



Center for Energieeffektivisering og Ventilation

Databaseret energioptimering i industrien

Guide i design af energieffektive trykluftssystemer

ELFORSK projekt 353-005

August 2023

Indholdsfortegnelse

1	Indledning.....	2
2	Tilgang	2
3	Optimering af trykluftssystemer	2
	3.1 Koncept	2
	3.2 Detaljeret kortlægning af trykluftbehovet.....	3
	3.3 Substitution af trykluft	4
	3.4 Reduktion af trykluftbehovet	4
	3.4.1 Forbrugsstederne.....	4
	3.4.2 Luftforbrugere med lineære aktuatorer	4
	3.4.3 Enkeltvirkende lineær aktuator	4
	3.4.4 Dobbeltvirkende lineær aktuator	5
	3.4.5 Dyser.....	5
	3.4.6 Luftmotorer	6
	3.4.7 Trykreduktionsventiler.....	7
	3.4.8 Rørsystem	8
	3.4.9 Tryktab og rørdimensioner	8
	3.4.10 Lækagetab fra rørsystem	9
	3.5 Tekniske løsninger i kompressorcentralen	10
	3.5.1 Stempelkompressor	10
	3.5.2 Skruekompressor.....	11
	3.5.3 Kompressorens belastning.....	11
	3.5.4 Motorer	15
	3.5.5 Specifikt elforbrug til kompressor	17
	3.5.6 Filtre/udskillere	17
	3.5.7 Køletørrer	18
	3.5.8 Adsorptionstørrer.....	19
	3.5.9 Energiforbrug til tørring af trykluft.....	21
	3.5.10 Trykluftbeholder	22
	3.6 Styring og regulering	23
	3.7 Kontrol'gap.....	28

1 Indledning

Når en virksomhed, installatør eller en energirådgiver står overfor at skulle installere et nyt trykluftssystem, er det vigtigt at det nye system passer til trykluftbehovet set over tid, og de komponenter der anvendes fungerer optimalt sammen, så den fremtidige drift bliver energioptimal.

Denne guide giver anvisninger på, hvorledes trykluftssystemer kan og bør designes, så det fremtidige trykluftssystem er energieffektivt.

I denne guide er udviklet som en del af ELFORSK projektet Databaseret energioptimering i industrien, projekt nr. 353-005.

2 Tilgang

Trykluft er den absolut dyreste energiform at anvende i en virksomhed, og trykluft skal derfor kun anvendes der, hvor der ikke findes andre alternativer. Inden trykluftsystemet designes skal det først at kortlægges, hvor der det er nødvendigt at anvende trykluft i virksomheden (slutbrugere), til hvad den anvendes (processer) og ved hvilken kvalitet den skal leveres. Herefter kan der opstilles en forbrugsprofil med udgangspunkt i kombinationen af nødvendigt trykluftflow og tryk. Først herefter er det muligt at designe det kommende trykluftssystem, så det bliver energieffektivt.

3 Optimering af trykluftssystemer

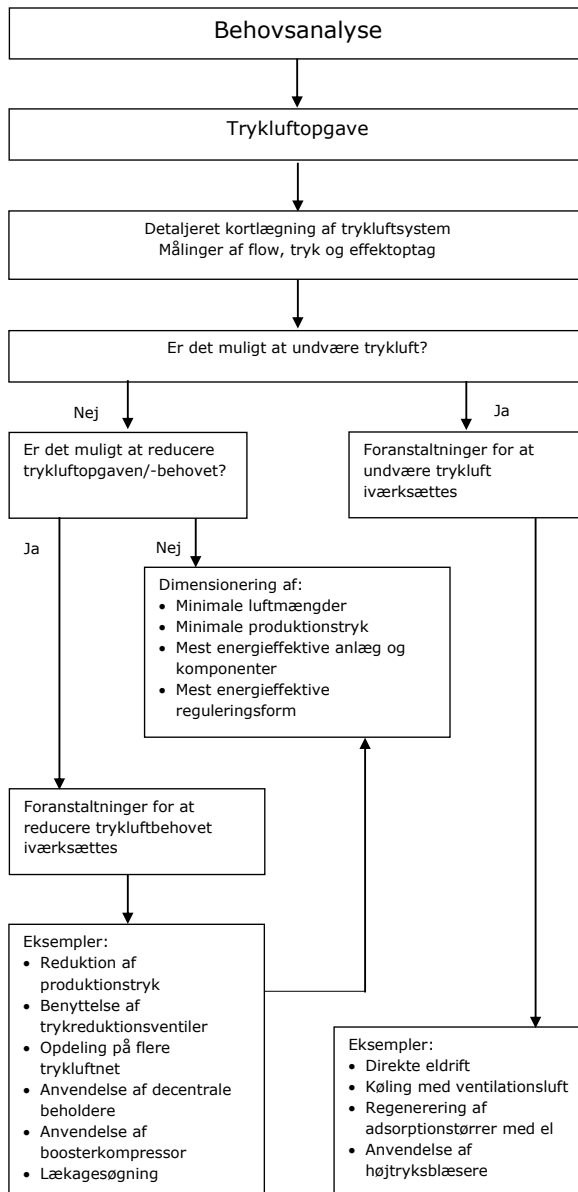
3.1 Koncept

Metoden til at afdække mulige potentialer er:

1. At kortlægge, hvor der skal anvendes trykluft i virksomheden (slutbrugere)
2. Til hvad den anvendes (proces)
3. Ved hvilken kvalitet den faktisk leveres eller burde leveres (renhed, vandindhold, osv.)

Herefter gennemgås designet i forhold til slutbrugerne, dvs. om udstyret ved visse kritiske slutbrugere er korrekt designet/dimensioneret. Derefter gås der "baglæns" gennem systemet, dvs. distribution af tryklufften (rørsystem), og til slut kigges der grundigt på genereringen af trykluft (kompressorer, køletørrere, styring m.v.).

Ved optimering af trykluftssystemer er det nødvendigt at der foretages en grundig behovsanalyse. Forløbet ved behovsanalysen er skitseret i figur 3.1. Som det ses indeholder behovsanalysen en detaljeret kortlægning af trykluftsystemet samt målinger af flow, tryk og effektoptag.



Figur 3.1.1 Behovsanalyse for trykluftsystemer.

3.2 Detaljeret kortlægning af trykluftbehovet

Det første der skal foretages i forbindelse med behovsanalysen, er en detaljeret kortlægning af behovet for trykluft. Ved den detaljerede kortlægning er det nødvendig at fremskaffe en virksomhedsplan/-tegning, hvoraf produktionsområder/-haller samt produktionsmaskiner etc. fremgår. 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. Hvis der er tale om en eksisterende installation er der ofte installeret trykreduktionsventiler på maskinerne, hvor trykket til det enkelte forbrugssted kan aflæses.

Hvis der er tale om en eksisterende installation kan der med fordel udarbejdes en skitse af kompressorcentralen. Skitsen skal foruden kompressorerne indeholde køletørrere, filtre og beholdere

m.m.. 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 samt skitsen af kompressorcentralen er udarbejdet vil det være muligt at vurdere, hvor det kan være relevant, - og muligt, at montere udstyr til måling af flow og tryk, for at kortlægge trykluftforbruget i en eksisterende installation. I vejledningen "Databaseret energioptimering i industrien - Guide i måling af trykluftsystemer" er det beskrevet, hvorledes der kan udføres målinger.

3.3 Substitution af trykluft

I trykluftsystemer er det typisk kun ca. 10% af elforbruget, der tilføres kompressoren i form af el, der nyttiggøres i form af mekanisk arbejde med trykluft ude ved forbrugsstederne. Direkte drift med el bør derfor anvendes, hvor det kan opfylde kravene til nødvendig ydelse (kraft og hastighed) og hvor investeringen er rentabel.

Dette er velkendt og substitution behandles ikke yderligere.

3.4 Reduktion af trykluftbehovet

Reduktion af trykluftbehovet er relevant både hvad angår tryk og luftmængde. Det er således væsentligt, at trykluft ikke produceres ved et højere tryk end det højeste nødvendige tryk på forbrugssiden og dertil lagt tryktabet i rørsystemet. Produktionstrykket vil i mange tilfælde kunne sænkes ved, at man gradvist sænker trykket og observerer om det giver anledning til problemer. Hvis dette ikke er tilfældet kan tryksænkningen gøres permanent. Produktionstrykket vil endvidere i mange tilfælde kunne sænkes ved at ændre på de mest trykkrævende forbrugssteder (anlægsændringer eller -modifikationer).

3.4.1 Forbrugsstederne

På de fleste virksomheder varierer trykbehovet ved forbrugsstederne afhængig af til hvilket formål trykluft skal anvendes. Mange 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 2-4 bar eller blæseluft, hvor kravet til trykket typisk er 1 bar.

Ved forbrugsstederne kan der opnås besparelser ved at anvende udstyr med lavt trykbehov og lavt luftforbrug. Eksempelvis kan der benyttes aktuatorer 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. Ved iltning i beholdere og bassiner kan der anvendes mere effektivt beluftsudstyr, f.eks. kapselblæsere.

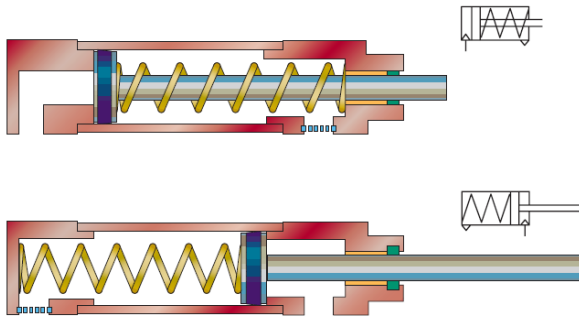
3.4.2 Luftforbrugere med lineære aktuatorer

Der findes grundlæggende to typer aktuatorer:

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

3.4.3 Enkeltvirkende lineær aktuator

Principielt er den enkeltvirkende lineære aktuator opbygget som vist i figur 3.4.1.

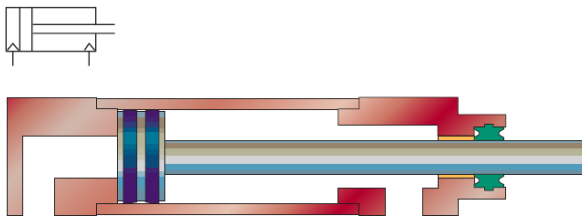


Figur 3.4.1 Enkeltvirkende lineær aktuator.

I figur 3.4.1 ses, at den enkeltvirkende lineære aktuator overordnet set består af en cylinder, et stempel og en fjeder. Den enkeltvirkende aktuator virker ved, at der sendes trykluft ind i cylinderens venstre side. Når tryklufften ved et højt tryk sendes ind i cylinderen, bliver kraften fra tryklufften 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.

3.4.4 Dobbeltvirkende lineær aktuator

Principielt er den dobbeltvirkende lineære aktuator opbygget som vist i figur 3.4.2.

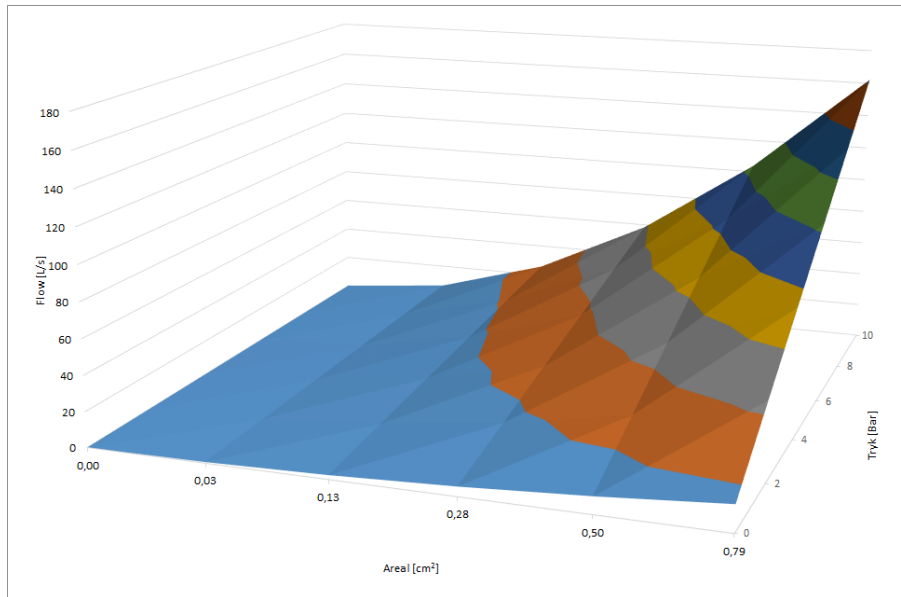


Figur 3.4.2 Dobbeltvirkende lineær aktuator.

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.

3.4.5 Dyser

Dyser er et meget stort anvendelsesområde indenfor trykluft. Luftforbruget for en dyse er i figur 3.4.3 vist som en funktion af hularealet og tilgangstrykket.

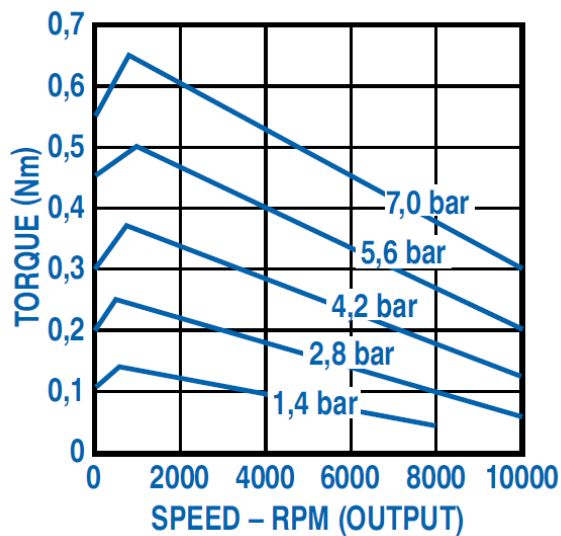


Figur 3.4.3 Volumenstrømmen som funktion af dysens hulareal og tryk. Dysevirkningsgraden er sat til 0,95.

I figur 3.4.3 ses, at luftforbruget og dermed også kompressorens energiforbrug stiger forholdsvis meget ved en forholdsvis 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 derfor vigtigt at vælge nogle korrekte og effektive dysehoveder. Yderligere bør dyserne placeres sådan, at deres blæsekraft udnyttes optimalt. Dyser kan ofte drives ved et lavere tryk end andre pneumatiske værktøjer. I nogle tilfælde er det nødvendige tryk til dysehovederne så lavt, at der kan anvendes kapselblæsere i stedet for trykluftkompressorer som forsyning, eller eksisterende dysehoveder kan skiftes til andre med lavere trykbehov.

3.4.6 Luftmotorer

Ved roterende pneumatiske motorer, som blandt andet benyttes i pneumatiske håndværktøjer, afhænger ydelsen/arbejdsevnen af trykket i trykluftsystemet. I figur 3.4.4 ses hvilken betydning arbejdsstrykket har for ydelsen/arbejdsevnen.



Figur 3.4.4 Luftmotor

Af figuren ses det, at når arbejdstrykket ved ca. 600 rpm reduceres fra 7 bar til 5,6 bar falder motorens maksimale ydelse/arbejdsevne (torque/moment) fra 0,65 til 0,5 Nm, svarende til en reduktion på 23%.

3.4.7 Trykreduktionsventiler

Hvis der er stor forskel i de forskellige forbrugeres (komponenters og maskiners) trykbehov installeres trykreduktionsventiler ved forbrugerne med de laveste trykbehov. Det skyldes blandt andet, at lækagetabet forøges jo højere trykket er, og desuden beskytter reduktionsventilerne de maskiner de forsyner.



Figur 3.4.5 Trykreduktionsventil

En anden grund til at installere trykreduktionsventiler er, at luftmængden kan tilpasses ved at benytte trykreduktionsventiler, så der i den enkelte komponent (f.eks. dyse eller aktuator) kun bruges den nødvendige mængde luft. Det skyldes, at hvis trykket er højere end nødvendigt, så tilføres komponenten en større luftmængde end nødvendigt. Hvor meget luftmængden er større end nødvendigt afhænger af forholdet mellem de absolutte tryk.

Det er endvidere væsentligt, at der kun bruges luft, når der er behov for luften. Ved eksempelvis renblæsning af poser i posefiltre, kan trykdifferensen over filteret indgå i styringen af hyppigheden af rensningerne i stedet for at renblæsningen er tidsstyret. Ved lave belastninger af filteret vil der derfor være reduceret behov for trykluft.

3.4.8 Rørsystem

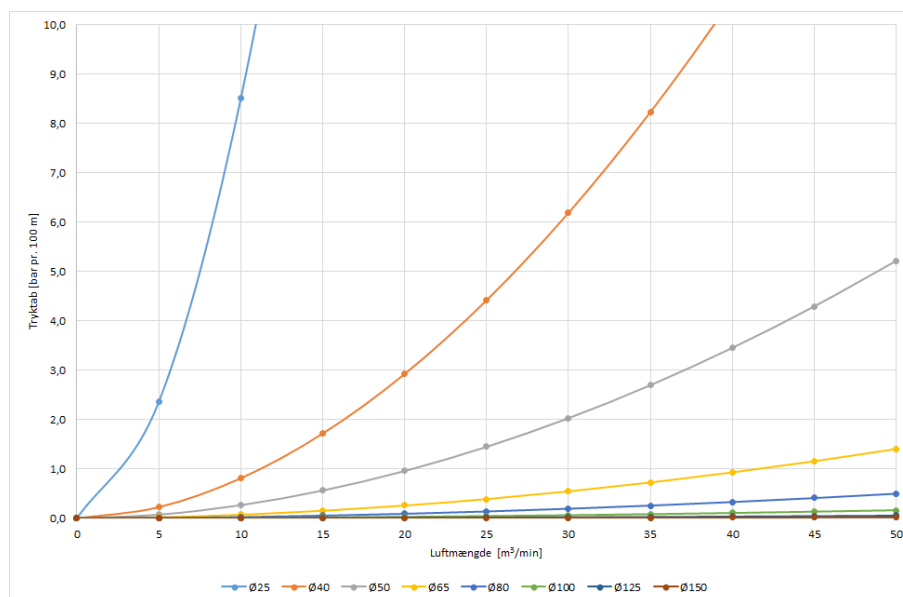
Hvis trykluftbehovet er stort på en given virksomhed ved vidt forskellige nødvendige trykniveauer kan det være rentabelt at adskille tryklufforsyningen i forskellige trykniveauer. Hvis der eksempelvis er behov for trykluft ved 6-7 bar til processer og behov for 2-4 bar til andre processer, bør det undersøges om det er rentabelt at etablere flere trykluftsystemer, hvor trykluffen produceres på flere kompressorer med forskellige produktionstryk. Det er nødvendigt at foretage en grundig behovsanalyse og en LCC-beregning (Life Cycle Cost) for at vurdere om besparelsen ved at producere en del af trykluffen ved at lavere tryk kan stå mål med den nødvendige investering i mere end ét trykluftsystem.

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

3.4.9 Tryktab og rørdimensioner

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 den nødvendige investering. Hvis der vælges mindre rørdimensioner bliver investeringen lavere, men det større tryktab i rørene som mindre rørdimensioner medfører, vil resultere i større driftsomkostninger, som kan vise sig at overstige merprisen for rør med større dimensioner.

I figur 3.4.6 ses tryktab i bar pr. 100 meter stålør ved 7 bar. Som det ses i figuren spiller diameteren en stor rolle for tryktabet.



Figur 3.4.6 Tryktab i bar pr. 100 m stålør ved 7 bar.

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

Hvis trykluftflowet er kendt (fri luft) kan den minimale indvendige diameter af en hovedledning med en hastighed på 6 m/s beregnes ved hjælp af nedenstående formel.

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

hvor:

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

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

Gennemstrømningshastigheden i forbrugsledningerne (forgreninger der fører til forbrugsstederne, inkl. tilhørende rørnedføringer) bør være under 15 m/s. Hvis trykluftflowet er kendt kan den minimale indvendige diameter af en forbrugsledning med en hastighed på 15 m/s beregnes ved hjælp af nedenstående formel.

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

hvor:

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

3.4.10 Lækagetab fra rørsystem

Lækagetab fra et rørsystem medfører, at trykluftkompressoren skal levere den nødvendige luftmængde plus den ekstra luftmængde, der går tabt gennem lækagerne. Lækagetabet kan bestemmes på forskellige måder, som beskrives nedenfor.

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.

Typisk anvendes ultralydsmålere til lækagesporing og forebyggende vedligehold af trykluftssystemer. Ultralyd er specielt egnet til at opdage lækager i skjulte rørinstitutioner. Måleudstyret omformer ultralyden til et resultat, der er hørbart for mennesker. Det muliggør nøjagtig detektion af lækager i selv meget indviklede rørkonstruktioner, og under drift af produktionsanlæg og andet der afgiver støj.



Figur 3.4.7 Ultralysmåler til lækagesporing

3.5 Tekniske løsninger i kompressorcentralen

I trykluftanlæg benyttes hovedsageligt to typer kompressorer, nemlig stempelkompressorer og skruekompressorer. Der findes endvidere lamelkompressorer, men de er ikke så udbredte og derfor behandles de ikke nærmere.

3.5.1 Stempelkompressor

Stempelkompressoren var tidligere den mest udbredte kompressor, men på grund af høje vedligeholdelsesomkostninger og for ringe luftkvalitet er det ikke længere tilfældet. Stempelkompressoren benyttes dog stadig på mange virksomheder, hvor trykluftforbruget er begrænset. Typisk benyttes den om natten og i weekender, hvor behovet for trykluft er lavt. Energimæssigt har stempelkompressoren den fordel at elforbruget ved dellastkørsel er lavt sammenlignet med skruekompressoren.



Figur 3.5.1 Stempelkompressor

3.5.2 Skruekompressor

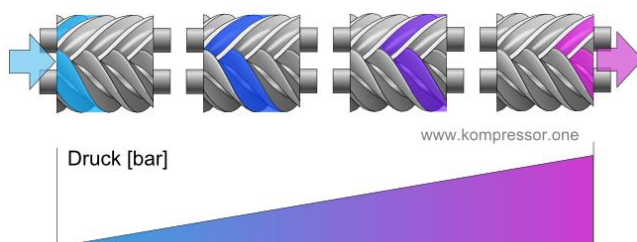
Skruekompressoren er langt den mest udbredte kompressortype. Skruekompressorer kan enten være oliesmurte eller oliefrie. Valget af kompressortype afhænger af, hvad tryklufften skal anvendes til.

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 farmaceutiske virksomheder samt virksomheder med fødevarerproduktion. 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 dog betydeligt dyrere end den oliesmurte.



Figur 3.5.2 Skruekompressorer

I figur 3.5.3 ses skruekompressorens virkemåde under et kompressionsforløb. Når skruen drejer rundt griber skruuelementerne 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, således at tryklufften kan komme ud af kompressorudløbet.



Figur 3.5.3 Skruekompressorens virkemåde under et kompressionsforløb

3.5.3 Kompressorens belastning

Uanset om der er tale om en stempelkompressor eller en skruekompressor så gælder der, at belastningen P_k (den effekt der skal tilføres for at komprimere luften samt tryktab i rør og komponenter) fra trykluftkompressoren kan skrives ved hjælp af nedenstående udtryk.

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

hvor:

P_k er den tilførte effekt [W]

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]

k er $\chi/(\chi-1)$ [dimensionsløs]

χ er adiabateksponenten, som er 1,4 for luft

η_k er kompressorens virkningsgrad

p_1 er bestemt ved følgende udtryk:

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

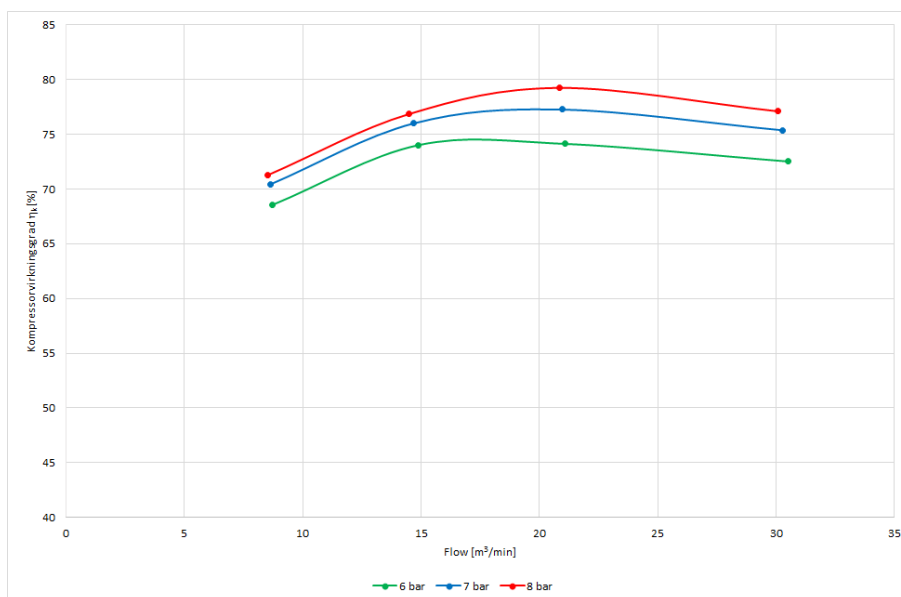
hvor:

v_{1n} er den indsugede luftmængde (ved 1 bar atmosfærisk tryk) [m^3/s]

p_{1n} er atmosfæretryk [Pa]

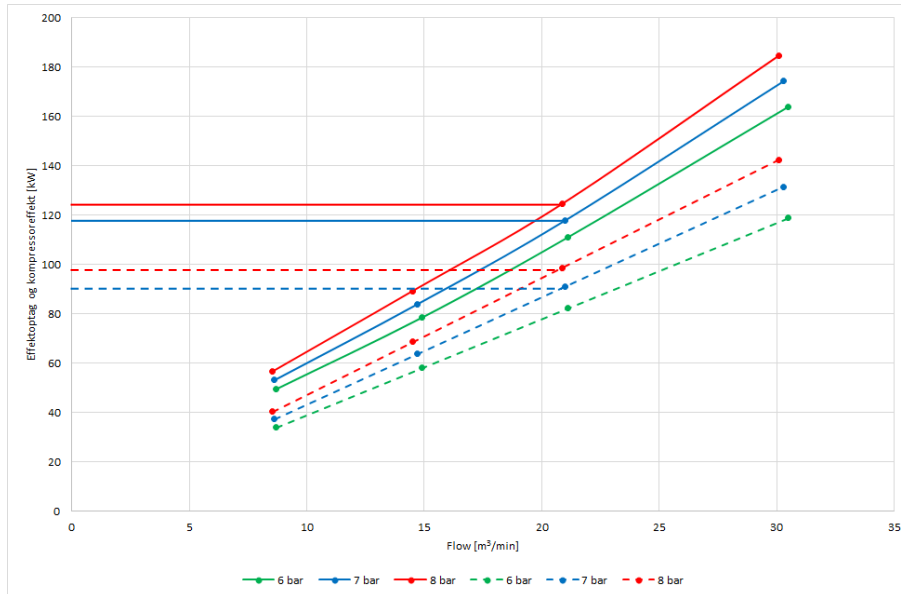
Under normale omstændigheder, dvs. ved ind sugning af udeluft, er $p_1 = p_{1n}$

Virkningsgraden η_k for kompressoren er produktet af den isentropiske virkningsgrad η_{is} og den mekaniske virkningsgrad η_{mek} . For skruekompressorer afhænger η_{is} af det indbyggede trykforhold (p_2/p_1), mens η_{mek} afhænger af friktionstab i lejer og ventiler samt eventuelle reguleringsanordninger placeret før luftindtaget. I figur 3.5.4 ses virkningsgrader for en skruekompressor som funktion af flowet ved forskellige tryk. Som det ses afhænger virkningsgraden både af flowet og trykket.



Figur 3.5.4 Virkningsgrader for en skruekompressor som funktion af flowet ved forskellige tryk.

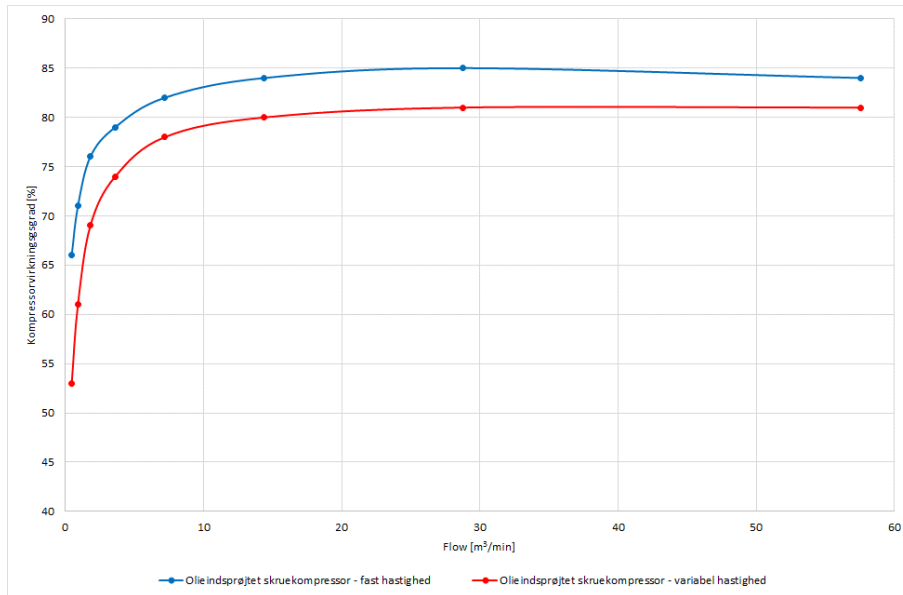
Produktionstrykket har stor betydning for elforbruget til kompressoren. I figur 3.5.5 ses effekt-optaget og kompressoreffekten ved forskellige produktionstryk som funktion af flowet.



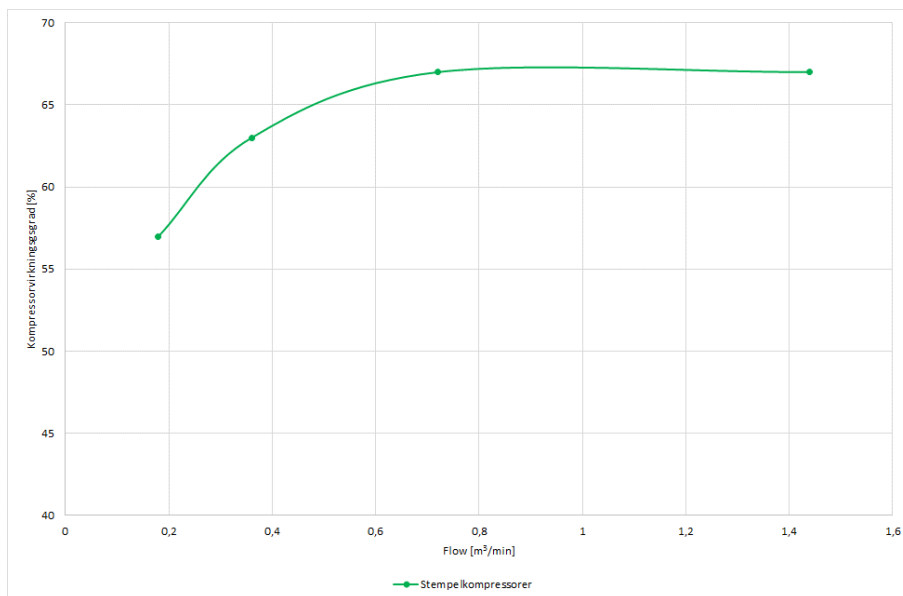
Figur 3.5.5 Effektoptag (fuldt optrukket linje) og kompressoreffekt (stiplet linje) ved forskellige produktionstryk som funktion af flowet.

Ved et flow på $21 \text{ m}^3/\text{min}$, er effektoptaget ved 7 bar ca. 118 kW, mens det ved 8 bar er ca. 125 kW, hvilket svarer til et effektoptag der er ca. 6% højere. Når besparelsen ved at sænke trykket skal beregnes, er det derfor nødvendigt at kende effektoptagene ved de pågældende tryk. Et godt nøgletal er dog, at effektoptaget reduceres 6-8% pr. bar.

I forbindelse med Ecodesign Preparatory Study on Electric motor systems/Compressors, er der foretaget undersøgelser af bedst tilgængelige teknologi (BAT) på markedet. I figur 3.5.6 og 3.5.7 ses bedste virkningsgrader som funktion af flowet for olieindsprøjtede skruekompressorer med fast og variabel hastighed samt bedste virkningsgrader som funktion af flowet for stempelkompressorer.



Figur 3.5.6 Bedste virkningsgrader for olieindsprøjtede skruekompressorer



Figur 3.5.7 Bedste virkningsgrader for stempelkompressorer

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

3.5.4 Motorer

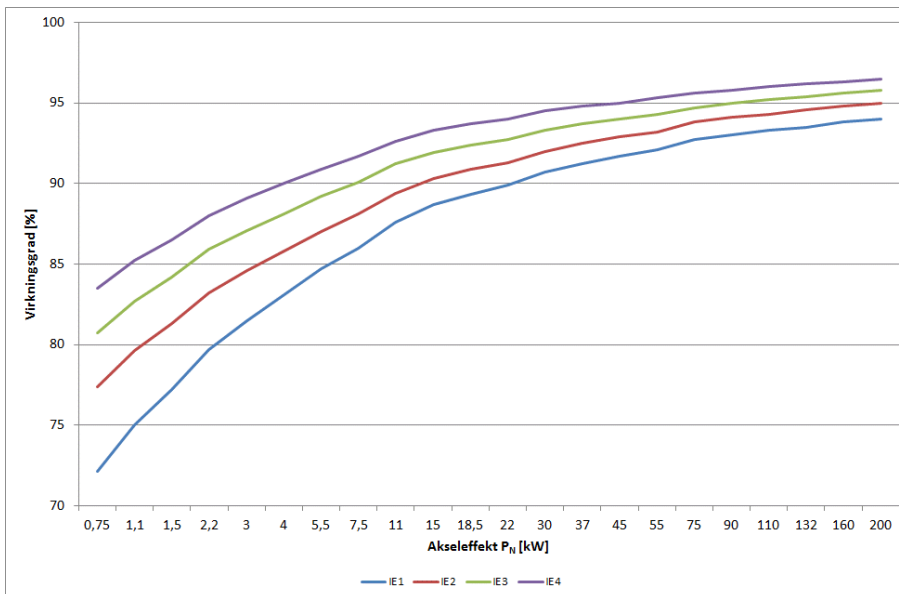
Motorerne leveres sammen med trykluftkompressorerne som samlede enheder. Der benyttes tre typer motorer, som beskrives nedenfor.

Asynkronmotorer

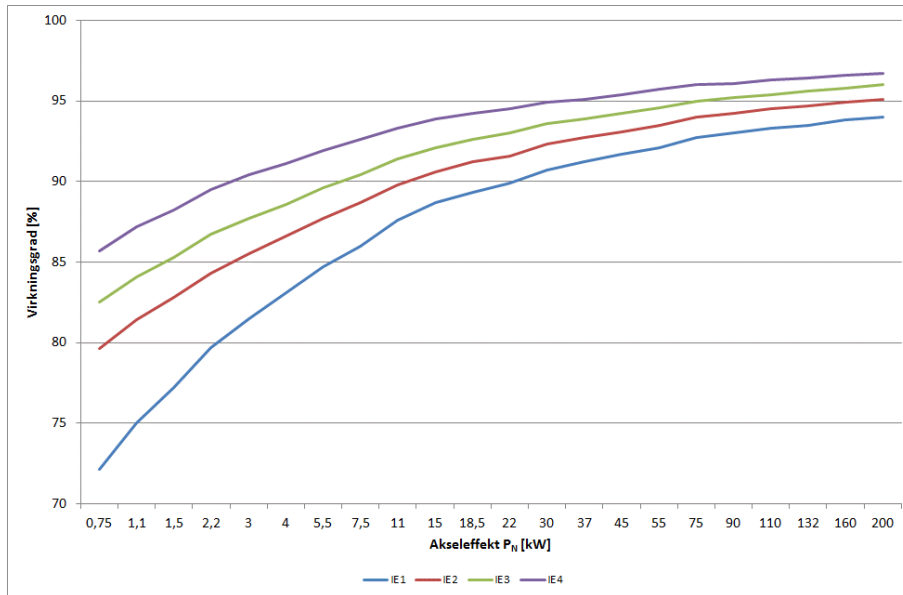
I 2008 blev der med vedtagelsen af den internationale standard IEC 60034-30:2008 indført nye effektivitetsklasser IE1, IE2 og IE3 samt IE4. I IEC 60034-31-1:2012 "Technical specification" defineres effektivitetsklassen IE4 "Super premium efficiency", gældende for asynkron- og synkronmotorer.

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

Tabel 3.5.1 Inddeling af motorer i effektivitetsklasser



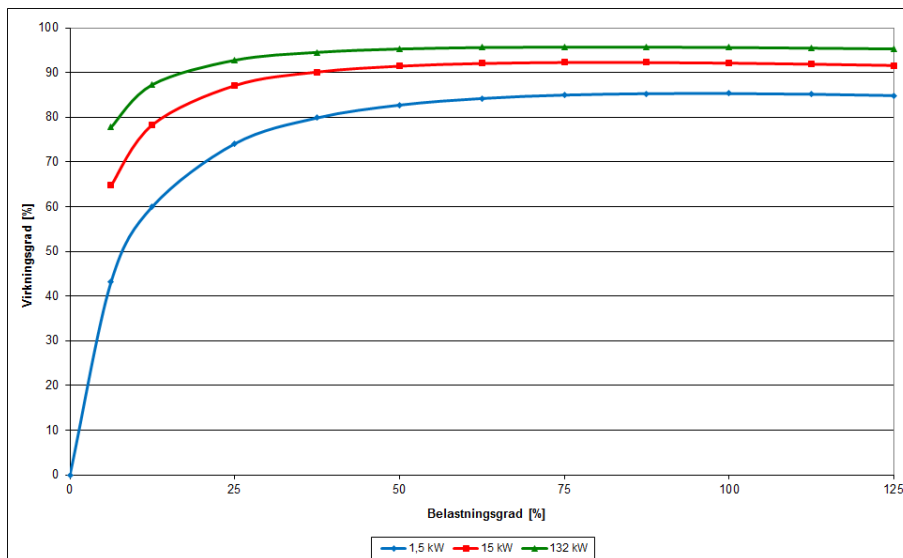
Figur 3.5.8 Virkningsgrader for 2-polede motorer i henhold til IEC 60034-30:2008 og IEC 60034-31:2010



Figur 3.5.9 Virkningsgrader for 4-polede motorer i henhold til IEC 60034-30:2008 og IEC 60034-31:2010

I figur 3.5.10 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 50% og 125%.

Når belastningsgraden reduceres fra 50% til 25% falder virkningsgraden betydeligt for de tre motorer. Den største reduktion ses for den lille motor. Når belastningsgraden kommer under 25% sker der markante fald i virkningsgraderne for alle tre motorer.

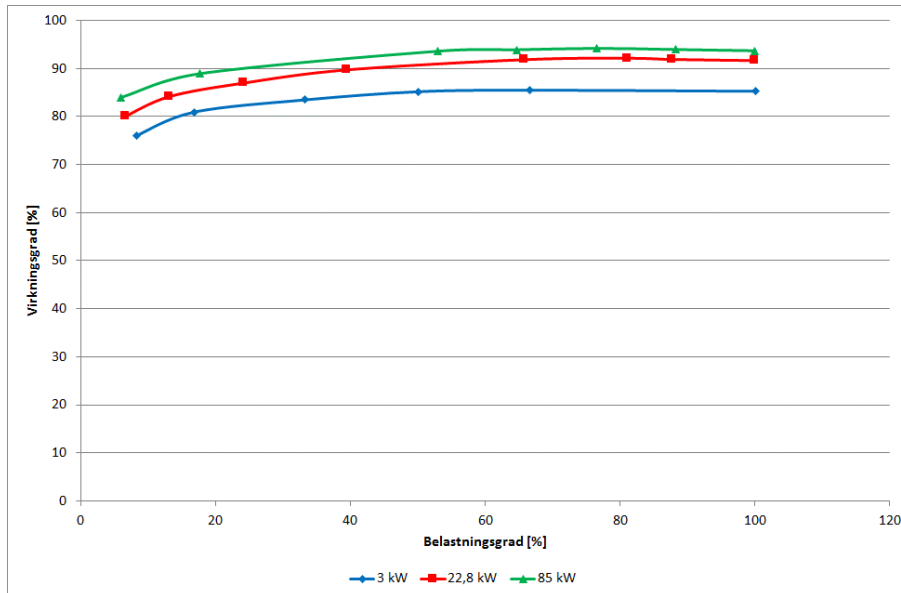


Figur 3.5.10 Virkningsgrad for 4-polede standard asynkronmotorer som funktion af belastningsgraden (P/P_N)

PM-motorer (Permanent Magnet motorer)

I figur 3.5.11 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%.

Selv ved belastningsgrader ned til 20% ses kun beskedne reduktioner i virkningsgraderne for de tre drev. Belastningsgraden skal under 10% før der for alvor sker fald i virkningsgraderne.



Figur 3.5.11 Virkningsgrad for 4-polede PM-motorer inkl. frekvensomformere som funktion af belastningsgraden (P/P_N)

3.5.5 Specifikt elforbrug til kompressor

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

Det er dog samtidig vigtigt, at der vælges en energieffektive regulering af trykluftproduktionen. De mest energieffektive reguleringsformer er start/stop og kontinuert regulering af ydelsen ved omdrejningsregulering af motoren. Elforbruget til kompressoren er typisk 15–25 % lavere ved anvendelse af disse reguleringsformer sammenlignet med belastet-aflastet drift, hvis kompressoren har efterløb af hensyn til elmotoren.

3.5.6 Filtre/udskillere

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

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

Partikler stammer normalt fra urenheder i den atmosfæriske luft indsuget af kompressoren, korrosionspartikler og rust fra trykluftinstallationen, kulstofpartikler fra afbrændt kompressorolie eller fra kulstof stempelringe anvendt i nogle typer smørefrie kompressorer samt metalspånere og støv fra opbygning og montage af selve trykluftinstallationen. Partiklernes størrelser varierer og hvilket filter, der skal anvendes afhænger 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 (pneumatiske værktøjer og procesinstrumenter). Hvis der kræves endnu bedre filteret trykluft anvendes typisk et finfilter. Begge typer filtre fjerner også vand fra tryklufften men, som tidligere nævnt ikke vanddamp.

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



Figur 3.5.12 Filtre

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 indikerer når tryktabet er blevet for stort og filterelementet bør udskiftes.

3.5.7 Køletørrer

I trykluffsystemer 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 trykluffsystemers komponenter mod vand. Den mest almindelige type tørrer er køletørreren. Princippet i køletørreren er, at den varme trykluff fra kompressoren ledes ind i køletørreren til en luft/luft'veksler, hvor temperaturen sænkes ved veksling med afgangslufften fra tørreren. Tryklufften 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 ca. 3°C varme trykluff genopvarmes herefter via luft/luft'veksleren af tilgangslufften.

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



Figur 3.5.13 Køletørrer

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

Nye køletørrere er, på grund af den teknologiske udvikling, mere effektive end ældre. Nye tørrere kan være med termisk masse, som er en form for indbygget kuldager. 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 ca. 1-2 Wh/m³ ved et tryk på 7 bar.

Det er endvidere vigtigt at være opmærksom på tryktabet over køletørreren. Tryktabet over køletørreren bør maksimalt være 0,15 bar.

3.5.8 Adsorptionstørrer

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



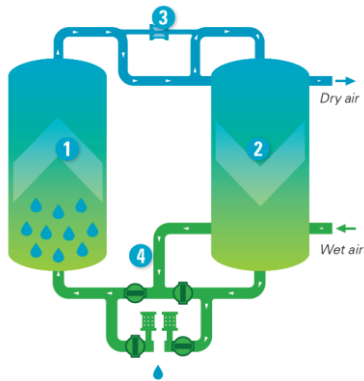
Figur 3.5.14 Adsorptionstørrer

Adsorptionstørring anvendes indenfor mange brancher, men teknikken er især udbredt i farmaceutiske virksomheder og i virksomheder, hvor trykluft anvendes til luftforsyning af åndedrætsværn.

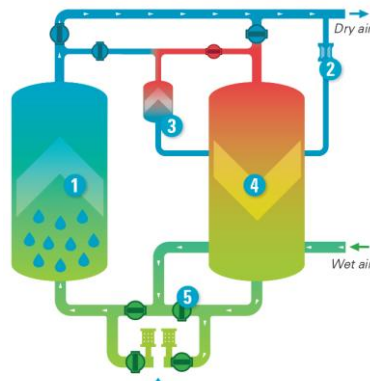
Tryklufften tørres i adsorptionstørreren ved hjælp af et fugtabsorberende medie, der regenereres, når fugtmætning er nået. Regenereringen af det fugtabsorberende medie kan ske ved to forskellige metoder, som er kold regenerering eller varm regenerering. Ved kold regenerering sendes ca. 17% af den producerede og tørrede trykluft ind i det fugtabsorberende medie.

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

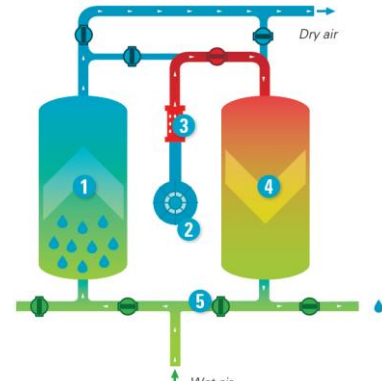
Adsorptionstørring bør på grund af energiforbruget kun anvendes, hvis det er absolut nødvendigt og kun på del af tryklufften hvor det er et krav.



Figur 3.5.15 Adsorptionstørrer med kold regenerering



Figur 3.5.16 Adsorptionstørrer med varm regenerering med elvarmelegeme



Figur 3.5.17 Adsorptionstørrer med varm regenerering med opvarmet ventilationsluft

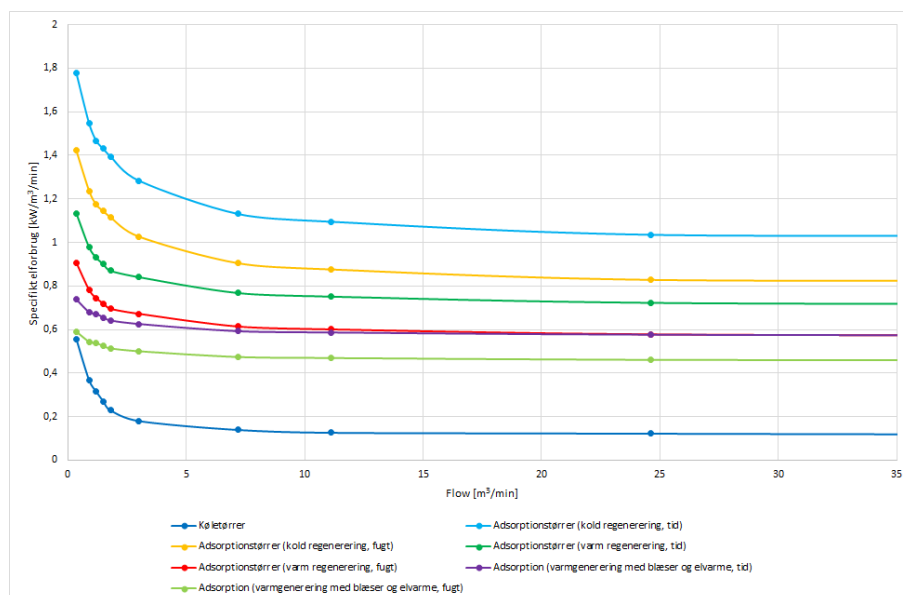
Elforbruget til tørring af trykluft med koldgenerering udgør ca. 2-4 Wh/m³ ved et tryk på 7 bar plus elforbruget til produktion af ca. 17% trykluft. Elforbruget afhænger af trykket og leverandøren af adsorptionstørreren kan oplyse elforbruget mere præcist.

Adsorptionstørreren bør være styret efter behovet (fugtigheden i det fugtabsorberende medie) og udrustes med styring hertil.

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

3.5.9 Energiforbrug til tørring af trykluft

Det specifikke effektforbrug for de forskellige tørretyper ses i figur 3.5.18.



Figur 3.5.18 Specifikke effektforbrug for de forskellige tørretyper.

Køletørreren i figur 3.5.18 er en traditionel køletørrer med varmeveksler og kølesystem. I figur 3.5.18 ses endvidere, at en adsorptionstørrer med blæser og elvarme der er fugtstyret, giver det

mindste effektforbrug og at en kold regenerering, der er tidsstyret giver det største effektforbrug.

Ovenstående viser med al tydelighed, at trykluft aldrig bør tørres mere end nødvendigt. Det viser endvidere, at 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.

3.5.10 Trykluftbeholder

Formålet med en trykluftbeholder er blandt andet at optage de pulsationer, der forekommer når kompressoren starter. Trykluftbeholderens primære opgave er dog at udjævne trykluftflowet og at tjene som reservoir så kompressoren(-erne) kan driftes energioekonomisk.

Trykluftbeholderens nødvendige volumen fastlægges på baggrund af kompressorens ydelse og trykluftens forbrugsmønstre. Som tommelfingerregel bør beholderen have et volumen, der er 6 til 10 gange større end kompressorens indsugede luftmængde målt i m^3/s .



Figur 3.5.19 Tryklufttank

For kompressorer der kører belastet-aflastet drift har beholdervolumenet stor betydning for antallet af kompressorens aflastperioder. 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 således, at den ikke får mulighed for at aflaste i tilstrækkelig lang tid. Det betyder, at antallet af aflastperioder bliver højere end nødvendigt.

3.6 Styring og regulering

Styring af trykluftkompressorer kan opdeles i to overordnede strategier:

1. Styring af den enkelte kompressor
2. Styring af flere parallelt koblede kompressorer

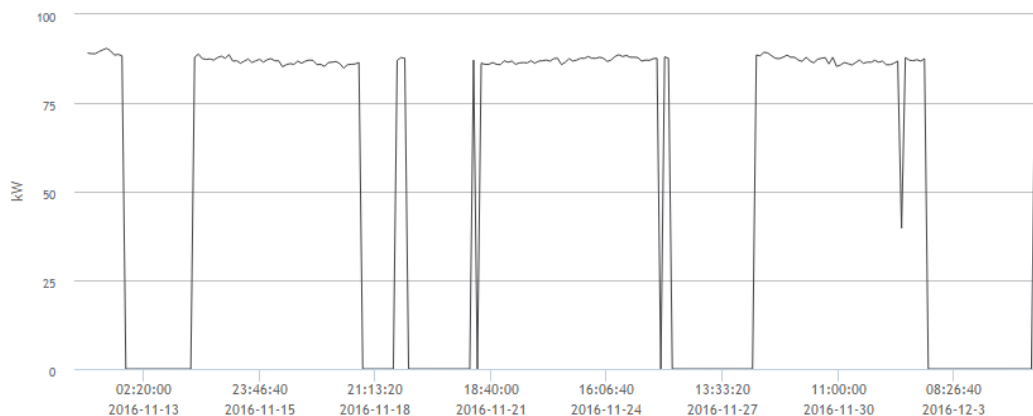
Styring af den enkelte kompressor

Styring af den enkelte kompressor kan opdeles i tre typer:

- Start/stop
- Belastet/aflastet drift
- Omdrejningstalregulering

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 således nul, når luftproduktionen er stoppet.



Figur 3.6.1 Kompressor med start/stop-drift.

Denne styringsform anvendes primært til stempelkompressorer. Men der findes også skruekompressorer der kan driftes med start/stop, idet motorens termofølere anvendes til at fastslå om kompressoren kan standses eller om der skal være efterløb så motoren nedkøles.

Belastet/aflastet drift

Denne styringsform svarer stort set til start/stop-styringen, og anvendes for skruekompressorer. 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 aflastet drift er indsugningsspjældet er lukket, og tryklufften føres via en afblæsningsventil fra højtrykssiden til lavtrykssiden. Kompressoren komprimerer således den samme luft fra vakuum til atmosfæretryk. 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.

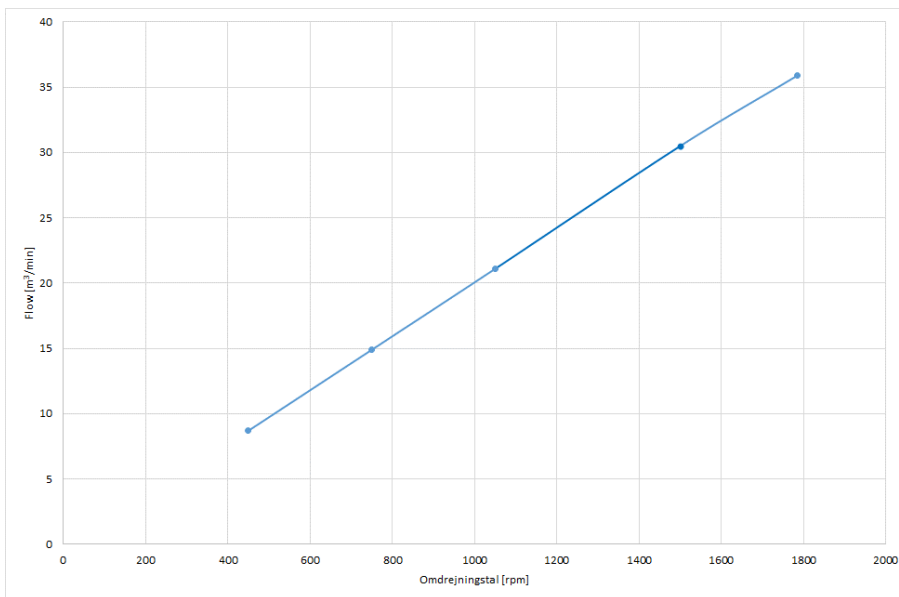
Hvis indkoblingstrykket er faldet til den indstillede værdi p_{min} før den forudindstillede aflast tid, vil kompressoren koble ind for at levere luft og motoren blive fuldt belastet.

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} . Effektoptaget er ca. 20-30% af effektoptaget ved fuldlast.

Der findes som tidligere nævnt skruekompressorer på markedet der kan reguleres med start/stop.

Omdrejningstalregulering

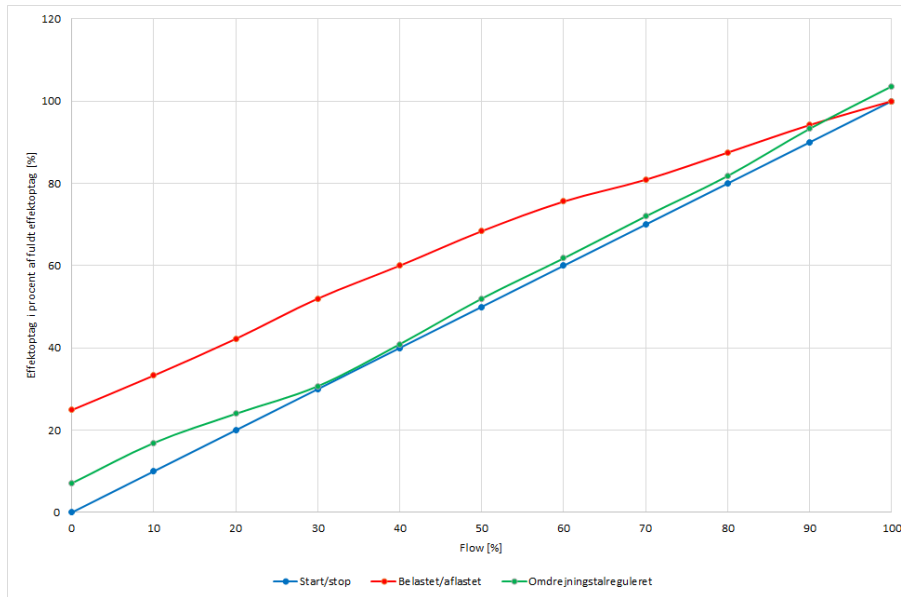
Ved denne styringsform holdes trykket konstant ved at ændre kompressorens omdrejningstal. Ved ændring af kompressorens omdrejningstal ændres samtidig kompressorens leverede flow. Et eksempel på dette ses i figur 3.6.2. På figuren ses, at der er en lineær sammenhæng mellem omdrejningstallet og flowet.



Figur 3.6.2 Sammenhæng mellem omdrejningstal og flow.

Omdrejningsreguleringen foregår trinløst ned til en luftmængde på ca. 25% af den maksimale. Når luftmængden kommer under de 25%, kører kompressoren normalt belastet/aflastet-drift.

I figur 3.6.3 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 3.6.3 Sammenligning mellem de tre reguleringsformer (7 bar).

Styring af flere parallelt koblede kompressorer

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

- Kaskadestyring
- Intelligent styring
- Kontinuert styring

Kaskadestyring

Kaskadestyringen virker ved, at kompressorerne i et kompressor anlæg 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, hvor de udkoblede kompressorer stopper helt ved den helautomatiske drift.

Intelligent styring

Den intelligente styring sørger for, at kompressorerne i et kompressor anlæg 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 der kun er nødvendigt med 0,5 bar i trykforskel for at styringen kan fungere.

Kontinuert styring

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

Der findes endvidere kombinationer af de tre ovennævnte styringer.

Benyttes der kaskadestyring er det i nogle tilfælde nødvendigt at komprimere tryklufften helt op til 1,5 bar over forbrugerkravet i forhold til en intelligent styring, hvor trykintervallet kun behøver at være 0,5 bar. Det ekstra tryk på 1 bar, som en kaskadestyring kan medføre, svarer til et

merforbrug på 7-8%. Yderligere bliver der ofte færre aflastninger ved en intelligent styring, hvilket gør at energibesparelspotentialet bliver større.

En kontra flere kompressorer

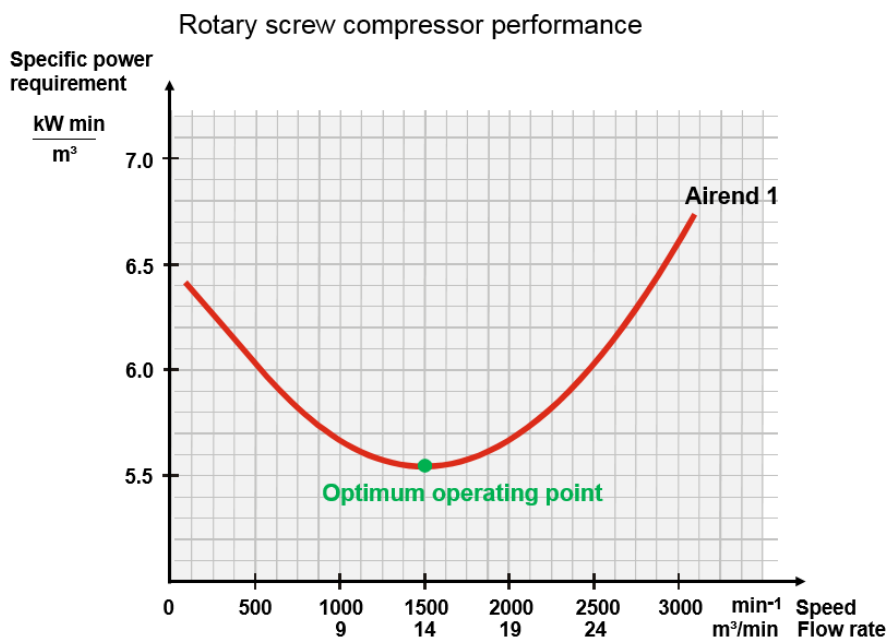
Hvis trykluftforbruget er tilstrækkeligt stort, kan kompressorbestanden enten bestå af én stor kompressor eller flere små kompressorer. Der er energimæssige fordele og ulemper ved begge dele.

Ved et trykluftanlæg, der har et meget konstant trykluftforbrug kan det være en fordel at bruge en stor kompressor, idet den kan køre fuldlast hele tiden. Det ville 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 meget varierende, er det energimæssigt en fordel at benytte flere små kompressorer. 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 af aflaste, hvilket betyder at aflasteffekten bliver mindre end for én stor kompressor. Den mindre aflasteffekt for kompressor anlægget med flere kompressorer giver dette kompressor anlæg en større totalvirkningsgrad.

Mest optimale reguleringsform

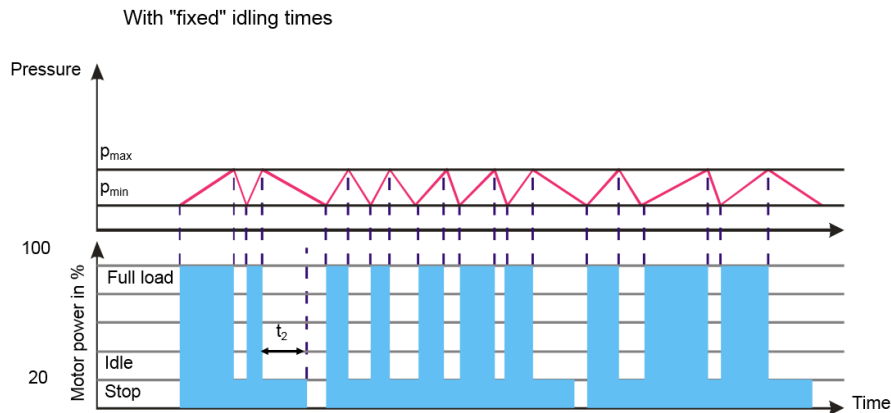
Figur 5.84 viser, at en skruekompressor har et optimalt driftspunkt, og det er i dette punkt fabrikanten har indstillet kompressoren til arbejde og at skifte mellem last og aflast.



Figur 3.6.4 Sammenhæng mellem omdrejningstal og specifikt effektforbrug for skruekompressor.

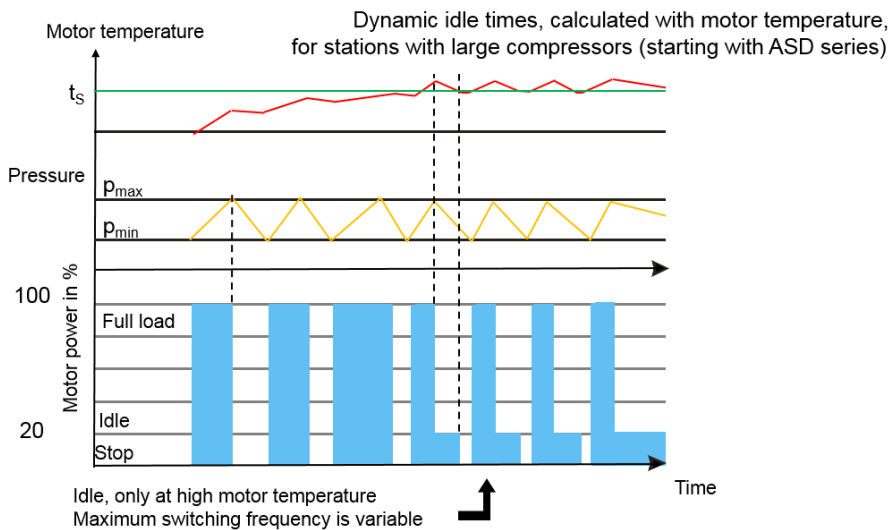
Kompromiset med frekvensregulerbare kompressorer er, at man bevæger sig væk fra det optimale driftspunkt for at opnå fleksibilitet og stabilt tryk. Tidligere var et yderligere argument for frekvensregulering, at kompressorer der kører last/aflast har en efterløbstid, hvor kompressoren

er aflastet, og kompressor og motor kører, men hvor indsugningsventilen er lukket. Der produceres således ikke trykluft, men energioptaget er stadig ca. 20-30% af fuldlastforbruget.



Figur 3.6.5 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 dog ført til at f.eks. fabrikanten Kaeser i dag har indbygget PT100 sensorer i motorviklingerne, så kompressorer kan starte og stoppe et vilkårligt antal gange, så længe at motorviklingerne ikke bliver for varme.



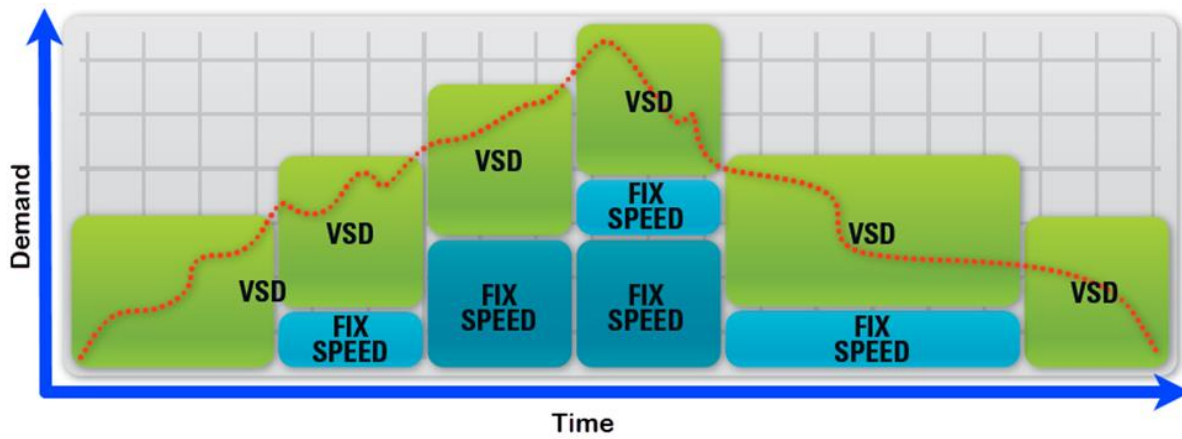
Figur 3.6.6 Drift med aflastkørsel, når motortemperaturen bliver for høj.

Kombinationen af en master controller og effektive kompressorer med indbyggede termofølere i motorviklingerne gør, at denne løsning i dette tilfælde bliver den mest energieffektive.

3.7 Kontrol'gap

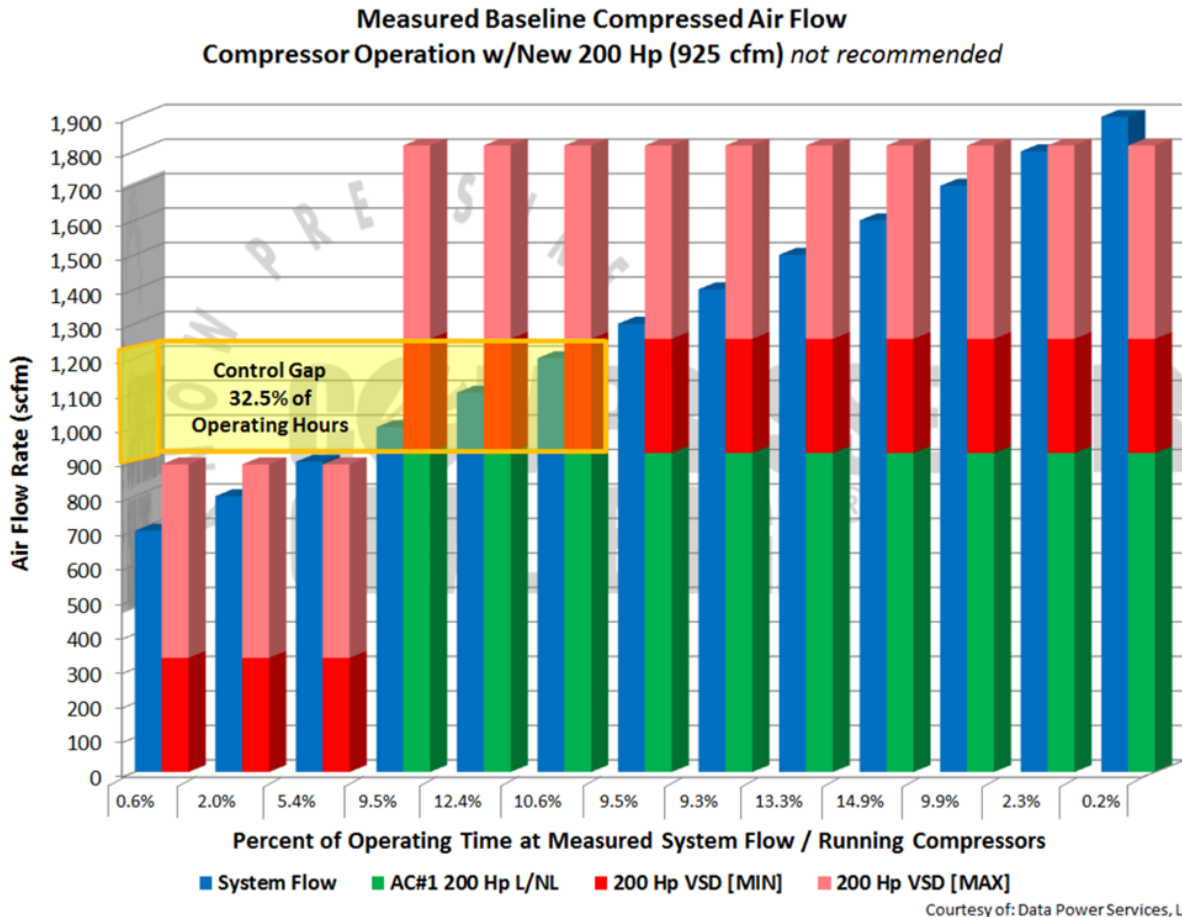
I trykluftsystemer, der har VSD-kompressorer installeret, sker jævnligt at der er et "kontrol'gap"-problem, dvs. at der er kapacitetsområder, hvor konfigurationen (kapaciteten af de enkelte kompressorer) af kompressorerne ikke kan driftes optimalt eller at reguleringen af kompressorernes drift er programmeret uhensigtsmæssigt.

Kontrol'gab opstår i første omgang, hvis kapaciteten af den omdrejningsregulerbare kompressor ikke er korrekt dimensioneret, så der er områder af trykluftflow, hvor den samlede kapacitet af kompressorerne med fast kapacitet og den omdrejningsregulerbare kompressor ikke kan dækkes. Dernæst kan der opstå kontrol'gab, hvis kompressorernes setpunkter for ind- og udkobling er indstillet forkert. Nedenstående figur illustrerer hvorledes driften af et trykluftsystem med tre trykluftkompressorer bør være. Det ses, at den omdrejningsregulerbare kompressor anvendes til at udjævne behovsvariationerne.



Figur 3.7.1 Systemets VSD-kompressor skal altid være "trim"-enheden, der optager delbelastningen. (Kilde Compressed Air Challenge – Advanced seminar)

Kompressorer med variabel hastighed har et bestemt kapacitets-/hastighedsområde indenfor hvilket det er muligt at regulere kompressoren. Det variable område er typisk 70-80% af kompressorens maksimale kapacitet. En omdrejningsregulerbar kompressor kan ikke skrue helt ned for kapaciteten på grund af mekaniske begrænsninger i skrueelementet og afkølingen af kompressormotoren. Der er en minimumshastighed under hvilken en anden metode til kompressorstyring tager over, som f.eks. last/aflast eller start/stop'drift. Hvis trykket i trykluftsystemet stiger til over øvre setpunkt udkobles kompressoren.



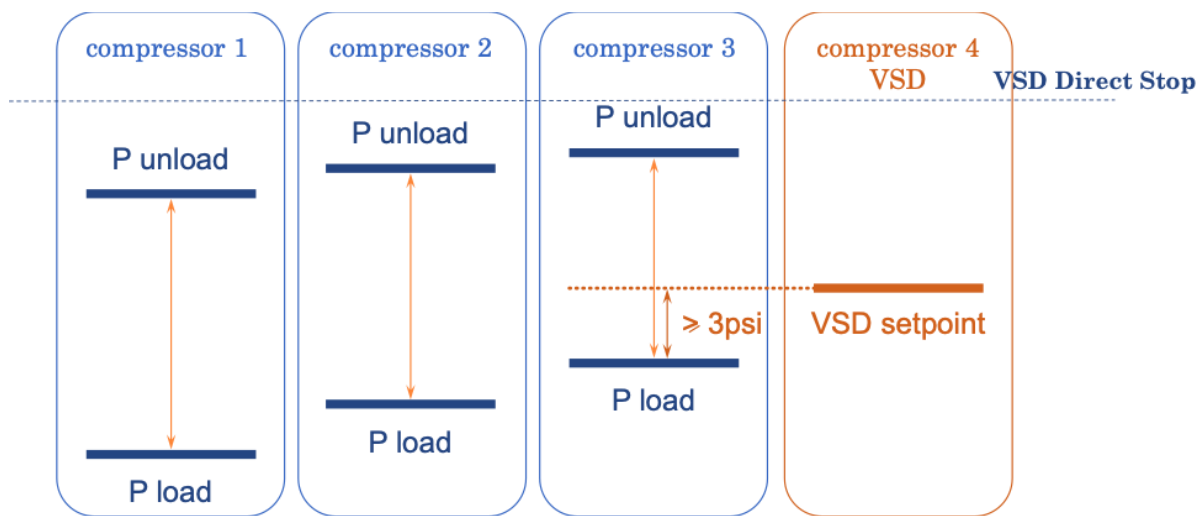
Figur 3.7.2 Kontrolgab opstår, når den variable del af VSD-kompressoren er mindre end basisenhedens kapacitet. (Kilde Compressed Air Challenge – Advanced seminar)

Lad os se på et eksempel med system med tre 160 kW kompressorer, der hver er i stand til at producere 26 m³/min.. To af kompressorerne har fast hastighed, og den tredje kompressor er en VSD-enhed med et variabelt område på 9 – 26 m³/min., dvs. det variable kapacitetsområde er på 17 m³/min. (ca. 70% af kapaciteten). Den omdrejningsregulerbare kompressor er sat op til altid at køre, så den tager behovsvariationerne som vist med figur 3.7.2, og alt vil gå godt, så længe trykluftbehovet er under 26 m³/min.. Hvis trykluftbehovet f.eks. stiger til 31 m³/min. vil den omdrejningsregulerbare kompressor kun kunne producere 26 m³/min, så trykket vil falde til det punkt, hvor én af kompressorerne med fast kapacitet starter. Den tilføjer trykluftsystemet 26 m³/min., hvilket får trykket i trykluftsystemet til at stige, og derved reduceres hastigheden af den omdrejningsregulerbare kompressor til dens minimumshastighed og minimumskapacitet på 9 m³/min.. Men de 9 m³/min. fra den omdrejningsregulerbare kompressor og de 26 m³/min. fra kompressoren med fast hastighed er mere end 31 m³/min., så trykket vil stige til aflastningssetpunktet for kompressoren med fast hastighed, hvilket igen udkobler en kapacitet på 26 m³/min.. Den omdrejningsregulerbare kompressor er igen for lille til at opfylde trykluftbehovet, så trykket vil falde, hvorefter kompressoren med fast hastighed indkobles igen. Denne ind- og udkobling af kompressoren med fast hastighed vil fortsætte, hurtigt skiftende, så længe at trykluftbehovet forbliver inden for kontrolgab, som i det viste eksempel med figur 3.7.2 er på 26-35 m³/min. samt ligeledes ved et trykluftbehov på mellem 52-61 m³/min..

For at undgå kontrolgab skal nedenstående dimensioneringsregler følges:

1. den omdrejningsregulerbare kompressors variable område skal mindst være lig med eller større end kapaciteten af den mindste af de kompressorer med fast hastighed, som den skal fungere sammen med
2. den omdrejningsregulerbare kompressors setpunkter skal altid indstilles til, at denne kompressor optager behovsvariationerne i trykluftsystemet. Det kræver at setpunkterne indstilles, så de følger det koncept, der er vist med figur 3.7.3, hvilket adskiller sig fra en standard kaskaderegulering.

I det eksempel der er vist med figur 3.7.2 skulle det variable område for den omdrejningsregulerbare kompressor have været på mindst $26 \text{ m}^3/\text{min}$, hvilket ville kræve en kompressor med en kapacitet på omkring $35 \text{ m}^3/\text{min}$. Det er nødvendigt at undersøge reguleringsevnen af den omdrejningsregulerbare kompressor inden installation så det sikres, at reguleringsområdet passer til kompressorerne med fast hastighed.



Figur 3.7.3 For at sikre korrekt drift af den omdrejningsregulerbare kompressor skal dens setpunktstryk indstilles, så det er indenfor trykreguleringsbåndene for alle de andre kompressorer. Dette adskiller sig fra typisk kaskaderegulering (Kilde Compressed Air Challenge – Advanced seminar).