

# Hoofdstuk 4

## Compressoren

### Doelstellingen

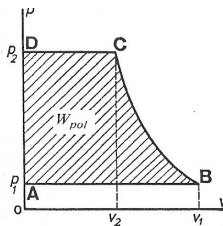
1. Weten dat in het geval van compressoren rekening moet gehouden worden met thermische effecten
2. Weten dat er een grens is aan het verhogen van de druk van een gas
3. Weten welke instabiliteit kan optreden in een centrifugaalcompressor(stall en surge)

In dit hoofdstuk kijken we naar de compressor. Zoals gezegd in het inleiding moet nu wel degelijk rekening gehouden worden met thermische effecten. Met andere woorden moeten we rekenen met de wetten uit de thermodynamica.

### 4.1 Positieve verplaatsingscompressor

Dit type compressor wordt ook volumetrische compressor genoemd en in deze cursus bestuderen we de zuigercompressoren.

#### 4.1.1 Zuigercompressor zonder schadelijke ruimte



Figuur 4.1: Polytrope compressie

Dit geval is theoretisch want zonder dode ruimte moet de zuiger de wand raken wat uiteindelijk tot schade aanleiding geeft. We gebruiken deze cyclus om de compressiearbeid te berekenen. De compressiearbeid wordt voorgesteld door oppervlakte ABCDA dus

$$W = \int_B^C V dp$$

We kiezen een algemeen proces dus een polytroop

$$pV^n = p_1 V_1^n = \text{constant}$$

Als we dit invullen in de integraal wordt dit

$$W = \int_{p_1}^{p_2} p^{\frac{-1}{n}} (p_1^{\frac{1}{n}} V_1) dp$$

$$W = \frac{n}{n-1} p_1 V_1 \left( \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right)$$

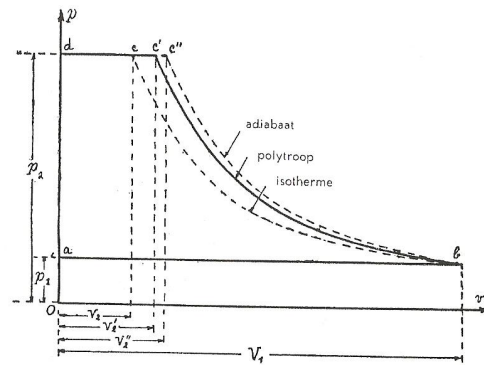
De compressiearbeid is dus afhankelijk van

1. begin-en eindtoestand
2. type toestandsverandering, exponent n
3. type van gas
4. compressieverhouding  $\epsilon = \frac{p_2}{p_1}$

Wat betreft de aard van de toestandsverandering weten we uit de thermodynamica

n=n	polytroop
n=k	adiabaat
n=1	isotherm
n=0	isobaar
n=+\infty	isochoor

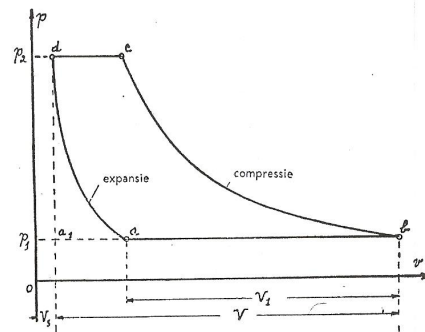
Hiermee kunnen we de exponent invullen en onmiddellijk zien wanneer de minimale arbeid geleverd wordt.



Figuur 4.2: invloed van  $n$  op de compressiearbeid

We zien op bovenstaande figuur dat de isotherme compressie de minimale arbeid levert en de adiabatische compressie de maximale arbeid. Vermits bij compressie het gas opwarmt moeten we koelen om minimale arbeid te leveren.

#### 4.1.2 Zuigercompressor met schadelijke ruimte



Figuur 4.3: Compressie met schadelijke ruimte

Als we nu de arbeid berekenen moeten we de oppervlakte berekenen van de gesloten cyclus. Dat wordt dus  $opp(p_1 p_2 b c) - opp(p_1 p_2 a d)$

$$W = \frac{n}{n-1} p_1 V_1 \left( \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right)$$

De schadelijke ruimte is eigenlijk een verlies want deze ruimte wordt niet gebruikt voor de compressie enkel voor het openen en sluiten van de kleppen. Dus moeten we ook eens kijken naar de invloed hiervan en dit wordt het

volumetrisch rendement  $\eta_V$  genoemd.

$$\eta_v = \frac{V_1}{V} = \frac{V_s + V - V_a}{V} = \frac{V_s}{V} + 1 - \frac{V_a}{V}$$

$$\eta_V = \epsilon + 1 - \frac{V_a}{V}$$

Hierbij geldt

$$V_a = V_d \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{n}}$$

en

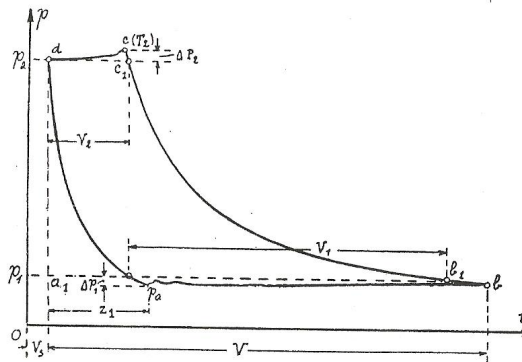
$$V_d = V_s$$

Zo komen we tot een verband voor het volumetrisch rendement

$$\eta_V = 1 - \epsilon \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{n}} + 1$$

Dus hoe groter de schadelijke ruimte hoe lager het volumetrisch rendement. Ook hier zien we dat het type toestandsverandering een invloed heeft.

### 4.1.3 Het werkelijk indicator diagram



Figuur 4.4: werkelijke compressiecyclus

**Inlaatslag:** Op het einde van de compressieslag beweegt de zuiger naar rechts. De zuigklep kan enkel openen als de druk in de cilinder lager is dan  $p_1$ . Men moet opletten want de drukval nodig is afhankelijk van de constructie van de klep. Bovendien zijn er nog wrijvingsverliezen van het gas die in rekening moeten gebracht worden.

**Uitlaatslag:** De uitlaat gebeurt aan een druk iets hoger dan de gevraagde leveringsdruk want de klep moet kunnen openen met deze tegendruk. Ook hier moet men rekening houden met wrijvingsverliezen.

We zien dat de geleverde hoeveelheid lucht iets kleiner is dan  $V_1$  ten gevolge van

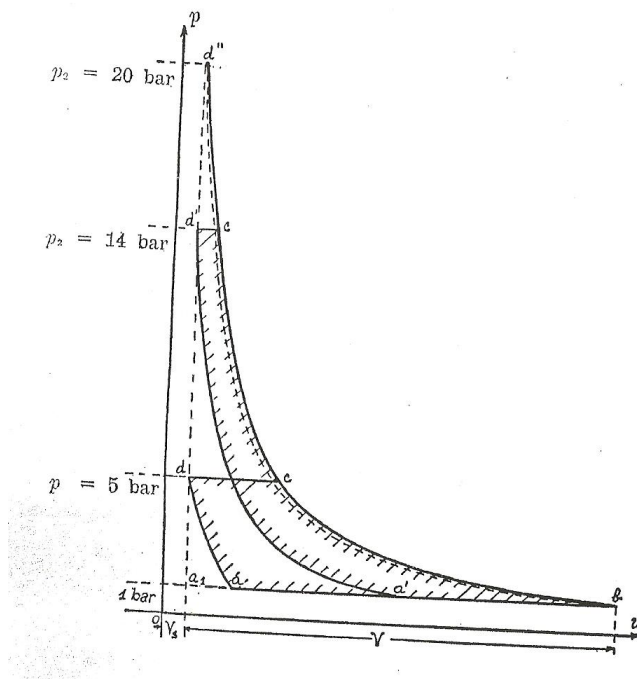
1. lekverliezen:  $\alpha$
2. opwarming van het gas tijdens instroom:  $\beta$

Hieruit volgt het begrip vullingsgraad  $\lambda = \alpha\beta$

Voor het regelen van de opbrengst bestaan er twee methodes

1. regelen van de dode ruimte, eigenlijk de oude methode, want dit is regelen met het verlies
2. regelen van het toerental

#### 4.1.4 Meertrapscompressie



Figuur 4.5: diagram meertrapscompressie

Uit bovenstaand diagram volgt duidelijk dat een gas opdrukken in één keer begrensd is in druk. Men kan de druk niet oneindig opvoeren. Daarom, als men hoge drukken wil of moet bereiken, gaat men werken met meerdere trappen om tot deze hoge drukken te komen. Tussen de verschillende stappen zal men koelen en dit noemt men de tussenkoeling.

We moeten enkel de tussendruk berekenen per stap. Om dit te doen gaan we gewoon berekenen wanneer de arbeid minimaal is want zo gebeurt de compressie het meest economisch. We berekenen dus de eerste afgeleide van de arbeid en zoeken waar deze afgeleide nul is. De totale arbeid is de som van hoge en lage druk cyclus

$$W = W_{HD} + W_{LD}$$

$$W = \frac{n}{n-1} p_1 V_1 \left( \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} + \left( \frac{p_3}{p_2} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 2 \right)$$

$$\frac{dW}{dp_2} = 0$$

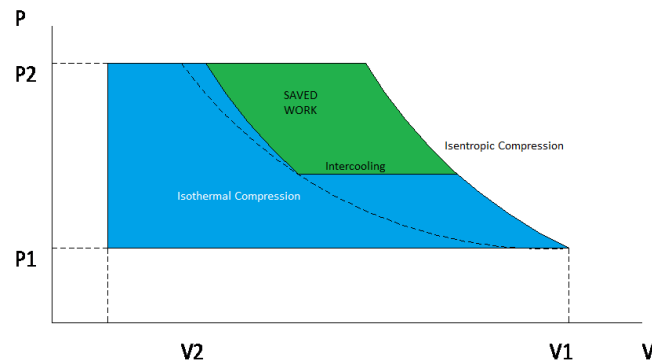
Waaruit volgt

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{p_3}{p_2}$$

of anders gesteld

$$p_2 = \sqrt{p_1 p_3}$$

Als we kijken naar tweetrapscompressie op een pV diagram zien we op ook duidelijk hoe dit een groter rendement (besparing in geleverde arbeid) oplevert.



Figuur 4.6: tweetrapscompressie

## 4.2 Roto dynamische compressor

Hier gaan we spreken over de centrifugaalcompressor. De werking is identiek aan deze van de centrifugaalpomp maar er zijn een drietal effecten die hier moeten besproken worden en die we bij pompen niet terugvinden.

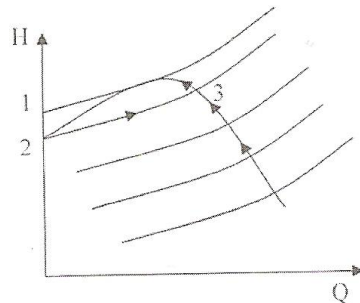
**Stall:** Dit komt eigenlijk alleen terug in axiale machines die we in volgend hoofdstuk gaan bespreken. Het is een storing in het stromingspatroon die zich in radiale richting manifesteert. Het fluidum beweegt zich niet meer voort in de axiale richting tussen een beperkt aantal schoepen.

Redenen voor het optreden van stall zijn

1. Beschadiging of slijtage aan de schoepen
2. Werking in off design parameters
3. turbulentie aan de ingang van de compressor

**Choking:** Dit wil zeggen dat het debiet te hoog is opgelopen en dat het gas de geluidssnelheid heeft bereikt. Dit is de maximale snelheid dat een gas kan bereiken zonder dat de compressor instabiel begint te werken<sup>1</sup>

**Surge:** Als we een compressor laten werken bij constant toerental, dan wordt het persreservoir gevuld en de persdruk, dus tegendruk, loopt op. De leidingskarakteristiek zal zich verplaatsen en het werkingspunt dus ook. Op een bepaald moment zal de compressorkarakteristiek de leidingskarakteristiek raken en een klein drukverschil doet de compressor afslaan. De leidingskarakteristiek verplaatst zich terug naar beneden, gas zal terugstromen, en de compressor slaat terug aan. De tegendruk gaat terug stijgen en deze cyclus begint opnieuw



Figuur 4.7: surge

<sup>1</sup>Dan krijgt men transsonische stroming men gaat van subsonische naar supersonische stroming wat ver buiten het bestek van deze cursus valt