
Rapport SGC 126

GASBOOSTERS FÖR SMÅ GASTURBINER

©Svenskt Gastekniskt Center - Januari 2002

Marcus Thern
LUNDS TEKNISKA HÖGSKOLA

SGC:s FÖRORD

FUD-projekt inom Svenskt Gastekniskt Center AB avrapporteras normalt i rapporter som är fritt tillgängliga för envar intresserad.

SGC svarar för utgivningen av rapporterna medan uppdragstagarna för respektive projekt eller rapportförfattarna svarar för rapporternas innehåll. Den som utnyttjar eventuella beskrivningar, resultat och dyl i rapporterna gör detta helt på eget ansvar. Delar av rapport får återges med angivande av källan.

En förteckning över hittills utgivna SGC-rapporter finns på SGC's hemsida www.sgc.se.

Svenskt Gastekniskt Center AB (SGC) är ett samarbetsorgan för företag verksamma inom energigasområdet. Dess främsta uppgift är att samordna och effektivisera intressenternas insatser inom områdena forskning, utveckling och demonstration (FUD). SGC har följande delägare: Svenska Gasföreningen, Sydgas AB, Sydkraft AB, Göteborg Energi AB, Lunds Energi AB och Öresundskraft AB.

Följande parter har gjort det möjligt att genomföra detta utvecklingsprojekt:

Sydgas AB
Turbec AB
Öresundskraft AB
Lunds Energi AB
Göteborg Energi AB
Birka Värme AB
Vattenfall Naturgas AB

SVENSKT GASTEKNISKT CENTER AB



Johan Rietz

SAMMANFATTNING

Att använda små elproducerande enheter har visat sig vara ett miljövänligt sätt att producera el. Dessa små enheter kan även utgöra en extra elsäkerhet för de företag som anser sig förlora mycket på elavbrott. Den vanligaste tekniken för detta ändamål idag är att använda sig av gasmotorer. Mikroturbinen har på senare tid blivit ett kraftfullt alternativ till de idag så dominerande gasmotorerna. Det finns idag flera företag som tillverkar mikroturbiner i storleksordningen mellan 25 - 500 kWe. Dessa maskiner bygger nästan uteslutande på rekuperativa "High Speed Generators" konceptet. Mikroturbinerna har nästan alla en elverkningsgrad på 26 - 33 % och totalverkningsgrader uppemot 80 %. Företag som Bowman och Capstone satsar även starkt på små gasturbiner som arbetar efter en enkel gasturbincykel. Dessa små maskiner är tänkta att användas till cogeneration. För att mikroturbinen skall kunna placeras valfritt i naturgasnätet krävs emellertid att det finns tillgängliga gasboosters.

Det visar sig att den vanligaste kompressorn för att komprimera biogas och naturgas är den oljefria kolvkompressorn. Denna kompressortyp är ganska medioker, men den har inga direkta nackdelar. Kolvkompressorn kan arbeta med små volymflöden och höga tryckförhållanden vilket gör den till en idealisk maskin för gasbooster applikationer. Nackdelen som kompressorn har är att vissa pulsationer kan uppkomma i flödet efter kompressorn. Vidare kräver kompressorn mer service än andra kompressorer. Dessa nackdelar kan spela en viktig ekonomisk faktor när mikroturbinen skall säljas. Detta gör att det är lämpligt att försöka hitta ett nytt koncept för komprimering av naturgas och biogas.

Ett av de mer lovande alternativen till kolvkompressorn är skrollkompressorn. Skrollkompressorn är en tämligen ny teknologi, men introduktionen på marknaden har gått relativt fort och ganska smidigt. Fördelarna med detta system är att kompressorn knappt kräver något underhåll. Kompressorn är också tyst i förhållande till andra kompressortyper. Nackdelen med kompressorn är att den inte hanterar biogas på ett tillfredsställande sätt. Detta på grund av de frätande ämnen som finns i gasen. Copeland, som för övrigt är det enda företag idag som tillverkar en skrollkompressor för naturgasbruk, anger att CO₂ halten inte får överstiga 2.5 % om kompressorn skall ha en livstid på 20 000 timmar. Anledningen till att den tillåtna koldioxidhalten är så låg är att koldioxid tillsammans med vatten bildar syran H₂CO₃. Denna syra fräter på kompressorns metalldelar och leder till kraftigt slitage. Problemen med biogasen och dess inverkan på kompressorns livslängd kan lösas med hjälp av någon reningsmetod. Den idag rekommenderade metoden av Copeland och Vilter är att med hjälp av ett filter ta bort vattnet ur gasen. Om inte vattnet finns i gasen bildas heller inte de syror som förkortar kompressorns livslängd.

Av de företag som har svarat på studien är det endast två tillverkare som kan förse en mikroturbin med trycksatt bränsle.

ABSTRACT

The use of small electricity producing units, so called distributed generation, has shown to be an environmental competitive way of producing electricity. These small units can also serve as an extra security for company that may be subjected to heavy losses when an electrical failure occurs. The most common technology on the market today is the use of gas-engines. The microturbine has recently become a powerful alternative to the dominating gas-engines. Today there are several companies that manufacture microturbines in the range between 25 kW_e to 500 kW_e. Almost all of these machines are constructed according to the concept of the recuperating high-speed generator (HSG) type. The microturbines has an electric efficiency between 26 - 33 % and Carnot-efficiency up to 80%. Companies like Bowman and Capstone are also producing units that can be used as a small cogeneration plant. These units operate on a simple gasturbine cycle. But if the microturbine is going to be a serious alternative to the gasengines a cheap gasbooster is necessary. The most ordinary compressor for compressing biogas and natural gas is the oil-free reciprocating compressor. This type of compressor has no direct advantages, but on the other hand it does not have any particular disadvantages. The advantage of the reciprocating compressor is that it can work with a small volume flow and a high pressure-ratio, which makes it an ideal compressor for gasboosting applications. The disadvantage is that some pulsation can occur in the delivered volume flow. The reciprocating compressor also requires more maintenance than other compressors. These disadvantages can play an important financial role when a compressor is sold.

One of the more promising alternatives to the reciprocating compressor is the scroll compressor. The scroll compressor is a fairly new technology, but the users have positively welcomed it. The main advantage of the compressor is that it does not require as much maintenance as the reciprocating compressor. The scroll compressor is also a very quiet technology, which plays an important role for the user of the microturbine. The disadvantage of the scroll compressor is that it does not handle biogas as well as the reciprocating compressor does. The reason is that biogas contains substances which may be corrosive if they come in contact with water. The water and these substances form corrosive acids. The corrosion shortens lifetime rapidly. There are several solutions to the problems of corrosive substances, however they are very expensive today. The recommended method by manufactures of compressors are the installation of a filter upstream the compressor. The filter will reduce the amount of water in the gas. If no water is present, no acids can form.

There are today only a few companies that manufacture compressors that can be used directly with a microturbine. The companies that have answered the study are Copeland and Mehrer. The two companies manufacture two different types of compressors. Mehrer manufactures a reciprocating compressor and Copeland manufactures a scroll compressor.

SAMMANFATTNING
ABSTRACT.....
1. PRESENTATION AV ARBETET	1
1.1 INLEDNING	1
1.2 SYFTE, MÅLSÄTTNING OCH AVGRÄNSNING	1
1.3 METOD OCH MATERIAL	2
1.4 DISPOSITION	2
2. DISTRIBUTUERAD ELPRODUKTION.....	3
2.1 INLEDNING	3
2.2 TEKNISK BESKRIVNING AV MIKROTURBINEN	4
2.3 TILLVERKARE AV MIKROTURBINER	6
2.3.1 Honeywell Power Systems.....	6
2.3.2 Capstone Turbine Corporation.....	7
2.3.3 The Elliot Company.....	8
2.3.4 Ingersoll-Rand Energy Systems	8
2.3.5 Turbec.....	9
2.3.6 Sammanställning av mikroturbinerna.....	10
3. ENERGIGASER	11
3.1 NATURGAS	11
3.1.1 Bakgrund.....	11
3.1.2 Distribution.....	12
3.1.3 Ledningsnät i Sverige.....	12
3.2 BIOGAS.....	13
3.2.1 Bakgrund.....	13
3.2.2 Ledningsnät.....	14
3.3 FYSIKALISKA FAKTORER	14
3.3.1 Gassammansättningen	14
3.3.2 Komprimering av gasen.....	16
4. KOMPRESSORER.....	17
4.1 VILKA TYPER AV KOMPRESSORER FINNS DET	17
4.1.1 Kontinuerliga kompressorn.....	17
4.1.2 Pulserande kompressorn.....	18
4.2 KOLVKOMPRESSORER	20
4.2.1 Kolvkompressorer - funktion.....	21
4.2.2 Konstruktion av kolvkompressorn.....	22
4.2.3 Kolvkompressorn - Beräkning.....	26
4.2.4 Kapacitetskontroll av kolvkompressorn	28
4.3 SKRUVKOMPRESSORN	32
4.3.1 Arbetsprincip.....	32
4.3.2 Skruvkompressorn - konstruktion.....	34
4.3.3 Beräkning av skruvkompressorn	35
4.3.4 Kapacitetskontroll av skruvkompressorn	36
4.3 SKROLLKOMPRESSORN.....	38
4.3.1 Konstruktion.....	38
4.3.2 Arbetsprincip.....	39
5. SAMMANSTÄLLNING AV GASBOOSTERS.....	41
5.1 UTSKICK.....	41
5.2 COPELAND CORPORATION.....	43
5.2.1 Copelands gasbooster för naturgas	43
5.2.2 Gaskriterier.....	44
5.2.3 Underhåll.....	45
5.3 KOBE STEEL, LTD.	45
5.3.1 Kobelcos gasboosters för naturgas	46

5.3.2	<i>Underhållet</i>	47
5.3.3	<i>Kobelcos kompressorsortiment</i>	47
5.4	MEHRER KOMPRESSOREN GMBH	47
5.4.1	<i>Mehrsers gasbooster för naturgas</i>	48
5.4.2	<i>Beskrivning av processflödet</i>	51
5.4.3	<i>Mehrsers gasbooster för biogas</i>	51
5.4.4	<i>Underhåll</i>	54
5.5	VILTER MANUFACTURING CORPORATION	55
5.5.1	<i>Vilters gasbooster för naturgas</i>	55
5.5.2	<i>Beskrivning av processflödet</i>	56
5.5.3	<i>Vilters gasbooster för biogas</i>	57
5.5.4	<i>Kapacitetsreglering</i>	57
5.5.5	<i>Underhåll av kompressorn</i>	58
5.5.6	<i>Kompressorstorlekar hos Vilter</i>	60
5.6	ÖVRIGA KOMPRESSORTILLVERKARE	61
5.6.1	<i>Atlas Copco</i>	61
5.6.2	<i>Corken</i>	61
5.6.3	<i>GHH Borsig</i>	62
5.6.4	<i>Opcon Autorotor</i>	62
5.6.5	<i>Sulzer Turbo Ltd</i>	63
5.7	RESULTAT AV UNDERSÖKNINGEN	63
6.	AVSLUTNING	64
6.1	UTVECKLINGSINRIKTNINGAR	64
6.1.1	<i>Naturgas</i>	64
6.1.2	<i>Biogas</i>	64
6.1.3	<i>Mikroturbiner och framtiden</i>	65
6.2	INFORMATIONSSAMLING	66
6.3	SLUTSATSER	66
7.	REFERENSLISTA	67
A.	SURVEY OF FUEL GAS BOOSTERS	69
B.	GASEFFEKT	71
C.	TILLVERKARE	72

1. PRESENTATION AV ARBETET

1.1 INLEDNING

Energibehovet är stort världen över och ständigt växande. Den nuvarande energianvändningen och den miljöförstöring som följt i dess spår har medfört att vi tvingats att söka efter nya, effektivare och mer miljövänliga energikällor. Två av de nya energikällorna är naturgas och biogas. Det krävs emellertid att vi använder dem på ett nytt innovativt sätt för att deras fördelar skall kunna utnyttjas optimalt. Att använda bränslena i små elproducerande enheter är ett nytt och mer effektivt sätt att utnyttja bränslena. Så kallad distribuerad elproduktion kan också lösa många av de elkänsliga företagens elbehov. Elbristen i Kalifornien har visat på de brister som en avreglerad energimarknad kan föra med sig och på hur bristen på el snabbt kan slå ut samhällsstrukturer. Genom att utnyttja små elproducerande enheter, som mikroturbiner och gasmotorer, kan de företag som anser sig vara i behov av extra el lätt förse sig med sådan.

För att installationen av mikroturbiner skall bli så smidig som möjligt är det viktigt att känna till de förutsättningar som krävs för att de skall kunna implementeras i infrastrukturen. Problem som uppstår vid installation av mikroturbiner är oftast att gastrycket är för lågt. För att lösa detta problem kan en kompressor, s.k. gasbooster, användas som ökar trycket på gasbränslet.

Utan tryckhöjande utrustning är lokaliseringen av mikroturbiner med naturgas som bränsle begränsad till områden med tillgång till gas med högt tryck. Gasturbiner som planeras i områden med lägre gastryck måste därför förses med tryckhöjande utrustning vilket i dagsläget innebär en inte oväsentlig kostnadsökning av gasturbinanläggningen. Även när biogas används som bränsle i gasturbiner behöver gasturbinen kompletteras med tryckhöjande utrustning.

Avsaknaden av material som beskriver tillgänglig tryckhöjande utrustning på den svenska marknaden är anledningen till genomförandet av detta arbete.

1.2 SYFTE, MÅLSÄTTNING OCH AVGRÄNSNING

Syftet med studien är att:

- Redogöra för olika kompressortyper som kan användas som tryckhöjande utrustning samt att peka på dem som inte kan det.
- Presentera funktionen av de vanligaste kompressorerna som används som gasboosters.
- Ge förslag till utvecklingsinsatser i syfte att förenkla och förbilliga nuvarande tryckhöjningsteknik.

Projektet skall resultera i en "katalog" med uppgifter bl.a. om på marknaden förekommande tryckhöjande utrustning för naturgas och biogas.

Studien tar endast upp de kompressorer som är lämpliga för kompression av naturgas och biogas. Kompressorerna skall kunna förse gasturbiner i storleksordningen mellan 100 kW_e och 2 MW_e med bränsle. Vissa av de kompressorer som presenteras kan dock användas även till andra uppgifter än kompression av naturgas, dessa tillämpningar kommer emellertid inte att behandlas här. Studien berör heller inte uppgifter som härrör från hur eventuell kringutrustning är utformad och ej heller eventuella säkerhetsaspekter runt installationen av kompressorn. Säkerhetsaspekter kan alltid diskuteras separat med kompressortillverkaren och tas därför inte upp här. Det är således endast kompressorn i sig som har beaktas i arbetet.

Studien behandlar endast situationen i Sverige. Men eftersom situationen oftast inte är unik för ett land kan paralleller dras till utvecklingen och användningen av gasboosters i andra länder. Dessa paralleller kommer emellertid inte att behandlas i detta arbete utan arbetets perspektiv är inriktat på den svenska marknaden.

1.3 METOD OCH MATERIAL

För att finna information och material till studien har lämplig litteratur, rapporter och skrifter studerats. Information har även inhämtats från nätet och kontakter med företag har gjorts via telefon, brev och e-mail.

Böcker som huvudsakligen använts för kunskapsinhämtning om kompressorer är: *A practical guide to compressor technology* av Heinz P. Bloch och *Compressor-selection and sizing* av Royce N. Brown samt *Compressor handbook* av Paul C. Hanlon, när det gäller teorin kring kompressornas uppbyggnad och funktion. Material som ligger till grund för sammanställningen av olika kompressorer på marknaden är till största delen fabrikörens egna skrifter, reklamblad, informationsblad och sammanställningar.

1.4 DISPOSITION

Arbetet inleds med en presentation av distribuerad elproduktion samt producenter av mikroturbiner. I kapitel 3 behandlas naturgas och biogas sammansättning och deras fysikaliska data. Vidare i kap 4 beskrivs olika kompressormodeller kortfattat samtidigt som de vanligaste kompressorerna beskrivs mer ingående. I kapitel 5 presenteras de kompressorer som kan tänkas att användas som gasboosters. I kapitel 5 finns både företag som svarat på utskicket och företag som svarat, men ej haft en kompressorn som passar in i specifikationen. I kapitel 6 avslutas rapporten med ett par slutliga kommentarer om framtida utvecklingsmöjligheter för gasboosters och mikroturbiner samt att slutsatser av rapporten presenteras.

2. **DISTRIBUERAD ELPRODUKTION**

2.1 **INLEDNING**

Idag domineras elproduktionen runt om i världen av stora kraftverk. Dessa kraftverk producerar baslasten i de flesta elsystem. Den första uppkomsten av små kraftproducerande enheter, som använde naturgas som bränsle, dök upp i Japan[1]. Den japanska regeringen införde nya lagar med höga krav på miljövänlighet hos de backup system som bl.a. finns på sjukhus. Lagarna hjälpte till att fasa ut de diesel- och bensindrivna aggregaten från marknaden vilket medförde att utvecklingen av nya kraftaggregat tog fart. För att täcka behovet på den nya marknaden för kraftproduktion gjordes en genomgång av tillgängliga tekniker för att producera kraft. Även utveckling av ny teknik för att producera kraft genomfördes. De tekniker som idag tilldrar sig störst intresse är:

- Senaste Otto/Diesel teknologin
- Gasturbiner
- Bränsleceller
- Stirlingcykeln

Gemensamt för de allra flesta av de nya lösningarna är att de kan använda sig av antingen naturgas eller biogas som bränsle. Anledningen till att naturgasen används är att relativt enkla lösningar kan presenteras samtidigt som de är miljövänliga. Fördelarna med minikraftvärme är många bl.a.: [2]

- *Låg investeringskostnad på sikt*
Flera mikroturbinföretag är på väg att serieproducera mikroturbiner vilket medför att investeringskostnaden kommer att minska. Det är främst standardiseringen av anläggningskomponenterna (turbiner, värmeväxlare etc.) som gör att investeringskostnaderna kommer att minska.
- *Anpassningsbar produktion*
Minikraftverken kan anpassas efter de krav som energianvändaren har i fråga om storlek, elkvalitet etc.
- *God miljöprestanda*
Mikroturbiner och bränsleceller uppvisar låga emissionsvärden. I kombination med att minikraftverken är bränsleflexibla kan de även ses som ett miljöalternativ.

Marknaden för minikraftverk är flertalet energikonsumenter. Bland energianvändarna som kan tänkas utnyttja minikraftverk finns bl.a. hotell, flygplatser, industrier som är känsliga för elavbrott, och sjukhus.

Anledningen till att dessa användare vill ha minikraftverk är olika, men ett par gemensamma anledningar kan nämnas:

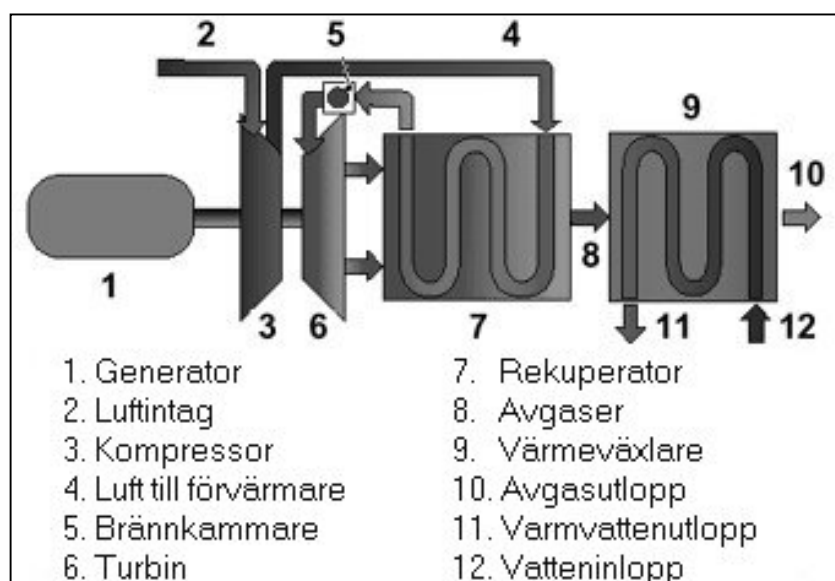
- Användarna är ofta känsliga för strömavbrott och vill genom installation av minikraftverk gardera sig mot strömavbrott som kan bli förödande för verksamheten.
- Användarna ligger i avlägsna områden och har eventuellt dåligt utbyggt nät. Minikraftverk kan här gå in och försäkra användaren att han får el då han behöver.

Det har i många år funnits förhoppningar om att gasturbiner skall bli ett reellt alternativ till de motorbaserade enheterna som idag faktiskt dominerar denna sektor totalt. I följande kapitel kommer en mikroturbin att beskrivas kortfattat samt problemen som uppstår till följd av installationen av dem.

2.2 TEKNISK BESKRIVNING AV MIKROTURBINEN

Mikroturbiner är små maskiner som tack vare sina låga emissioner i jämförelse med gasmotorer utgör ett starkt alternativ som back-up enheter. Principen för en mikroturbin är en rekuperativ gasturbincykel. I detta kapitel ges en kort beskrivning av teknologin kring mikroturbinen.

De mikroturbiner som idag finns tillgängliga på marknaden är av så kallad High Speed Generator (HSG) typ. HSG-turbinerna är uppbyggda från en enda axel vilket gör att varvtalet blir mycket högt. I början fanns problem med att få materialet i turbinen att hålla p.g.a. det höga varvtalet. Detta gjorde att NREC, dotterbolag till Ingersoll-Rand, utvecklade ett mikroturbinkoncept med två axlar och en växel som växlade ner det höga varvtalet [3]. Problemen med höga varvtal och bristande hållbarhet i materialen löstes emellertid och idag fungerar turbinerna mycket bra.



Figur 2.1. Rekuperativ mikroturbin (Turbec [12]).

Mikroturbiner är maskiner som befinner sig i effektområdet 25 kW_e till 500 kW_e. Deras funktion är nästan uteslutande att producera el. Eftersom det generellt sett är el som skall produceras kan mikroturbinen konstrueras efter en regenerativ arbetscykel. Den regenerativa cykeln medför en bättre bränsleutnyttjandegrad än vad en enkel cykel gör. Figur 2.1. visar hur en regenerativ mikroturbin kan se ut. Luften sugas in i kompressorn som komprimerar luften till önskat tryck. Ett typiskt tryckförhållande för mikroturbiner ligger mellan 3 och 5. Ett högt tryckförhållande har inte så stor betydelse för verkningsgraden i en regenerativ arbetscykel som den har i en enkel arbetscykel. Efter kompressorn går luften igenom en värmeväxlare där luften förvärms med rökgaserna innan den går in i brännkammaren och blandas med bränslet för att förbrännas. Efter brännkammaren expanderar gasen genom turbinen som utvecklar ett arbete.

Rekuperatorn

Rekuperatorn är en viktig del av turbinen. Genom att utnyttja utloppsvärmen från gasturbinen kan verkningsgrader på uppemot 80% erhållas. Även för elverkningsgraden spelar rekuperatorn en stor roll. Om rekuperatorn tagits bort skulle elverkningsgraden för systemet minska. Följande exempel på rekuperatorns betydelse för elverkningsgraden är hämtad från en rapport från DGC om mikroturbiner.

Tabell 2.1. Rekuperatorns inverkan på elverkningsgraden.

Verkningsgrad för rekuperator [%]	90	85	75	Enkel cykel
Rökgastemperatur [°C]	240	290	350	700
Elverkningsgrad [%]	28	25	21	13

Från början var rekuperatorn dåligt utvecklad vilket gjorde att stora resurser sattes in för att förbättra rekuperatorns verkningsgrad. De värmeväxlare som har funnits på marknaden har vidareutvecklats och både tryckfall och verkningsgrad har förbättrats. I början användes tubvärmeväxlare med en verkningsgrad på 80 % och ett tryckfall på 10 %. Efter tubvärmeväxlaren kom plattvärmeväxlaren. Fördelarna med plattvärmeväxlarna var många. Verkningsgraden uppgick nu till 90 % och tryckfallet genom värmeväxlaren hade reducerats och uppgick nu till 5 %. Värmeväxlaren var fortfarande otymplig, vilket gjorde att ytterligare ansträngningar gjordes för att komma fram till en bättre lösning. De flesta mikroturbinföretag har försökt att tillverka sin egen rekuperator men misslyckats. Förutom Ingersoll-Rand, som lyckades tillverka en rekuperator, använder mikroturbintillverkarna idag Solars rekuperator. Denna rekuperator är pålitlig, men väldigt dyr [4].

Idag finns uppgift om att en värmeväxlare från Alfa Laval, Cross Corrugated, har uppnått en verkningsgrad på 92 %. Tryckfallet uppgår fortfarande till 5 %, men storleken på värmeväxlaren har kunnat reducerats till endast 1/4 av föregående värmeväxlare. I mikroturbiner har värmeväxlaren tidigare utgjort en stor del av turbinen varför en mindre värmeväxlare är mycket intressant [5].

Trots att elverkningsgraden sjunker markant då rekuperatorn tas bort, tillverkas en del enheter utan rekuperator. Företag som tillverkar dessa maskiner är Bowman i England, och Capstone i USA. Dessa enheter är tänkta att användas till elproduktion och produktion av ånga, s.k. cogeneration.

Gasbooster

För att tillförseln av gas skall bli bra ur reglersynpunkt ligger bränsletrycket några bar högre än lufttrycket. I fallet med mikroturbiner som arbetar med ett tryck på 3-5 bar är det brukligt att gasen håller ett tryck på mellan 1-2 bar över lufttrycket. På grund av att trycket i naturgasledningen är lägre än de tryck som gasturbinen kräver, måste en kompressor tillföras för att höja trycket på naturgasen. En sådan kompressor kallas fuelgasbooster, eller enklare gasbooster. Vid val av en gasbooster ställs turbintillverkaren inför olika krav. Insugstrycket är det första problemet som dyker upp. Mikroturbiner är tänkta att ställas i distributionsnäten och vid servisledningarna för att komma så nära slutanvändaren som möjligt. Detta gör att möjligt insugstryck till gasboostern ligger mellan 0,04 bar(g) och 4 bar(g). Att insugstrycket varierar i den grad det gör, medför att stora krav ställs på den gasbooster som väljs för att installeras tillsammans med mikroturbinen. Att välja en gasbooster som skall klara av tryckvariationen kan bli mycket dyrt samtidigt som att välja gasbooster för varje installation separat kan bli dyrt för kunden och tillförlitligheten sjunker. Lyckligtvis är trycket i naturgasledningen konstant när platsen för installation av mikroturbinen har valts.

Ett val som mikroturbinföretaget Capstone har gjort är att tillverka två olika generatorset av sin modell 330. Det ena generatorsetet levereras med en gasbooster som klarar av att förse gasturbinen med tillräckligt högt bränsletryck då ledningstrycket är för lågt. Den andra mikroturbinen levereras utan gasbooster, men den klarar att arbeta med det tryck som finns tillgängligt i ledningen. Detta gör att Capstone får möjligheten till att köpa in stora enheter gaskompressorer samtidigt som deras mikroturbin kan placeras på många ställen i naturgasnätet [6].

2.3 TILLVERKARE AV MIKROTURBINER

Utvecklingen av mikroturbiner har huvudsakligen gjorts av bilindustrin. Bilindustrins förhoppning är att få fram en gasturbin kraftig nog att driva en bil samtidigt som den är miljövänlig. Även om utvecklingen går framåt är det fortfarande kolvmotorn som helt dominerar denna marknad. Utvecklingen av mikroturbiner som används för elproduktion koncentreras till ett par företag i världen. Företagen presenteras kort i följande avsnitt.

2.3.1 Honeywell Power Systems

Allied Signal Power Systems visade sin mikroturbin första gången 1991. Mikroturbinen som presenterades byggde på ett samarbete med den amerikanska armén, där Allied Signal Power Systems hade fått i uppdrag att bygga en kraftproducerande enhet som skulle fungera som back-up enhet. Mikroturbinen som utvecklades uppnådde en livstid på 800 driftstimmar. Efter denna erfarenhet byggde Allied Signal 1994 vidare på sitt koncept genom att utveckla mikroturbiner till hybridfordon.

När Honeywell Power System köpte Allied Signal Power Systems började utvecklingen och marknadsföringen av mikroturbinen Parallon 75. Parallon 75 utvecklar 75 kW_e och har en elverkningsgrad som garanteras att ligga över 27 %.

Tillgängligheten för Parallon 75 förväntas att ligga över 95 % och kommer att ta ca. 2,5 minuter för att starta. Livstiden för turbinen beräknas till 40 000 driftstimmar om underhållsprogrammet efterföljs.

Honeywell tilldelades 10 miljoner dollar av Department of Energy U.S.A. för att utveckla mikroturbiner för storskalig tillverkning. Utvecklingsarbetet startade i oktober år 2000. Honeywell Power Systems kommer med pengarna att utveckla sin Parallon 75 modell ytterligare.

Honeywell kommer också att satsa på en mikroturbin som skall kunna utveckla 350 kW_e. Mikroturbinen skall kunna placeras i både 50 Hz och 60 Hz elnät

General Electric köpte upp Honeywell i oktober 2000. Det återstår att se vad som kommer hända med Parallon 75 [7].

2.3.2 Capstone Turbine Corporation

Capstone Turbine Corporation grundades 1988. Mellan 1989 och 1992 samarbetade Capstone bl.a. med NASA, Ford och GRI om utveckling av komponenter till mikroturbiner. Capstones första prototyp testades 1994 och var på 24 kW_e. Sedan dess har Capstone utvecklat och testat ett antal prototyper. I december 1998 då lanseringen av den allra första kommersiella enheten ägde rum hade över 130 enheter testats. I dagens läge har Capstones mikroturbin testats i mer än 350 000 driftstimmar i flera sammanhang.

Capstone har idag tre varianter av mikroturbinen. En 60 kW_e mikroturbin med rekuperator, en 30 kW_e mikroturbin med rekuperator och en 30 kW_e gasturbin som arbetar efter en enkel cykel, modell 330. Alla Capstones mikroturbiner är enaxlade och har lager som är uppbyggda med luft.

Capstones 30 kW_e mikroturbin kommer i två varianter. Den första varianten är tänkt att placeras i ett högtrycks nät med ett tryck på mellan 3,59 bar(g) och 3,79 bar(g). Enheten levereras inte med en fuelgasbooster, utan trycket i ledningen anses räcka till att förse turbinen med bränsle. Enheten levererar 30 kW_e med en elverkningsgrad på 27 %.

Den andra varianten av Capstones modell 330 levereras tillsammans med en gasbooster som bygger på Copelands skrollteknik. Denna mikroturbin kan ställas i områden som har ett ledningstryck på mellan 0 bar(g) och 1,03 bar(g). Enheten levererar 28 kW_e med en elverkningsgrad på 26 %.

Capstones 30 kW_e mikroturbin, som arbetar enligt en enkel cykel, är tänkt att användas i enheter som både skall producera el och ånga, s.k. cogeneration. Rökgaserna har en temperatur på 518 °C och innehåller totalt en energimängd på 200 kW. Elverkningsgraden på denna maskin ligger på 14 %. Maskinen är tänkt att placeras i ett högtrycks nät med ett tryck på mellan 3,59 bar(g) och 3,79 bar(g).

Capstones 60 kW_e enhet har ett varvtal på 96 000 rpm och en elverkningsgrad på 26 % (+/- 2). De utgående rökgaserna håller en temperatur på 343 °C. Turbinen kräver en gasbooster eftersom den är tänkt att stå i områden med ett gastryck på mellan 5,17 bar(g) och 5,5 bar(g).

Capstone har utvidgat sin ställning i U.S.A. och förväntar sig att kunna tillverka över 20 000 enheter i sin nya fabrik [6].

2.3.3 The Elliot Company

Elliot Company är ett företag med anor som sträcker sig till 1940 då de tillverkade det första turboaggregatet, i U.S.A., för användning i bilar. Några år senare utvecklade Elliot Company också den första framgångsrika industriella gasturbinen.

Mikroturbinutvecklingen hos Elliot Company ledde fram till deras första mikroturbin TA 45 som introducerades 1997. Denna mikroturbin har sedan dess testats i mer än 50 000 driftstimmar. Den första prototypen som utvecklades var fortfarande i drift 3 år efter lanseringen.

Elliot's design bygger på en enaxlig konstruktion där kompressor, turbin och generator är monterad på samma axel. Varvtalet på maskinen är högt och den generator som används kopplar elektroniskt om frekvensen till 50 Hz eller 60 Hz beroende på var mikroturbinen skall kopplas in. Tryckförhållandet varierar i de olika maskinerna men alla ligger ungefär på ett tryckförhållande på 4:1. Bränsletrycket i maskinen måste vara minst 5 bar för att kunna reglera bränsleflödet på bästa sätt.

The Elliot Company har nu blivit uppköpta av General Electric.

Förutom en 45 kW_e maskin tillverkar Elliot också turbiner med uteffekter på 35 kW_e, 60 kW_e, 80 kW_e [8].

Bowman Power Systems Ltd (BPS)

BPS startades 1994 för att utveckla och sprida mikroturbinteknologin. BPS köper in turbomaskinen från gasturbintillverkare och integrerar den i system. För närvarande köper BPS in sina maskiner från Elliot Company. Hitintills har BPS köpt in enheter mellan 45 kW_e enhet och 80 kW_e enhet och paketerat dessa [4,9,10].

2.3.4 Ingersoll-Rand Energy Systems

Utvecklingen av Ingersoll-Rands mikroturbin började på företaget NREC, som först startades som ett dotterföretag till Ingersoll-Rand. Ingersoll-Rands mikroturbin skiljer sig markant från andra mikroturbiner. I början av utvecklingen av mikroturbiner hade tillverkare stora problem med att stabilisera det höga varvtalet som uppkommer då endast en axel används för turbin och kompressor. NREC bestämde sig för att satsa på att bygga en tvåaxlig turbin. Den tvåaxliga turbinen är uppbyggd av en axel med kompressor och kompressorturbin. Kompressorturbinen enda uppgift är att driva kompressorn som förser brännkammaren med luft. Kraftturbinen placeras på en separat axel.

I och med att en växel används kan också en induktionsgenerator användas till att omvandla den mekaniska energin till elektricitet.

Eventuellt kan en kompressor också drivas av maskineriet för att producera kyla. Ingersoll-Rand är det enda företaget för tillfället som koncentrerar sig på att tillverka kyla med sitt gasturbinaggregat [3].

Ingersoll-Rand har valt att bygga sin turbin med låg inloppstemperatur till turbinen för att på så sätt uppnå en mer hållbar uppbyggnad av gasturbinen. Med detta sätt att bygga gasturbiner erhåller Ingersoll-Rand en livstid på 80 000 driftstimmar.

Ingersoll-Rand levererar mikroturbiner på eleffekter mellan 30 kW_e upp till 250 kW_e. Elverkningsgraden uppgår enligt Ingersoll-Rand till 33 % (LHV) och den totala verkningsgraden uppgår till 80 %.

Ingersoll-Rand har också utvecklat en egen rekuperator. Ingersoll-Rand hävdar att verkningsgraden uppgår till över 90 %. Ingersoll-Rand tillverkar rekuperatorn till gasturbiner mellan 20 kW_e till 20 MW_e och tryckförhållande mellan 3:1 till 20:1 [11].

2.3.5 Turbec

Inom ett område som klart domineras av amerikanska företag, utmärker sig Turbec som det enda rent europeiska företaget på marknaden. Historien om Turbec börjar 1992 då Volvo presenterade en studie om deras framtida fordon. Alla fordonen drevs av en gasturbin hybrid motor.

1998 skapades Turbec, som är ett samarbete mellan ABB och Volvo. Huvudmålet var att utveckla en mikroturbin som kan användas till kraftproduktion.

Turbecs mikroturbin är en enaxlad konstruktion med kompressorn, gasturbinen och generatoren på samma axel. T 100 som gasturbinaggregatet heter, utvecklar 100 kW_e och har en elverkningsgrad på 30 % [12].

2.3.6 Sammanställning av mikroturbinerna

För att få en överskådlig bild över hur mikroturbinernas prestanda ser ut, presenteras de nedan. Uppgifterna är hämtade från artikeln "Mikrogasturbiner", Aksel Hauge Pedersen, DONG som publicerades i Gasteknik 2/2000 [13]. Även data från företagens hemsidor har använts.

Tabell 2.2. Sammanställning av mikroturbiner.

Fabrikat	Storlek [kW_e]	η_{el} [%]	ppm NO_x vid 15 % O₂	Varvtal [rpm]
Honeywell	75	28,5	< 9 ppmV	65000
Turbec	100	30	< 25 ppmV	
Capstone ¹	28	14	< 9 ppmV	96000
Capstone ²	30	27	< 9 ppmV	96000
Capstone ³	28	26	< 9 ppmV	96000
Capstone	60	26	< 9 ppmV	96000
Elliot	35	-	< 35 ppmV	
Elliot	45	-	< 50 ppmV	
Elliot	60	-	-	-
Elliot	80	-	< 30 ppmV	68000
Ingersoll-Rand	75	33	< 9 ppmV	
Bowman	35	19,8		116000
Bowman	50	22,8		105000
Bowman	80	24,8		68000

¹ Modell 330 som enkel cykel.

² Modell 330 i högtrycksvarianten.

³ Modell 330 i lågtrycksvarianten.

3. ENERGIGASER

3.1 NATURGAS

I detta kapitel kommer naturgasens historia att gås igenom. Vidare kommer ledningsnäten samt distributionsnätet i Sverige att beskrivas.

3.1.1 Bakrund

Användningen av gas inleddes på 1700-talet, då engelsmannen William Murdock började använda gaslampor i sitt hus. Sedermera placerade han också lampor utanför det lokala polishuset i Manchester. William Murdock kom senare att kallas gasindustrins fader.

Kommersiellt började gas användas under 1800-talet, då industrialismen fick fart. Nästa gång gasen fick ett genomslag var då gasfyndigheter påträffades i södra Frankrike och i östra delarna av Nederländerna. Detta var ett stort upplyft för gasindustrin på många sätt. Framförallt behövde gasindustrin nu inte förlita sig på att tillverka gas själva, utan kunde hämta gas direkt från en källa. Detta medförde att gas på allvar kunde börja konkurrera med olja och el, i både hushåll och industri.

Under tiden efter andra världskriget fick gas stå tillbaka för andra energislag som var lättare att utvinna och använda. Dessa energislag behövdes efter kriget för att bygga upp det svårt krigshärjade Europa.

De gasfyndigheter som hade lokaliserats var relativt stora och misstanken om att fler gasfyndigheter väntade på att upptäckas, medförde att ett mer aktivt sökande påbörjades efter gasfyndigheter. Gasens användningsområden hade ökat och nya fyndigheter behövdes för att kunna täcka behovet av gas. Det första av de stora gasfälten påträffades i nordöstra Nederländerna utanför Groningen. Gasfältet, som heter Slochteren, började exploateras runt 1960.

Naturgasen framfart i Europa gav upphov till stora förändringar i distributionskedjan, då stadsgas byttes ut mot naturgas. En av de förändringar som vidtogs var att höja trycket i ledningarna, så att en större kapacitet skulle kunna användas. Vidare behövdes brännarmunstyckena bytas ut, så att dessa kunde klara av det nya Wobbeindex som införandet av naturgasen medförde [14].

Det var först under oljekrisen på 1970-talet som intresset för naturgas väcktes i Sverige. Sverige insåg att energiförsörjningen behövde omfatta olika energislag, då försörjningen annars kunde bli alldeles för beroende av ett enda energislag. Under åren 1981-1982 ingicks de första avtalen med Danmark om leverans av naturgas. Den naturgas som levereras från Danmark kommer från naturgasfälten i Nordsjön.

Genom att i början använda gasol som var utspädd med luft, kunde naturgasen lättare fasas in i det svenska gasnätet. Utspädningen av gasolen gjordes för att Wobbeindexet skulle bli detsamma som den naturgas som skulle användas i framtiden. Detta för att de brännartyper som användes i början inte skulle behövas bytas ut. 1985 levererades den första naturgasen från Danmark och det danska naturgasfältet Tyra [15].

3.1.2 Distribution

De stora gasfälten i Nordsjön, står för större delen av tillförseln av naturgas till Europa. Den svenska naturgasen kommer uteslutande från det danska naturgasfältet Tyra som ligger ca. 20 mil väster om Jylland. Från Tyra leds gasen genom en stålledning på havsbotten till Nybro på det danska fastlandet där gasen renas. Från Nybro transporteras gasen 1 m under det danska fastlandet och under Öresund för att slutligen nå Klagshamn söder om Malmö. Importen av naturgas ligger årligen på 854 miljoner m³/år och motsvarar 2% av Sveriges totala energitillförsel [15]. Det skall emellertid understrykas att i de områden som naturgasnätet är utbyggt står naturgasen för 20-25% av energianvändningen vilket är samma nivå som i övriga Europa.

3.1.3 Ledningsnät i Sverige

I Klagshamn, där naturgasen först når Sverige, börjar det svenska naturgasnätet. Stamledningen i det svenska naturgasnätet sträcker sig längs västkusten upp till Göteborg. En avstickare från västkusten är där stamledningen avviker mot Hyltebruk. För att naturgasen skall kunna transporteras in i bebyggt område måste ett lägre tryck användas av säkerhetsskäl. Från stamledningen utgår i fallande trycknivå, grenledningar, fördelningsledningar och distributionsledningar. Även riktigt små ledningar finns, så kallade servisledningar, men de används bara den allra sista metern från distributionsledningen till huset. För att dessa servisledningar skall installeras i ett villaområde krävs att det finns många intressenter för att installationen skall bli ekonomisk. I de olika ledningarna råder olika tryck, och högst tryck finns i stamledningen. Stamledningen håller ett tryck på 80 bar. Stamledningen är byggd av stålrör och dess funktion är att transportera stora mängder gas ut till knutpunkter i förbrukarnätet. Stamledningen har en diameter på 600 mm utom i Göteborg där diametern är 500 mm. Stamledningen kan maximalt transportera 3 miljarder m³ eller 35 TWh/år, d.v.s. 8 % av Sveriges totala energianvändning. Vissa stora förbrukare som kraftverk kan vara direkt kopplade till stamledningen eftersom de ofta behöver ett högt tryck på gasen [14].

Stamnätet mynnar ut i distributionsnätet via en M/R station som sänker trycket i ledningen till 16 bar eller 4 bar. Vanligast är att trycket sänks till 4 bar, men när stora gaspolymer skall transporteras nära befolkningstäta områden kan trycket i ledningen tillåtas vara 16 bar. Anledningen till att gastrycket inte är konstant är tryckfallet i ledningarna och att en hög förbrukning också sänker trycket i ledningen. Gasledningarnas diameter ligger mellan 30 mm och 200 mm. I detta nät är förbrukare ned till 600 kW inkopplade [14].

I detta distributionsnät kan det finnas ett behov att installera en gasbooster för att på det sättet höja det låga gastrycket som finns i dessa ledningar.

En ny typ av material har möjliggjort en förenkling vid installation av gasturbiner. Normalt har materialet i 10 bars ledningar varit stål. Det nya materialet har emellertid möjliggjort plast som rörmaterial för ledningar som skall transportera gas med 10 bars tryck. I dessa områden skulle inte gasboostern behöva arbeta så mycket för att höja trycket. Eventuell skulle en gasbooster kunna undvikas helt. För småförbrukare är ledningsdiametern 32 mm. Ledningstrycket i dessa ledningar är mellan 0,04 bar(g) och 0,1 bar(g). Förbrukare i detta nät är oftast villor, och det är i detta nät som mikroturbiner huvudsakligen är tänkta att användas. Anledningen till att nätet har så lågt tryck är av säkerhetsskäl.

3.2 BIOGAS

I detta kapitel kommer biogas och dess egenskaper att beskrivas kort. Biogas framstår allt mer som det framtida ekologiska bränslet för mikroturbiner. En mängd ekologiska fördelar fås vid användning av biogas. Biogas bidrar inte till växthuseffekten eftersom gasen härstammar från organiskt material som under sin levnadstid har samlat upp koldioxid från atmosfären. Genom att samla upp biogasen och förbränna den, istället för att bara släppa ut den, erhålls stora fördelar. Detta på grund av att metan, som är en stor beståndsdel i biogas, har ett 22 gånger större Global Warming Potential (GWP) än koldioxid. [16]

Andra fördelar än ekologiska erhålls också genom biogasanvändning. Vid tillverkningen av gasen minskas avfallsmängden samtidigt som avfallet görs mer hanterbart. Detta innebär att lukten tas bort från gasen samtidigt som näringsämnen stannar i det rötade materialet [16].

3.2.1 Bakgrund

Biogas bildas när organiskt material bryts ned utan tillgång till syre, en anaerob process.

Processen sker naturligt i myrmarker. I tekniska sammanhang erhålls biogas från avfallsupplag och vid reaktorrötning. Gasen som kommer från en reaktorrötning kallas också för rötgas, medan gasen från avfallsupplag kallas deponigas. Framställningen av gasen sker med hjälp av bakterier. Istället för att avge värme då avfallet bryts ner binder bakterierna energin i gasen i form av metan. Att metan bildas vid processen är mycket intressant ur energisynpunkt eftersom metan också är huvudbeståndsdel i naturgas.

Vid framställningen tillförs värme för att öka hastigheten på gasproduktionen. Beroende på hur hög temperaturen är under pågående gasproduktion delas gasframställningen in i olika metoder. Den vanligaste metoden för framställning av biogas är vad som kallas kontinuerlig enstegsrötning.

Processen äger rum i en sluten tank. Materialet förs in i tanken under omblandning i samma mängd som redan rötat material förs ut ur tanken. Om processen äger rum mellan temperaturerna 30 - 40 °C kallas rötningen för mesofil rötning. Om processen istället äger rum vid de högre temperaturerna 50 - 60 °C kallas processen för termofil. Under rötningsprocessen minskas avfallsmängden och lukt reduceras bort från avfallet [16].

3.2.2 Ledningsnät

Det finns idag runt 200 anläggningar som utvinner biogas. Flertalet av dessa anläggningar är placerade vid avfallsupplag eller som rötchammare vid reningsverk. Gemensamt för de olika anläggningarna är att deras huvudsyfte inte är att producera biogas. De flesta av anläggningarna utnyttjar gasen för eget värmebehov och på en del håll produceras värme till fjärrvärmenätet.

För att biogasen skall kunna användas mer effektivt måste bättre leveransmöjligheter finnas. Ett bra sätt att leverera biogas är att använda naturgasnätet. Biogasen skulle kunna användas som en baslast medan naturgas används för att täcka det behov som inte biogasen räcker till för. Att införa biogas i ledningsnäten medför en del problem. För att kunna introducera biogas i naturgasnätet måste gasen torkas för att vatteninnehållet inte skall orsaka korrosion i nätet.

Andra problem som uppstår är hur gasen skall debiteras. Som visas i nästa avsnitt har biogasen ett lägre energivärde än naturgasen. Detta orsakar problem när det gäller debiteringen. Energivärdet mäts vanligen inte hos kunderna. Det är endast gasflödet som mäts, varefter debitering av gasen sker efter ett genomsnittligt energivärde för den gas som matats in i nätet. Lösningar har emellertid utvecklats. Bl.a. kan naturgasens energivärde sänkas genom införandet av luft. Det krävs ca. 10 % luftinblandning i naturgasen för att den skall få samma energivärde som biogasen [16].

Av den biogas som producerades 1998 användes i Sverige 27 GWh till elproduktion och 298 GWh till värmeproduktion [15].

3.3 FYSIKALISKA FAKTORER

Som framgått av föregående kapitel är intresset stort för att använda både biogas och naturgas som bränsle till mikroturbiner. Det finns emellertid en del problem förknippade med alternering mellan två olika gassammansättningar. I detta kapitel förklaras varför gassammansättningen har betydelse för valet av kompressor.

3.3.1 Gassammansättningen

I tabell 3.1 presenteras ungefärlig gassammansättning för naturgas respektive biogas. Denna gasspecifikation är inte densamma som skickades ut till kompressorföretagen. Gasspecifikationen som användes i utskicket presenteras i kapitel 5.1.

Tabell 3.1. Sammansättning för naturgas och biogas [30].

Beståndsdel	Volymandel	
	Naturgas	Biogas
Metan	87,7	60,4
Etan	6,7	< 3 ppm
Propan	2,9	-
n-Butan	0,9	-
Pentan	0,2	-
Koldioxid	1,3	39,2
Kväve	0,4	0,4
Syre	-	< 0,5
Koloxid	-	< 0,01
Eten	-	< 3 ppm
Etyl	-	< 3 ppm
Väte	-	0,4
Svavelväte	-	10 - 14 ppm
Ammoniak	-	< 0,2
Undre värmevärde [MJ/m ³]	39,86	21,6

Sammansättningen av naturgas är typisk för den gas som levereras till Sverige från gasfältet Tyra utanför Danmark. Metanhalten är hög och gasen har ett bra värmevärde. Värmevärdet är högt tack vare att gasen innehåller några av de tyngre kolvätena.

Sammansättningen av biogas är hämtad från ett reningsverk och är typisk för just det reningsverket. Biogasen innehåller en hel del ämnen som tillsammans med vatten kan bilda korrosiva ämnen. Merparten av innehållet i biogas är koldioxid och metan, men biogas innehåller också mindre mängder av svavelväte, ammoniak och vatten. De små mängder kväve och syre som biogasen innehåller, kommer från eventuella läckor när biogasen bildas. De bildas då aeroba processer förbrukar den luft som kommit in i processen [16].

Värmevärdet hos biogasen är inte så hög som för naturgas. Anledningen till detta är att biogasen inte innehåller de tyngre kolvätena som naturgasen gör.

Sammansättningen på biogasen är mycket beroende av vilket avfall gasen kommer från. Om gasen levereras från ett och samma reningsverk, är oftast gassammansättningen jämn. Det vanliga är att metanhalten inte varierar mer än 2 % under året [16].

I tabell 3.1 har också värmevärdet för gaserna angivits. Värmevärdet definieras enligt:

Värmevärdet (H) anger den energi som frigörs vid fullständig förbränning av en normalkubikmeter (1 m_n^3) av gasen. Värmevärdet delas in i övre respektive undre värmevärde. Det undre värmevärdet är viktigast ur gasformiga bränslen. Det undre värmevärdet är lika med det övre värmevärdet minus det värme som finns bundet som kondenseringsvärme i avgasernas vattenånga. [17]

3.3.2 Komprimering av gasen

Komprimering av naturgas är inte något problem på grund av att gasen är så ren. När det gäller biogas är läget ett annat. Biogas innehåller vatten, ammoniak, koldioxid och svavelväten. För kompressorer kan dessa ämnen ställa till stora problem. Vid kompressionen kan vatten fällas ut och bilda svavelsyra tillsammans med svavelväte. Eftersom svavelsyra har starkt korrosiva egenskaper är lösningen till detta problem av största vikt. Många kompressorer måste specialbyggas för att kunna ta hand om svavelväte medan andra kompressorer endast behöver tillsätta tillsatser i oljan. Halterna av svavelväte i biogas som kommer från reningsverk är emellertid ganska små. En vanlig koncentration brukar ligga mellan 0 - 200 ppm [16].

Även koldioxid är ett problem då vatten är tillgängligt i gasen. Om vatten fälls ut vid kompressionen av gasen, kan koldioxiden lösa sig i vattnet och bilda syran H_2CO_3 . Denna syra fräter på kompressorn, och förkortar kompressorns livslängd. För att biogas skall kunna användas måste gasen renas innan den komprimeras [18,19].

En av metoderna för att ta hand om de farliga ämnena i biogasen är att ta bort vattnet ur gasen. Genom att avskilja vattnet ur processen minskas också mängden syror som kan bildas i kompressorn. Vattnet tas lättast bort genom införandet av ett vattenavskiljande filter som installeras uppströms kompressorn. I oljeinsprutade kompressorer används olika varianter av oljor för att skydda kompressorn från de frätande syrorna. Dessa oljor är syntetiska och väljs med hänsyn tagen till gassammansättningen. Genom att oljan väljs efter sammansättningen, blir oljan specifik för varje form av gassammansättning som kompressorn skall arbeta med [18,19].

Ett annat problem som uppstår vid kompression av biogas och naturgas är frågan om vilket volymflöde som kompressorn skall leverera. För att biogas skall kunna förbrännas med samma mängd som naturgas krävs att värmevärdet är desamma. Värmevärdet hos biogas är emellertid inte desamma som för naturgas vilket medför att en större mängd gas behöver förbrännas för att samma energi skall utvecklas. Värmevärdet spelar således en roll för vilket volymflöde som kompressorn skall leverera till mikroturbinen.

4. KOMPRESSORER

4.1 VILKA TYPER AV KOMPRESSORER FINNS DET

Det finns olika typer av kompressionsmodeller, men en urskiljning kan göras genom att dela in kompressionstyperna i två stora grupper. De två grupperna är:

- Den kontinuerliga kompressionsmodellen
- Pulserande kompressionsmodellen

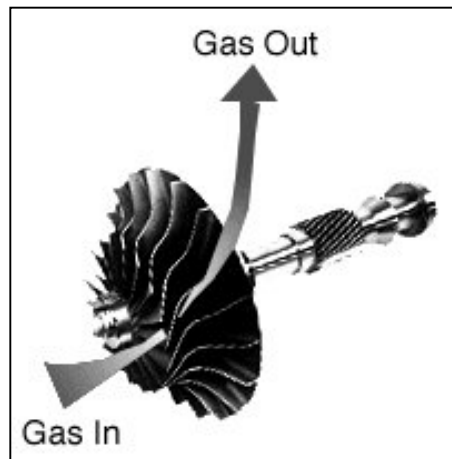
I efterföljande stycken presenteras de olika grupperna mer ingående. Eftersom den pulserande kompressionsgruppen är viktig för gasboosters presenteras de vanligaste pulserande kompressortyperna i separata avsnitt.

4.1.1 Kontinuerliga kompressorn

I den kontinuerliga kompressorn finns inga fasta faser. Insug av ny gas sker samtidigt som kompressionsfasen och utloppsfasen äger rum. Flödet som passerar kompressorn levereras således på ett jämnare vis varför kompressionsmodellen har fått namnet kontinuerlig. Den vanligaste kompressortypen i denna gruppen är de dynamiska kompressorerna. I dynamiska kompressorer överförs den mekaniska energin till gasen genom roterande element. Dynamiska kompressorer kommer i två varianter, centrifugalkompressorn och axialkompressorn. Skillnaden mellan dessa kompressorer är volymflödet genom kompressorn. Axialkompressorn används vid väldigt stora volymflöden.

Centrifugalkompressorn

Centrifugalkompressorn är en av de vanligaste kompressorerna i processindustrin. Det är bara kolvkompressorn som är vanligare. Kompressorn är uppbyggd med skovlar som är svagt böjda bakåt och uppåt. När kompressorn roterar, sugas gas in mellan skovlarna och bromsas upp när gasen går in i en stationär del av kompressorn. Ökningen av det statiska trycket är en följd av två olika faktorer. Den första tryckökningen sker i skovelhjulet då centrifugalkraften ökar. Den andra tryckuppbyggnaden sker när gasens hastighetsenergi omvandlas till tryckenergi i skovelkanalen. En ökning av det dynamiska trycket sker då absolut hastigheten i skoveln ökar. Den sista tryckuppbyggnaden sker då gasen lämnar skoveln och går in i en efterföljande diffusor och bromsas upp vilket leder till en omvandling av det dynamiska trycket till statiskt tryck.[17]



Figur 4.1. Kompression i en centrifugalkompressor.

Centrifugalkompressorn är vanlig som gasbooster i gasturbiner över 100 MWe. Detta är ett område som skruvkompressorn börjar att ta större och större marknadsandelar. Centrifugalkompressorn kan inte användas som gasbooster till mikroturbiner eftersom volymflödena är alldeles för små.

Axialkompressorn

Axialkompressorn är en kompressor som är konstruerad för att hantera väldigt stora volymflöden. Denna kompressor kan inte användas som gasbooster till någon turbin eftersom volymflödena är enorma. Tryckförhållandena i axialkompressorn kräver att flera steg är involverade för att höja trycket på gasen avsevärt.

4.1.2 Pulserande kompressorn

De pulserande kompressorerna arbetar på ett cykliskt sätt. Maskinen har således fasta faser då olika delar av kompressionen utförs. Kompressionsmodellen kan beskrivas genom att betrakta dessa faser var för sig. I den första fasen sugs gas in med det angivna insugstrycket. I den andra fasen börjar själva kompressionen av gasen. När utloppstrycket är nått börjar den tredje fasen med att släppa ut gasen genom utloppet. Gasen återvänder nu till att återigen suga in gas. Kompressorerna som arbetar enligt den pulserande kompressionsmodellen kallas också för positiv displacement kompressorer. De pulserande kompressorerna arbetar oftast med låga volymflöden och höga kompressionsförhållanden.

Kompressorerna i denna grupp kan delas in i två mindre grupper efter hur de arbetar för att komprimera gasen. Den första gruppen är kolvkompressorerna där det är en kolv som överför det mekaniska arbetet till gasen. Den andra gruppen är roterande kompressorer. Denna gruppen är lite större och innehåller fler kompressortyper. Den viktigaste roterande kompressorn är skruvkompressorn. Skruvkompressorn använder två stycken skruvar som både fungerar som kompressionsvolym och ventiler.

En klar fördel med att använda en rotationskompressor istället för att använda en kolvkompressor är att ett fundament kan utelämnas då kompressorn skall installeras. Detta på grund av att obalanserade krafter är mycket små och kan betraktas som näst intill obefintliga.

Bland de roterande maskinerna finns ett antal olika kompressorer. Några av dessa kommer att beskrivas i följande kapitel. De flesta av dessa kompressorer kan emellertid inte användas som gasboosters av skäl som kommer att beskrivas nedan. De två kompressorer som idag är lämpligast som gasbooster är tilldelade särskilda kapitel (se kapitel 4.2, 4.3 och 4.4).

Roterande kompressorer

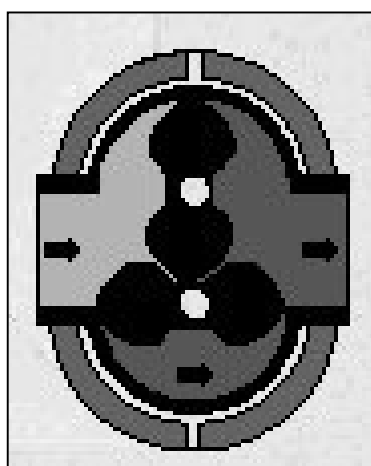
Bland de roterande kompressorerna finns en hel del varianter. I detta avsnitt kommer de vanligaste roterande maskinerna att presenteras kortfattat. Vissa brister som dessa maskiner har kommer också att påpekas.

De allra vanligaste roterande maskinerna, förutom skruvkompressorn, är Roots-kompressorn och lamellkompressorn.

Rootskompressorn

Rootskompressorn är en mycket enkel variant av skruvkompressorn. Den är uppbyggd som en kugghjulspump som består av två kuggor per hjul.

Fördelen med Roots-kompressorn är att ingen smörjolja behövs eftersom skovlarna inte är i kontakt med varandra eller med kompressionshuset under kompressionen. Gasen kan således inte bli kontaminerad av eventuell smörjolja.



Figur 4.2. Roots-kompressorn.

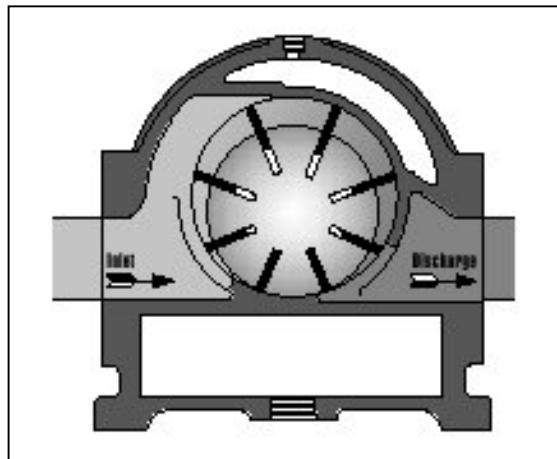
Nackdelen med Roots-kompressorn är att den arbetar med väldigt låga kompressionsförhållanden. Det maximala tryckförhållandet som en Roots-kompressor konstrueras med ligger på 1:2. För att denna typ av kompressor skall kunna arbeta som gasbooster, måste flera stycken kompressorer kopplas efter varandra för att erhålla erforderligt tryckförhållande. Det är mycket tveksamt om det överhuvudtaget är lönsamt att koppla samman flera kompressorer efter varandra.

En annan nackdel är att stora pulsationer uppkommer då Roots-kompressorn komprimerar gasen [17].

Lamell kompressorn

Lamellkompressorn består av en excentriskt placerad rotor i ett luft- eller vattenkylt kompressorhus. Rotorn har flera radiella, längsgående spår i vilka lameller är instuckna. När rotorn roterar skjuts lamellerna ut av centrifugalkraften, och bildar små kompressionsrum tillsammans med kompressorhuset. Att rotorn är excentriskt placerad medför att en volymreduktion erhålls då gasen närmar sig utloppet. Gasen levereras således med ett förhöjt tryck.

Fördelen med dessa maskiner är att konstruktionen är enkel vilket medför att underhållskostnaderna blir ganska låga. Denna kompressortyp levererar gasflöden mellan 60 - 6000 m³/h.



Figur 4.3. Lamellkompressorn.

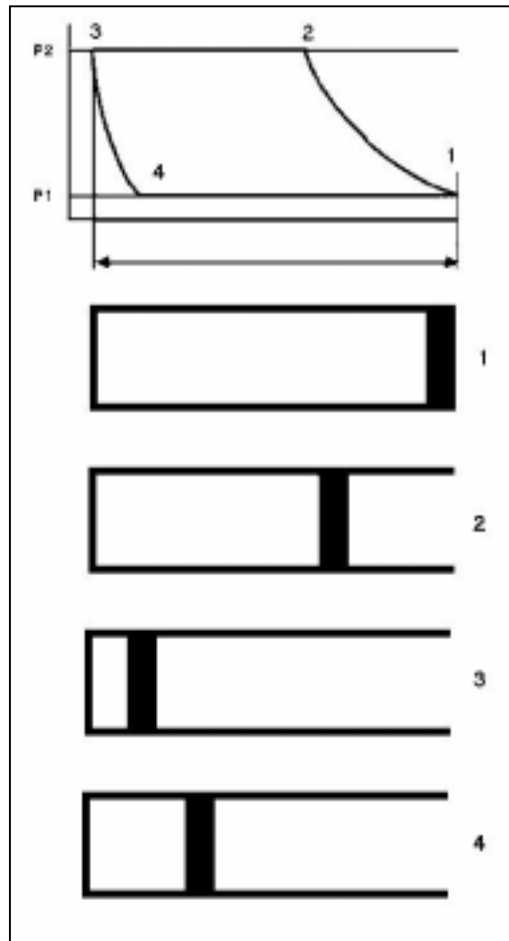
Även den här kompressorns nackdel är det låga kompressionsförhållandet som ligger på maximalt 1:4. För att denna kompressor skall kunna användas som gasbooster måste även denna kopplas tillsammans med ytterligare någon kompressor. Vid samtal med representanter för AC Compressor framkom det att två lamellkompressorer som kopplats samman möjligtvis kan utgöra ett ekonomiskt konkurrenskraftigt alternativ till den oljeinsprutade skruvkompressorn. Konstruktionen av kompressorn skulle emellertid vara mer sårbar än skruvkompressorn på grund av sammankopplingen[17].

4.2 KOLVKOMPRESSORER

Kolvkompressorn är den mest använda kompressorn i hela processindustrin. I detta kapitel presenteras kompressorn och dess beståndsdelar. Kapitlet illustrerar även en del metoder att reglera kapaciteten hos kompressorn. En del av dessa metoder är samma som används på andra kompressormodeller. Beskrivningen av dessa metoder sker enbart i detta kapitel, men de nämns även kort vid skruvkompressorn.

4.2.1 Kolvkompressorer - funktion

För att förstå kolvkompressorn används en ideal modell. I den bortses helt från förluster som kan uppstå i processen. Följande resonemang bygger på figur 4.4 nedan. Figuren består av en kompressionsprocess i ett P-V diagram. Under P-V diagrammet är en cylinder ritad som visar cylinderns läge då kompressionscykeln genomgås.



4.4. Kolvrörelsen under kompression.

Vid början av cykeln (se figur 4.4) är kolven i sitt nedersta läge. I detta läge är cylindern full med gas som skall komprimeras. Kompressionsfasen är redo att börjas och alla ventiler är stängda. Sträckan mellan punkt 1 och punkt 2 anger kompressionsvägen.

Vid punkt 2 slutar kompressionen och utloppstrycket är uppnått. Vid detta läge öppnar utloppsventilerna. Mellan punkt 2 och punkt 3 trycks gasen ut ur cylindern till det att ändläget har uppnåtts.

I punkt 3 har kolven nått så högt upp den kan och har på så vis kommit till sitt övre vändläge. Den lilla volym som är kvar högst upp kallas residualvolym (clearance) och den kommer inte föras ut till utloppet. Vid övre vändläget stänger också utloppsventilen för att förbereda nästa fas i kompressionscykeln.

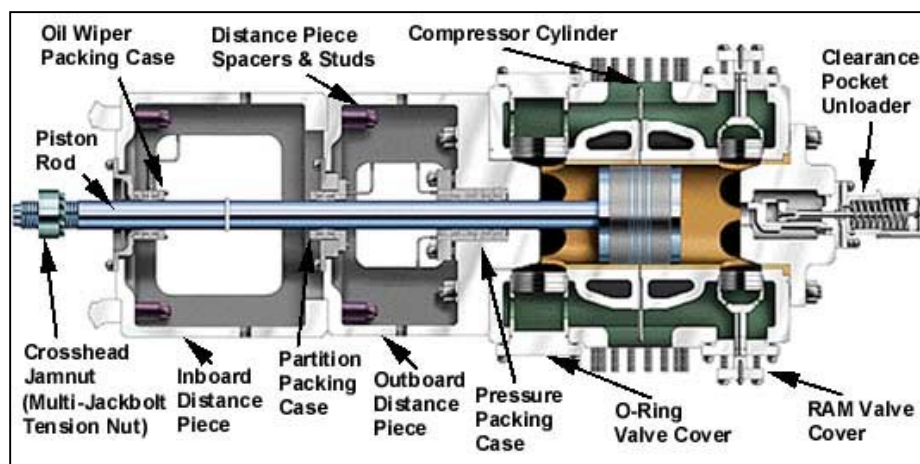
Från punkt 3 expanderar nu den gas som blev kvar i residualvolymen. Denna gas expanderar tills det att cylinder trycket har sjunkit till samma nivå som inloppstrycket.

Vid punkt 4 är nu cylindertrycket lika stort som inloppstrycket. Inloppsventilerna öppnar och ny gas sugas in i cylindern tills läge 1, d.v.s. utgångsläget, är uppnått.

Ett viktigt faktum är att insugsventilerna är stängda under hela expansionsfasen.

4.2.2 Konstruktion av kolvkompressorn

Kolvkompressorn är den kompressor som är vanligast idag när det gäller kompression av gaser vid låga flödesvolymen men höga tryckförhållanden. I detta kapitel beskrivs de största och de känsligaste delarna av kolvkompressorn. Nedan visas en bild på en kolvkompressor i genomskärning.



Figur 4.5. Kolvkompressor i genomskärning.

Som denna bild visar är kolvkompressorn uppbyggd av många delar. De viktigaste är cylindern, kolven och ventilerna.

Cylindern

Kompressorns cylinder är ofta en enskild enhet som kan separeras från övriga delen av kompressorn. Den del som binder samman cylindern med övrig utrustning kallas för "Distance piece", fritt översatt till distanshus, och kan ses på bilden ovan. Distanshuset är en separat del av kompressorn och kan både vara öppna och slutna. Distanshus räknas i tre storlekar: enkla, dubbla och extra långa. Det långa distanshuset används för att undvika kontakt mellan processgasen och smörjoljan från vevhuset. Denna lösning hindrar att oljan förorenar processgasen vilket är viktigt då oljefri kompression utförs. Distanshuset tar även hand om den gas som möjligtvis lyckats läcka ut från cylindern. När gasen når distanshuset leds den bort och ventileras ut på ett säkert ställe. Gasen kan också ledas bort till en behållare där den förvaras för att sedan återföras in i processen.

I cylindern återfinns oftast en "liner" som är ett stålrör. Denna "liner" är en insats i cylindern som skall fungera som cylinderns innerväggar.

När förslitningar har uppstått, är det sedan lättare och billigare att byta ut "linern" än hela cylindern. Detta gör att kompressorn är lättare att reparera om den skulle gå sönder.

Konstruktionsmaterialet för cylindern är gjutjärn för de stora maskinerna medan de små maskinerna oftast är gjorda av stål. Stora cylindrar har dessutom plats för en residualvolym medan de små oftast får lägga på den externt.

Kolven

En av de enklare konstruktionerna i kolvkompressorn är kolven. Kolvens uppgift i kompressorn är att överföra energin från vevaxeln till processgasen. På själva kolven sitter ett par tätningar som skall se till att ingen processgas smiter ut mellan cylindern och kolven. Dessa tätningar kallas kolvringar. Kolvringarna är gjorda i material som både måste klara av att täta, samtidigt som de skall stå emot det kraftiga slitaget som uppstår då kolven rör sig i cylindern. Olika material används till de kolvringar som används vid torr kompression, oljefri, och våt kompression, med olja. Vid våt kompression används material som gjutjärn och brons vilka är starka nog att klara av slitaget. För torr kompression är kraven på tätningarna större än vid våtkompression. För kolvringarna används här icke metalliska tätningar som kol och blandningar av kol och fluor. Utvecklingen på detta område går hela tiden framåt och icke metalliska material som nylon börjar även användas till applikationer som våt kompression [20,21,22].

Om kompressorn dessutom är av en horisontell typ måste slitageband användas på kolven. Slitagebandens uppgift är att stödja kolven vikt som kommer sträva nedåt hela tiden. Slitagebanden skall se till att kolven skyddas mot slitaget om kolven skulle komma i kontakt med cylinderväggen.

För horisontella kompressorer används ibland en stång som går igenom kolven och sticker således ut en bit från kolven. Denna del används för att stadga upp kolven. Det gäller att ta reda på om en sådan stabiliseringskolv används i kompressorn eftersom det behövs vid beräkningen av den aktiva kompressionsarean.

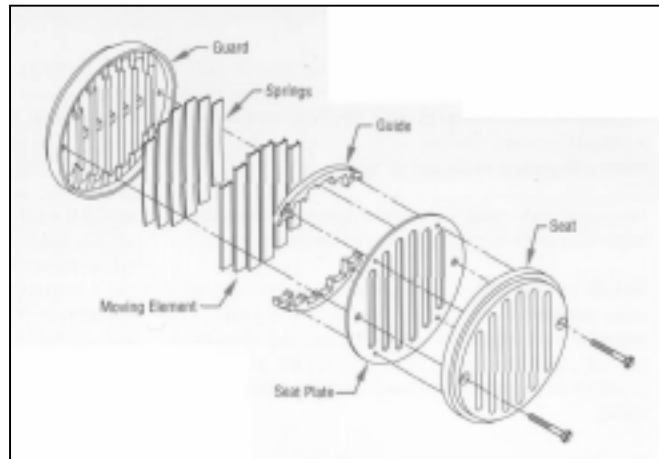
Kolvens vikt är en faktor som påverkar kompressorns vibrationer vilket gör att kolven till stora kompressorer oftast är tillverkad av aluminium [20,21,22].

Ventilerna

De flesta ventiler aktiveras då gasen strävar i strömningsriktningen och sluter sig med hjälp av fjädrar då gasen går i motsatt riktning. Det finns fyra bastyper som en kolvkompressor använder sig av. Dessa är: [20,21,22]

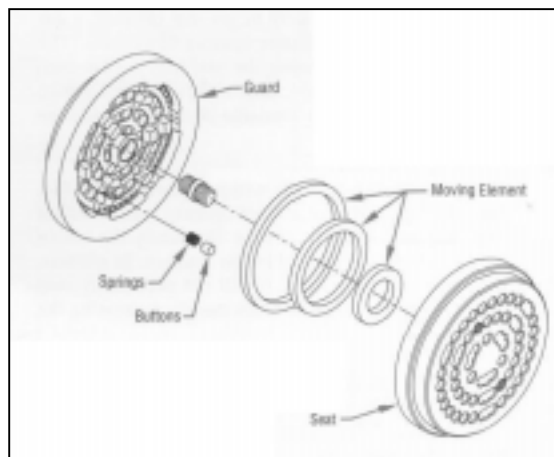
- Rektangulära element
- Koncentriska ringar
- Cirkulära element
- Poppet (tallriksmodell)

De rektangulära ventilerna är uppbyggda med rektangulära ventilelement. Denna ventiluppbyggnad är inte vida använd av kompressorer utan används uteslutande av kompressorer som skall komprimera luft [21].



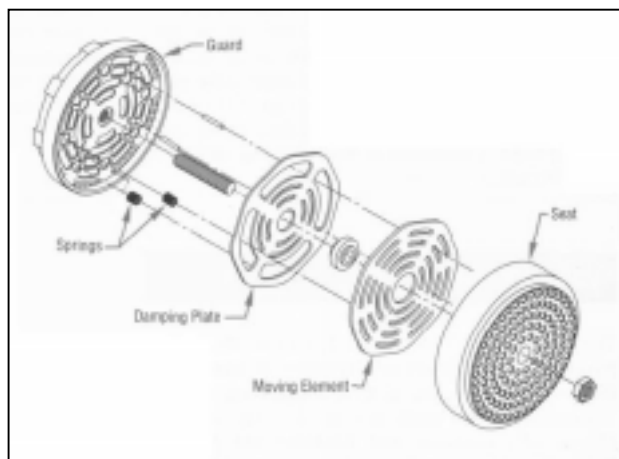
Figur 4.6. Rektangulär ventil.

De koncentriska ventilerna använder sig av en eller flera koncentriska ventilelement som sitter ganska tätt arrangerade runt mitten av cylindern. En nackdel med denna metod att konstruera en ventil är att kapacitetsregleringen blir svårare. Detta beror på att ringarna inte sitter samman och därför inte heller kan regleras som en enhet. För att reglera denna typ av ventil ersätts en av ringarna med en plugg som manuellt kan ställas i öppet eller stängt läge [21]. Denna typ av reglering beskrivs utförligare i nästa kapitel.



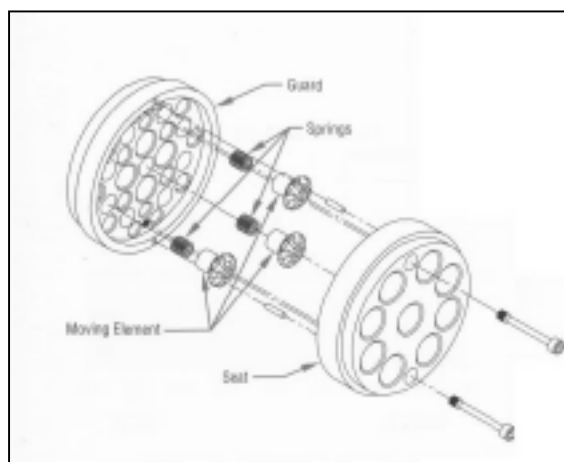
Figur 4.7. Koncentrisk ventil.

För att överkomma besväret med att regleringen i föregående ventiltyp ersätts de koncentriska ringarna med cirkulära enheter som sitter ihop med varandra. Detta gör att ventilerna lätt kan styras genom att utifrån trycka ned ventilen så att den stannar öppet under hela kompressionen. Denna typ av ventil är den som förekommer mest hos de olika processkompressorerna [21].



Figur 4.8. Cirkulär ventil.

Den fjärde typen av ventil är konstruerad som om en mängd tallriksventiler som täpper till gångarna som gasflödet kan gå igenom. Varje tallriksventil är fastsatt med en fjäder som ser till att ventilen stänger ordentligt. Fördelen med denna konstruktion är att ventillyften kan bli förhållandevis höga vilket medför ett bättre strömningsfält och högre verkningsgrad. Nackdelen med detta system är att ventilerna inte tolererar ett ojämnt flöde i cylindern eftersom detta medför att alla ventiler inte öppnar riktigt som de skall. Denna ventiltyp användes speciellt till kompressorer som arbetar med lågt varvtal och lagom tryckförhållande. En klar fördel med denna typ av ventil är att den är väldigt underhållsfri vilket gör att de flesta kompressorer inom gasindustrin börjar att gå över till användning av poppet ventiler [21].



Figur 4.9. Poppet ventil.

Materialet i ventilerna väljs så att de kan hålla en längre tid utan att slitas. Detta gör att polymerer används till själva ventilen p.g.a. att den har god tätningseffekt. Ventilerna placeras symmetriskt ut runt cylindern. De är ofta monterade så att de är lätta att byta om någonting skulle gå sönder. Vidare får inga delar av ventilen gå sönder och trilla ner i cylindern eftersom det skulle leda till att kompressorn havererade ganska snabbt.

4.2.3 Kolvkompressorn - Beräkning

För att förstå bättre hur en kolvkompressor kapacitetsregleras, måste en del ekvationer och beräkningsuttryck tas fram. Förutom ekvationen för det teoretiska arbetet som ligger till grund för beräkningen av en kolvkompressor finns en del andra viktiga ekvationer. Bland dessa ekvationer och faktorer finns bland annat kolvhastigheten, insugskapaciteten och den volymetriska verkningsgraden.

Insugskapaciteten

För att kunna beräkna insugskapaciteten behövs insugsvolymen samt den volymetriska verkningsgraden. Insugskapaciteten beror på tre faktorer, nämligen, aktiva kompressionsarean, slaglängden och kompressorns hastighet. Beroende av vilken typ av kompressor som skall beräknas, används olika uttryck. Anledningen till att uttrycken varierar är att den aktiva kompressorarean varierar beroende på om kompressorn är enkel eller dubbelverkande. Den generella ekvationen ser ut på följande vis: [20,21,22]

$$IK = S_L \cdot N \cdot A \quad (4.1)$$

Tabellen nedan anger storheterna i ekvationen ovan.

Tabell 4.1. Förklaring till ekvation 4.1.

Beteckning	Förklaring	Enhet
IK	Insugskapacitet	m ³ /s
S _L	Slaglängd	m
N	Varv per sekund	1/s
A	Area	m ²

Om kompressorn är enkelverkande får uttrycket för arean följande utseende:

$$A = \frac{\pi \cdot D^2}{4}$$

Om kompressorn är dubbelverkande med en ledstång som går genom kompressorn blir arean däremot:

$$A = \frac{2 \cdot \pi \cdot [D^2 - d^2]}{4}$$

Ekvation 4.1. är den generella ekvationen för den teoretiska insugsvolymen i en kompressor. Men som nämnts innan kan inte kolven i kompressorn gå ända upp i cylindertaket utan en viss residualvolym måste finnas. Residualvolymen som diskuterades innan i kapitlet är av stor betydelse för kapacitetsreglering av kolvkompressorn. Den vanliga residualvolymen i en kompressor ligger på mellan 4-16 % av den totala volymen [21]. Denna residualvolym innefattar inte den volymen som eventuellt läggs till senare för att åstadkomma en kapacitetsreglering.

Volymetriska verkningsgraden

Vid beskrivningen av den ideala kompressormodellen framgick det att residualvolymen av gas expanderade tills trycket i cylindern blev lägre än insugstrycket. Inte förrän trycket i cylindern är lägre än insugstrycket öppnar insugsventilerna och ny gas kan sugas in. Effekten av detta är att om residualvolymen ökar, minskar den faktiska volymen som kompressorn kommer att kunna suga in då insugsventilerna öppnar. På grund av expansionen av residualgasen har ett särskilt uttryck tagits fram för att beskriva expansionsförloppet, den volymetriska verkningsgraden. Det mest generella uttrycket för den volymetriska verkningsgraden är [23]:

$$\eta_v = (1 + C) \cdot r_\delta^{1/k} - \frac{C \cdot r^{1/k}}{f} - L \quad (4.2)$$

Beteckningarna i ovanstående ekvation presenteras i tabellen nedan.

Tabell 4.2. Beskrivning av ekvation 4.2.

Beteckning	Förklaring	Formel
r_δ	Tryckförhållande mellan trycket i cylindern och trycket vid kolvens nedre vändläge	$r_\delta = \frac{P_{\text{cylinder}}}{P_1}$
f	Förhållande mellan gasens kompressibilitet mellan ändlägena	$f = \frac{Z_2}{Z_1}$
C	Residualvolymen	
L	Förlustfaktor	

Residualvolymen, C , brukar ligga normalt ligga mellan 4-16 % på en normalstorkompressor [21].

Förlustfaktorn L är medtagen för att ta hänsyn till olika gasförluster som uppkommer i samband med kompressionen bl.a. gasläckage mellan cylindern och cylinderväggen.

Eftersom kompressortillverkarna sällan anger tryckförhållande mellan trycket i cylindern och trycket vid kolvens nedre vändläge kan en mer anpassad ekvation användas för beräkningen av den volymetriska verkningsgraden [23,24].

$$\eta_v = 0.97 - \left[\left(\frac{1}{f} \right) \cdot r^{1/k} - 1 \right] \cdot c - L \quad (4-3)$$

Med hjälp av den teoretiska insugningskapaciteten, IK och den volymetriska verkningsgraden, η_v , kan nu den verkliga insugningskapaciteten, VIK , beräknas som:

$$VIK = \eta_v \cdot IK$$

Kolvhastigheten

Kolvhastigheten är en faktor som oftast är angiven i försäljningsbroschyrer och behöver således inte beräknas. Det skall emellertid observeras att det inte finns ett universellt sätt att beräkna kolvhastigheten. Ett uttryck för kolvhastigheten som kan användas för jämförelser mellan olika fabrikat är:[20,21]

$$V_{\text{kolv}} = 2 \cdot S_L \cdot N \quad (4.4)$$

Kolvhastigheten ligger runt 3 m/s till 5 m/s för normalstora kompressorer [21]. Kolvhastigheten är en faktor som är av vikt för både tillverkare och inköpare. En tillverkare vill oftast öka kolvhastigheten eftersom detta möjliggör en besparing av material medan inköparen vill att kolvhastigheten skall vara låg så att kompressorn blir mer robust och inte behöver så mycket underhåll. Genom att titta på uttrycken för kolvhastigheten och insugskapaciteten inses att det finns ett starkt beroende mellan kolvhastighet och insugskapaciteten.:

$$IK = \frac{\pi}{8} \cdot D^2 \cdot V_{\text{Kolv}}$$

Genom att variera kompressorns kolvhastighet, och på så vis även varvtalet, kan kompressorns kapacitet ändras. Kapacitetsregleringen blir i detta fall helt steglös vilket kan vara svårt att uppnå med andra metoder för kapacitetsreglering.

4.2.4 Kapacitetskontroll av kolvkompressorn

Kapacitetskontroll är en mycket viktig del både för fininställning av kompressorn och för dellastegenskaperna för kompressorn. En kolvkompressor kan inte regleras steglöst på samma sätt som en skruvkompressor. För att reglera en kolvkompressor måste bestämda steg väljas som kompressorn skall ha. I detta kapitel beskrivs olika metoder för att reglera en kolvkompressor. Men som nämndes i inledningen av kapitlet kan dessa metoder även användas på andra kompressorer. De metoder som kan användas på andra kompressorer är: Återkoppling, strypning av insugstrycket och varvtalsreglering.

Återkoppling [20,21,22]

En av de enklaste metoderna att kontrollera kapaciteten är att koppla tillbaka, eller återkoppla, den komprimerade gasen tillbaka till kompressorns insug. Detta åstadkoms tekniskt genom att dra ledningar från kompressorns utlopp genom någon form av kontrollventil och vidare till kompressorns insug. För att reducera flödet till processen öppnas kontrollventilen och det överflödiga gasflödet leds tillbaka till insuget. Fördelen med detta systemet är att förutom att vara enkelt är det steglöst reglerbart. Det enda som avgör hur mycket flödet kan regleras är storleken på ledningarna mellan utloppet och insuget.

Detta system har några nackdelar, där den största och avgörande nackdelen är ineffektivitet. Ineffektiviteten skapas på grund av att det är redan komprimerad gas som leds tillbaka till insuget. Eftersom gasen redan är komprimerad måste den expanderas innan den kan återföras till insuget. Detta leder till att kompressorn alltid arbetar med 100 % av det tillgängliga energin oavsett hur mycket gas som levereras till processen.

En annan nackdel är att ledningarna som behövs för återkopplingen kan bli väldigt stora och dyrbara beroende på hur stor avlänkningen skall vara. Dessutom kan det, beroende av vilken gas som används, behövas kylning av den avlänkade gasen för att ta bort värmen som skapas vid kompressionen. Detta är alla faktorer som fördyrar konstruktionen och driften.

Det mest praktiska användningsområdet för återkopplingsreglering är för små grader av fininställning av kompressorn. De flesta kompressortillverkare har denna typ av reglering just för att kunna fininställa gasflödet så att rätt mängd gas erhålles till processen.

Strypning av inloppsflödet [20,21,22]

Trots att strypning av inloppsflödet inte är speciellt vanlig metod för reglering av gasflödet i en kolvkompressor kommer den att beskrivas kort. Tekniken bygger på att reducera insugstrycket till kompressorn genom att strypa flödet till kompressorcyllindern. Genom att titta på ett P-V diagram inses det att om allting är konstant utom insugstrycket erhålls en lägre volymetrisk verkningsgrad och således också ett lägre volymflöde av gasen. Även gasens densitet ändras då trycket sjunker, vilket medför till en sänkning av massflödet in i kompressorn.

Denna metod att reglera kapaciteten har en del nackdelar. För att reducera flödet krävs en rejäl sänkning av insugstrycket. Om insugstrycket sjunker och utloppstrycket är detsamma fås dessutom ett höjt tryckförhållande vilket i sin tur leder till ökad utloppstemperatur som i sin tur kan leda till att extra kylning av gasen behövs.

Ventilavlastning [20,21,22]

Den absolut vanligaste metoden att kapacitetsreglera en kolvkompressor är med ventilavlastning. Metoden går ut på att se till att kompressorn inte komprimerar någon gas genom att med fysisk kraft hålla insugsventilen öppen. Cyllindern kommer att ta in gas som vanligt men istället för att trycka ut gasen genom utloppet kommer den att helt enkelt pumpa ut gasen genom den öppna insugsventilen. Eftersom ingen gas komprimeras används ingen energi till kompressionen utan endast till de strömningsförluster som uppstår då gasen går genom den öppna ventilen. Det finns tre ofta förekommande metoder att avlasta ventilerna nämligen fingeravlastning, pluggavlastningen och passageavlastningen. Dessa metoder kommer att presenteras nedan.

Den äldsta metoden för avlastning av ventiler är fingertypen. Denna typ består av små stålstänger, fingrar, som sitter ovanför ventilen och kan aktiveras från utsidan av kompressorn. Vid aktiveringen förs fingrarna ner i ventilen så att de trycker ner ventilfjädrarna och håller ventilen öppen. Det uppstår härmed en öppen väg mellan cyllindern och insuget. Fingrarna öppnar alla ventiler så att öppningsarean maximeras och flödesförlusterna minimeras. Fördelen med denna metod är att ingen speciell ventilkonstruktion behövs eftersom det enda fingrarna gör är att hålla ventilen i ett öppet läge. Att aktivera fingrarna kan göras manuellt genom en skruv eller en ratt som skruvar ner fingrarna i ventilen. En annan metod är att använda pneumatik för att föra ner fingrarna.

Ett av de största problemen med att använda fingrarna är risken att ventilerna går sönder. Kraften som uppkommer då fingrarna förs ner i ventilen kan bli väldigt stor varför det är lätt att inse att ventilen kan gå sönder.

Ett alternativ till fingeravlastaren är pluggavlastaren. Istället för att trycka på ventilelementen skapas en passage i mitten av ventilen. Vid normalt arbetssätt är passagen spärrad med en plugg. Vid avlastning av ventilen lyftes helt enkelt pluggen upp och gasen kan strömma genom passagen tillbaka till insuget utan att någon kompression har ägt rum.

Pluggavlastaren har en stor fördel gentemot fingeravlastaren i och med att den inte trycker direkt på ventilelementen. Detta gör att metoden är säkrare att använda och att den håller längre. Nackdelen är att pluggen reducerar den effektiva strömningsarean vid normal drift. Detta kan leda till att kompressorn måste använda mer energi p.g.a. att tryckförlusten vid ventilen blir större än den hade varit om pluggen varit ersatt med en vanlig ventil.

Den tredje typen av ventilavlastare är passageavlastaren. Denna metod använder sig också av en plugg för att täta passagevägen för avlastningen. Istället för att använda sig av en passageväg genom ventilen, använder sig denna ventilavlastare av en separat port mellan cylindern och gaspassagen. Porten skapas genom att ta bort en insugsventil per cylinder och ersätta den med en port. Det finns många fördelar med en passage avlastare. Bl.a. är strömningsarean stor eftersom avlastaren använder sig av hela diametern i ventilen i stället för en del av diametern som pluggavlastaren gör. Det behövs bara en avlastare per cylinder vilket gör att antalet delar i cylindern minimeras. Vidare behöver den inte tas bort vid underhåll av kompressorn eftersom den inte är kopplad till en ventil utan är en egen enhet. Det har visat sig att passageavlastare är idealiska för gaser med låg molekylvikt. Detta på grund av att i applikationer med gaser som har låg molekylvikt tas ofta ventiler bort för att förbättra tryckförhållandet över insugsporten [21].

En fördel med alla dessa typer av avlastare är att pneumatik kan användas för att stänga och öppna avlastarna. Detta möjliggör både användning av fjärrstyrd kontroll och automatisk kontroll av kompressorn.

På grund av att ventilavlastning gör att kompression uteblir kan regleringen av kapaciteten endast ske i bestämda steg. Exempelvis kan en cylinder som är dubbelverkande arbeta på 100 % eller på 50 % med hjälp av ventilavlastning. Detta system kan givetvis göras mer sofistikerat med fler cylindrar.

Ett alternativ till ventilavlastning i bestämda steg har presenterats av företaget Hoerbiger compressor controls. Hoerbigers metod går ut på att kontrollera fingeravlastning pneumatiskt. Genom att använda pneumatik kan ventilerna styras så att de endast är öppna under en del av insugsarbetet. På så vis kan mängden gas som komprimeras, bestämmas steglöst.

Nackdelen är att systemet är invecklat. Som påpekats tidigare kan systemet fördärva ventildelarna eftersom det är en fingeravlastare som används.

Ventilavlastning är ett användbart system ur många synpunkter eftersom underhållet är mycket enkelt och ventilavlastning kan användas vid startögonblicket eftersom startmomentet blir väldigt lågt. Det finns dock några nackdelar som bör beaktas vid användandet av ventilavlastare. Vid användandet av ventilavlastare över en längre tidsperiod kommer temperaturen att öka i insugsventilen eftersom det är samma gas som pumpas fram och tillbaka genom passagen. En lösning på detta problem är att låta kompressorn gå på fullast i perioder så att den uppvärmda gasen leds ut från kompressorn. Perioderna bör ligga på runt 10 min [21]. Den nya gasen som kommer in i cylindern kommer att jämna ut temperaturen. Detta är speciellt viktigt på gaser med hög värmekapacitet.

Residualvolymkontroll [20,21,22]

Kapacitetskontroll genom att använda residualvolym är ett mycket vanligt sätt att kapacitetskontrollera kolvkompressorn. För att beskriva hur denna metod fungerar behövs ekvationen från föregående kapitel om den volymetriska verkningsgraden. Ekvationen är:

$$\eta_v = 1 - C \cdot \left[\pi^{\frac{1}{k}} - 1 \right]$$

Denna ekvation är en liten modifikation av ekvationen som angavs i kapitlet om den volymetriska verkningsgraden. I denna ekvation har endast de väsentliga parametrarna tagits med. Dessutom anses att kolven kan utnyttja hela cylindern för sin slaglängd.

Ekvationen visar att, om residualvolymen ökar, minskar den volymetriska verkningsgraden. Som resultat av denna minskning av den volymetriska verkningsgrad erhålls en minskning av flödet till processen. Det bör nämnas att effekten av denna minskning styrs av hur högt tryckförhållande kompressorn arbetar med. För att ett märkbart resultat skall erhållas bör tryckförhållandet uppgå till minst 2.5. Om tryckförhållandet är mindre än 2 krävs en stor ökning av residualvolymen för att en skillnad i volymflödet skall erhållas.

Konstruktionen av residualvolym för kapacitetskontroll är synnerligen enkel. Det som görs är att addera en tom, liten, extravolym ovanpå cylindern. Mellan cylindern och den pålagda volymen placeras en ventil som kan ställas i öppet eller stängt läge. När kompressorn skall arbeta under normala omständigheter och med full kapacitet är ventilen stängd. För att reducera kapaciteten öppnas ventilen och cylindern kommer i kontakt med den extra volymen. Kapaciteten reduceras nu eftersom residualvolymen ökar och effekten visas i ekvationen för volymetrisk verkningsgrad. Många kompressorer tillverkas med fixerade residualvolym för att bestämma flödet exakt. Även flera nivåer av residualvolym kan finnas och flödet bestäms då i olika bestämda steg.

Exempelvis kan en kompressor vara utrustad med två residualvolym, en liten och en stor. Genom att manövrera dessa oberoende av varandra kan flödet ställas om i tre olika, specifika lägen. Ventilerna som styr residualvolymerna kan givetvis manövreras både manuellt och pneumatiskt.

En annan metod är att låta residualvolymen vara variabel. Fördelen med detta system är att kapacitetsflödet kan justeras variabelt.

Konstruktionen av den variabla residualvolymen är samma som den fixerade. En extravolym monteras utanpå cylindern. Skillnaden är nu att residualvolymen fungerar som en separatkolv som kan föras upp eller ner inuti residualvolymen. Denna typ av reglering passar till processer där flödet ändras ofta och inte är bestämd till fixa lägen.

4.3 SKRUVKOMPRESSORN

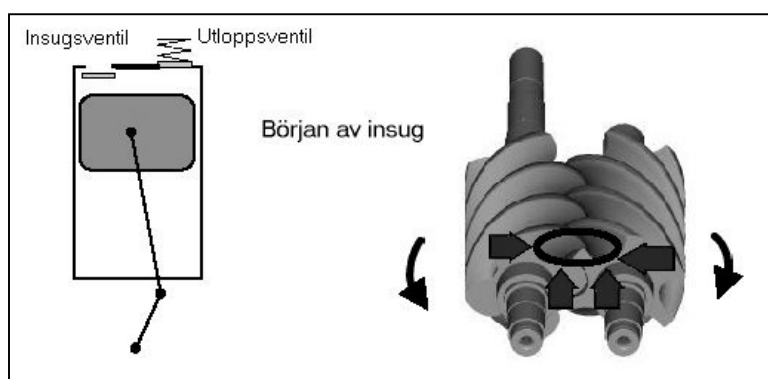
Skruvkompressorn uppfanns 1878 i Tyskland. Skruvkompressorn är unik i kompressorvärlden i den meningen att utvecklingen har styrts av ett enda företag. Företaget som bär ansvaret för hur kompressorn utvecklas och har utvecklats är Svenska Rotor Maskiner AB (SRM). SRM utvecklade skruvkompressorn för att fungera just som en gasbooster till gasturbiner. Användningen av skruvkompressorer är idag mycket utbredd och den används till allt från kylindustrin till gasturbinteknologin.

4.3.1 Arbetsprincip

En skruvkompressor beskrivs bäst som en positiv displacements kompressor. Skruvkompressorn fungerar precis som en kolvkompressor genom att den också reducerar en volym för att öka trycket hos gasen. För att förstå hur skruvkompressorn fungerar är det bra att tänka på hur en kolvkompressor arbetar. Kompressionen sker enbart genom att två gängor går ihop och reducerar den volym som gasen befinner sig i.

Insugsfas

Den gas som skall bearbetas dras in i kompressorn för att fylla det tomrum som finns mellan hanrotor och honrotor. Gasen i processen fyller upp hela volymen mellan skruvarna, och precis innan insuget stänger så finns gasen ända från insuget till utloppet. Utloppet är emellertid tätat vilket medför att gasen inte är i kontakt med utloppet. Denna fas av kompressionen är helt analog med kolvkompressorns arbetsprincip då kolven rör sig neråt för att suga in gas. Figur 4.10. visar hur gasen sugs in i kompressorn.

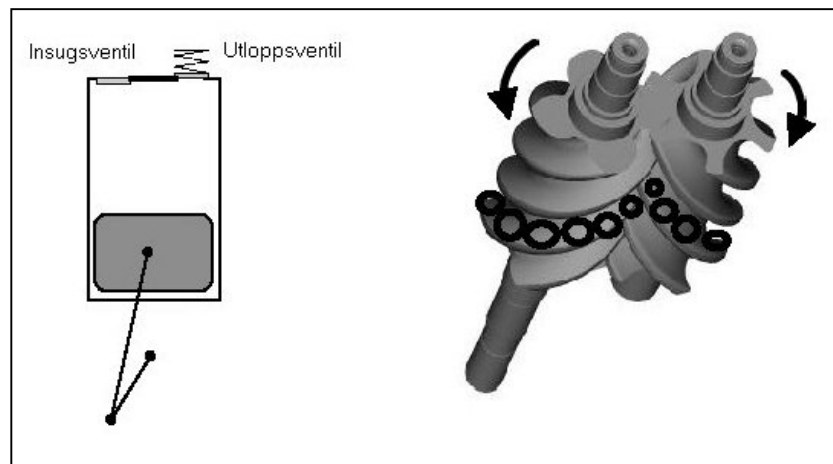


Figur 4.10. Början av insugsfasen.

Gasen som har sugits in i kompressorn kommer att fångas i volymen som har skapats av skruvgångorna och "huset" som innesluter gängorna. Den volym som har inneslutits mellan gängorna kallas insugsvolymen. Insugsvolymen representerar den volym som finns inne i en kolvkompressor då kolven befinner sig i nedre vändläget.

Kompressionen

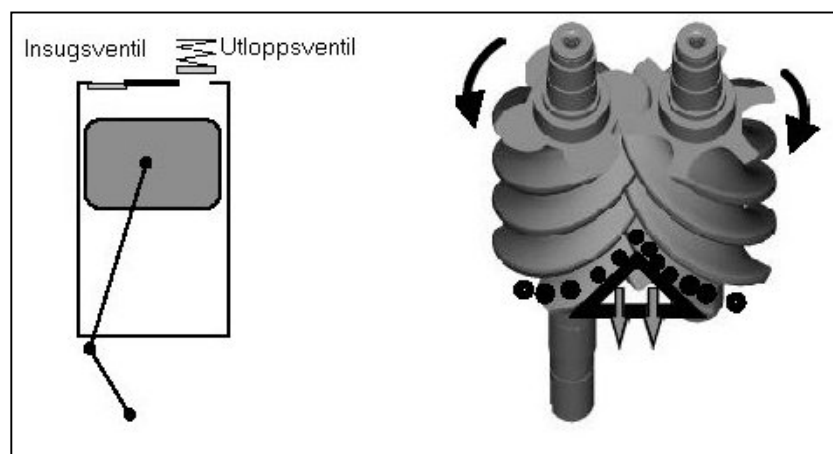
Då hanrotorns gängor börjar att stänga honrotorns gänga vid början av kompressorn slutar insugsfasen och kompressionsfasen tar vid. Gasen är nu fångad i ett V-format rum. Medan hanrotorns gänga mer och mer börjar att gå in i honrotorns gänga, minskar den volym som innehåller gasen. Figur 4.11. visar tydligt det V-formade rum som gängorna bildar vid kompressionen.



Figur 4.11. Kompressionsfasen i en skruvkompressor.

Utloppet

I en kolvkompressor börjar utloppsfasen då utloppsventilerna i kompressorn öppnar. Utløpsventilerna öppnar inte förrän det trycket i cylindern överstiger det tryck som kompressorn är konstruerad för att leverera. En skruvkompressor har inga ventiler som bestämmer när kompressionen är över. Eftersom ventiler saknas beror kompressionens slut enbart på var utloppsporten är lokaliserad i skruvkompressorn. Figur 4.12. visar hur utloppet på skruvkompressorn ser ut.



Figur 4.12. Utloppsfasen i en skruvkompressor.

Volymen, som gasen har precis innan kompressorns utlopp öppnar, definieras som utloppsvolymen. Eftersom placeringen av utloppsporten är viktig för kompressionsförhållandet som kompressorn arbetar med ges en möjlighet till kapacitetsreglering av kompressorn. Kapacitetsreglering diskuteras lite mer senare i kapitlet.

En fördel skruvkompressorn har framför kolvkompressorn är avsaknaden av en residualvolym. Denna fördel leder till två saker. Den första är att ingen gas lämnas kvar inuti kompressorn och tar upp den plats som insugsgasen annars skulle uppta. Detta leder i sin tur till att kompressorn inte behöver ta hänsyn till att residualgas skall expandera innan ny gas kan tas in. För det andra förs all gas ut i utloppet genom att hanrotorn och honrotorn går i varandra i det allra yttersta läget. Denna fördel gör att skruvkompressorn kan använda större kompressionsförhållande i ett steg än vad en kolvkompressor kan göra.

4.3.2 Skruvkompressorn - konstruktion

Skruvkompressorn är en mycket enkel konstruktion till skillnad från kolvkompressorn. Skruvkompressorn har färre rörliga delar och saknar de ventiler som styr insuget och utflödet av processgasen.

Skruvkompressorn består av två stycken rotorerna, hanrotorn respektive honrotorn. De två rotorerna är formade som skruvar och oftast tillverkade i stål. Rotorerna har fått sitt namn beroende på vilken av rotorerna som går in i den andra för att "låsa" gasen. Rotorn som har minst antal skruvgångor kallas hanrotorn och är den rotor som går in i honrotorn för att låsa om gasen. Hanrotorn rör sig snabbare än honrotorn och är också den som driver kompressorn. Hanrotorn rör sig snabbare för att tomrummet mellan gängningen och utloppet skall minskas. Ett vanligt förhållande mellan antalet gängor på hanrotorn och antalet gängor på honrotorn är 4 – 6 [17,20,21,22].

För att klara av att komprimera gasen måste rotorerna sitta nära varandra. Rotorerna tillverkas med små toleranser för att läckflödena i kompressorn inte skall bli för stora. För att klara detta fixeras rotorerna i sina lägen med hjälp av lager. Dessa lager ser till att kompressorns små toleranser kan upprätthållas.

Längden och diametern hos skruvkompressorns rotorerna bestämmer vilken kapacitet och utloppstryck som den arbetar med. En lång rotor ger ett högre tryckförhållande medan större diameter ger större volymflöde.

Skruvkompressorn kommer i två stycken varianter, oljeinsprutad och torr. Den oljeinsprutade kompressorn är den absolut vanligaste av de två varianterna.

Den oljeinsprutade varianten är enklare i sin konstruktion än den torra kompressorn. Den oljeinsprutade kompressorn har blivit vanligare med åren på grund av att mycket höga kompressionsförhållanden kan uppnås i ett steg. Skruvkompressorerna tillverkas i storlekar som klarar att arbeta med ett tryckförhållande på 21:1. Oljeinsprutningen sker med hjälp av en pump som försörjer kompressorn med den nödvändiga oljan.

Genom att styra mängden olja som sprutas in i kompressorn kan utloppstemperaturen hållas konstant på en förbestämd temperatur [20,21,22,23]. Den torra kompressorn kan inte arbeta med de höga kompressionsförhållanden som den oljeinsprutade kompressorn kan göra. Normala kompressionsförhållanden för den torra kompressorn är 4:1. Om högre kompressionsförhållanden används kommer kylningen att bli för dålig. När temperaturen blir för hög på gasen, expanderar materialet som kompressorrotorerna är byggda av. Detta leder till att rotorerna skär in i varandra och kompressorn slits upp väldigt snabbt.[20]

4.3.3 Beräkning av skruvkompressorn

De flesta skruvkompressorer använder två rotorerna för att komprimera gasen. Båda rotorerna går i varandra för att transportera och komprimera gasen. Skruvkompressorn beräknas utifrån ett volymförhållande som bestäms vid konstruktionen av kompressorn. Volymförhållandet är förhållandet mellan insugs och utloppsvolymen då massan är konstant. Det sökta tryckförhållandet fås som för andra kompressormodeller som:[20,21,22,23]

$$\frac{P_2}{P_1} = \left[\frac{V_1}{V_2} \right]^k$$

där k är förhållandet mellan de specifika värmet. En kompressor designas efter ett önskat tryckförhållande, π_i . Om kompressorn utsätts för större tryckförhållande än normalt kommer kompressorskalet att ta emot det ökade trycket, men kompressorn kommer att klara av att leverera tryckförhållandet. Den begränsande faktorn för om det ökade tryckförhållandet kan klaras av, är om kompressorns skal klarar trycket. Detta är en fördel gentemot centrifugalkompressorn som vid högt tryckförhållande eventuellt utsätts för periodvis reverserat flöde eller ett så kallat "surge".[20,22]

För beräkning av skruvkompressorns volymflöde finns olika metoder. Den mest generella metoden som används är följande ekvation[23]:

$$\dot{Q}_{\text{teoretisk}} = K \cdot D^3 \cdot \frac{L}{D} \cdot C_{\text{teoretisk}} \cdot N$$

$$K = N_m \cdot [A_{mg} + A_{fg}] \cdot D^2$$

$C_{\text{teoretisk}}$ är en konstant som tar hänsyn till det spel som finns mellan skruvrotorn och slidrotorn och ligger normalt på ett värde mellan 0.95 och 1.[23] $C_{\text{teoretisk}}$ beror på vinkeln på skruvgängan samt hur många gängspår som gängan har. D i ekvationen är diametern på rotorn; L = rotorns längd; N_m = antal gängor på skruvrotorn; A_{mg} = Arean på ett spår på skruvrotorn; A_{fg} = Arean på ett spår på slidrotorn. Detta sätt att beräkna kompressorn på är ganska avancerat och kräver kunskap om många detaljer. Den typ av information som krävs är inte alltid så lätt att få tag på varför en annan metod kan användas. Denna metod kräver inte så mycket kunskap och den kan användas på skruvkompressorer som har 4 till 6 förhållande mellan antalet flikar på skruvrotorn och antalet flikar på slidrotorn.

Detta är oftast inget större problem eftersom de flesta skruvkompressorer är konstruerade på detta sätt. Följande ekvation används:[20,22,23]

$$\dot{Q}_{\text{approx}}/\text{varv} = \frac{D^3 \cdot [L/D]}{C} \quad (4.4)$$

Tabell 4.3. Förklaring av ekvation 4.4.

Beteckning	Förklaring
$Q_{\text{approx}}/\text{varv}$	Volymflöde per varv
D	Rotordiametern
L	Rotorlängden
C	Profilkonstant

Profilkonstanten, C, för ett 4-6 förhållande är 2.231 för en cirkulär profil och 2.055 för en asymmetrisk profil [20]. För att få reda på flödet per tidsenhet multipliceras ovanstående formel med kompressorns varvtal. Det nu beräknade volymflödet är det maximala.

I en skruvkompressor uppkommer en del läckflöden som måste tas hänsyn till. Detta görs genom en volymetrisk verkningsgrad, η_v . I en skruvkompressor är den volymetriska verkningsgraden inte beroende av en residualvolym som den är i en kolvkompressor. Detta beror på att skruvkompressorn inte har någon residualvolym. Detta gör att den volymetriska verkningsgraden enbart är en funktion skruvkompressorns inre läckage förluster. Dessa förluster uppstår då gas går från det höga trycket till det låga trycket på insugssidan genom de toleranser som finns i kompressorn. Den volymetriska verkningsgraden skrivs som:

$$\eta_v = 1 - \frac{Q_{\text{läckage}}}{Q_{\text{teoretisk}}}$$

När den volymetriska verkningsgraden är känd kan det verkliga flödet beräknas enligt:

$$Q_{\text{verklig}} = \eta_v \cdot Q_{\text{teoretisk}}$$

4.3.4 Kapacitetskontroll av skruvkompressorn

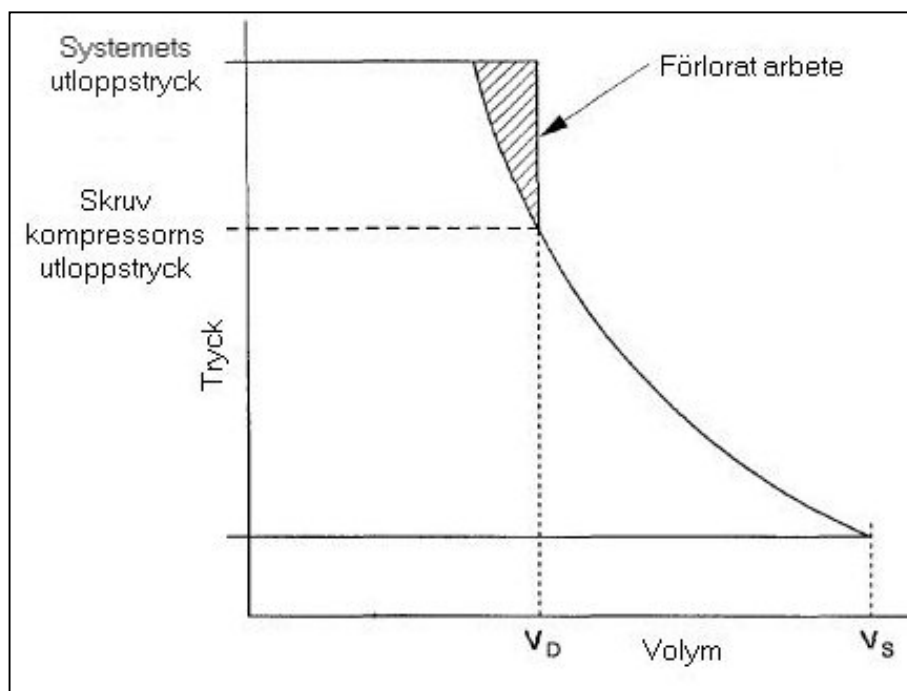
Majoriteten av de kompressorer som används som gasboosters, är utrustade med någon form av kapacitetskontroll. Vid kapacitetskontroll av kompressorn är det fördelaktigt att behålla inloppstrycket konstant. Anledningen till detta är att kompressorn annars får arbeta med ett högre tryckförhållande, om utloppstrycket skall vara konstant, än vad kompressorn är optimerad för med en högre utloppstemperatur som följd. Många av metoderna som används för att kapacitetsreglera en kolvkompressor kan också användas för att kapacitetsreglera en skruvkompressor.

Då kapacitetsregleringen av en skruvkompressor är mycket lik regleringen av en kolvkompressor, förklaras inte de termodynamiska effekterna som uppstår på grund av de olika kapacitetsregleringsmetoderna här, utan en hänvisning till kapitlet om kolvkompressorer görs. De kapacitetsregleringsmetoderna som kan användas är följande:[20,21,22]

- Bypass från utloppet tillbaks till insuget.
- Sänkning av insugstrycket.
- Slidventilreglering.
- Varvtalsreglering.

Den enda metod som inte kan användas till en kolvkompressor är slidventilsreglering. Slidventilsregleringen är en metod, patenterad av SRM, som används, i stort sett, av alla tillverkare av skruvkompressorer. Metoden kom till på grund av att skruvkompressorer har problem med överkompression och underkompression om varvtalet i maskinen är konstant.

Överkompression uppkommer om volymförhållandet som skruvkompressorn är designad för är för stort för de tryckförhållande som råder vid den aktuella applikationen. Detta medför att gasen förblir "fångad" mellan skruvrotorerna för länge, och på så sätt komprimeras till ett för högt tryck. Resultatet blir att kompressorn får arbeta mer än vad som egentligen skulle behövts om kompressorn var idealiskt utformad.



Figur 4.13. Effekten av underkompression i en skruvkompressor (P-V diagram).

Underkompression uppkommer då volymförhållandet är för litet. Skruvkompressorn kommer då att leverera gas med lägre tryck än vad processen behöver. Resultatet av underkompression är att gasen i utloppet höjs till utloppstryck så snabbt att kompressorn får pumpa ut resten av gasen till utloppet istället för att gradvis arbeta mot en tryckupbyggnad.

I figur 4.13., som föreställer ett P-V diagram, visas effekten av underkompression.

För att komma till rätta med överkompression och underkompression uppfanns slidventilen vars uppgift är att reglera volymförhållandet i en kompressor. Olika företag använder sig av slidventiler och skillnaden i metoden att använda sig av slidventilen skiljer sig åt en aning. Det går inte att gå in i detalj hur alla slidventiler fungerar eftersom detta skulle ta för mycket plats, utan att ge något resultat på grund av likheten mellan fabrikaten. En kort beskrivning av metoden kan emellertid göras.

Slidventilen är en ventil som låter en del av den insugna gasen återvända till insugsporten innan kompressionen börjar. Denna metod har två distinkta fördelar. För det första måste gasen endast överkomma en liten tryckbarriär innan den leds tillbaka till insuget. Detta är möjligt eftersom gasen leds bort innan gasen har börjat komprimeras. För det andra flyttas utloppet samtidigt som slidventilen flyttas. Detta medför att även om volymen som sugas in i kompressorn är mindre förblir volymförhållandet någorlunda konstant vid dellast som vid fullast. Slidventilen medför att flödet genom kompressorn kan regleras mellan 10 % upp till 100 %.

4.3 SKROLLKOMPRESSORN

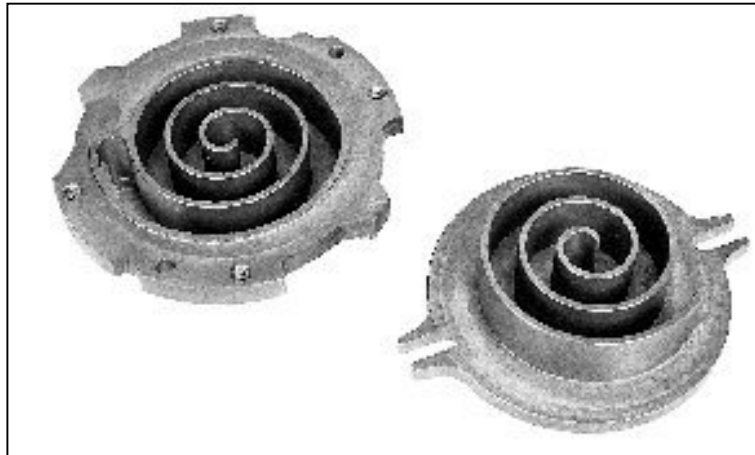
Teknologin bakom skrollkompressorn patenterades redan 1905 av en fransman vid namn Léon Creux. Teknologin på den tiden tillät inte att kompressorn kunde tillverkas. Skrollen kräver nämligen mycket fina toleranser för att kunna fungera. Det var inte förrän 1972 som skrollkompressorn kunde börja tillverkas. Det första användningsområdet för skrollkompressorn kom att bli kylindustrin. Efter 1972 utvecklades tekniken snabbt, och idag (1992 presenterades den första oljefria skrollkompressorn) kan även oljefria kompressorer för komprimering av luft levereras.

4.3.1 Konstruktion

Formen på en skrollkompressor är speciell. Skrollkompressorn består av två delar där den ena delen är fixerad och den andra rörlig. De båda delarna är formade som en involuta. En involuta fås om en penna binds fast i en sytråd som sitter fast i en syrulle. Genom att rita med pennan samtidigt som sytråden lindas av rullen fås en involuta.

En skroll består helt enkel av en involuta som är fäst vid en platta, eller en bas som den också kallas. För att det skall kunna bli en kompressor krävs två likadana involutor som är fästa vid var sin bas. En av involutorna är förskjuten 180 grader med hänsyn till den andra involutan, för att på så sätt kunna agera med varandra. Genom att rotn till den skroll som är rörlig sitter lite excentriskt placerad får den en omlopps bana istället för en ren rotation runt den fasta skrollen. Figur 4.14 visar hur en skroll kan se ut

Skrollen tillverkas i aluminium eller i gjutjärn. Nya tillverkningsmetoder har gjort det möjligt att tillverka en färdig skroll på 1 till 5 minuter. Toleranserna i tillverkningen sträcker sig ner till en hundradels millimeter.



Figur 4.14. Två stycken skrolls.

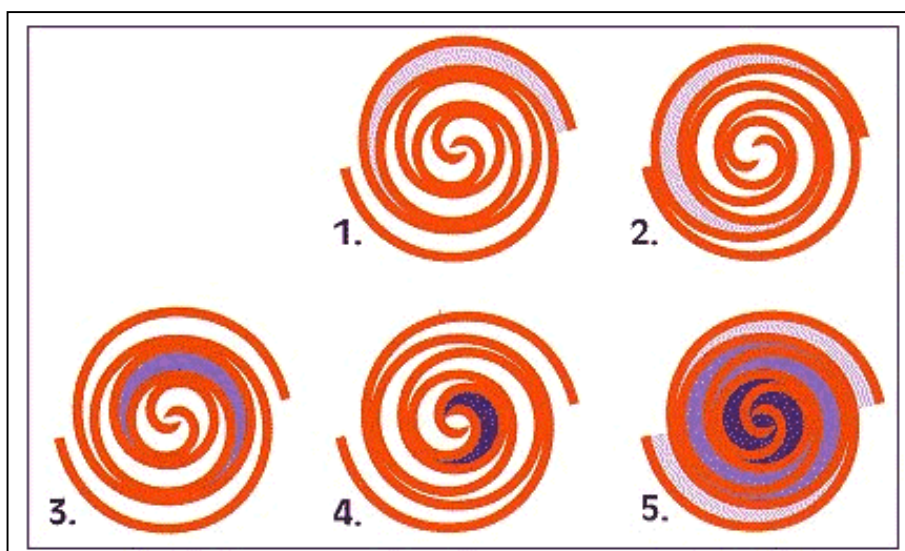
Skrollen kapacitetsregleras med hjälp av varvtalsstyrning vilket gör att kompressorn är steglöst reglerbar.

Skrollen har en mängd fördelar gentemot kolvkompressorn. En av dessa fördelar är att det är så få delar som är rörliga på kompressorn. I stort sett är det bara en roterande del.

Kompressorn saknar helt ventiler vilket gör att tillgängligheten och pålitligheten hos kompressorn ökar.

4.3.2 Arbetsprincip

Genom att rotera en av skrollerna bildas en ficka där gasen kan sugas in. Vid vidare rotation stängs gasfickan och gasen är fast i kompressorn. Ytterligare rotation leder till att gasen förs in i mitten av kompressorn under tiden som volymen som gasen kan ockupera minskar med ökat tryck som följd. Kompressionens olika faser kan ses i figur 4.15.



Figur 4.15. Skrollens arbetsätt.

I figur 1 sugas gasen in i kompressorn. I figur 2 stänger den roterande skrollen insuget och gasen börjar komprimeras. I figur 3 och 4 fortsätter kompressionen samtidigt som ny gas sugas in i kompressorn. Figur 5 visar hela kompressionsförloppet i kompressorn. Under kompressionsförfarandet sugas gas in varje gång kompressorn öppnar ena ändan. Detta medför att även om gas håller på att komprimeras, kan ny gas sugas in i kompressorn.

5. SAMMANSTÄLLNING AV GASBOOSTERS

5.1 UTSKICK

För att kunna fastställa vilken typ av information som kompressortillverkarna behövde för att kunna specificera en gaskompressor skickades ett första utskick ut till ett litet antal kompressortillverkare. Detta utskick var enbart en förfrågan för att få en överblick över marknaden för gasboosters. Utskicket bestod av generella frågor om vilken typ av information som behövde anges för att erhålla en specifik gaskompressor. Svaren som utgick från denna förfrågan var entydiga. Alla kompressortillverkare behövde en klar specifikation på vilken processgas som kompressorn skall komprimera. Det var redan bestämt att det var naturgas som primärt skulle användas i processen. Om kompressorn även kunde användas till att komprimera biogas var detta en fördel som skulle belysas. Intressant var också att veta vilka förändringar som behövs göras med kompressorn för att biogasen skall kunna komprimeras i kompressorn. Om det krävs en ny kompressor skulle även denna anges. Specifikationen av naturgas var redan klar och hämtades från Mikael Näslunds bok om energigas [14]. Specifikationen är angiven i ett tidigare kapitel i rapporten. Vidare frågades om vilka gaskompressorer som dessa företag allmänt kan leverera. För att svaret på en sådan fråga inte skall bli alldeles för generell krävs att användaren specificerar kraven på kompressorn. De flesta kompressortillverkare tillverkar en kompressor som klarar av stora variationer i gasflödet och stora variationer i tillåtna insugstryck och tillåtna tryckskillnader, d.v.s. tillåten skillnad mellan utloppstryck och inloppstryck. De minsta antalet uppgifter om driften som kompressortillverkarna behöver är:

- Tryckförhållandet som kompressorn skall arbeta vid.
- Volymflödet som den kompressorn skall leverera. Eventuellt flödet vid inloppet till kompressorn.
- Gassammansättningen
- Temperaturförhållandena vid inloppet och eventuella krav på utloppstemperaturen

Dessa krav leder till en preliminär storleksbedömning av kompressorn. Till denna storleksbedömning tillkommer också frågeställningar som säkerhetsaspekter och om kompressorn skall mata gasen direkt in i turbinens brännkammare eller om kompressorn skall arbeta mot en arbetstank. Det senare fallet är ofta fallet då en kolvkompressor skall användas. Separatortanken är då konstruerad så att den skall ta upp eventuella fluktuationer i gasflödet som kan uppstå till följd av kompressionen. Dessa frågeställningar är lätta att ta med i det första utskicket om de är kända. Men i denna undersökning är dessa krav inte medtagna eftersom syftet med rapporten är att få fram så generella data som möjligt. Emellertid har de systemlösningar som kompressortillverkaren rekommenderar tagits med då de ger en bild av vad som krävs för att kompressorn skall kunna installeras.

För att kunna få information om de olika kompressorerna behövs alltså en färdig specifikation av ovan givna villkor. För att specificera en kompressor behövdes ett antal fall ställas upp. Vid valet av vilken typ av kompressorer och vilka turbiner som är intressanta lades stor vikt vid att försöka identifiera litteraturen på området. EPRI har gjort en rapport där turbiner under 30 MW_e undersöktes. Denna rapport byggde vidare på en GRI rapport om gasboosters för små turbiner. GRI rapporten gjordes mellan åren 1989 och 1991 vilket medför att den är en aning föråldrad. Eftersom GRI rapporten är från 1991 ansågs det lämpligt att återigen försöka att sammanställa gasboosters för mikroturbiner. Det visade sig att mikroturbinföretag ofta ställs inför problemet att hitta en kompressor som går att placera på ställen där trycket i distributionsledningarna ligger på 0.04 bar(g). Naturligt inriktades ett stort arbete på att hitta gasboosters som skulle passa denna applikation. Den övre gränsen i undersökningen sattes till 2 MW_e för att även kunna få med lite större gasturbiner.

Studien koncentrerades således till ett intervall av gasturbiner mellan 100 kW_e till 2 MW_e. Detta intervall är rätt stort och de olika typerna av gasturbiner som finns i detta område arbetar på olika sätt, och är menade att placeras i olika delar av naturgasnätet. En begränsning var här tvungen att göras.

Den första turbinen som ansågs intressant var en mikroturbin på 100 kW_e. Intresset för att försöka hitta en kompressor här är stor. Efterfrågan på mikrogasturbiner har ökat det senaste året, och förväntas att öka ännu mer kommande år. Kompressorn som är aktuell till denna applikation är en kompressor som skulle kunna placeras i ett lågtrycksnät för att på så sätt komma så nära slutanvändarna som möjligt. Kompressorer inom detta område är inte så vanliga på grund av det låga volymflödet som en mikroturbin behöver. Kompressorer till denna typ av applikation anges i litteraturen till kolvkompressorer. En av de intressantaste uppslagen på denna marknad skulle vara att hitta en kompressor där underhållet är så litet som möjligt. Detta för att vara konkurrenskraftig mot de beprövade kolvkompressorerna som behöver relativt mycket underhåll. Ett annat krav som ställs på en kompressor är att den skall vara så tyst som möjligt.

Den andra gasturbinen är en 1,21 MW_e turbin som arbetar efter en enkel gasturbincykel. Placeringen av denna turbin är tänkt att utföras i områden som täcks av distributionsnätet. Inloppstrycket till turbinen varierar således mellan 1 bar(g) och 4 bar(g). Gasturbinen kan utnyttjas i en kombianläggning.

Data på gasturbinerna inhämtades från blanketten Gasturbinen-Kenndaten. I detta produktblad framgår allt som behövs för att kunna specificera gasboostern.

För att förenkla kompressorspecifikationen ansågs att när turbinen väl är igång kommer den att arbeta på fullast. Detta gör att volymflödet som kompressorn skall leverera ansågs kunna vara konstant. Genom att låta volymflödet vara konstant, undviks frågeställningar om hur accelerationsförloppet ser ut då mikroturbinen skall accelereras. De parametrar som användes för att specificera kompressorn anges i tabell 5.1.

Tabell 5.1. Specifikation för gasbooster med naturgas.

	Kompressor 1	Kompressor 2
Volymflöde [m_n^3/h]	31	455
Inloppstryck [bar (abs)]	1,033 - 1,113	2,0 - 4,8
Utloppstryck [bar (abs)]	6	11
Inloppstemperatur [$^{\circ}C$]	15	15

Då biogas och naturgas inte har samma värmevärde, måste ett större massflöde av biogas komprimeras för att samma energimängd skall uppnås. Eftersom kompressortillverkarna behöver ett volymflöde, för att precisera en kompressor, räknades det erforderliga bränsleflödet om för biogasen som är angiven i kapitel 3. Det nya volymflödet som kompressorn skall arbeta med när biogas används presenteras i tabell 5.2.

Tabell 5.2. Beskrivning av gasbooster med biogas.

	Kompressor 1	Kompressor 2
Volymflöde [m_n^3/h]	55	822

5.2 COPELAND CORPORATION

Copeland Corporation tillverkar i första hand kompressorer till kylindustrin. Redan 1987 introducerade Copeland sin skrollkompressor för kompression av kylmedel. Copeland hade då löst problemet med de små toleranser som en skrollkompressor behöver för att fungera. På senare år har Copeland börjat att introducera skrollkompressorn på andra marknader.

5.2.1 Copelands gasbooster för naturgas

En av de kompressorer som Copeland tillverkar är tänkt att arbeta som en naturgasbooster till mikroturbiner. Gasboostern levereras som ett system där alla komponenter är inkluderade för att gasboostern skall kunna installeras direkt. Gasboostern som Copeland säljer är en standardmaskin och de inloppsdata, tryckförhållande och volymflöden som kompressorn arbetar med är redan fastställda av Copeland. Storleken på gasboosterpaketet är, sorterat efter (höjd, bredd, längd), (610 mm, 1067 mm, 1372 mm). Gasboostern väger 250 kg.

Copelands kompressor är lämpad att använda i naturgasnät som håller ett tryck på mellan 1,033 bar(a) och 2,07 bar(a). Utloppstrycket som levereras varierar mellan 6,2 bar(a) och 8 bar(a).

Kapacitetsflödet hos kompressorn styrs med en elmotor och kan således varieras helt steglöst. Volymflödet som kompressorn arbetar med kan varieras mellan $0 m_n^3/tim$ och $50 m_n^3/tim$.

Motorn som används till att styra kapacitetsflödet är en vanlig elektrisk motor som levereras tillsammans med kompressorn. Motorn är en del av skrollkompressorn och kan ej beställas separat. Motorn kräver 4,5 kW för att styra kompressorn inom de givna flödesintervallerna.

Kompressorn kan arbeta mellan $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ och $+50\text{ }^{\circ}\text{C}$. ISO-standarden för elmotorer är dock $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ vilket begränsar temperaturintervallet något.

Skrollkompressorn låter annorlunda jämfört med vad en vanlig kolvkompressor gör. Detta påverkar emellertid inte tillförlitligheten hos kompressorn även om det kan låta som om något ligger och slår. Ljudnivån i en skrollkompressor är lågt redan från början och utrustas därför inte med ett ljudisolerat skåp. En meter från kompressorn ligger ljudvolymen på 75 dB(A) .

Det kan förekomma att vissa "biljud" hörs från kompressorn. Ett av ljuden uppstår speciellt vid start och stopp. Vid start av systemet kan det låta som om tubvärmväxlaren är på väg att gå sönder. Dessa ljud är en följd av att skrolltekniken fortfarande är en ung teknologi. Ljudet uppkommer på grund av att motorn inte är upphängd på fjädrar utan sitter direkt monterad i kompressorskalet. Vid start kan således det extra startmomentet som behövs orsaka att vibrationer sprider sig i gasledningarna. Det går att åtgärda dessa problem ganska enkelt, men det kräver att kompressorn går igenom. Copeland har personal som kan hantera denna typ av problem om inte användaren själv skulle hitta felet.

Det kan även uppkomma ett stötande ljud när kompressorn kör. Detta ljud uppkommer på grund av att kompressorns motor och oljepump avger var sitt lågfrekvent ljud. Resultatet blir att ett slående ljud uppkommer då frekvenserna från de båda maskinernas samverkar. De lågfrekventa ljuden finns hos alla kompressorer, men är isolerade från kompressorskalet tack vare upphängningen av kompressorn. Den speciella upphängningen kan inte utföras på kompressorn eftersom motorn och oljepumpen måste sitta nära kompressorn. Om detta ljud skulle vara ett problem för användaren, kan kompressorn emellertid utrustas med någon form av ljudisolering. Ljudisoleringen är lätt att installera vilket medför att den kan installeras efteråt.

Kompressionen av gasen sker med hjälp av olja då olja krävs för att smörja involutorna för att minska friktionen mellan dem. Att olja används i kompressorn gör att gasen kommer att ta upp olja vid kompressionen. Copeland Corporation anger att mindre än 5 ppmV följer med gasen till brännkammaren.

5.2.2 Gaskriterier

Copeland Corporations kompressor är byggd för att komprimera naturgas, men även andra gaser kan användas. Kompressorn klarar gas som innehåller mindre än $45\text{ ppmV H}_2\text{S}$, 150 ppmV vattenånga och $2,5\%$ CO_2 . Dessa kriterier försvårar användande av biogas eftersom biogas innehåller mer än 30% koldioxid. Kompressorn kan förvisso komprimera gas som innehåller dessa mängder av CO_2 och vatten, men kompressorns livslängd blir lidande. Anledningen till att koldioxid inverkar negativt på livslängden är att vatten bildar kolsyra, H_2CO_3 , tillsammans med koldioxid. Kolsyran är frätande vilket gör att metallen korroderar. Copelands kompressor kan emellertid användas till biogas om ett vattenavskiljande filter installeras uppströms kompressorn. Filtret skall ta bort så mycket vatten att risken för att mängden syror som kommer in i processen minskar avsevärt.

Copeland har patenterat ett speciellt skydd mot partiklar och vätska i kompressorn. Kompressorn är byggd så att den kan röra sig både radiellt och axiellt. Detta gör medför att kompressorn kan ta hand om eventuell smuts och vätska genom att förskjuta sig i någon riktning. Copelands patent visas i figur 5.1.

5.2.3 Underhåll

Underhållet av Copeland Corporations skrollkompressor skall ske var 8000:e driftstimme eller en gång per år. Underhållet består av ett byte av filter och rengöring av värmväxlaren. Vidare skall olja fyllas på. Om underhållet sköts som det skall, räknar Copeland Corporation med en livslängd på 20 000 driftstimmar. Denna gräns är konservativ. Under brevväxling med *Ross E Dueber, PH.D.* Copeland Corporation, framkom det att med ren naturgas och rätt skött underhåll, bör kompressorns livslängd sträcka sig över 40 000 driftstimmar. Om däremot en smutsigare gas, som biogas, används kommer livslängden att minska. För mer information om deras kompressor hänvisas till www.copeland-corp.com.

Pris: 8679 EURO.

5.3 KOBE STEEL, LTD.

Kobelco är ett av de få kompressorföretag som tillverkar både skruv-, kolv-, och centrifugalkompressorer. Kobelco tillverkar oljeinsprutade skruvkompressorer som gasboosters till gasturbiner. Deras kompressorer klarar av att höja trycket hos bränslet till gasturbiner i storleksordningen mellan 0.4 MW_e till 500 MW_e. De har levererat 110 st enheter sedan 1982.

När det gäller gasboosters till små turbiner, har Kobelco ännu inte utvecklat någon kompressor som leverera de små volymflödena som är uppställda i undersökningen. Deras svar på utskicket bygger därför på andra kriterier än vad resterande företag i undersökningen har svarat på⁴. I tabell 5.3. beskrivs de intervall som ingick i utskicket till Kobelco.

Tabell 5.3. Kobelcos gasbooster intervall.

Insugstryck [bar(g)]	Utloppstryck [bar(g)]	Volymflöde [m³/h]
0,04-0,1	8	15-1000
1-4	20	15-6000

Volymflödena skall ses som ett intervall, i vilket företaget kan välja att presentera sin gasbooster. Kobelco valde att presentera två stycken kompressorer som täcker var sitt intervall. Den första kompressorn som presenteras, täcker det första insugstrycket, medan den andra kompressorn arbetar med det högre insugstrycket.

⁴ Kobelco var ensamma bland de företag som tillverkar stora kompressorer, att svara på utskicket. Då deras kompressorer är för stora för att motsvara de kriterier som ställdes i det ursprungliga utskicket, modifierades frågorna speciellt för dem, för att även information om större kompressorer skulle erhållas och presenteras i rapporten.

5.3.1 Kobelcos gasboosters för naturgas

Kompressorerna utför kompressionen i ett steg med hjälp av oljeinsprutning, som används för att kyla och täta kompressorrotorerna. Kompressorn tillför tillräckligt mycket olja så att utloppstemperaturen på processgasen från kompressorn ej överstiger 85 °C. För att sänka gasens temperatur ytterligare används kylvatten. Efter kylvattnet uppgår gastemperaturen till 60 °C.

På grund av att kompressorn använder sig av oljeinsprutning, måste oljan separeras från processgasen innan gasen kommer in i brännkammaren i turbinen. När gasen når brännkammaren innehåller gasen endast 5 ppmM olja. Den mängd olja som gasen innehåller efter kompressionen, separeras från gasen i separatortanken, (separatortanken levereras tillsammans med kompressorn). Efter separatortanken kyls oljan i en oljekylare och leds sedan vidare till ett oljefilter, för att rensa från eventuella partiklar som kommit in i processen. Efter filtret leds oljan tillbaka till kompressorn.

Siffrorna för tillgängligheten och tillförlitligheten för kompressorerna är höga på grund av naturgasens renhet. Tillgängligheten beräknas av Kobelco att uppgå till 98 % medan tillförlitligheten uppgår till 99,8 %.

Kobelcos kompressorer kan arbeta i miljöer under 100 °C och över 2 °C eftersom att processgasen är vattenkyld.

Kompressorerna är så pass stora, att de inte levereras med ett ljudisolerat skåp, utan de brukar istället placeras i en egen kompressorbyggnad. Ljudnivån från kompressorn ligger under 85 dB(A).

KS 19 MNB

Den kompressor som rekommenderas till intervall 1 i undersökningen, är en oljeinsprutad skruvkompressor. Kompressorn är liten och sorterad efter (längd, bredd, höjd) är kompressorns mått (1550 mm, 690 mm, 640 mm).

Materialet i kompressorhuset är gråjärn, för att kunna stå emot vibrationer som uppkommer till följd av kompressionen. Rotorerna tillverkas i stål, för att klara av de höga kompressionsförhållandena, vilka leder till höga temperaturer.

Volymflödet som kompressorn kan leverera varierar steglöst mellan 20 % - 100 %. Då kompressorn levererar ett maximalt flöde på 960,7 m_n³/h vid ett insugstryck på 0,04 bar(g) krävs en kraftkälla som kan leverera 114 kW. Om insugstrycket istället uppgår till 0,1 bar(g) behöver kompressorn en effekt på 116 kW, vilket har att göra med att kapacitetsflödet har ökat från 960,7 m_n³/h till 1019 m_n³/h. Anledningen till att flödet måste ökas här är något oklart och tillverkaren vill inte besvara dessa frågor.

KS 28 MNB

För intervall 2 i undersökningen rekommenderar Kobelco, kompressor KS 28 MNB. Kompressorn är en oljeinsprutad skruvkompressor. Kompressorn är liten och sorterad efter (längd, bredd, höjd) är kompressorns mått (2150 mm, 940 mm, 960 mm).

Volymflödet som kompressorn kan leverera varierar steglöst mellan 20 % - 100 %. Då kompressorn levererar ett maximalt flöde på 2994 m³/h vid ett insugstryck på 1 bar(g) krävs en kraftkälla som kan leverera 709 kW. Om insugstrycket istället uppgår till 4 bar(g) behöver kompressorn en effekt på 927 kW, vilket har att göra med att kapacitetsflödet har ökat från 2994 m³/h till 5668 m³/h. Även här är anledningen till att flödet måste ökas oklart, och tillverkaren vill inte heller här svara på dessa frågor.

5.3.2 Underhållet

Underhållet av kompressorn sker var 8000:e driftstimme eller varje år. Mellan de årliga servicerna skall kompressorn även kontrolleras med jämna mellanrum av användaren. Vid denna service skall filter rensas och muttrar och skruvar spännas. Under första året skall också kompressorn "köras in". Kompressorn skall då plockas isär och kontrolleras så att inte onormalt slitage har uppkommit. Under första året skall också kompressorns filter rensas varje månad.

Dagligt underhåll

Varje dag skall de olika oljenivåerna kontrolleras så att olja finns tillgängligt. Om inte oljan finns tillgänglig kan kompressorn haverera på grund av att temperaturen blir för hög. En förhöjd temperatur leder till att materialet i kompressorn expanderar vilket medför att hanrotorn och honrotorn kan börja att skära in i varandra.

Månadsvis underhåll

Varje månad skall kompressorns olika oljefilter kontrolleras och under det första året skall också provtagning av oljan göras. Detta görs för att kontrollera så att inga onormala förslitningar har skett. Oljan jämförs med en standard som Kobelco har tagit fram.

5.3.3 Kobelcos kompressorsortiment

Kobelco tillverkar 115 stycken olika kompressorer vilket gör att det inte går att presentera hela deras kompressorsortiment. Kapacitetsflödena sträcker sig från 209 m³/h till 70 800 m³/h samtidigt som tryckförhållande och tillåtna inlopps- och utloppstryck skiljer sig ännu mer åt.

Om en speciell kompressor söks, rekommenderas att Kobelco kontaktas för närmare information om deras kompressorer www.kocoa.com.

5.4 MEHRER KOMPRESSOREN GMBH

Mehrer tillverkar oljefria kolvkompressorer för kompression av luft och processgaser. Mehrer har kompressorer som passar till de sökta kompressorerna. Kompressionen sker oljefritt och detta görs för att processgasen inte ska innehålla någon olja då den når brännkammaren i mikroturbinen. För att få kompressorn oljefri utrustas den med ett extra långt distanshus för att undvika att oljan i vevhuset kommer i kontakt med gasen.

För att kompressorn skall kunna användas som kompressor 2 är tänkt att användas, behövs två kompressorer för att täcka intervallet för inloppstrycket.

Alla Mehrers kompressorer utom GTE 76/110 - 5,5 EXnASC ställs på ett fundament. Fundamentet är till för att undvika att svängningar, till följd av kompressionsarbetet, sprider sig. För att ta upp de obalanserade krafterna, som är en stor orsak till att svängningar uppkommer, måste fundamentet ha en tillräckligt stor massa om inte fundamentet baseras på fjäderupphängning. Mehrers fundament är uppbyggda med fjädrar. Fjädrarna är uppbyggda så att deras egenfrekvens är mycket lägre än de frekvenser som kompressorn arbetar vid. Mehrers beräknar att endast 5 % av svängningarna transporteras vidare från kompressorn till marken.

5.4.1 Mehrers gasbooster för naturgas

Mehrer vill inte ange en speciell gasbooster med all utrustning som behövs för att driva kompressorn som en gasbooster. Mehrers menar att detta är mycket kundspecifika krav och de vill gärna se på en större specifikation än den som de fått tillhanda. Bl.a. är där frågor om instrumentation som Mehrers vill ha tillgång till. Mehrers rekommenderar ändå 3 st kompressorer som fungerar som basenheten i en gasbooster. Kompressorerna är indelade i olika trycknivåer, där det behövs två olika kompressorer för att klara de stora inloppstrycksskillnaderna för kompressor 2. De olika kompressorerna som rekommenderas är sammanställda efter inloppstryck i tabell 5.4. nedan.

Tabell 5.4. Mehrers gasbooster för naturgas.

Kompressor	Tillåten variation av inloppstrycket
GTE 76/110 - 5,5 EXnASC	1,033 bar(a) - 1,113 bar(a)
TEW 110/150 - 55 Ex	2 bar(a) - 2,62 bar(a)
TEW 90/160 - 45 Ex	2,34 bar(a) - 4,8 bar(a)

Kompressorerna kan arbeta i temperaturintervallet + 2 °C till + 40 °C. Den övre gränsen på 40 °C är en gräns som ISO standard för elektriska motorer. Den lägre gränsen är en följd av vattenkylningen av processgasen och kompressorn.

Tillgängligheten hos dessa kompressorer kan beräknas till 97 % för applikationer med naturgas och liknande gaser.

Priset som lämnas på kompressorerna är endast priset för kompressorpaketet. Anledningen är att priset för en gasbooster beror på hur den skall utrustas. Normalt levereras kompressorerna som färdiga paket och behöver endast kopplas in för att de skall fungera. Ibland förekommer emellertid att installationen skall ske på tak eller i källarlokalerna där kompressorn måste monteras ner för att den skall kunna komma till lokalen. Alla dessa faktorer gör att priset varierar.

För att presentationen skall bli så klar som möjligt presenteras kompressorerna var för sig i följande kapitel. Även om kompressorerna som passar i distributionsnätet med insugstryck på 2 - 4,8 bar(a) är väldigt lika varandra i konstruktionen, skiljer sig mängden av kylvatten och den effekt som behövs för kompressionen av gasen mellan de olika kompressorerna.

GTE76/110- 5,5 EXnASC

Kompressorn GTE76/110- 5,5 EXnASC klarar kraven som är ställda på kompressor 1 i undersökningen. Kompressionen sker i ett steg med hjälp av två cylindrar. Kompressorn är tillverkad i segt gjutjärn och levereras i ett ljudisolerat skåp. Skåpet är försett med en luftfilter både där kompressorns kylluft kommer in och där kyl luften lämnar kompressorpaketet. Luftfiltret filtrerar bort eventuella partiklar i kyl luften, men fungerar också som en ljuddämpare vilket medför att ljudet en meter från maskinen uppgår till 77 dB(A) då kompressorn arbetar vid fullast.

Skåpet gör att kompressorpaketet upptar en yta, sorterad efter (längd, bredd, höjd), på (1470 mm, 650 mm, 1160 mm). Men för att kunna installera och arbeta med kompressorn krävs en yta på minst (1670 mm, 1450 mm, 1160 mm).

Maskinen är hermetiskt tät vilket gör att ytterligare utrustning inte behövs för att leda bort eventuell läckande gas. För att kontrollera att ingen gas läcker ut ur kompressorn används en säkerhetsventil som ställs in till processens högsta tryck. Säkerhetsventilen öppnar således endast om kompressorn skulle haverera och producera ett större tryckförhållande än tillåtet för processen. I gasboostern är processens högsta tryck, lika högt som utloppstrycket på 6 bar(a), vilket också gör att säkerhetsventilen sätts till detta värde.

För att kunna styra hur mycket kapacitet som kompressorn skall leverera använder Mehrer varvtalsstyrning. Varvtalsstyrningen ger den fördelen att kompressorn kan justera volymflödet steglöst.

För att kunna leverera det givna flödet till gasturbinen med rätt tryck används en elmotor på 5,5 kW. Motorn drivs med 400 V och 50 Hz. Denna motor används både till att driva kompressorn och till att driva fläkten som tillför kyl luften. Eftersom motorn är varvtalsstyrd arbetar inte kompressorn efter samma varvtal hela tiden och följaktligen inte med samma effekt. Vid det låga insugstrycket på 1,033 bar(a) arbetar kompressorn med ett varvtal på 475 rpm och kräver en effekt på 4,95 kW för att komprimera gasen. Vid det högre inloppstrycket på 1,133 bar(a) använder kompressorn 4,85 kW och ett varvtal på 425 rpm för att komprimera gasen.

Vid kompressionen höjs temperaturen på gasen som funktion av tryckförhållandet. Utloppstemperaturen kommer således att skilja mellan vilket inloppstryck som kompressorn arbetar mot. Vid det lägsta inloppstrycket på 1.033 bar(a) höjs temperaturen till 155 °C medan temperaturen på gasen endast höjs till 148 °C då det högre inloppstrycket används. För att kyla processgasen och kompressorn används vanlig luft som kylmedel. Kyl luften tillförs kompressorn genom en fläkt och medför att gasens temperatur vid utloppet håller en temperatur som är 15 °C högre än kyl luftens inloppstemperatur. Motorn som driver kompressorn används också här till att driva fläkten. Fläkten står emellertid för en väldigt liten del av den förbrukade effekten.

Pris: 20 891 EURO

TEW 110/150 - 55 Ex

För kompressor 2 krävs en uppdelning av inloppstrycken för att en kompressor skall klara av att arbeta här. Den första gasboostern som används arbetar mot inloppstryck mellan 2 bar(a) och 2,62 bar(a). Även denna kompressor är konstruerad som Mehrers mindre kompressor, GTE76/110- 5,5 EXnASC. Till skillnad från den första Mehrer kompressorn är inte de båda andra kompressorerna utrustad med samma typ av ljuddämpning. Detta medför i sin tur att kompressorerna avger ett högre dB(A) värde än den förra. Kompressorn avger vid fullast och 1 meter från maskinen 82 dB(A). Om ljudnivån är för hög för den tänkta applikationen, erbjuder Mehrer ett ljudisolerande system som medför att ljudnivån sjunker med 2 dB(A) till 80 dB(A).

Vid det låga insugstrycket på 2 bar(a) arbetar kompressorn med ett varvtal på 510 rpm och kräver en effekt på 46 kW för att komprimera gasen. Vid det högre inloppstrycket på 2,64 bar(a) använder kompressorn 37,8 kW och ett varvtal på 380 rpm för att komprimera gasen.

Kylningen hos kompressorn sker med hjälp av vatten. Vid beräkningen av mängden kylvatten som behövs, sattes kylvattnets inloppstemperatur till 18 °C. Som har påpekats innan beror temperaturerna på tryckförhållandet i kompressorn. Eftersom tryckförhållandet beror på inloppstrycket fås att temperaturen blir högre för det lägre inloppstrycket. Med högre temperaturer behöver kylvattnet ökas för att kunna kyla maskineriet. När kompressorn arbetar med det lägre inloppstrycket på 2 bar(a) kräver kompressorpaketet 2060 l/tim för kylning varav 500 l/h går till kylningen av kompressorn. Kylningen av kompressorn då den arbetar med ett inloppstryck på 2,64 bar(a) krävs 1695 l/tim varav kompressorn kräver 605 l/h av det totala kylflödet.

Pris: 52 233 EURO

TEW 90/160 - 45 Ex

Kompressor TEW 90/160 - 45 Ex är mycket lik ovanstående kompressor i konstruktionen. Höljet är emellertid mindre, men fundamentet som kompressorn står på är densamma för de båda modellerna.

För att driva kompressorn används en elmotor på 45 kW. Motorn är varvtalsstyrd och låter kapaciteten varieras steglöst. Vid det låga insugstrycket på 2,34 bar(a) arbetar kompressorn med ett varvtal på 715 rpm och kräver en effekt på 38,4 kW för att komprimera gasen. Vid det högre inloppstrycket på 4,8 bar(a) använder kompressorn 23,7 kW och ett varvtal på 365 rpm för att komprimera gasen.

Kylningen av kompressorn sker även här med vatten. Eftersom kompressionsförhållandet är mindre för denna kompressor är också kravet på kylvatten mindre. Vid beräkningen av mängden kylvatten som behövs, sattes kylvattnets inloppstemperatur till 18 °C.

När kompressorn arbetar med det lägre inloppstrycket på 2,34 bar(a) kräver kompressorpaketet 1715 l/tim för kylning. Kylningen medför att processgasens temperatur sänks från 135 °C till 35 °C. Kylvattnet används till att kyla både processgasen och kompressorn.

Vid det högre tryckförhållandet med ett inloppstryck på 2,34 bar(a) kräver kompressorn 505 l/h av de 1715 l/h som åtgår för hela kylprocessen. Kompressorns temperatur hålls vid 40 °C.

Kylningen av kompressorn med ett inloppstryck på 4,8 bar(a) krävs 1055 l/tim. För att kyla kompressorn åtgår det 310 l/h av den totala kylflödet. Kylvattnet sänker här processgasens temperatur från 74 °C till 35 °C.

Pris: 39 936 EURO

5.4.2 Beskrivning av processflödet

Mehrers gasbooster levereras antingen med eller utan en uppsamlingstank. Om en uppsamlingstank används är beroende av hur snabbt gasturbinen behöver gas då den skall accelerera. Om en tank skall användas till kompressorn, måste beräkningen göras om till en viss grad. Eftersom en del förluster uppkommer då gasen leds genom rör till tanken måste kompressorn arbeta efter ett högre tryckförhållande och således kommer mer energi att användas för att komprimera gasen. Tanken kan antingen levereras av Mehrer, eller så kan den levereras av ett godtyckligt företag. Det är viktigt att komma ihåg att om en tank skall användas till kompressorn, kommer flera säkerhetsaspekter ifråga än om kompressorn arbetar utan tanken.

5.4.3 Mehrers gasbooster för biogas

Om en lågvärdesgas skall användas som bränsle till turbinerna, måste en del förändringar göras i kompressorn. Kompressorn kan fortfarande användas om inte korrosiva ämnen finns i gasen. Oftast blir flödet mycket större om en lågvärdesgas används. Detta medför att kapaciteten hos kompressorn måste ökas. Detta kan göras på två olika vis. Det första sättet är att använda en helt ny kompressor. En bättre metod som dessutom gör att flexibiliteten hos kompressorn ökar är att använda en större elektrisk motor och på så vis kunna öka volymflödet genom att öka varvtalet.

Genom att ta kompressorn GTE76/110- 5,5 EXnASC, vilken är den minsta kompressorn och som arbetar med ett inloppstryck på 1,033 bar(a) till 1,133 bar(a), som exempel kan metoden beskrivas. GTE76/110- 5,5 EXnASC har en motor på 5,5 kW och arbetar mellan 427 rpm och 475 rpm. Genom att byta ut motorn på 5,5 kW till en motor på 7,5 kW kan varvtalet ökas till 650 rpm. Ökningen av varvtalet leder också till att flödet ökar. En nackdel med denna metod är att motorn utsätts för ett större slitage vilket kan leda till att kompressorns livslängd minskar. Detta sker p.g.a. att ventilerna kommer att öppna med en högre hastighet, och fler gånger under en och samma driftstimme.

För Mehrers gasboosters som skall användas till biogas behöver kompressorerna anpassas för att kunna klara de skadliga gaserna som finns i biogas. Mehrer anger att deras kompressorer redan idag levereras till den svenska marknaden för att komprimera biogas som kommer direkt från biogasanläggningen. Denna gas kan vara mycket förorenad och kräver mycket av kompressorerna. Mehrer uppger vidare att deras kompressorer inte har några problem med att komprimera biogasen som är angiven i utskicket.

Gasen som är specificerad i utskicket är förhållandevis ren, vilket medför att kompressorerna enbart behöver ta hänsyn till svavelvätena och ammoniakerna. För att klara av dessa gaser är kompressorernas delar tillverkade av stål som är fri från aluminium- och koppar legeringar. Vidare kontrolleras kylvattnet så att kompressorerna skall vara varma under hela processen. Då kompressorn stängs av kommer även vattnet, som används till kylningen av den stora kompressorn, att stängas av. Detta görs för att gasen inte skall kunna kondensera på insidan av kompressorn.

Eftersom volymflödet genom kompressorn ökar då biogas används istället för naturgas, rekommenderar Mehrer två stycken nya kompressorer. Dessa kompressorer anges i tabell 5.5. nedan med avseende på inloppstrycket.

Tabell 5.5. Mehrers gasbooster för biogas.

Kompressor	Tillåten variation av inloppstrycket
TEL 80/110 S 3	1,033 bar(a) - 1,113 bar(a)
TVB 800/160-K110 Ex	2 bar(a) - 4,8 bar(a)

Kompressorerna kan arbeta i temperaturintervallet + 2 °C till + 40 °C. Den övre gränsen på 40 °C är en gräns som är satt som ISO standard för elektriska motorer. Den lägre gränsen är en följd av vattenkylningen hos kompressorn.

Tillgängligheten hos dessa kompressorer kan beräknas till 97 % för applikationer med biogas.

Presentationen av kompressorerna görs var för sig för att inte några missförstånd skall uppstå.

TEL 80/110S 3

Kompressorn TEL 80/110S 3 klarar de krav som är ställda på kompressor 1 i undersökningen då biogas skall användas som bränsle. Kompressionen sker i ett steg med hjälp av två cylindrar. För denna kompressor går det inte att beställa den ljudtäta inkapslingen. Detta gör att ljudet från denna kompressor är högre än för motsvarande kompressor som komprimerar naturgas. Ljudet en meter från kompressorn uppgår på TEL 80/110S 3 till 81 dB(A) då kompressorn arbetar vid fullast.

Maskinen är inte hermetiskt tät på grund av att den fuktiga gasen med de korrosiva gaserna inte skall komma i kontakt med smörjoljan i vevhuset eller med de lager som sitter i vevmekanismen. Gasen leds istället iväg utan något övertryck till en behållare.

För att kunna styra hur mycket kapacitet som kompressorn skall leverera använder Mehrer varvtalsstyrning. Varvtalsstyrningen ger den fördelen att kompressorn kan justera volymflödet steglöst.

För att kunna leverera det givna flödet till gasturbinen med rätt tryck används en elmotor på 15 kW. Motorn drivs med 400 V och 50 Hz. Denna motor används både till att driva kompressorn och till att driva fläkten som tillför kyl luften.

Eftersom motorn är varvtalsstyrd arbetar inte kompressorn efter samma varvtal hela tiden och följaktligen inte med samma effekt.

Vid det låga insugstrycket på 1,033 bar(a) arbetar kompressorn med ett varvtal på 535 rpm och kräver en effekt på 9,95 kW för att komprimera gasen. Vid det högre inloppstrycket på 1,133 bar(a) använder kompressorn 9,7 kW och ett varvtal på 490 rpm för att komprimera gasen.

Vid det lägsta inloppstrycket på 1,033 bar(a) höjs temperaturen till 160 °C medan temperaturen på gasen endast höjs till 152 °C då det högre inloppstrycket används. För att kyla processgasen och kompressorn används vanlig luft och vanligt vatten som kylmedel. Kyl Luft tillförs kompressorn genom en fläkt, men för att kunna sänka temperaturen på processgasen till 15 °C högre än kyl Luftens inloppstemperatur, krävs även vatten. Vattenmängden som behövs varierar med tryckförhållandet, och med det låga inloppstrycket på 1,033 bar(a) kräver 330 l/tim medan det höga inloppstrycket på 1,133 bar(a) kräver 310 l/tim för att kyla processgasen till 15 °C högre än kyl Luftens temperatur.

Motorn som driver kompressorn används också här till att driva fläkten. Fläkten står emellertid för en väldigt liten del av den förbrukade effekten.

Pris: 31 527 EURO

TVB 800/160-K110 Ex

Kompressorn TVB 800/160-K110 Ex klarar de krav som är ställda på kompressor 2 i undersökningen då biogas skall användas som bränsle. Kompressionen sker i ett steg med hjälp av två dubbelverkande cylindrar. För denna kompressor går det inte att beställa den ljudtäta inkapslingen. Ljudnivån en meter från kompressorn uppgår till 82 - 83 dB(A).

Ej heller denna maskin är hermetiskt tät, på grund av att den fuktiga gasen med de korrosiva gaserna inte skall komma i kontakt med smörjoljan i vevhuset eller med de lager som sitter i vevmekanismen. Gasen leds istället iväg utan något övertryck till en behållare.

För att kunna styra hur mycket kapacitet som kompressorn skall leverera använder Mehrer varvtalsstyrning. Varvtalsstyrningen ger den fördelen att kompressorn kan justera volymflödet steglöst.

För att kunna leverera det givna flödet till gasturbinen med rätt tryck används en elmotor på 110 kW. Motorn drivs med 400 V och 50 Hz. Denna motor används både till att driva kompressorn och till att driva fläkten som tillför kyl Luft. Eftersom motorn är varvtalsstyrd arbetar inte kompressorn efter samma varvtal hela tiden och följaktligen inte med samma effekt. Vid det låga insugstrycket på 2,0 bar(a) arbetar kompressorn med ett varvtal på 1250 rpm och kräver en effekt på 100,9 kW för att komprimera gasen. Vid det högre inloppstrycket på 4,8 bar(a) använder kompressorn 48,8 kW och ett varvtal på 440 rpm för att komprimera gasen.

Vid det lägsta inloppstrycket på 2,0 bar(a) höjs temperaturen till 154 °C medan temperaturen på gasen endast höjs till 76 °C då det högre inloppstrycket används. För att kyla processgasen och kompressorn används vanligt vatten som kylmedel. Vattenmängden som behövs varierar med tryckförhållandet, och med det låga inloppstrycket på 2,0 bar(a) kräver 3185 l/tim medan det höga inloppstrycket på 4,8 bar(a) kräver 1541 l/tim för att kyla processgasen till 33 °C.

Denna kompressor använder vatten för att kyla själva kompressorn. Vattenmängden som behövs varierar med tryckförhållandet, och med det låga inloppstrycket på 2,0 bar(a) kräver 1080 l/tim medan det höga inloppstrycket på 4,8 bar(a) kräver 522 l/tim för att kyla kompressorn. Detta gör att det totala vattenmängden som behövs till kompressorns kylning uppgår, för TVB 800/160-K110 med inloppstryck på 2,0 bar(a), till 4265 l/tim. Vattenmängden till kompressorn som arbetar med lägre tryckförhållande uppgår totalt till 2063 l/tim.

Pris: 113 192 EURO

5.4.4 Underhåll

Underhållet på kompressorerna är testade av Mehrer under 15 års tid. Under denna tid har ett tyskt företag köpt deras kompressorer för att använda som gasboosters för naturgas. Under dessa tester har det framkommit att underhållet endast behöver utföras var 6000:e driftstimme eller varje år.

Den service som skall utföras var 6000:e driftstimme består av byte av all olja. Om processgasen är biogas är det extra viktigt att detta utförs mer regelbundet eftersom risken finns att biogasen kan ha kontaminerat smörjoljan och på så sätt gjort oljan överksam.

Vidare skall alla ventiler kollas och kontrollutrustning kontrolleras. Bl.a. skall säkerhetsventiler kontrolleras så att de är inställda på rätt tryck. Vidare bör insugsfiltret kontrolleras och bytas om smuts har satt sig i filtret.

I början av kompressorns livstid skall service utföras ett par extra gånger för att på så sätt "köra in" kompressorn. Efter 50 driftstimmar skall:

- Oljan bytas
- Skruvar och muttrar skall dras åt
- Kolla så att kylvattnet kan rinna fritt

Och efter 500 timmar skall ytterligare ett oljebyte göras.

Om underhållet sköts på rätt sätt, beräknas kompressorerna ha en livstid på 50 000 driftstimmar. För mer information om Mehrers kompressorer hänvisas till deras hemsida www.mehrer.de.

5.5 VILTER MANUFACTURING CORPORATION

Vilter tillverkar inga kompressorer som är så pass små att de kan klara av kraven för kompressor 1 i undersökningen. Vilter klarar emellertid av kraven för kompressor 2. För processgaser och till booster applikationer tillverkar Vilter *oljeinsprutade* enkelskruvar.

5.5.1 Vilters gasbooster för naturgas

Den skruvkompressor som Vilter rekommenderar som gasbooster till gasturbin 2 är en Vilter VSG-451. Kompressorn är liten och kräver inget fundament att stå på. Kompressorns mått är, sorterad efter (längd, bredd, höjd), (825 mm, 749 mm, 590 mm). De små måtten gör att kompressorn i sig själv är ganska liten. Kringutrustningen som behövs kan emellertid bli större. Alla stela material i kompressorn är tillverkade i någon form av gjutjärn. Skruven som transporterar gasen är tillverkad av stål för att klara höga kompressionsförhållanden. En sammanställning av Vilters kompressorer och deras fysikaliska mått ges senare i tabellform.

För att klara av att leverera det givna flödet krävs en arbetsinsats på 52 kW. Detta arbete kan tillföras kompressorn genom en direktkoppling med motorn ifråga eller med elektricitet. Vid beräkningen av arbetet har hänsyn tagits till de tryckförluster som uppkommer till följd av det system som behövs för att kompressorn skall kunna arbeta som gasbooster. I separatortanken, som separerar processgasen från oljan, sker ett tryckfall på 0,5 bar. Vidare beräknar Vilter att ett tryckfall på 0,5 bar sker mellan separatortanken och gasturbinens brännkammare. Totalt ett tryckfall på 1 bar.

Kompressionsförhållandet som behövs för kompressor 2 är högt, ungefär 6. Detta höga tryckförhållande kan uppnås med endast ett steg på grund av att kompressorn är oljeinsprutad. Oljeinsprutningen medför att skruvarna kyls och temperaturen i materialen kan hållas på rimliga nivåer.

När kompressorn arbetar utefter de krav som har ställts på gasbooster 2 har kompressorn en isentropisk verkningsgrad på 55,6 % . Den volymetriska verkningsgraden på kompressorn är 64,6 %. Det är viktigt att poängtera att dessa siffror gäller speciellt för det driftsspecifikationen som är fastsatt för kompressor 2.

Kompressorn arbetar maximalt med ett volymflöde på 1111 m³/h vid 3000 rpm. Med hjälp av kapacitetsregleringen kan sedan kompressorn ställas in till önskat flöde. Gasflödet är inställbart mellan 10 % och 100 %.

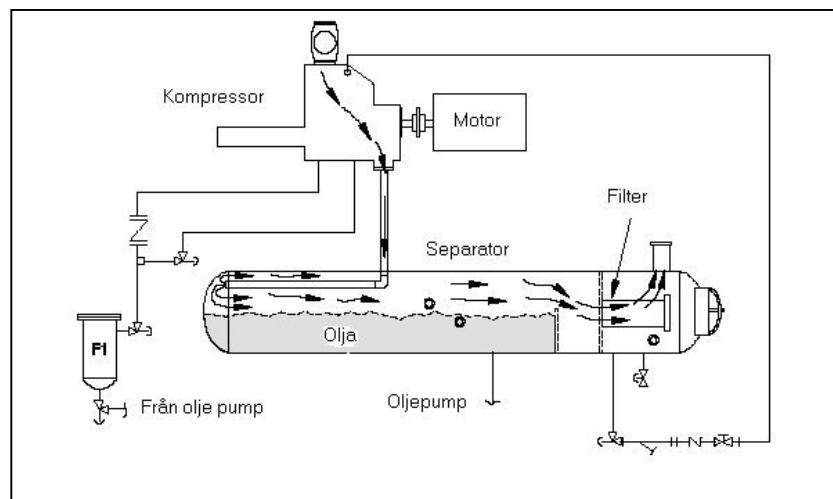
Det är väldigt svårt att ange en siffra för tillgänglighet och tillförlitligheten eftersom dessa faktorer är mycket beroende av hur underhållet av kompressorn har skötts. Detta gör att tillförlitlighet och tillgänglighet är siffror som idag endast kan uppskattas. Vilter meddelar emellertid att den erfarenhet de har är att kompressorn är mycket tillförlitlig och tillgänglig.

Vilter anser att kompressorns tillförlitlighet bör ligga på 99 % eller bättre, och att tillgängligheten ligger på 98 % eller mer.

Ljudnivån en meter från kompressorn är maximalt 85 dB(A).

5.5.2 Beskrivning av processflödet.

För att kompressorn skall kunna arbeta som gasbooster levereras den tillsammans med en separatortank. Separatortanken används för att ta bort delar av den olja som användes under kompressionen. Gasen som lämnar kompressorn innehåller cirka 100-200 ppmV olja. Efter separatortanken garanterar Vilter att gasen innehåller mindre än 5 ppmV olja. Separatortanken eliminerar också det mesta av de eventuella fluktuationer som kan uppstå under kompressionen. Systemet som avlägsnar oljan kräver att gasen som lämnar kompressorn innehåller mer än 5 ppmV för att det skall ta hand om gasen och rena den. Gasen som kommer från kompressorn genomgår 5 steg i tanken innan den gasen levereras till gasturbinen. Gasen som kommer från kompressorn får gå igenom ett filter som är uppbyggd av en porös matris. Enkelt uttryckt bygger systemet på att gasen kommer i kontakt med filtrets ytor, där den kondenserar och leds mot botten av separatortanken på grund av gravitationen. I botten av separatortanken samlas oljan upp för att sedan cirkuleras tillbaka till kompressorn. Innan oljan går tillbaka till kompressorn kyls oljan. Beroende på omständigheter runt installationen av kompressorn, kan antingen en luftkylare eller vattenkylare användas. Temperaturen på oljan kyls ner till en temperatur som ligger minst 10 °C över processgasens daggpunkt för att undvika att gasen kondenserar. När rätt temperatur är uppnådd, leds oljan till ett filter som filtrerar bort eventuella orenheter. Figur 5.1 visar hur en helt vanlig separatortank kan vara konstruerad.



Figur 5.1. Flödesschema för en kompressor.

För att kunna skydda kompressorn mot skador som uppstår om kompressorn överbelastas finns också en avlastningsventil i separatortanken. Avlastningsventilen är inställd så att den öppnar om trycket överstiger det maximala trycket som kompressorn är designad att arbeta emot. Vanligtvis är detta tryck mycket högre än vad processen erfordrar. Detta gör att avlastningsventilen ofta ställs mot det tryck som är processen maximala istället.

För oljetillförseln används en vanlig oljepump. Oljepumpen är ofta direkt driven och används i processen då tryckförhållandet temporärt är lägre än vad som är normalt. Pumpen används också för att spruta in den nödvändiga oljan före startögonblicket.

Efter kompressorns utlopp kan ytterligare tillbehör väljas. Bl.a. kan en avfuktare eller en kylare installeras efter separatortanken. Dessa används ofta om gasen som skall levereras behöver hålla en specifik temperatur, eller om krav på lägre fuktighet i gasen är ett krav.

Om extrem renhet önskas i gasen kan ytterligare reningsanordningar installeras efter separatortanken. Detta gör att gasens oljenivå kan sänkas till 1 ppmV. Det skall emellertid påpekas att denna typ av utrustning är mycket dyrbar vilket leder till att den lösningen inte blir ekonomisk hållbar.

5.5.3 Vilters gasbooster för biogas

Vilter levererar samma kompressor till att komprimera biogas som de levererar till att komprimera naturgas. Vid kompressionen av biogas kommer andra aspekter in. Biogasen innehåller vatten som kan ställa till problem i kompressorn om temperaturen skulle bli för låg. För att ta hand om vattnet måste utloppstemperaturen på gasen kontrolleras noga så att den håller sig över gasens dagtemperatur. Anledningen är att oljan inte skall tillåtas att bilda en emulsion tillsammans med vatten som eventuellt skulle kunna kondensera om utloppstemperaturen sjönk under dagtemperaturen.

För att undvika att eventuella vattendroppar kommer in i systemet, installeras också en vattendropsseparator precis innan inloppet till kompressorn. Separatoren tar bort alla vattendroppar som är större än 50 - 100 µm.

Biogasen innehåller ämnen som kan bli frätande då de komprimeras i kompressorn. För att ta hand om dessa ämnen måste en annan typ av olja användas, än den som används då naturgas komprimeras. Oljan som väljs är väldigt beroende av vilken gassammansättning som skall behandlas.

Det ökade volymflödet som behövs då biogas används som bränsle, leder till att kompressorn kräver 72 kW för att komprimera gasen. Utöver denna förändring, är kompressorn densamma som för naturgasapplikationer.

5.5.4 Kapacitetsreglering

Vilter använder sig av två olika system för att kapacitetsreglera sin kompressor. Kapacitetsregleringen uppnås genom att använda två slider som placeras på vardera sidan om skruven. Den ena sliden används för att reglera kapaciteten medan den andra sliden används för att justera volymförhållandet som kompressorn arbetar med. De två sliderna kan regleras oberoende av varandra för att uppnå rätt effekt.

På sugsidan av kompressorn används kapacitetssliden för att bestämma när insugsfasen skall påbörjas.

Genom att ställa sliden så nära insugsporten som möjligt, uppnås maximalt insug. Kapacitetsregleringen är reglerbar mellan 10 % och 100 %.

Med hjälp av kapacitetssliden kan specifika köregenskaper ställas in för kompressorn. Genom att kontrollera flödet genom kompressorn kan antingen utloppstrycket eller insugstrycket varieras. Kapacitetssliden kan utrustas med en mikroprocesser som gör att kompressorn kan ändra sitt flöde kontinuerligt under pågående arbete.

Den andra sliden är den som reglerar volymförhållandet i kompressorn. Syftet med volymsliden är att maximera verkningsgraden hos kompressorn genom att matcha gastrycket vid utloppet med den insugna volymen. Detta gör att kompressorn kan arbeta med rätt tryckförhållande under flera situationer. Volymsliden reglerar utloppet till skillnad från kapacitetssliden som varierar insuget. Det totala volymförhållandet bestäms genom avståndet mellan insug och utlopp i kompressorn. D.v.s. volymförhållandet bestäms av var kompressionen startar och var den avslutas. Detta medför att volymsliden måste samverka med kapacitetssliden. Genom att mäta inställningen på kapacitetssliden kan volymsliden ställas in för ett specifikt volymförhållande. Genom att ställa in sliden rätt undviks både överkompression och underkompression som båda gör att kompressorn måste arbeta mer än vad som är optimalt. Vilters skruvkompressorer klarar av att variera volymförhållandet mellan 1,2 och 7,0.

De båda sliderna kan regleras antingen manuellt eller aktiveras elektroniskt med en liten motor.

5.5.5 Underhåll av kompressorn

Till kompressorn levereras också ett komplett underhållsprogram. Underhållet av maskinen är uppdelad i olika sektioner. Sektionerna består av daglig, veckovis, månadsvis, var 2000 driftstimme samt varje år. Det är bara vid den årliga kontrollen som maskinen måste stoppas för att en ordentlig kontroll av kompressorfunktionen skall kunna genomföras.

Dagligt underhåll

Det dagliga underhållet av maskinen tar oftast inte mer än 5 minuter. De kontroller som skall göras, sker visuellt och kompressorn behöver inte plockas isär.

Det som bör göras varje dag är:

- Kontrollera oljenivån
- Kontrollera tryck och temperatur.
- Kontrollera att oljefiltrets inloppstryck och utloppstryck är inom ett givet intervall. Det kan hända att tryckförlusten genom filtret blir större än 1 bar, vilket medför att ett byte av filtret kan bli nödvändigt. Normalt byts oljefiltret annars var 6 månad.
- Lyssna efter onormala ljud i kompressorn.
- Kontrollera eventuella läckage av olja.

Veckovis underhåll

Varje vecka skall den dagliga kontrollen göras plus att oljetrycken skall kontrolleras. Oljetrycken kontrolleras med hjälp av ett förutbestämt mönster.

Månadsvis underhåll

Varje månad bör kompressorn genomgå lite noggrannare. Kompressorn kan användas undertiden som kontrollerna görs, och det tar lite under en timme att utföra dessa kontroller. Förutom att göra den dagliga och veckovisa kontrollen skall också följande åtgärder utföras varje månad:

- Smörja alla motorer och lager
- Kontrollera kalibreringen av kontrollerna. Speciellt viktigt är det att kontrollera de mätutrustningarna som styr säkerhetsåtgärderna.
- Kontrollera oljekylaren så att den inte börjat rosta.
- Göra en genomkörning av kompressorns alla lägen, från full fart till låg fart. Detta bör göras både manuellt och automatiskt.
- Ett prov på oljan i oljetanken skall göras för att ta reda på om ett oljebyte behövs.

Årligt underhåll

Varje år bör kompressorn kontrolleras noga. Kompressorn skall öppnas upp och tvättas. All invändig utrustning skall också kontrolleras.

Det tar ungefär 1 till 2 dagar att utföra denna service. Den görs med fördel under en inplanerad serviceperiod då även gasturbinen skall kontrolleras.

Det ovan angivna underhållstiderna kan verka väldigt ambitiösa. Men som tidigare har skrivits, är underhållet en viktig faktor för både tillgängligheten och tillförlitligheten hos kompressorn. Underhållet av kompressorn är också beroende av vilken gas det är som skall komprimeras. Om gasen är ren, som naturgas, kan underhållet minimeras. Om en ändring i underhållet planeras skall Vilter konsulteras innan åtgärder vidtages.

5.5.6 Kompressorstorlekar hos Vilter

Vilter tillverkar sin skruvkompressor i olika storlekar. Dessa kommer nu att presenteras mycket kort. Genomgången är enbart av orienterande natur och kompressorerna presenteras i tabell 5.6.

Tabell 5.6. Vilters kompressorsortiment.

Modell	Kapacitet [m³/h]	Längd [mm]	Bredd [mm]	Höjd [mm]	Vikt [kg]
VSG 451	829	825	749	590	474
VSG 601	962	825	749	590	490
VSG 751	1341	902	864	705	726
VSG 901	1516	902	864	705	748
VSG 1051	1840	1003	953	768	916
VSG 1201	2056	1003	953	768	1021
VSG 1501	2525	1099	1060	864	1442
VSG 1801	2960	1099	1060	864	1461
Max tryckförhållande				20:1	
Min tryckförhållande				2:1	
Kapacitet				10 % - 100 %	
Volymförhållande				1,2 - 7	

Dessa kompressorer kan alla arbeta som en gasbooster under förutsättning att oljeinnehållet i gasen kan tolereras. För mer information om skruvkompressorerna finns att få hos Vilter eller på deras hemsida www.vilter.com.

5.6 ÖVRIGA KOMPRESSORTILLVERKARE

5.6.1 Atlas Copco

Atlas Copco tillverkar både kolvkompressorer och centrifugalkompressorer. De tillverkar emellertid inga kompressorer som matchar de givna intervallerna i utskicket.

Deras kolvkompressorer tillverkas i storleksordningen från 40 kW till och med 500 kW, vilket motsvarar gasturbiner med storleken 6 MW_e till 50 MW_e.

Deras centrifugalkompressorer kan inte specificeras eftersom insugstrycken och utloppstrycken varierar kraftigt. Det skall dock påpekas att centrifugalkompressorerna som Atlas Copco tillverkar, endast används till gasturbiner som är större än 100 MW_e.

Atlas Copco tillverkar även skrollkompressorer som skall användas i tryckluftsapplikationer. Dessa är inte ämnade för att komprimera naturgas eftersom de inte är 100 % hermetiskt täta. Det är förvisso inga stora läckage, men Atlas Copco kan inte ta ansvar för vad som kan hända då kompression av explosiva gaser utförs. Om intresse finns för naturgasapplikationer går det att diskutera saken vidare med Atlas Copco Compressor. För mer information se www.atlascopco.se/compressors.html

5.6.2 Corken

Corken startade redan 1924 och har sedan dess levererat kompressorer till processindustrin. Corken tillverkar små kolvkompressorer mellan 0,75 kW till 55,9 kW, som kan användas till alla typer av gaser. Corken kan speciellt leverera en kompressor som kan komprimera biogas som kommer direkt från avfallsupplagen.

Corken levererar både oljeinsprutade och oljefria kompressorer. För att skydda gasen mot oljan är kompressorn utrustad med ett enkelt distanshus. Om det enkla distanshuset inte skulle räcka till, kan även ett dubbelt distanshus levereras till samtliga kompressorer. Dessa distanshus utförande varierar beroende på applikationen. Detta innebär att kompressorn kan levereras som hermetiskt tät om detta krävs.

Corkens kompressorer komprimerar gasen antingen i ett steg eller två steg. När kompressionen sker i ett steg överstiger inte kompressionsförhållandet 5. Corkens tvåstegskompressorer kan fås som luftkylda eller som vattenkylda. Processgasen kyls mellan stegen för att få ner temperaturen som levereras till processen. Corken tillverkar sex olika modeller av enstegskompressorn och tre olika modeller av tvåstegskompressorn. Enstegskompressorerna kan fås i volymflöden som varierar mellan 5 m³/tim och 185 m³/tim. Tvåstegskompressorerna kan levereras med volymflöden mellan 5 m³/tim och 135 m³/tim.

En av de kompressorer som skulle kunna användas till den aktuella applikationen är Corkens D 391. Denna kompressor arbetar med ett tryckförhållande mellan 5-9 och levererar ett volymflöde mellan 18,8-38,7 m³/timme.

För att kunna arbeta med dessa flöden behövs en motor som kan förse kompressorn med 11 kW. Motorn arbetar mellan 400-825 rpm.

Maximal utloppstemperatur på gasen anges till 177 °C.

Kompressorn levereras med ett dubbelt distanshus för att den komprimerade gasen inte skall kontamineras med vevhusolja.

Corken levererar också kompletta system för gasboosters där all kringutrustning är inkluderad. För mer information se www.corken.com

5.6.3 GHH Borsig

GHH Borsig tillverkar både centrifugalkompressorer och skruvkompressorer som gasboosters. Den minsta gasbooster som GHH Borsig tillverkar används till 10 MWe gasturbiner.

GHH Borsigs skruvkompressorer utför kompressionen av gas oljefritt i ett eller i flera steg beroende på kriterier som användaren har. Volymflödena som GHH Borsigs kompressorer kan leverera ligger i intervallet mellan 260 m³/h upp till 19 000 m³/h. Max tillåtna utloppstryck ligger på ungefär 50 bar. Rotorerna är tillverkade i kolstål eller en CrNi legering, beroende på gasen som skall komprimeras. För mer information se www.man-ghh-borsig.de.

5.6.4 Opcon Autorotor

Opcon Autorotor tillverkar små skruvkompressorer för mindre motorer. Anledningen till att Autorotor har satsat på att bygga en dubbel-skruvkompressor är att bränslekonsumtionen för bilar kan sänkas. Autorotor levererar kompressorer i intervallet mellan 0,5 l/min till 10 l/min och kan användas till att komprimera naturgas. Tryckförhållandena som kan levereras varierar, men de är konkurrenskraftiga i intervallet mellan 1,8 och 3,0. Kompressorn är mycket liten. Deras minsta kompressor är, utan den elektriska motorn som behövs för att driva kompressorn, 163 mm lång och har en diameter på 155 mm. En möjlig lösning på problemet är att seriekoppla kompressorerna för att uppnå de tryckförhållanden som behövs.

Kompressorn är tillverkad i aluminium och komprimerar gasen oljefritt vilket gör den attraktiv för mikroturbiner. Kompressorerna som Autorotor levererar passar dock inte in i specifikationen som gäller för utskicket. Om tryckförhållandet ligger på 4,0 eller över kan inte kompressorn leverera flödet med en bibehållen verkningsgrad, utan verkningsgraden sjunker dramatiskt vid ett tryckförhållande på 4,0. Anledningen är att läckageflödet i kompressorn blir alldeles för stort i kompressorn på grund av att kompressionen sker utan olja.

Autorotors kompressor används för trycksättning av bränsleceller. För mer information se www.opconab.com/sv/autorotor.

5.6.5 Sulzer Turbo Ltd

Sulzer Turbo Ltd tillverkar stora centrifugalkompressorer som används för att komprimera stora gasflöden. Vid kontakt med Sulzer Turbo Ltd meddelade de att de tyvärr inte tillverkar kompressorer som skall arbeta som gasboosters, vilket rapporten behandlar. De anser även att kolvkompressorer och skruvkompressorer är de typer av kompressorer som bör användas som gasboosters och inte centrifugalkompressorer. För mer information se www.sulzerturbo.com

5.7 RESULTAT AV UNDERSÖKNINGEN.

De prestanda som kan anses värdefulla vid valet av kompressorn kommer här att presenteras i en tabell så att en jämförelse kan göras. Gaskompressorerna är sorterade i modeller, inloppstryck, utloppstryck, naturgas/biogas och arbetet som krävs för att komprimera gasen.

Tabell 5.7. Sammanställning av gasboosterna.

	Modell	Inloppstryck [bar(a)]		Utloppstryck [bar(a)]	Arbete 1 [kW]	Arbete 2 [kW]	Pris [EURO]
Naturgas	Compliant	1,033	1,133	6	4,5		8679
	GTE 76/110	1,033	1,133	6	4,95	4,85	20 891
	TEW 110/150	2	2,63	11	46	37,8	52 233
	TEW 110/160	2,34	4,8	11	38,4	23,7	39 936
	VSG-451	2	4,8	11	52	-	-
Biogas	VSG-451	2	4,8	11	72	-	-
	TEL 80/110	1,033	1,133	6	9,95	9,7	31 527
	TVB 800/160	2	4,8	11	100,9	48,8	113 192

Prisuppgifter har tyvärr inte kunnat inhämtas från Vilter. Detta gör att en riktigt bra jämförelse mellan kompressorerna inte går att göra. Ett par kommentarer kan emellertid ges.

Effektivaste naturgaskompressorn är Copelands Compliant modell som endast kräver 4,5 kW. Copelands kompressor är också i särklass billigast av de kompressorer som erbjuds.

I undersökningen framkommer det att för kompression av biogas rekommenderar två stycken företag att ett filter installeras uppströms kompressorn för att på så sätt få bort vattnet från gasen. Genom att ta bort den vattenmängd som finns i gasen minskar risken för korrosion i systemet. Detta beror på att de frätande ämnena i gasen inte kan lösas i vattnet och bilda de farliga syrorna.

6. AVSLUTNING

6.1 UTVECKLINGSINRIKTNINGAR

6.1.1 Naturgas

Den kompressor som idag är den bästa tänkbara gasboostern för mikroturbiner, då naturgas används som bränsle, är skrollkompressorn. Skrollkompressorn ger ett nästan kontinuerligt flöde till skillnad från den stora konkurrenten kolvkompressorn. Den absoluta fördelen är att priset för en skrollkompressor är mycket lägre än för motsvarande kompressor av annan typ.

Det finns egentligen inte någon annan kompressor i dagens läge som kan konkurrera ut skrollkompressorn i lågtrycksnäten. I distributionsledningarna som har ett tryck mellan 2 bar(a) och 4,8 bar(a) är det fortfarande kolvkompressorn som är den dominerande kompressortekniken. Om trycket i distributionsledningarna kan tillåtas vara högre än 4,8 bar(a) kan möjligtvis mikroturbiner installeras i dessa områden utan en gasbooster.

För nya naturgasledningar krävs idag att ledningen är gjord av stål. Ny teknik kan emellertid möjliggöra att installation av gasturbiner förenklas och blir billigare. I dag förekommer tester med PE-100 rör. Dessa plaströr skall användas upp till 10 bars tryck i distributionsnätet. PE-100 rören reducerar kostnaden för installationer av gasturbiner i utkanten av tätbebyggda områden på grund av att de konkurrerar ut stålrören som är mycket dyrare att lägga.

En del mindre mikroturbinföretag undersöker möjligheten att tillföra bränslet före luften kommer in i kompressorn. Fördelen med detta system är att gasboostern helt kan uteslutas och priset på maskinen skall sjunka. Nackdelen är att en 5% lättare gas erhålles då naturgas och luft blandas. Detta medför att tryckförhållandet över kompressorn minskas [1]. Detta kan vara ett mycket bra sätt att undvika problemet med gasboostern. Det behövs emellertid mer forskning på detta område innan tekniken kan börja användas.

6.1.2 Biogas

Om biogas skall användas som bränsle till mikroturbiner, måste en hel del utveckling ske. Biogasen måste renas bl.a. från de frätande ämnena som gasen innehåller innan kompressorerna kan användas för att höja trycket.

Ett sätt att bli av med korrosionsrisken i kompressorer är att ta bort vattnet från gasen. När vattnet tas ur gasen kan inte syrorna bildas och korrosionsrisken upphör. Kompressortillverkarna idag rekommenderar att ett vattenfilter installeras uppströms kompressorn för att ta bort vattnet.

Materialutvecklingen på kompressorområdet behöver också gås igenom för att se om det inte finns nya material som kan användas för att komprimera korrosiva gaser. Idag används oljor för att skydda materialet från korrosion. Dessa oljor är mycket gasspecifika vilket innebär att en kompressorn inte blir så flexibel i sitt bränsleanvändande som den skulle kunna vara. Oljorna måste nämligen väljas efter en specifik gassammansättning.

6.1.3 Mikroturbiner och framtiden

Mikroturbinföretagen verkar idag eniga om vilken kompressor som skall användas som gasbooster till deras mikroturbiner. Både Capstone och Bowman har ett samarbete med Copeland om att använda sig av deras gasbooster.

I dag finns en hel del mikroturbinföretag. Konkurrensen på marknaden kommer antagligen bli hård när alla får rätt på sina maskiner. Det verkar som om General Electric (GE) köper på sig mikroturbinföretag för att komma in på mikroturbinmarknaden. Bl.a. köpte GE företaget Honeywell förra året. Innan köpet av Honeywell hade GE köpt The Elliot Company.

I försök att få upp mikroturbinens prestanda testas idag enheter där skovlarna tillverkas av keramiska material. Fördelen med dessa keramiska material är att temperaturen i processen kan höjas över den högsta tillåtna temperaturen idag. Tekniken är idag väldigt dyr, men keramiska material förväntas bli det framtida gasturbinmaterialet.

Idag behövs en underhållsfri kompressor som är billig i inköp. Det finns ett antal utvecklingsinriktningar som idag följs av olika gasturbinföretag för att uppnå detta. Den billigaste kompressorn som kan användas som gasbooster är gasturbinens egna luftkompressor. Bränslet skulle då kunna komprimeras direkt i luftkompressorn. Detta medför att ett gasflöde fås som kan varieras efter hur mikroturbinen arbetar. Dessutom erhålls en relativt billig lösning på problemet med gasboostern.

Det behövs också mindre skruvkompressor och centrifugalkompressor som klarar av att arbeta med små volymflöden och med höga tryckförhållande. I skruvkompressorns fall behöver den också göras oljefri. Om olja används i kompressionen blir systemet mycket dyrare p.g.a. den kringutrustning som behövs. Dessa kompressor används idag endast till större gasturbinaggregat men med ny teknik skulle de kanske utgöra ett bra alternativ till skrollkompressor. Anledningen till att torra skruvkompressor inte tillverkas i små storlekar idag är två orsaker.

- En torr skruvkompressor kan idag inte arbeta med stora kompressionsförhållanden eftersom temperaturen riskerar att bli för hög. Detta leder i sin tur till att materialet, som kompressorns rotor tillverkas i, expanderar och skär in i varandra.
- Förlusterna som är förknippade med en torr skruvkompressor blir idag för stora för att kompressorn skulle kunna arbeta med höga kompressionsförhållanden.

Det skall meddelas att även företag som Kawasaki, Toyota, Nissan och Honda tillverkar mikroturbiner för elproduktionsbruk. I presentationen av mikroturbiner utelämnades de japanska företagen på grund av att de inte lämnar ut information om sina maskiner.

6.2 INFORMATIONSSINSAMLING

Tyvärr har inte tillräckligt många tillverkare svarat på utskicket. Detta gör det naturligtvis svårt att verkligen få fram rätt slutsatser av en sådan här rapport. Men med tanke på att två mikroturbinföretag i dagens läge använder sig av Copelands kompressor, kan det nog med säkerhet sägas att skrollkompressorn är dagens bästa teknik när det gäller komprimering av lågtrycksnaturgas.

I undersökningen framgår också att kolvkompressorn är den enda kompressor som i nuläget kan komprimera biogas utan problem. Utvecklingen inom detta område är av yttersta intresse på grund av biogasens goda miljöegenskaper.

6.3 SLUTSATSER.

För att sammanfatta de slutsatser som rapporten resulterar i kommer nu en punktlista med den viktigaste informationen. Slutsatserna från arbetet är:

- Det finns tre möjliga kompressortyper som kan fungera som gasbooster till mikroturbiner. Dessa är skruvkompressorn, kolvkompressorn och skrollkompressorn.
- Det finns tillgänglig tryckhöjande utrustning som klarar av att höja trycket på bränslet till mikroturbiner i storleksordningen mellan 100 kWe och 2 MWe.
- Den vanligaste kompressortypen som används som gasbooster till mikroturbiner är den oljefria kolvkompressorn.
- Det intressantaste alternativet till kolvkompressorn är idag skrollkompressorn som klarar att arbeta med små volymflöden och stora tryckförhållanden.
- För kompression av biogas är det fortfarande kolvkompressorn som är det bästa alternativet.
- För att naturgas och biogas skall kunna användas effektivt krävs en utveckling av kompressorerna. Bland annat behöver skrollkompressorn utvecklas så att den kan hantera de frätande ämnena i biogasen på ett bättre sätt.
- Marknaden för gasboosting är ung när det kommer till mikroturbiner. Detta medför att marknaden inte är riktigt upptäckt av de stora kompressortillverkarna. Först när marknaden blir konkurrensutsatt kan priset på gasboosters bli lägre. Detta gäller framförallt skrollkompressorn eftersom det i nuläget endast finns en enda tillverkare till naturgasmarknaden.

7. REFERENSLISTA

- [1] 25-5 kWe MICROTURBINE DESIGN ASPECTS. 2000-GT-0626, C Rodgers, ASME TURBOEXPO 2000, May 8-11 2000.
- [2] Minikraftvärme - Projekt för uthålliga energilösningar, Vattenfall 2000.
- [3] Gasfyrede mikrogasturbiner, DGC kundrapport, December 1999.
- [4] SOFC and its Competitors, European Fuel Cell news, volume 7, Number 2, june 2000.
- [5] Föredrag av Torbjörn Lindquist, Köpenhamn 2001-02-01.
- [6] Capstone Corporations hemsida, <http://www.capstoneturbine.com/index.asp>., 2001-02-12.
- [7] Honeywells hemsida, <http://www.honeywell.com/>, 2000-11-13.
- [8] Elliot Companys distributörs hemsida. <http://www.iesl.com/index.htm>., 2001-01-15.
- [9] Bowman Power Systems hemsida, <http://www.bowmanpower.com/>, 2000-12-16.
- [10] Föredrag av Representanter från BPS, Köpenhamn 2001-02-01.
- [11] Ingersoll-Rands hemsida, <http://www.ingersoll-rand.com/>, 2000-11-13, 2001-02-23
- [12] Turbecs hemsida, <http://www.turbec.com/index.htm>, 2001-01-03
- [13] Mikrogasturbiner Aksel Hauge Pedersen, DONG A/S, Gasteknik nr 2/2000.
- [14] Energigasteknik, Mikael Näslund, KFS AB Lund 1995
- [15] Energiläget 2000, Energimyndigheten, Stockholm
- [16] Distribution av biogas i naturgasnätet, Kaj Vågdahl, SGC rapport SGC 101.
- [17] Energiteknik, Henrik Alvarez, Studentlitteratur1990
- [18] Samtal med Andrew Gurney, representant för Vilter.
- [19] Samtal med Ross Dueber PH.D, Representant för Copeland Corporations.

- [20] Compressors-selection and sizing, Royce N. Brown, Gulf Publishing Company 1997
- [21] A Practical Guide to Compressor Technology, Heinz P. Bloch, McGraw-Hill, 1995
- [22] Compressor Handbook, Paul C. Hanlon m.fl., McGraw-Hill, 2001.
- [23] Mark's Standard Handbook for Mechanical Engineers, James L. Brown m.fl., 19??
- [24] Handbook of Fluid Dynamics and Fluid Machinery, Joseph A. Schetz m.fl., John Wiley & Sons Inc, 1996.
- [25] Information som erhållits från Copeland Corporation
- [26] Information som erhållits från Kobelco
- [27] Information som erhållits från Mehrer
- [28] Information som erhållits från Vilter.
- [29] Gasturbinen-Kenndaten, ASUE, 1999, <http://www.asue.de>.
- [30] www.Dong.dk/dk/naturgas/gaskvalitet1/gaskvalitet_2001/

A. SURVEY OF FUEL GAS BOOSTERS

Dear Sirs!

We are for the moment investigating different types of fuel gas compressors (FGB) for the Swedish natural gas distribution net. The purpose of this survey is to present commercially available FGB in order to simplify the installation of gasturbines < 2 MWe. We would therefore appreciate if you could send us information about your FGB according to the specification below.

The composition of the natural gas varies, but the lower heating value (LHV) never drops below 30 MJ/m³. If a gas composition is required the following composition can be used, see table 1.

Table 1: Natural gas composition.

Gas component	Volume %
Methane	91.1
Ethane	4.7
Propane	1.7
n-Butane	1.4
Nitrogen, N ₂	0.6
Carbon dioxide, CO ₂	0.5

$$\begin{aligned} \text{LHV} &= 39 \text{ MJ} / \text{m}^3 \\ \text{Density} &= 0.81 \text{ kg/m}^3 \\ \text{Relative density} &= 0.624 \end{aligned}$$

Since the gasturbines will be installed at different locations in the Swedish natural gas distribution net the inlet pressures to the FGB will vary. It would be desirable if the FGB could work at the entire inlet pressure range given in table 2. We would be grateful if you performed the calculations for both the high and the low inlet pressure.

The pressures in the table are designated as absolute pressures in the unit [bar]. The volume-flow of fuel required by the gas turbine combustor is at normal condition, 1.013 bar (abs) and 0 °C.

Table 2: Requirements for the fuel gas compressor.

	Compressor 1	Compressor 2
Volume flow [m ³ /h]	31	455
Inlet pressures [bar (abs)]	1.033 - 1.113	2.0 - 4.8
Outlet pressures [bar (abs)]	6	11
Inlet temperature [°C]	15	15

We hope that you could send us detailed brochures, data sheets, catalogues or similar items with data that describes your FGB. If you don't have a brochure, a form has been attached to this letter. The questions in this form are intended to show you what kind of information we want. If your brochure doesn't answer some of the questions, we would like you to fill in the answer in the form.

The assignment of SGC is to co-ordinate Swedish industrial interest (mainly the gas industry) in R&D concerning gas technology.

If any questions occur, please don't hesitate to e-mail me.

We thank you in advance for your co-operation and hope that you could send us the information as soon as possible.

Best regards

Swedish Gas Technology Centre (SGC)
Marcus Thern
marcus.thern@telia.com

Form (Please try to answer in SI units)

Model: _____

Type (Screw, Piston, Centrifugal, Other): _____

Physical measures: _____

Power demand (Full load): _____

No of compression stages: _____

How much variation of the suction pressure does your compressor handle: _____

How big is the interval of volume flow your compressor can handle [m_n^3/h]: _____

Efficiency %: _____

Expected life (h): _____

Maintenance (h/yr.): _____

How do you calculate the maintenance: _____

Cost of maintenance: _____

Reliability (%): _____

Availability (%): _____

Exit temperature for the gas: _____

Cooling of the gas (Yes / No): _____

If yes. How is the gas cooled: _____

In what temperature range can your compressor operate: _____

Is the compressor oilfree: _____

If not oilfree. How much oil is expected to mix with the gas: _____

Soundlevel 1 m from the machine (dB (A)): _____

What alternation is needed on your compressor if low calorific value gases are used: _____

Cost of the fuel gas booster: _____

B. GASEFFEKT

I rapporten har en del olika enheter för gaseffekt använts, bl.a. har både kilowatt (kW) och normalkubikmeter (m_n^3/h) använts. För att få klarhet i sambandet mellan dessa enheter kommer beräkningar att demonstreras i detta kapitel samt ett diagram som visar skillnaden mellan biogas och naturgas.

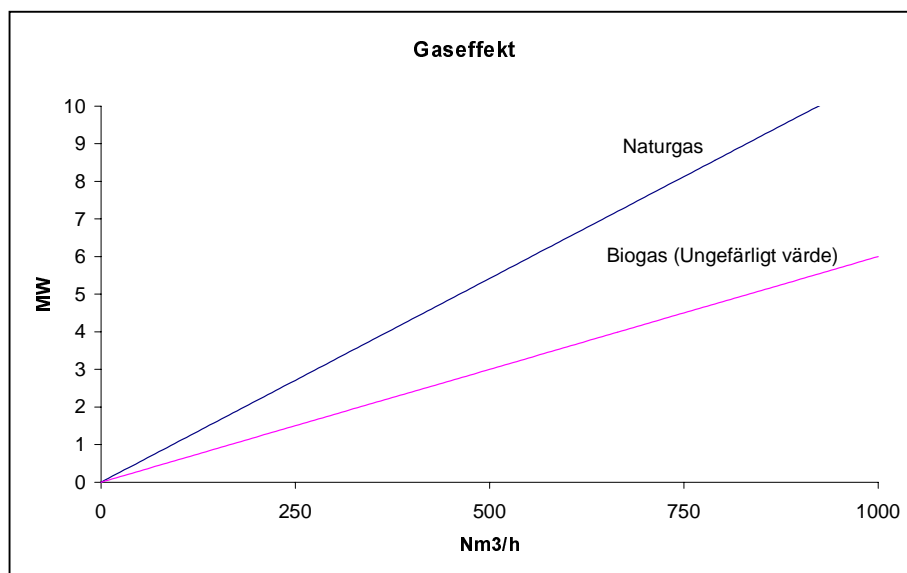
Sambandet mellan kilowatt och normalkubikmeter härrör från gasens värmevärde. I rapporten definierades värmevärdet som:

Värmevärdet (H) anger den energi som frigörs vid fullständig förbränning av en normalkubikmeter ($1 m_n^3$) av gasen. Värmevärdet delas in i övre respektive undre värmevärde. Det undre värmevärdet är viktigast ur gasformiga bränslen. Det undre värmevärdet är lika med det övre värmevärdet minus det värme som finns bundet som kondenseringsvärme i avgasernas vattenånga [17].

Sambandet blir nu i ekvationsform:

$$[\text{kW}] = H_u \cdot [m_n^3/s]$$

Sambandet mellan gaseffekten i kilowatt och i normalkubikmeter visas i figur B.1.



Figur B.1. Samband mellan enheter för gaseffekter.

C. TILLVERKARE

I denna bilaga presenteras internet adresserna till tillverkare av gaskompressorer.

Tabell C.1. Internetadresser till tillverkare.

Tillverkare	Internetadress
AC Compressor	http://www.accompressor.com/
Aerzener	http://www.aerzener.com/
Ariel corporation	http://www.arielcorp.com/
Atlas copco	http://www.atlascopco.se/compressors.html
Autorotor	http://www.opconab.com/sv/autorotor/
Bristol Compressor	http://www.bristolcompressors.com/
Howden compressor	http://www.howdencompressors.co.uk/
Carlyle compressors	http://www.carlylecompressor.com/
Caterpillar	http://www.caterpillar.com/
Compair	http://www.compair.com/
Copeland	http://www.copeland-corp.com/
Cooper Energy Services	http://www.cooperenergy.com/
Corken Inc	http://www.corken.com/
Danfoss	http://www.danfoss-maneurop.com/
Dresser Rand	http://www.dresser-rand.com/
Elliott Turbo	http://www.elliott-turbo.com/
France compressor products	http://www.francecomp.com/
Fuller Bulk Handling	http://www.fullerbulkhandling.com/
Gardner Denver	http://www.gardnerdenver.com/
Grasso	http://www.grasso.nl/HOMEPAGE.HTM
Griffin Compressors	http://www.griffincompressors.com/
General Electrics	http://www.gepower.com/nuovopignone/
Knox Air	http://www.eeknoxair.com/
Kobelco	http://www.kocoa.com/compress.htm
Leobersdorfer Maschinenfabrik	http://www.lmf.at/
GHH Borsig	http://www.man-ghh-borsig.de/
Demag Delaval	http://www.demagdelaval.com/
Mehrer	http://www.mehrer.de/
Mycom	http://www.mycomj.co.jp/eindex/eindex.html
Startec	http://www.startec.ab.ca/nat_gas/gas.asp
Sulzer Burckhardt	http://www.sulzerburckhardt.com/
Sulzer turbo	http://www.sulzerturbo.com/
Sundyne corporation	http://www.sfh.com/index2.htm
Svenska Rotormaskiner AB	http://www.rotor.se/index.html
Tecumseh	http://www.tecumseh.com/homepage.htm
Vilter	http://www.vilter.com/
York	http://www.york.com/



SE-205 09 MALMÖ • TEL 040-24 43 10 • FAX 040-24 43 14
Hemsida www.sgc.se • epost info@sgc.se
