**Værdifuld håndbog ved energieffektivisering af eksisterende trykluftsystemer og energibevidst projektering af nye trykluftsystemer**

*Af Sten Ammitzbøll Schou*
*Produktdirektør, KAESER kompressorer A/S*

"Den lille blå om Trykluft" giver værdifuld viden om optimering af eksisterende trykluftsystemer og energibevidst projektering af nye trykluftsystemer i industrien.

Etablering af trykluft og anvendelse af denne i industri- og erhvervsvirksomheder er et betydeligt fokusområde i bestræbelserne på energieffektivisering af virksomhederne. Dette giver god mening, da trykluft er den teknologi der tegner sig for det næsthøjeste forbrug samtidig med at besparelsespotentialet er meget stort. Mange undersøgelser og analyser af trykluftanlægs drifts- og energirelaterede forhold viser, at der er gode muligheder for at realisere betydelige energibesparelser med en attraktiv økonomi og $CO_2$- reduktion til gavn for miljøet.

De energimæssige tiltag kan primært ske ved tilpasning af tryk og luftmængde i forhold til forbrugsstedernes behov, men også ved at anvende dagens mest energieffektive komponenter. Energioptimal styring og regulering af anlægget er helt nødvendig, men også substitution af trykluft med direkte eldrev kan være en god løsning.

"Den lille blå om Trykluft" giver svar på mange af de spørgsmål, der må tegne sig i forbindelse med optimering og energieffektivisering af trykluftsystemer, og medvirker derfor til at sikre trykluftbranchen og rådgivere, et godt grundlag for at realisere besparelsesmulighederne.

Aktørerne i markedet bliver med denne bog bibragt en helt ny behovsdrevet tilgang til optimering af trykluftsystemer og indført i nødvendigheden af at opsætte måleudstyr på kritiske steder i systemet.

# Den lille blå om Trykluft

DANSK ENERGI

www.elforsk.dk

# Den lille blå om Trykluft

**Forfattere:**
Claus M. Hvenegaard (Teknologisk Institut)
Jørn Borup Jensen

**Redaktionsgruppe:**
Ditte Mikkelsen (Dansk Energi)
Dorte Lindholm (Dansk Energi)
Richard Schalburg (Dansk Energi)

**Udgiver:** Dansk Energi
**Design:** NectarCph
**Tryk:** Kailow Graphic
**Oplag:** 3.000 1. udgave 2019
**ISBN nummer:** 978-87-91326-13-4

## Forord

"Den lille blå om Trykluft" er tænkt som et opslagsværk for alle, der arbejder med at energieffektivisere trykluftsystemer. Det gælder kompressorleverandører, leverandører af komponenter til trykluftsystemet, energirådgivere og energiansvarlige/indkøbere i virksomheden, hvor trykluftsystemet installeres.

Et energieffektivt trykluftsystem, hvor enkeltkomponenterne hver især er energieffektive, og hvor de er tilpasset hinanden i forhold til behovet, betyder besparelser på virksomhedens elregning og er med til at nedbringe $CO_2$-udslippet til gavn for miljøet. Meget ofte vil det optimale trykluftsystem også reducere omkostningerne til drift og vedligehold.

Dansk Energi håber, at "Den lille blå om Trykluft" kan være med til at give større viden om trykluft, kvalificere rådgivningen og blive et nyttigt værktøj og undervisningsmateriale.

God arbejds- og læselyst!
Dansk Energi, ELFORSK

Ditte Mikkelsen

Dorte Lindholm

Richard Schalburg

**Hvis du vil vide mere:**

Dansk Energi
Vodroffsvej 59
1900 Frederiksberg C
Telefon 35 300 400
E-mail: de@danskenergi.dk
Klik ind på: **elforsk.dk**

## Indholdsfortegnelse


**01 Forord ..... 3**

**02 Den lille blå om Trykluft ..... 8**

2.1 Kortlægning af forbrug ..... 8
2.2 Nøgletal for trykluft ..... 9

**03 Energibevidst projektering ..... 14**

3.1 Planlægning og projektering ..... 14
3.2 Stil krav til entreprenøren – dokumentation ved aflevering af nyanlæg og service ..... 14
3.3 Levetidsomkostninger - LCC ..... 15

**04 Hvorfor trykluft? ..... 18**

4.1 Flow ..... 19
4.2 Tryk ..... 21
4.3 Vandindhold og renhed ..... 22
4.3.1 Vand ..... 22
4.3.2 Partikler ..... 24
4.3.3 Olie ..... 24
4.4 Forbrugssteder ..... 25
4.4.1 Forbrugssteder med lineære aktuatorer ..... 26
4.4.2 Lineær aktuators arbejdsevne ..... 27
4.4.3 Dyser ..... 28
4.4.4 Luftmotorer ..... 30

**05 Behovsanalyse ..... 32**

5.1 Detaljeret kortlægning af trykluftsystemet 34

**06 Substitution af trykluft ..... 40**

**07 Trykluftsystemet ..... 46**

7.1 Kompressorer ..... 47
7.1.1 Stempelkompressor ..... 48
7.1.2 Skruekompressor ..... 48
7.1.3 Kompressorinstallation – central eller decentral ..... 49
7.1.4 Bedst tilgængelige teknologi for trykluftkompressorer ..... 51
7.2 Effektoptag til kompressor ..... 53
7.2.1 Belastningsgrad ..... 56
7.2.2 Specifik arbejdsevne efter kompressor ..... 57
7.2.3 Virkningsgrad for kompressor ..... 57
7.3 Motorer ..... 59
7.3.1 Asynkronmotor ..... 59
7.3.2 PM-motor (Permanent Magnet motor) ..... 62
7.3.3 Synkron reluktansmotor ..... 63
7.4 Kompressor med motor og styring ..... 65
7.5 Efterkøler ..... 67
7.5.1 Specifik arbejdsevne efter efterkøler ..... 67
7.5.2 Virkningsgrad for efterkøler ..... 67
7.6 Køletørrer ..... 68
7.6.1 Specifik arbejdsevne efter køletørrer ..... 69
7.6.2 Virkningsgrad for køletørrer ..... 70
7.7 Adsorptionstørrer ..... 70
7.7.1 Specifik arbejdsevne efter adsorptionstørrer ..... 73
7.7.2 Virkningsgrad for adsorptionstørrer ..... 73
7.8 Rørsystem ..... 74
7.8.1 Enkelt rørledning ..... 74
7.8.2 Ringledning ..... 74
7.8.3 Tryktab ..... 76
7.8.4 Virkningsgrad ved tryktab ..... 77
7.8.5 Lækagetab ..... 80
7.8.6 Virkningsgrad ved lækagetab ..... 85
7.8.7 Virkningsgrad ved forbrugssteder ..... 85
7.8.8 Totalvirkningsgrad ..... 86
7.8.9 Ultralydsmålere ..... 90
7.9 Filtre ..... 90
7.10 Trykluftbeholder ..... 92
7.11 Varmegenvinding ..... 98
7.11.1 Luftbaseret varmegenvinding ..... 98
7.11.2 Vandbaseret varmegenvinding ..... 99

**08 Effektoplag ved variabel belastning ..... 102**

8.1 Styring af kompressor ..... 102
8.1.1 Start/stop ..... 102
8.1.2 Fuldlast/aflast ..... 103
8.1.3 Omdrejningstalregulering ..... 104
8.1.4 Sammenligning af reguleringsformer ..... 106
8.2 Trykluftsystemer ..... 106
8.3 Trykluftkompressor ..... 107
8.4 Motor og frekvensomformer ..... 109
8.5 Effektfordelinger ved fuldlast/aflast drift og omdrejningstalregulering ..... 110

09 **Energiforbrug ..... 112**
9.1 Varighedskurver ..... 112
9.2 Trykluftsystemer – elforbrug ved 6.000 driftstimer ..... 113
9.3 Behovsvariationer og varighedskurve ..... 115
9.3.1 Styring ved variabel belastning ..... 118
9.4 Kompressorstyringens betydning ..... 119
9.4.1 Én kontra flere kompressorer ..... 122
9.4.2 Mest optimale reguleringsform ..... 123
9.5 Bestemmelse af lækagetab ..... 125
9.6 Elforbrug til køle- og adsorptionstørrer ... 127
9.7 Varmegenvinding ..... 130

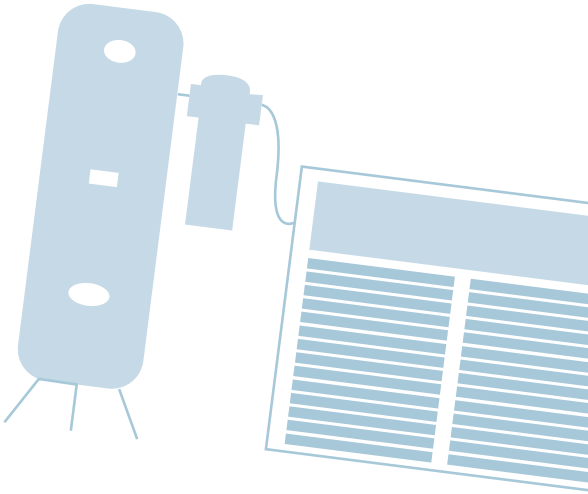
10 **Målinger – flow, tryk og effektoptag .... 132**
10.1 Direkte måling af flow ..... 132
10.2 Indirekte måling af flow ..... 135
10.3 Måling af tryk ..... 138
10.4 Måling af effektoptag ..... 142
10.5 Dataloggere ..... 143

11 **Overvågning, optimering og omkostninger ..... 144**
11.1 Overordnet styring ..... 144
11.2 Reduktion af trykluftbehovet ..... 154
11.2.1 Trykreduktionsventiler ..... 155
11.2.2 Rørsystem ..... 155
11.2.3 Periodevis afspærring af produktionsafsnit ..... 156
11.2.4 Separat trykluftsystem til trykkrævende maskiner ..... 157
11.3 Optimeringspakker ..... 157
11.3.1 Små omkostninger ..... 158
11.3.2 Mellemstore omkostninger ..... 158
11.3.3 Store omkostninger ..... 160
11.4 Systematisk og energibevidst vedligehold af trykluftanlæg ..... 163

12 **Tjekliste ..... 166**

13 **10 gode råd ..... 169**

14 **Andre kilder ..... 170**



## 2 Den lille blå om Trykluft

Når en virksomhed, entreprenør eller installatør står over for at skulle installere eller renovere et trykluftsystem, er der ofte brug for rådgivning og vejledning om hvilket system, der skal vælges af praktiske og økonomiske hensyn.

Denne bog bidrager til at styrke målgruppens viden om:

- Forbrug og besparelsespotentiale inden for teknologier og industribrancher.
- Egenskaber for de komponenter, der typisk findes i trykluftsystemer i industrien.
- Dimensioneringsmæssige forhold, som man skal være opmærksom på, når man står over for at skulle sammensætte, installere eller renovere et trykluftsystem.
- De energimæssige og totaløkonomiske konsekvenser ved installation af trykluftsystemer.

### 2.1 Kortlægning af forbrug

I det efterfølgende afsnit er der angivet en række nøgletal for trykluft og gjort nogle sammenligninger med andre teknologier.

Datagrundlaget er sammensat ud fra flere kilder. Årlige elforbrug anno 2014 er opgjort af Danmarks Statistik i 35 branchekategorier fokuseret på 7 hovedbrancher, som er:

- Nærings- og nydelsesmiddel
- Jern & metal
- Kemisk
- Sten, ler og glas
- Træ
- Grafisk
- Tekstil





Branchespecifikke elforbrugsfordelinger udtaget fra rapporten "Kortlægning af erhvervslivets energiforbrug" udarbejdet af Viegand & Maagøe ApS i 2015 samt Enibase/Unitool. For de 7 hovedbrancher er udtaget en relativ elforbrugsandel for teknologierne køling, pumpning, ventilation, trykluft og anden motordrift. Ud af "anden motordrift" er udtaget en andel til hydraulik vurderet på basis af tidligere undersøgelser udført af DEFU. Hydraulik fremstår derfor også som en selvstændig teknologi.

I brancherne Nærings- og nydelsesmiddel samt Jern & metal er der tidligere udført detaljerede motorkortlægninger vedrørende bl.a. teknologianvendelse indenfor specifikke brancher. Disse er benyttet som grundlag for en branchevis vurdering af energiandel i tre anvendte effektintervaller – lille (0-4 kW), mellem (4-30 kW) og stor (30-500 kW).

Med ovennævnte kilder er etableret et finmasket billede af, hvorledes elforbruget fordeles på teknologier og effektstørrelser i de enkelte brancher. Der er udformet et bedste skøn af, hvorledes forbruget fordeler sig i nødvendige systemkomponenter. I hver af disse er det egentlige arbejde og tab vurderet. Situationen er vurderet, som den er i dag, og som den burde være med kendskabet til den optimale sammensætning af systemkomponenter og muligheder for anvendelse af elektrisk styring/regulering med dagens teknologi.

### 2.2 Nøgletal for trykluft

Afsnittet giver et detaljeret indblik i energiforbruget til trykluft fordelt på brancher. Forbruget for trykluft sammenlignes også med forbruget for udvalgte teknologier. Det beskrives i hvilket omfang, trykluftanlæggets systemkomponenter omsætter energien til reelt mekanisk arbejde. Endelig vises en oversigt over besparelsespotentialet i systemkomponenterne.

| Størrelse [kW] | Små [0-4[ | Mellem [4-30[ | Store [30-500[ | Total |
|---|---|---|---|---|
| Årligt forbrug | Elforbrug [GWh] | | | |
| Nærings- og nydelses-middel | 24 | 48 | 88 | 160 |
| Jern & metal | 38 | 151 | 63 | 252 |
| Kemisk | 77 | 134 | 173 | 383 |
| Sten, ler og glas | 10 | 18 | 23 | 51 |
| Træ | 14 | 25 | 32 | 72 |
| Grafisk | 2 | 3 | 4 | 9 |
| Tekstil | 2 | 4 | 5 | 12 |
| I alt | 167 | 384 | 388 | 940 |

*Tabel 2.1. Fordeling af årlige elforbrug for små, mellem og store trykluftanlæg på forskellige brancher. Data er opdateret med nyeste tal ift. Den store blå om Systemoptimering.*

Af tabel 2.1 fremgår, at der i alt anvendes 940 GWh til industrielle trykluftformål. Det svarer til 14 % af elforbruget til elmotordrevne maskinsystemer. Størstedelen bruges af mellem- og store trykluftanlæg vurderet ud fra tidligere detaljerede motorstudier foretaget i brancherne Nærings- og nydelsesmiddel samt Jern & metal.

Af tabel 2.1 ses det også, at brancherne Nærings- og nydelsesmiddel, Jern & metal og Kemisk industri tegner sig for i alt 795 GWh, svarende til 85 % af elforbruget til trykluftsystemer.

Til sammenligning er elforbruget for teknologier vist i tabel 2.2. Heraf fremgår, at kun ventilation har et større forbrug end trykluft.

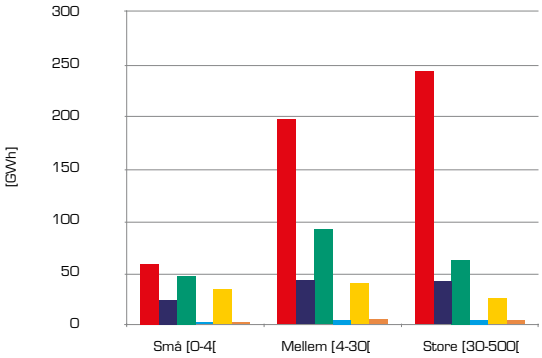
Figur 2.1 viser, at de største tab findes i elmotoren og kompressoren, men at en relativ stor energiandel tilføres luften i form af øget tryk og temperaturstigning. Temperaturstigningen er som oftest ikke til nogen gavn, men er medtaget som hydraulisk energi.





| Størrelse [kW] | Små [0-4[ | Mellem [4-30[ | Store [30-500[ | Total |
|---|---|---|---|---|
| Årligt forbrug | Elforbrug [GWh] | | | |
| Ventilation | 244 | 614 | 564 | 1.422 |
| Pumpning | 152 | 302 | 408 | 862 |
| Trykluft | 167 | 384 | 388 | 940 |
| Køling | 124 | 344 | 286 | 755 |
| Hydraulik | 60 | 105 | 135 | 300 |
| Anden motordrift | 418 | 985 | 1.028 | 2.430 |
| I alt | 1.165 | 2.734 | 2.809 | 6.709 |

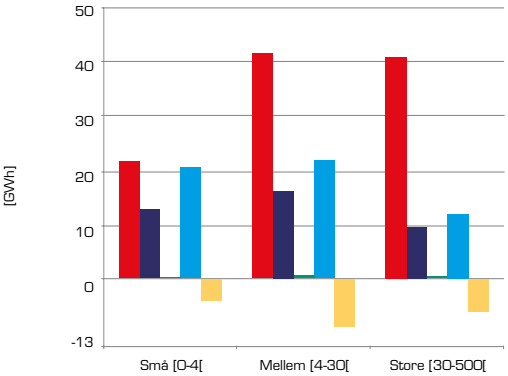
*Tabel 2.2 Fordeling af årlige elforbrug for små, mellem og store systemer på forskellige teknologier – alle brancher. Data er opdateret med nyeste tal ift. Den store blå om Systemoptimering.*




| | Små [0-4[ | Mellem [4-30[ | Store [30-500[ |
|---|---|---|---|
| Arbejde | 60 | 198 | 246 |
| Regulering | 22 | 44 | 43 |
| Belastning | 48 | 94 | 68 |
| Transmission | 1 | 3 | 4 |
| Motor | 33 | 41 | 24 |
| Styring | 2 | 4 | 4 |

*Figur 2.1. Nyttigt arbejde samt tab i forskellige systemkomponenter for små, mellem og store trykluftanlæg. Data er opdateret med nyeste tal ift. Den store blå om Systemoptimering.*

I figur 2.2 ses besparelsespotentialerne ved systemoptimering af trykluftsystemer.




| | | | |
|---|---|---|---|
| Regulering | 22 | 42 | 41 |
| Belastning | 13 | 16 | 10 |
| Transmission | 0 | 1 | 1 |
| Motor | 20 | 22 | 12 |
| Styring | -4 | -9 | -6 |

*Figur 2.2. Besparelsespotentialer ved systemoptimering af trykluftsystemer. Data er opdateret med nyeste tal ift. Den store blå om Systemoptimering.*

Som nævnt findes de største tab i trykluftsystemer omkring elmotoren og kompressoren, og det er også her, der findes store besparelsespotentialer. Det samlede besparelsespotentiale ved udskiftning til mere energieffektive motorer (IE4 eller IE5) skønnes at udgøre 54 GWh, mens udskiftning til mere energieffektive kompressorer skønnes at udgøre 39 GWh.

Det største besparelsespotentiale kan opnås ved at ændre reguleringsformen fra typisk fuldlast/aflast regulering til energieffektiv regulering af luftproduktionen via omdrejningstalregulering eller on/off drift med måling af temperaturen i motorviklingerne. Dette vil medføre et reduceret elforbrug på 105 GWh, mens elforbruget til styring vil forøges med 19 GWh. Nettobesparelsespotentialet vil derfor udgøre 86 GWh.





Besparelsespotentialet ved systemoptimering af trykluftsystemer vil udgøre i alt 179 GWh, svarende til 19 % af det samlede elforbrug til trykluft.

Hvis der vælges de mest energieffektive komponenter, som samtidig er tilpasset hinanden i forhold til behovet, vil der findes yderligere store besparelsespotentialer ved:

- Tilpasning af trykket til forbrugsstedernes behov ved generelt at sænke produktionstrykket. Dette kan blandt andet ske ved sektionering.

- Vedligehold, som almindeligvis indeholder service på kompressorer og køletørrere, rensning af filtre, udskiftning af slidte luftmotorer samt lækagesøgning og -udbedring.

For nogle anlæg kan man vælge at substituere trykluft med direkte eldrev.

I rapporten "Kortlægning af energisparepotentialer i erhvervslivet" udarbejdet af COWI for Energistyrelsen i 2015, vurderes besparelsespotentialet ved ovenstående tiltag at udgøre 35-40 % af elforbruget til trykluft.

## 3 Energibevidst projektering

Projektering af trykluftsystemer sker hyppigt som en af de sidste aktiviteter ved planlægning af nye industrianlæg eller ved nybyggeri. Da tidspresset ofte er stort i denne fase – og da energiforbruget i trykluftsystemer ofte betragtes som værende ubetydeligt – er det almindeligt, at energibesparelsespotentialet på dette område undervurderes.

### 3.1 Planlægning og projektering

Praktiske erfaringer har vist, at der uden væsentlige merinvesteringer kan opnås store driftsbesparelser, såfremt man fra den tidlige projekteringsfase inddrager analyser og planlægning af trykluftsystemerne:

- Hvilket grundlæggende behov skal trykluftsystemet dække, og er der mulighed for at reducere behovet (behovsanalyse)?
- Kan trykluftsystemet sektioneres/opdeles?
- Hvilke komponenter bør vælges, så virkningsgraden for det samlede trykluftsystem bliver højest mulig og vedligeholdelsesudgifterne bliver minimale?
- Hvilken reguleringsform passer bedst til trykluftsystemet?
- Hvad skal der tages hensyn til under detailprojekteringen?
- Hvordan skal trykluftsystemet overvåges og vedligeholdes?

### 3.2 Stil krav til entreprenøren – dokumentation ved aflevering af nyanlæg og service

Trykluftsystemer leveres ofte i totalentreprise, hvilket giver entreprenøren gode muligheder for at påvirke energiforbruget. Det er vigtigt, at bygherren eller virksomheden, den projekterende og leverandøren gennem hele projektforløbet holder tæt kontakt, især i de indledende faser hvor frihedsgraderne er størst.





Entreprenøren kan gøres til en medspiller i den energibevidste projektering. I udbudsmaterialet kan man kræve, at trykluftentreprenøren specificerer alternative energieffektive trykluftløsninger og disses eventuelle merinvesteringer og tilbagebetalingstider.

Under og efter indgåelse af kontrakt med entreprenøren er det vigtigt, at virksomheden løbende holder sig i tæt dialog med entreprenøren for at fastholde fokus på energieffektive løsninger under entreprisens detailprojektering og udførelse.

En bygherre eller virksomhed, der overvejer at installere et trykluftsystem, har brug for, at entreprenøren udarbejder et tilbud, som indeholder beregninger af levetidsomkostningerne, der er forbundet med installation og drift af alternative typer af trykluftsystemer.

### 3.3 Levetidsomkostninger - LCC

I beregningen af levetidsomkostningerne indgår de samlede omkostninger til investering og installation, omkostningerne til energiforbrug samt omkostninger til service og vedligeholdelse i hele anlæggets levetid (LCC – Life Cycle Cost).

Tilbuddet med beregninger af levetidsomkostningerne for 2-3 alternative anlæg danner et godt beslutningsgrundlag for bygherren. Tilbuddet vil vise hvilken løsning, der giver bygherren mest for pengene i hele anlæggets levetid.

Tabel 3.1 kan anvendes i forbindelse med energibevidst indkøb og projektering. I tabellen er vist et eksempel, hvor der er indtastet data vedrørende anlægsudgifter. Tabellen giver desuden mulighed for at indtaste energiomkostninger samt udgifter til drift og vedligeholdelse i hele anlæggets levetid.

## Eksempel 1 – LCC-beregninger for tre trykluftsystemer

I tabel 3.1 ses et eksempel på LCC-beregninger for tre alternative trykluftsystemer.

| LCC-beregning (Life Cycle Cost) | | LCC = $C_{ic} + C_e + C_m$ | | |
|---|---|---|---|---|
| **Udfyldes af tilbudsgiver** | **Enhed** | **Alternativ 1** | **Alternativ 2** | **Alternativ 3** |
| Trykluftkompressorer | – | 1 stk. omdrejningstalreguleret og to stk. start/stop (to ens) | 1 stk. omdrejningstalreguleret og et stk. start/stop | 3 stk. start/stop. Den ene er stor og de to mindre er ens |
| **Anlægsudgifter** | | | | |
| Trykluftsystem | [Kr.] | 784.000 | 726.000 | 642.000 |
| Varmegenvinding | [Kr.] | 89.000 | 75.000 | 89.000 |
| **Anlægspris i alt ($C_{ic}$)** | **[Kr.]** | **873.000** | **801.000** | **731.000** |
| **Levetid og energipriser** | | | | |
| Anlæggets levetid | [År] | 10 | 10 | 10 |
| Varmepris | [Kr./kWh] | 0,6 | 0,6 | 0,6 |
| Elpris | [Kr./kWh] | 1,00 | 1,00 | 1,00 |
| **Driftsudgifter** | | | | |
| Varmeforbrug/ - besparelse*) | [kWh/år] | -364.500 | -364.500 | -364.500 |
| Elforbrug | [kWh/år] | 1.214.880 | 1.190.130 | 1.158.810 |
| Faste afgifter | [Kr./år] | – | – | – |
| **Energiomkostninger i alt i anlæggets levetid ($C_e$)** | **[Kr.]** | **9.961.800** | **9.714.300** | **9.401.100** |
| **Service- og vedligehold** | | | | |
| **Service og vedligeholdelsesomkostninger i anlæggets levetid ($C_m$)**** | **[Kr.]** | **1.450.000** | **1.302.000** | **1.140.000** |
| **LCC – Life Cycle Cost** | | | | |
| **LCC = $C_{ic} + C_e + C_m$** | **[Kr.]** | **12.284.800** | **11.817.300** | **11.272.100** |

*Tabel 3.1. Tabel som kan anvendes i forbindelse med energibevidst indkøb og projektering.*

**) Et ekstra varmeforbrug angives med en positiv værdi, mens en varmebesparelse angives med en negativ værdi.*

***) Service og vedligeholdelsesomkostningerne i anlæggets levetid er en fuldservicepris, som indeholder alt – også de dyre dele som skrue, motor og kølere. Kunden får aldrig en ekstra regning.*

*Som det ses, spares der 1.012.700 kr. over en tiårig periode ved at vælge alternativ 3 frem for alternativ 1.*

*Data i eksempel 25 indgår i LCC-beregningerne.*

## 4 Hvorfor trykluft?

Trykluft er en energibærer eller -form, der anvendes til en lang række arbejdsprocesser i industrien. Eksempler på arbejdsprocesser er:

- Rensning og rengøring af eksempelvis filtre eller bearbejdede emner.
- Transport (pneumatiske transportanlæg).
- Forstøvning.
- Styring og regulering (ventiler).
- Luftmotorer i håndværktøjer.
- Aktuatorer i maskiner.
- Blæseluft (blæse emner ud af værktøjer eller blæse beholdere op).
- Procesluft.

Trykluftsystemer er relativt enkle og driftssikre, og ved mange anvendelser findes der ikke reelle alternativer. Derfor er trykluft meget udbredt i industrien, og som nævnt i afsnit 2.2 udgør elforbruget til trykluft 14 % af elforbruget til motordrevne maskinsystemer.

Trykluft er imidlertid en meget dyr energiform, da kun en meget lille del af elforbruget bliver til nyttegjort arbejde (8-15 %). Derfor er det vigtigt, at trykluft anvendes med omtanke, og at den produceres, distribueres og anvendes så effektivt som muligt.

De væsentligste forhold/parametre for trykluft er:

- Flow
- Tryk
- Vandindhold og renhed
- Forbrugssteder



DANSK ENERGI

DANSK ENERGI



### 4.1 Flow

Før trykluftkompressorernes kapacitet fastlægges, er det nødvendigt at foretage en beregning af det forventede trykluftflow. Denne fastlæggelse skal ske på grundlag af data for nødvendigt tilført flow fra det tilknyttede udstyr eller de gældende proceskrav. Det er vigtigt, at fastlæggelsen af flowet kommer så tæt på det nødvendige som muligt, da et for lavt fastlagt flow vil resultere i et for lille kompressoranlæg, som ikke vil kunne yde det krævede tryk i systemet.

Hvis det fastlagte totale flow derimod er for højt, vil det medføre, at trykluftkompressorerne kører lavt belastet, hvilket vil medføre et højere energiforbrug end nødvendigt og en større investering end nødvendigt.

Leverandører af pneumatiske udstyr og komponenter vil kunne levere de nødvendige data, eksempelvis flow.

For at kompressorernes samlede kapacitet ikke skal blive for høj, er det nødvendigt at vurdere og tage hensyn til samtidighedsfaktoren for det tilknyttede udstyr. Samtidighedsfaktoren er forholdet mellem den tid, hvor udstyret er i brug og den samlede tid, hvor det kan være i brug.

Det endeligt valgte flow bør være 10-20 % højere end det beregnede grundet utætheder i systemet. Det viser sig ofte, at trykluftbehovet vil stige, og at den overskydende kapacitet derfor meget hurtigt kan udnyttes. Utæthederne forekommer navnligt ved slanger, koblinger og ventiler. I nogle tilfælde kan utætheden også være i selve rørsystemet.

På mange virksomheder bliver det efter nogen tid nødvendigt med udvidelser af produktionen, som ofte kræver trykluft til forskellige formål. For at undgå problemer ved en sådan udvidelse er det en god idé at forberede for et ekstra flow ved dimensioneringen.

Det endelige valgte flow beregnes udfra:

$$v_1 = (\Sigma(v_{udstyr} \cdot sf_{udstyr}) + v_{udvidelse}) \cdot 1{,}2$$

hvor:
- $v_1$ er det krævede flow
- $v_{udstyr}$ er flowet, som udstyret kræver
- $v_{udvidelse}$ er flowet ved en eventuel udvidelse
- $sf_{udstyr}$ er samtidighedsfaktorer for det tilknyttede udstyr

I tabel 4.1 ses et eksempel på, hvordan luftforbrug kan registreres.

| Maskine eller værktøj | Luftforbrug pr. enhed [m³/min] | Antal | Maksimalt luftforbrug [m³/min] | Samtidighedsfaktor | Gennemsnits luftforbrug [m³/min] |
|---|---|---|---|---|---|
| Rotationsmaskine 1 | 2,95 | 1 | 2,95 | 1,0 | 2,95 |
| Rotationsmaskine 2 | 2,95 | 1 | 2,95 | 1,0 | 2,95 |
| Rotationsmaskine 3 | 2,95 | 1 | 2,95 | 1,0 | 2,95 |
| Maskiner i mellemvarelager 4 | 0,5 | 12 | 6,0 | 1,0 | 6,0 |
| Maskiner i mellemvarelager 5 | 0,5 | 6 | 3,0 | 1,0 | 3,0 |
| Offset trykkemaskiner | - | 4 | 2,5 | 1,0 | 2,5 |
| **Samlet luftforbrug** | | | | | **20,4** |
| Andre aftagere | | | | | 1,0 |
| Lækage (10-20 %) | | | | | 4,5 |
| Udvidelse | | | | | 2,0 |
| **Totalt luftforbrug** | | | | | **27,9** |

*Tabel 4.1. Tabel til registrering af luftforbrug for maskiner og værktøjer.*



DANSK ENERGI

DANSK ENERGI



## 4.2 Tryk

Mange trykluftsystemer kører med et højere tryk end nødvendigt. Ofte skyldes det manglende kendskab til det tryk, der egentlig kræves ude i produktionen eller en idé om, at højt tryk giver større forsyningssikkerhed.

Trykket i systemet er nok den mest afgørende parameter med hensyn til anlæggets energieffektivitet. Der bør derfor stilles krav om, at det trykluftforbrugende udstyr kan arbejde ved et rimeligt tryk, f.eks. 5 bar. Ved design af nye anlæg er det muligt at stille krav om, at det tilkoblede udstyr skal kunne fungere ved et lavt anlægstryk.

I tabel 4.2 ses trykkrav for forskellige forbrugskomponenter.

| Udstyr | Trykkrav [bar] |
|---|---|
| Blæseluft | 0,5–1,0 |
| Sendeluft (transport) | 2,0–4,0 |
| Rengøring (blæsepistoler) | 2,0–3,0 |
| Pneumatiske aktuatorer | 4,0–6,0 |
| Værktøj til montage | 6,0–6,5 |
| Bearbejdende værktøj | 6,0–6,5 |
| Procesmaskiner | Maskinafhængig |

*Tabel 4.2. Krav til trykluftens absolutte tryk for forskellige forbrugskomponenter.*

Som det ses i tabel 4.2 kan langt det meste trykluftforbrugende udstyr fungere ved 5 bar eller derunder.

Pneumatisk værktøj (monterende og bearbejdende) er typisk designet til et tryk på 90 PSI, svarende til 6,3 bar. Det er muligt at forsyne dem med trykluft ved et lavere tryk, men det vil påvirke deres ydelse. Det betyder, at arbejdsoperationerne med værktøjerne vil tage længere tid, hvilket vil forringe produktiviteten og øge produktionsomkostningerne.

I tabel 4.3 ses et eksempel på, hvordan tryk for maskiner og værktøjer kan registreres.

| Maskine eller værktøj | Trykkrav [bar] |
|---|---|
| Rotationsmaskine (16 sidet) | 6,0 |
| Rotationsmaskine (80 sidet) | 6,0 |
| Rotationsmaskine (72 sidet) | 6,0 |
| Maskiner i mellemvarelager 4 | 2,0 |
| Maskiner i mellemvarelager 5 | 2,0 |
| Offset trykkemaskiner | 6,0 |

*Tabel 4.3. Tabel til registrering af trykkrav for maskiner og værktøjer.*

## 4.3 Vandindhold og renhed

Den luft, der forlader en kompressor, er varm, uren og fugtig. En kompressor kan fylde trykluftinstallationen med betydelige mængder vand, nedbrudt kompressorolie samt urenheder i form af partikler, hvis ikke trykluften filtreres. Forudsætningen for at trykluft kan anvendes til arbejdsprocesser i industrien er, at vand, nedbrudt olie og urenheder fjernes.

### 4.3.1 Vand

Efter komprimeringen af trykluften i kompressoren skal den afkøles, da temperaturen er ca. 80 °C. Når trykluften forlader kompressoren, indeholder den vanddamp, og når trykluften afkøles, fortættes vanddampen til vand. Dette vand skal fjernes fra trykluftsystemet for at forebygge driftsforstyrrelser og skader på apparater og udstyr samt andre komponenter.

Umiddelbart efter kompressoren er der placeret en efterkøler, som skal sørge for at sænke trykluftens temperatur. Efterkøleren har typisk en kapacitet, så det er muligt at reducere temperaturen i afgangsluften til ca. 8 °C over kølemediets temperatur (vand eller typisk luft fra kompressorrummet). Når trykluften passerer efterkøleren, fortættes en del af vanddampen til vand, som efterfølgende fjernes i en vandudskiller.

Efter efterkøleren er trykluften stadig mættet med vanddamp. Det tryk og den temperatur, trykluften er under på dette tidspunkt, kaldes trykdugpunktet.

Som oftest er det nødvendigt at anvende en køletørrer for at fjerne mere vanddamp fra trykluften. Køletørreren skal sørge for, at luftens trykdugpunkt bliver så lavt, at der ikke udkondenseres vand i rørsystem og komponenter.

I nogle tilfælde er det ikke tilstrækkeligt at benytte en køletørrer, da kravet til tørhedsgraden af luften er højere end det, den kan levere. Det kan eksempelvis være ved udendørs rørføring. I disse tilfælde benyttes typisk en adsorptionstørrer. Kravet til tørhedsgraden af trykluft afhænger i høj grad af hvilke luftforbrugere, der er tilkoblet trykluftanlægget.

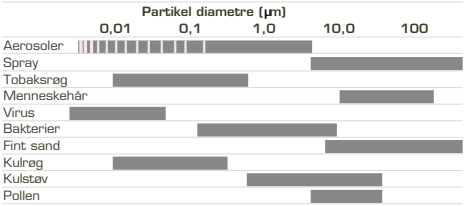
I tabel 4.4 er de mest anvendte forbrugstyper og deres krav til tørhedsgrad vist. Samtidig er der anført hvilken tørrertype, der bør anvendes ved det pågældende tørhedskrav.

| Forbrugstype | Krav til tørhedsgrad | Nødvendig tørrer |
|---|---|---|
| Rengøring | Ingen | Ingen |
| Værktøj til montage | Lav | Køletørrer |
| Bearbejdende maskiner | Lav | Køletørrer |
| Procesmaskiner | Individuelt | Køletørrer/ adsorptionstørrer |
| Udendørs rørføring | Høj | Køletørrer/ adsorptionstørrer |

*Tabel 4.4. Nødvendig tørrer ved forskellige forbrugssteder. Udendørs rørføring er medtaget, da den kan have stor betydning for kravet til luftens tørhedsgrad.*

### 4.3.2 Partikler

Uanset hvilken type kompressor, der anvendes, vil trykluften, foruden vand og vanddamp, indeholde faste partikler. De stammer fra forskellige forureningskilder, og deres størrelse kan variere fra flere hundrede µm til mindre end 1 µm.




*Figur 4.1. Partikeldiametre for forureningskilder.*

Det er den specifikke opgave, der afgør, hvor ren trykluften skal være. Det frarådes generelt at anvende et finere filter end højst nødvendigt, da det giver unødigt tryktab.

Ved filtrering af partikler større end 1 µm benyttes et standardfilter. Ved filtrering af partikler mindre end 1 µm benyttes et finfilter. Et standardfilter bør i den sammenhæng placeres før finfilteret, så det fjerner de større partikler, der ellers hurtigt vil tilstoppe finfilteret.

### 4.3.3 Olie

Olie i trykluftinstallationen stammer fra kompressoren og omgivelserne. Kompressoroliens formål er at smøre og tætne kompressoren under drift. Ved kompressionen er olie fra kompressoren og fra omgivelserne blevet udsat for høje temperaturer, hvorved olien bliver oxideret og syreholdig, og skal derfor fjernes.

De fleste standardfiltre vil fjerne så meget olie (og vand), at trykluften har en kvalitet, der er tilstrækkelig god til pneumatiske værktøjer og cylindre. Nogle processer og opgaver kræver et minimalt indhold af restolie. En løsning kan være at anvende en oliefri kompressor. Den vil også producere uren luft med både olie (fra omgivelserne), partikler og vand.

DS/ISO 8573-1:2010 specificerer renhedsklasser for trykluft med hensyn til partikler, vand og olie. Når en virksomhed skal have installeret et trykluftsystem, skal der stilles krav til en ønsket renhedsklasse i henhold til denne standard.

04

### 4.4 Forbrugssteder

På de fleste virksomheder varierer trykbehovet ved forbrugsstederne afhængig af hvilket formål, trykluften skal anvendes til. Nogle komponenter og maskiner kræver typisk 6-7 bar for at kunne fungere optimalt. Andre komponenter, maskiner og processer kræver i mange tilfælde betydeligt lavere tryk. Det kan eksempelvis være pneumatiske transportsystemer, hvor kravet til trykket typisk ligger mellem 2 og 4 bar eller blæseluft, hvor kravet til trykket typisk er 1 bar.

Ved forbrugsstederne kan der opnås elbesparelser ved at anvende udstyr med lavt trykbehov og mindst muligt luftforbrug. For eksempel for aktuatorer kan der benyttes typer med korte slaglængder og enkeltvirkende cylindre i stedet for dobbeltvirkende. Ved blæsning bør luften fordeles med opgavetilpassede dyser eller venturi i stedet for åbne rør, og ved iltning i beholdere og bassiner kan luftfordelingen måske forbedres, og der kan anvendes højtryksblæsere i stedet for trykluft.

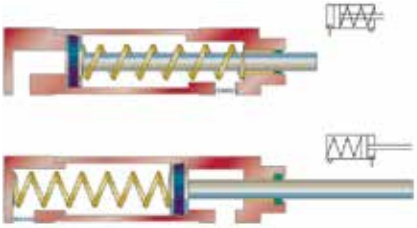
### 4.4.1 Forbrugssteder med lineære aktuatorer

Der findes grundlæggende to typer aktuatorer:

- Lineær aktuator med enkeltvirkende cylinder
- Lineær aktuator med dobbeltvirkende cylinder

#### Enkeltvirkende lineær aktuator

Principielt er den enkeltvirkende lineære aktuator opbygget som vist i figur 4.2.



*Figur 4.2. Enkeltvirkende lineær aktuator.*

Den enkeltvirkende lineære aktuator består overordnet set af en cylinder, et stempel og en fjeder. Den enkeltvirkende aktuator virker ved, at der sendes trykluft ind i cylinderens venstre side. Når trykluften ved et højt tryk sendes ind i cylinderen, bliver kraften fra trykluften højere end fjederkraften, og stemplet bevæger sig mod højre. Når stemplet skal tilbage til udgangspositionen sænkes trykket i den venstre del af cylinderen, og processen kan starte forfra.

#### Dobbeltvirkende lineær aktuator

Principielt er den dobbeltvirkende lineære aktuator opbygget som vist i figur 4.3.

*Figur 4.3. Dobbeltvirkende lineær aktuator.*



DANSK ENERGI

DANSK ENERGI



Aktuatoren bevæger sig ved, at der er en trykforskel over stemplet. Størrelsen af trykforskellen bestemmer hvilken kraft, aktuatoren kan præstere. Skal aktuatoren tilbage til udgangspositionen, byttes der blot om på det høje og lave tryk i cylinderen.

### 4.4.2 Lineær aktuators arbejdsevne

Den kraft F, som en lineær aktuator påvirker et emne med beregnes ud fra:

$$F = A_{stempel} \cdot \triangle p_{stempel} - F_{fjeder}$$

hvor:

- $A_{stempel}$ er stemplets areal
- $\triangle p_{stempel}$ er trykdifferensen over stemplet
- $F_{fjeder}$ er fjederkraften fra fjederen i den enkeltvirkende lineære aktuator

For den dobbeltvirkende lineære aktuator sættes fjederkraften lig med nul.

Udtrykket viser, at kraften, en lineær aktuator kan virke med, er proportional med trykdifferencen over stemplet, når der i den enkeltvirkende lineære aktuator ses bort fra fjederkraften.

Ved den dobbeltvirkende lineære aktuator er det trykforskellen over stemplet, der bestemmer aktuatorens arbejdsevne.

Når energieffektiviteten af en aktuator skal vurderes, bør det undersøges, om det er muligt at opnå samme trykdifferens over stemplet i aktuatoren ved et lavere trykniveau. Et højt trykniveau giver nemlig et højt tryklufttforbrug for hver arbejdscyklus, da der er plads til mere luft med højt tryk end lavt tryk i et specifikt volumen. For at undgå unødvendigt store luft- og energiforbrug kan der benyttes trykreduktionsventiler. Eksempel 2 viser dette.

**Eksempel 2 – Dobbeltvirkende lineær aktuator**

Her ses betydningen af trykforholdene i en dobbeltvirkende aktuator. Det antages, at trykluftanlægget kører ved et absolut tryk på 7 bar og at aktuatorens nominelle trykkrav er 5 bar (absolut).

Energisparepotentialet undersøges ved at benytte en trykreduktionsventil, der bringer trykket ned til aktuatorens nominelle tryk, inden trykluften sendes ind i aktuatoren.

Idet det forudsættes, at trykluften opfører sig som en ideel gas, fremkommer følgende udtryk:

$$\frac{p_1 + 1\ \text{bar}}{p_2 + 1\ \text{bar}} = \frac{\rho_1}{\rho_2}$$

hvor:

- $p_1$ og $p_2$ er overtrykket ved henholdsvis tilstand 1 og 2
- $\rho_1$ og $\rho_2$ er massefylden ved henholdsvis tilstand 1 og 2.

Som det ses af ovenstående udtryk, afhænger forholdet mellem trykluftens massefylde i tilstand 1 og 2 af forholdet mellem trykket i tilstand 1 og 2.

Indsættes henholdsvis aktuatorens nominelle trykkrav på 5 bar og trykluftanlæggets trykniveau på 7 bar i udtrykket, fremkommer et forhold mellem massefylderne på 0,75. Da aktuatoren hele tiden bruger samme flow, betyder det, at trykluftforbruget ved et tryk på 5 bar er 75 % af trykluftforbruget ved 7 bar. Dette betyder, at der i dette tilfælde kan spares 25 % af luftforbruget og dermed energiforbruget til aktuatoren ved at benytte en trykreduktionsventil.

### 4.4.3 Dyser

Dyser er et meget stort anvendelsesområde indenfor trykluft. Luftforbruget for en dyse i l/s i forhold til dysens hulareal og tryk er vist i tabel 4.5.

| | | Tryk [bar] | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | 2 | 4 | 6 | 8 | 10 |
| Hulradius [mm] | Hulareal [cm²] | Flow [l/s] | | | | |
| **0,1** | 0,03 | 1,77 | 2,95 | 4,13 | 5,31 | 6,49 |
| **0,2** | 0,13 | 7,08 | 11,79 | 16,51 | 21,23 | 25,94 |
| **0,3** | 0,28 | 15,92 | 26,53 | 37,14 | 47,76 | 58,37 |
| **0,4** | 0,50 | 28,30 | 47,17 | 66,04 | 84,90 | 103,77 |
| **0,5** | 0,79 | 44,22 | 73,70 | 103,18 | 132,66 | 162,14 |

*Tabel 4.5. Luftforbruget for en dyse i l/s i forhold til dysens hulareal og tryk. Dysevirkningsgraden er sat til 0,95. Som det ses, vil flowet gennem dysen – ved et tryk på 8 bar og et hulareal på 0,5 cm² – være 84,90 l/s.*

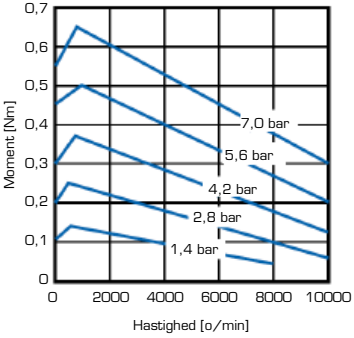
Af tabellen ses, at luftforbruget og dermed kompressorens energiforbrug stiger forholdsvis meget ved en lille stigning i henholdsvis trykket og/eller hularealet. Yderligere ses det, at luftforbruget for en dyse både er proportional med tilgangstrykket og dysens hulareal.

For at undgå energispild ved dyser er det vigtigt at vælge korrekte og effektive dysehoveder. Desuden skal dyserne placeres sådan, at deres blæsekraft udnyttes optimalt.

Dyser kan ofte drives ved et lavere tryk end andre pneumatiske værktøjer. Derfor kan det være en fordel at opdele trykluftanlægget i flere sektioner, hvor dyserne kan være tilkoblet en sektion med lavt tryk.

### 4.4.4 Luftmotorer

Ved roterende pneumatiske motorer, som blandt andet benyttes i pneumatiske håndværktøjer, afhænger arbejdsevnen af trykket i trykluftsystemet. I figur 4.4 ses, hvilken betydning arbejdstrykket har for arbejdsevnen.




*Figur 4.4. Luftmotors arbejdsevne i forhold til omdrejningshastighed og arbejdstryk.*

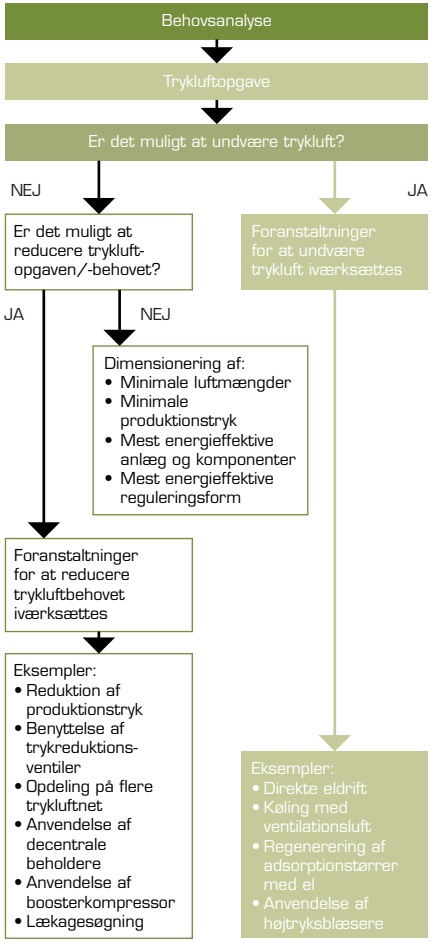
Når arbejdstrykket ved eksempelvis 6.000 o/min. reduceres fra 7 bar til 5,6 bar, falder motorens maksimale arbejdsevne fra 0,45 til 0,34 Nm, svarende til en reduktion på 24 %.

## 5 Behovsanalyse

Lige siden energiselskaberne og andre aktører startede indsatsen for at energieffektivisere trykluftsystemer, har det været normalt at måle effektoptaget for kompressorinstallationerne og analysere mulighederne for at reducere energiforbruget gennem f.eks. lavere lækagetab, bedre styring eller lavere trykniveau. Denne tilgang til effektivisering har ingen eller meget lille fokus på de reelle trykluftbehov og dynamikken i trykluftsystemerne. Derfor er der betragtelige og endnu ikke udnyttede effektiviseringsmuligheder, der kan identificeres gennem en behovsdrevet tilgang til trykluftsystemer. Den behovsdrevne tilgang bliver i forhold til tidligere understøttet af omfattende måleprogrammer, hvor f.eks. tryk, luftmængde og luftkvalitet måles på kritiske steder i trykluftsystemet ved udvalgte, kritiske forbrugssteder og ved luftbehandlingskomponenterne.

Erfaringer viser, at der kan opnås yderligere energibesparelser i størrelsesordenen 10-30 % af energiforbruget til generering af trykluft i en velfungerende trykluftinstallation ved at fokusere på hele systemet fra kompressor til slutbruger i kombination med brug af en mere sofistikeret tilgang til måling af trykluftsystemet og dets komponenter. Ud over en væsentlig energibesparelse kan det oven i købet resultere i en trykluftforsyning, som skaber færre produktionsmæssige problemer som mindre produktionsspild og forøget "oppetid".

Ved optimering af eksisterende trykluftsystemer er det nødvendigt, at der foretages en grundig behovsanalyse. Forløbet ved behovsanalysen er skitseret i figur 5.1. Behovsanalysen indeholder blandt andet en detaljeret kortlægning af trykluftsystemet inklusiv målinger af flow, tryk og effektoptag.




*Figur 5.1 Forløbet ved behovsanalyse.*

## 5.1 Detaljeret kortlægning af trykluftsystemet

Et af de væsentligste elementer i behovsanalysen er den detaljerede kortlægning af trykluftsystemet.

Ved den detaljerede kortlægning er det nødvendigt at fremskaffe en virksomhedsplan/-tegning, hvoraf produktionsområder/-haller fremgår.

Herefter skal trykluftsanlæggets hoved- og stikledninger indtegnes. Det skal tydeligt kunne ses, hvor ledningerne er placeret og hvilke dimensioner (rørdiametre), de har.

Maskiner og udstyr indtegnes ligeledes på virksomhedsplanen/-tegningen. Hvis det er muligt, angives flow- og trykindstillinger. Flowet vil typisk ikke kunne aflæses, så der må oplysningerne hentes i virksomhedens tekniske afdeling eller hos maskinleverandøren. Ofte er der installeret trykreduktionsventiler på maskinerne, hvor trykket kan aflæses.

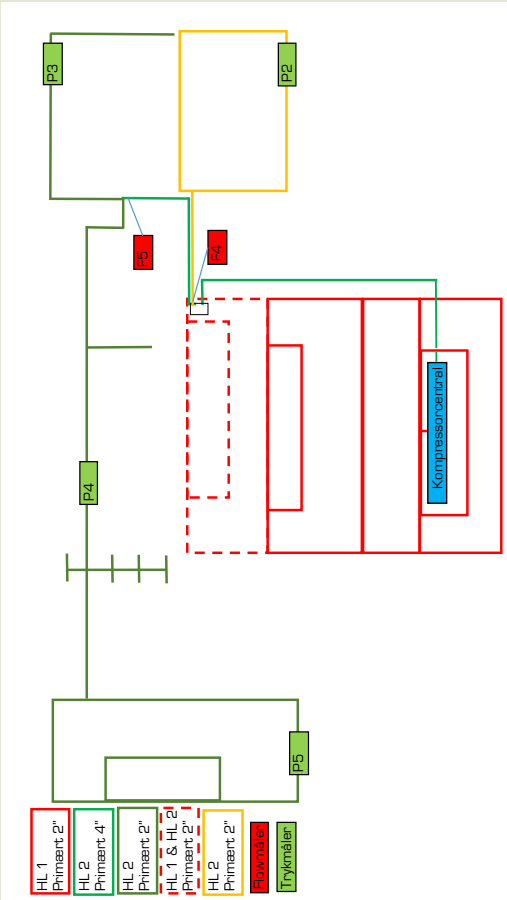
Der kan derudover med fordel udarbejdes en skitse af kompressorcentralen. Skitsen skal foruden kompressorerne (herunder styring) indeholde køletørrere, filtre og beholdere. Relevante data for de enkelte komponenter skal angives på skitsen. For kompressorerne kan det være fabrikat, typenummer, indstilling af afgangstryk, motorstørrelse m.v.

Når virksomhedsplanen/-tegningen og skitsen af kompressorcentralen er udarbejdet, vil det være muligt at vurdere, hvor det kan være relevant at montere udstyr til måling af flow og tryk.

### Eksempel 3 – Detaljeret kortlægning af trykluftsystem

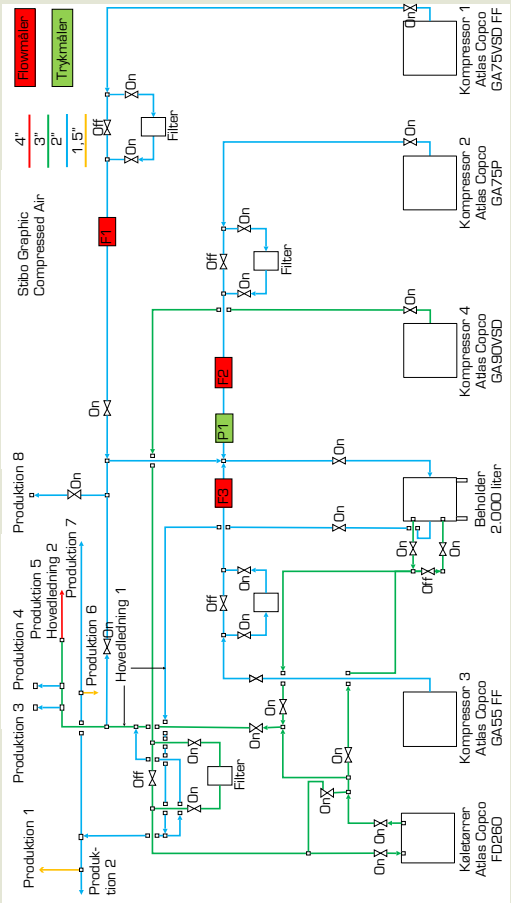
På figur 5.2 og 5.3 ses et eksempel på, hvordan en detaljeret kortlægning af trykluftsystemet bør udføres. Eksemplet stammer fra Stibo Graphic.

Distributionsledningerne (HL1 og HL2) rundt i fabrikken er vist i figur 5.2. De monterede flow- og trykmålere er ligeledes angivet.




*Figur 5.2. Distribution af trykluft i fabrikken.*

I figur 5.3 ses opbygningen af kompressorcentralen.




*Figur 5.3. Opbygning af kompressorcentral.*

Trykluften benyttes til mange forskellige opgaver. Alle maskiner forsynes fra hovedledningerne, hvor trykket er 8 bar.



DANSK ENERGI

DANSK ENERGI

05

Det vurderes at ingen af maskinerne har behov for mere end 5-6 bar. Flere maskiner har endog brug for lavere leveret tryk eksempelvis maskiner til adskillelse af tryksager.

I figur 5.4 ses et eksempel på en maskine der forsynes med trykluft fra de to hovedledninger.

*Figur 5.4. Trykluft til rotationsmaskiner.*

De efterfølgende billeder viser forskellige komponenter i trykluftsystemet.

*Figur 5.5. Flowmåler 4 ved beholder tilsluttet HL2.*

*Figur 5.6. Kompressor 1.*

*Figur 5.7. Mærkeplade for kompressor 1.*

*Figur 5.8. 2.000 liter beholder i kompressorrum.*



DANSK ENERGI

DANSK ENERGI

*Figur 5.9. Mærkeplade på 2.000 liter beholder i kompressorrum.*

## 6 Substitution af trykluft

Inden der foretages optimering af et trykluftsystem, bør det undersøges, om det overhovedet er nødvendigt at anvende trykluft eller, om der findes alternativer. Den detaljerede kortlægning af trykluftsystemet samt målinger af flow, tryk og effektoptag vil være væsentlige bidrag i denne undersøgelse.

Der findes ofte alternativer til trykluft i form af direkte eldrift. Eksempler på direkte drift med el er elektriske aktuatorer som erstatning for pneumatiske (trykluftdrevne), el-værktøj i stedet for trykluftværktøj og forsyning af luft til dyser med højtryksblæsere i stedet for med trykluft. Figurerne 6.1 til 6.3 illustrerer direkte eldrevne komponenter.

Trykluft anvendes ofte til styring af brandlemme og ventilationssystemer. Her er der typisk tale om meget korte benyttelsestider, men ulempen er, at der altid skal være tryk på anlægget. Dette medfører betydelige lækagetab, lange tomgangstider for kompressoren og dermed et stort energitab. Ved overgang til eldrevne styringer vil energiforbruget blive elimineret pga. de korte benyttelsestider.

På nogle virksomheder benyttes trykluft til luftbefugtning. Ved udskiftning af et trykluftbaseret befugtningsanlæg til et højtryksbefugtningsanlæg med pumper kan der opnås en elbesparelse på 60-70 %.

Som oftest er det ikke muligt helt at undgå anvendelse af trykluft. Næste skridt i behovsanalysen er derfor at undersøge mulighederne for reduktion af trykluftbehovet.

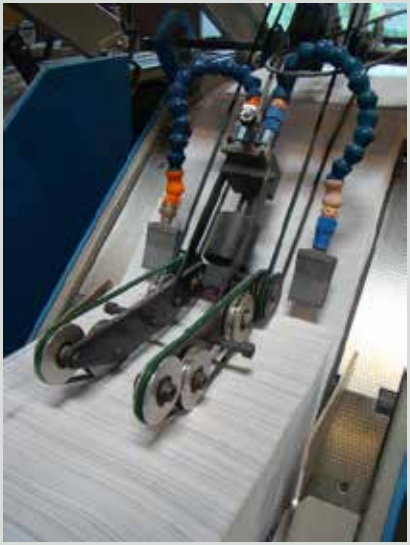
*Figur 6.1. Højtryksblæser (Sidekanalblæser).*

*Figur 6.2. Elektriske aktuatorer.*

*Figur 6.3. Elektrisk håndværktøj.*

### Eksempel 4 – Fra trykluft til højtryksblæser

Figur 6.4 er et eksempel på, at der i produktionen anvendes trykluftblæsere/knive med det formål at adskille tryksager i forbindelse med produktion/pakning. Maskinerne (18 stk. med 2 stk. blæsere pr. maskine) forsynes med trykluft på 8 bar, men trykket reduceres ved hjælp af manuelle trykreduktionsventiler. Det vides ikke, hvad trykket reduceres til, men det vurderes, at der ikke er behov for mere end 1-2 bar.



*Figur 6.4. Trykluft til adskillelse af tryksager i forbindelse med produktion/pakning hos Stibo Graphic.*

På databladet fra producenten af trykluftdyserne ses det, at flowet gennem en dyse er 12 $m^3$/h (0,2 $m^3$/min.) ved 2 bar, mens det er 25 $m^3$/h (0,42 $m^3$/min.) ved 4 bar. Trykluftflowet vurderes derfor at ligge et sted mellem 0,4 og 0,84 $m^3$/min. pr. maskine. Det formodes, at trykket ligger tæt på de 2 bar, så det antages, at flowet pr. maskine er 0,5 $m^3$/min.

Ved et besøg hos Stibo Graphic blev det observeret, at alle 18 maskiner var i drift samtidig. Det vil sige, at flowet var 9 $m^3$/min. Anlæggets driftstid skønnes at være 3.000 timer pr. år. Det betyder, at det årlige forbrug af trykluft er 1.620.000 $m^3$. Da det specifikke elforbrug til trykluft er beregnet til 0,124 kWh/$m^3$, udgør det årlige elforbrug til forsyning af maskinerne med trykluft 200.000 kWh.

Det er uhensigtsmæssigt, at maskinerne forsynes med trykluft på 8 bar, når processen kræver et væsentligt lavere tryk. Det vil derfor være oplagt at undersøge, om der findes alternative metoder til adskillelse af tryksagerne. En alternativ metode er anvendelse af en sidekanalblæser (højtryksblæser). Dette vil kræve en væsentlig ændring af hele systemet til adskillelse af tryksagerne og ikke mindst rørsystemet.

En kapselblæser vil kunne levere det nødvendige flow ved et tryk på 1,5 bar.

Elforbruget til kapselblæseren er 40.000 kWh/år.

Den årlige elbesparelse vil således udgøre 160.000 kWh, svarende til en besparelse på 80 %. Det svarer til en økonomisk besparelse på 160.000 kr.

Investeringen vil skønsmæssigt være 150.000-200.000 kr., hvilket giver en realistisk tilbagebetalingstid på 1 år.

Før en eventuel ændring skal det undersøges, hvor stort flow og tryk processen reelt kræver. Det kræver, at der monteres en flow- og trykmåler på en af maskinerne. På baggrund af dette kan det vurderes, hvor stort elforbrug processen har. Det kan så sammenholdes med elforbruget til en alternativ proces.

*Figur 6.5 Trykluft til fremføring af plastkopper/-svøb hos RPC Superfos.*

Figur 6.5 er et eksempel på, at der i produktionen benyttes trykluft med det formål at fremføre plastkopper/-svøb.

Der blæses trykluft ind i aluminimumsringen, som er monteret på plastrøret. Der indblæses konstant, når maskinen kører i automode eller manuelt. Maskinen forsynes med trykluft på 7 bar, og trykket reduceres ikke, inden det blæses ind i aluminiumsringen. Det vurderes, at der ikke er behov for mere end 1-2 bar.

Trykluften indblæses gennem 2 stk. 6 mm huller. Den indblæste trykluftmængde skønnes at være 2,5-3,0 $m^3$/min.

Effektoptaget for kompressoren til levering af denne trykluftmængde skønnes at udgøre 10-12 kW.



DANSK ENERGI

DANSK ENERGI



Anlæggets driftstid skønnes at være 4.000 timer pr. år. Det betyder, at det årlige elforbrug til forsyning af maskinerne med trykluft udgør 48.000 kWh.

Det vil være oplagt at undersøge, om der findes en alternativ metode til at fremføre plastkopper/-svøb. En alternativ metode kan være anvendelse af en sidekanalblæser (højtryksblæser). Dette vil kræve en væsentlig ændring af hele systemet.

En kapselblæser vil kunne levere det nødvendige flow ved et tryk på 1,3 bar. Effektoptaget for kapselblæseren vil udgøre 4 kW. Elforbruget vil derfor være 16.000 kWh/år.

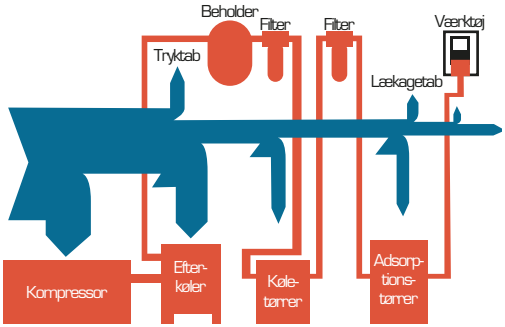
Den årlige elbesparelse vil således udgøre 32.000 kWh, svarende til en besparelse på 67%. Det svarer til en økonomisk besparelse på 32.000 kr.

Investeringen vil skønsmæssigt være 75.000-100.000 kr. hvilket giver en realistisk tilbagebetalingstid på 3 år.

Før en eventuel ændring skal det undersøges, hvor stort flow og tryk, processen kræver. Det kræver, at der monteres en flow- og trykmåler samt en trykreduktionsventil i systemet. På baggrund af dette kan det vurderes, hvor stort elforbrug processen har. Det kan så sammenholdes med elforbruget til en alternativ proces.

## 7 Trykluftsystemet

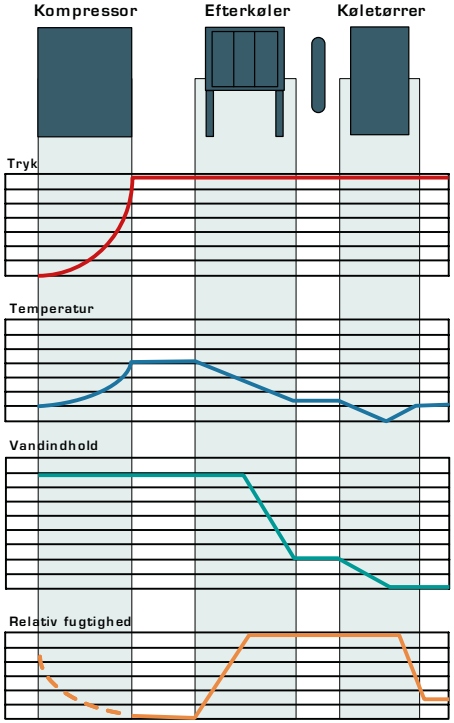
Et trykluftsystem består af en lang række komponenter/systemdele, som beskrives nærmere i de følgende afsnit. I figur 7.1 ses hovedkomponenterne i et trykluftsystem.




*Figur 7.1. Sankey-diagrammet illustrerer, hvordan kompressormotorens optagne effekt fortaber sig undervejs i systemet (kompressor, efterkøler, beholder, filtre, køletørrer, tryk- og lufttab i rørføringer og interne tab i arbejdsredskab) for ved forbrugsstedet kun at indeholde 8-15 % til udførelse af et egentligt arbejde.*



I figur 7.2 ses trykluftens tilstand gennem kompressorcentralen.




*Figur 7.2. Trykluftens tilstand gennem kompressorcentralen.*

### 7.1 Kompressorer

I trykluftanlæg benyttes hovedsageligt to typer kompressorer:

- Stempelkompressor
- Skruekompressor

Der findes også lamelkompressorer og centrifugalkompressorer, men de er ikke så udbredte, og derfor behandles de ikke nærmere i denne bog.


DANSK ENERGI
DANSK ENERGI

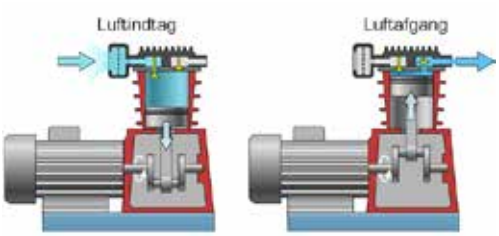
### 7.1.1 Stempelkompressor

Stempelkompressoren var tidligere den mest udbredte kompressor, men på grund af høje vedligeholdelsesomkostninger og dårlig luftkvalitet er det ikke længere tilfældet.

Stempelkompressoren benyttes stadig på mange virksomheder, hvor trykluftforbruget er begrænset. Typisk benyttes den om natten og i weekender, hvor behovet for trykluft er reduceret.

Energimæssigt har stempelkompressoren den fordel, at elforbruget ved dellastkørsel er lavt sammenlignet med skruekompressoren.

I figur 7.3 ses stempelkompressorens virkemåde under et kompressionsforløb. Forløbet kan opdeles i to cyklusser, hvor der i den ene cyklus indtages luft, mens der i den anden komprimeres.




*Figur 7.3. Stempelkompressorens virkemåde under et kompressionsforløb (kompressor.one).*

### 7.1.2 Skruekompressor

Skruekompressoren er den mest udbredte kompressortype i virksomhederne. Skruekompressorer kan enten være oliesmurte eller oliefri. Valget af kompressortype afhænger af, hvad trykluften skal anvendes til.

Den oliefri kompressor anvendes på virksomheder, hvor der er krav til høj kvalitet, rene produkter og processer til fremstilling, og hvor forurening skal undgås. Det er eksempelvis medicinske og farmaceutiske virksomheder samt virksomheder med fødevareproduktion.

Energimæssigt har den oliefri skruekompressor den fordel, at effektoptaget ved aflast er lavere end for den oliesmurte skruekompressor. Det skyldes, at den oliesmurte skruekompressor opretholder olieflowet ved dellast. Den oliefri skruekompressor er betydeligt dyrere i drift end den oliesmurte.

I figur 7.4 ses skruekompressorens virkemåde under et kompressionsforløb. I venstre side af figuren suges luft ind i skruen. Når skruen drejer rundt, griber skrueelementerne ind i hinanden og lukker for en større og større del af det oprindelige volumen, luften havde til rådighed. Under denne formindskelse af volumenet komprimeres luften. Når luften har nået skruens designtryk, passer det med, at skruen er drejet så meget, at trykluften kan komme ud af kompressorudløbet.

*Figur 7.4. Skruekompressorens virkemåde under et kompressionsforløb (kompressor.one).*

### 7.1.3 Kompressorinstallation – central eller decentral

Ved design af kompressorinstallationen er det nødvendigt at fastlægge, om det er hensigtsmæssigt at etablere en kompressorcentral eller en række separate kompressorer (decentrale installationer), der placeres så tæt ved forbrugsstederne som muligt.

#### Kompressorcentral

Som oftest er det mest hensigtsmæssigt at etablere en kompressorcentral, hvor trykluften både bliver produceret og efterbehandlet (filtreret og tørret). Den samlede installerede kompressorkapacitet kan reduceres sammenlignet med en decentral installation, idet der kan tages hensyn til samtidighedsfaktorerne for de trykluftforbrugende udstyr.

I en kompressorcentral vil man normalt benytte en eller flere større kompressorer, som typisk har højere virkningsgrad, når de producerer trykluft end små kompressorer. Energiomkostningerne bliver dermed lavere. Den mest energiøkonomiske trykluftproduktion fås, når kompressorkapaciteten er tilpasset luftbehovet. Store kompressorer har et højt energiforbrug pr. leveret $m^3$, hvis de skal køre i dellast meget af tiden.

Ved at have kompressorer og efterbehandlingsudstyr samlet i en central opnås lavere omkostninger i forbindelse med service og vedligehold. Trykket i en kompressorcentral sættes typisk så højt, at alle forbrugsstederne forsynes med det ønskede tryk. Dette betyder, at trykket ofte er højere end hvis, der havde været tale om decentrale installationer. Hvis der er stor forskel på det tryk, der kræves ved de forskellige forbrugssteder, kan det være bedre, at opdele trykluftsystemet i et højtryks- og lavtrykssystem eller i særlige tilfælde flere systemer. Der opnås en bedre energiøkonomi, når en stor del af trykluften produceres ved et lavere tryk og derved med et lavere energiforbrug pr. $m^3$ luft. For at kunne beregne energiøkonomien er det nødvendigt at kende forbrugsstedernes luftbehov ved det høje og lave tryk.

### Decentral installation

Det kan være hensigtsmæssigt at etablere en decentral installation, hvis det eksempelvis kun er enkelte produktionsafsnit i en virksomhed, der på visse tidspunkter på døgnet (typisk om natten eller i weekenden) har brug for trykluft.

En decentral installation kan også være relevant, hvis der er installeret særligt trykkrævende udstyr. Den decentrale kompressor kan enten være en helt selvstændig enhed, der leverer det ønskede tryk, eller den kan været koblet på det centrale trykluftnet og fungere som boosterkompressor.



### 7.1.4 Bedst tilgængelige teknologi for trykluftkompressorer

I de fleste industrivirksomheder bør der vælges olieindsprøjtede skruekompressorer, da de er mest energieffektive samtidig med, at de har en lang levetid (10-15 år).

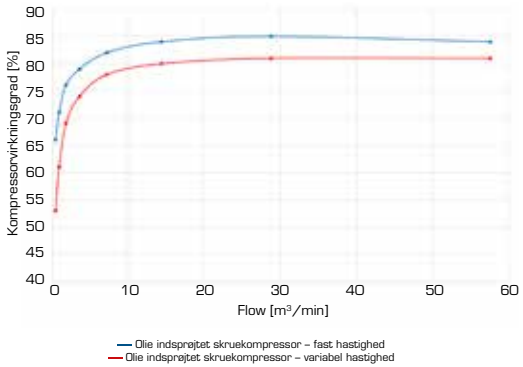
Hvis der er specielle krav til trykluftens renhed, kan det overvejes at vælge oliefri skruekompressorer. En kompressorleverandør bør altid tages med på råd.

Valg af antal af kompressorer, og om de bør køre med konstant hastighed eller med omdrejningstalregulering, afhænger helt af de forventede behovsvariationer og det forventede flowprofil. Når behovsvariationer og forventet flowprofil kendes, bør der tages kontakt til trykluftleverandører for at få forslag til forskellige kompressorkonfigurationer.

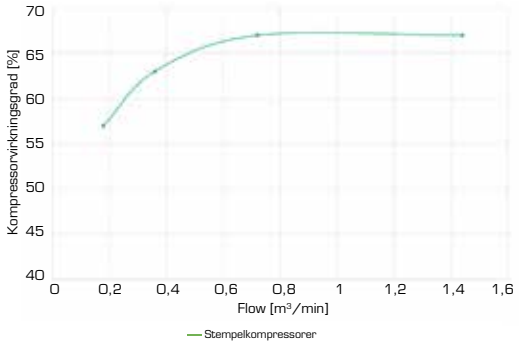
Der bør altid stilles krav til leverandørerne om, at kompressorerne skal være så energieffektive som muligt.

I forbindelse med Ecodesign Preparatory Study on Electric motor systems/Compressors er der foretaget undersøgelser af bedst tilgængelige teknologi (BAT) på markedet.

Figur 7.5 og 7.6 viser de bedste virkningsgrader som funktion af flowet for to kompressortyper. Figurerne skal ikke sammenlignes.




*Figur 7.5. Bedste virkningsgrader for olieindsprøjtede skruekompressorer op til 100 % belastning.*




*Figur 7.6. Bedste virkningsgrader for stempelkompressorer op til 100 % belastning.*

Det ses, at de bedste virkningsgrader for skruekompressorer ligger fra 30-100 % belastning og for stempelkompressorer fra 40-100 % belastning.

## 7.2 Effektoptag til kompressor

Uanset om der er tale om en stempelkompressor eller en skruekompressor, så gælder der, at belastningen $P_k$ (den effekt i W der skal tilføres for at komprimere luften) kan skrives ved hjælp af udtrykket:

$$P_k = \frac{p_1 \cdot v_1 \cdot k \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{k}} - 1\right]}{\eta_k}$$

hvor:

- $p_1$ er trykket i kompressoren før komprimering [Pa]
- $p_2$ er trykket i kompressoren efter komprimering [Pa]
- $v_1$ er kompressorens kapacitet ved $p_1$ [$m^3/s$]
- $\chi$ er adiabateksponenten, som er 1,4 for luft
- k er $\chi/(\chi-1)$, som er 3,5 for luft
- $\eta_k$ er kompressorens virkningsgrad

$p_1$ er bestemt ved følgende udtryk:

$$p_1 = \frac{v_{1n}}{v_1} \cdot p_{1n}$$

hvor:

- $v_{1n}$ er den indsugede luftmængde ved 1 bar atmosfærisk tryk [$m^3/s$]
- $p_{1n}$ er atmosfærisk tryk [Pa]

Under normale omstændigheder, dvs. ved indsugning af udeluft, er $p_1 = p_{1n}$

Virkningsgraden $\eta_k$ for kompressoren er produktet af den isentropiske virkningsgrad $\eta_{is}$ og den mekaniske virkningsgrad $\eta_{mek}$.

For skruekompressorer afhænger $\eta_{is}$ af det indbyggede trykforhold ($p_2/p_1$), mens $\eta_{mek}$ afhænger af friktionstab i lejer og ventiler samt eventuelle reguleringsanordninger placeret før luftindtaget.

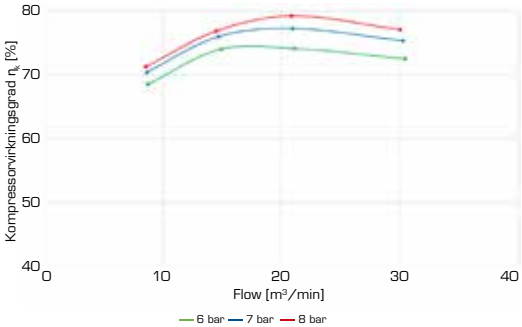

DANSK ENERGI
DANSK ENERGI

Belastningen kan også udtrykkes som:

$$P_k = \frac{m \cdot c_p \cdot T_1 \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{k}} - 1\right]}{\eta_k}$$

hvor:
- m er flowet i kg/s gennem kompressoren
- $C_p$ er varmekapaciteten i J/kg °C
- $T_1$ er temperaturen i Kelvin i kompressoren før komprimering

I figur 7.7 ses virkningsgrader for en skruekompressor som funktion af flowet ved forskellige tryk. Som det ses, afhænger virkningsgraden både af flowet og trykket.




*Figur 7.7. Virkningsgrader for en 75 kW oliesmurt skruekompressor som funktion af flowet ved tre forskellige tryk.*

**Eksempel 5 – Belastningen for en trykluftkompressor**

I et datablad for en trykluftkompressor er aflæst, at den kan levere en luftmængde på 10 m³/min ved et tryk på 8 bar.

Kompressorleverandøren har oplyst, at virkningsgraden ved dette nominelle driftspunkt er 79 % . Kompressoren er placeret i et lokale, hvor temperaturen er 17 °C.

Konstanten k kan beregnes til 1,4/(1,4-1) = 3,5.

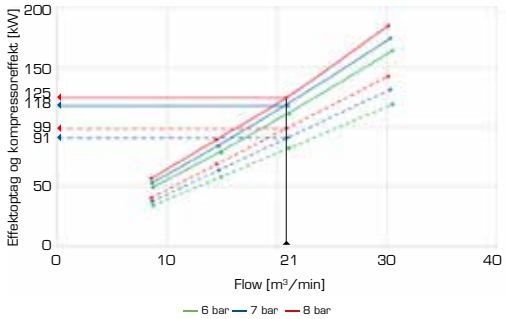
Belastningen $P_k$ kan herefter beregnes:

$$P_k = \frac{100.000\ \text{Pa} \cdot \frac{10}{60}\ \text{m}^3/\text{s} \cdot 3{,}5 \cdot \left[\left(\frac{8}{1}\right)^{\frac{1}{3{,}5}} - 1\right]}{0{,}79}$$

$= 59.917$ W

Produktionstrykket har stor betydning for elforbruget til kompressoren.

I figur 7.8 ses effektoptaget og kompressoreffekten ved forskellige produktionstryk som funktion af flowet.




*Figur 7.8. Effektoptag (fuldt optrukket linje) og kompressoreffekt (stiplet linje) ved forskellige produktionstryk som funktion af flowet.*

Ved et flow på 21 m³/min. er effektoptaget ved 7 bar 118 kW, mens det ved 8 bar er 125 kW. Det svarer til et effektoptag, der er 6 % højere (fuldt optrukket streg).

Ved et flow på 21 m³/min. er kompressoreffekten ved 7 bar 91 kW, mens det ved 8 bar er 99 kW. Det svarer til en kompressoreffekt, der er 8,5 % højere (stiplet streg).

Forskellen på de 2,5 procentpoint skyldes, at kompressorvirkningsgraden er 2 % højere ved det høje tryk. Når besparelsen ved at sænke trykket

skal beregnes, er det derfor nødvendigt at kende effektoptagene ved de pågældende tryk.

Et godt nøgletal er, at effektoptaget reduceres 6-8 % pr. bar.

### 7.2.1 Belastningsgrad

For skruekompressorer er der ikke nogen entydig sammenhæng mellem belastningsgraden og virkningsgraden. Virkningsgraden afhænger, som det ses i figur 7.9 og 7.10, af den benyttede reguleringsform.

Belastningsgraden defineres som forholdet mellem den effekt der skal tilføres kompressoren i et aktuelt driftspunkt og den effekt der skal tilføres kompressoren i det nominelle driftspunkt (ved max. flow).

Belastningsgraden B i et givet driftspunkt:

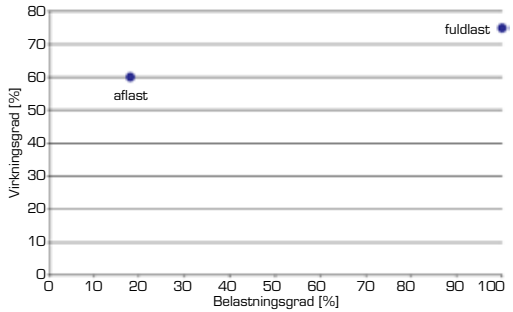
$$B = \frac{p_1 \cdot v_1 \cdot k \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{k}} - 1\right]}{P_{k,N} \cdot \eta_k}$$

hvor:

- $P_{k,N}$ er kompressoreffekten i W i det nominelle driftspunkt

De mest benyttede reguleringsformer er fuldlast/aflast drift og omdrejningstalregulering. Ved fuldlast/aflast drift har kompressoren, som det ses i figur 7.9, to driftspunkter og dermed to virkningsgrader. Virkningsgraden falder betydeligt, når kompressoren kører aflastet.

Ved aflast producerer kompressoren ikke trykluft til trykluftnettet. Indsugningsspjældet er lukket, og trykluften føres via en afblæsningsventil fra højtrykssiden til lavtryksiden. Kompressoren komprimerer således den samme luft fra vakuum til atmosfæretryk.




*Figur 7.9. Virkningsgrader for skruekompressorer ved fuldlast/aflast drift og som funktion af belastningsgraden ved 8 bars tryk. Kompressoren yder i det nominelle driftspunkt et flow på 0,166 m³/s. Den tilførte effekt til kompressoren er 63 kW.*

### 7.2.2 Specifik arbejdsevne efter kompressor

Den specifikke arbejdsevne $w_1$ [J/kg] før kompressoren er nul, og den specifikke arbejdsevne $w_2$ [J/kg] efter kompressoren er:

$$w_2 = C_p \cdot T_1 \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{k}} - 1\right]$$

Ved omdrejningstalsregulering holdes trykket konstant ved varierende flow.

### 7.2.3 Virkningsgrad for kompressor

I figur 7.10 ses virkningsgrader som funktion af belastningsgraden for en kompressor, der leverer trykluft ved henholdsvis 8 og 4 bar. På figuren ses, at der ved alle belastningsgrader kan opnås højere virkningsgrader for kompressoren, der leverer trykluft ved 8 bar. Det er et relativt lille fald i virkningsgraden i området fra 100 % til 50 % belastningsgrad. Ved lavere belastningsgrader bliver virkningsgraden forringet betydeligt.

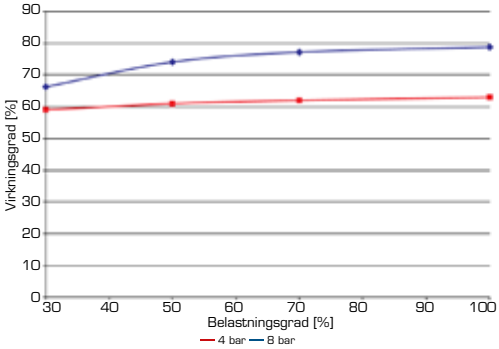

DANSK ENERGI
DANSK ENERGI

Virkningsgraden $\eta_k$ ved fuldlast/aflast kan findes som:

$$\eta_k = \frac{m \cdot B \cdot C_p \cdot T_1 \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{k}} - 1\right]}{P_0 + B \cdot (P_k - P_0)}$$

hvor:

- $P_0$ er belastningen i W i aflastet tilstand




*Figur 7.10. Virkningsgrader for omdrejningstalsreguleret skruekompressorer som funktion af belastningsgraden ved 8 og 4 bars tryk. Kompressoren yder, både ved 4 og 8 bar, et flow på 0,166 $m^3/s$ i de nominelle driftspunkter. De tilførte effekter til kompressoren er henholdsvis 63 kW og 45 kW.*

For kompressoren, der leverer trykluft ved 4 bar, ses et relativt lille fald i virkningsgraden i området fra 100 % til 30 % belastningsgrad. De lavere virkningsgrader skyldes, at det aktuelle trykforhold ($p_2/p_1$) afviger betydeligt fra kompressorens indbyggede trykforhold.

Selvom det energimæssigt er fordelagtigt at køre med så lavt tryk som muligt, skal man være opmærksom på, at det medfører betydeligt større tab i kompressoren. Fremgår også af figur 7.10.

Der er gennemført Ecodesign Preparatory Study on Low pressure & Oilfree Compressor Packages. Her er der foretaget undersøgelser af bedst tilgængelige teknologi (BAT) på markedet.

## 7.3 Motorer

Motorerne leveres sammen med trykluftkompressorerne som samlede enheder. Der benyttes tre typer motorer:

- Asynkronmotor
- PM-motor
- Synkron reluktansmotor

Der bør altid stilles krav til leverandørerne om, at kompressorerne er forsynet med de mest energieffektive motorer. De mest energieffektive motorer på markedet i dag er klassificeret IE4, og der forventes en IE5.

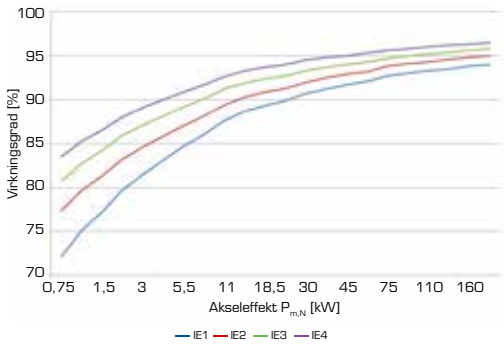
### 7.3.1 Asynkronmotor

I 2008 blev der med vedtagelsen af den internationale standard IEC 60034-30:2008 indført nye effektivitetsklasser IE1, IE2 og IE3, se tabel 7.1. I IEC 60034-31-1:2012 "Technical specification" defineres effektivitetsklassen IE4 "Super premium efficiency", gældende for asynkron- og synkronmotorer.

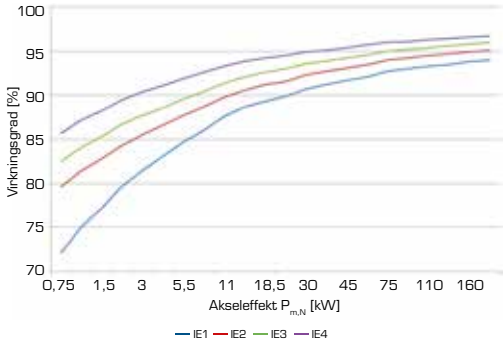
| Klasse | Beskrivelse af motorens effektivitet | Betegnelse |
|---|---|---|
| 1 | Super premium efficiency | IE4 |
| 2 | Premium efficiency | IE3 |
| 3 | High efficiency | IE2 |
| 4 | Standard efficiency | IE1 |

*Tabel 7.1. Effektivitetsklasser for motorer.*

Figur 7.11 og 7.12 viser, at der ved projektering af motordrevne maskinsystemer altid bør vælges IE3 eller IE4 motorer, selvom det er tilladt at anvende IE2 motorer hvis de er tilsluttet en frekvensomformer.




*Figur 7.11. Virkningsgrader for 2-polede motorer i henhold til IEC 60034-30:2008 og IEC 60034-31:2010.*




*Figur 7.12. Virkningsgrader for 4-polede motorer i henhold til IEC 60034-30:2008 og IEC 60034-31:2010.*

I juni 2011 blev der i EU indført krav om miljøvenligt design (ecodesign) af elmotorer. Ecodesign er krav om produktudformning, der tilgodeser eksempelvis energieffektivitet. Kravene gælder almindelige trefasede elmotorer med én akseleffekt i størrelsen 0,75 kW til 500 kW. Kravene gælder også, hvis motoren er indbygget i et produkt, så længe det er muligt uden større besvær at måle motorens energieffektivitet særskilt.

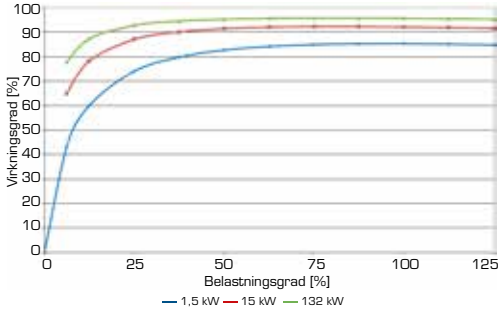
Fra 1. januar 2017 er kravet, at alle motorer på over 0,75 kW skal være i mindst energieffektivitetsklasse IE3 eller være mindst IE2, hvis motoren er tilsluttet en frekvensomformer.

Effektiviteten eller virkningsgraden for en elmotor afhænger udover den aktuelle akseleffekt også af belastningsgraden. Belastningsgraden for elmotoren defineres:

$$B = \frac{P_m}{P_{m,N}}$$

hvor:
- $P_m$ er den aktuelle akseleffekt [kW]
- $P_{m,N}$ er den nominelle akseleffekt [kW]

I figur 7.13 ses virkningsgrader for tre 4-polede IE3 asynkronmotorer som funktion af belastningsgraden. For alle tre motorer ses, at virkningsgraden er nogenlunde konstant ved belastningsgrader mellem 75 % og 125 %. Når belastningsgraden går fra 50 % til 25 %, sker der en betydelig forringelse af virkningsgraderne for de tre motorer. Den største forringelse ses for den lille motor. Når belastningsgraden kommer under 25 %, sker der markante fald i virkningsgraderne for alle tre motorer.



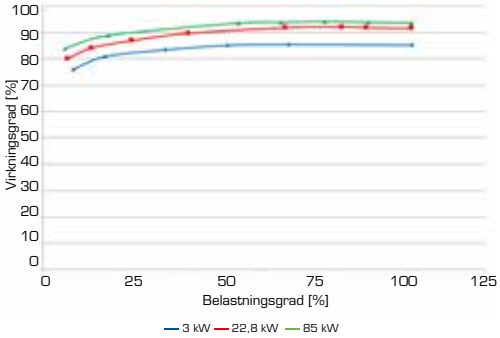

*Figur 7.13. Virkningsgrader for 4-polede IE3 standard asynkronmotorer som funktion af belastningsgraden ($P_m/P_{m,N}$).*

Figur 7.13 viser, at motorstørrelsen så vidt muligt altid bør vælges, så belastningsgraden er højere end 75 %, især for mindre motorer. Her opnås den højest mulige virkningsgrad.

### 7.3.2 PM-motor (Permanent Magnet motor)

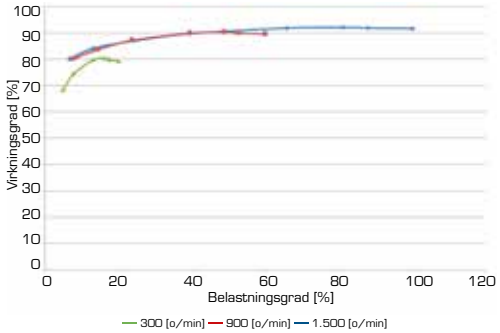
I figur 7.14 ses virkningsgrader for tre 4-polede PM-motorer inkl. frekvensomformerne som funktion af belastningsgraden. For alle tre drev (motor og frekvensomformer) er virkningsgraden nogenlunde konstant ved belastningsgrader mellem 50 % og 125 %.

Når belastningsgraden kommer ned på 25 %, sker der beskedne fald i virkningsgraderne. Belastningsgraden skal under 15 %, før der for alvor sker fald i virkningsgraden.




*Figur 7.14. Virkningsgrad for 4-polede PM-motorer inkl. frekvensomformere som funktion af belastningsgraden ($P_m/P_{m,N}$).*

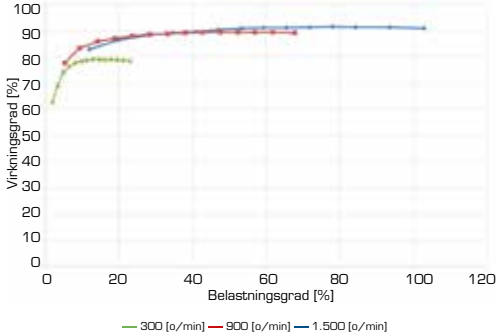
I figur 7.15 ses virkningsgraden for en 22,8 kW PM-motor inkl. frekvensomformer ved tre forskellige omdrejningstal som funktion af belastningsgraden.




*Figur 7.15. Virkningsgrad for en 22,8 kW PM-motor inkl. frekvensomformer ved tre forskellige omdrejningshastigheder som funktion af belastningsgraden ($P_m/P_{m,N}$).*

### 7.3.3 Synkron reluktansmotor

I figur 7.16 ses virkningsgrader for en 15 kW 4-polet synkron reluktansmotor inkl. frekvensomformer ved tre forskellige omdrejningstal som funktion af belastningsgraden. Ved alle tre hastigheder er virkningsgraden nogenlunde konstant i store dele af belastningsområdet.




*Figur 7.16. Virkningsgrad for en 15 kW synkron reluktansmotor inkl. frekvensomformer ved tre forskellige omdrejningshastigheder som funktion af belastningsgraden ($P_m/P_{m,N}$).*

Både PM-motorer og synkron reluktans motorer forsynes fra frekvensomformere, da de ikke kan nettilsluttes. Der er ikke indført energikrav for disse typer motorer, som på engelsk ofte betegnes converter motors eller VSD-Motors (Variable Speed Drive).

I den internationale ecodesign standard IEC 61800-9-2 ses effektivitetsklasser for power drive systems.

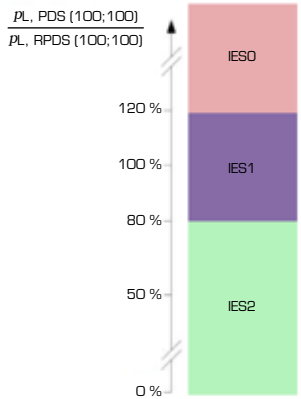
PM-motorer og synkron reluktans motorer, som forsynes fra frekvensomformere, er netop power drive systems.

Power drive systems kan klassificeres som enten et IES0-, IES1- eller IES2-system, hvor IES2-systemet er det mest effektive.

IES-værdien beregnes som:

$$\text{IES} = \frac{\text{Systemets tab (motor + frekvensomformer)}}{\text{Tabet for et referencesystem ved 100 \% moment og 100 \% omdrejningstal}}$$

I figur 7.17 ses IES-klassificeringen.




*Figur 7.17.*
*IES-klassificering.*

## 7.4 Kompressor med motor og styring

Her vises, hvorledes den maksimalt praktisk opnåelige totalvirkningsgrad er for et trykluftsystem bestående af:

- Oliesmurt skruekompressor
- PM-motor
- Frekvensomformer

Belastningsgraden er defineret som graden af tilført effekt på kompressorakslen. Der er antaget anvendelse af den mest optimale reguleringsform, hvor trykket holdes konstant, og flowet varieres ved hjælp af omdrejningstalregulering. En belastningsgrad på 30 % svarer til 25 % flow.

For små kompressorer benyttes reguleringsformerne on/off eller fuldlast/aflast drift. Derfor vises kun totalvirkningsgrader for mellemstore og store kompressorer.


07



DANSK ENERGI

Tabel 7.2 og 7.3 viser, at det er praktisk muligt at opnå totalvirkningsgrader på 63 %. Det ses, at det maksimalt opnåelige, såfremt den nævnte teknologikombination anvendes, er en totalvirkningsgrad på 78 %.

Virkningsgraden fastholdes rimeligt med et beskedent fald på 1-2 procentpoint ved en belastningsreduktion til 50 %. Ved lavere belastningsgrader ses det i tabellerne, at både kompressorvirkningsgraden og den elektriske virkningsgrad (motor og frekvensomformer) vil falde betydeligt.

| Virkningsgrad [%] | Belastningsgrad [%] | | | |
|---|---|---|---|---|
| | 100 | 70 | 50 | 30 |
| Kompressor ($\eta_k$) | 80,1 | 81,2 | 80,0 | 71,0 |
| Motor og frekvensformer ($\eta_m$+$\eta_f$) | 93,3 | 92,8 | 91,9 | 89,0 |
| Totalvirkningsgrad | 74,4 | 75,3 | 73,5 | 63,2 |

*Tabel 7.2. Virkningsgrader for mellemstore trykluftsystemer ved forskellige belastningsgrader. Effektinterval: 4-30 kW.*

| Virkningsgrad [%] | Belastningsgrad [%] | | | |
|---|---|---|---|---|
| | 100 | 70 | 50 | 30 |
| Kompressor ($\eta_k$) | 82,3 | 82,5 | 82,2 | 78,0 |
| Motor og frekvensformer ($\eta_m$+$\eta_f$) | 94,9 | 94,8 | 94,3 | 92,2 |
| Totalvirkningsgrad | 78,1 | 78,2 | 77,5 | 71,9 |

*Tabel 7.3. Virkningsgrader for store trykluftsystemer ved forskellige belastningsgrader. Effektinterval: 30-500 kW.*



DANSK ENERGI

DANSK ENERGI

## 7.5 Efterkøler

En efterkøler bruges til at sænke temperaturen af den komprimerede luft fra kompressoren. Luften efter kompression er varm og ofte mellem 70-200 °C. Ved at sænke temperaturen udkondenseres luftens vand- og olieindhold for, at det ikke ender i resten af systemet. Efterkøleren nedkøler luften $T_2$ (før) til $T_3$ (efter) med et tab i den specifikke arbejdsevne på $w_2$-$w_3$. Temperaturen fra efterkøleren, $T_3$, vil normalt være 5-10 °C over kølemediets tilgangstemperatur $T_2$.

Hver kompressor bør have sin efterkøler, og den er ofte del af standardudstyret i en kompressorinstallation. Efterkøleren kan enten være vandkølet eller luftkølet og er normalt sat sammen med en separator med automatisk afløb.

### 7.5.1 Specifik arbejdsevne efter efterkøler

Den specifikke arbejdsevne $w_3$ efter efterkøleren kan angives som:

$$w_3 = C_p \cdot T_3 \cdot \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{1}{k}}\right]$$

hvor:
- $T_3$ er temperaturen efter efterkøleren
- $C_p$ er varmekapaciteten for luft ved konstant tryk

### 7.5.2 Virkningsgrad for efterkøler

Virkningsgraden $\eta_{ek}$ for efterkøleren er afhængig af belastningsgraden og kan udtrykkes som:

$$\eta_{ek} = \frac{m \cdot B \cdot C_p \cdot T_3 \cdot \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{1}{k}}\right]}{m \cdot B \cdot C_p \cdot T_1 \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{k}} - 1\right] + W_{ek}}$$

hvor:
- m er flowet gennem efterkøleren
- B er belastningsgraden for efterkøleren
- $W_{ek}$ er effekten tilført efterkølerens ventilator

## 7.6 Køletørrer

I trykluftsystemer er det ofte nødvendigt at tørre luften til en temperatur, der er et stykke under trykdugpunktet for at begrænse problemer med kondens i rørsystemet og for at beskytte tryksystemers komponenter mod vand.

Den mest almindelige type tørrer er køletørreren. Princippet i køletørreren er, at den varme trykluft fra kompressoren ledes ind i køletørreren via tilgangsstudsen og videre til en luft/luft veksler, hvor temperaturen sænkes ved veksling med afgangsluften fra tørreren. Trykluften fortsætter herefter til en luft/kølemiddel veksler, hvor temperaturen sænkes til 2-3 °C ved brug af et køleanlæg. Ved nedkølingen fortættes vanddampene til vand, som ledes til en olie-/vandseparator. Den 2-3 °C varme trykluft genopvarmes herefter via luft/luft veksleren af tilgangsluften.

Tørringen af trykluften forhindrer, at der afgives fugt i rørsystemet og komponenterne ved omgivelsestemperaturer højere end 3 °C.

*Figur 7.18. Ekstern køletørrer.*

*Figur 7.19. Integreret køletørrer.*

Det er vigtigt at være opmærksom på køletørrerens elforbrug. Elforbruget til en køletørrer udgør 5-10 % af det samlede elforbrug til trykluftinstallationen. Elforbruget til tørring af trykluft er 2-4 Wh/m³ ved et tryk på 7 bar. Elforbruget afhænger af trykket. Leverandøren af køletørreren kan oplyse elforbruget mere præcist.

Nye køletørrere er mere effektive end ældre. Nye tørrere kan være med termisk masse, som er en form for indbygget kuldelager. Denne type tørrer kan derfor køre on/off, og elforbruget til tørreren reduceres derfor i takt med trykluftforbruget. Elforbruget til tørring af trykluft med denne type tørrer er 1-2 Wh/m³ ved et tryk på 7 bar.

Det er vigtigt at være opmærksom på tryktabet over køletørreren, som maksimalt bør være 0,15 bar. Ved regelmæssig service af køletørreren sikres det, at filteret ikke tilstopper.

### 7.6.1 Specifik arbejdsevne efter køletørrer

Den specifikke arbejdsevne $w_4$ efter køletørreren kan angives som:

$$w_4 = C_p \cdot T_4 \cdot \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{1}{k}}\right]$$

hvor:

- $T_4$ er temperaturen efter køletørreren
- $C_p$ er varmekapaciteten for luft ved konstant tryk

### 7.6.2 Virkningsgrad for køletørrer

Virkningsgraden $\eta_{kt}$ for køletørrer er afhængig af belastningsgraden og kan udtrykkes som:

$$\eta_{kt} = \frac{m \cdot B \cdot C_p \cdot T_4 \cdot \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{1}{k}}\right]}{m \cdot B \cdot C_p \cdot T_3 \cdot \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{1}{k}}\right] + W_{kt}}$$

hvor:

- m er flowet gennem køletørreren
- B er belastningsgraden for køletørreren
- $W_{kt}$ er effekten tilført kølekompressoren

## 7.7 Adsorptionstørrer

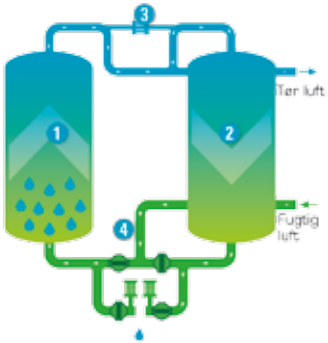
Hvis der er behov for meget tør trykluft, er det nødvendigt at anvende en adsorptionstørrer, der kan sænke trykluftens trykdugpunkt til -40 °C. Først hvis omgivelsestemperaturen kommer under dette, vil der kunne ske kondensering af vanddampen. Adsorptionstørrere anvendes primært, hvis der er placeret udendørs rørstrækninger eller komponenter, der skal beskyttes mod isdannelse.

*Figur 7.20. Adsorptionstørrer.*

Adsorptionstørring anvendes indenfor mange brancher, men teknikken er især udbredt på virksomheder, hvor en kontinuerlig og driftssikker produktion er påkrævet. Trykluften tørres i adsorptionstørreren ved hjælp af et fugtabsorberende medie, der regenereres, når mætningen er nået.

Regenereringen af det fugtabsorberende medie kan ske ved to forskellige metoder, som er kold regenerering eller varm regenerering.

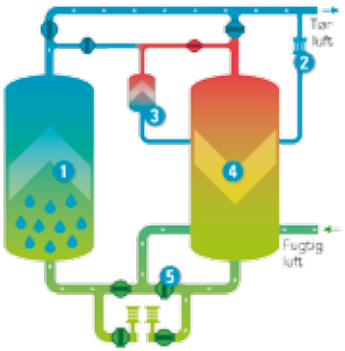
Ved kold regenerering sendes 17 % af den producerede og tørrede trykluft ind i det fugtabsorberende medie.




*Figur 7.21. Adsorptionstørrer med kold regenerering.*

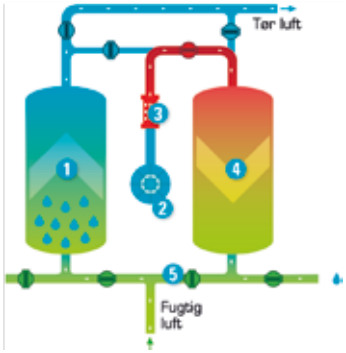
1. *Fugtig trykluft strømmer opad gennem tørremidlet, der adsorberer fugtigheden fra bunden til toppen.*
2. *Tør luft fra tørretårnets udløb ekspanderes til atmosfærisk tryk og sendes gennem det mættede tørremiddel, hvilket tvinger den adsorberede fugt ud.*
3. *Efter desorption lukkes blæseventilen, og beholderen tryksættes igen.*
4. *Efter regenerering byttes der om på de to tårne.*

Ved varm regenerering varmes regenereringsluften op med elvarmelegemer og på grund af det, skal der kun anvendes 7 % af den producerede og tørrede trykluft. Varm regenerering kan også ske med opvarmet ventilationsluft, som blæses ind i det fugtabsorberende medie. Varm regenerering er den mest energieffektive metode.




*Figur 7.22. Adsorptionstørrer med varm regenerering med elvarmelegeme.*

1. *Fugtig trykluft strømmer opad gennem tørremidlet, der adsorberer fugtigheden fra bunden til toppen.*
2. *Tør luft fra tørretårnets udløb ekspanderes til atmosfærisk tryk.*
3. *Luften sendes derefter gennem en varmeflade.*
4. *Den opvarmede luft sendes derefter gennem det mættede tørremiddel, der tvinger den adsorberede fugt ud fra top til bund.*
5. *Efter regenerering byttes der om på de to tårne.*




*Figur 7.23. Adsorptionstørrer med varm regenerering med opvarmet ventilationsluft.*

1. *Fugtig trykluft strømmer opad gennem tørremidlet, der adsorberer fugtigheden fra bunden til toppen.*
2. *Blæseren indsuger omgivende luft.*
3. *Luften sendes derefter gennem en ekstern varmeflade.*
4. *Den opvarmede luft sendes derefter gennem det mættede tørremiddel, der tvinger den adsorberede fugt ud fra top til bund.*
5. *Efter regenerering byttes der om på de to tårne.*



Elforbruget til tørring af trykluft med kold regenerering udgør 2-4 Wh/m$^3$ ved et tryk på 7 bar plus elforbruget til produktion af 17 % trykluft. Elforbruget afhænger af trykket. Leverandøren af adsorptionstørreren kan oplyse elforbruget mere præcist.

Desuden bør det undersøges, om adsorptionstørreren er styret efter behovet (fugtigheden i det fugtabsorberende medie), eller er tidsstyret. Tørreren bør være behovsstyret og om muligt udrustes med styring hertil.

Det er vigtigt at være opmærksom på tryktabet over adsorptionstørreren, som maksimalt bør være 0,15 bar.

### 7.7.1 Specifik arbejdsevne efter adsorptionstørrer

Den specifikke arbejdsevne $w_5$ efter adsorptionstørreren er den samme som efter køletørreren:

$$w_5 = w_4 = C_p \cdot T_4 \cdot \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{1}{k}}\right]$$

hvor:
- $T_4$ er temperaturen efter adsorptionstørreren
- $C_p$ er varmekapaciteten for luft ved konstant tryk

### 7.7.2 Virkningsgrad for adsorptionstørrer

Virkningsgraden $\eta_{at}$ for adsorptionstørreren er afhængig af belastningsgraden og kan udtrykkes som:

$$\eta_{at} = \frac{(1 - a_R) \cdot m \cdot B \cdot C_p \cdot T_4 \cdot \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{1}{k}}\right]}{m \cdot B \cdot C_p \cdot T_4 \cdot \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{1}{k}}\right] + W_{at}}$$

hvor:
- $a_R$ er andelen af flowet til regenerering i forhold til det totale flow
- m er flowet gennem adsorptionstørreren
- B er belastingsgraden
- $W_{at}$ er effekten tilført regenerering

## 7.8 Rørsystem

Der findes grundlæggende to former for hovedrørsystemer:

- En enkelt rørledning fra trykluftforsyningen til forbrugsstederne
- En ringledning

### 7.8.1 Enkelt rørledning

Ved trykluftsystemer, hvor forbrugsstederne og trykluftforsyningen ligger tæt på hinanden, vil en enkelt rørledning oftest være tilstrækkeligt. En enkelt rørledning kan også være relevant ved forsyning til store trykluftforbrugere.

### 7.8.2 Ringledning

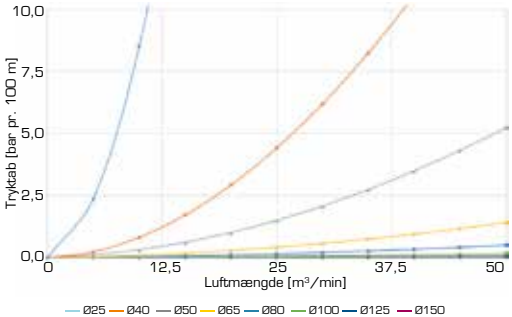
Ved større rørsystemer med et stort antal aftag har en ringledning den fordel, at trykluften kan strømme til et forbrugssted fra to retninger, når der pludselig kommer et højt forbrug. Dette er med til at reducere hastigheden i trykluftledningerne og dermed tryktabet. Ved at placere afspærringsventiler hensigtsmæssigt kan en del af trykluftsystemet lukkes af i forbindelse med eftersyn.

*Figur 7.24. Ringledning.*

Udformningen af rørsystemet (hoved- og forbrugsledninger) har stor betydning for tryktabet og dermed elforbruget til trykluftsystemet.

Der skal vælges så store rørdimensioner som muligt under hensyntagen til investeringen. Vælges mindre rørdimensioner, bliver investeringen lavere, hvilket giver større tryktab, som kan resultere i større driftsomkostninger, som kan vise sig at overstige merprisen for rør med større dimensioner.

I figur 7.25 ses tryktab i bar pr. 100 meter stålrør ved et tryk på 7 bar. Det ses af figuren, at diameteren har stor betydning for tryktabet.




*Figur 7.25. Diameterens og luftmængdens betydning for tryktabet. Tryktab i bar pr. 100 m stålrør ved 7 bar.*

Som hovedregel bør gennemstrømningshastigheden i hovedledningerne være under 6 m/s. Ved at vælge en rørdiameter, der sikrer dette, kan store energitab undgås.

Hvis strømningen af fri luft er kendt, kan den minimale indvendige diameter af en hovedledning med en gennemstrømningshastighed mindre end 6 m/s beregnes ved hjælp af:

$$D = \sqrt{\frac{212 \cdot Q}{(P + 1)}}$$

hvor:

- D er den indvendige diameter i mm
- Q er strømmen af fri luft i l/s
- P er trykket i bar
- 212 er en konstant

**Eksempel 6 – Indvendig rørdiameter**

I en hovedledning skal der transporteres en luftmængde på 166 l/s ved et overtryk på 7 bar. Den indvendige diameter af hovedledningen kan beregnes til:

$$D = \sqrt{\frac{212 \cdot 166\ l/s}{(7 + 1)\ bar}} = 66\ mm$$

For at undgå unødvendige tryktab i hovedledningen bør der monteres rørbøjninger og ikke vinkler.

Gennemstrømningshastigheden i forbrugsledningerne (forgreninger der fører til forbrugsstederne og tilhørende rørnedføringer) bør være under 15 m/s. Ved at vælge en rørdiameter der sikrer dette, kan store energitab undgås.

Hvis strømningen af fri luft er kendt, kan den minimale indvendige diameter af en forbrugsledning med en gennemstrømningshastighed mindre end 15 m/s beregnes ved hjælp af:

$$D = \sqrt{\frac{85 \cdot Q}{(P + 1)}}$$

hvor:
- D er den indvendige rørdiameter i mm
- Q er strømmen af fri luft i l/s
- P er trykket i bar
- 85 er en konstant

### 7.8.3 Tryktab

Det er vigtigt at få et overblik over tryktabene i rørsystemet og efterbehandlingen i kompressorcentralen. Ofte kan en uhensigtsmæssig opbygning af rørsystemet eller tilstoppede filtre i efterbehandlingsudstyret resultere i relativt høje tryktab.

Det tryk, som den samlede kompressorstation arbejder efter, er det tryk, som måles lokalt ved den frekvensregulerede kompressor før efterbehandling (køletørrer og filtre) og tryktab i rørføring.

Ulempen er, at "systemtrykket" måles før trykfaldet over køletørrer og filtre, og at det derfor konstant er nødvendigt at kompensere for tryktabet over tilsmudsede køletørrere og filtre, hvilket for filtrets vedkommende kan være på op til 0,5 bar. Kompressorerne vil således altid skulle levere tryk, der er højere end nødvendigt og et tryk, der er stigende ved øget tilsmudsning af køletørrer og filtre.

Hvis styringen i stedet for måler trykket efter efterbehandlingen, sikres det, at der er det nødvendige tryk, som produktionen behøver, og kompressorerne ikke kører med højere tryk end højst nødvendigt.

### 7.8.4 Virkningsgrad ved tryktab

Af beregningsmæssige årsager placeres tryktabet før forbrugsstedet og før lækagetabet.

Tryktabsvirkningsgraden $\eta_{trt}$ kan derfor skrives som:

$$\eta_{trt} = \frac{\left(\frac{p_B}{p_1}\right)^{\frac{1}{k}} - 1}{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{k}} - 1}$$

hvor:
- $p_B$ er trykket før forbrugsstedet

Er der flere forbrugssteder, beregnes tryktabet til de enkelte kredse vægtet i forhold til luftandelen.


DANSK ENERGI
DANSK ENERGI

## Eksempel 7 – Uhensigtsmæssig opbygning af rørsystemet i en kompressorcentral

I figur 7.26 ses et eksempel på en uhensigtsmæssig opbygning af rørsystemet i en kompressorcentral. Trykluften sendes ned til filteret gennem to T-stykker og to bøjninger fremfor, at filteret havde været monteret i det lige rørstykke, hvor der er placeret en afspærringsventil.

*Figur 7.26. Rørsystem i kompressorcentral.*

*Figur 7.27. Tryk ved kompressorens afgang.*



DANSK ENERGI

*Figur 7.28.*
*Tryk i beholder.*

Ved første øjekast virker den eksisterende kompressorinstallation til at være velkørende, og en eventuel energibesparelse virker ikke åbenlys. Der blev ikke på noget tidspunkt under målingen observeret pendling eller andre "unormale" skift mellem kompressorerne.

Trykket i hele måleperioden lå mellem 7,9 og 8,2 bar, hvilket var acceptabelt med tre kompressorer i drift.

Et besøg i kompressorstationen viste dog, at der var mulighed for forbedringer.

Som det ses på figur 7.26, er der anvendt vinkler og ikke bløde bøjninger og filtre er monteret som "bypass" med yderligere trykfald til følge.

På kompressorens display fremgår det, at trykket for kompressoren er 8,4 bar (figur 7.27), mens trykket i beholderen er 8,0 bar (figur 7.28). Et trykfald på 0,4 bar over køletørrer, filter og den korte rørføring er i overkanten. Det bør være under 0,25 bar.

Med den eksisterende kompressorinstallation er det den frekvensregulerede kompressor, der har en master styringsfunktion, som styrer de to andre kompressorer ved fuldlast/aflast.

DANSK ENERGI

### 7.8.5 Lækagetab

Lækagetab fra et rørsystem medfører, at trykluftkompressoren skal levere den nødvendige luftmængde plus den ekstra luftmængde, der går tabt ved lækagen. Kompressorens belastning er proportional med luftmængden eller kapaciteten. Det betyder, at kompressorens belastning til at levere trykluft til lækagerne er proportional med den producerede trykluftmængde, der går til lækager.

Lækagetabet kan bestemmes på forskellige måder. Hvis trykket i rørsystemet og hularealet af lækagen kendes, kan nedenstående tabel 7.4 anvendes til at bestemme lækagen og den nødvendige kompressorbelastning til at levere trykluft til lækagen. For at beregne effektoptaget til kompressoren, er det nødvendigt at kende kompressorens virkningsgrad.

| Hul-diameter | Tryk 4 bar | | Tryk 6 bar | |
|---|---|---|---|---|
| | Flow [l/s] | Effekt [kW] | Flow [l/s] | Effekt [kW] |
| **1 mm** | 0,7 | 0,2 | 1 | 0,3 |
| **5 mm** | 18 | 4,6 | 26 | 8 |
| **10 mm** | 73 | 18 | 103 | 33 |

| Hul-diameter | Tryk 8 bar | | Tryk 10 bar | |
|---|---|---|---|---|
| | Flow [l/s] | Effekt [kW] | Flow [l/s] | Effekt [kW] |
| **1 mm** | 1,3 | 0,5 | 1,6 | 0,7 |
| **5 mm** | 33 | 13 | 40 | 17 |
| **10 mm** | 132 | 50 | 161 | 69 |

*Tabel 7.4. Bestemmelse af lækage og den nødvendige kompressorbelastning til at levere trykluft til lækagen som funktion af huldiameter og tryk (overtryk).*

Af tabel 7.4 ses det, at der ikke skal ret mange eller ret store huller til, før lækageeffekten begynder at få en væsentlig betydning. Til gengæld er det muligt at lytte sig frem til huller med en diameter ned til 0,5 mm, hvis der er stille i baggrunden. Det skal i den forbindelse nævnes, at der især opstår lækager ved slangesamlinger, tilslutninger, trykluftcylindre og lynkoblinger.

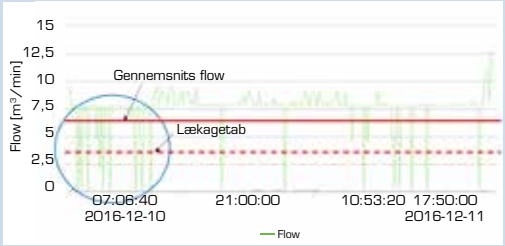
For at vurdere lækagetabet fra rørsystemet mere nøjagtigt er det nødvendigt at foretage en belastningsregistrering (effektmåling) eller flowmåling (hvis en flowmåler er installeret) på kompressoren på et tidspunkt, hvor der ikke forbruges trykluft. Det er typisk om natten eller i weekenden.

**Eksempel 8 – Vurdering af lækagetabet på baggrund af en flowmåling**

Figur 7.29 viser et eksempel på vurdering af lækagetabet på baggrund af en flowmåling i trykluftsystemet hos RPC Superfos. Flowmålinger er foretaget i en periode på 14 dage og indeholder to weekender.

I den første weekend fra fredag kl. 15.00 til lørdag kl. 8.00 (markeret med cirkel på figur 7.29) er der ikke nogen produktion, men nogle få maskiner (figur 7.31), to stk. granulatfiltre (figur 7.32) samt to koldregenererede adsorptionstørrere, der er i drift.

Trykluftforbruget i weekenden er vurderet udfra figuren til at ligge mellem 6 og 6,5 m³/min, hvilket svarer til 25-30 % af trykluftforbruget i produktionstiden på hverdage.




*Figur 7.29. Flowmåling for weekend nr. 1.*

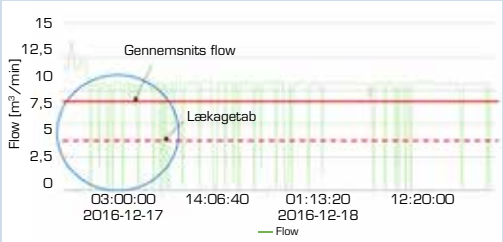
I følge et datablad for filtrene har de hver et trykluftforbrug på 19,2 l/min, dvs. i alt 38,4 l/min. Flowet til filtrene udgør derfor en lille del af det samlede trykluftflow.

De resterende maskiner har ligeledes et meget lille trykluftflow.

De to adsorptionstørrere har en samlet kapacitet på 22 $m^3$/min. Til regenerering anvendes 15 % af kapaciteten, svarende til 3,3 $m^3$/min.

Lækagetabet vurderes derfor at udgøre mellem 2,7 og 3,2 $m^3$/min. (forbrug minus regenerering).

I figur 7.30 ses nogenlunde det samme billede for den anden weekend fra fredag kl. 15.00 til lørdag kl. 8.00, hvor der ikke er nogen produktion (cirkel), hvilket kun bekræfter ovennævnte konklusion om lækagetabet.



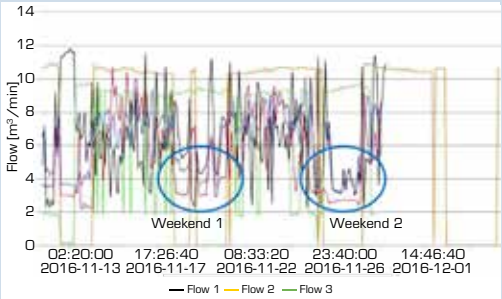

*Figur 7.30. Flowmåling for weekend nr. 2.*

*Figur 7.31. Maskiner.*

*Figur 7.32. 2 stk. granulatfiltre.*

### Eksempel 9 – Vurdering af lækagetabet på baggrund af en flowmåling i trykluftsystemet

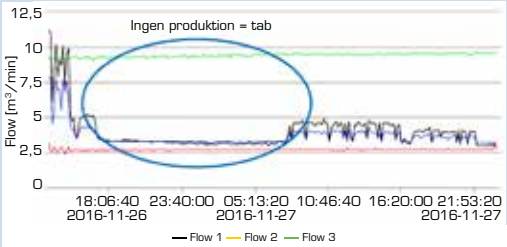
Nedenfor ses et andet eksempel på vurdering af lækagetabet på baggrund af en flowmåling i trykluftsystemet. Flowmålinger er foretaget i en periode på 21 dage og indeholder to weekender.




*Figur 7.33. Flowmåling hos Stibo Graphic – 21 dage.*

Til sammenligningen:
- Flow 1 = Kompressor 3 – sort kurve
- Flow 2 = Kompressor 1 – gul kurve
- Flow 3 = Kompressor 2 – grøn kurve

Fra lørdag kl. 18.00 til søndag kl. 7.00 er der ikke nogen produktion. Trykluftforbruget ligger, som det ses, et sted mellem 12,0 og 12,5 $m^3$/min. Kompressor 2 (flow 3) kører fuldt belastet og yder 9,4 $m^3$/min, mens kompressor 3 (flow 1) kører lavt belastet og yder 2,7 $m^3$/min. Kompressor 1 (flow 2) er afbrudt.




*Figur 7.34. Flowmåling for weekend nr. 2.*





På baggrund af flowmålingen kan det konstateres, at 30-35 % af forbruget af trykluft under drift alene betjener lækagetabene. Dette bør kunne reduceres til 10-20 %.

### 7.8.6 Virkningsgrad ved lækagetab

Af beregningstekniske årsager beregnes lækagetabet til ét sted i systemet. Normalt optræder hovedparten af tryktabene ved magnetventiler og i de luftforbrugende komponenter. Derfor beregnes hele tabet til umiddelbart før forbrugsstedet.

Virkningsgraden $\eta_{læk}$ kan derfor sættes til

$$\eta_{læk} = 1 - a_L$$

hvor:
- $a_L$ er den efter adsorptionstørreren leverede andel af trykluft til lækage

Er der flere forbrugssteder, gælder der for lækagetabet som for tryktabet, at tabet i de enkelte kredse vægtes i forhold til luftandelen.

### 7.8.7 Virkningsgrad ved forbrugssteder

Der skelnes mellem tre forskellige former for forbrug:

- Roterende maskiner – luftmotorer
- Aktuatorer
- Blæseluft

Virkningsgraden for forbrugskomponenten sammensættes af to virkningsgrader:

- $\eta_a$ er pv-virkningsgraden (virkningsgraden ved det udførte volumenarbejde)
- $\eta_b$ er øvrig komponentvirkningsgrad

Luftmotorer udfører ikke volumenarbejde (pv-arbejde), hvorfor $\eta_a$ her sættes til 1.

Aktuatorer udfører pv-arbejde, og tabet under dette fremkommer som differencen mellem det reversible ekspansionsarbejde og det mulige volumenarbejde i aktuatoren.

Forholdet mellem disse arbejder, kaldet pv-virkningsgraden, angives som:

$$\eta_a = \frac{(x - 1) \cdot \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_B}\right)\right]}{x \cdot \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_B}\right)^{\frac{1}{k}}\right]}$$

hvor:
- $p_B$ er trykket ved det udførte volumenarbejde

Blæseluft udfører ikke pv-arbejde, hvorfor $\eta_a$ her sættes til 1.

Den samlede virkningsgrad i forbrugsstedet bestemmes således som:

$$\eta_{fs} = \eta_a \cdot \eta_b$$

Det vil sige:

$$\eta_{fs} = \frac{(x - 1) \cdot \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_B}\right)\right]}{x \cdot \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_B}\right)^{\frac{1}{k}}\right]} \cdot \eta_b$$

Ved flere forbrugssteder bestemmes en "fælles" komponentvirkningsgrad, hvor de enkelte komponenters bidrag er vægtet i forhold til hinanden.

### 7.8.8 Totalvirkningsgrad

Totalvirkningsgraden er arbejdsevnen af luften ved afgang fra forbrugskomponenten i forhold til den af kompressoren optagne effekt.

Denne virkningsgrad kan opstilles som:

$$\eta_{tot} = \frac{\eta_{fs} \cdot \eta_{læk} \cdot \eta_{tr\cdot t} \cdot (1 - a_R) \cdot m \cdot B \cdot C_p \cdot T_4 \cdot \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{1}{k}}\right]}{P_o + B \cdot (P_k - P_o)}$$

Der refereres til Sankey-diagrammet i figur 7.1

**Eksempel 10 – Totalvirkningsgrad**
**Eksemplet er en fortsættelse af eksempel 5**

Den specifikke arbejdsevne $w_2$ efter kompressoren kan beregnes til:

$$w_2 = 1.005 \cdot 290 \cdot \left[\left(\frac{8}{1}\right)^{\frac{1}{3,5}} - 1\right] = 236.496 \text{ J/kg}$$

Belastningen $P_k$ kan nu også skrives som:

$$P_k = \frac{\frac{10}{60} \cdot 1,2 \cdot 236.476}{0,79} = 59.872 \text{ W}$$

hvilket er i fin overensstemmelse med det tidligere beregnede (eksempel 5).

Kompressoren kører fuldlast/aflast og har i aflastet tilstand et effektoptag på $P_0$ = 18 kW.

Den gennemsnitlige belastningsgrad er vurderet til 70 %. Den gennemsnitlige virkningsgrad for kompressoren findes som:

$$\eta_{70} = \frac{59.872 \cdot 0,79 \cdot 0,7}{18.000 + 0,7\ (59.872 - 18.000)} = 0,70$$

I efterkøleren nedkøles den komprimerede luft til 35 °C. Det tilførte arbejde til efterkølerens ventilator er 1.000 W.

Den specifikke arbejdsevne $w_3$ efter efterkøleren kan beregnes til:

$$w_3 = 1.005 \cdot 308 \cdot \left[1 - \left(\frac{1}{8}\right)^{\frac{1}{3,5}}\right] = 138.660 \text{ J/kg}$$

Virkningsgraden $\eta_{ek}$ for efterkøleren findes som:

$$\eta_{ek} = \frac{\frac{10}{60} \cdot 0,7 \cdot 1,2 \cdot 138.660}{\frac{10}{60} \cdot 0,7 \cdot 1,2 \cdot 236.496 + 1.000} = 0,57$$

I køletørreren nedkøles den komprimerede luft til 25 °C. Den tilførte effekt til kølekompressoren er 2.500 W.

Den specifikke arbejdsevne $w_4$ efter køletørreren kan beregnes til:

$$w_4 = 1.005 \cdot 298 \cdot \left[1 - \left(\frac{1}{8}\right)^{\frac{1}{3,5}}\right] = 134.158 \text{ J/kg}$$

Virkningsgraden $\eta_{kt}$ for køletørreren findes som:

$$\eta_{kt} = \frac{\frac{10}{60} \cdot 0,7 \cdot 1,2 \cdot 134.158}{\frac{10}{60} \cdot 0,7 \cdot 1,2 \cdot 138.660 + 2.500} = 0,86$$

I adsorptionstørreren afsættes vand for yderligere affugtning af luften. Den specifikke arbejdsevne $w_5$ af luften efter adsorptionstørreren er den samme som efter køletørreren.

$$w_5 = w_4 = 134.158 \text{ J/kg}$$

7 % af trykluften anvendes til regenerering og 4.000 W tilsættes for regenerering.

Virkningsgraden $\eta_{at}$ for adsorptionstørreren findes som:

$$\eta_{at} = \frac{0,93 \cdot \frac{10}{60} \cdot 0,7 \cdot 1,2 \cdot 134.158}{\frac{10}{60} \cdot 0,7 \cdot 1,2 \cdot 134.158 + 4.000} = 0,77$$

Luften fordeles til tre forbrugssteder nemlig aktuatorer, motorer og blæseværktøjer i forholdet 50, 30 og 20, og brugstrykket på henholdsvis 6, 4 og 7 bar.



DANSK ENERGI

DANSK ENERGI

Tryktabsvirkningsgraden $\eta_{trt}$ findes som:

$$\eta_{trt} = \frac{\left[\left(\frac{6}{1}\right)^{\frac{1}{3,5}} - 1\right] \cdot 0,5 + \left[\left(\frac{4}{1}\right)^{\frac{1}{3,5}} - 1\right] \cdot 0,3 + \left[\left(\frac{7}{1}\right)^{\frac{1}{3,5}} - 1\right] \cdot 0,2}{\left(\frac{8}{1}\right)^{\frac{1}{3,5}} - 1} = 0,77$$

Lækagetabet til de tre forbrugssteder er henholdsvis 25 %, 10 % og 20 %.

Lækagevirkningsgraden $\eta_{læk}$ findes som:

$$\eta_{læk} = 1 - (0,50 \cdot 0,25 + 0,30 \cdot 0,10 + 0,20 \cdot 0,20) = 0,81$$

Til slut beregnes den gennemsnitlige komponentvirkningsgrad.

pv-virkningsgraden $\eta_a$ for aktuatoren findes som:

$$\eta_a = \frac{(1,4 - 1) \cdot \left(1 - \frac{1}{6}\right)}{1,4 \cdot \left[1 - \left(\frac{1}{6}\right)^{\frac{1}{3,5}}\right]} = 0,59$$

Den øvrige komponentvirkningsgrad $\eta_b$ for de tre forbrugssteder er 0,6, 0,4 og 0,7.

$$\eta_{fs} = 0,6 \cdot 0,59 \cdot 0,5 + 0,4 \cdot 0,3 + 0,7 \cdot 0,2 = 0,44$$

Totalvirkningsgraden $\eta_{tot}$ kan nu findes som:

$$\eta_{tot} = \frac{0,44 \cdot 0,81 \cdot 0,77 \cdot 0,93 \cdot \frac{10}{60} \cdot 0,7 \cdot 1,2}{18.000 + 0,7 \cdot (59.872 - 18.000)} \cdot 1.005 \cdot 298 \cdot \left[1 - \left(\frac{1}{8}\right)^{\frac{1}{3,5}}\right] = 0,10$$

Arbejdsevnen af luften ved afgang fra komponenterne ved forbrugsstedet er således kun 10 % af den til kompressoren optagne effekt.

### 7.8.9 Ultralydsmålere

Typisk anvendes ultralydsmålere til lækagesporing og forebyggende vedligehold af trykluftsystemer. Ultralyd er specielt egnet til at opdage lækager af gasformige medier (f.eks. trykluft, kølemidler, naturgas) fra rørinstallationer. Måleudstyret omdanner ultralyden til et resultat, der kan høres. Det muliggør nøjagtig detektion af lækager i selv meget vidtstrakte rørkonstruktioner, og under drift af produktionsanlæg og andet der afgiver støj.

*Figur 7.35. Ultralysmåler til lækagesporing*

## 7.9 Filtre

Når trykluften forlader kompressoren, indeholder den vanddamp, partikler og olie, som skal filtreres væk eller udskilles.

Partikler stammer normalt fra urenheder i den atmosfæriske luft indsuget af kompressoren, korrosionspartikler og rust fra trykluftinstallationen, kulstofpartikler fra afbrændt kompressorolie eller fra kulstofstempelringe, der anvendes i nogle typer smørefrie kompressorer samt metalspåner og støv fra opbygning og montage af selve trykluftinstallationen. Da partiklernes størrelser varierer, må det filter, der skal anvendes, afhænge af hvor ren trykluft, der ønskes.

Typisk anvendes et standardfilter, der kan fjerne de partikler, der ikke ønskes i standard pneumatisk udstyr til industrielt brug.

Hvis der kræves endnu bedre filtreret trykluft, anvendes et finfilter. Begge typer filtre fjerner også vand fra trykluften men ikke vanddamp.

Vanddampen kan ikke filtreres væk eller udskilles, men fjernes i kompressorens efterkøler samt yderligere med en køletørrer og/eller adsorptionstørrer efter behov.

Olie i trykluftinstallationen stammer fra kompressoren samt fra oliedampe i den indsugede luft, og de fleste standard- og finfiltre kan fjerne så meget olie fra trykluften, at den har en kvalitet, der er tilstrækkelig god til pneumatiske værktøjer og cylindre. I den farmaceutiske industri og levnedsmiddelindustrien er der ofte krav om, at trykluften ikke må indeholde olie. I disse tilfælde skal der anvendes et olieudskillende filter, hvor trykluften passerer gennem et adsorberende lag af aktivt kul, så olieindholdet bliver meget lavt.

*Figur 7.36. Filtre før trykluftbeholder.*

Tryktabet over et rent standardfilter bør maksimalt være 0,1 bar, mens det over et tilsmudset standardfilter maksimalt bør være 0,5 bar. Tryktabet over et rent finfilter bør maksimalt være 0,1 bar, mens det over et tilsmudset finfilter maksimalt bør være 0,7 bar.

På filtrene er monteret serviceindikatorer, der via et rødt signal indikerer, når tryktabet er blevet så stort, at filterelementet bør udskiftes.

## 7.10 Trykluftbeholder

Formålet med en trykluftbeholder er blandt andet at optage de pulsationer, der fremkommer fra kompressorens afgangsrør, når den starter med et relativt højt modtryk (typisk 7-8 bar men nogle gange højere). Beholderens opgave er at udjævne trykluftflowet til forbrugsledningerne og kompressorens styring samt at tjene som reservoir for kortvarige forbrug, der overstiger kompressorens ydelse.

Trykluftbeholderens nødvendige volumen målt i $m^3$ skal som tommelfingerregel være 6 til 10 gange større end kompressorens indsugede luftmængde målt i $m^3/s$.

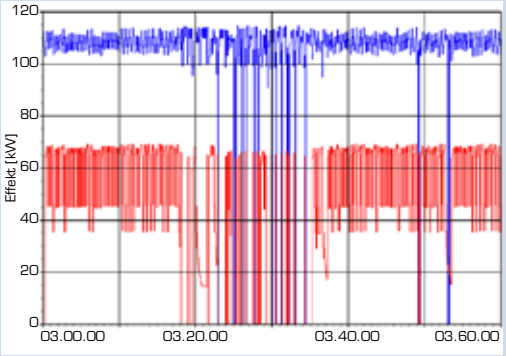
*Figur 7.37. Trykluftbeholder.*

For kompressorer, der kører fuldlast/aflast drift, har beholdervolumenet stor betydning for antal aflastperioder for kompressoren. Hvis der er valgt et for lille volumen, vil det gennemsnitlige effektoptag for kompressoren blive højere end hvis, den får mulighed for at aflaste korrekt (ren aflastdrift). Et for lille volumen betyder, at kompressoren ikke får mulighed for at aflaste i tilstrækkelig lang tid, og at antallet af aflastperioder bliver større end nødvendigt.

### Eksempel 11 – Beholdervolumen

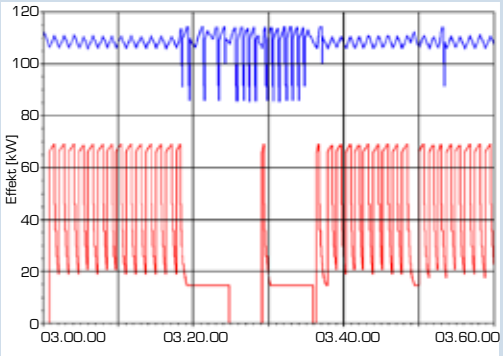
I et trykluftanlæg benyttes to kompressorer, der leverer et samlet flow på 0,358 kg/s eller 0,297 $m^3/s$ og har et trykkrav på 7 bar. Benyttes tommelfingerreglen for beholdervolumenet, bør beholderen have et volumen på 1,8-3,0 $m^3$.

Ved et beholdervolumen på 1 $m^3$ fremkommer effektkurverne som er vist i figur 7.38. Det ses, at begge kompressorer aflaster meget ofte, hvilket er uhensigtsmæssigt. Det gennemsnitlige samlede effektoptag er 152 kW.



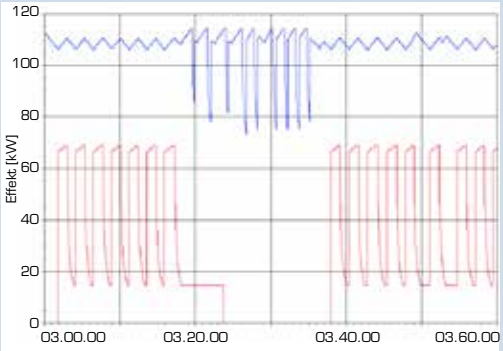

*Figur 7.38. Kompressoreffekt ved fuldlast/aflast med beholdervolumen på 1 $m^3$.*

Effektkurverne med et beholdervolumen på 5 $m^3$ er vist i figur 7.39. Her ser effektkurverne mere fornuftige ud. Yderligere ses det, at den lille kompressor (rød kurve) får lejlighed til at stoppe to gange i perioden, hvilket har positiv indvirkning på det gennemsnitlige effektoptag. Det gennemsnitlige effektoptag i denne situation er reduceret til 146 kW.




*Figur 7.39. Kompressoreffekt ved fuldlast/aflast med beholdervolumen på 5 m³.*

Figur 7.40 viser, at effektkurverne ved et beholdervolumen på 10 m³ springer mindre end ved et beholdervolumen på 5 m³. Samtidig har den lille kompressor (rød kurve) fået en forholdsvis lang stopperiode i tidsrummet med lavt luftforbrug. At den lille kompressor stopper i forholdsvis lang tid i stedet for at køre aflast, har stor betydning for det gennemsnitlige effektoptag. Dette er med en 10 m³ beholder reduceret til 138 kW.




*Figur 7.40. Kompressoreffekt ved fuldlast/aflast med beholdervolumen på 10 m³.*

Sammenholdes situationen med et beholdervolumen på 5 m³ og 10 m³ med beholdervolumenet på 1 m³ kan der opnås energibesparelser. Ved et beholdervolumen på 5 m³ kan der opnås en besparelse på 4 %, hvor der ved et beholdervolumen på 10 m³ kan opnås en besparelse på 9 %. De væsentligste grunde til besparelserne er, at den lille kompressor får lejlighed til at stoppe. Antallet af aflastperioder har betydning for energiforbruget. Jo færre aflastperioder, jo lavere bliver det gennemsnitlige energiforbrug.

Hvis det antages, at anlæggets driftstid er 6.000 timer pr. år, bliver den årlige elbesparelse ved at benytte en 5 m³ beholder fremfor en 1 m³ beholder 36.000 kWh pr. år. Det svarer til en økonomisk besparelse på 36.000 kr.

Investeringen vil skønsmæssigt være 55.000 kr.

Den årlige elbesparelse ved at benytte en beholder på 10 m³ beholder fremfor en 1 m³ beholder vil være 84.000 kWh pr. år. Det svarer til en økonomisk besparelse på 84.000 kr.

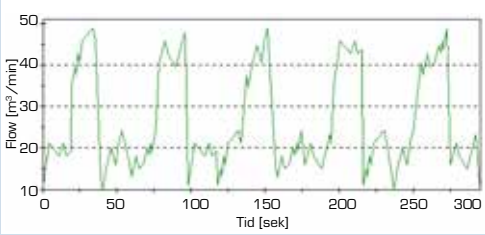
Investeringen vil skønsmæssigt være 100.000 kr.

Der kan altså spares energi ved at have et beholdervolumen inkl. luftdistributionsnet, der er større end, hvad tommelfingerreglen foreslår. Tilbagebetalingstiden kan ved at vælge en større beholder ligeledes være fornuftig.

**Eksempel 12 – Decentrale beholdere**

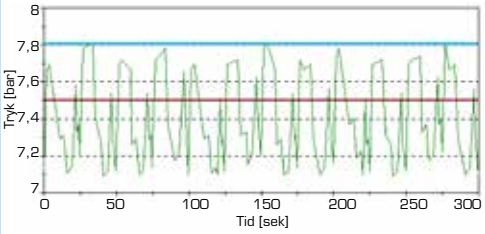
Problemer med for høje tryktab i rørsystemet som følge af store, pludselige forbrugsvariationer afhjælpes ofte ved at køre trykluftanlægget ved et højt trykniveau for at overvinde det ekstra tryktab. En måde at undgå det høje tryktab er at benytte decentrale trykluftbeholdere.

I figur 7.41 ses en luftforbrugskurve for et trykluftanlæg.




*Figur 7.41. Luftforbrugskurve for trykluftanlæg med central beholder.*

Luftforbruget varierer meget, hvilket også kommer til udtryk i trykkurven i figur 7.42.




*Figur 7.42. Trykkurve for anlægget hvor forbrugerne ikke får opfyldt det ønskede tryk.*

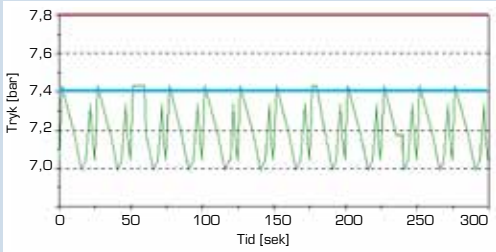
Det ses, at kravet til trykniveau i nogle perioder overskrider trykket, som kompressoren leverer. Det betyder, at forbrugerne ikke har deres ønskede tryk tilgængeligt og dermed ikke kan få ydet det forventede arbejde.

Den røde streg angiver trykniveauet på 7,5 bar, som anlægget er indstillet til at køre efter. Den grønne kurve er kravet til det aktuelle trykniveau for den centrale beholder.

Som nævnt tidligere kan dette problem løses ved at hæve kompressortrykket med et større energiforbrug til følge. I dette tilfælde skal kompressortrykket hæves til 7,8 bar (blå streg).

Mere energirigtigt kan der installeres decentrale trykbeholdere.

Figur 7.43 viser trykkurven, hvor der er installeret decentrale beholdere.




*Figur 7.43. Trykkurve for anlægget med decentrale beholdere, hvor forbrugerne får opfyldt det ønskede tryk.*

I forhold til figur 7.42 viser figur 7.43, at det maksimale krav til trykket er reduceret fra 7,8 bar til 7,4 bar (blå streg). Det betyder, at trykniveauet, som kompressoren skal levere luft ved, kan sænkes fra 7,8 bar til 7,4 bar.

Herved opnås en energibesparelse på 3 %. Dette er vurderet udfra tommelfingerreglen om, at der kan spares 6-8 % for hver bar, trykket sænkes.

## 7.11 Varmegenvinding

Den største energibesparelse i forbindelse med et trykluftanlæg kan ofte opnås ved installation af varmegenvinding. Dette tiltag vil reducere forbruget af varme og er således ikke direkte relateret til anvendelsen af trykluft.

Varmegenvindingen er billigst at etablere, hvis kompressorerne er anskaffet med varmegenvindingssystem, men der kan også være god økonomi i at etablere varmegenvinding, selv om kompressorerne ikke er "født" med systemet.

Varmegenvinding bør kun etableres, hvis der er behov for den genvundne varme. Det er derfor vigtigt at få fastlagt det forventede varmebehov over året.

Varmen kan typisk afsættes i:

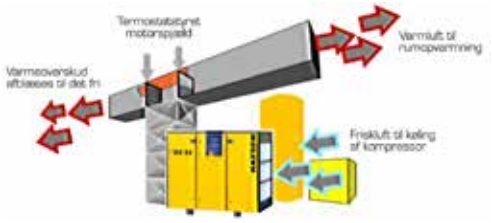
- Ventilationsanlæg
- Radiatoranlæg
- Varmtvandssystem

Genvindingsanlæggene kan opdeles i to typer:

- Luftbaseret varmegenvinding
- Vandbaseret varmegenvinding

### 7.11.1 Luftbaseret varmegenvinding

Et luftbaseret genvindingsanlæg hvor varmen fra kompressoren overføres til brugsstedet via kanalsystem og ventilator. Genvindingspotentialet er typisk 80-85 % af den optagne elektriske energi.



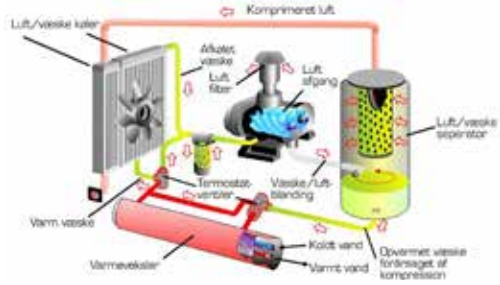

*Figur 7.44. Luftbaseret varmegenvindingsanlæg.*

I figur 7.45 ses et eksempel på et luftbaseret varmegenvindingsanlæg. Køleluften fra kompressorerne går direkte til et ventilationsanlæg og bidrager til opvarmning af bygningerne.

*Figur 7.45. Luftbaseret varmegenvindingsanlæg.*

### 7.11.2 Vandbaseret varmegenvinding

Et vandbaseret genvindingsanlæg, hvor varmen fra kompressoren overføres til vand via en oliekøler, som kan anvendes både til opvarmning og varmt brugsvand. Genvindingspotentialet er typisk 60-70 % af den optagne elektriske energi.




*Figur 7.46. Vandbaseret varmegenvindingsanlæg.*


DANSK ENERGI
DANSK ENERGI

Grundlæggende skal der være et varmebehov på virksomheden. Det kan være i form af varme eller varmt brugsvand. Hvis kompressoren er placeret i en central, vil vandbaseret genvinding normalt være at foretrække. Ved decentralt placerede kompressorer er det ofte nemmest at blæse den varme køleluft direkte ud i det lokale, hvor kompressoren er placeret.

Det er vigtigt at have overblik over varmebehovet i virksomheden. Det gælder både den totale varmemængde samt den tidsmæssige sammenhæng mellem trykluftbehov og varmebehov. Det er ofte nødvendigt at kende det årlige forbrug til opvarmning af brugsvand.



I figur 7.47 og 7.48 ses et eksempel på et vandbaseret varmegenvindingsanlæg. Varmen fra kompressorerne går direkte til et centralvarmeanlæg og bidrager til opvarmning af bygningerne.

*Figur 7.47. Vandbaseret varmegenvindingsanlæg.*

*Figur 7.48. Vandbaseret varmegenvindingsanlæg.*







DANSK ENERGI

DANSK ENERGI

## 8 Effektoplag ved variabel belastning

For at opnå en energioptimal drift af trykluftanlæg er det vigtigt, at de er dimensioneret korrekt. Korrekt dimensionering kræver, at der er foretaget en analyse og vurdering af det reelle behov, som anlægget skal dække.

På baggrund af behovsanalysen (se kapitel 5) vælges den optimale systemudformning med de mest energieffektive komponenter og det mest energioptimale styrings- og reguleringsudstyr.

Inden anlægget sættes i drift, skal det være indreguleret korrekt og dokumenteret.

Behovet for trykluft er sjældent konstant men varierer over døgnet og året. F.eks. afhænger trykluftflowet til aktuatorer eller dyser i produktions- og bearbejdningsmaskiner af arbejdsprocessernes aktivitet.

Trykluftanlæg er projekteret ud fra en stor belastning. I mange situationer er belastningen langt mindre, og det er vigtigt at tilpasse anlæggets ydelse til behovet på en energieffektiv måde.

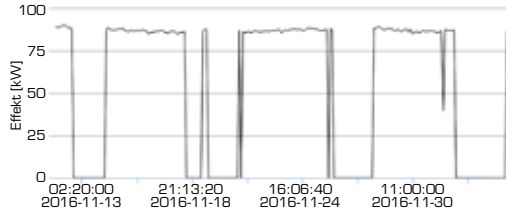
### 8.1 Styring af kompressor

Styring af kompressor kan opdeles i tre kategorier:

- Start/stop
- Fuldlast/aflast
- Omdrejningstalregulering

### 8.1.1 Start/stop

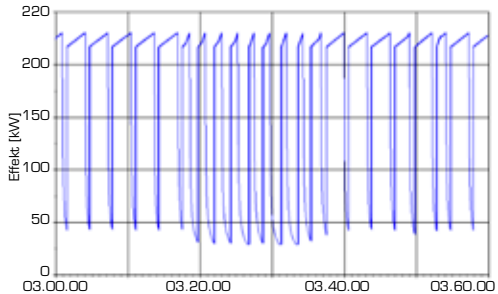
Ved denne styringsform starter kompressoren, når trykket bliver lavere end en fastsat minimumsværdi og stopper igen, når det indstillede sluttryk er nået. Effektoptaget for kompressoren er nul, når luftproduktionen er stoppet. Et eksempel på dette ses i figur 8.1.




*Figur 8.1. Effektoptaget for en skruekruekompressor i start/stop drift.*

### 8.1.2 Fuldlast/aflast

Denne styringsform svarer stort set til start/stop. Forskellen mellem de to styringsformer er, at kompressoren ikke stopper, selvom der ikke komprimeres luft. Når der ikke komprimeres luft, kører kompressoren aflastet. I aflastsituationen kører kompressoren væsentligt anderledes end under lastet drift. Under aflast er indsugningsspjældet lukket, og trykluften føres via en afblæsningsventil fra højtryksiden til lavtryksiden. Kompressoren komprimerer den samme luft fra vakuum til atmosfæretryk. Effektoptaget er 20-30 % af effektoptaget ved fuldlast. Et eksempel på dette ses i figur 8.2.




*Figur 8.2. Effektoptaget for skruekompressor i fuldlast/aflast drift.*

Når det ønskede (indstillede) udkoblingstryk $p_{maks}$ er nået, vil kompressoren stoppe med at levere luft, men motoren fortsætter med at køre i aflastet tilstand i en forindstillet tid.

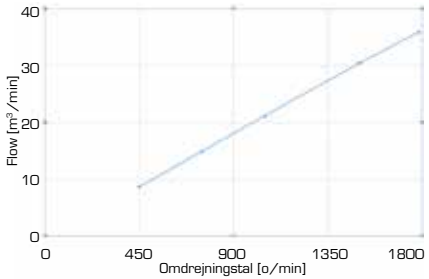
Hvis indkoblingstrykket er faldet til den indstillede værdi $p_{min}$ før den forudindstillede aflasttid, vil kompressoren koble ind for at levere luft, og motoren blive fuldt belastet.

Hvis trykket ikke er faldet til $p_{min}$ efter den forudindstillede aflast tid, stopper motoren og starter først igen, når trykket falder under $p_{min}$. Kompressoren afbrydes helt efter en vis tid i aflastet tilstand, men denne tid er ofte så lang (f.eks. 15 minutter), at kompressoren ikke standser.

Det kan betyde, at kompressoren i nogle tilfælde kører en meget stor del af tiden i aflastet tilstand f.eks. ved drift om natten og i weekender, hvor forbruget kan være lavt.

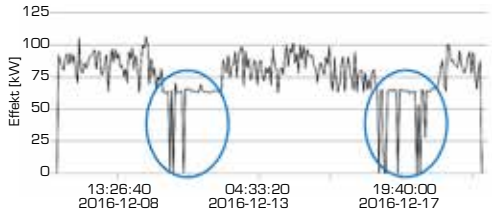
### 8.1.3 Omdrejningstalregulering

Ved denne styringsform holdes trykket konstant ved at ændre kompressorens omdrejningstal og dermed det leverede flow. Et eksempel på dette ses i figur 8.3. Her er der en lineær sammenhæng mellem omdrejningstallet og flowet.



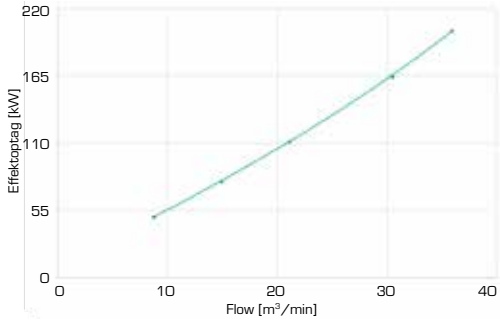

*Figur 8.3. Sammenhæng mellem omdrejningstal og flow.*

Omdrejningstalreguleringen foregår trinløst ned til en luftmængde på 25 % af den maksimale. Når luftmængden kommer under de 25 %, kører kompressoren start/stop drift. Princippet fremgår af figur 8.4.




*Figur 8.4. Effektoptaget for omdrejningsregulerbar skruekompressor. Start/stop drift er markeret.*

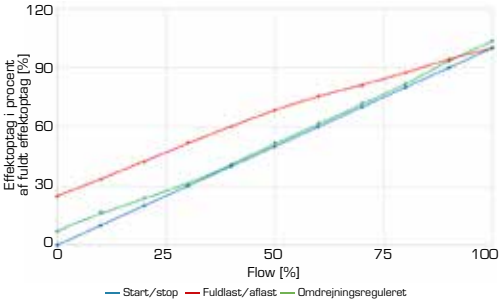
I figur 8.5 ses sammenhængen mellem flowet og effektoptaget fra nettet. Som det ses, stiger effektoptaget ved øget flow.




*Figur 8.5. Effekten som funktion af flowet udtrykt i et 2. grads polynomium.*

### 8.1.4 Sammenligning af reguleringsformer

I figur 8.6 ses en sammenligning mellem de tre reguleringsformer. Det ses tydeligt, at start/stop og omdrejningstalregulering er de mest energieffektive reguleringsformer. Ved flow under 30 % af nominelt flow ses det, at start/stop er noget mere effektiv end omdrejningstalregulering.




*Figur 8.6. Sammenligning mellem de tre reguleringsformer (leveret tryk på 7 bar).*

## 8.2 Trykluftsystemer

Som eksempel inden for trykluftområdet er valgt et industrielt trykluftanlæg. Anlæggets nominelle arbejdspunkt punkt A i figur 8.7 er

$(V_{1n}, p) = (0{,}166\ Nm^3/s,\ 8\ bar)$.

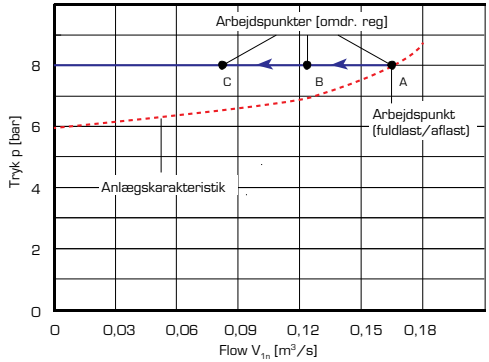
Beregningerne af effektoptag og virkningsgrader sker for to reguleringsformer:

- Fuldlast/aflast
- Omdrejningstalregulering

I anlægget benyttes, ved fuldlast/aflast drift, en olieindsprøjtet skruekompressor med en 55 kW motor.

I anlægget benyttes, ved omdrejningstalsregulering, en olieindsprøjtet skruekompressor med en 75 kW motor og en frekvensomformer.

Beregningerne er foretaget ved henholdsvis 100 %, 75 % og 50 % flow. Driftspunktet A er fælles for de to reguleringsformer. Driftspunkterne B og C fremkommer ved omdrejningstalregulering. Principperne fremgår af figur 8.7.




*Figur 8.7. Fuldlast/aflast og omdrejningstalsregulering af trykluftkompressor.*

## 8.3 Trykluftkompressor

Ved tre forskellige flow er kompressorens effekt beregnet ved de to reguleringsformer.

Belastningsgraden beregnes som forholdet mellem den aktuelle kompressoreffekt og den nominelle kompressoreffekt $P_k$ ved 100 % flow.

Kompressorvirkningsgraden $\eta_k$ beregnes som forholdet mellem hydraulisk effekt og kompressoreffekt:

$$\eta_k = \frac{P_{hyd}}{P_k}$$

| Flow [%] | Hydraulisk effekt $P_{hyd}$ [kW] | Belastningsgrad [%] | Kompressor-virkningsgrad $\eta_k$ [%] | Kompressor effekt $P_k$ [kW] |
|---|---|---|---|---|
| **Fuldlast** | | | | |
| 100 | 47,2 | 100 | 75,0 | 63,2[1)] |
| **Aflast** | | | | |
| 0 | 6,8 | 14 | 60,0 | 11,3 |
| **Omdrejningstalsregulering** | | | | |
| 100 | 47,2 | 100 | 78,8 | 59,9[1)] |
| 75 | 35,4 | 75 | 77,2 | 45,9 |
| 50 | 23,6 | 50 | 74,1 | 31,8 |

1) Nominel effekt ved 100 % flow.

*Tabel 8.1. Sammenligning mellem hydraulisk effekt, belastningsgrad, kompressorvirkningsgrad og kompressoreffekt ved fuldlast/aflast drift og omdrejningstalregulering.*



DANSK ENERGI

DANSK ENERGI

## 8.4 Motor og frekvensomformer

Belastningsgraden beregnes som forholdet mellem motor akseleffekten $P_{aksel}$ og den nominelle motor akseleffekt $P_{motor, nom}$ ved de to reguleringsformer.

| Flow [%] | Nominel motor effekt $P_{motor, nom}$ [kW] | Belastningsgrad [%] | Akseleffekt motor $P_{aksel}$ [kW] | Virkningsgrad $\eta_m$ [%] | Effektoptag net $P_{net}$ [kW] |
|---|---|---|---|---|---|
| **Fuldlast** | | | | | |
| 100 | 55 | 115 | 63,2 | 92,7 | 68,2 |
| **Aflast** | | | | | |
| 0 | 55 | 21 | 11,3 | 86,5 | 13,1 |
| **Omdrejningstalsregulering** | | | | | |
| 100 | 75 | 80 | 59,9 | 88,9 | 67,4 |
| 75 | 75 | 61 | 45,9 | 87,6 | 52,4 |
| 50 | 75 | 42 | 31,8 | 84,9 | 37,5 |

*Tabel 8.2. Sammenligning mellem nominel motoreffekt, belastningsgrad, akseleffekt, virkningsgrad og effektoptag net ved fuldlast/aflast drift og omdrejningstalregulering*



80

## 8.5 Effektfordelinger ved fuldlast/aflast drift og omdrejningstalregulering

I figur 8.8 og 8.9 ses effektfordelinger ved fuldlast og aflast relateret til tabellerne 8.1 og 8.2.

Ved fuldlast udgør tabene i kompressoren og motoren henholdsvis 23 % og 7 % af motorens effektoptag, mens tabene i kompressoren og motoren udgør henholdsvis 34 % og 14 % ved aflast. Ved aflast består hele effektoptaget af tabsandele, idet 52 % af effektoptaget er tab i mekanisk regulering.

Det højere tab i kompressoren ved aflast skyldes, at kompressorens virkningsgrad falder betydeligt fra 75 % til 60 %.

Den markante stigning i motortabet skyldes, at motorens belastningsgrad ved aflast kun er 21 %, hvilket resulterer i relativ lav virkningsgrad. I det konkrete tilfælde falder motorens virkningsgrad fra 93 % ved fuldlast til 87 % ved aflast.

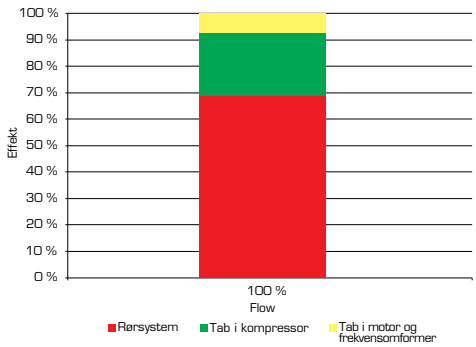
I figur 8.10 ses effektfordelingen for de tre forskellige belastningsniveauer 100 %, 75 % og 50 % flow ved omdrejningstalsregulering.

Det ses, at tabene i kompressor samt motor og frekvensomformer kommer til at udgøre en større og større del af motorens effektoptag. Ved 100 % flow udgør tabet i kompressor samt motor og frekvensomformer henholdsvis 19 % og 11 % af motorens effektoptag. Ved 50 % flow stiger de to tab til henholdsvis 22 % og 15 % af motorens effektoptag.

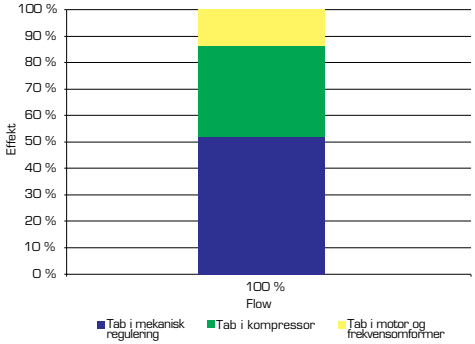
Det større tab i kompressoren ved det lave flow skyldes, at kompressorens virkningsgrad forringes fra 79 % til 74 %.

Den relativt store stigning i motor- og frekvensomformertabet skyldes, at motorens og frekvensomformerens belastningsgrad ved 50 % flow kun er 42 %, hvilket resulterer i relativ lav virkningsgrad. I det konkrete tilfælde falder motorens og frekvensomformerens virkningsgrad fra 89 % ved 100 % flow til 85 % ved 50 % flow.

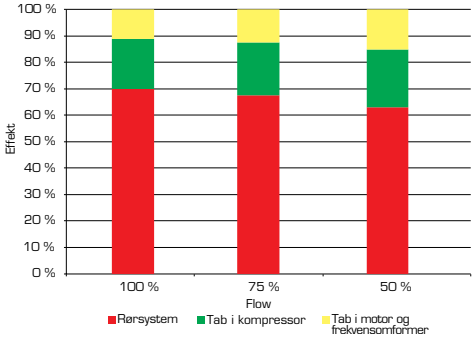





*Figur 8.8. Effektfordeling ved fuldlast.*




*Figur 8.9. Effektfordeling ved aflast.*




*Figur 8.10. Effektfordelinger ved omdrejningstalsregulering.*

## 9 Energiforbrug

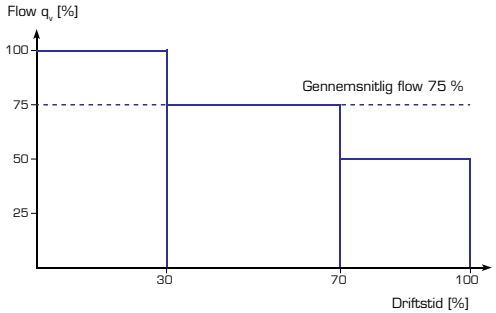
Energiforbruget i trykluftanlæg vil enten være knyttet til selve trykluftproduktionen eller til tørring af trykluften i køle- og adsorptionstørrer.

Energiforbruget til trykluftproduktionen afhænger primært af flowet og det leverede tryk, sekundært af virkningsgraden for kompressorer, motorer og eventuelt frekvensomformere.

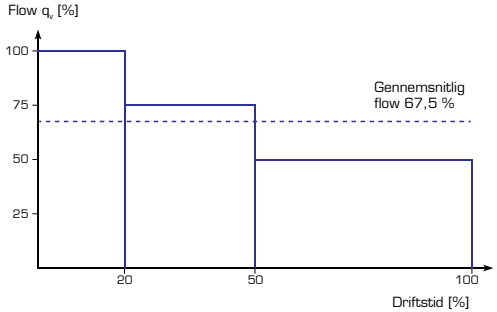
Energiforbruget til tørring af trykluften i køle- og adsorptionstørrer afhænger hovedsageligt af flowet samt den ønskede tørhedsgrad (trykdugpunkt).

### 9.1 Varighedskurver

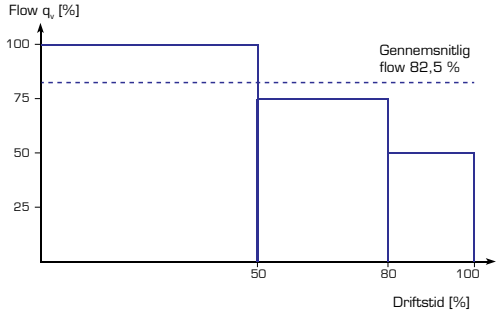
Ved dimensionering af styrings- og reguleringsudstyr til motordrevne maskinsystemer er det afgørende først at få skabt sig et overblik over, hvorledes processen eller processerne, som det motordrevne maskinsystem betjener, varierer. Der skal konstrueres en varighedskurve, der illustrerer, hvor lang tid eksempelvis bestemte flow forekommer i trykluftsystemet.




*Figur 9.1. Varighedskurve for et trykluftsystems flow. Alternativ 1: Ligelig fordeling af flow fra 50 til 100 % over tid.*




*Figur 9.2. Varighedskurve for et trykluftsystems flow. Alternativ 2: Flest driftstimer ved lavt flow.*




*Figur 9.3. Varighedskurve for et trykluftsystems flow. Alternativ 3: Flest driftstimer ved højt flow.*

### 9.2 Trykluftsystemer – elforbrug ved 6.000 driftstimer

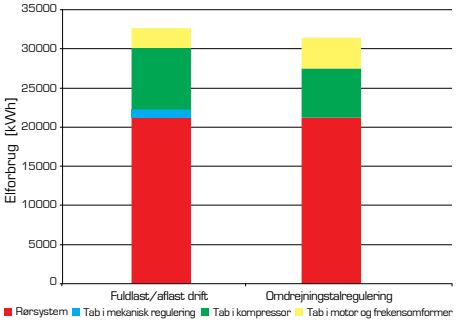
I figurerne 9.4 til 9.6 ses, for tre driftsvariationer, årlige elforbrug til trykluftsystemet fordelt på nyttiggjort arbejde og tab i systemets komponenter.

Ved alle tre alternativer er omdrejningstalregulering energimæssigt bedre end fuldlast/aflast. Dog er forskellen mellem de to reguleringsformer ikke så stor men synlig ved alle tre alternativer.

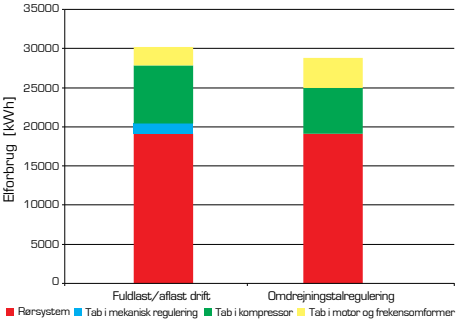
Den største forskel ses ved alternativ 2, hvor forskellen i elforbrug udgør 5 %.

Forskellen skyldes, at kompressoren, ved fuldlast/aflast drift, i aflastet tilstand optager 18 % af fuldlasteffekten. Kompressoren har således et elforbrug, hvor der ikke produceres nogen luftmængde, men hvor den er nødt til at køre aflastet, og dermed spilder energi.

I beregningen af elforbruget til kompressoren, der kører fuldlast/aflast drift, er det forudsat, at kompressoren aflaster momentant. Dette er ikke muligt i praksis, hvorfor elforbruget ved denne reguleringsform vil være større end beregnet. Hvor meget større vil afhænge af antallet af aflastninger.

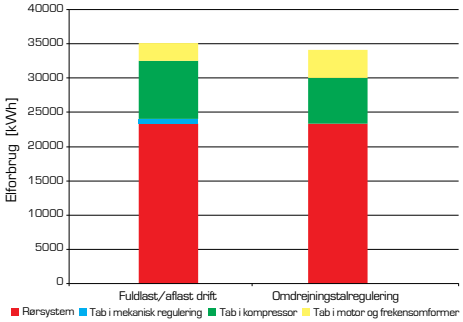



*Figur 9.4. Elforbrug ved 2 reguleringsformer. Alternativ 1: Ligelig fordeling af flow fra 50 til 100 % over tid.*




*Figur 9.5. Elforbrug ved 2 reguleringsformer. Alternativ 2: Flest driftstimer ved lav flow.*






*Figur 9.6. Elforbrug ved 2 reguleringsformer. Alternativ 3: Flest driftstimer ved høj flow.*

De fleste kompressorleverandører kan oplyse det specifikke elforbrug til kompressoren. Det specifikke elforbrug angiver elforbruget til kompressoren i kWh pr. produceret $m^3$ trykluft.

Hovedparten af virksomhedernes kompressorer har specifikke elforbrug på mellem 0,11 og 0,13 kWh/$m^3$. Nyere kompressorer med blandt andet energieffektive IE4 motorer har specifikke elforbrug på mellem 0,095 og 0,11 kWh/$m^3$. Når der skal investeres i en ny tryklufkompressor, er det meget vigtigt at undersøge dens specifikke elforbrug og vælge en med så lavt forbrug som muligt.

Det er også vigtigt, at der vælges en energieffektiv regulering af tryklufproduktionen. De mest energieffektive reguleringsformer er start/stop og kontinuert regulering af ydelsen ved omdrejningstalregulering af motoren. Elforbruget til kompressoren er typisk 15-25 % lavere ved anvendelse af disse reguleringsformer sammenlignet med fuldlast/aflast drift.

## 9.3 Behovsvariationer og varighedskurve

Med fastlæggelsen af behovsvariationerne bliver det muligt at vurdere, hvilke kompressorer tryklufsystemet ud fra energimæssige betragtninger bør bestykkes med. Eksempelvis om det er hensigtsmæssigt at benytte en stor kompressor frem

for flere mindre parallelkoblede kompressorer, eller om processen eller processerne skal betjenes af kun et centralt trykluftsystem frem for flere decentrale trykluftsystemer.

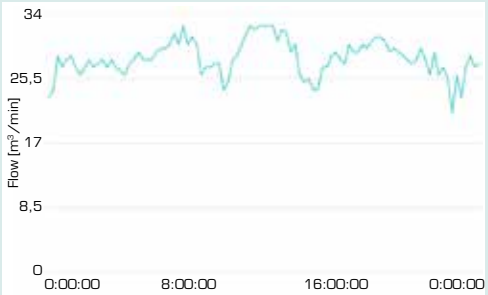
Der skal konstrueres en varighedskurve, der illustrerer sammenhængen mellem trykluftsystemets forventede nødvendige ydelse (flow) og antal driftstimer over året. Sammenhængen kan findes ved hjælp af målingerne af flowet.

### Eksempel 13 – Døgnprofiler og varighedskurve for trykluftanlæg

Figurerne 9.7, 9.8 og 9.9 viser eksempler på henholdsvis døgnprofiler (flowmålinger) og en varighedskurve for et trykluftanlæg.

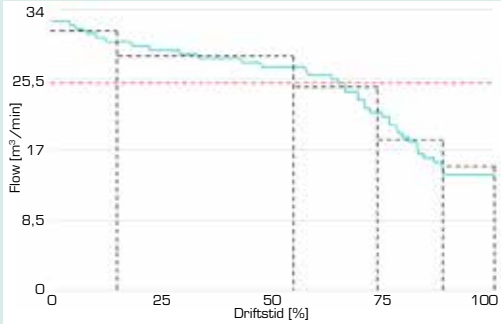
Trykluftanlæg er kendetegnet ved, at der er stor variation i forbruget. I dagtimerne er forbruget typisk højt, mens det er lavere i nattetimerne og i weekender.

Figur 9.7 og 9.8 er tegnet meget detaljerede, hvilket i praksis kun vil være tilfældet for eksisterende anlæg. Ved nyprojektering vil detaljeringsgraden være betydeligt mindre, da maskinernes og udstyrets samtidige drift er usikker. Eksempel herpå er den stiplede varighedskurve på figur 9.9.




*Figur 9.7. Flow som funktion af tiden for trykluftanlæg på hverdage.*

*Figur 9.8. Flow som funktion af tiden for trykluftanlæg i weekender.*




*Figur 9.9. Flow varighedskurve for anlægget i 100 % af tiden.*

Figur 9.9 viser også, at der er brug for et maksimalt flow på 32,5 $m^3$/min. i 5 % af driftstiden, mens der er brug for et flow på 25,5 $m^3$/min. (middelflow) eller mindre i 35 % af driftstiden. For et anlæg med disse behovsvariationer vil behovsanalysen typisk resultere i to forslag til hvordan, trykluftsystemet bør bestykkes.

Det ene forslag er etablering af et trykluftsystem med en omdrejningstalreguleret kompressor, dimensioneret til at yde et maksimalt flow på 32,5 $m^3$/min, men med bedste virkningsgrad ved 26-27 $m^3$/min, da kompressoren har flest driftstimer ved dette flow. Andet forslag er etablering af et trykluftsystem med to eller tre parallelkoblede kompressorer, som kører start/stop drift.

### 9.3.1 Styring ved variabel belastning

Der findes grundlæggende tre hovedtyper af kompressorstyringer til flere parallelt koblede kompressorer:

- Kaskadestyring
- Intelligent styring
- Kontinuert styring

Kaskadestyringen virker ved, at kompressorerne i et kompressoranlæg kobler ind og ud ved ganske bestemte tryk, som ligger i en kaskade efter hinanden. På grund af kaskadevirkningen kan der være stor forskel mellem det laveste og det højeste indkoblingstryk. Ind- og udkoblingen af kompressorerne kan enten foregå som en halv- eller helautomatisk styring. Ved den halvautomatiske styring aflaster de udkoblede kompressorer kun, ved at de udkoblede kompressorer stopper helt.

Den intelligente styring sørger for, at kompressorerne i et kompressoranlæg kobler ind og ud på de energiøkonomisk mest optimale tidspunkter. Ved en intelligent styring kan alle kompressorer komprimere op mod det samme tryk, hvilket betyder, at det kun er nødvendigt med 0,5 bar i trykforskel for, at styringen kan fungere.

Den kontinuerte styring regulerer kompressorernes leverede luftmængde ved at regulere omdrejningstallet på kompressorerne.

Der findes kombinationer af de tre nævnte styringer. Hos Stibo Graphic benyttes eksempelvis en kaskadestyring, hvor to af kompressorerne kører start/stop, mens den tredje kompressor er omdrejningstalreguleret.

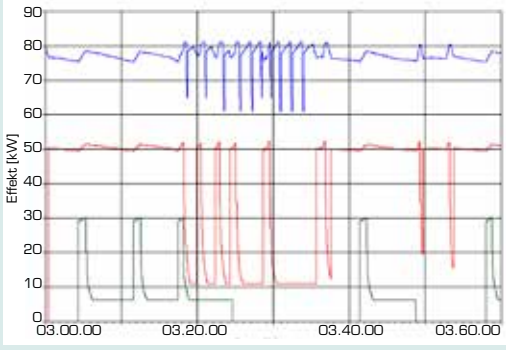


## 9.4 Kompressorstyringens betydning

### Eksempel 14 – Uhensigtsmæssig styring af kompressoranlæg

Kompressoranlægget består af tre forskellige kompressorer. Den store kompressor kører ganske fornuftigt, idet den stort set kun kører fuldlast. Styringen af de to mindre kompressorer er uhensigtsmæssig, da de begge på nogle tidspunkter aflaster samtidig. I øvrigt er aflast spild af energi, da én af kompressorerne kunne være standset helt.

Problemet kan løses ved at benytte en intelligent styring. Ind- og udkoblingen af kompressorer med en intelligent styring følger ofte beholdertrykkets ændringshastighed. Det betyder, at en lille kompressor indkobles, hvis beholdertrykket ændres langsomt og omvendt for en stor kompressor. Med dette princip forekommer der færre aflastninger i kompressorcentralen, hvilket er med til at nedsætte det gennemsnitlige effektopfag.




*Figur 9.10. Effektoptag for tre kompressorer i et trykluftsystem. Grøn og rød kurve er to mindre kompressorer, som kører fuldlast/aflast drift og de aflaster samtidig. Blå kurve er en stor kompressor, som er omdrejningstalreguleret.*

Benyttes der kaskadestyring, er det i nogle tilfælde nødvendigt at komprimere trykluften helt op til 1,5 bar over forbrugerkravet i forhold til en intelligent styring, hvor trykintervallet kun behøver at være 0,5 bar. Det lavere tryk ved en intelligent styring betyder effektmæssigt, at kurverne i figur 9.10 parallelforskydes nedad. Betydningen af et ekstra tryk på 1 bar, som en kaskadestyring kan medføre, er et merforbrug på 7-8 %, hvilket er det omtrentlige potentiale ved etablering af en intelligent styring. Yderligere bliver der ofte færre aflastninger ved en intelligent styring, hvilket gør, at besparelsespotentialet bliver endnu større.

I forbindelse med installering af en intelligent styring kan det være en fordel også at installere en kontinuert styring på en eller flere af kompressorerne. Grunden hertil er, at kompressorerne ikke længere behøver at aflaste, og dermed ikke bruger energi uden reelt at levere noget arbejde.



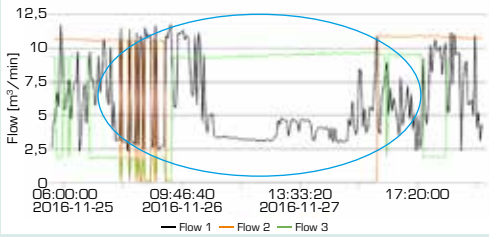
### Eksempel 15 – Fornuftig styring af de tre parallelkoblede skruekompressorer

Der ses på en fornuftig styring af de tre parallelkoblede skruekompressorer hos Stibo Graphic. I figur 9.11 ses flowet fra de tre kompressorer. I figur 9.12 til 9.14 ses effektoptaget for hver kompressor.

På almindelige arbejdsdage yder kompressor 1 (flow 2) et konstant flow. Kompressor 2 (flow 3) yder et variabelt flow, og det samme gør kompressor 3 (flow 1). Kompressor 3 er den omdrejningtalregulerbare kompressor.

I weekenden yder kompressor 2 et konstant flow, mens kompressor 3 yder et variabelt flow. Kompressor 1 er, som det ses, afbrudt.

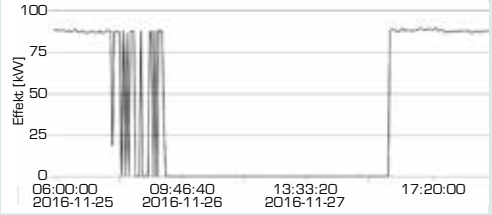
Styringen er fornuftig, fordi de to kompressorer med fast omdrejningstal kun kører i belastet tilstand. De aflaster ikke men slukker helt, når der ikke er brug for dem. Den omdrejningstalregulerbare kompressor kører som "master" i styringskonfigurationen og leverer et variabelt flow i afhængighed af behovet. Som det ses, kører kompressoren i nogle perioder lavt belastet, hvilket forringer kompressorens virkningsgrad. Det er dog ved et reduceret omdrejningstal og dermed et reduceret effektoptag.



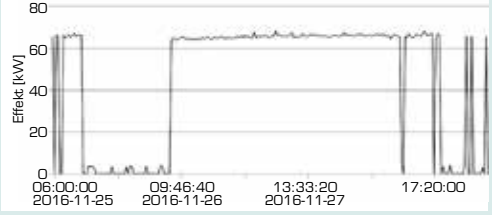

*Figur 9.11. Flow fra tre kompressorer.*

Til sammenligningen:

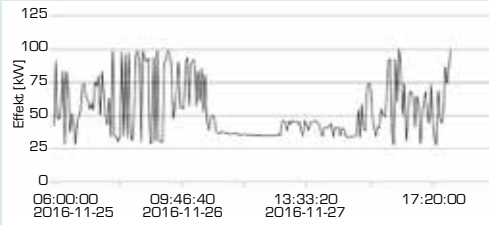
- Flow 1 = Kompressor 3 – sort kurve
- Flow 2 = Kompressor 1 – orange kurve
- Flow 3 = Kompressor 2 – grøn kurve




*Figur 9.12. Effektoptag for kompressor 1 (flow 2).*




*Figur 9.13. Effektoptag for kompressor 2 (flow 3).*




*Figur 9.14. Effektoptag for kompressor 3 (flow 1).*

### 9.4.1 Én kontra flere kompressorer

Er trykluftforbruget i et trykluftsystem tilstrækkeligt stort, kan kompressorbestanden enten bestå af en stor kompressor eller flere små kompressorer. Der er energimæssige fordele og ulemper ved begge dele.

Ved et trykluftanlæg, der har et konstant trykluftforbrug, kan det være en fordel at bruge en stor kompressor, idet den kan køre fuldlast hele tiden. Det vil også være muligt at klare trykluftforbruget med flere små kompressorer, men da mindre kompressorenheder typisk har en lavere virkningsgrad end en stor kompressor, bliver den totale virkningsgrad lavere ved at anvende flere små kompressorer.

I trykluftanlæg, hvor trykluftforbruget er varierende, er det energimæssigt en fordel at benytte flere små kompressorer, der om muligt kører start/stop. Grunden hertil er, at en stor kompressor, der skal kunne klare spidsbelastningerne, er nødt til at aflaste, når belastningen ikke er så høj. Det nedsætter totalvirkningsgraden betydeligt. Benyttes der flere små kompressorer, er det kun én af kompressorerne, der behøver at aflaste, hvilket betyder, at aflasteffekten bliver mindre end for én stor kompressor. Den mindre aflasteffekt for kompressoranlægget med flere kompressorer giver dette kompressoranlæg en større totalvirkningsgrad.



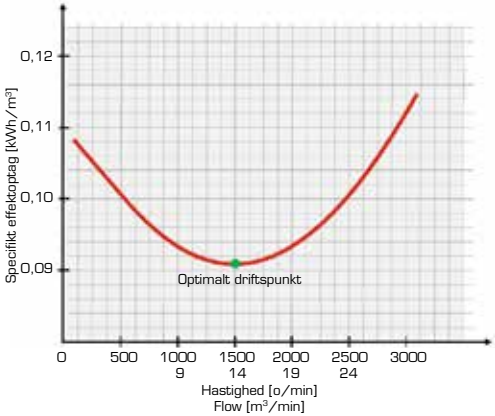


DANSK ENERGI

### 9.4.2 Mest optimale reguleringsform

Når der tages udgangspunkt i erfaringerne med regulering af ventilatorer og cirkulationspumper, kan det være overraskende, at en fuldlast/aflast løsning er mere energieffektiv end en løsning med frekvensreguleret kompressorer. Men drift af trykluftkompressorer kan ikke sammenlignes med drift af ventilatorer og cirkulationspumper.

Af figur 9.15 ses, at en skruekompressor har et optimalt driftspunkt. Det er i dette punkt, fabrikanten har indstillet kompressoren til at arbejde og at skifte mellem fuldlast og aflast.




*Figur 9.15 Sammenhæng mellem omdrejningstal/flow og specifikt effektoptag for skruekompressor.*

Kompromiset med frekvensregulerbare kompressorer er, at man bevæger sig væk fra det optimale driftspunkt for at opnå fleksibilitet og stabilt tryk.

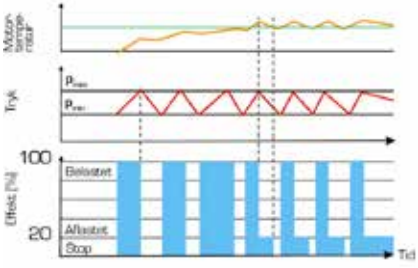
Tidligere var et yderligere argument for frekvensregulering, at kompressorer, der kører fuldlast/aflast har en efterløbstid, hvor kompressoren er aflastet, og kompressor og motor kører, men hvor indsugningsventilen er lukket. Der produceres ikke trykluft, men energioptaget er stadig 20-30 % af fuldlastforbruget.



DANSK ENERGI

*Figur 9.16. Drift med aflastkørsel.*

Baggrunden for aflastkørslen er motorfabrikanternes krav om et vist maksimalt antal starter pr. time. Kompressorfabrikanterne har derfor programmeret kompressorstyringerne, så antallet af starter for motorerne ikke overstiger det, som motorfabrikanterne har specificeret. Den teknologiske udvikling har ført til, at f.eks. fabrikanten Kaeser i dag har indbygget PT100 sensorer i motorviklingerne, så fuldlast/aflast kompressorer kan starte og stoppe et vilkårligt antal gange så længe, at motorviklingerne ikke bliver for varme.




*Figur 9.17. Drift med aflastkørsel, når motortemperaturen bliver for høj.*

Kombinationen af en master controller og nye effektive fuldlast/aflast kompressorer med dynamisk aflasttid gør, at denne løsning i dette tilfælde bliver den mest energieffektive.

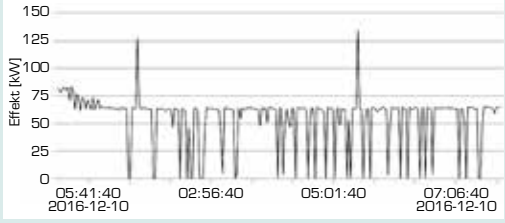
## 9.5 Bestemmelse af lækagetab

Ofte er der ikke monteret flowmålere i trykluftsystemet, og lækagetabet må derfor bestemmes på en anden måde. Metoden går ud på at måle effektoptaget for kompressoren med en lav tidsopløsning (1 sekund) i en periode, hvor der ikke er noget behov for trykluft.

### Eksempel 16 – Effektoptag ved lækagetab

I figur 9.18 ses effektoptaget for kompressoren, når den leverer trykluft til granulatfiltre, adsorptionstørrere samt til dækning af lækager. Effektoptaget er gennemsnitligt 45 kW.

Kompressoren leverer 6,5 $m^3$/min, hvilket medfører et specifikt elforbrug på 0,115 kWh/$m^3$.

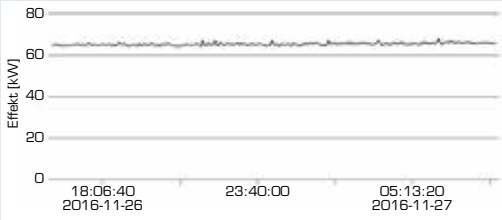



*Figur 9.18. Effektoptag for kompressor, når den leverer trykluft til lækager.*

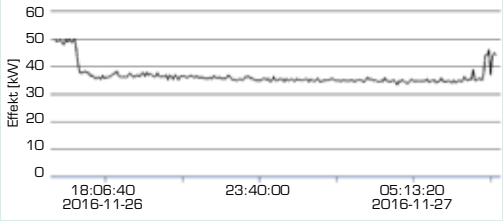
Lækagetabet udgør 3,5 $m^3$/min., som kan omregnes til et årligt forbrug på 1.839.600 $m^3$. Det årlige elforbrug til dækning af lækager udgør derfor 211.600 kWh.

Der benyttes to koldregenererede adsorptionstørrere, der tilsammen forbruger 3 $m^3$/min. til regenerering. Regenereringen af begge adsorptionstørrere er tidsstyret.

I figur 9.19 og 9.20 ses effektoptaget for kompressorerne 2 og 3, når de leverer trykluft til at kompensere for lækager. Effektoptaget udgør, som det ses, i alt 100 kW. Ved 8.760 driftstimer om året udgør elforbruget til lækager 876.000 kWh.



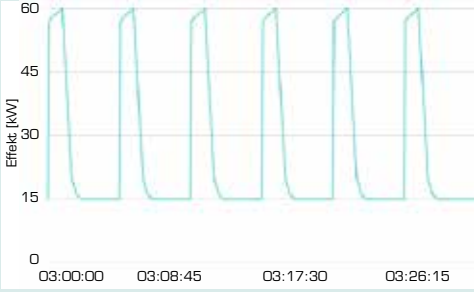

*Figur 9.19. Effektoptag for kompressor 2, når den alene leverer trykluft til lækager.*




*Figur 9.20. Effektoptag for kompressor 3, når den alene leverer trykluft til lækager.*

### Eksempel 17 – Vurdering af lækagetab fra trykluftinstallation

I figur 9.21 ses en belastningsregistrering foretaget på en trykluftkompressor om natten. Måleperioden er 30 minutter.




*Figur 9.21. Belastningsregistrering på en trykluftkompressor foretaget om natten med en måleperiode på 30 min.*

Kompressoren producerer trykluft i ét minut seks gange i måleperioden. Her stiger belastningen fra 15 kW til 60 kW. Kompressoren er tilsvarende aflastet i fire minutter seks gange i måleperioden, hvor belastningen igen falder til 15 kW. Lækagetabet kan beregnes til:

$$\text{Lækagetab} = \frac{6 \text{ minutter}}{30 \text{ minutter}} \cdot 100\,\% = 20\,\%$$

Gennemsnitsbelastningen, hvor kompressoren producerer trykluft, er ca. 58,5 kW. Fra denne gennemsnitsbelastning skal fratrækkes aflasteffekten på 15 kW. Det vil sige, at den reelle belastning til produktion af trykluft til lækage er 43,5 kW. I 20 % af driftstiden vil kompressoren producere trykluft til lækage med en belastning på 43,5 kW.

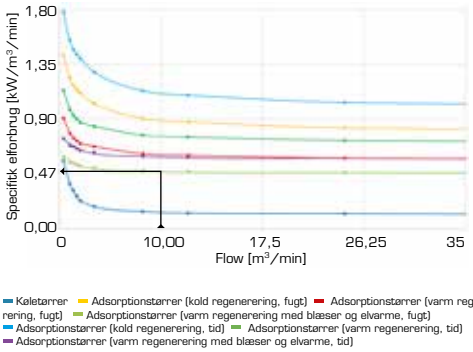
Ved en driftstid på 4.000 timer pr. år vil elforbruget til produktion af trykluft til lækage udgøre 34.800 kWh/år.

## 9.6 Elforbrug til køle- og adsorptionstørrer

Ved gennemgang af køle- og adsorptionstørreren ses det, at deres funktionsprincip er vidt forskellige.

I køletørreren tilføres energien direkte til køletørreren, hvorimod adsorptionstørreren får tilført energien gennem kompressoranlægget med regenereringsluften. En varm regenererende adsorptionstørrer får kun tilført en mindre del af sin energi med trykluften. Den resterende del af energien tilføres gennem varmelegemet. Køletørreren er den mest energiøkonomiske men har den ulempe, at den ikke kan tørre luften lige så meget som adsorptionstørreren.

Det specifikke effektforbrug for de forskellige tørretyper ses i figur 9.22.




*Figur 9.22. Specifikke elforbrug for forskellige tørretyper.*

Køletørreren i figur 9.22 er en traditionel køletørrer med varmeveksler og kølesystem. Der findes også køletørrere med termisk masse. Den termiske masse virker som et lager for kulde i de situationer, hvor gennemstrømningen er mindre end den nominelle gennemstrømning. Når den termiske masse ikke kan "lagre" mere kulde, slukkes køletørreren, og trykluften tørres ved hjælp af kulden i den termiske masse. Det specifikke elforbrug til en køletørrer med termisk masse ligger mellem 0,08 og 0,09 kW/m³/min. Svarende til 4,8 og 5,4 kWh/m³.

I figur 9.22 ses også, at en adsorptionstørrer med blæser og elvarme, der er fugtstyret, giver det mindste elforbrug, og at en kold regenerering, der er tidsstyret, giver det største elforbrug. Forholdet mellem de to elforbrug er omkring 2,5 ved lastsituationerne.

Ovenstående viser, at trykluft aldrig bør tørres mere end nødvendigt. Køletørreren har et langt lavere specifikt energiforbrug end adsorptionstørreren, hvilket betyder, at køletørreren bør foretrækkes i alle situationer, hvor den er i stand til at tørre luften tilstrækkeligt.





DANSK ENERGI

DANSK ENERGI

**Eksempel 18 – Adsorptionstørrere**

Der benyttes to kold regenererede adsorptionstørrere hos RPC Superfos. Regenereringen af begge adsorptionstørrere er tidsstyret.

Den ene adsorptionstørrer, som forsyner seks maskiner, har en kapacitet på 11,7 m³/min. Den anden, som forsyner fem andre maskiner, har en kapacitet på 10,3 m³/min. Den samlede kapacitet er således 22 m³/min.

Det maksimale trykluftforbrug på virksomheden blev målt til 15 m³/min, og det skønnes, at de 11 maskiner forbruger halvdelen af dette forbrug svarende til 7,5 m³/min.

Adsorptionstørrernes kapacitet er derfor tre gange større end nødvendigt.

Til regenerering anvendes 15 % af kapaciteten, svarende til 3,3 m³/min. Kompressorens specifikke elforbrug er beregnet til 0,115 kWh/m³.

Trykluftforbruget til regenerering kan omregnes til et årligt forbrug på 1.734.500 m³. Det årlige elforbrug til regenerering udgør derfor 199.500 kWh.

De to tørreres kapacitet er tre gange større end nødvendigt. Det bør overvejes at udskifte dem begge med en enkelt adsorptionstørrer med varm regenerering med blæser og elvarme. Adsorptionstørreren skal være fugtstyret og have en kapacitet på 10 m³/min.

Ifølge figur 9.22 er det specifikke elforbrug for tørreren 0,47 kW/m³/min. Med en kapacitet på 10 m³/min. kan det omregnes til 4,7 kW. Det årlige elforbrug vil blive 41.200 kWh.

Den årlige elbesparelse vil udgøre:
B = 199.500 kWh - 41.200 kWh = 158.300 kWh. Svarende til en økonomisk besparelse på 158.300 kr.

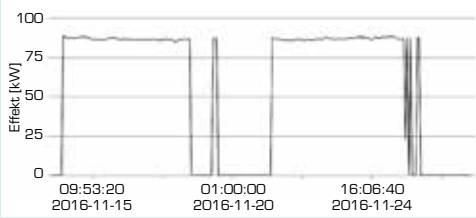
Investeringen skønnes til at være 150.000-200.000 kr.

## 9.7 Varmegenvinding

### Eksempel 19 – Etablering af varmegenvinding

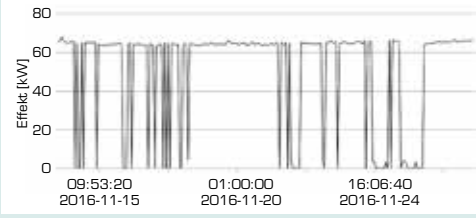
Der foretages en beregning af varmegenvindingspotentialet ved etablering af et luftbaseret varmegenvindingsanlæg. Køleluften fra tre parallelkoblede kompressorer skal gå direkte til et ventilationsanlæg og til opvarmning af bygningerne.

I figurerne 9.23 til 9.25 ses effektoptag fra de tre kompressorer målt i en 14-dages periode, som vurderes at være repræsentativ for anlægget.



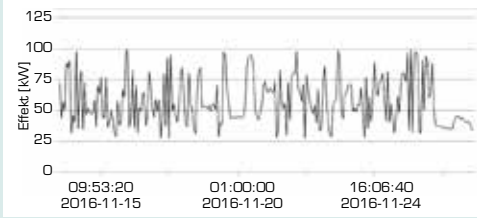

*Figur 9.23. Effektoptag for kompressor 1 ved start/stop drift.*

Kompressor 1 kører start/stop drift og kompressoren er belastet i 65 % af tiden. Effektoptaget i belastet tilstand er 88 kW.




*Figur 9.24. Effektoptag for kompressor 2 ved start/stop drift.*

Kompressor 2 kører ligeledes start/stop drift, og kompressoren er belastet i 80 % af tiden. Effektoptaget i belastet tilstand er 65 kW.




*Figur 9.25. Effektoptag for kompressor 3 ved omdrejningstalregulering.*

Kompressor 3 er omdrejningstalreguleret. Det gennemsnitlige effektoptag i måleperioden er på 65 kW.

Det forudsættes, at genvindingspotentialet er 80 % af den optagne elektriske energi. Varmegenvindingspotentialet kan beregnes til:

0,80 · ((0,65 · 88 kW) + (0,80 · 65 kW) + 65 kW) · 8.760 h/år = 1.220.800 kWh/år

Varmegenvindingspotentialet skal herefter holdes op mod behovet til opvarmning af ventilationsluften. I nogle tilfælde vil varmegenvindingspotentialet være væsentligt højere end varmebehovet, hvis der ikke er behov for varmegenvinding udenfor fyringssæsonen. I denne periode må overskudsvarmen fra trykluftkompressorerne ledes ud i det fri.

Hvis 50 % af potentialet kan udnyttes, kan det værdisættes til 366.240 kr. ved en kWh-pris på 0,60 kr.

## 10 Målinger – flow, tryk og effektoptag

Undersøgelser af trykluftsystemer kan understøttes af måleudstyr opsat i hele anlægget, som er synkroniseret til at logge data som effektforbrug på kompressorer, tryk, flow og trykdugpunkt forskellige steder i systemet på eksakt samme tidspunkt. Det kræver ofte en kortvarig afbrydelse af trykluftsystemet, da der bl.a. skal monteres flowmålere i udvalgte positioner. Ud fra målingerne kan der genereres grafer, hvor man kan se driften og variationerne heri for hele systemet.

Når den detaljerede kortlægning af trykluftsystemet er foretaget, skal det besluttes hvor i systemet, der bør foretages målinger af flow, tryk og effektoptag.

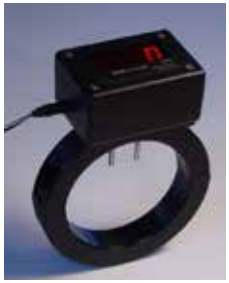
I forbindelse med design af trykluftsystemet er det en god idé at placere tryksensorer (eller manometre hvis sensorer anses for at være for omkostningstungt) udvalgte steder i systemet. Tryksensorerne kan være med til at afsløre unødige trykfald over køle- og adsorptionstørrere og filtre samt i rørsystemet.

Derudover er det en god idé at indsætte flowmålere strategiske steder i systemet. Flowmålerne kan være med til at afsløre størrelsen af lækagetabet i trykluftsystemet. Ved at placere flere flowmålere i systemet kan det afsløres i hvilke områder af virksomheden, der optræder lækage, og hvor indsatsen bør koncentreres.

### 10.1 Direkte måling af flow

Den største udfordring ved målinger på trykluftanlæg er måling af flow. Til måling af flowet benyttes typisk en flowmåler, som spændes udenpå røret, se figur 10.1 og 10.2. På måleren er der monteret to flowsensorer, som ved hjælp af to borede huller er placeret inde i røret. Måleren måler flowet ved at holde den ene flowsensor (sonde) varmere end den anden. Flowet bestemmes ved den nødvendige mængde varme, der skal tilføres for at holde sensoren varm. Det digitale display viser derfor flowet direkte, og måleren giver et 4-20 mA signal, så det er muligt at logge måledata. Montering af denne type måler kræver, at trykluftanlægget afbrydes.

Fordelen ved at montere flowmålere i trykluftsystemet er, at det er muligt at registrere flowet i udvalgte delstrenge af systemet, og derved få et overblik over, hvor trykluften anvendes.



*Figur 10.1. Flowmåler til montage udenpå rør.*

*Figur 10.2. Flowmåler monteret på rør.*

Tryksensorer kan indbygges i systemet med T-stykker, mens flowmålerne i dette tilfælde er monteret på rørene.

Foruden tryk- og flowmålere bør der også installeres el-effektmålere på trykluftkompressorerne. I nye trykluftkompressorer er der ofte indbygget el-effektmålere, så det er muligt at få opsamlet data for forbrug i kompressorens styringsenhed. Ved hjælp af disse data er det muligt at kontrollere anlæggets effektivitet ud fra, eksempelvis kWh/m$^3$.

For at sikre den bedst mulige udnyttelse af energien bør der jævnligt følges op på trykluftanlæggets driftsdata. Ved at måle elforbruget med en måler, som i en kortvarig periode kan omstilles til høj loghastighed (mindre end 1 sekund), er det muligt at afsløre fejl i aflastningsventilen på oliesmurte skruekompressorer.

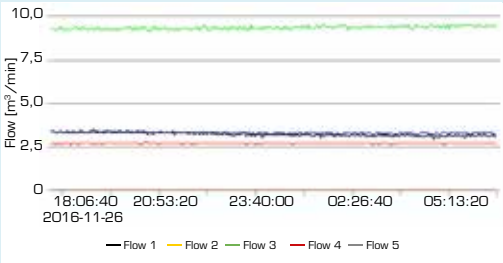
### Eksempel 20 – Målinger af flow

Der er foretaget målinger af flowet i trykluftsystemet hos Stibo Graphic. Flowmåler 1 og 3 måler flowet efter to af kompressorerne. Flowet var i alt 12,7 $m^3$/min for hovedledning HL1 og HL2.

Flowmåler 4 og 5 måler flowet i hovedledning HL2, som forsyner luft til maskiner i flere af hallerne. Flowet var i alt 6,0 $m^3$/min.

Flowet i hovedledning HL1, som primært forsyner rotationspresserne, var derfor 6,7 $m^3$/min.

Lækagetabet er summen af flowmåler 1 og 3, som af figur 10.3 ses at være 12 $m^3$/min.




*Figur 10.3. Måling af flow flere steder i trykluftsystemet hos Stibo Graphic.*

## 10.2 Indirekte måling af flow

Flowet kan også bestemmes indirekte ved måling af kompressorens effektoptag og kompressorens elforbrug over en bestemt periode.

Elforbruget til kompressoren måles i perioder på f.eks. en halv time med en tidsopløsning på 1-5 sekunder. Elforbruget alene til kompression divideres med det målte effektoptag, og driftstiden til kompression beregnes. Kompressorens kapacitet (flowet ved det givne tryk) multipliceres med driftstiden til kompression og divideres med måleperiodens længde. Herved er flowet bestemt, der i modsætning til direkte målte flow med flowmålere kun kan være det totale flow fra kompressoranlægget.

$$\text{Flow} = \frac{\dfrac{\text{Elforbrug [kWh]}}{\text{Effektoptag [kW]}} \cdot \text{Kapacitet [m}^3\text{/min]}}{\text{Måleperiode [h]}}$$

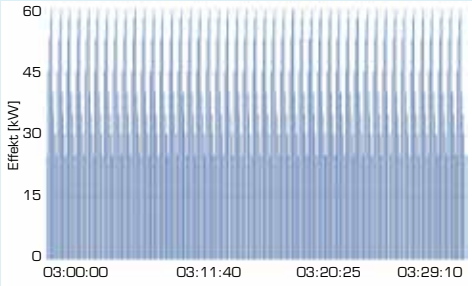
Effektoptaget beregnes som det totale elforbrug inkl. aflast divideret med måleperiodens længde.

$$\text{Effektoptag} = \frac{\text{Total elforbrug inkl. aflast [kWh]}}{\text{Måleperiode [h]}}$$

De fleste trykluftleverandører har udstyr til at analysere trykluftanlæggets drift. Ved at måle eller aflæse afgangstrykket på kompressoren samt tid i fuldlast og aflastet tilstand (hvis det er kompressorens driftsform) eller omdrejningstallet for omdrejningstalregulerbare kompressorer, er det muligt at beregne flowet indirekte, når der samtidig er indlæst data i et analyseværktøj vedrørende sammenhængen mellem tryk og flow for de pågældende kompressorer.

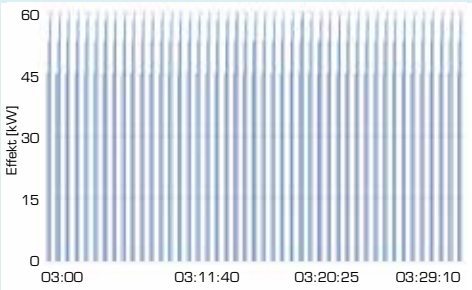
## Eksempel 21 – Indirekte måling af flow

I figur 10.4 ses en belastningsregistrering i en halv time på en kompressor med en kapacitet på 8 m³/min. Effektoptaget ved dette flow er 60 kW. Elforbruget i den halve time er målt til 25 kWh.




*Figur 10.4. Belastningsregistrering på en kompressor i en halv time.*

I figur 10.5 ses samme belastningsregistrering, men kun når kompressoren producerer trykluft. Elforbrug til aflast er fjernet. Elforbruget i den halve time er beregnet til 18 kWh.




*Figur 10.5. Belastningsregistrering når kompressoren producerer trykluft.*

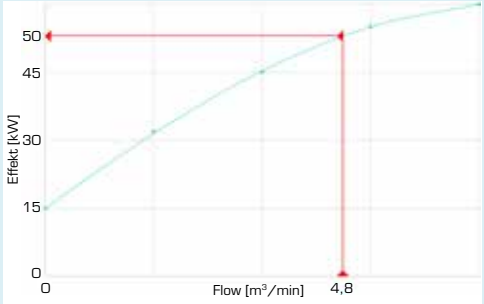
Nu kan flowet bestemmes:

$$\text{Flow} = \frac{\frac{18\ \text{kWh}}{60\ \text{kW}} \cdot 8\ \text{m}^3/\text{min}}{0{,}5\ \text{h}} = 4{,}8\ \text{m}^3/\text{min}$$

Effektoptaget beregnes som det totale elforbrug inkl. aflast divideret med måleperiodens længde.

$$\text{Effektoptag} = \frac{25\ \text{kWh}}{0{,}5\ \text{h}} = 50\ \text{kW}$$

I figur 10.6 er effektoptaget vist som funktion af flowet for kompressoren. Det bemærkes, at kurven er krum.




*Figur 10.6. Sammenhæng mellem effekt og flow.*

## 10.3 Måling af tryk

Til måling af tryk i et trykluftsystem benyttes typisk en tryktransducer som monteres på et rør via et T-stykke og en lynkobling. Måleren giver et 4-20 mA signal, så det er muligt at logge måledata. Montering af denne type måler kræver ikke, at trykluftanlægget afbrydes.

*Figur 10.7. Tryktransducer på rør via et T-stykke og en lynkobling.*

10

### Eksempel 22 – Trykmålinger i systemet hos RPC Superfos

I figur 10.8 ses et eksempel på trykmålinger hos RPC Superfos efter kompressoren (P Comp. 2), på trykluftbeholderen (P Storage Comp. 2) og i systemet (P 244, P 108 og P 236).

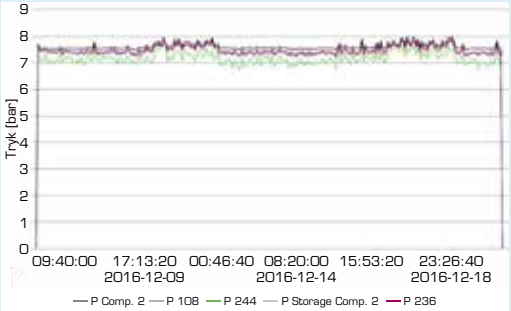
På figuren ses, at kompressoren leverer et tryk mellem 7,6 og 8 bar.

Der er målt et tryktab mellem kompressoren og trykluftbeholderen på 0,1 bar, hvilket er meget fint.

Der er målt et tryktab på mellem 0,1 og 0,2 bar fra trykluftbeholderen til maskinerne 108 og 236, hvilket vurderes at være rimeligt. På strengen til maskine 236 er indbygget en adsorptionstørrer, og tryktabet over denne er relativt lille.



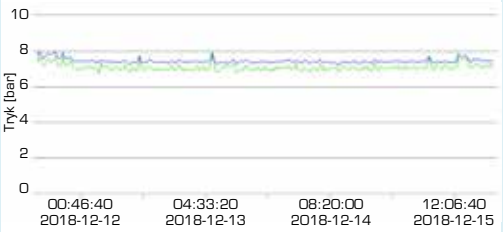
DANSK ENERGI




*Figur 10.8. Trykmålinger efter kompressor, på trykluftbeholder og i systemet.*

I figur 10.9 ses, at der fra trykluftbeholderen til maskine 244 er et tryktab på mellem 0,3 og 0,4 bar, hvilket skyldes, at der på denne streng også er indbygget en adsorptionstørrer. Tryktabet burde ikke være højere end 0,15 bar.

10




*Figur 10.9. Trykmålinger ved trykluftbeholder (blå kurve) og maskine 244 (grøn kurve).*

De relative små tryktab i rørsystemet skyldes, at der er valgt trykluftledninger med tilstrækkelige store dimensioner (2"-4" rør).

Ved en gennemgang af virksomhedens procesudstyr anslås det, at kompressorens leverede tryk bør kunne sænkes mellem 0,5 og 1 bar. Umiddelbart er der ikke udstyr, der har brug for 7,5 bar.

Før en eventuel tryksænkning foretages, vurderes om det er muligt at reducere det relativt store tryktab over adsorptionstørreren.

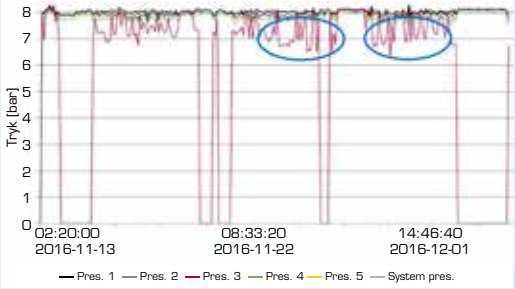
DANSK ENERGI

## Eksempel 23 – Trykmåling i systemet hos Stibo Graphic

I figur 10.10 ses et eksempel på trykmålinger hos Stibo Graphic efter trykluftbeholderen og i systemet.

Der er målt et tryktab på mellem 0,1 og 0,2 bar fra trykluftbeholderen til Pres. 2, Pres. 4 og Pres. 5. Dette vurderes at være rimeligt.

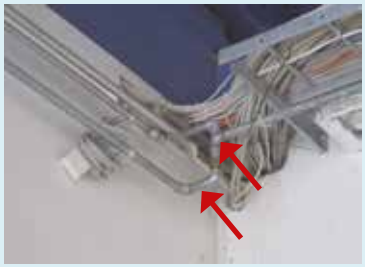
Mellem trykluftbeholderen og Pres. 3 ser det noget anderledes ud. Se markering på figuren. Her er trykfaldet mellem 1,0 og 1,5 bar, hvilket er alt for højt.




*Figur 10.10. Trykmålinger efter beholder (Pres. 1) og i systemet (Pres. 2, Pres. 3, Pres. 4 og Pres. 5).*

Tryktabet skyldes, at der er valgt en for lille rørdimension til det maksimale flow, der kan forekomme. En del af rørstrækningen ses i figur 10.11 og 10.12.

*Figur 10.11. Rørstrækning med for lille dimension (rød pil).*



*Figur 10.12. Rørstrækninger med for små dimensioner (røde pile).*

Trykket blev målt på en lynkobling med en afspærringsventil, se figur 10.13. Ventilen afbryder trykluften på visse tidspunkter. Det medfører, at trykket for Pres. 3 falder til nul.

*Figur 10.13. Måling af tryk på lynkobling.*

Det er ikke umiddelbart muligt at vurdere de energimæssige konsekvenser af tryktabet, men målingen viser, at nogle af maskinerne på visse tidspunkter forsynes med et lavere tryk, og det giver tilsyneladende ikke anledning til problemer. Dette kunne indikere, at trykket i rørsystemet er højere end nødvendigt.

## 10.4 Måling af effektoptag

Måling af effektoptaget for en trykluftkompressor foretages normalt med en effektmåler med datalogger. Måling af strøm og spænding kan foretages direkte på kompressoren (se figur 10.14 og 10.15) eller i den eltavle, som kompressoren forsynes fra. Montering af denne type måler kræver ikke, at trykluftanlægget afbrydes.

*Figur 10.14. Effektmåler på kompressor.*

*Figur 10.15. Måling af strøm i de tre faser.*

Målingen af effektoptaget kan anvendes til en række formål. Som nævnt tidligere i dette afsnit kan målingen anvendes til en indirekte måling af flowet. En måling kan også benyttes til at vurdere lækagetabet fra rørsystemet og beregne energiforbruget over tid.

## 10.5 Dataloggere

Alle måledata opsamles i dataloggere. Data importeres i en basestation eller en bærbar computer.

For at kunne afsløre eksempelvis defekte indsugningsventiler eller for at kunne vurdere størrelsen af lækagetabet skal tidopløsningen være minimum 1 sekund.

*Figur 10.16. Dataloggere.*

*Figur 10.17. Basestation.*

## 11 Overvågning, optimering og omkostninger

Dette kapitel beskriver på en overordnet måde, hvordan man kan følge kompressorens forbrug, hvorledes dette optimeres og hvilke omkostninger, man kan forvente hertil.

### 11.1 Overordnet styring

Moderne trykluftsystemer er forsynet med en master controller eller overordnet styring, der kobler kompressorerne ind og ud på de tidspunkter, der energimæssigt set er bedst.

*Figur 11.1. Overordnet styring fra Kaeser Kompressorer (master controller).*

Styringen måler trykket efter efterbehandlingen og sikrer, at der til stadighed er det minimumstryk, der er behov for i produktionen, og at kompressorerne ikke kører med højere tryk end nødvendigt.

I en overordnet styring foretages der en permanent (online) overvågning (dataopsamling og analyse) af komponenternes tilstand i trykluftanlægget. Dette sikrer, at det er muligt at fastsætte det ideelle tidspunkt for service på anlægget og forhindre uplanlagte driftsstop samt opretholde anlæggets energieffektivitet.

Overvågning af anlæggets energieffektivitet er en af de væsentligste funktioner i den overordnede styring. Flowet og effektoptaget for kompressorerne måles permanent, og på baggrund af målingerne beregnes det specifikke effektoptag, som er et udtryk for energieffektiviteten.

Hvis det besluttes, at der skal benyttes en omdrejningstalregulerbar kompressor i kompressorinstallationen, er det vigtigt, at der vælges en kompressor med et optimalt reguleringsområde (difference mellem maks. og minimumflow).

Ofte vælges der en omdrejningstalregulerbar kompressor, der har den samme størrelse som grundlast kompressorerne eller en, der er mindre. Det kan resultere i, at en eller flere af kompressorerne kører på en ineffektiv måde, såsom vedvarende drift mellem fuldlast og aflastning på en kompressor med konstant hastighed, en omdrejningstalregulerbar kompressor der vedvarende kører op og ned i hastighed, eller begge forhold på samme tid.

I et anlæg, der kører på denne måde, vil der opleves vedvarende og forstyrrende trykvariationer, der kan påvirke det luftforbrugende udstyr. Anlægget får typisk betegnelsen "ude af kontrol". Dette betegnes almindeligvis som et "reguleringsgab".

Reguleringsområdet for den omdrejningstalregulerbare kompressor er helt afgørende for at undgå et reguleringsgab. Reguleringsgabet kan undgås, når en eller flere kompressorer med konstant hastighed er dimensioneret inden for den omdrejningstalregulerbare kompressors reguleringsområde.

Dette er vist i eksempel 24, hvor tre alternative systemer gennemgås for at finde frem til den mest optimale løsning.

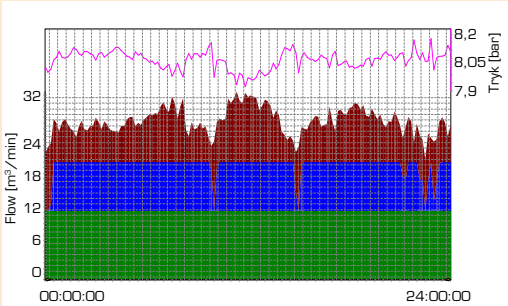
Kaeser Kompressorers udstyr til analyse af trykluftanlæg hedder ADA (Air Demand Analysis). Foruden flowet måles trykket efter beholderen (systemtrykket) samt effektoptag for kompressorerne. Data fra analyseværktøjet kan overføres til et andet analyseværktøj der hedder KESS (Kaeser Energy Saving System), hvor besparelser ved anvendelse af andre kompressorkonfigurationer kan beregnes.

### Eksempel 24 – Sammenligning mellem beregnede og målte data

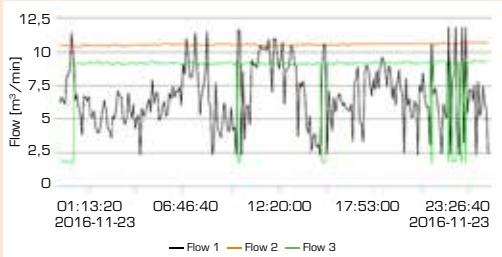
I figur 11.2 og 11.3 er vist beregnede og målte data hos Stibo Graphic af samme anlæg.

Det maksimale beregnede flow den 23. november 2016 var 33,0 $m^3$/min., mens det målte var 31,5 $m^3$/min. Det vil sige, at det beregnede flow var 5 % højere end det målte.

Afvigelsen skyldes, at kompressorerne gennem årene er blevet slidt og derfor ikke helt yder det flow, de oprindeligt gjorde. Afvigelsen er dog overraskende lille, og den beregnede måling er derfor acceptabel.




*Figur 11.2. Beregnede flow i ADA. Kurverne viser effektoptag over et døgn. Grøn kurve viser grundlast for kompressor 1. Blå kurve indeholder kompressor 1 + kompressor 2, som kører fuldt belastet det meste af tiden. Rød kurve er blå plus grøn kurve plus kompressor 3, som kører variabelt. Den pink kurve viser det leverede tryk for de tre kompressorer totalt.*




*Figur 11.3. Målte flow for hver af de 3 kompressorer.*

Til sammenligningen:

- Flow 1 = Kompressor 3 – sort kurve
- Flow 2 = Kompressor 1 – orange kurve
- Flow 3 = Kompressor 2 – grøn kurve

## Eksempel 25 – Beregning af energibesparelse ved udskiftning af kompressorer

Eksemplet gennemgår Stibo Graphic's trykluftsystem. For 3 alternative systemer er der udarbejdet LCC-beregninger, som ses i tabel 3.1.

### Eksisterende system:

Det eksisterende system består af tre parallelkoblede skruekompressorer. Data for kompressorerne ses i figur 11.4. Det årlige elforbrug udgør 1.356.240 kWh.

| Betegnelse: | Stibo Graphic | | | | Eksisterende system |
|---|---|---|---|---|---|
| Antal kompressorer: | 3 | Kontrol måde: | reel simulering | | |
| Årligt luftforbrug: | 11,244,363.37 m³ | | | | |
| | | | | Effektforbrug (last): | Effektforbrug (tomg.): |
| type: | | | FAD: | | |
| 01: GA 75 P FF AFI 1612898 luftkølet | | | 12.28 m³/min | 82.30 kW | 17.00 kW |
| 02: GA 55 FF AII 483070 luftkølet | | | 8.71 m³/min | 64.20 kW | 16.20 kW |
| 03: GA 75 VSD (2005-2009) \ FC luftkølet | | | 2.22 - 13.43 m³/min | 89.50 kW | |
| total: | | | 34.42 m³/min | 236.00 kW | |
| maks. effektforbrug | 240.32 kW | Energibesparelse: | | 0.00 kWh | |
| energiforbrug | 1,356,241.87 kWh | Besparelse i energiomk.: | | 0.00 Kr | |
| energiomkostninger | 1,356,241.87 Kr | Total besparelse: | | 0.00 Kr | |
| Totale omkostn. | 1,356,241.87 Kr | | | | |
| Kølevand total: | 0.00 m³ | specifik energi | | 7.23 kW/(m³/min) | |
| Kølevandsomk.: | 0.00 Kr | specifikke omk.: | | 0.1298 Kr/m³ | |

*Figur 11.4. Eksisterende system - tre parallelkoblede skruekompressorer.*

### Tre alternative systemer:

**System 1** bestående af en frekvensreguleret kompressor og to fuldlast/aflast kompressorer. Data for kompressorerne ses i figur 11.5. Det årlige elforbrug er 1.214.880 kWh.

| Betegnelse: | System 1 | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| Antal kompressorer: | 3 | Kontrol måde: | splitting | | |
| Årligt luftforbrug: | 11,244,363.37 m³ | | | | |
| | | | | Effektforbrug (last): | Effektforbrug (tomg.): |
| type: | | | FAD: | | |
| 01: DSD 172 (400V) \ FC luftkølet | | | 3.59 - 15.90 m³/min | 102.65 kW | |
| 02: CSD 105 luftkølet | | | 10.13 m³/min | 63.60 kW | 14.80 kW |
| 03: CSD 105 luftkølet | | | 10.13 m³/min | 63.60 kW | 14.80 kW |
| total: | | | 38.18 m³/min | 229.25 kW | |
| maks. effektforbrug | 212.45 kW | Energibesparelse: | | 141,363.90 kWh | |
| energiforbrug | 1,214,877.97 kWh | Besparelse i energiomk.: | | 141,363.90 Kr | |
| energiomkostninger | 1,214,877.97 Kr | Total besparelse: | | 141,363.90 Kr | |
| Totale omkostn. | 1,214,877.97 Kr | | | | |
| Kølevand total: | 0.00 m³ | specifik energi | | 6.48 kW/(m³/min) | |
| Kølevandsomk.: | 0.00 Kr | specifikke omk.: | | 0.1080 Kr/m³ | |

*Figur 11.5. System 1 - en frekvensreguleret kompressor og to fuldlast/aflast kompressorer.*

**System 2** bestående af en frekvensreguleret kompressor og en fuldlast/aflast kompressor – større kompressorer for at nå samme kapacitet. Data for kompressorerne ses i figur 11.6 Det årlige elforbrug er 1.190.130 kWh.

| | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| Betegnelse: | System 2 | | | | |
| Antal kompressorer: | 2 | Kontrol måde: | splitting | | |
| Årligt luftforbrug: | 11,244,363.37 m³ | | | | |
| type: | | FAD: | | Effektforbrug (last): | Effektforbrug (tomg.): |
| 01: DSD 238 (400V) I.FC luftkølet | | 5.90 - 22.00 | m³/min | 141.74 kW | |
| 02: CSDX 140 luftkølet | | 13.72 | m³/min | 85.10 kW | 20.80 kW |
| total: | | 35.72 | m³/min | 227.84 kW | |
| maks. effektforbrug | 212.80 kW | Energibesparelse: | | | 166,113.13 kWh |
| energiforbrug | 1,190,128.75 kWh | Besparelse i energiomk.: | | | 166,113.13 Kr |
| energiomkostninger | 1,190,128.75 Kr | Total besparelse: | | | 166,113.13 Kr |
| Totale omkostn. | 1,190,128.75 Kr | | | | |
| Kølevand total: | 0.00 m³ | specifik energi | | | 8.35 kW/(m³/min) |
| Kølevandsomk.: | 0.00 Kr | specifikke omk.: | | | 0.1058 Kr/m³ |

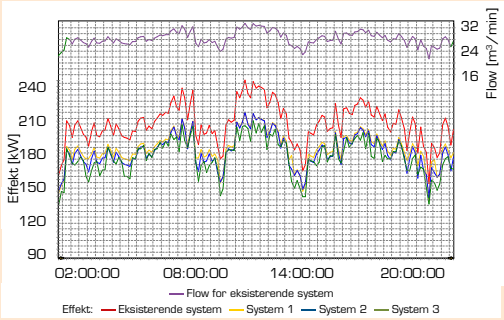
*Figur 11.6. System 2 - en frekvensreguleret kompressor og en fuldlast/aflast kompressor.*

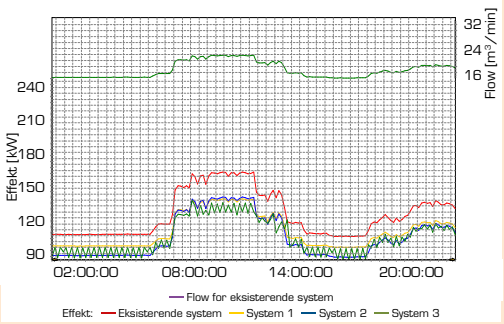
**System 3** bestående af tre fuldlast/aflast kompressorer; to mindre og en større. Data for kompressorerne ses i figur 11.7. Det årlige elforbrug er 1.158.810 kWh.

| | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| Betegnelse: | System 3 | | | | |
| Antal kompressorer: | 3 | Kontrol måde: | splitting | | |
| Årligt luftforbrug: | 11,244,363.37 m³ | | | | |
| type: | | FAD: | | Effektforbrug (last): | Effektforbrug (tomg.): |
| 01: CSD 105 luftkølet | | 10.13 | m³/min | 62.90 kW | 14.70 kW |
| 02: CSD 105 luftkølet | | 10.13 | m³/min | 62.90 kW | 14.70 kW |
| 03: DSD 175 luftkølet | | 16.86 | m³/min | 97.30 kW | 21.20 kW |
| total: | | 37.12 | m³/min | 223.10 kW | |
| maks. effektforbrug | 205.38 kW | Energibesparelse: | | | 197,435.60 kWh |
| energiforbrug | 1,158,809.27 kWh | Besparelse i energiomk.: | | | 197,435.60 Kr |
| energiomkostninger | 1,158,809.27 Kr | Total besparelse: | | | 197,435.60 Kr |
| Totale omkostn. | 1,158,809.27 Kr | | | | |
| Kølevand total: | 0.00 m³ | specifik energi | | | 6.19 kW/(m³/min) |
| Kølevandsomk.: | 0.00 Kr | specifikke omk.: | | | 0.1031 Kr/m³ |

*Figur 11.7. System 3 - tre fuldlast/aflast kompressorer; to mindre og en større.*

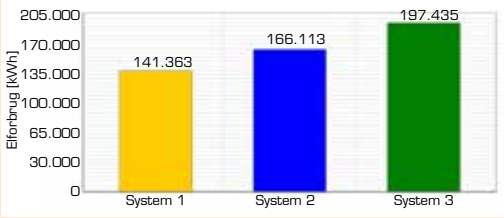
I figur 11.8 ses sammenligninger af effektoptag for de tre alternative systemer samt effektoptag og flow for det eksisterende system.




*Figur 11.8. Effektoptag for de tre alternative systemer samt effektoptag og flow for det eksisterende system hos Stibo Graphic på en hverdag og en søndag.*

Beregningen fra KESS (Kaeser Kompressors værktøj) giver energibesparelser ved alle de 3 alternativer:




*Figur 11.9. Beregnet energibesparelse over et år ved de tre alternative systemer.*

Besparelsen er beregnet til 141.000 kWh for system 1, 166.000 kWh for system 2 og 197.000 kWh for system 3.

Energibesparelsen for system 3 på 16 % opnås ved tre fuldlast/aflast kompressorer. Besparelsen er baseret på variabel drift.

Da anlægsinvesteringen ifølge LCC-beregninger er 731.000 kr., er tilbagebetalingstiden på system 3: TB = 731.000/197.000 = 3,7 år, altså langt under anlæggets levetid, på 10 år.

### Eksempel 26 – Reguleringsområde for tre kompressorer uden reguleringsgab

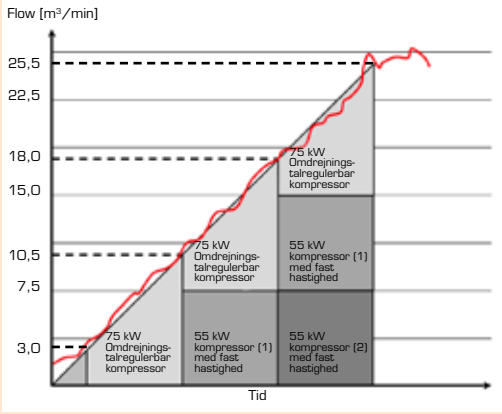
I figur 11.10 ses et eksempel på et trykluftsystem bestående af et stk. 75 kW omdrejningstalregulerbar kompressor og to stk. 55 kW kompressorer med konstant hastighed.

Det maksimale flow for den omdrejningstalregulerbare kompressor er 10,5 $m^3$/min. ved 7 bar og minimumsflowet er 3,0 $m^3$/min. Derfor er reguleringsområdet for kompressoren 7,5 $m^3$/min. ved 7 bar.

De to kompressorer med konstant hastighed leverer hver 7,5 $m^3$/min. ved 7 bar, og derfor er de

dimensioneret inden for den omdrejningstalregulerbare kompressors reguleringsområde.

Som det fremgår af figuren, kan kompressorsystemet levere et konstant driftstryk i hele flowområdet. Det kræver, at kompressorerne er styret korrekt af en master controller.




*Figur 11.10. Regulering af tre kompressorer.*

## 11.2 Reduktion af trykluftbehovet

Hvis det viser sig, at der ikke er mulighed for at undvære trykluft, skal det undersøges, om det er muligt at reducere behovet for trykluft.

Behovet for trykluft kan eksempelvis reduceres ved:

- Reduktion af produktionstryk
- Benyttelse af trykreduktionsventiler
- Opdeling på flere trykluftnet
- Anvendelse af decentrale beholdere
- Anvendelse af boosterkompressor
- Udbedring af lækager

### 11.2.1 Trykreduktionsventiler

Hvis der er stor forskel i de forskellige forbrugskomponenters trykbehov, bør der installeres trykreduktionsventiler ved forbrugsstederne med de laveste trykbehov. Se figur 11.11. Det skyldes blandt andet, at lækagetabet forøges jo højere, trykket er. Desuden beskytter reduktionsventilerne de maskiner, de forsyner.

*Figur 11.11. Trykreduktionsventil på procesmaskine.*

En anden grund til at installere trykreduktionsventiler er, at luftmængden kan tilpasses den enkelte forbrugskomponent. Ulempen ved trykreduktionsventiler er, at anlægget tilføres et tryktab og dermed ringere energieffektivitet.

### 11.2.2 Rørsystem

Hvis trykluftbehovet er stort på en given virksomhed med vidt forskellige nødvendige trykniveauer, vil det sandsynligvis være rentabelt at adskille trykluftforsyningen i forskellige trykniveauer. Hvis der eksempelvis er behov for trykluft ved 6-7 bar til nogle maskiner og behov for 2-4 bar til andre maskiner, bør det undersøges, om det er rentabelt at etablere flere trykluftnet, hvor trykluften produceres på flere kompressorer med forskellige produktionstryk.

Det er nødvendigt at foretage en grundig behovsanalyse og en LCC-beregning for at vurdere, om besparelsen ved at producere en del af trykluften ved lavere tryk kan stå mål med den nødvendige investering i et mere omfangsrigt trykluftnet.

Hvis det ikke kan betale sig at etablere separate trykluftsystemer, skal det under alle omstændigheder sikres, at maskingrupper, der kræver et lavere tryk end forsyningstrykket fra centralen, bliver udstyret med trykreduktionsventiler.

Det er vigtigt at minimere tryktabet i trykluftnettet (hoved- og fordelingsledninger), så produktionstrykket (afgangstrykket fra kompressoren) kan være så lavt som muligt. Tryktabet kan minimeres ved at udskifte rør og slanger med små dimensioner til større dimensioner samt ved at opsætte lokale trykluftbeholdere på steder, hvor der kun kortvarigt bruges store mængder luft.

### 11.2.3 Periodevis afspærring af produktionsafsnit

Ofte er det en god idé at kunne afspærre trykluften ved de enkelte sektioner eller maskiner, så snart disse ikke er i brug. Dette kan gøres ved at montere magnetventiler, som lukker for luften, når strømmen til maskinerne afbrydes eller ved hjælp af håndbetjente ventiler, som operatørerne betjener. Den første metode er klart at foretrække, da operatørerne ofte glemmer (eller ikke har tid til) at lukke de håndbetjente ventiler.

*Figur 11.12.*
*Afspærringsventiler som kan programmeres til at åbne og lukke på bestemte tidspunkter eller fjernstyres.*

### 11.2.4 Separat trykluftsystem til trykkrævende maskiner

Hvis det kun er få maskiner, der kræver et højt tryk eksempelvis 9 bar, bør det overvejes at forsyne disse med separate/lokale trykboostere eller boosterkompressorer.

I selve trykluftnettet opretholdes et tryk på eksempelvis 6 bar. På trykluftnettet etableres en afgrening til den særligt trykkrævende maskine, og via en lokal trykbooster eller boosterkompressor komprimeres luften herefter fra de 6 bar til 9 bar.

*Figur 11.13.*
*Lokal trykbooster.*

*Figur 11.14.*
*Boosterkompressor.*

## 11.3 Optimeringspakker

Omkostningerne ved at optimere trykluftanlæg afhænger naturligt af, hvad der påtænkes at skulle optimeres på det givne anlæg. Der er ikke nødvendigvis sammenhæng mellem omkostninger og energibesparelsespotentialet. I mange tilfælde er det tiltag med små omkostninger, der resulterer i de største besparelser. Nedenstående aktioner, der er opgjort efter små, mellemstore og store omkostninger, viser dette.

## 11.3.1 Små omkostninger

| Tiltag | Aktion |
|---|---|
| Reduktion af tryk- og luftbehov | Afgangstrykket ændres i kompressorens styring. Før ændringen foretages der en behovsanalyse, der skal afdække, om tryksænkningen er mulig.<br><br>Luftmængden kan tilpasses ved at benytte trykreduktionsventiler, så der i den enkelte dyse eller aktuator kun bruges den nødvendige luft samt ved kun at bruge luft, når der er behov for den.<br><br>Afhængig af hvilken tilbagebetalingstid, der kan accepteres, ligger besparelsespotentialet mellem 8 og 12 %. De 8 % kan opnås ved en tilbagebetalingstid på 2 år, mens de 12 % kan opnås ved en tilbagebetalingstid på 10 år. Besparelsespotentialet på 12 % kræver typisk, at trykluften produceres på flere kompressorer med forskellige produktionstryk. |
| Reduktion af lækagetab | Der foretages en lækagekontrol på et tidspunkt, hvor der ikke er produktion eller aktiviteter på virksomheden. Herved er det muligt at beregne lækagetabets størrelse.<br><br>Lækagerne skal især søges i lynkoblinger, flexslanger, trykluftpistoler og ventiler. Hvis produktionen ligger stille, kan man lytte sig frem til de større lækager. Det bedste resultat opnås ved brug af en ultralydsmåler, idet den kan anvendes under produktion og det er muligt at finde alle lækager i løbet af kort tid.<br><br>Lækagetabet er i mange virksomheder relativt stort, og besparelsespotentialet er ligeledes stort set i forhold til den nødvendige investering. Typisk ligger lækagetabet på 25-30 % af trykluftforbruget.<br><br>Afhængig af hvilken tilbagebetalingstid, der kan accepteres, ligger besparelsespotentialet et sted mellem 12 og 14 %.<br><br>De 12 % kan opnås ved en tilbagebetalingstid på 2 år, mens de 14 % kan opnås ved en tilbagebetalingstid på 4 år. |

## 11.3.2 Mellemstore omkostninger

| | |
|---|---|
| Substitution af trykluft | Der foretages indledningsvis en behovsanalyse, der skal afdække, hvor substitution af trykluft eventuelt er mulig. Substitution af apparater, udstyr og komponenter, der anvender trykluft med eksempelvis eldrevne komponenter, vil kræve en ombygning af maskinen eller udstyret, hvilket kan være relativt omkostningskrævende. |

| Tiltag | Aktion |
|---|---|
| Substitution af trykluft | Besparelsespotentialet er meget stort og ligger typisk på 70-80 % for det enkelte apparat, udstyr eller komponent.<br><br>Tilbagebetalingstiden ligger et sted mellem 2 og 10 år. Det skyldes, at substitutionen i mange tilfælde kan være et meget omfattende og omkostningskrævende tiltag. Hvis en tilbagebetalingstid på 10 år kan accepteres, er det muligt at erstatte 20 % af det trykluftkrævende udstyr i industrien med eldrevet udstyr. |
| Delafspærring af trykluftsystem | Trykluften ved de enkelte maskiner eller produktionsafsnit bør afspærres, så snart disse er standset. Dette gøres ved at montere magnetventiler, som lukker for luften, når strømmen til maskinerne afbrydes eller ved hjælp af håndbetjente ventiler, som operatørerne betjener.<br><br>Besparelsespotentialet kan være relativt stort, men det kræver en detaljeret undersøgelse.<br><br>Flowet til de pågældende produktionsafsnit skal kendes. Kendes flowet vil det ved hjælp af en effektkurve for kompressoren være muligt at beregne besparelsen.<br><br>Hvor omkostningskrævende en ændring af trykluft er, afhænger af hvor mange steder, der skal monteres magnetventiler.<br><br>Tilbagebetalingstiden vurderes til at ligge mellem 2 og 4 år. |
| Kompressorstyring | En vurdering af kompressorstyringen er typisk relevant i centraler med flere kompressorer.<br><br>Der foretages indledningsvis målinger af flow eller effektoptag på kompressorerne samt tryk, der skal afdække om styringen af kompressorerne fungerer tilfredsstillende.<br><br>Hvor omkostningskrævende en ændring af styringen er, afhænger helt af, om den eksisterende styringsudrustning kan anvendes eller, der skal investeres i en ny.<br><br>Hvis det gennemsnitlige produktionstryk kan sænkes med 1 bar, kan der opnås et besparelsespotentiale på 5-10 %. Tilbagebetalingstiden vurderes til at ligge mellem 2 og 4 år. |

## 11.3.3 Store omkostninger

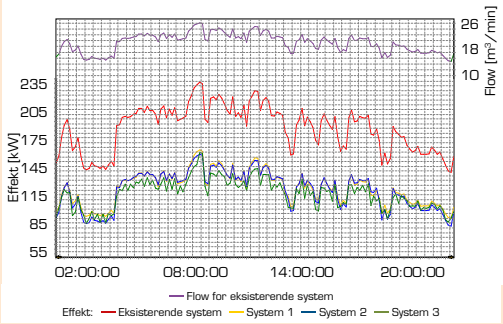
| Tiltag | Aktion |
|---|---|
| Udskiftning af kompressorer og motorer | Udskiftning af kompressorer er det mest omkostningskrævende tiltag, der kan foretages. Meget skal tale for, at en udskiftning kan komme på tale. Det kan eksempelvis være, at kompressoren er over 10 år gammel eller, at der ofte skal serviceres/repareres. Besparelsespotentialet kan være relativt stort, men det kræver en detaljeret undersøgelse, herunder målinger af effektoptag og eventuelt flow for kompressorerne.<br><br>Der kan i mange tilfælde opnås en besparelse på 10-15 % ved en tilbagebetalingstid på under 5 år. Besparelsen opnås ved samtidig udskiftning af kompressor og motor. |
| Regulering | Tiltaget hænger sammen med tiltaget vedr. udskiftning af kompressorer og motorer.<br><br>Tiltaget omhandler ændring af reguleringsformen fuldlast/aflast til start/stop eller omdrejningstalregulering, som er de mest energieffektive reguleringsformer.<br><br>Afhængig af hvilken tilbagebetalingstid der kan accepteres, ligger besparelsespotentialet mellem 4 og 16 %.<br><br>De 4 % kan opnås ved en tilbagebetalingstid på 2 år mens de 16 % kan opnås ved en tilbagebetalingstid på 10 år. |
| Udskiftning af køle- og adsorptionstørrer | Udskiftning af en køle- og adsorptionstørrer er et omkostningskrævende tiltag. Som ved kompressorer er der meget, der skal tale for, at en udskiftning kan komme på tale. Det kan eksempelvis være, at køletørreren er over 10 år gammel, så den ofte skal serviceres/repareres.<br><br>Besparelsespotentialet kan være relativt stort, men det kræver en detaljeret undersøgelse; herunder beregninger af energiforbrug for det eksisterende udstyr og vurderinger/beregninger af energiforbrug for det nye.<br><br>Specielt kan der opnås store energibesparelser ved udskiftning af kold regenererede og tidsstyrede adsorptionstørrere med varmregenererede med elvarme og blæsere samt fugtstyring. Her vil tilbagebetalingstiden typisk være mellem 2 og 4 år. |

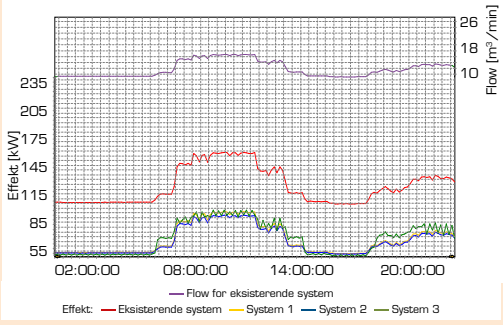
| Tiltag | Aktion |
|---|---|
| Etablering af varmegenvinding | Etablering af varmegenvinding er et relativt omkostningskrævende tiltag. Det skyldes blandt andet, at afkastet fra kompressoren eller oliekøleren (ved olieindsprøjtede kompressorer) skal kobles sammen med enten et ventilationsanlæg eller et vandbåret varmesystem.<br><br>Besparelsespotentialet kan være stort afhængigt af, om varmen kan udnyttes. Det kræver en detaljeret undersøgelse; herunder målinger af effektoptag for kompressorerne samt vurderinger af driftstider.<br><br>Med en passende udnyttelsesgrad på 40-60 % vil tilbagebetalingstiden typisk ligge et sted mellem 2 og 4 år. |
| Udskiftning/ændring af rørsystem | Udskiftning/ændring af rørsystemer herunder unødvendige rørbøjninger, er tiltag som meget sjældent iværksættes. Hovedledninger er som oftest veldimensionerede med lave tryktab. Forbrugsledninger kan i nogle tilfælde være underdimensionerede, og her kan det komme på tale med en ombygning.<br><br>Besparelsespotentialet kan være relativt stort. Det kræver en detaljeret undersøgelse; herunder målinger af tryk i rørsystemet samt effektoptag for kompressorerne.<br><br>Afhængig af hvilken tilbagebetalingstid der kan accepteres, ligger besparelsespotentialet et sted mellem 0,5 og 1 %. De 0,5 % kan opnås ved en tilbagebetalingstid på 4 år mens de 1 % kan opnås ved en tilbagebetalingstid på 10 år.<br><br>Som det ses, skal rørsystemet virkelig være underdimensioneret, før det bør overvejes, om det skal ændres. |

### Eksempel 27 – Stor omkostning ved reduktion af lækagetab

Hos Stibo Graphic udgør lækagetabet 30-35 % (10-11 m³/min.), og det bør kunne reduceres til 10-20 % (4-6 m³/min.). Herudover bør trykket kunne reduceres med 1-1,5 bar.

Med Kaeser Kompressorers KESS-værktøj er der fundet den bedst egnede/mest energieffektive kompressorkonstellation med disse ændringer i forudsætningerne (i forhold til oprindelig beregning i eksempel 25).




*Figur 11.15. Effektoptag for de tre alternative systemer samt effektoptag og flow for det eksisterende system hos Stibo Graphic på en hverdag og en søndag.*

Med de minimerede lækagetab er der i figur 11.15 vist sammenligninger af effektoptag for de tre alternative systemer samt effektoptag og flow for det eksisterende system hos Stibo Graphic.

Som det ses af figurens øverste del, er system 3's maksimale effektoptag 167 kW. Til sammenligning var det maksimale effektoptag i eksempel 25, hvor der kun blev foretaget udskiftning af kompressorerne, 207 kW.

Det maksimale effektoptag for system 3, som det ses af figurens nederste del, er 97 kW. Til sammenligning var det maksimale effektoptag i eksempel 25, hvor der kun blev foretaget udskiftning af kompressorerne, 137 kW.

Besparelsen ligger på 522.500 kWh for system 3 i forhold til eksisterende system. Den svarer til en energibesparelse på 39 %, som opnås ved tre fuldlast/aflast kompressorer.

## 11.4 Systematisk og energibevidst vedligehold af trykluftanlæg

Formålet med energieffektiv drift og vedligehold af trykluftanlæg er at sikre, at anlæggene leverer det flow og tryk samt den ønskede luftkvalitet, de er dimensioneret til med mindst mulig energiforbrug samt lave service- og vedligeholdelsesudgifter.

Trykluftanlæg skal vedligeholdes for at fungere korrekt. Dette gælder også den tilhørende automatik, der styrer og regulerer anlæggene. Det ses ofte, at anlæggene ikke drives og vedligeholdes efter forskrifterne fra leverandøren eller installatøren, hvilket medfører dårligere luftkvalitet og højere tryktab og dermed højere energiforbrug end nødvendigt.

Typiske symptomer på manglende energieffektiv drift og vedligehold:

- Dårligere luftkvalitet end ønsket (for meget fugt eller for mange urenheder).
- For små tilførte luftmængder til udstyr og processer.
- For store tryktab.
- For store lækagetab.

Systematisk, energibevidst vedligehold giver både driftsmæssige og økonomiske fordele.

Vedligehold foregår desværre ikke altid systematisk, og der er heller ikke altid tilstrækkelig fokus på sammenhængen mellem energiforbrug og vedligehold.

Systematisk, energibevidst vedligehold handler om at optimere trykluftanlæggene driftsmæssigt og dermed også energimæssigt. Det indebærer, at vedligeholdet planlægges og gennemføres systematisk med faste intervaller.

Et for højt energiforbrug er som regel et tegn på, at trykluftanlæggene ikke kører optimalt, og på et tidspunkt måske vil føre til driftsstop. Ved at foretage systematisk, energibevidst vedligehold – herunder at holde øje med energiforbruget og gribe ind, hvis det stiger – kan man bl.a. forebygge driftsstop. Samtidig forlænger god vedligeholdelse levetiden af anlæggene.

Ud over den almindelige service på kompressorer og køletørrer, som primært skal sikre en høj driftssikkerhed, omfatter vedligeholdelse rensning/udskiftning af filtre, udskiftning af slidte luftmotorer samt lækagesøgning og udbedring af lækager. Lækager kan ikke helt undgås, men omfanget af lækager kan være højt.

Ud fra lækagemålinger udført i flere hundrede virksomheder ses, at lækagetabet i gennemsnit er 25-30 % af den producerede luft. Lige efter udbedring af alle lækager, der er fundet ved en lækagesøgning, vil lækagetabet være reduceret til nogle få procent, men vil derefter gradvist stige igen. Ved at foretage halv- eller helårlige lækagesøgninger med efterfølgende udbedringer kan det gennemsnitlige niveau typisk holdes på 10-15 %. Lækagesøgning er særligt vigtigt i de trykluftsystemer, der altid er tryksat. Mulighederne for at sektionsafspærre i trykluftsystemer, så der kun er trykluft i de dele af systemet, hvor det er nødvendigt, bør altid undersøges. Dette vil også reducere lækagetabet.

## 12 Tjekliste

I tjeklisten er angivet en række forhold, som har indflydelse på trykluftanlæggets drift og energieffektivitet, og som bør undersøges nærmere.

| Aktiviteter | Tjek i forbindelse med besøg | Forhold, der bør undersøges nærmere |
|---|---|---|
| Behovsanalyse | Dokumentation, herunder skitser/tegninger for anlægget samt typer og antal af tilsluttede udstyr og processer | Undersøg om der findes dokumentation, herunder tegninger for anlægget samt typer og antal af tilsluttede udstyr og processer:<br>• Brug tegninger til at få et overblik over anlægget. Indtegn hoved- og forbrugsledninger på tegningen<br>• Kortlæg typer, antal og placering af udstyr og processer |
| | Anlæggets opgave | Undersøg om anlægget passer til opgaven:<br>• Undersøg om trykluft er den bedst egnede teknologi til løsning af opgaven eller om der findes alternativer, f.eks. direkte drift med el |
| | Tryk fra kompressorer og trykfald i anlæggets komponenter | Undersøg om trykket for kompressoren er højt, og om der er store trykfald i anlæggets komponenter:<br>• Undersøg om det leverede tryk fra kompressorerne er højt (over 7 bar)<br>• Aflæs eller mål trykfald over anlæggets komponenter eller på udvalgte rørstrækninger |
| | Flow | Undersøg, om flowet er korrekt:<br>• Foretag målinger eller aflæsninger af flowet (på kompressorernes display) |
| | Behovsvariationer | Undersøg hvorledes behovet varierer på hverdage og i weekender:<br>• Foretag målinger af flowet eller effektoptaget i en periode på 1-2 uger |

| Aktiviteter | Tjek i forbindelse med besøg | Forhold, der bør undersøges nærmere |
|---|---|---|
| Anlæggets driftstilstand | Virkningsgrad for trykluftkompressorer | Undersøg, om det er muligt at udskifte kompressorerne til nye og moderne typer:<br>• Se under aktiviteter "Effektivitet" |
| | Filtre | Undersøg om der benyttes den rigtige type filtre, og om de serviceres efter forskrifterne fra kompressorleverandøren |
| | Køle- og adsorptionstørrer | Undersøg om det er muligt at udskifte køle- og adsorptionstørrere til nye og moderne typer |
| | Beholder | Undersøg om beholderen har den rette størrelse:<br>• Beholderens volumen skal være 6 til 10 gange større i $m^3$ end den af kompressoren indsugede luftmængde målt i $m^3/s$ |
| | Lækagetab | Undersøg om lækagetabet er højt:<br>• Foretag målinger af flow eller effektoptag for kompressoren i et tidsrum uden produktion |
| | Varmegenvinding på anlægget | Undersøg om der er etableret varmegenvinding på anlægget:<br>• Hvis der ikke er etableret varmegenvinding, undersøg da om det er rentabelt at etablere luftbaseret eller vandbaseret varmegenvinding på anlægget |

| Aktiviteter | Tjek i forbindelse med besøg | Forhold, der bør undersøges nærmere |
|---|---|---|
| Effektivitet | Anlæggets specifikke elforbrug | Undersøg om anlæggets energieffektivitet er tilfredsstillende:<br>• Foretag målinger af eller aflæs (på kompressorens display) kompressorens elforbrug i kWh<br>• Foretag målinger af eller aflæs leveret flow i $m^3$/min.<br>• For ældre kompressorer skal det specifikke elforbrug ligge mellem 0,11 og 0,13 kWh/$m^3$<br>• For nye kompressorer skal det specifikke elforbrug ligge mellem 0,095 og 0,100 kWh/$m^3$ |
| Energioptimal drift | Styring og regulering af anlægget | Undersøg hvilken reguleringsform, der passer bedst til trykluftanlægget:<br>• Foretag målinger af flowet eller effektoptaget i en periode på 1-2 uger |
| Systematisk og energibevidst vedligehold | Anlæggets service og vedligeholdelsestilstand | Undersøg om der foretages regelmæssig service og vedligeholdelse på anlægget:<br>• For at sikre en lang levetid på tryklufttanlægget er det vigtigt, at man får anlægget efterset jævnligt, helst én gang årligt af en kompetent trykluft-tekniker |



## 13 10 gode råd

1. Reduktion af driftstid.
2. Reduktion og regulering af flow efter behov.
3. Reduktion af tryktab i rørsystem og komponenter.
4. Sektionering af anlægget ved forskellige trykbehov.
5. Optimering af kompressorvirkningsgrad.
6. Optimal styring af parallelkoblede kompressorer.
7. Optimering af effektiviteten for køle- og adsorptionstørrer.
8. Udskiftning af beholder til større type.
9. Reduktion af lækagetab.
10. Etablering af varmegenvinding.

## 14 Andre kilder

### Håndbøger

/1/ Den store blå om Systemoptimering, 1. udgave, Dansk Energi, 2015, Claus M. Hvenegaard (Teknologisk Institut), Sandie Brændgaard Nielsen (Teknologisk Institut) og Jørn Borup Jensen (Dansk Energi). ISBN 978-87-91326-11-0

/2/ Håndbog i Energirådgivning - Trykluft, DEFU, 1999, Kim Falck Grony (Energirådgivning Fyn) og Jan Christiansen (DEFU)

/3/ Compressed Air Manual. 8. udgave. Atlas Copco Compressor AB. ISBN 9789081535809

/4/ Tryklufteknik – Grundlæggende principper og praktiske tips. Kaeser Kompressorer. 2010

/5/ Pocket guide. Air tools installation. Atlas Copco

/6/ Den lille grønne om trykluft. Granzow. Udgivelsesår 2017

/7/ Statistisk Årbog 2012, Danmarks Statistik, juni 2012. Redaktion: Ulla Agerskov og Margrethe Pihl Bisgaard. ISBN: 978-87-501-2001-8 (internet-udgave)

### Rapporter, kataloger, vejledninger og pjecer

/8/ Energiomsætning ved trykluftanvendelse. DEFU. Jørn Borup Jensen, DEFU,Jørgen Hvid, Dansk Energi Analyse, Thomas Pedersen, dk-Teknik, Mogens Johansson, Dansk Energi Analyse

/9/ Kortlægning af motorbestanden i jern- og metalindustrien, Teknisk rapport 397, DEFU, 1998, Hans Henrik Hansen (DEFU)

/10/ Kortlægning af motorbestanden i nærings- og nydelsesmiddelindustrien, Teknisk rapport 411, DEFU, 1998, Hans Henrik Hansen (DEFU)

/11/ Energioptimering ved elmotordrift, Teknisk rapport 322, DEFU, 1991, Anders Rebsdorf (DEFU), Hans Andersen (DEFU), Jørn Borup Jensen (DEFU), Mogens Johansson (Dansk Energi Analyse a/s), Torben Laubst (DIA-E) og Henrik Ørskov Pedersen (DIA-E).

/12/ Elbesparelser ved trykluftanvendelse. Teknisk kortlægning, Teknisk rapport 367, DEFU, 1996, Hans Andersen (DEFU), Kim Falck Grony (Elforsyningens Energirådgivning), Jørgen Hvid (Dansk Energi Analyse), Johnny Iversen (dk-Teknik), Jørn Borup Jensen (DEFU), Inger Anette Rasmussen (Dansk Energi Analyse) og Mogens West (NESA)

/13/ Elbesparelser ved trykluftanvendelse. Edb-model, Teknisk rapport 368, DEFU, 1996, Hans Andersen (DEFU), Kim Falck Grony (Elforsyningens Energirådgivning), Jørgen Hvid (Dansk Energi Analyse), Johnny Iversen (dk-Teknik), Jørn Borup Jensen (DEFU), Inger Anette Rasmussen (Dansk Energi Analyse) og Mogens West (NESA)

/14/ Elbesparelser ved trykluftanvendelse. Substitution og effektivisering, Teknisk rapport 369, DEFU, 1996, Hans Andersen (DEFU), Kim Falck Grony (Elforsyningens Energirådgivning), Jørgen Hvid (Dansk Energi Analyse), Johnny Iversen (dk-Teknik), Jørn Borup Jensen (DEFU), Inger Anette Rasmussen (Dansk Energi Analyse) og Mogens West (NESA)

/15/ Energy Optimal Control of Induction Motor Drives, Aalborg Universitet – Institute of Energy Technology, 2000, Flemming Abrahamsen, ISBN: 87-89179-26-9

/16/ Systemoptimering af elmotordrevne maskinsystemer, ELFORSK projekt 338-009, Teknologisk Institut 2008. Claus M. Hvenegaard (Teknologisk Institut), Hans Andersen (Teknologisk Institut), Sandie Brændgaard Nielsen (Teknologisk Institut) og Mads Peter Rudolph Hansen (Teknologisk Institut)

/17/ Reduktion af elforbrug til motordrift ved anvendelse af PM motorer, ELFORSK projekt 340-028, Teknologisk Institut 2009. Claus M. Hvenegaard (Teknologisk Institut), Sandie B. Nielsen (Teknologisk Institut), Mads Peter Rudolph Hansen (Teknologisk Institut), Christian Grønborg Nikolaisen (Teknologisk Institut), Ewen Ritchie (Aalborg Universitet) og Krisztina Leban (Aalborg Universitet)

/18/ Værktøj til brug ved systemoptimering, ELFORSK projekt 341-014, Teknologisk Institut 2009. Sandie Brændgaard Nielsen (Teknologisk Institut), Per Tage Jespersen (Teknologisk Institut) og Claus M. Hvenegaard (Teknologisk Institut)

/19/ 2. generationsværktøj til systemoptimering, ELFORSK projekt 344-008, Teknologisk Institut 2012. Sandie Brændgaard Nielsen (Teknologisk Institut), Per Tage Jespersen (Teknologisk Institut) og Claus M. Hvenegaard (Teknologisk Institut)

/20/ Energibesparelser ved trykluft. Pjece udarbejdet for Energistyrelsen af Dansk Energi Analyse A/S. Udgivelsesår 2002

/21/ Kortlægning af energiforbruget i virksomheder, januar 2015. Peter M. Petersen, Viegand & Maagøe ApS, Søren Draborg, Teknologisk Institut m.fl.

/22/ Energibesparelser i erhvervslivet, Delrapport 2, februar 2010. Mogens Johansson, Dansk Energi Analyse A/S og Peter Maagøe Petersen, Viegand & Maagøe ApS

### Temaartikler om energimæssige forhold ved trykluft. DEFU. 1999

/23/ Energitjek på trykluftanlæg

/24/ Flaskehalse i trykluftnet og energiforbrug

/25/ Kompressorkonfiguration og energiforbrug

/26/ Lækager og energiforbrug

/27/ Tryklufttørring og energiforbrug

/28/ Tryktab over luftbehandling og energiforbrug

/29/ Trykluftforbrugere og energiforbrug

### Hjemmesider

Danmarks Statistik
www.dst.dk

Dansk Energi
www.danskenergi.dk

ELFORSK
www.elforsk.dk

Energistyrelsen
www.ens.dk

Kaeser Kompressorer A/S
www.kaeser.dk

Teknologisk Institut
www.teknologisk.dk