens (utflyting ca. 10 cm) var effektbehovet 30 hk (22,1 kW). Effektbehovet avtok som regel med økende mottrykk.

Frittstående sentrifugalpumper for traktordrift kan være av interesse for direkte spredning av gjødsel med tynn konsistens (gylle) der kravet til totaltrykkevne ikke overstiger ca. 60 m vs.

Eksentersnekkepumper (se s. 20)

Eksentersnekkepumper er en relativt ny pumpetype. De består av en stator og en rotor, sugeslange og utløp samt kraftoverføringsutstyr. Statoren er et rør

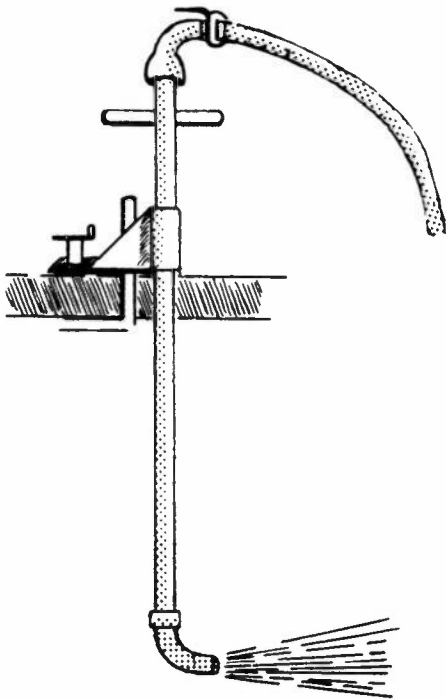
med innvendig skrueformet belegg av gummi. Rotoren er en tilsvarende skrueformet stålaksel i forbindelse med kraftkilden, som regel en traktor.

For tre eksentersnekkepumper har kapasiteten ved pumping av vann mot 45 m vs. trykk vært fra 500 til 1000 l/min. Med gjødsel av middels tykk konsistens (utflyting ca. 10 cm) mot det samme trykk var kapasiteten til den største pumpe 880 l/min, d.v.s. en reduksjon i forhold til vann på 12 %. Kapasiteten til denne type av pumper blir påvirket relativt lite av tynn eller tykk gjødselkonsistens når denne bare er noenlunde homogen.

Effektbehovet til eksentersnekkepumpene varierte med pumpenes kapasitet og trykkehøgde.

Pumpenes sugeevne var 9,5 til 9,8 m vs.

Eksentersnekkepumpene har beskjeden kapasitet i forhold til de neddykkede sentrifugalpumpene, men p.g.a. høge væsketrykk og flyttbart omrøringsutstyr gir de gode muligheter for å homogenisere husdyrgjødsel.



Omrøringsutstyret består av et vertikalt rør med et horisontalt parti og gummidyse i nedre ende. Dette utstyret kobles til trykksida på eksentersnekkepumpene med slange og kan derfor bli plassert gjennom luker, spaltegolv, gjødselrister eller andre åpninger mellom husdyrrom og gjødselager. Prinsippet er vist i fig. 33. Ved omrøring med eksentersnekkepumper har trykkene vært fra 26 til 60 m vs. avhengig av pumpestørrelse, dyseåpning og gjødselkonsistens.

Fig. 33. Omrøringsutstyr med gummidyse

Eksentersnekkepumpene har ikke utstyr til å kappe opp stråfórrester og de er også ómfintlige for faste forurensninger som steiner, trebiter o.l. Når en fast gjenstand er kommet inn mellom stator og rotor i ei slik pumpe, må det som regel gjennomføres et tidkrevende demonterings- og monteringsarbeid før den igjen er klar til bruk. Dersom gummien i statoren er blitt vesentlig skadet, bør hele statoren skiftes ut med en ny. Ved alle blokkeringer av inntaket eller utløpet må eksentersnekkepumpene stoppes straks, da de ellers vil komme til å gå tørre eller arbeide mot ekstremt høge trykk. I begge tilfellene vil fortsatt drift føre til varmeutvikling som ødelegger statoren på kort tid. Av samme grunn må eksentersnekkepumpene ikke startes før de er blitt fylt opp med vann.

Denne type pumper bør ellers vernes ved bruk av et oppadrettet inntak på sugeslangen og med en riktig dimensjonert sikkerhetsutløser i kraftoverføringen.

Der en ónsker å nytte eksentersnekkepumper til husdyrgjødsel, må det sørges for at gjødselplassen ikke brukes som generell avfallsplass, men utelukkende til de naturlige avfallsprodukter fra husdyrenes fordøyelseskanal.

Prøver har vist at pakkboksen på eksentersnekkepumpene må vies spesiell oppmerksomhet, idet inntak av luft på sugesida fører til sterkt redusert kapasitet.

Utetthet av dette slag oppdages lett når utløpet plasseres under væskeoverflaten ved pumping av vann. Tar pumpe inn luft på sugesida, vil dette vise seg ved luftblærer som brister når de kommer opp til overflata. Dersom luftinntaket skjer gjennom pakkboksen vil det være behov for å etterstramme denne, eventuelt skifte ut tetningsringene med nye av samme dimensjon.

Eksentersnekkepumper nyttes både i stasjonære gylleanlegg og på selvfyllende tankvogner. Disse pumper må tømmes helt når det er fare for frost, eventuelt må slikt utstyr som nyttes om vinteren alltid oppbevares i frostfrie rom når de ikke er i bruk.

Tankvogner med eksentersnekkepumpe

Utstyr av denne type er komplette anlegg for påfylling, transport og spredning av flytende husdyrgjødsel. Ved omrøring kommer ikke gjødsla inn på tanken, men passerer fra sugeslangen gjennom pumpe og tilbake gjennom slange til omrøringsutstyret i gjødsellageret. Når tanken skal fylles åpnes en klaffventil, som med en hendel legges over til sirkulasjonspumping når tanken er fylt.

Tendenser til bunnfelling kan på det viset reduseres.

Kapasiteten ved fylling av gjødsel på tankvogner med eksentersnekkepumper har vært fra 380 til 940 l/min, avhengig av pumpestørrelse, gjødselkonsistens og den aktuelle sugehøgde.

Effektbehovet ved fylling av tanker med gjødsel har vært fra 2,2 til 8,5 hk (1,6 til 6,3 kW).

I de utførte prøver har tankvogner med eksentersnekkepumper spredd ut fra 550 til 800 liter gjødsel pr. min ved trykk 26 til 62 m vs. Spredmengden pr. min kan endres noe med gummidyser av forskjellig dimensjon. Ved spredningen har pumpenes effektbehov vært fra 5,1 til 21,0 hk (3,8 til 15,4 kW) med størst effektbehov ved bruk av minste dyseåpning.

Med bladspredere i normal stilling ble gjødsla spredd 4-6 m ut til hver side for kjøredragets midtlinje og 11 til 16 m bakover. Ved bruk av sidespredere ble de maksimale kastelengder på horisontal mark målt til ca. 40 m.

Utløpet til slike tankvogner er utstyrt med et spjeld som betjenes fra traktorens fører sete.

En vesentlig fordel med selvfyllende tankvogner med eksentersnekkepumpe er at de kan nyttes til omrøring og tømming av gjødsellagre uten å stille spesielle krav til tilføring av elektrisk energi og til hus og terrengforhold rundt lageret.

Tankvogner med vakuumpumpe

Prinsippet oppsuging av masse ved hjelp av undertrykk er søkt tilpasset for husdyrgjødsel ved montering av kombinerte vakuum- og trykkluftanlegg i forbindelse med lufttette stålplatetanker. Pumpene i disse anlegg består av en fast transmisjon, et pumpehus og en eksentrisk holder utstyrt med lameller. Pumpene er forsynt med en klaffventil for valg mellom vakuum eller trykk i tanken. Mellom pumpe og tank er det satt inn ventiler for å hindre at gjødsel fra tanken skal komme inn i pumpa.

Pumper av denne type er plassert på dragstanga umiddelbart foran tanken, pumpene drives fra traktorens kraftuttak og de er forbundet med tankens øverste parti med slange. Tankene på slike anlegg er ellers utstyrt med en overtrykksventil som skal sørge for å holde maksimaltrykket under en bestemt grense. Sugelang og spredeutstyr, som enten er en bladspreder eller en sidespreder, monteres vekselvis med hurtigkopling til det samme røret i tankens bakerste kant. Det kombinerte inn- og utløp er utstyrt med spjeld som betjenes fra traktorens fører sete.

Kapasiteten til slike anlegg varierer med pumpestørrelse, gjødselkonsistens og sugehøgder. Som eksempel kan nevnes et anlegg forsynt med kompressor hvor kapasiteten ved fylling av tanken med vann ved sugehøgde 2,00 m var 1580 l/min. Med gjødsel av middels tykk konsistens (utflyting ca. 10 cm) var den tilsvarende

kapasitet 1010 l/min, d.v.s. en reduksjon i forhold til vann på 36 %. Prøvene viste ellers at utstyrets kapasitet kunne økes med 80 % dersom det ble sørget for å opparbeide fullt vakuum i tanken før påfyllingen tok til.

Utstyrets maksimale sugehøgde var 8,4 m vs.

Det største effektbehovet ble målt til 5,7 hk (4,1 kW) ved spredning av gjødsel. Av middels tykk gjødsel ble spredd henholdsvis 910 og 790 l/min gjennom bladspreder og sidespreder. Med bladsprederen i normal stilling ble gjødsla spredd i et område på ca. 4 m ut til hver side for kjøredragets midtlinje og 8-9 m bakover. Ved bruk av sidesprederen ble gjødsla kastet maksimalt 17 m. Utstyret gir muligheter til å redusere kastelengden.

Vakuumpumpens evne til å homogenisere gjødsel var meget beskjeden både ved innblåsing av luft og ved vekselvis oppsuging og retur av gjødsla.

Pumpene i slike anlegg blir ikke skadet av faste gjenstander, idet disse bunnfelles på tanken og kan fjernes ved periodiske reingjøringer.

Vakuumpumpen høver best til tynn masse og i kummer med beskjeden grunnflate.

Brukes utstyr av denne type til relativt tykk gjødsel, er det fare for at tanken ikke blir tilfredsstillende tømt ved spredningen. I prøver har det vært igjen inntil 350 liter gjødsel i tanken når det er kommet luft ut fra spredeorganet på samme måte som når tanken er tom. Faren for slik returkjøring kan reduseres ved å montere tanken med maks. helling bakover eller ved å kjøre mot bakke til slutt når spredningen skjer i hellende terreng.

Pumpekarakteristikk og effektbehov. Eksempler

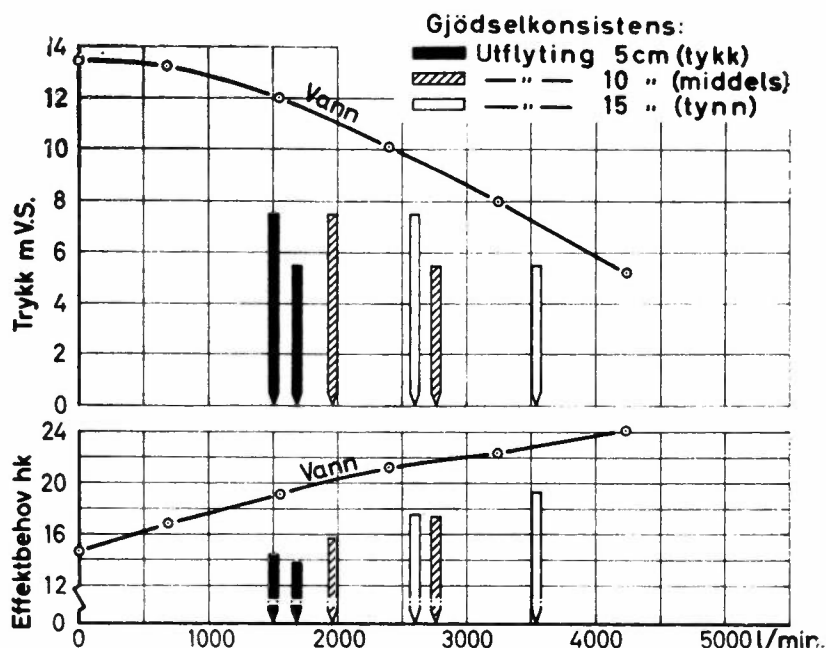


Fig. 34. 6" gjødselpumpe med neddykket arbeidsorgan. Kapasitet, trykk og effektbehov ved pumping av vann og tre gjødselkonsistenser gjennom fritt utløp og mot ekstra mottrykk.

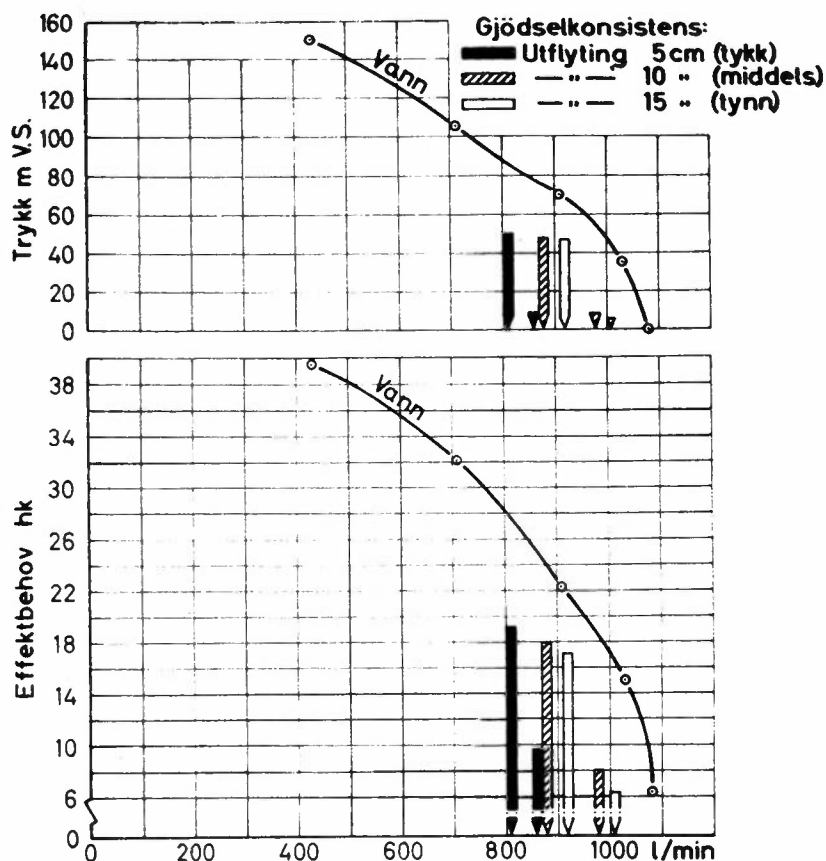


Fig. 35. Traktordrevet eksentersnekkepumpe ved pumping av vann og tre gjødselkonsistenser gjennom fritt utløp og mot ekstra mottrykk.

Konklusjoner

Sentrifugalpumper - neddykket

1. Kapasiteten på flytende gjødsel er 15-55 % lavere enn på vann.
2. Mindre pumper enn 5" har relativt liten evne til omrøring. Passer derfor bare i gjødsellagere med liten gulvflate eller i lettflytende gjødsel som uten eller etter moderat omrøring flyter til pumpa. 6" pumper har god evne til omrøring. Bør derfor foretrekkes i gjødsellagere med varierende gjødselkonsistens som trenger sterk omrøring dersom tilfredsstillende tømning skal oppnås.
3. Enkelte fabrikata har effektiv kutting av stråforrester. Dersom gjødsla inneholder stråforrester og skal spres ved hjelp av tankvogn med fordelerkammer-slanget og labber bør det velges ei sentrifugalpumpe med utskiftbar motkniv.

4. Effektbehovet er relativt stort, særlig for 6" pumper. Disse bør drives av traktor og de krever da pumpekum i plan med terrenget.

Sentrifugalpumper - frittstående

1. Usikker sugesevne. Bør om mulig plasseres lågere enn gjødselnivået.
2. Maksimalt arbeidstrykk er 60-70 m vs.
3. Har relativt begrenset omrøringsevne.
4. Har liten evne til å kutte opp stråfórrester, hønsefjær, bark og trefliser. Krever derfor rein gjødsel.
5. Har høgt effektbehov. Bør derfor drives av traktor.
6. Aktuelle for små gylleanlegg.

Eksentersnekkepumper

1. Gode sugesevne.
2. Høgt arbeidstrykk, 80-120 m vs.
3. Har relativt god omrøringsevne.
4. Har ingen evne til å kutte opp stråfórrester.
5. Skades lett av faste gjenstander i gjødsla.
6. Utsatt for skader ved tørrkjøring og frysing.
7. Relativt høgt effektbehov ved større trykkehøgder.
8. Lite avhengig av pumpekummens høgdeplassering i forhold til terrenget. Høver derfor for traktordrift, separat eller montert under en tankvogn. Høver for gylleanlegg under forutsetning av lite stråfórrester og ingen faste gjenstander i gjødsla.

Vakuumpumper på tankvogn

1. God sugesevne.
2. Lågt arbeidstrykk.
3. Liten evne til omrøring.
4. Ingen oppkutting av stråfórrester i gjødsla.

5. Tar ikke skade av faste gjenstander i gjødsla.
6. Relativt lite avhengig av pumpekummens plassering i forhold til terrengnivået.
7. Kan nyttes til tømning av gjødsellagere med liten gulvflate og for gjødsel som flyter til sugeslangen.

c. Pressaftpumper (fra prøvemelding nr. 319)

Ved ensilering av gras vil det, avhengig av forholdene, bli en del pressaft som det må bli tatt hand om.

Pressaftmengden bestemmes bl.a. av plantematerialet som ensileres og av vanninnholdet ved nedlegging. Ved ensilering av regnvått gras eller raps blir pressaftmengdene svært store. Målinger ved siloene til gårdsbruket, NLH, sommeren 1970 viste at ved nedlegging av ca. 50 t vått gras var pressaftmengden 32 % av innlagt masse. Største avrenningsintensitet var ca. 12 l/min. Nedlegging av gras i en tørkeperiode ga minimal avrenning.

Nedlegging av ca. 80 t regnvått raps ga en avrenning på ca. 50 % av innlagt masse. Største avrenningsintensitet var ca. 35 l/min. Hvor lenge vi må ta hand om pressafta vil avhenge av hvor raskt den renner ut av siloen.

Noen alternative løsninger for å ta vare på pressafta er:

Alt. 1. Avrenning fra silo til samleikum og tapping fra denne til gjødseiltankvogn for utkjøring og spredning (fig. 36).

Alt. 2. Avrenning fra silo til samleikum og pumping fra denne til gjødseiltankvogn for utkjøring og spredning.

Det kan være aktuelt å bruke gjødseilpumpe, da vanlig pressaftpumpe har for liten kapasitet til fylling av tankvogn.

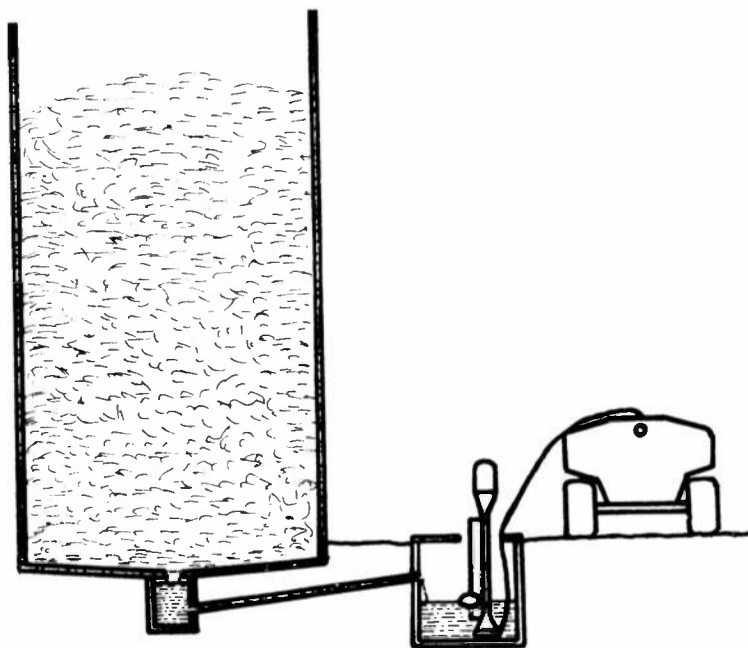


Fig. 36. Pumping av pressaft opp i tankvogn

Alt. 3. Avrenning fra silo til pumpekum og pumping fra denne til samleikum. Videre tapping fra samleikum til gjødseltankvogn for utkjøring og spredning.

Alt. 4. Avrenning fra silo til pumpekum og pumping fra denne til samleikum. Videre pumping fra samleikum til gjødseltankvogn for utkjøring og spredning.

Det kan være behov for både pressaftpumpe og gjødselpumpe, da vanlig pressaftpumpe har for liten kapasitet til fylling av tankvogn.

Dersom en disponerer tankvogn med kompressor eller eksentersnekkepumpe kan også andre løsninger komme på tale.

Det må stilles visse minimumskrav til pumpene med hensyn til kapasitet og trykkehøyde. Som oftest vil pumpa bli plassert slik at den skal ta unna pressafta etterhvert som denne renner ut av siloen. For å være sikker på at pumpa skal klare dette, bør den ha en kapasitet på ca. 40 l/min. Dersom pumpa skal ta unna svært store pressaftmengder fra flere siloer samtidig, kan det bli nødvendig med høyere pumpekapasitet.

Det krav en må stille til manometrisk trykkehøyde vil avhenge av slangedimensjon og av løftehøyde der pumpa skal nyttas. En trykkehøyde på ca. 5 m v s. vil under de fleste forhold være tilstrekkelig. (Manometrisk trykkehøyde = løftehøyde + trykktap i slangen.)

Miljøet pumpa skal arbeide i er ugunstig. Pressafta, med en pH-verdi på ca. 4, virker korroderende på pumpeutstyret.

Klimaet over væska utsetter også pumpeutstyret for store påkjenninger. Det utstyret som skal brukes til pumping av pressaft, må derfor tåle påkjenningene av både pressafta og av lufta over væska.

Pumpeutstyret må ha god driftssikkerhet.

Pressaftpumpene er som regel nivåstyrte. Det finnes flere løsninger på kraftoverføringen fra motor til pumpe. Ved en type sitter pumpehjulet på en forlenget motoraksel slik at motoren ikke kommer i berøring med pressafta (fig. 37).

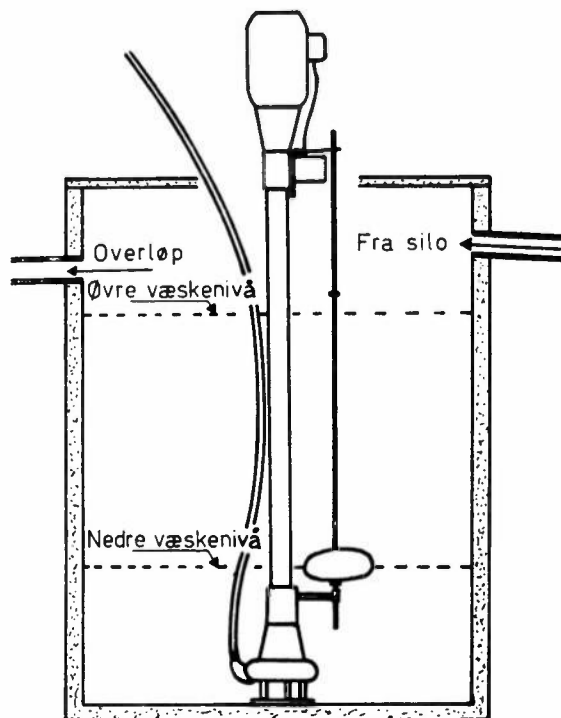


Fig. 37. Nivåstyrt sentrifugalpumpe på forlenget motoraksel.

En annen løsning er å plassere både pumpe og motor på bunnen av kummen. Det må da stilles spesielle krav til tetning og materialer da pressafta har en sterkt korroderende virkning.

d. Melkepumper for melkemaskeanlegg.

I rørmelkingsanlegg samles melka i en slutenhet og skal derifra transporteres over i en melketank. Det er vanlig å bruke nivåstyrte melkepumper til denne transporten. Melk og luft må ikke pumpes samtidig da kraftig blanding av luft og melk kan ødelegge melka og forårsake smaksfeil. Nivåstyringen arrangeres slik at pumpa stoppes før luftutskilleren (se fig. 38) er tømt for melk. På fig. 38 er det vist en nivåstyring med elektroder som stikker ned i melka. Melkas ledningsevne utnyttes til å gi signal for start og stopp av pumpa ved forskjellig nivå.

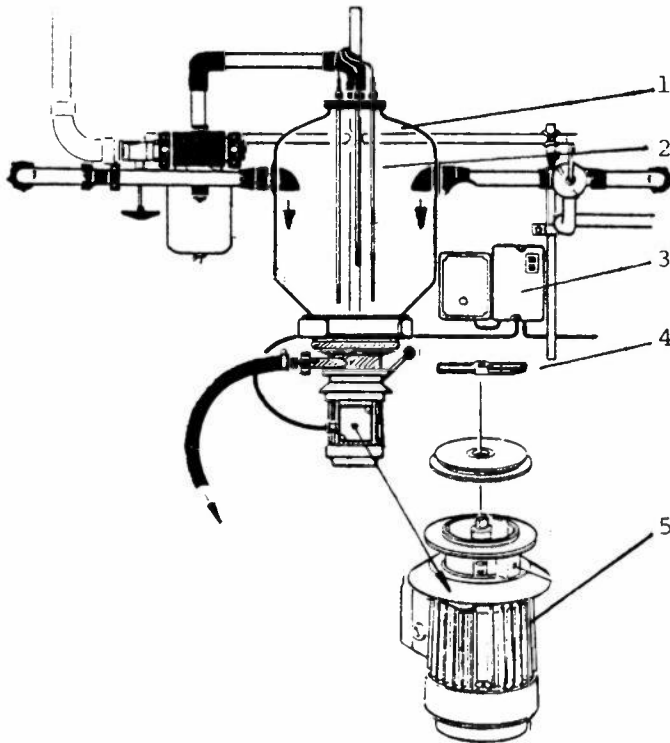


Fig. 38. Luftutskiller med melkepumpe.
1. Luftutskiller, 2. Elektroder, 3. Kontaktorbox, 4. Radielle pumpe-skovler, 5. Elektrisk asynkronmotor,
Pumpa er ei sentrifugalpumpe med to radielle skovler.

Som melkepumpe blir det også brukt en såkalt "impeller"pumpe med gummirotor (fig. 39). Pumpehuset har en slik form at skovlene i rotoren blir bøyd. Dermed vil rotoren virke som en eksentrisk anbragt rotor.



Fig. 39. Impellerpumpe.

e. Vakuumpumper for melkemaskeanlegg.

Vakuumpumpene som brukes til melkemaskeanlegg er vingepumper (se s. 19). Til spannmelkeanlegg er det vanlig å bruke tørrotasjonspumper, mens det for rør-melkeanlegg er nødvendig å bruke oljesmurte pumper med stållameller, da melke- og vaskemiddeldamper kan føre til korrosjon i pumper som ikke er smurt.

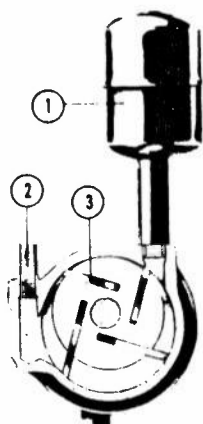


Fig. 40. Tørrotasjonspumpe.

1. Lydpotte, 2. Rørforbindelse til vakuumsystemet, 3. Grafittplater.

Oljefilmen som dannes mellom platene og pumpehusveggen har to oppgaver. Den ene er å smøre for å redusere friksjonen og den andre er å gi tetning. Pumpekapasiteten er derfor avhengig av god smøring (Fig. 41). En vanlig smøremetode er dryppsmøring. Pumpa har en oljebeholder med dryppkammer som fylles med olje når pumpa står stille. I startøyeblikket suges oljen inn i pumpa og gir effektiv smøring.

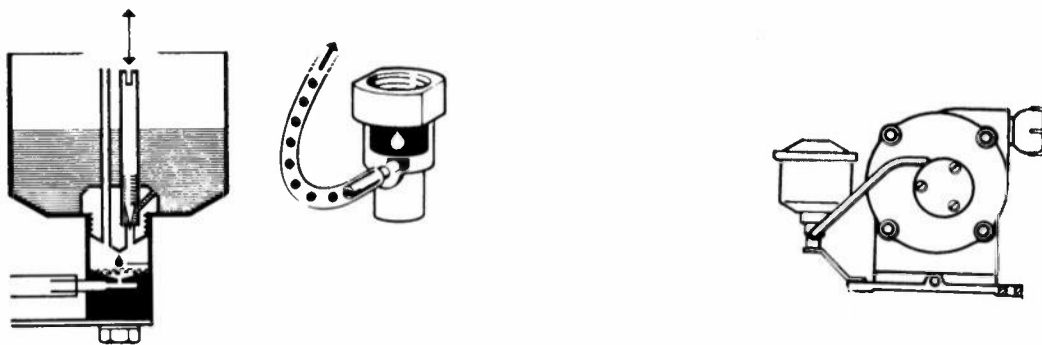


Fig. 41. Dryppsmøring av vakuumpumpe med stålplater.

Melkemaskinvakuumpumpene komprimerer lufta fra ca. $\frac{1}{2}$ atmosfære (~ 50 kPa) undertrykk til 1 atmosfære (~ 100 kPa) og blir derved oppvarmet til ca. 70° C. I følge tilstandsligningen vil lufta inne i vakuumsystemet ta dobbelt så stor plass som utenfor systemet.

Tilstandsligning $\frac{p_1 \cdot v_1}{T_1} = \frac{p_2 \cdot v_2}{T_2}$

v_1 = volum med atmosfæretrykk, v_2 = volum i vakuumsystemet,

p_1 = atmosfæretrykk, $p_2 = \frac{1}{2}$ atmosfære. Vi kan tilnærmet sette at temperaturen inne i anlegget er lik temperaturen utenfor anlegget d.v.s. $T_1 \approx T_2$. Da er

$1 \cdot v_1 = \frac{1}{2} \cdot v_2$ eller $v_2 = 2v_1$.

Ved målinger av kapasiteten i liter luft pr. minutt snakker vi om fri luft og ekspandert luft og mener da henholdsvis luft ved atmosfæretrykk og luft ved undertrykk (vakuum). Alle kapasitetesmålinger skal skje ved fri luft (NL/min).

Av pumpekararakteristikken (Fig. 42) ser vi at pumpekapasiteten faller ved økende vakuum og at den stiger ved større turtall. Av konstruksjonsmessige grunner har pumpene et maksimalt turtall som ikke må overskrides.

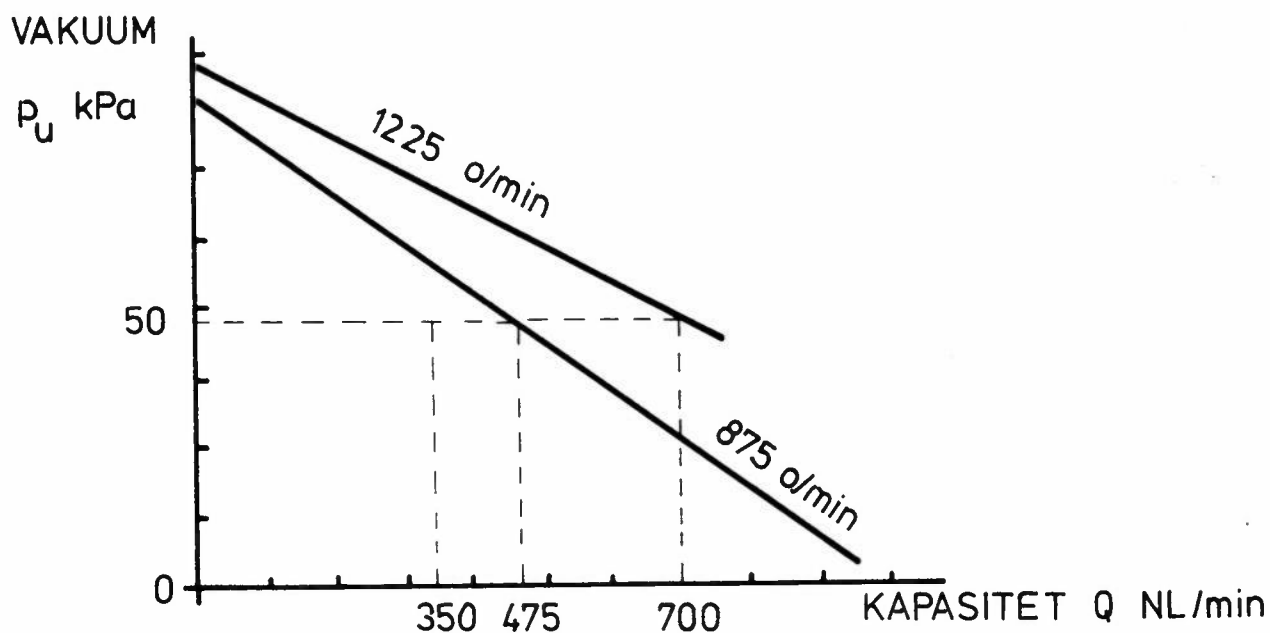


Fig. 42. Pumpekarakteristikker for ei pumpe ved to forskjellige turtall.

C. Vifter

I husdyrbrukets lagerrom brukes viftene til ventilasjonsanlegg og pneumatiske transportanlegg

- | | |
|-------------------------------|------------------------|
| - Ventilasjonsanlegg | + varmbærer |
| | kuldebærer |
| | fuktighetsbærer |
| - pneumatiske transportanlegg | + korntransport |
| | transport av spon m.m. |

1. Trykk- og hastighetsforhold

Viftene har til oppgave å transportere en gass. I landbruket er det som oftest luft. Luftas volum anses som uendret under arbeidsprosessen, d.v.s. den betraktes som inkompressibel i likhet med en væske. Vifter har derfor i prinsippet samme virkemåte som pumper.

(Ved kompressorer er det ikke strømningstransporten, men trykkøkningen som er hovedsaken. I ei vakuumpumpe komprimeres luft fra 50 kPa til 100 kPa.)

I en kanal med gasstransport er $p_t = p_s + p_d$ langs en strømningslinje uten tap. Måleenhetene som brukes er $1 \text{ Pa} = 1 \text{ N/m}^2 \approx 0,1 \text{ mm vs. mm vs.}$ er praktisk å bruke da man kan bruke en tynn plastslange som manometer og lese av trykkforskjellene i mm. Ved å måle det dynamiske trykket $p_d = \rho \frac{v^2}{2}$ (N/m^2) eller $p_d = \rho \frac{v^2}{2g}$ (mm vs.) kan vi finne hastigheten v .

Dimensjonsanalyse: $\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2} = \frac{\text{kg}}{\text{m}^2}$

for vann er $\frac{\text{kg}}{\text{m}^2} = \frac{\text{dm}^3}{\text{m}^2} = \frac{\text{dm}^3}{100 \text{ dm}^2} = \text{mm vs.}$

For luft ved 20° C og atmosfæretrykk = 100 kPa er $\rho = 1,2 \text{ kg/m}^3$ og

$$v = \sqrt{\frac{2g}{1,2} \cdot p_d} = \underline{4 \sqrt{p_d}} \text{ (m/s)}$$

2. Viftetyper

De mest anvendte viftetyper er a. sentrifugalviftene og b. propellviftene.

a. sentrifugalvifter, anvendes vanligvis for små mengder og høye trykk.

høytrykksvifter > 1000 mm vs.

mellomtrykksvifter > 250-1000 mm vs.

lavtrykksvifter < 250 mm vs.

b. propellvifter, anvendes vanligvis for storemengder og lave trykk.

som lavtrykksvifter < 100 mm vs.

3. Sentrifugalvifter

Viftene har i prinsippet samme konstruksjon som sentrifugalpumpene, men er som regel laget av plater for å få de så billige som mulig. Det gir imidlertid ikke så god strømningsform som pumpene har (Fig. 43 og 44).

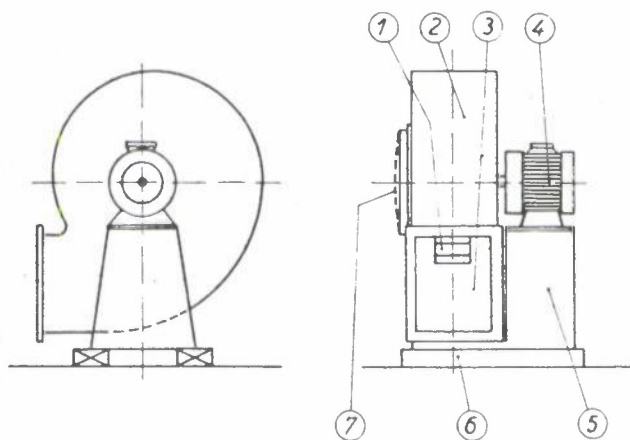


Fig. 43. Sentrifugalvifte.

1. viftehjul, 2. viftehus,

3. utløp, 4. el.motor,

5. konsoll, 6. bunnramme,

7. beskyttelsesgitter

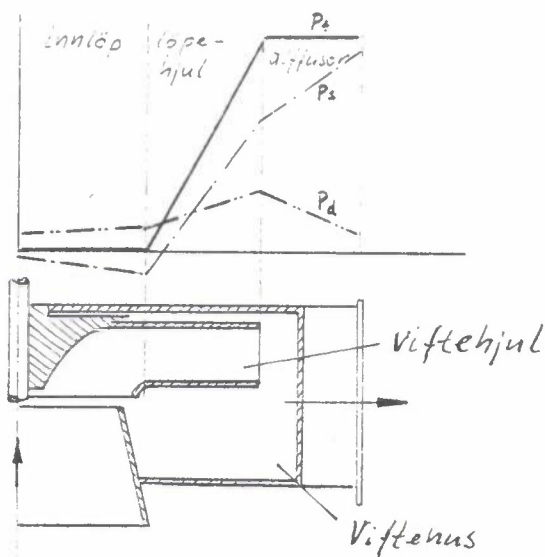


Fig. 44. Trykkforløp i ei sentrifugalvifte.

p_t = totaltrykk

p_s = statisk trykk

p_d = dynamisk trykk

$p_t = p_s + p_d$

Gassen blir tilført energi når den passerer viftehjulet. p_t er konstant foran og etter viftehjulet. p_t øker når gassen passerer gjennom hjulet.

4. Viftekarakteristikk for sentrifugalvifter. Fig. 45
Forskjellige typer viftehjul.

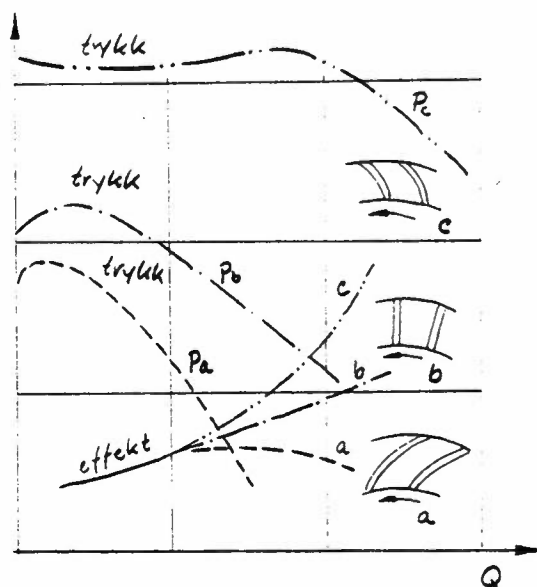


Fig. 45. Trykk- og effektforløp ved forskjellige skovleformer.

Samme diameter og turtall for alle 3 vifter.

- a. Vifte med bakoverbøyde skovler har best virkningsgrad. Effekten P_a varierer lite med gasstrømmen Q , og det forenkler valget av drivmotor.
- b. Vifte med radielle skovler. Viftetypen brukes mye som transportvifter. Materialet som skal transporteres kiler seg ikke så lett fast. Høy, halm, flis, bark o.l. krever en lufthastighet på minst 20 m/s. Hvete-korn, f.eks. svever på en luftstrøm med hastighet på ca. 17 m/s.
- c. Vifte med fremoverbøyde skovler. Brukes for små vifter og store kapasiteter. Drivmotoren kan lett bli overbelastet, da effektbehovet stiger raskt med økende gasstrøm.

Ved kraftig strupning øker effektbehovet og kjølingen avtar slik at motoren kan gå varm

5. Regulering av vifter

- a) turtallsregulering (elektrisk eller mekanisk)
- b) spjeldregulering
- c) ledeskivregulering

a) gir bedre virkningsgrad enn b). Ofte er det beste en kombinasjon av a), b) og c).

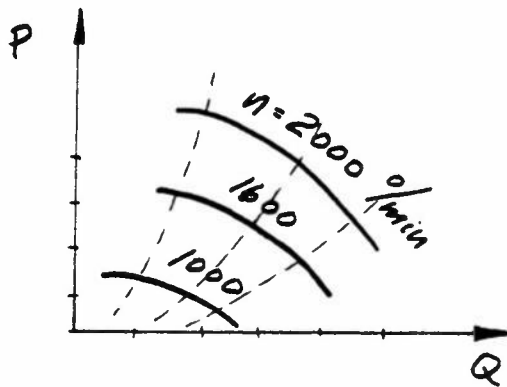


Fig. 46. Viftekarakteristikk ved forskjellige turtall.

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 \quad \frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3 \quad P_2 = P_1 \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2$$

Effektbehov og virkningsgrad

Q = gassmengde m³/s

p_t = totaltrykk mm vs.

η_t = totalvirkningsgrad

P = effekt kW

$$P = \frac{Q \cdot p_t}{1000 \cdot \eta_t}$$

Eksempel:

$$\left. \begin{array}{l} n_1 = 1000 \\ n_2 = 2000 \end{array} \right\} \begin{array}{l} P_1 = 100 \\ P_2 = 400 \end{array}$$
$$P_1 = 5 \text{ kW} \quad \text{da } P_2 = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3 P_1$$
$$P_2 = 40 \text{ kW}$$

Viftehjulet blir enten drevet direkte fra drivmotoren, eller over et kileremtrekk. Mindre vifter med høyt turtall har direkte drift, mens turtallet ved større vifter reduseres ved hjelp av en kileremstransmisjon.

Sentrifugalvifter brukes som transportvifter for høy, halm, korn, kraftfôr m.m. (se kapitel pneumatisk transport).

6. Propellvifter

Propellvifter er en utpreget lavtrykksvifte (kalles også aksialvifte). Den består av et viftehjul på en aksel og en elektrisk motor (se figur).

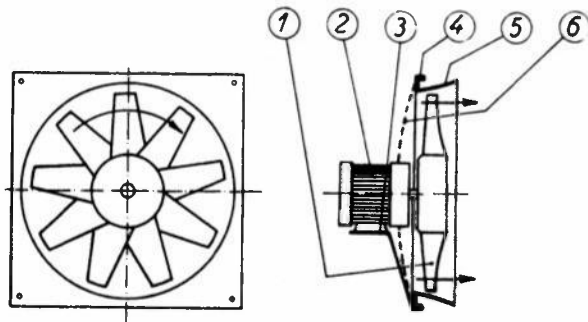


Fig. 47. Propellvifte

1. viftehjul, 2. elektrisk motor, 3. konsoll, 4. karm, 5. viftehus, 6. netting.

Viften har som regel direkte drift og monteres på vegg, i rør eller i tak.

Lavtrykkstypen har lite nav og få skovler, høytrykkstypen stort nav og mange skovler.

Propellviften har god virkningsgrad.

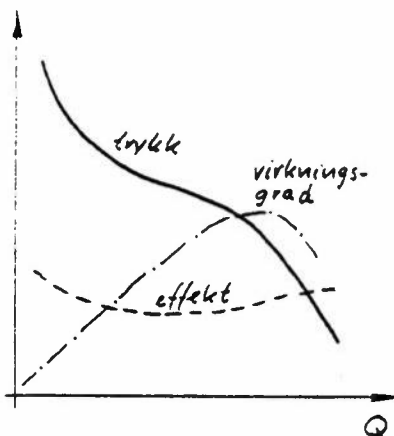


Fig. 48. Viftekarakteristikk, propellvifte

7. Eksempler

a. Tørkevifter for korn (fra orientering nr. 35).

Luft med tørkeegenskaper er ikke nok for å få til tørking. Lufta må drives gjennom den kornmasse som skal tørkes. Viftene som brukes i korntørkeanlegg er dels propellvifter og dels sentrifugalvifter. Viftenes egenskaper kan best belyses ved å tegne opp karakteristikken i et diagram (Fig. 49).

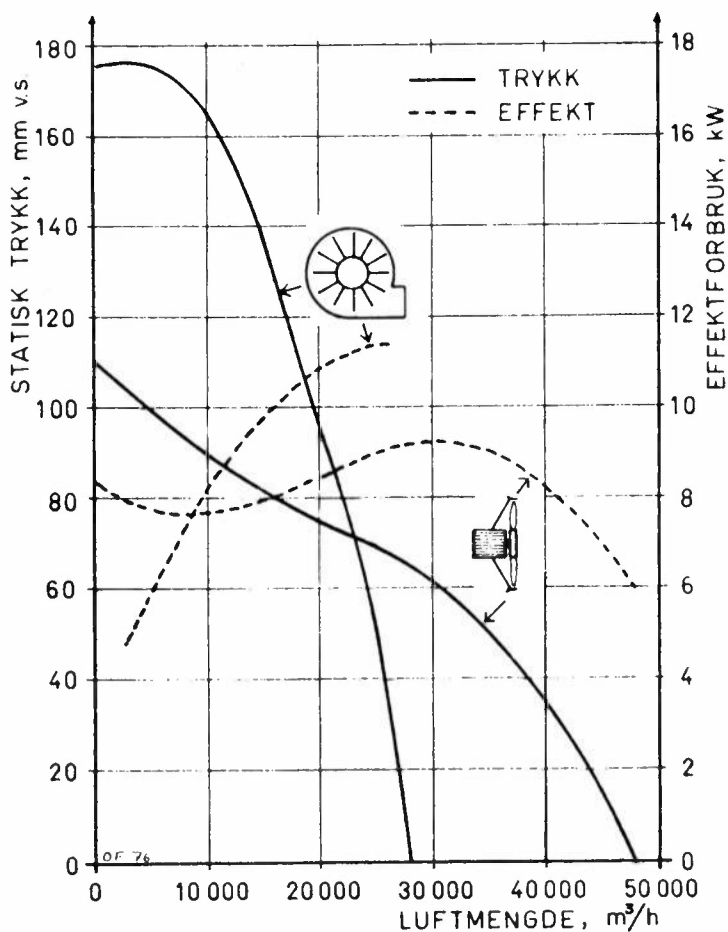


Fig. 49. Viftekaraktistikker for ei propellvifte og ei sentrifugalvifte.

Trykk- luftmengde-kurven har interesse for å vite hvor mye luft vifta gir mot forskjellige trykk. Effekt- luftmengde-kurven viser hvor stor effekt vifta bruker ved forskjellig luftmengde. Innenfor det aktuelle arbeidsområdet for vifta må denne kurven ikke gå over en maksimalverdi som er bestemt av motoren. For en 7,5 kW (10 hk) motor er denne ca. 8,6 kW.

I vanlige binjetørker vil det aktuelle arbeidsområdet være mellom 40 og 70 mm vs. For tynne kornsjikt kan det være lavere og for tykke kornsjikt vesentlig høyere. Propellviftene er aktuelle for trykk opp til 50-100 mm vannsøyle, avhengig av type og størrelse. For høyere trykk må en bruke sentrifugalvifter. Det er viktig at en velger ei vifte som gir den ønskede luftmengde ved det nødvendige trykk. Det er også grunn til å se på hvordan vifta reagerer litt på sidene av den beregnede luftmengde. Legger en inn tykkere kornsjikt enn det vifta er beregnet for, kan det føre til en sterk reduksjon i luftmengden dersom vifta er trykksvak.

Fabrikantens opplysninger kan gi noe veiledning om viftenes ytelser, men det vil være bedre om en kan finne resultater fra offentlige prøver. Serieprøver gjennomført ved Statens Maskinprovningar i Sverige i 1972-73, viser at svært få av propellviftene holder de oppgitte ytelser. Det er videre en klar tendens til at motorene er for små. Dette er svært uheldig i praksis. Strømfordelingsnettene er ofte i svakeste laget, og det medfører dårlig spenning. Både for lav og for høy spenning vil føre til at motoren bruker for mye strøm og blir for varm. Der en risikerer for høy eller for lav spenning, kan det derfor for enkelte vifter være riktig å få levert disse med en større motor enn det som er standard. For en del aktuelle sentrifugalvifter foreligger det prøveresultater fra Statens Redskapsprøver i Danmark etter prøver i 1976.

For å få stor nok luftmengde må en enkelte ganger bruke flere vifter. Disse kan kobles på det samme kanalsystemet, men det vil være bedre om en kan dele opp kanalsystemet slik at hver vifte får sin del. Det vil være lettest å få startet alle viftene da, ellers vil den siste som startes opp ha betydelig hastighet den gale veien.

Forutsetningen for at flere vifter skal kunne arbeide ved siden av hverandre på det samme systemet er at alle viftene gir luft i det aktuelle trykkområdet. Med en trykksterk og en trykksvak vifte kan det lages situasjoner der lufta går den gale veien i den trykksvake vifta. I et slikt tilfelle ville en fått mere luft ved å tette for den trykksvake vifta.

Dersom lufta kjøres gjennom to vifter etter hverandre vil en kunne få høyere trykk på lufta, men ikke større luftmengde enn med ei vifte. Det er også mulig å bygge systemer der to vifter kan kjøres enten ved siden av hverandre, parallelt, eller etter hverandre, i serie. I slike systemer må en vanligvis velge like vifter. En skulle imidlertid helst hatt en venstregående og en høyregående vifte.

Trykkmåler.

I forbindelse med vifter og luftgjennomgang i kornsjikt er det statiske trykket en viktig størrelse. Det statiske trykket kan en lese av på en enkel trykkmåler, et U-rørmanometer.

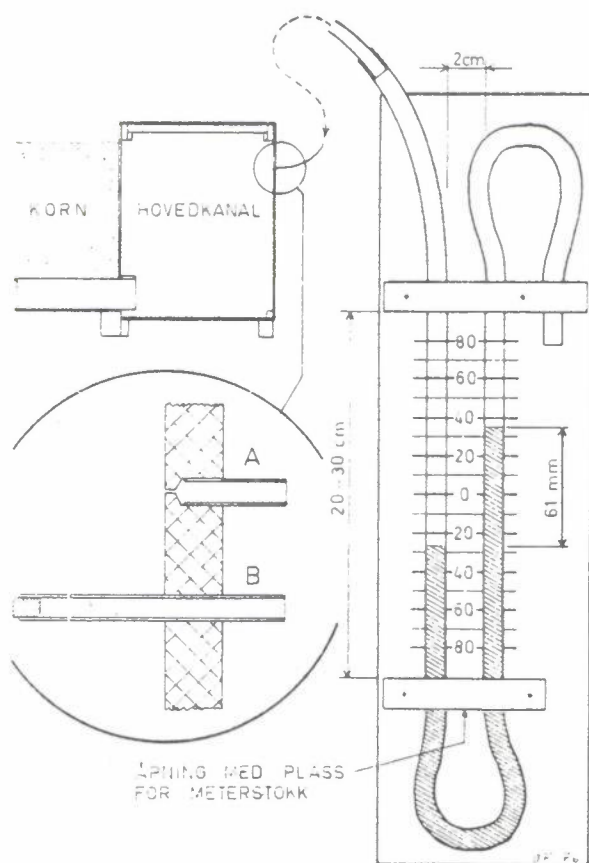


Fig. 50. U-rørmanometer og trykkuttak. Manometeret viser 61 mm vs.

Fig. 50 viser et slikt manometer. Det lages av tykkvegget plastslange med en innvendig diameter på minst 6 mm. Slangen må være tykkvegget for at den ikke skal bli flat i bøyene. Slangen fra trykkuttaket i tørka stikkes inni hverandre slik at forbindelsen blir helt lufttett. Den andre enden av manometerslangen må være åpen, men bør bøyes nedover for at det ikke skal bli for mye støv og skitt i manometeret.

Trykkuttaket på tørka plasseres noen meter fra tørkevifta for å hindre at hvirvelstrømmer nær vifta skal forstyrre trykkmålingen. I en sponplatevegg kan en lage et fint trykkuttak ved først å bore innenfra med et svært tynt bor, 1-2 mm, og deretter bore utenfra med et bor som har samme diameter som trykkslangen utvendig. Se detalj A i fig. 50. Med det grove boret må en ikke bore helt igjennom. Med litt lim eller tettemasse på utsiden av slangeenden kan en få en tett og god forbindelse.

En kan også trekke trykkslangen inn i hovedkanalen, tette trykkslangen i enden og bore noen fine hull rundt om på slangen. Se detalj B i fig. 50. Manometeret plasseres på et sted det er lett å lese av. Det gjør ikke noe om trykkslangen er lang. Det helles vann på manometeret og den vertikale forskjellen mellom vannsøylene vil vise det statiske trykket. Forskjellen kan måles ved hjelp av millimeterpapir, linjal med millimeterinndeling eller en meterstokk.

Vann i en plastslange ødelegger ikke slangen om vinteren. Bruker en væsker som ikke fryser, har disse vanligvis en annen spesifikk vekt enn vann og en omregning vil være nødvendig for å få verdien i mm vannsøyle, mm vs.

Dimensjonering av luftmengde.

Den vanlige binjetørka dimensjoneres for $800-1000\text{ m}^3$ luft pr. tonn korn og time. Dette er erfaringstall som gir en brukbar garanti for godt resultat av tørkingen også under vanskelige forhold. 900 m^3 luft pr. tonn korn og time, hektolitervekt på 60 kg og sjikttykkelse på 1 m gir en lufthastighet på 15 cm pr. sek like over kornsjiktet. Lufthastigheten mellom kornene vil være vesentlig større. I enkelte varmlufttørker brukes lufthastigheter på ca. 30 cm pr. sek. For å drive lufta gjennom et kornsjikt må det være et trykk på lufta. Fig. 51 viser et eksempel på sammenhengen mellom lufthastigheten i et horison-talt kornsjikt og det trykk som må til for å oppnå dette.

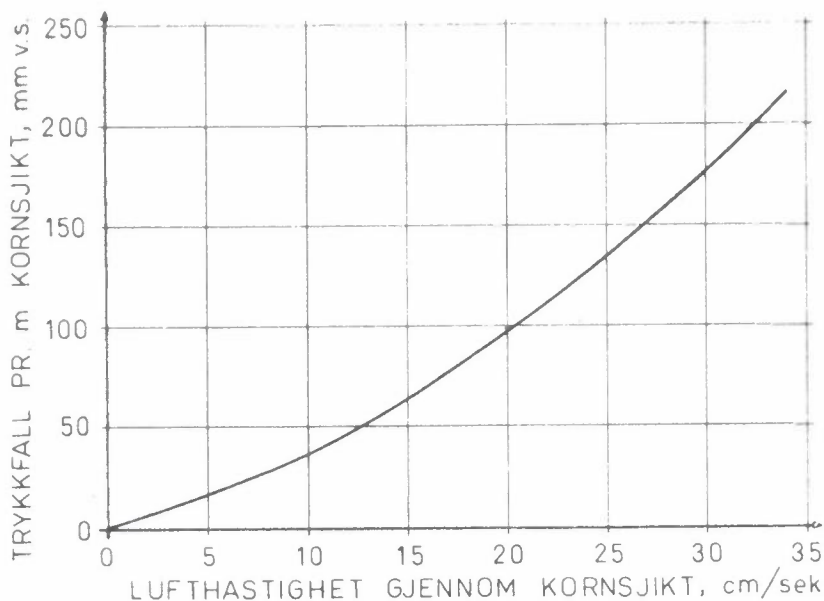


Fig. 51. Luftmotstand i havre med 22,6 % vann og hektolitervekt på 57 kg. Etter forsøksmelding nr. 5 fra LTI.

Kurven gir et bilde av strømmingstapet gjennom kornsjiktet ved ulike hastigheter. Dette tapet uttrykkes med tapsleddet h_f i Bernoullis 2. ligning (se s. 8). Kurven kan også sammenlignes med rørledningskarakteristikken for et pumpeanlegg (se fig. 17 s. 16).

Det er ikke tilstrekkelig å bruke 800-1000 m³ luft pr. tonn korn og time som dimensjoneringsnorm dersom en regner med en annen sjikttykkelse enn ca. 1m. Med halve sjikttykkelsen vil da hastigheten bli halvert og det gir ikke sikker nok tørking. Økes sjikttykkelsen til det dobbelte vil hastigheten øke til det dobbelte og da øker mottrykket og effektbehovet ca. 7 ganger. En slik effektøkning har en vanligvis ikke mulighet for. Hastigheten på lufta gjennom kornsjiktet har avgjørende betydning for hvor godt det går med tørkingen. Hastigheten bør helst ikke være mindre enn 15 cm pr. sek målt like over kornsjiktet. Blir den for liten, får en lett problemer med kondens og tiltetting av den øverste delen av kornsjiktet. Ved et statisk trykk på 60 mm vs. pr. m sjikt vil hastigheten være ca. 15 cm pr. sek. Det er derfor alltid grunn til å kontrollere at trykket er tilstrekkelig høyt. Dersom luftmengden blir for liten i forhold til den kornmengde som skal tørkes, må det være en mulighet for å varme opp lufta slik at en kan tørke hele døgnet.

Arbeidsdiagram

På grunnlag av kurven i fig. 51 kan en for forskjellige tørkebinge og fyllingshøyder tegne kurver som viser sammenhengen mellom luftmengde og statisk trykk. I samme diagrammet kan en tegne inn kurver for aktuelle vifter og har da et arbeidsdiagram, fig. 52. Ut fra diagrammet kan en finne hvor stort mottrykk en vil få og hvor stor luftmengde en vil få ved forskjellig bruk av tørka og bruk av forskjellige vifter. En leser av verdiene for kryssingspunktene (driftspunktene). Disse verdiene og lufthastighetene er satt opp i tabellen nedenfor. For utregning av luftmengden pr. tonn korn og time er det regnet med en hektolitervekt på 57 kg.

Luftmengder, lufthastigheter og trykkfall for driftspunktene i fig. 52.

Bingecareal m ²	Sjikt- tykkelse m	Luft- mengde		Luft- hast. cm/sek	Trykkfall mm v.s. pr. m sjikt
		m ³ /h	m ³ /tonn x h		
Propellvifte					
60	1	30 600	895	14,2	60,5
60	2	21 000	307	9,7	36,8
30	1	18 100	1 058	16,8	77,0
30	2	12 000	351	11,1	42,8
Sentrifugalvifte					
60	1	25 400	743	11,8	47,0
60	2	22 200	325	10,2	39,8
30	1	20 600	1 205	19,1	91,8
30	2	16 200	474	15,0	64,0

I den største tørka gir propellvifta tilstrekkelig luftmengde og lufthastighet for 1 m sjiktskykkelse. Sentrifugalvifta gir litt for lite luft. Økes sjiktskykkelsen til 2 m er ingen av viftene akseptable. I den minste tørkebingen, halve tørka, er begge viftene rikelige for 1 m sjiktskykkelse. For 2 m sjiktskykkelse klarer sentrifugalvifta å holde tilstrekkelig hastighet, men luftmengden pr. tonn og time blir liten.

Ved tørking av tykke sjikt klarer en vanligvis å holde hastigheten på luftstrømmen dersom en bruker egnede vifter. Den totale luftmengde pr. time vil imidlertid reduseres betraktelig sammenlignet med tørking i ca. 1 m tykt sjikt og det vil gå ut over tørkekapasiteten. Tilsatsvarme kan være nødvendig for å kompensere dette.

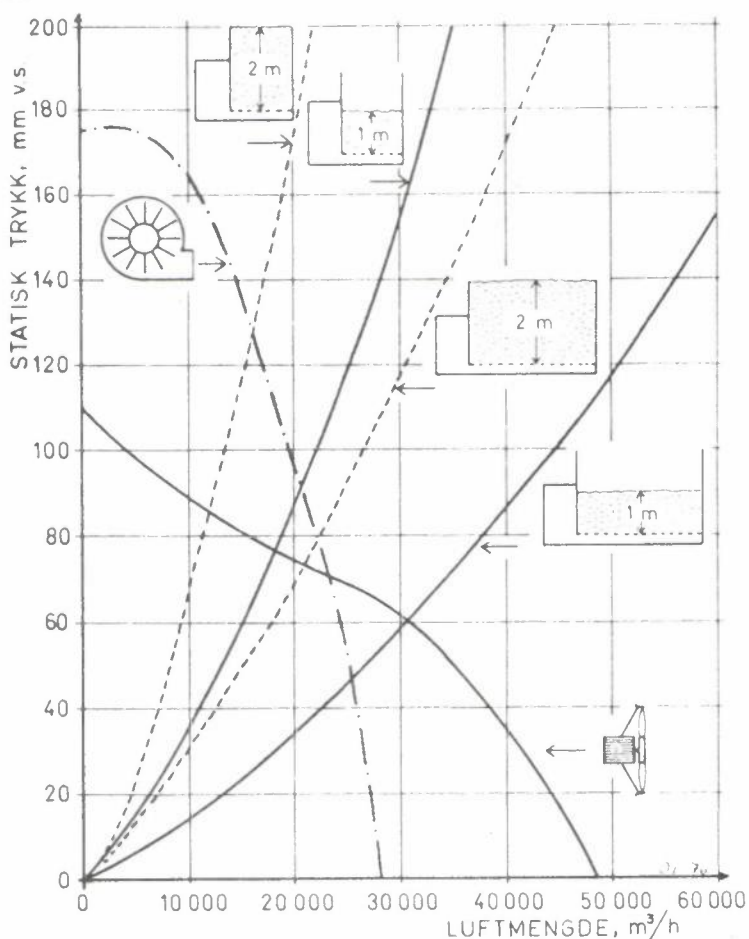


Fig. 52. Arbeidsdiagram som viser 2 vifter og 2 tørkebinge, 30 m² og 60 m² med 1 m og 2 m kornsjikt. Kurvene for tørkebingene er laget på grunnlag av kurven i fig. 51.

b. Vifter for høytørkeanlegg (fra stensiltrykk nr. 650, serie A, LTI).

I den praktiske planlegging av tørkeanlegg er det spørsmål om å få mest mulig luft billigst mulig. For å få til det må en planlegge tørkeanlegget slik at det gir minst mulig motstand mot luftstrøm uten at anlegget bygges for stort og dyrt.

I fig. 53 ser en at det er ved store lufthastigheter i tørkeanlegget en får stor motstand mot luftstrømmen. Bygger en ei lita tørke og pakker høyet tett på tørka er det mye vanskeligere å få gjennom stor luftmengde enn på ei større tørke med mindre tett pakking. I trykkområdet under 70 mm vs. får en vanligvis luftmengden billigst ved å bruke ei propellvifte. Den fordel en del av sentrifugalviftene har når det gjelder støy, må vanligvis betales dyrt. Støydemping av propellvifta vil vanligvis koste mindre enn mellomlaget.

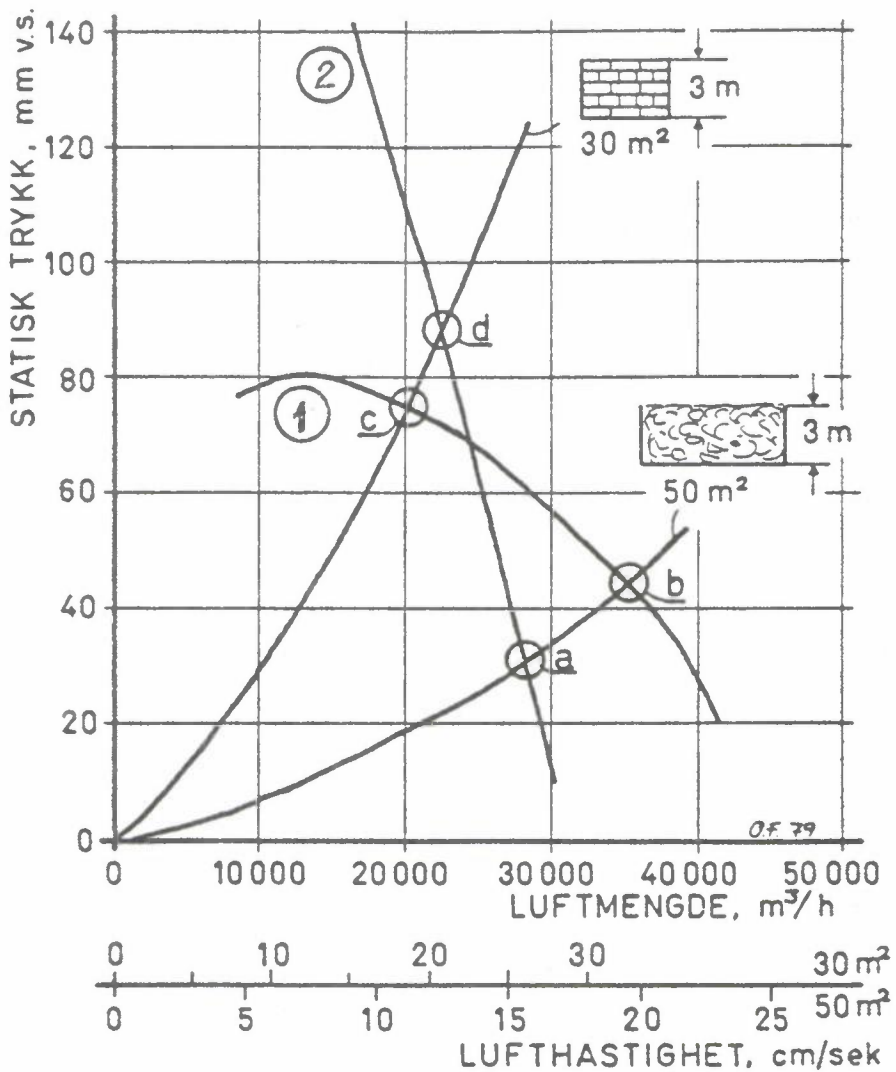


Fig. 53. Diagram for to høytørkeanlegg med to sentrifugalvifter 1 og 2.

Diagrammet i fig. 53 viser trykk-luftforholdene i to høytørkeanlegg, ett på 30 m^2 med 3 m baller og ett på 50 m^2 med 3 m løst høy. Med volumvekter på henholdsvis 120 og 70 kg høy pr. m^3 inneholder hvert anlegg ca. 10 500 kg høy. Fra skjæringspunktene (a, b, c, d), mellom luftmotstandskurvene for anleggene og trykk-luftmengde-kurvene for viftene kan en lese av verdier for luftmengde, og lufthastighet i tørka og statisk trykk. Til tørka for løst høy egner vifte 1

seg best fordi den gir størst luftmengde og dessuten har minst effektbehov. Til tørka for presset høy er det vifte 2 som egner seg best. Luftmengden er bare vel $2000 \text{ m}^3/\text{h}$ større med vifte 2 enn med vifte 1, men dersom luftmotstanden skulle bli større enn det kurven for tørka viser, vil luftmengden reduseres mer med vifte 1 enn med vifte 2.

D. Kjøleteknikk

1. Kjøleprosessen

I lagerrom er det i mange tilfeller nødvendig å senke temperaturen til et ønskelig nivå for det produkt som skal lagres. Grunnlaget for moderne kjøleteknikk ligger i fordampningsprosessen der det tas varme fra omgivelsene når en væske går over i dampform. Til denne prosessen brukes det lett fordampelige væsker med meget lavt kokepunkt. Freon 12 er et *kuldemedium* som er mye brukt. Den har kokepunkt på -30°C .

Vi kan tenke oss at vi senker de varene vi vil ha nedkjølt ned i en åpen beholder med Freon 12. Da vil varmen fra varene bringe Freonvæsken til å koke og en viss mengde av kjølemediet vil gå over i dampform og ta varme fra varene. Et slikt forbruk av *høyt verdifulle* er imidlertid uøkonomisk, og hele kjøleprosessen legges derfor i et lukket system der dampen fra en fordamper suges inn i *en kompressor* som komprimerer dampen til et trykk som gjør at dampen går over til væske igjen (kondenseres). Da vil dampen avgi varme, og det skjer i den såkalte kondensator, som på en eller annen måte må avgi denne varmen videre til omgivelsene. Væska slippes under trykkfall tilbake på fordamperen gjennom en ekspansjonsventil (strupeventil). *Prosessen kalles en* sirkelprosess.

2. Kompressorkjølemaskinen (fig. 54).

Kompressorkjølemaskinen har stor utbredelse og er av de kjølemaskinene som er av størst interesse for oss.

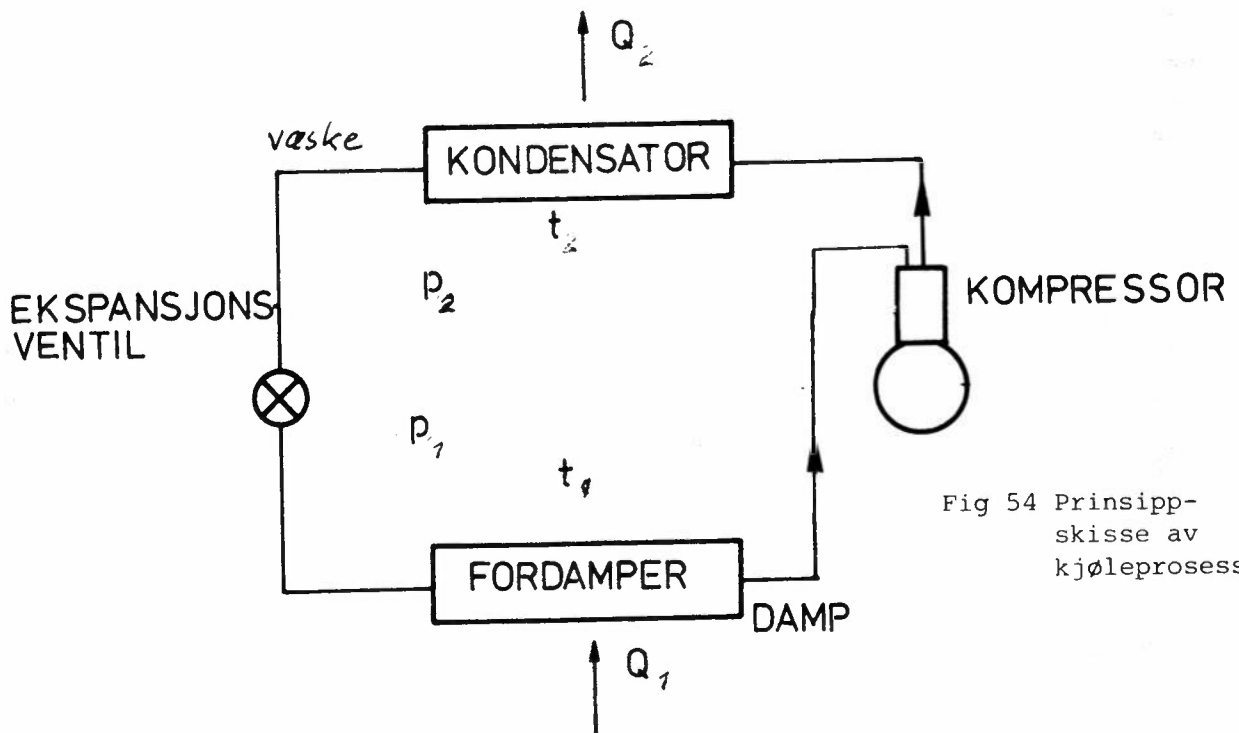


Fig 54 Prinsipp-
skisse av
kjøleprosessen

Kompressoren suger dampen fra fordamperen og trykker den inn på kondensatoren, som kan kjøles med vann eller luft. Væsken som dannes under trykkøkningen fra p_1 til p_2 avgir en varmemengde Q_2 i kondensatoren. Gjennom ekspansjonsventilen reduseres trykket fra p_2 til p_1 og væska går inn i fordamperen hvor den fordamper og tar fordampningsvarmen Q_1 fra omgivelsene.

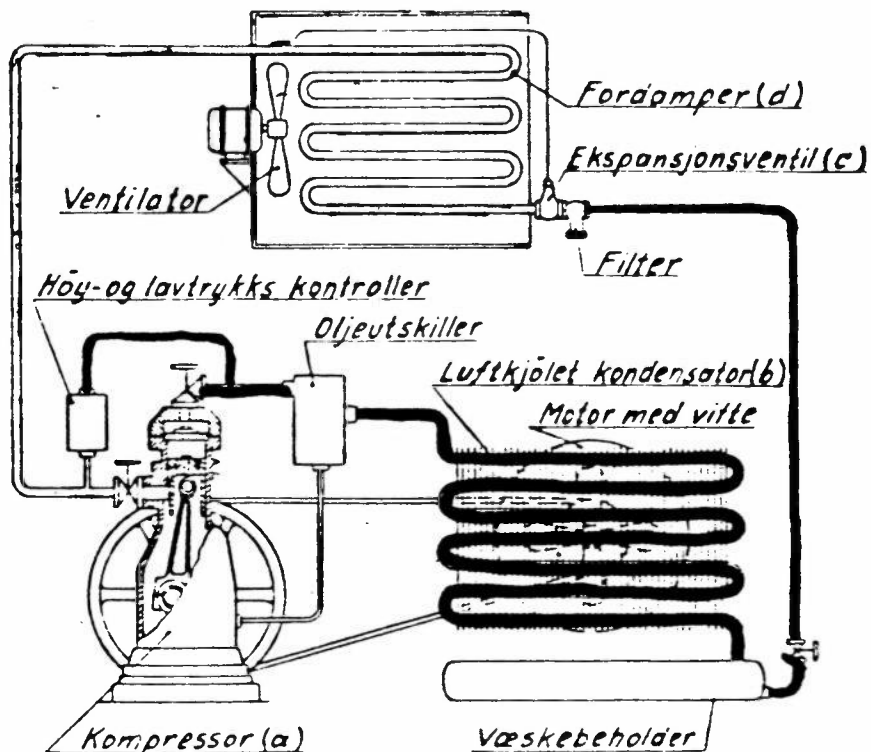


Fig. 55. Kompressorkjølemaskin

3. Regulering

Et kjøleanlegg i drift har et varierende kuldebehov. Omgivelses-temperaturene og temperaturen på varene som skal kjøles ned forandrer seg fra dag til dag. Oppgaven ved regulering av kjøleanlegget er til enhver tid å avpasse kuldeytelsen etter behovet.

Det er flere måter å regulere kuldeytelsen på:

- a) Regulering av kjølemediets mengde
- b) Start og stopp av drivmotor
- c) Ytelsesregulering av kompressormaskineriet

Den enkleste måten å regulere kjølemediets mengde på er å bruke en håndbetjent ekspansjonsventil. Mer vanlig er det imidlertid å utstyre anlegget med en automatisk regulerventil som enten er trykkstyrt eller temperaturstyrt. Fig. 56 viser en termostatisk ekspansjonsventil som blir styrt av en temperaturføler plassert på fordamperens utløp. Når dampen i utløpet får høyere temperatur vil trykket i føleren stige og membranen i ekspansjonsventilen trykkes ned slik at ventilen åpner og slipper mer væske inn i fordamperen. Kjøleanlegget kan også være utstyrt med en pressostat som kobler ut den elektriske drivmotoren når et bestemt trykk er nådd på lavtrykksiden. Når damptemperaturen stiger vil også trykket stige og man kan da la pressostaten koble inn motoren igjen når et visst trykk er nådd. Start og stopp av drivmotoren styres også av en termostat som føler av temperaturen i det rom som skal kjøles.

Den tredje reguleringsmåte er turtallsregulering av drivmotoren eller regulering av kompressorens slagvolum.

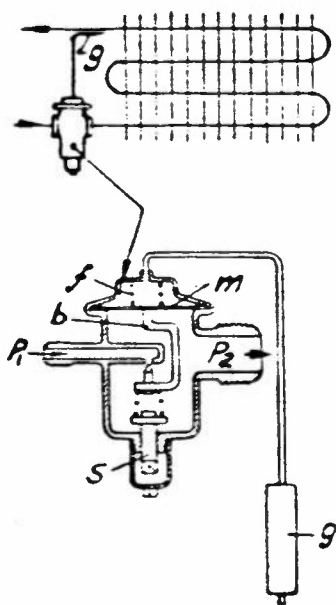


Fig. 56. Termostatisk ekspansjonsventil: g temperaturføler, m membran, b bøyle, f fjær, s justeringskrue.

E. Elektriske motorer

De mest brukte vekselstrømsmotorer i landbruket er seriemotoren og asynkronmotoren. Da disse to motortypene har svært forskjellige driftsegenskaper bør man ved valg av motor kjenne til oppbygging og karakteristikk.

1. Seriemotoren

Seriemotoren er bygget opp av en fast elektromagnet som kalles statoren (Fig. 56) og en rotor med ledninger, også kalt viklinger. Når motoren kobles til strømmettet går det en elektrisk strøm gjennom statorviklingene og gjennom en fastsittende kullbørste til kommutatoren som er fast forbundet til motorakselen og rotoren. Fra den ene børsten fordeler strømmen seg gjennom kommutatoren til viklingene på begge sider av børstene. Fra viklingene går strømmen tilbake gjennom den andre børsten og til strømmettet. Strømmen gjennom statorviklingene forårsaker et magnetfelt mellom statorens nordpol (N) og sydpol (S). Når det går en strøm i en elektrisk leder som befinner seg i et magnetisk felt vil lederen bli påvirket av ei kraft. Denne krafta er proporsjonal med strømmen gjennom lederen og feltets magnetiske induksjon som uttrykker hvor kraftig feltet er. Da motorakselen er lagret, vil krafta som virker på rotorviklingene føre til at rotoren begynner å rotere. Ved økende belastning stiger strømmen både gjennom stator- og rotorviklingene, og motoren blir sterkere desto hardere den blir belastet.

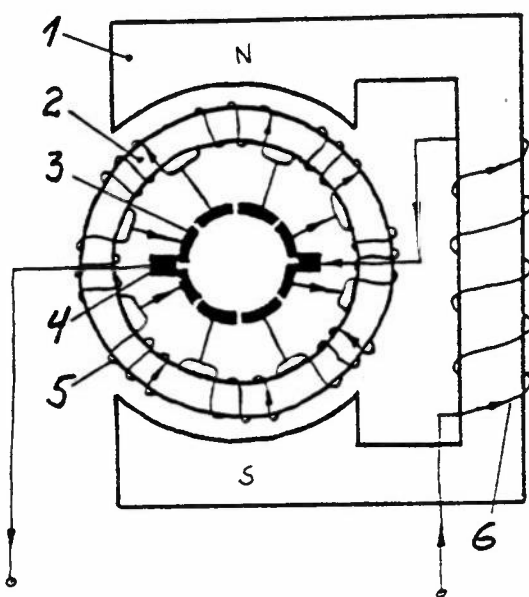
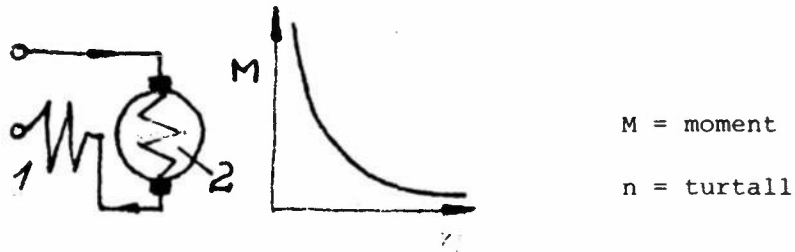


Fig. 57. Prinsipp tegning av seriemotor. 1. Stator, 2. Rotor, 3. Kommutator, 4. Børste, 5. Rotorvikling, 6. Statorvikling



M = moment
n = turtall

Fig. 58. Forenklet tegning av seriemotoren og diagram med moment- turtallforløp. 1. Statorvikling, 2. Rotorvikling

Motoren kjennetegnes ved at turtallet varierer sterkt med belastningen og har et høyt dreiemoment (Fig. 57) ved lave turtall. Dette medfører at den har et høyt startmoment. Eksempler på anvendelse er drift av håndverktøy, startmotor for kjøretøy og motorer som krever meget høye turtall (over 3000 o/min).

Turtallsregulering

Ofte er det ønskelig å kunne regulere turtallet på en elektrisk motor. Seriemotorens turtall lar seg regulere ved å variere påtrykt spenning. Nettspenningen vår er 220-230 volt, og skal vi redusere denne må vi koble inn en variabel motstand mellom motoren og nettet. En slik motstand utvikler varme slik at motstandsregulering av motorer må betraktes som uøkonomisk. Bedre er det å variere spenningen ved hjelp av en transformator eller ved å benytte elektronisk spenningsregulering.

Prinsippet ved den elektroniske spenningsregulering som brukes er at vekselspenningen blir hakket opp slik at gjennomsnittsverdien kan varieres (Fig. 58).

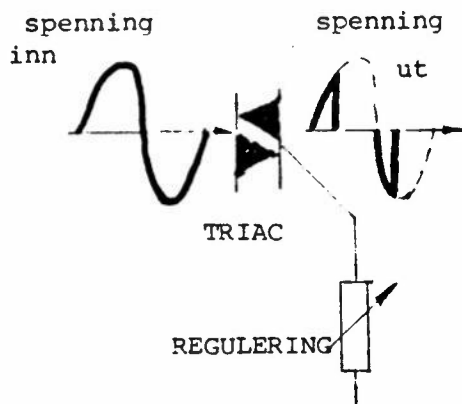


Fig. 59. Prinsipp-tegning av en elektronisk spenningsregulering.

Opphakkingen skjer ved hjelp av en såkalt triac (to sammenbygde tyristorer). Med en styrekrets kan det reguleres hvor mye av nettspenningen som skal drive strøm igjennom motoren. Motoren kan derved få full spenning eller regulerbare spenningsimpulser. Impulsene er så raske at de ikke vil merkes på motorens gang.

2 Tyristorer.

2. Asynkronmotoren

Asynkronmotoren er den billigste og mest robuste vekselstrømmotor. Ved riktig bruk er det bare lagrene som slites. Den har derfor fått stor utbredelse også i landbruket. Motorer til ventilasjonsvifter, tørkevifter, vakuumpumper, kompressorer m.m. er oftest asynkronmotorer. (Fig. 60).

OPPBYGNING

VIFTEMOTOR

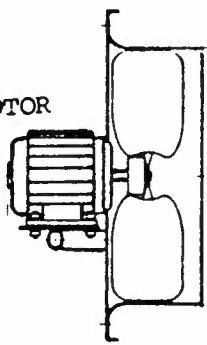


Fig. 60. Viftemotor.

A | ROTOR
STATOR

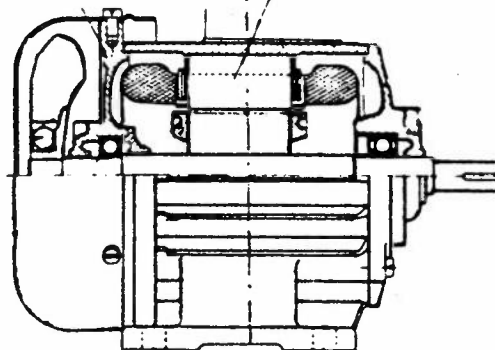


Fig. 61. Asynkronmotor. A

De synlige delene av asynkronmotoren er statorhuset med kjøleribber, lager-skjold og kjøleviftedeksel. (Fig. 61).

Innvendig vil vi finne statoren som er festet til statorhuset. Statoren, som kan betraktes som en elektromagnet, består av en jernkjerne med viklinger som blir tilkoblet nettet. Den sylindriske rotoren på akselen har kraftige viklinger i form av staver som ikke blir tilkoblet nettet.

Trefase

Asynkronmotoren som drives fra trefasenettet er den enkleste og avgir større effekt pr. vektenhet enn enfasemotoren. For å forstå virkemåten må vi kjenne til hvordan vekselstrømmen på forsyningsnettet ser ut. (Fig. 62).

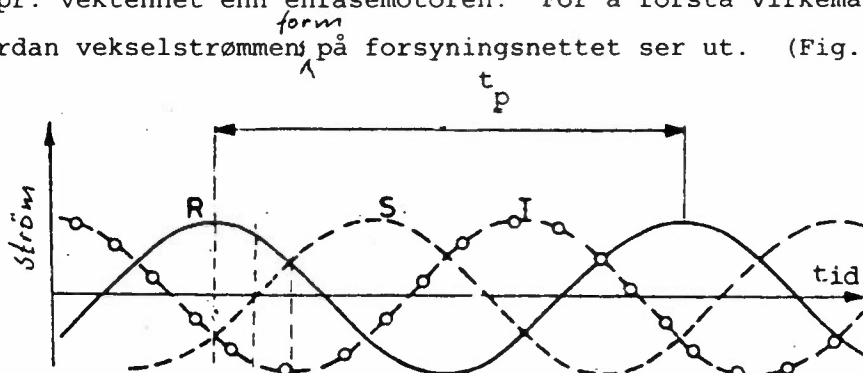
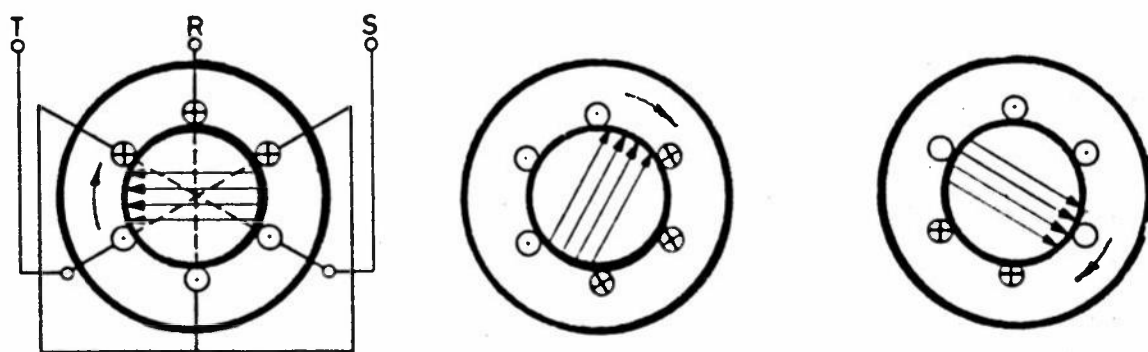


Fig. 62. 3-fase vekselstrøm.

Strømmen fra de tre ledningene fra trefasenettet har ikke sitt maksimum og minimum på samme tidspunkt og skifter mellom positive og negative verdier. Tiden strømmen bruker på å svinge en hel gang mellom positive og negative verdier kaller vi en periode t_p som på vårt nett er konstant lik 0,02 sekunder, da forsyningsnettets frekvens er konstant. Vi kan kalle strømførsløpet (fasene) i de tre ledningene R, S og T. S vil da starte 0,005 sekunder senere enn R og T tilsvarende senere enn S, vi sier strømmene er faseforskjøvet i forhold til hverandre.

DREIEFELT



SNITT A-A
ROTARENDE MAGNETISK FELT

Fig. 63. Det magnetiske dreiefeltet i statorhuset.

Vi tenker oss at vi tar ut rotoren av asynkronmotoren og legger et snitt A-A (Fig. 63). Når vi kobler motoren til trefasenettet, vil det gå strømmer med forløp som R, S og T igjennom statorledningene. Statoren er viklet slik at strømmene ~~vil danne~~ et resulterende magnetisk felt i det hulrommet der rotoren skal plasseres. På grunn av at strømmene hele tiden veksler og er faseforskjøvet i forhold til hverandre, vil det bli et roterende magnetisk felt i hulrommet.

Den viste motor har 3 statorviklinger 120° forskjøvet i forhold til hverandre. I løpet av en hel periode utfører magnetfeltet en hel omdreining. Turtallet til dreiefeltet vil derfor bli

$$n_s = \frac{60}{0,02} = 3.000 \frac{\text{omdreininger}}{\text{min}}$$

I den omtalte motor dannet strømmen gjennom hver vikling et magnetfelt med en nordpol og en sydpol dvs. 2 poler pr. fase, og vi har en stator med et polpar. Vi kan tenke oss at viklingene i den topolte stator skjøvet sammen på den halve omkrets av statoren og et annet viklingssett på den andre halvparten av omkretsen. Da vil vi få en firepolet stator.

Avhengig av hvor mange polpar vi har, kan dreiefeltet få forskjellige turtall, som vi kaller synkront turtall

$$n_s = \frac{60}{0,02 \cdot p} \quad \text{omdreininger pr. min}$$

der p = polpartallet.

Ved å velge motorer med forskjellige polpar er det mulig å variere dreiefeltets turtall i trinn:

1 polpar	$n_s = 3000$	omdr./min
2 "	$n_s = 1500$	"
3 "	$n_s = 1000$	"
4 "	$n_s = 750$	"

Rotorturtall

Setter vi en rotor inn i det roterende dreiefelt (Fig. 63b) vil det induseres en strøm i rotorviklingene når magnetfeltet passerer viklingene. En strømførende leder som befinner seg i magnetfelt vil bli utsatt for en kraft og rotoren begynner å følge med dreiefeltet, men vil alltid rotere litt langsommere enn feltet da det ellers ikke vil bli indusert noen strøm i viklingene. Rotoren vil derfor innstille seg på et turtall som ligger litt under dreiefeltets turtall avhengig av motorens belastning og magnetfeltets styrke.

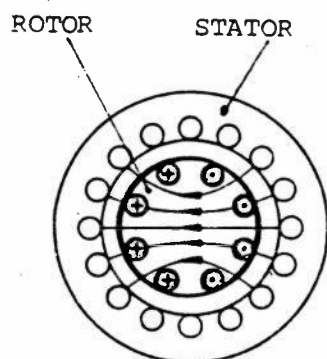


Fig. 63b. Rotor i roterende dreiefelt.

Rotorturtallet er derfor avhengig av

1. Nettfrekvensen
2. Polpartall
3. Magnetfeltets styrke som blir bestemt av spenningen på statorviklingene
4. Belastningen

Vanlige rotorturtall er f.eks. 2800, 1480, 960, 730 omdr./min så lenge nettfrekvensen er konstant. En motor kan utstyres med en polomkobler som kobler om fra et turtall til et annet.

Enfaseasynkronmotoren

På et enfaseforsyningsnett har vi bare en strøm (Fig. 64) til disposisjon og kan følgelig ikke oppnå noe dreiefelt. En trefasemotor som mister en fase vil ikke kunne starte, men vil bare brumme da enfasestrømmen bare gir et vekslende felt. Kommer ikke motoren i gang vil strømmen stige og statorviklingenes isolasjon bli ødelagt. Dette kan unngås med motorvern.

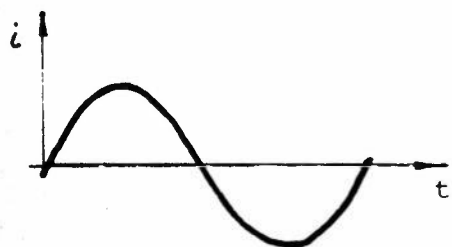


Fig. 64. Enfasestrøm

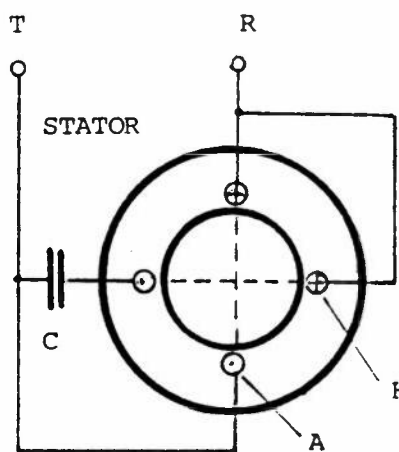


Fig. 65. Kondensatormotoren

Ved en liten vri er det likevel mulig å få til et dreiefelt i en enfase asynkronmotor. Motoren har en arbeidsvikling A og en hjelpevikling H som i serie er koblet til en kondensator C. Denne kondensatoren har den egenskap at den skaper en forsinkelse mellom strømmen i arbeidsviklingen og strømmen i hjelpeviklingen. På den måten oppnås det dreiefelt som er nødvendig for å få rotoren til å rotere.

Slike enfasekondensatormotorer er svært mye brukt som motorer til mindre maskiner som ventilasjonsvifter, vaskemaskiner, kjølekompressor m.m.

Dreiemomentkurve

Effekten, P i kW, som motoren avgir er bestemt av dreiemomentet og motorens turtall n .

$$P = k \cdot M \cdot n \quad \text{der } k = \text{konstant}$$

Momentet for en asynkronmotor varierer fra start til arbeidsturtall som vist i diagrammet (Fig. 66).

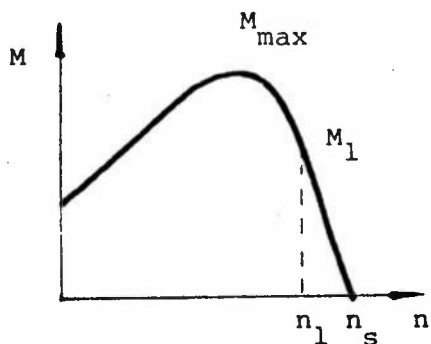


Fig. 66. Moment- turtallforløp i en asynkronmotor.

Motorene dimensjoneres vanligvis slik at turtallet innstiller seg på et turtall n_1 f.eks. 1480 omdr./min ved et moment M_1 som er omkring halvparten av maksimalmomentet M_{max} .

Turtallsregulering

Ved å redusere spenningen på statorviklingene vil momentkurven forandres og motoren orker mindre slik at turtallet faller. Dersom effekten skal være den samme vil strømmen stige da effekten er spenning ganger strøm.

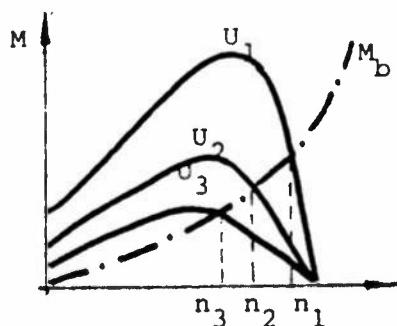


Fig. 67. 3 momentkurver ved spenningene U_1 , U_2 og U_3

Da strømmen utvikler varme vil en vanlig asynkronmotor fort bli for varm dersom spenningen faller. Turtallet på en asynkronmotor bør av denne grunn vanligvis ikke turtallsreguleres ved å variere spenningen. Motorer til ventilasjonsvifter kan likevel turtallreguleres ved å variere spenningen da det moment M_b en ventilasjonsvifte krever raskt avtar når motorturtallet går ned, dvs. effektbehovet blir vesentlig mindre (se s. 44).

Som vist foran er det mange måter å regulere en asynkronmotors turtall på. Til å regulere viftemotorenes turtall brukes både polomkobling og spenningsregulering.

Trefaseviftemotorens turtall styres vanligvis ved å regulere spenningen i trinn med en trintransformator (Fig. 68).

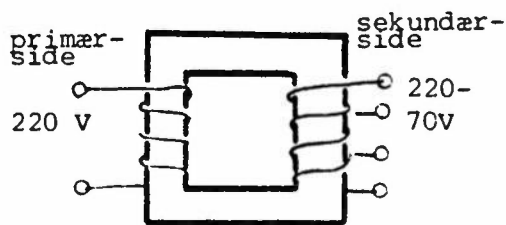


Fig. 68. Enfase trintransformator.

I transformatoren kobles viklingene på primærsiden til nettspenningen som er ca. 220 volt. Avhengig av forholdet mellom antall viklinger på primærsiden og sekundærsiden kan primærspenningen omformes til en ønsket sekundærspenning f.eks. i trinn fra 220 til 70 volt. Trinnreguleringen kan skje manuelt eller automatisk styrt av f.eks. en termostat.

Det lages også trinnløs spenningsregulering av asynkronmotorer (s. 57).

En slik regulering av trefasemotorer er forholdsvis dyr, så i landbruket er det derfor i første rekke enfaseviftemotorene som har trinnløs spenningsregulering (se fig. 65).

Elektronisk spenningsregulering av enfase kondensatormotorer for vifter er blitt vanlig (Fig. 69). Den elektroniske styringskrets får signaler fra en termostat eller fuktighetsmåler som sitter i det rom som skal ventileres. Derved kan det oppnås en trinnløs regulering av klimaet i rommet.

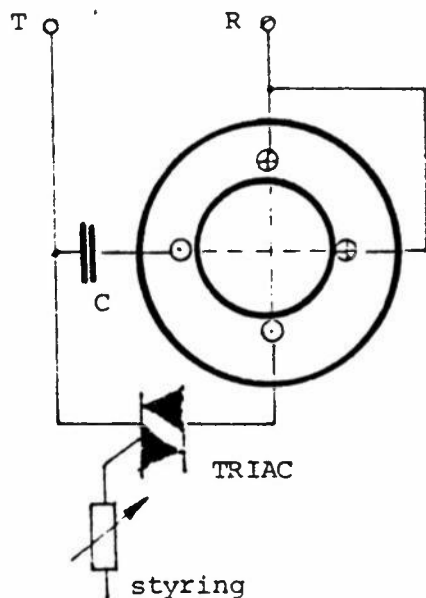


Fig. 69. Triac-regulering av en enfase-kondensatormotor.

3. Motorvern

Alle motorer bør sikres med et motorvern. Motorvernet er en bryter (kontakt) som er koblet sammen med en bimetallfjær. Bimetallet har den egenskap at det bøyer seg når det blir varmet opp. Dersom motorstrømmen går gjennom bimetallet vil det bli varmet opp avhengig av strømmens størrelse. Bevegelsen av bimetallet kan utnyttes til å bryte motorstrømmen når den overstiger en innstilt verdi. Denne verdi bør ikke være større enn den merkestrøm som står på motorens merkeskilt. Ved større strømmer vil viklingenes isolasjon kunne bli ødelagt.

Det finnes også motorvern som har temperaturfølere i motorviklingene. Når temperaturen blir for høy, brytes motorstrømmen.

4. Valg av elektrisk motor

De to mest brukte elektriske motorene er seriemotoren og asynkronmotoren. Ved valg av motor bør man kjenne til fordeler og ulemper ved de to motortypene.

Fordeler: Seriemotoren.

Stort startmoment (Fig. 57), høyt moment ved lave turtall, trinnløs regulering av turtallet ved å variere spenningen, høye turtall mulig.

Asynkronmotoren.

Stabilt turtall (Fig. 65) ved varierende belastning, enkel og robust konstruksjon, ingen børster og kommutatorer, lagrene er de eneste delene som kan slites.

Ulemper: Seriemotoren.

Motoren har børster og kommutatorer som kan slites, ustabilt turtall, motoren ruser når den er ubelastet.

Asynkronmotoren.

Motorturtallet er som regel bundet til nettfrekvensen og kan vanligvis bare reguleres i trinn (unntak er drift av viftemotorer), begrenset startmoment, ved enfasedrift er det nødvendig med ekstraustyr (kondensator o.l.), maksimalturtall er ca. 2800 o/min.

F. Heiser (Prøvemelding nr. 299, Stensiltrykk nr. 432 Serie A).

1. Typer.

Heiseutstyr i landbruket finner vi i første rekke brukt til handtering av gras, surfôr, høy og halm.

Utstyret for innendørs transport av motoriserte taljer som kan deles inn i 3 typer:

- * Ståltautaljer
- * Kjedetaljer
- * Kjettingtaljer

Ståltautaljene er anvendelige for alle løftekrefter, heisehøyder og heisehastigheter, men de er kostbare og er ømfintligere overfor skjevtrekk.

Kjedetaljene er billigere, men passer bare til små heisehastigheter og mindre heisehøyder. Kjedene er stive i en retning, d.v.s. de tåler skjevtrekk bare i én retning.

Kjettingdetaljene er også bare egnet til mindre heisehøyder og heisehastigheter, men tåler skjevtrekk i alle retninger samtidig med at de blir forholdsvis rimelige i pris. Dette har ført til at det først og fremst er kjettingtaljer vi finner brukt i fôrhandteringen. De blir brukt både til fylling og tømming av siloer og fôrlager, og ved god planlegging kan en stor del av grovfôrhandteringen bygges opp omkring elektrotalje og skinneresystem.

2. Kjettingtaljas oppbygging (fig. 70 og 71).

Motoren er som regel en 3-fase asynkronmotor som er dimensjonert for 25 til 40 % innkoblingsvarighet. På motoren sitter det en automatbrems som stopper motoren når strømmen til motoren kobles ut. På den måten blir lasten hengende når taljemotoren stoppes. Ved noen taljetyper blir det brukt såkalte ankerforskyvningsmotorer der statoren er viklet slik at motorstrømmen bygger opp et magnetfelt som gir ankeret en aksiell forskyvning (fig. 71). Ved stillstand presser ei fjær en konisk bremseskive på akselen mot en brems fastmontert i motorhuset. Når talja starter vil magnetfeltet bli bygd opp, og talja blir avlastet.

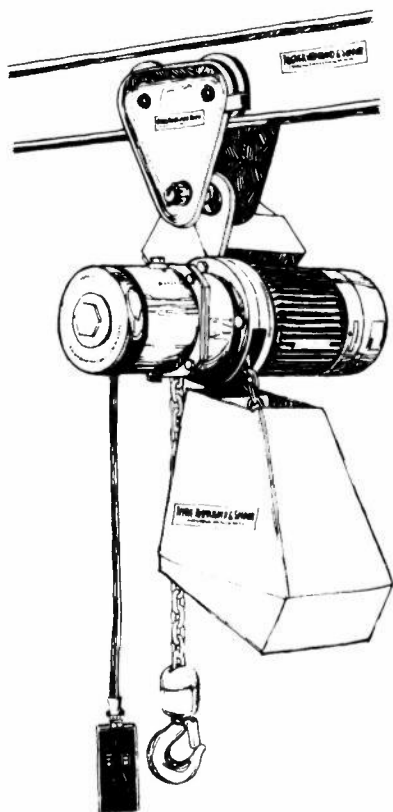


Fig. 70. TKS kjettingtalje med løpekatt og kjettingkasse.

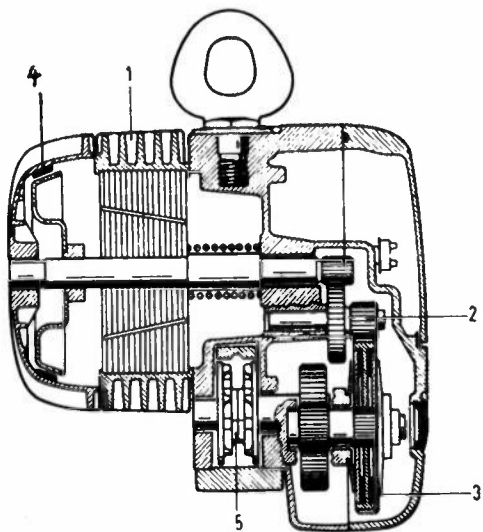


Fig. 71. Snitt av elektrotalje (Demag PK 5 kjettingtalje)

1. Motor
2. Tannhjulsveksel
3. Justerbar friksjonskopling
4. Brems
5. Kabelarhjul

Transmisjonen reduserer omdreiningshastigheten fra vanlig motorturtall til høvelig turtall på kabelarhjulet. Det benyttes vanlig tannhjulsutveksling eller planetgear. Slurekoblingen er en vanlig friksjonskopling. Denne er justerbar, og innstilles fra de forskjellige fabrikker på fra 0 til 25 % overlast.

Kabelarhjulet er drivhjulet for heisekjettingen. Det har spor som kjettingen går i. Rundt hjulet ligger kjettingføringer som holder kjettingen på plass i hjulet.

Kjettingen må passe godt til kabelarhjulet. Det benyttes derfor kalibrert kjetting, dvs. kjetting der størrelsen til de enkelte løkkene er justert etter sveising. Dimensjonen på kjettingen for de forskjellige fabrikata varierer ganske mye.

3. Styresystemer

Taljene styres vanligvis ved hjelp av nedhengende trykknapptablå forbundet med talja med gummikabel. Det benyttes enten kontaktorstyring der kontaktorene er plassert i talja, eller det benyttes tablå med hovedstrømbrytere.

Fig. 72 og 73 viser koblingsskjema for de to typene.

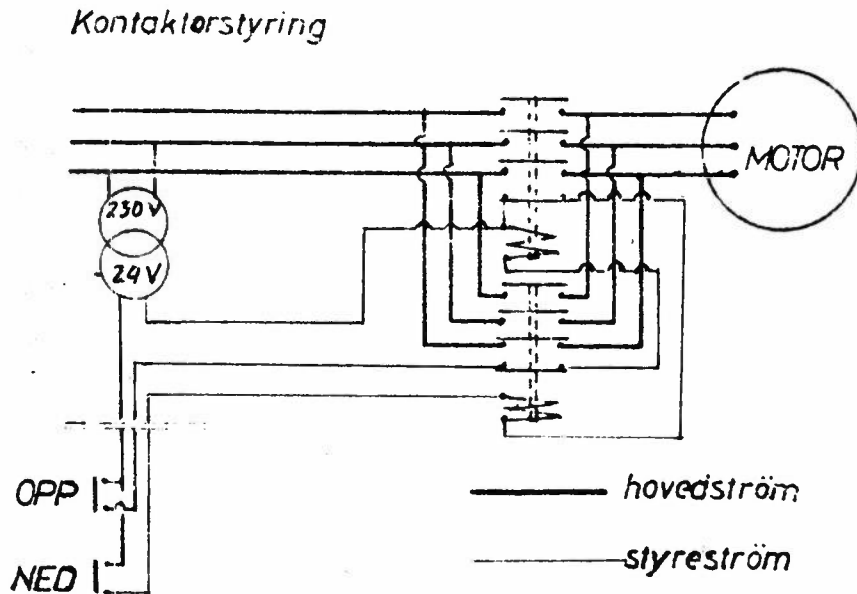


Fig. 72. Kontaktorstyring.

Ved kontaktorstyring brukes lavspent styreström slik at kravene til beskyttelse av styrekabel og trykknapptablå blir redusert.

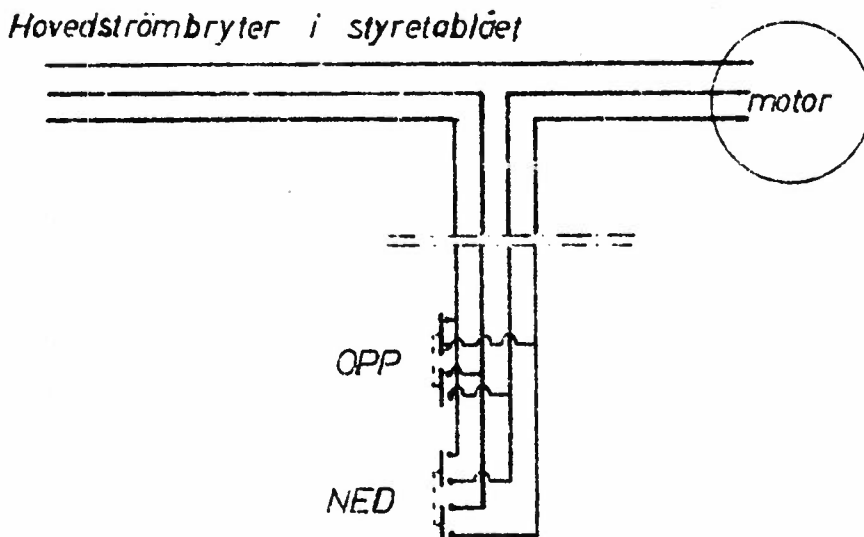


Fig. 73. Hovedströmbryter i styretablået.

Med hovedstrømbryter i tablået går motorstrømmen i to av lederne gjennom tablået, mens den tredje lederen er koblet direkte til motoren. Nye forskrifter krever at strømmen til alle lederne skal kunne brytes.

Det kan nå også leveres radiostyring til taljer for en akseptabel pris. Overføringen av signalene fra styretablået til kontaktorene i talja skjer da ved hjelp av en radiosender/mottaker.

4. Løpekatter

Taljene kan leveres for fast oppheng, eller med skyvbare eller motoriserte løpekatter. Vanlige løpekatter kan tilpasses I-bjelker av forskjellig størrelse.

Løpekattene har koniske hjul med flenser på utsiden av bjelkekannten. Skyvbare løpekatter vil, når de er justert riktig, løpe lett langs bjelken uten at flensene på hjulene berører bjelken. Motoriserte løpekatter vil, hvis de ikke er utstyrt med tilstrekkelige motvekter til å balansere motorens vekt, bli gående skjevt på bjelken. Flensene på hjulene motsatt motoren vil ligge an mot bjelken hele tiden. Dette kan føre til problemer med driften vinterstid hvis det danner seg et islag på bjelken.

Størrelsen av hjulene på katten har stor betydning. Store hjul gir mindre rullemotstand, men krever større kurveradius i svinger. Videre er det selvfølgelig visse maksimalmål som er bestemt av bjelkeprofilet.

Kjørehastigheten til løpekattene bør være minst 20-25 m/min. Ved opplegg der en har lang kjøring, f.eks. der en transporterer fôret inn på fôrbrettet med talja, bør hastigheten sannsynligvis økes noe.

Løpekattene til de forskjellige fabrikata har oppgitt hastigheter fra 17 til 34 m/min med hovedtyngden fra 20 til 25 m/min.

Motoriserte løpekatter kan utstyres med automatbrems. Dette letter manøvreringen, men fordyrer løpekatten.

Løpekatter for små profiler (INP 14-18) kan gå i kurver med radius ned til i underkant av 1 m.

5. Løfteevne

Surfôr av slaghøstet gras henger godt sammen. Den kraft som skal til for å rive løs fôret er derfor langt større enn den kraft som trengs for å heise opp

det frigjorte lasset. Nødvendig løfteevne vil avhenge dels av den lasstørrelse en ønsker å ta ut, dels av surfôrets beskaffenhet.

Etter en rekke målinger kan det som en rettleddning angis at for å få løs lass på ca. 200 kg må en ha en løfteevne i løsrivningsøyeblikket på 5000-7000 N. Ved lass på ca. 500 kg vil løsrivningskrafta gå opp i ca. 10000-13000 N, og ved lass på 750 kg må en regne med en løsrivningskraft på 15000-17000 N. Under målingene fikk en både langt høyere og lavere verdier. De oppgitte krefter er det en må regne med ved noenlunde fornuftig bruk.

Ved å angripe siloflata fra kanten vil den nødvendige løsrivningskraft bli mindre enn om en slår grabben fast midt i siloen. Ved å ta fôret ved siloveggene først vil en også få med seg midten med forholdsvis små krefter. På dette viset løser en også mindre opp i silooverflata, noe som kan ha betydning for surfôrkvaliteten.

Frost i siloen vil øke den nødvendige løsrivningskrafta. I våre prøver fikk vi bare en mindre stigning i løsrivningskrafta så lenge det ikke var mer enn de ytterste 50 cm av massen som var frosset. Når frosten trengte lenger inn i surfôrmassen, måtte det større krefter til for å rive løs fôret. Grabblassene ble betydelig mindre i frosset fôr, noe som sikkert skyldtes at fôret var sprøere. Ved innhøsting av gras i silo trenger en vanligvis ikke å regne med noen løsrivningskraft. Den nødvendige løfteevnen blir da lik vekta av hivet.

6. Heisehastighet

Heisehastigheten vil innvirke på arbeidstidsbehovet ved uttakingen. Særlig ved store heisehøyder og når en skal ta ut flere lass om gangen vil det være fordelaktig med stor heisehastighet. Undersøkelser viser at tida som gikk med til heising og firing var ca. 40 % av totaltida. Hvis en har en gjennomsnittlig heisehøyde i siloen på 7 m og lasset må senkes 8 m utenfor siloen, vil en rent teoretisk kunne spare 1,25 min pr. lass ved å velge heiseutstyr med heisehastighet 12 m/min i stedet for heiseutstyr med heisehastighet på bare 8 m/min. Ved innheising av gras med grabb er det ønskelig med betydelig større hastighet, men ikke nødvendig med så stor løftekraft.

For å tilfredsstillere kravene til innlegging og uttak kan en bruke f.eks. en talje som løfter 1500 kg med en hastighet på 10 m/min i to-strengnet utførelse ved uttak. Ved innlegging benyttes den samme i enstrengnet utførelse og løfter da 750 kg med 20 m/min.

7. Skjevtrekk

Når heiseutstyret henger midt over siloen og en skal ha tak i fôret langs kanten, vil utstyret bli utsatt for skjevtrekk. I en silo med stor diameter vil skjevtrekket kunne komme opp imot 45°. De ulike heiseinnretninger tåler ikke like mye skjevtrekk. De fleste elektrotaljene er bygd for vertikal løft. Skjevtrekk utover en snever grense vil føre til øket slitasje på ståltau- og kjettingføringer (Fig. 74).

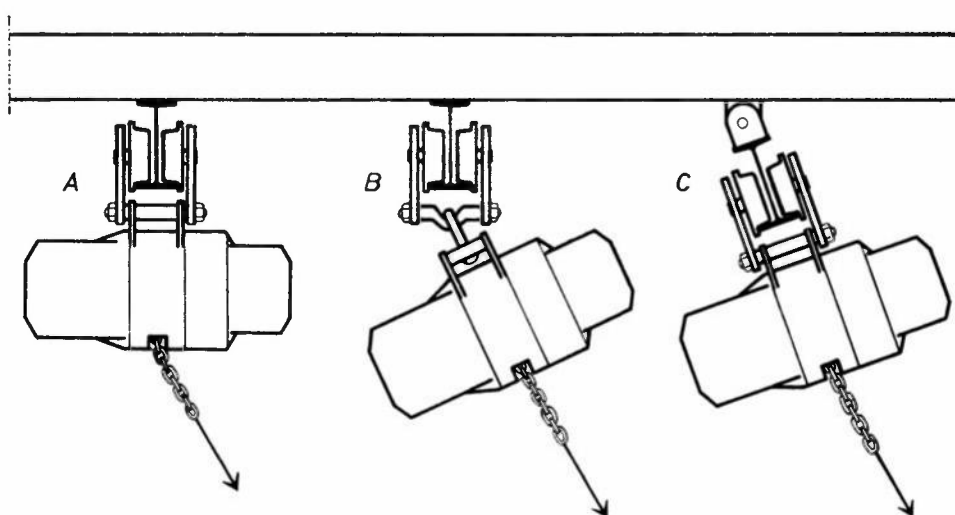


Fig. 74.

- A. Stivt oppheng. Stor påkjenning på føringer og store sidekrefter på talje og bjelke.
- B. Bevegelige ledd mellom talje og løpekatt. Påkjenninger på føringene og sidekrefter på talja er redusert til et minimum. Antakelig den beste opphengingsmåte.
- C. Pendlende bjelke.

Ved å henge elektrotalja opp i løpekatten eller festepunktet med en krok vil talja kunne innstille seg etter trekket. Denne opphengingsmåte er bare brukbar for kjetting- og kjedetaljer og medfører en noe øket byggehøyde. Ved å sette inn et ledd mellom løpekatt og talje kan en få bedret situasjonen også for ståltautaljer, men også dette vil i de fleste tilfeller føre til noe større byggehøyde. En annen løsning er å henge opp bjelken slik at den kan svinge med talja. Metoden er brukbar ved rette bjelker opp til 10-12 m lange. Lange og tunge bjelker vil trekket ikke klare å svinge langt nok ut.

Ulike typer vinsjssystemer er som regel utformet for å tåle skjevtrekk uten at det blir gjort ekstra foranstaltninger (Fig. 75).

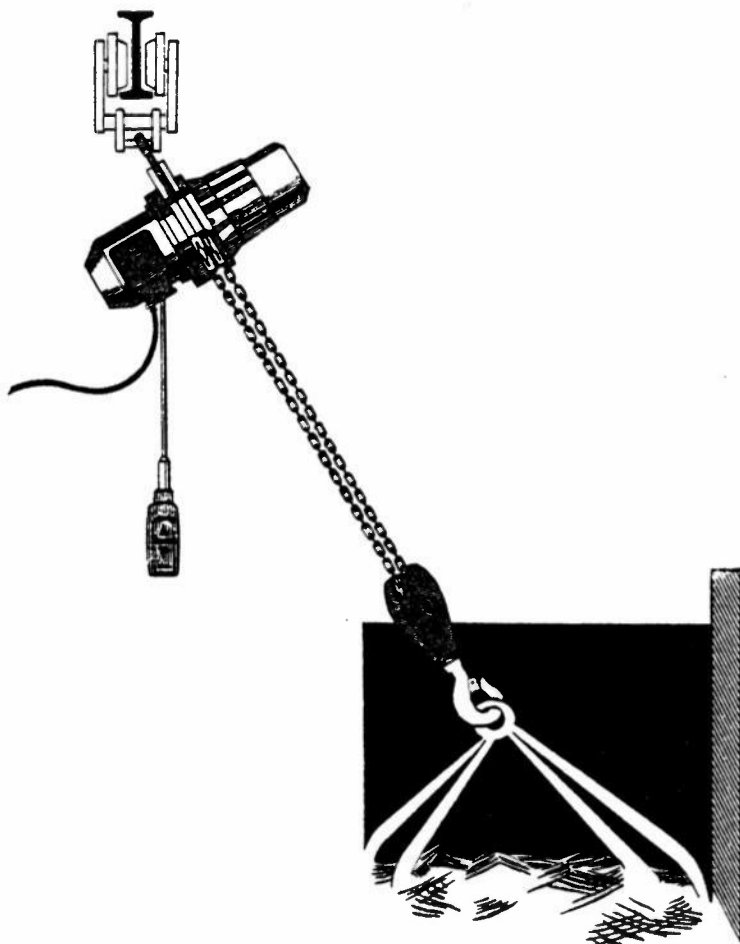


Fig. 75. Skjevtrekk
ved
silouttak.

8. Skinneføringer

Ved planlegging av kjørebane for en silotalje må en ta hensyn til at det kan forekomme store belastninger, og at et hiv surfôr eller gras krever stor plass.

Heisebjelken (Fig. 76) må dimensjoneres for den maksimale løftekrafta til talja. Etter fabrikantens opplysninger blir slurekoblingene innstilt for inntil 25 % overlast. Prøvene ved LTI har vist at justeringen fra fabrikk ikke alltid er i overensstemmelse med det som blir oppgitt. Om en regner med opptil 50 % overlast og dimensjonerer for 1,5 ganger nominell løftekraft, skulle en i de fleste tilfeller være sikret.

I tillegg til den vertikale belastningen kan det forekomme vridning av skinnene. Talja kan dreie seg om opphengningspunktet på løpekatten (Fig. 75). Dette vil normalt ligge 5-10 cm under bjelken. Ved uttak øverst i siloen kan skråuttaket komme opp mot 30°. Med angrepspunktet godt under skinna vil det da oppstå et betydelig dreiemoment.

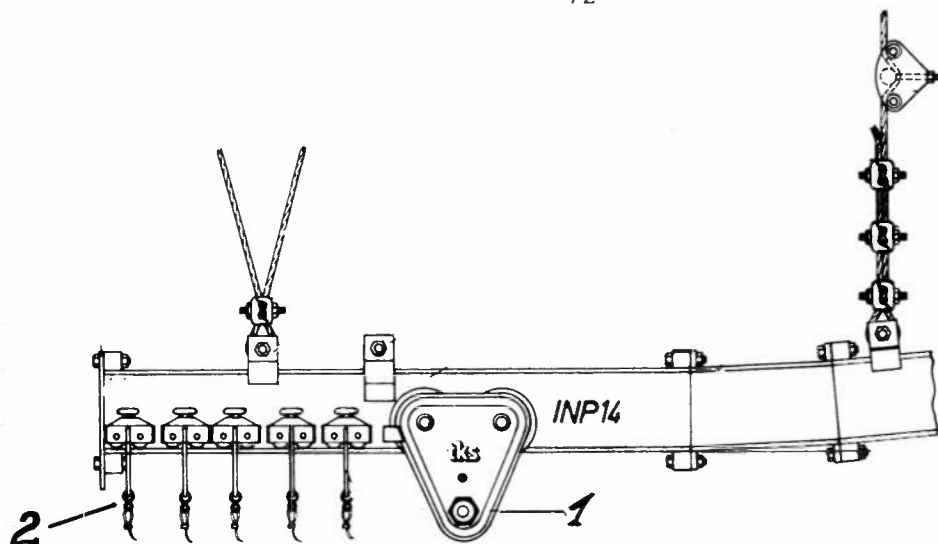


Fig. 76. Heisebjelke med løpekatt 1 og kabelvogner 2.

Et stort surfôrshiv kan måle opp til 2,0 m i bredde og 2,0 m i høyde fra taljekroken til underkant av lasset. Shiv med slaghøstet gras tatt med 6-armet grabb med lange klør, kan komme opp i en bredde på 2,30 m, mens høyden ikke blir større enn for ett surfôrshiv.

Lastprofil

Mål i mm

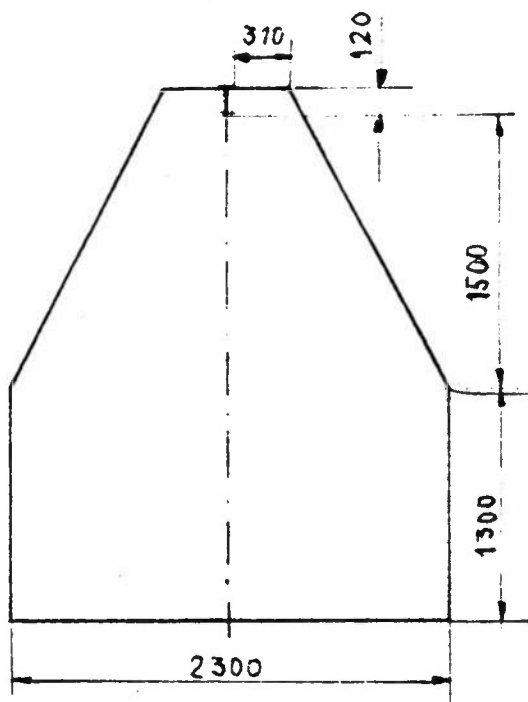


Fig. 77. Lastprofil for surfôrshiv.

Alt etter fabrikat og utrustning av talja kreves det større eller mindre plass på siden av heisebjelken. Vanlige motoriserte løpekatter har motoren plassert på siden av katten, og noen er utstyrt med motveker av noenlunde samme størrelse på motsatt side. Dette fører til at en ikke alltid kan legge heisebjelken inn mot taksperer eller opp i mønet.

I fig. 77 er det skissert et profil som skal gi tilstrekkelig plass til grabbtransport av gras og surfôr med de mest vanlige elektrotaljene. Målene er kommet fram ved at en har gått ut fra dimensjonene på de 4 mest aktuelle fabrikatene av taljer og tatt ut de minst gunstige kombinasjonene.

9. Kapasitet

Undersøkelser viser at det er mulig å ta ut ca. 35 kg surfôr pr. min med manuell løsrivning. Ved bruk av elektrotalje var kapasiteten ca. 62 kg/min. Hvis man f.eks. tar ut 500 kg surfôr 2 ganger om dagen i 200 dager vil det kunne spares inn ca. 40 timer i året. Det er ikke bare den største kapasiteten som forsvarer en investering i taljeutstyr, men også den lettelse det er å slippe den tunge manuelle uttakingen av fôret.

Til sammenligning kan der nevnes at en helautomatisk siloutleser kan ta ut fra 20 til 40 kg surfôr pr. min.

10. Traverskran (Fig. 78)

Traverskraner gir det mest fleksible opplegget av heiseskinne. En traverskran har imidlertid store begrensninger. Den krever et rom fritt for stolper, og den må kunne passere under det laveste punktet i taket. I praksis vil det si at krana ikke kommer over rafthøyden til huset. Når en så må ha ca. 2 m fri høyde under traversen, er det klart at et stort bygningsvolum blir stående ubenyttet.

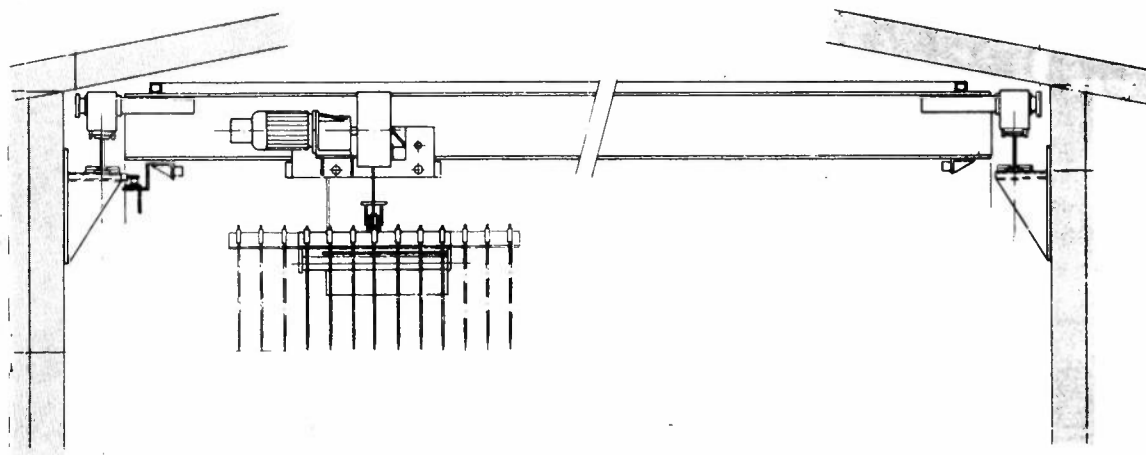


Fig. 78. Traverskran.

Fordelene med anlegget er at arbeidet blir lettere, og at en bred stolpefri hall med traverskran lett kan benyttes til nye driftsformer. Disse fordelene kan muligens oppveie de kortsiktige økonomiske ulempene for de største brukene når en benytter både høy og surfôr.

11. Forskrifter for løfteutstyr i landbruket.

Innenfor industrien har det i mange år vært strenge forskrifter for løfteutstyr, heiser og fritthengende last.

Etter at det har hendt en del ulykker med løfteutstyr i landbruket har statens arbeidstilsyn utarbeidet forslag til forskrifter for kontroll og sertifisering av taljer og oppheng. Vi skal her nevne noen av de viktigste punktene i forslaget fra Statens arbeidstilsyn:

- * Firma som produserer utstyr til silotaljeanlegg, skal være ansvarlig for sertifisering av utstyret.
- * Leverandør/forhandler eller andre som monterer utstyret er ansvarlig for at opphenget blir gjort forskriftsmessig og at prøveløfting av anlegget blir utført.
- * Bonden er selv ansvarlig for å få anlegget kontrollert annet hvert år og resertifisert hvert fjerde år.
- * Kontrollen skal utføres av en sakkyndig person.

Det er blitt utviklet personheiseutstyr som skal gjøre det enklere å komme opp og ned av tårnsiloer. Slikt utstyr vil muligens komme inn under personheisekontrollen som setter meget strenge krav til sikkerheten. Av denne grunn ser det ut til at personheiseutstyr vil bli for dyrt til bruk i landbrukets driftsbygninger.

Sertifisering og prøving av løfteutstyr vil fordyre anleggene betraktelig, og kontrollen vil medføre en fast utgift for bonden.

G. Transportører. (Orientering nr. 35, Teknik 28, 1973)

1. Elevatorer

Elevatorer brukes til transport av granulert og finkornet gods, såsom korn, kraftfôr, kunstgjødsel m.m.

Vi skiller mellom koplelevatorer og kjedeelevatorer.

a. Koplelevatoren (Fig. 79).

Denne type er en stasjonær transportør for vertikal transport. Den består av en bunnseksjon med flatremskive, en toppseksjon med drivstasjon og flatremskive, transportkanal og flatrem med 10-15 cm brede kopper i 20-25 cm avstand.

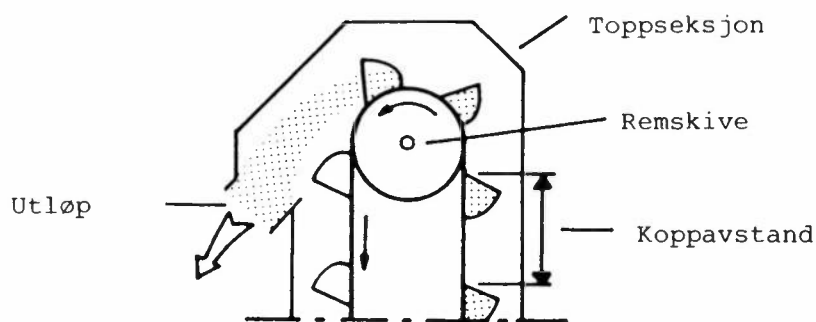
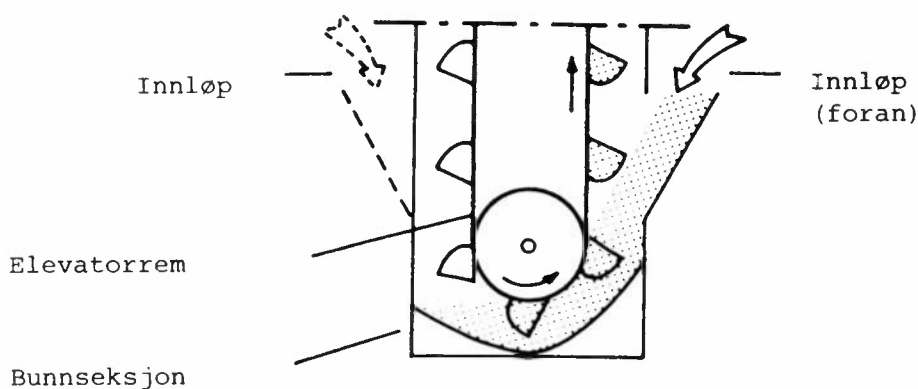


Fig. 79. Koppelevator.



Innmatingen bør skje på elevatorens fremside der koppene beveger seg oppover. Der vil fyllingen av koppene bli best. I noen tilfeller kan det være nødvendig å lede materialet inn på elevatorens bakside der koppene går nedover. Da reduseres kapasiteten betydelig og innmatingen må senkes med 15-30 % avhengig av materialets vanninnhold. Effektbehovet blir omkring 10 % større enn ved innmating på fremsiden. Kapasiteten er mindre desto råere transportmaterialet er.

Ved overbelastning og fastkjøring vil remmen slure, og brannfaren er da stor. En slik elevator skal derfor utstyres med en såkalt vakt, som kobler ut drivmotoren når remsluringen når en innstilt verdi. På større elevatorer bør det være en bakoversperre som skal forhindre at elevatoren går baklengs og tømmer transportmassen i bunnseksjonen dersom det skulle bli stopp. Bunnseksjonen må da tømmes før elevatoren kan startes igjen.

b. Kjedeelevatoren

Kjedeelevatoren er bygget opp på samme måte som koppelevatoren, men med kjede i stedet for rem og medbringerlapper i stedet for kopper. Den kalles også for skrapeelevator og kan skråstilles ned til 45°. Kjedeelevatoren blir ofte levert med en eller to transportsideskruer som er koblet til elevatorens nedre aksel og mater massen inn i elevatoren. En slik tvangsinmating gjør at transportmassens vanninnhold har forholdsvis liten innflytelse på kapasiteten.

c. Kapasitet

Kapasiteten er avhengig av

- avstanden mellom medbringerne
- hastigheten
- dimensjoner og fyllingsgrad
- materialets volumvekt

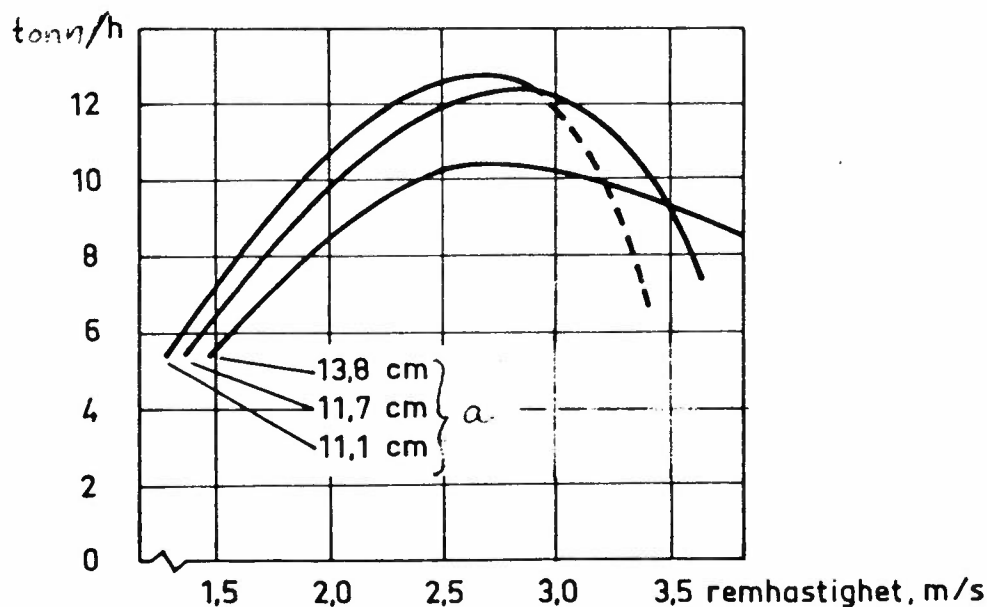


Fig. 80. Transport av korn med 16 % vanninnhold i en kappelevator. Rembredde 10 cm. Løftehøyde 4 m (Statens Redskapsprøver, 1968).
a = avstand mellom medbringerne.

Hastigheten til kopper eller remmer bør ikke overstige 4 m/s. Vanlig hastighet er 2-3 m/s. I korn med vanninnhold på 20 % ble kapasiteten til kappelevatoren i fig. 80 10 % lavere. Det fuktige kornet glir dårligere inn i elevatorløpet. Transportmassens vanninnhold og dermed rasvinkelen (Fig. 81) har stor innflytelse på kapasiteten. Ved transport av fuktig materiale med vanninnhold over 25 % synker kapasiteten betraktelig.

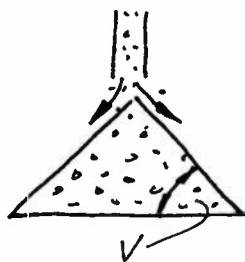


Fig. 81. Rasvinkel.

Med koppenes fyllingsgrad mener vi forholdet mellom den mengde som en kopp maksimalt rommer og den mengde som transporteres pr. kopp.

Virkningsgraden ligger høyt hos slike elevatorer. 70-80 % av den tilførte effekten blir brukt til nyttig arbeid.

d. Eksempel.

Eksemplet er tatt fra en prøve (Prøvemelding nr. 313) med en korntransportør for silo- og tørkeanlegg (Fig. 82). Transportorganet er en rullekjede med medbringere av gummi. I botn- og toppseksjonen sitter kjedehjul som transportkjeden løper over. I transportørens nedre ende kan det monteres transportskruer som fører kornmassen inn til transportøren. Disse skruene monteres i forlengelsen av kjedehjulakselen.

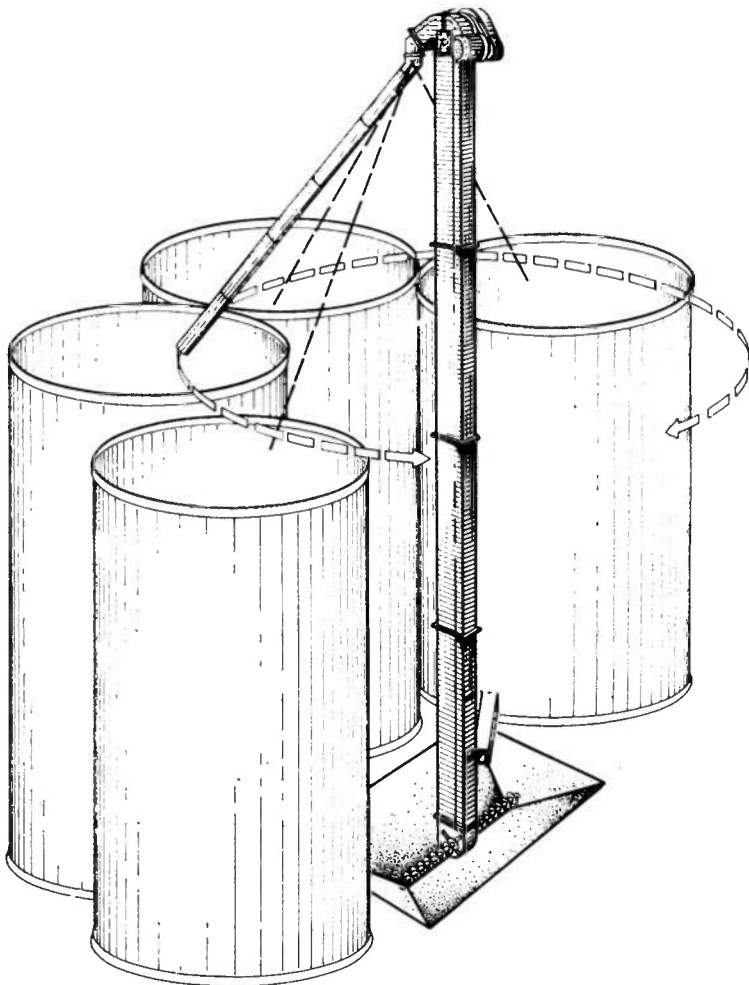


Fig. 82. Kjedeelevator for korntransport.

Spesifikasjoner:

Total høyde	630 cm
Størrelse på medbringerlappene	11,3 · 10,0 cm
Kjedehastighet	103 m/min
Motoreffekt	3 kW

Nedenstående tabell er satt opp på grunnlag av særskilte prøver der kapasitet og effektbehov ble målt. Kornet ble under disse prøvene matet inn med transportskruen på den ene siden av transportøren.

Kornart	Vanninnhold %	Kapasitet kg/time	Effektbehov kW
Bygg	15	13 000	1,6
"	26	9 100	1,4
Havre	16	9 000	1,4
"	26	5 200	1,2

Det ble også forsøkt å plassere transportøren i ei sjakt uten transportskruer. Ved tilførsel fra bare den ene siden ble kapasiteten for tørt bygg ca. 6600 kg/time. Ved tilførsel fra begge sider ble kapasiteten ca. 12 000 kg/time. I det transporterte kornet var det ganske mange skadde korn. Et kornparti ble transportert 5 ganger og det ble tatt ut skadeprøver før og etter transporten. Skadene hadde økt fra 1,6 % skadde korn før transporten til 4,3 %. Sammenlignet med andre transportinnretninger synes det som om skadene var noe høge. Ved få gangers transport vil det ikke ha vesentlig betydning.

2. Båndtransportører

Brukes til horisontal transport av korn, gras, silofôr m.m. Ved transport i skråstilling, må transportøren være utstyrt med medbringere. Denne type transportører er forholdsvis dyre.

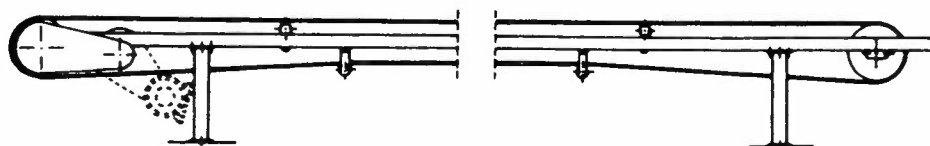


Fig. 83. Båndtransportør.

En båndtransportør (Fig. 83) består av et endeløst transportbånd av gummi eller lignende materiale. Båndet drives av en drivrulle i den ene enden og løper over en spennerull i den andre enden. Det kan være støttet opp av en eller flere

støtteruller, eller gli mot transportrennens bunn.

a. Påmating og tømning

Påmating kan skje langs båndets hele lengde. Den enkleste tømning er ved båndets ende (Fig. 84). Ofte er det nødvendig å tømme båndet på faste steder langs båndet. Dette kan man gjøre ved å montere avskrapere av plogtypen (Fig. 85).

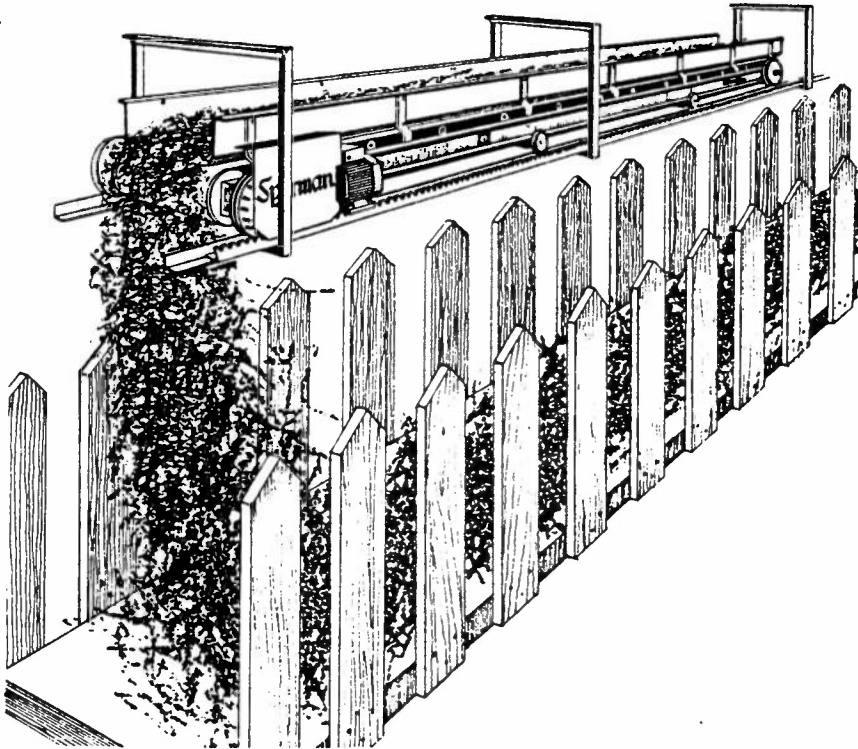


Fig. 84. Båndtransportør med tømning ved båndets ende.



Fig. 85. Båndtransportør med avskraper.

En annen type transportør avleverer godset med en avlesservogn. Vognen kjøres på hjul og kan forflyttes langs hele transportørens lengde unntatt de 4-5 metrene nærmest påmatingsstedet. (Fig. 86)

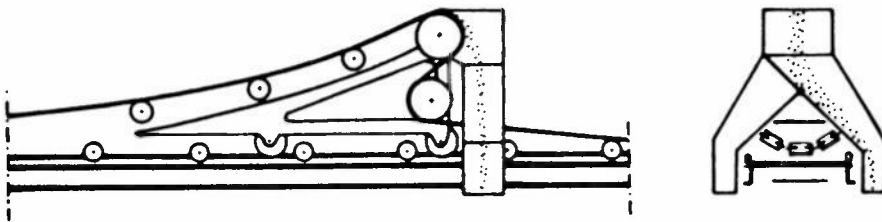


Fig. 86. Båndtransportør for korn med avlesservogn.

Denne type transportør gir en større fallhøyde da tømmingen skjer fra et høyere nivå.

b. Kraftoverføring

Båndtransportøren drives av en elektrisk motor og kraftoverføringen skjer med kileremmer eller over tannhjul. For å snu båndets transportretning kan transportøren utrustes med en strømvender på motoren slik at transporten kan foregå i begge retninger. Dette gjelder ikke transportører med avlesservogn.

c. Kapasitet

Kapasiteten bestemmes av

- transportbåndets bredde og profil
- transportbåndets hastighet
- materialets (godsets) beskaffenhet

d. Motoreffekt

Effektbehovet bestemmes av

- transportørens lengde
- transportørens kapasitet
- transportørens stigning

Anbefalte motoreffekter i kW:

lengde m	kapasitet tonn/h			
	12	25	40	60
10	2,1	2,8	2,8	3,9
15	2,1	3,9	3,9	5,3
20	2,8	5,3	5,3	5,3
25	3,9	5,3	5,3	7,0
30	5,3	7,0	7,0	7,0

e. Sikring og drift

Dersom det oppstår sluring mellom transportbånd og driftrulle er det fare for brann. Transportøren bør derfor utstyres med hastighetsvakt som stopper motoren ved for lav hastighet på båndet.

En båndtransportør arbeider stille og forårsaker lite støv.

Det bør tilstrebes en skånsom påmatning, og godset bør i påmatingsøyeblikket ha omtrent samme hastighet og retning som båndet og et så lavt fritt fall som mulig. Tømming med avlesservogn er mer skånsom mot båndet enn avskrapere.

3. Skruetransportører

Orientering 35

Teknikk 29

Brukes til transport av korn, hakket gras, naturgjødning, kunstgjødning, kraftfôr, pellets m.m. Horizontal transport gir størst kapasitet som avtar med økende skrånstilling. Skruetransportører har stor driftssikkerhet.

a Beskrivelse

Den vanlige skruetransportør består av gjengeformede medbringere på en aksel i et rør (Fig. 87).

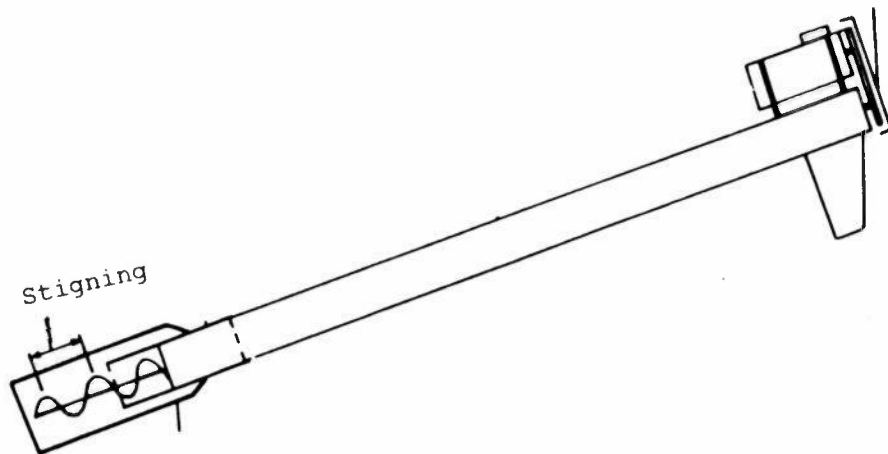


Fig. 87. Skruetransportør.

Den gunstigste stigning på skruen anses å være omtrent lik diameteren. Skruen drives enten med kilerem eller direkte fra en elektrisk motor. Vanligvis er skruen bare lagret ved den enden den er drevet. Korte skruer og skruer med små dimensjoner senterer seg selv under materialtransporten. Som horisontaltransportører brukes de såkalte U-skruetransportører med lager i begge ender. Ofte har disse en bryter på motoren som muliggjør endring av skruens bevegelsesretning slik at transporten kan skje i begge retninger. Skruetransportørene bygges vanligvis i seksjoner, slik at de ved behov kan forlenges eller forkortes.

Det er lettere å handtere transportører med motoren plassert nederst. Lange skruetransportører er ofte bygget på et stativ med hjul og er stillbar i høyden. Akselløse skruetransportører brukes en del til kraftfôrdistribusjon i utfôringsanlegg (Fig. 88).

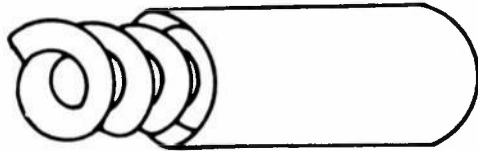


Fig. 88. Akselløs skruetransportør.

Skruen er bøyelig, men kapasiteten er forholdsvis lav.

b Transportskader

Ved gjentagne transporter med skruetransportører kan det oppstå skader på transportgodset. Ved korntransport kan kornet bli malt og det oppstår lett støvdannelse.

Skadene og kapasiteten avtar med økende avstand mellom skrue og rør (Fig.89). Transporthastigheten virker også inn på skadeprosenten. Periferihastigheten bør ikke overstige 5 m/s. Det tilsvarer ca. 1000 r/min for en 10 cm transport-skrue.

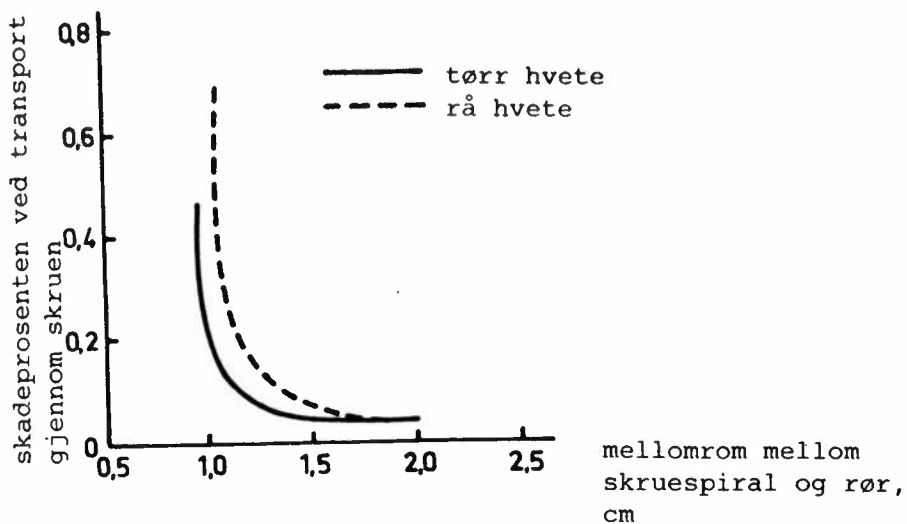


Fig. 89. Transportskader i skruetransportør.

c Skruetransport i vinkel (Fig. 90).

Når det er nødvendig med transport i vinkel er det som regel enklest å bruke flere skruer. I fôringsanlegg for kraftfôr m.m. anvendes mye den akselløse skruetransportøren som tåler å bli bøyd. En annen mulighet er rette skruer med vinkelgir mellom skruene.

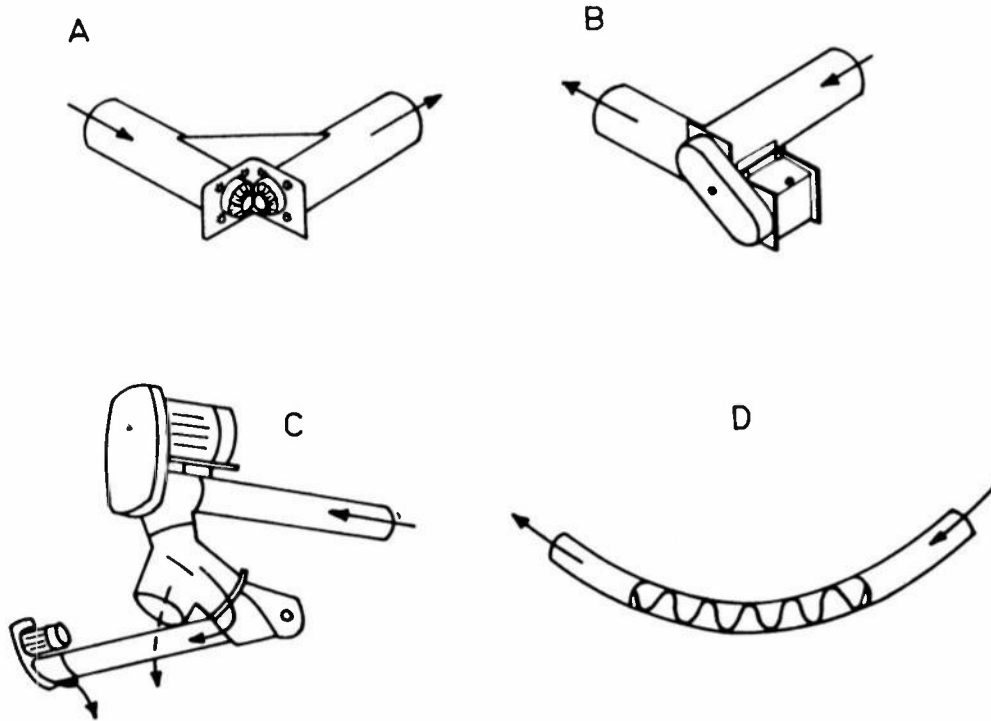


Fig. 90. Skruetransport i vinkel.

- A. et plant vinkelgir, i rett vinkel, én motor,
- B. to plans vinkelkobling i rett vinkel, en motor,
- C. to plans vinkelkobling i valgfri vinkel, to motorer,
- D. akselløs skru avvinklet til 90°, bøyingsradius 1,6 m for skru med 7 cm diameter.

d Kapasitet

Kapasiteten er avhengig av:

- skruens helning mot horisontalplanet (Fig. 91)
- materialets rasvinkel, som bestemmes av vanninnhold, renhet og overflateegenskaper
- skruens turtall
- skruerørets diameter
- fyllingsgraden

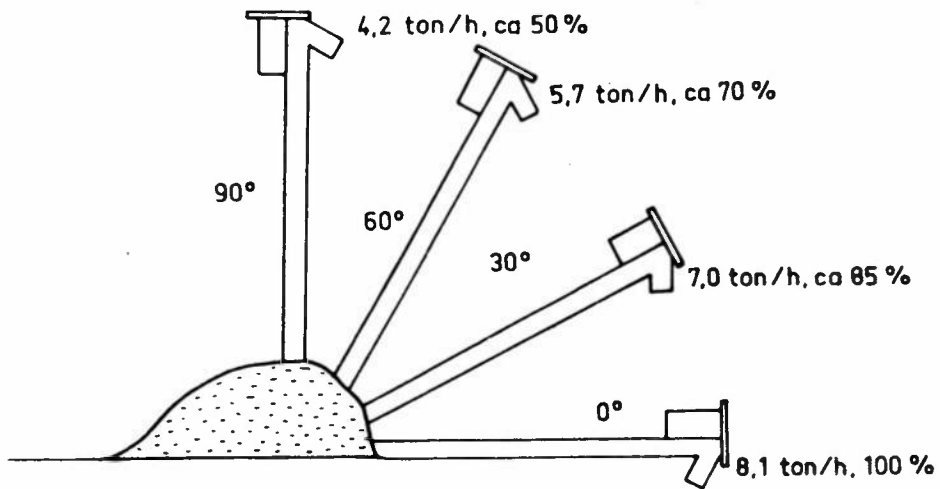


Fig. 91. Skruens helning. Kapasitet til en 10 cm transportskrue ved transport av tørr havre. Skruens turtall er 650 r/min.

Ved en gitt løftehøyde kan kapasiteten økes ved å velge en lengre skruer.

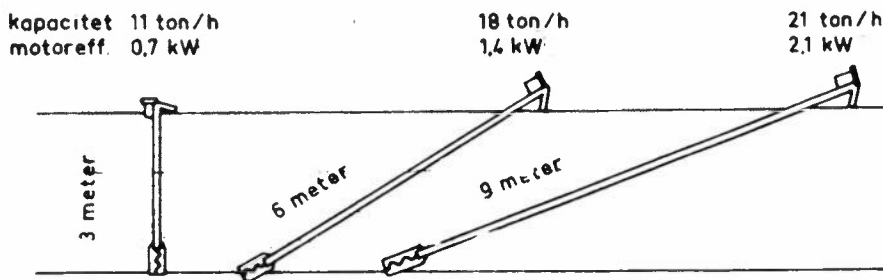


Fig. 92. 10 cm skrue, 1160 r/min. Tørr høstvetete.

Skruens turtall

Skruens kapasitet øker inntil et visst turtall for så å avta. Ved kileremsdrift anvendes 950-1150 r/min for 12,5 cm 700-900 r/min og for 15 cm 650-700 r/min. Ved direkte drift av 10 cm skrue velges ofte høye turtall da asynkronmotoren med 1450 eller 2900 r/min er en billig drivenhet. Undersøkelser viser at det gunstigste turtallet ligger ved 600-900 r/min for en 15 cm skruetransportør.

Skruens diameter

Mens skruens lengde ikke har noen innvirkning på kapasiteten når helningen ikke forandres, vil diameteren ha stor betydning. Eksempel:

diameter cm	kapasitet tonn/h
10	8
12,5	10
15	18
20	30

e Effektbehov

Effektbehovet er avhengig av

- helningen mot horisontalplanet
- turtallet
- rasvinkel
- skruelengde
- skruens friksjon
- løftearbeidet

Motoreffekter (kW) kileremdrift

Skruelengde (m)	diameter (cm)		
	10	12,5	15
3	0,7	1,4	2,1
6	1,4	2,1	3,9
9	2,1	3,9	7,0
12	2,8	5,3	7,0

4. Pneumatisk transport

Kan inndeles i viftetransportører, sug- og trykktransportører.

Brukes til transport av korn, pellets, briketter, flis m.m. Sammenlignet med elevatorer og skruetransportører har transportviftene visse fordeler:

- muliggjør transport over lengre avstander
- krever mindre plass
- har større fleksibilitet
- går renere

og ulemper:

- krever større effekt
- forårsaker støv

a Viftetransport

Ved transport av fast materiale anvendes det sentrifugalvifter. Vi skiller mellom

- lavtrykksvifte opptil 1500 Pa (150 mm vs.)
- mellomtrykksvifte 1500-4000 Pa (150-400 mm vs.)
- høytrykksvifte over 4000 Pa (400 mm vs.)

Lavtrykksvifter av sentrifugaltypen brukes f.eks. for transport av høy, halm og grønnfôr. Matingen av godset skjer gjerne direkte i viftehuset, noe som kan føre til skade på godset. Lave turtall minsker risikoen for dette.

Til transport av korn og lignende produkter anvendes middeltrykks- og høytrykksvifter av sentrifugaltypen.

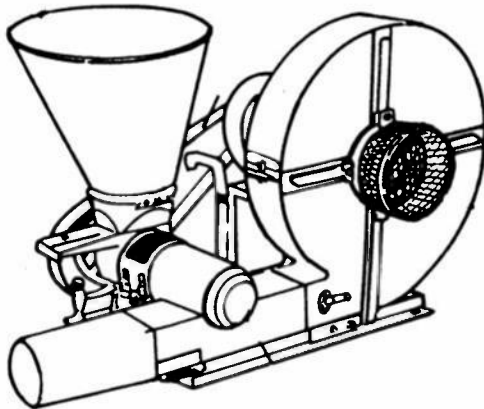


Fig. 93. Korntransportvifte med skrueinmating.

