

Ref.nr. : 87-042
Dossiernr. : 8725-15863
Datum : mei 1987
NP

Titel
OORZAKEN EN REMEDIES VAN DE COMPRESSOR-
SCHADEN BIJ PROJECTEN VAN WARMTEPOMP
NEDERLAND
Deel 1: Hoofdtypekst

Auteur(s):
Ing. J.F. van der Horst

Trefwoord(en):
- compressorwarmtepomp
- oliehuishouding
- compressorschade

Projectteam:
Grenco Support Center
Ir. G.J. Koster
TNO-IWECO
P. Bajema
Ir. G.T.M. Janssen

TNO-MT
Ing. J.F. van der Horst
Ir. A.J. Meijnen
Ir. H. van de Ree
A.J.H.G. van Rijn

Het project is uitgevoerd met ondersteuning van de Stichting Projectbeheerbureau Energie Onderzoek (PEO), in het kader van het Nationaal Onderzoekprogramma Warmtepompen.

Projectnummers: 16.22-180.10 en
17.13-00.311

Correcties in het rapport:

"Oorzaken en remedies van de compressorschade bij
projecten van Warmtepomp Nederland"

Deel 1, hoofdtekst.

Pagina:

1

2

4

2.1

3.18

5.3

5.9

Tabel 5.4

Tabel 5.6

INHOUDSOPGAVE	PAGINA
1. INLEIDING	1.1
2. WERKLIJKE EN THEORETISCHE	2.1
2.1.1. Inventarisatie en analyse compressorstanden	2.1
2.1.2. (TWO-ITWO, GRECO)	2.1
2.1.3. Inventarisatie warmtepompinstallaties (TWO-IT)	2.1
2.1.4. Aardbeving koeltechnische schema's (GRECO, TWO-MT)	2.1
2.1.5. Conclusies en aanbevelingen (GRECO, TWO-MT, TWO-IWECO)	2.1
3. INVENTARISATIE EN ANALYSE VAN OORZAKEN VAN COMPRESSORSCHADEN	3.1
3.1.1. (TWO-ITWO)	3.1
3.1.2. Scenario-onderzoek	3.1
3.1.3. Problemen met oliesmering	3.1
3.1.4. Vloeistofslag	3.1
3.1.5. Mechanische oorzaken	3.1
3.1.6. Montagefouten	3.1
3.1.7. Visueel en microscopisch onderzoek	3.1
3.1.8. Compressor demonstratieproject T1000	3.1
3.1.9. Compressor demonstratieproject T1000	3.1
3.1.10. Compressor demonstratieproject T1000	3.1
3.1.11. Bestuursvorming	3.1
3.1.12. Conclusies	3.1
3.1.13. Literatuur	3.1
Bijlagen als aparte inhoudsopgave	
A. Tabel	3.13
B. Figuren	3.14
4. COMPRESSORTECHNISCHE OORZAKEN (GRECO)	4.1
4.1.1. Smerolie	4.1
4.1.2. Belasting en materiaalspanning	4.1
4.1.3. Toepassing problemen	4.1
4.1.4. Montagefouten	4.1
4.1.5. Gevolgsschade	4.1
4.1.6. Conclusies	4.1
4.1.7. Figuren	4.1

INHOUDSOPGAVE	<u>PAGINA</u>
SAMENVATTING	6
1. INLEIDING	1.1
2. WERKWIJZE EN TAAKVERDELING	2.1
2.1 Inventarisatie en analyse compressorschaden (TNO-IWECO, GRENCO)	2.1
2.2 Inventarisatie warmtepompinstallaties (TNO-MT)	2.1
2.3 Beoordeling koeltechnische schema's (GRENCO, TNO-MT)	2.1
2.4 Conclusies en aanbevelingen (GRENCO, TNO-MT, TNO-IWECO)	2.2
3. INVENTARISATIE EN ANALYSE VAN OORZAKEN VAN COMPRESSORSCHADE (TNO-IWECO)	3.1
3.1 Scenario-onderzoek	3.1
3.1.1 Problemen met oliesmering	3.2
3.1.2 Vloeistofslag	3.4
3.1.3 Mechanische oorzaken	3.5
3.1.4 Montagefouten	3.7
3.2 Visueel en microscopisch onderzoek	3.7
3.2.1 Compressor demonstratieproject Tilburg	3.8
3.2.2 Compressor demonstratieproject Maarssenbroek II	3.9
3.2.3 Compressor demonstratieproject Apeldoorn	3.10
3.3 Besluitvorming	3.11
3.4 Conclusies	3.12
3.5 Literatuur	3.14
Bijlagen zie aparte inhoudsopgave	
1 tabel	3.15
4 figuren	3.16
4. COMPRESSORTECHNISCHE OORZAKEN (GRENCO)	4.1
4.1 Smeerolie	4.1
4.2 Belasting en materiaalspanning	4.2
4.3 Toepassingsproblemen	4.2
4.4 Montagefouten	4.3
4.5 Gevolgschade	4.3
4.6 Conclusies	4.3
5 figuren	4.5

5.	INVENTARISATIE WARMTEPOMPIINSTALLATIES (TNO-MT)	5.1
5.1	Algemene informatie	5.1
5.2	Kenmerken installaties, data storingen	5.2
5.3	Toepassingsgebied en viscositeit smeeroil	5.3
5.4	Olieterugvoer in verticale zuigleidingen	5.5
5.5	Vergelijking tussen projecten met en zonder compressorschade	5.6
5.6	Schadebeelden en inventarisatie installaties	5.7
5.7	Conclusies	5.8
5.8	Referenties	5.9
	Bijlagen, zie aparte inhoudsopgave	
	6 tabellen	5.11
6.	INSTALLATIE TECHNISCHE OORZAKEN (GRESCO)	6.1
6.1	Olieterugvoer naar de compressor	6.1
6.2	"Nat" draaien	6.1
6.3	Vloeistofslag	6.2
6.4	Conclusies	6.2
7.	CONCLUSIES EN AANBEVELINGEN TER VOORKOMING VAN COMPRESSORSCHADE	7.1
7.1	Conclusies	7.2
7.2	Aanbevelingen	7.3

Inhoudsopgaven bijlagen:

- 3.A Rapport Metaalinstituut TNO
 Onderzoek naar de oorzaak van de schade aan Grasso AC-compressoren.
- 3.B Krachten op en spanningen in de drijfstang.
- 3.C Vermogen noodzakelijk voor bezwijken.
- 5.A Project Apeldoorn
 Inventarisatielijst
 Data storingen en schade
 Principe schema oliebleeding.
- 5.B Project Maarssenbroek
 Inventarisatielijst
 Data storingen en schade
 Koeltechnisch schema voor de modificatie
 Modificatie oliehuishouding
- 5.C Project Rotterdam
 Inventarisatielijst
 Data storingen en schade
 Koeltechnisch schema
 Schema niveau's ten opzichte van vloerniveau
- 5.D Project Tilburg
 Inventarisatielijst
 Data storingen en schade
 Koeltechnisch schema
 Schema niveau zuigleiding
- 5.E Project Almelo
 Inventarisatielijst
 Koeltechnisch schema
- 5.F Project Deventer
 Inventarisatielijst
 Koeltechnisch schema

- 5.G Project Vlaardingen
 Inventarisatielijst
- 5.H Project Groningen
 Koeltechnisch schema
- 5.I Fotografische impressies.

SAMENVATTING

Bij een viertal, in het demonstratieplan van Warmtepomp Nederland (WPN) uitgevoerde warmtepompprojecten, is compressorschade opgetreden.

De schadegevallen hebben alle betrekking op Grasso AC-compressoren. In totaal waren medio 1984 door WPN 15 demonstratieprojecten gerealiseerd, in 7 daarvan zijn Grasso AC-compressoren toegepast.

Door een projectgroep waaraan werd deelgenomen door de hoofdgroep Maatschappelijke Technologie TNO, het instituut voor werktuigkundige constructies TNO en Grenco Support Center is een onderzoek ingesteld naar de oorzaken van de compressorschaden.

Dit onderzoek omvatte de volgende punten.

- Visueel en microscopisch onderzoek van beschadigde compressordelen.
Hiervoor werd door het Metaalinstituut TNO een deelonderzoek uitgevoerd.
- Sterkte- en trillingsberekeningen met betrekking tot de compressoren.
- Inventarisatie van relevante kenmerken van de warmtepompinstallaties.
- Beoordeling koeltechnische schema's en bedrijfsomstandigheden.

De onderhavige warmtepompinstallaties zijn een aantal jaren geleden ontworpen op basis van de toen bekende inzichten en beschikbare gegevens.

Aanvankelijk werd de AC-compressor voornamelijk toegepast voor airconditioning. Vanaf ca. 1980 komen steeds meer warmtepomptoeepassingen voor. Deze ontwikkeling is ook in de technische documentatie van de compressor duidelijk zichtbaar. In de latere jaargangen worden met betrekking tot de smeerooliekeuze ook op warmtepomptoeepassingen gerichte gegevens in deze documentatie opgenomen.

De schadegevallen in drie projecten (Apeldoorn, Rotterdam en Maarssenbroek) hebben als gemeenschappelijke noemer excessieve slijtage door ontoereikende smering. Deze smeringsproblemen zijn waarschijnlijk veroorzaakt door verdunning met freon van de smeeroolie in de compressor. De schade in Apeldoorn kan (mede) veroorzaakt zijn door een defecte oliedrukpressostaat en oliegebrek.

In de opgelegde bedrijfscondities en de koeltechnische schema's zijn een aantal oorzaken voor de smeringsproblemen aan te wijzen. Daardoor kunnen de compressoren buiten het door de fabrikant aangegeven toepassingsgebied functioneren. Echter ook binnen het toepassingsgebied van de compressor kan

de viscositeit van de smeerolie in de compressor dalen beneden de door de fabrikant aangegeven waarden van 10 à 15 mm²/s.

De schade in Tilburg is ingeleid door een vermoeidheidsbreuk van een tapbout welke vrij zeker het gevolg is van een montagefout.

In de aanbevelingen ter voorkoming van compressorschaden wordt ingegaan op de volgende zaken.

- Smeeroliekeuze in verband met de minimum toelaatbare viscositeit van het smeerolie-freonmengsel in de compressor.
- Toepassing warmtewisselaar voor voldoende oververhitting van het zuiggas.
- Carterverwarming
- Werking oliedruk pressostaat.
- Verloop en afmetingen zuigleiding in verband met olieterugvoer naar de compressor.
- Regeling oliebleeding
- Toepassing zuigdrukbegrenzer in het project Apeldoorn.

1. INLEIDING

Bij een aantal, binnen het demonstratieplan van Warmtepomp Nederland (WPN) uitgevoerde warmtepompprojecten, is aanzienlijke schade aan de zuigercompressor opgetreden. Het betreft hier vernielde zuigers en cylindervoeringen, gebroken drijfstangen en overmatige slijtage van lagers.

De schadegevallen zijn opgetreden bij vier warmtepompinstallaties, namelijk de projecten te Apeldoorn, Maarssenbroek (2x), Rotterdam en Tilburg. De schadegevallen hebben alle betrekking op Grasso AC-compressoren. In totaal waren medio 1984 door WPN 15 demonstratie-projecten gerealiseerd, in 7 daarvan zijn Grasso AC-compressoren toegepast [5.1].

Het doel van dit onderzoek is:

- vaststellen van de oorzaken van de compressorschaden;
- aangeven hoe in de toekomst dergelijke schaden kunnen worden voorkomen.

Het onderzoek is uitgevoerd door een projectgroep, waarin participeerden:

- * MT-TNO, Apeldoorn;
- * TNO-IWECO, Delft;
- * Grenco Support Center 's-Hertogenbosch.

MT-TNO fungeerde in opdracht van de PEO te Utrecht als hoofdaannemer van het project, de overige partners als subcontractant.

Bij het onderzoek van beschadigde compressorcomponenten werd verder een belangrijke bijdrage geleverd door het Metaalinstituut TNO te Apeldoorn.

2. WERKWIJZE EN TAAKVERDELING

In het kader van het project zijn de volgende werkzaamheden uitgevoerd:

2.1 Inventarisatie en analyse compressorschaden (TNO-IWECO, GRENCO)

Scenario onderzoek, sterkte- en trillingsberekeningen.

Analyse van de beschadigde compressor(delen) met betrekking tot punten zoals slijtagepatronen ingeslagen metaaldeeltjes, karakterisering breukvlakken, welke zuigers zijn beschadigd, enz. Door MI-TNO werd voor dit onderdeel een deelopdracht uitgevoerd.

2.2 Inventarisatie warmtepompinstallaties (TNO-MT)

Inventarisatie van de vier warmtepompinstallaties met compressorschade ten aanzien van kenmerken zoals:

Regeling freondebiet, olieterugvoer, beveiligingen, regeling compressor.

Het zoveel mogelijk reconstrueren van de omstandigheden, waaronder de schade is opgetreden, bestudering logboeken, enz.

Inventarisatie van een viertal installaties binnen het plan van WPN met compressoren van een ander type zonder compressorschade. Het doel hiervan was om na te gaan of bij de installaties met compressorschade mogelijk ongunstige omstandigheden optreden welke niet of in mindere mate optreden bij de overige installaties.

2.3 Beoordeling koeltechnische schema's (GRENCO, TNO-MT)

Deze activiteit betreft de vier warmtepomp-installaties met compressorschade. Bij dit onderdeel wordt nagegaan of, op basis van de huidige inzichten, het ontwerp en de uitvoering van de koeltechnische schema's voldoen aan met betrekking tot een schadevrij compressor bedrijf te stellen eisen.

2.4 Conclusies en aanbevelingen (GRENCO, TNO-MT)

Het zo goed mogelijk vaststellen van de oorzaken van de opgetreden schade en het doen van voorstellen ter voorkoming van toekomstige schadegevallen. Indien nodig, het doen van voorstellen tot het uitvoeren van verder onderzoek.

3. INVENTARISATIE EN ANALYSE VAN OORZAKEN VAN COMPRESSORSCHADEN

Dit hoofdstuk geeft een beschrijving van het onderzoek dat is uitgevoerd bij TNO-IWECO en MI-TNO naar de oorzaak van de schade aan Grasso AC-compressoren. Het betreft de volgende onderzoeken:

- scenario-onderzoek (Paragraaf 3.1);
- visueel en microscopisch onderzoek (Paragraaf 3.2).

Uitgaande van een bepaald scenario wordt aangegeven hoe het faalmechanisme eruit zou kunnen zien en wordt een beschrijving gegeven van de uiteindelijke schade. De verwachte schade van deze scenario's wordt geconfronteerd met de resultaten van de visuele inspecties van de schadegevallen (Paragraaf 3.3). Indien succesvol, leidt deze procedure tot een waarschijnlijke schadeoorzaak. Daarna kan eventueel gericht onderzoek worden uitgevoerd om dit resultaat verder te onderbouwen en meer bewijsmateriaal aan te dragen. Indien men daarin niet slaagt, moet de procedure herhaald worden.

In dit hoofdstuk zijn de scenario's beperkt tot gebeurtenissen die zich afspelen in de compressor en worden de installatie-technische oorzaken buiten beschouwing gelaten. De installatie-technische aspecten zullen worden beschouwd in Hoofdstuk 6.

3.1 Scenario-onderzoek

De belangrijkste schadeoorzaken kan men als volgt indelen:

- problemen met oliesmering;
- vloeistofslag;
- mechanische oorzaken;
- montagefouten.

3.1.1 Problemen met oliesmering

Problemen met oliesmering kunnen o.a. de volgende oorzaken hebben:

- opschuimen van olie;
- olielekage;
- verdunning van olie door freon.

Afwezigheid van smering maakt, dat de over elkaar glijdende onderdelen metaalcontact met elkaar maken, waardoor abrasieve slijtage ontstaat, hetgeen meestal het vastlopen van onderdelen en vernieling van de compressor tot gevolg heeft.

Opschuimen van olie

Boven een bepaalde lage temperatuur, afhankelijk van het soort olie, zijn freon (R12 of R22) en olie in elke verhouding mengbaar; er is dus sprake van een homogeen mengsel van freon en olie. Beneden een bepaalde temperatuur heeft R22 een ontmengingsgebied. Dit valt echter buiten de temperaturen zoals die bij de beschouwde compressoren optreden.

Door drukdaling of door temperatuurstijging zal een deel van het koudemiddel in de olie in het krukashuis van de compressor gaan verdampen, hetgeen schuimvorming tot gevolg kan hebben. Dit kan zich voordoen als de machine start en de druk in het krukashuis daalt en de temperatuur gaat stijgen. Hoe minder koudemiddel in de olie is opgelost, hoe geringer de schuimvorming zal zijn. Door krukashuisverwarming kan men dit bereiken. In extreme gevallen kan al het olieschuim uit het krukashuis in de compressieruimte en installatie verdwijnen.

Ook kunnen er problemen ontstaan in de smeerfilm. Door teruggelopen viscositeitswaarden kan de temperatuur stijgen in de smeerfilm.

De fabrikant beveelt een viscositeit van $10-15 \text{ mm}^2/\text{s}$ aan. Ook deskundigen op dit gebied hanteren deze waarde [3.4].

Er ontstaat een gevaarlijke situatie als de temperatuur zo hoog wordt, dat het koudemiddel gaat uitkoken. De oliefilm wordt hierdoor volledig verstoord en metalliek contact kan niet meer voorkomen worden.

3.1.1 Problemen met oliesmering

Problemen met oliesmering kunnen o.a. de volgende oorzaken hebben:

- opschuimen van olie;
- olielekage;
- verdunding van olie door lekage.

Afwezigheid van smering maakt, dat de over elkaar glijdende onderdelen met elkaar in contact komen, waardoor slijtage ontstaat, hetgeen meestal het verslijden van onderdelen en vernietiging van de compressor tot gevolg heeft.

Opschuimen van olie

Boven een bepaalde laag temperatuur, afhankelijk van het soort olie, zijn twee (R12 of R22) en olie in elke verhouding mengbaar; er is dus sprake van een homogeen mengsel van olie en olie. Boven een bepaalde temperatuur heeft R22 een ontmengingsgedrag. Dit valt echter buiten de beschouwing zoals die bij de beschouwing compressor optreden.

Door drukking of door temperatuurstijging zal een deel van het koudemiddel in de olie in het koudemiddel van de compressor gaan verdampen, hetgeen schuimvorming tot gevolg kan hebben. Dit kan zich voordoen als de machine start en de druk in het koudemiddel daalt en de temperatuur gaat stijgen. Hoe minder koudemiddel in de olie is opgelost, hoe geringer de schuimvorming zal zijn. Door koudemiddelverarming kan men dit bereiken. In extreme gevallen kan al het koudemiddel uit het koudemiddel in de compressorruimte en installatie verdwijnen.

Ook kunnen er problemen ontstaan in de aansluiting. Door teruglopen viscositeitsverschillen kan de temperatuur stijgen in de aansluiting. De fabrikant beveelt een viscositeit van 10-15 mm²/s aan. Ook desalniettemin op dit gebied hanteren deze waarden 13-14. Er ontstaat een gevaarlijke situatie als de temperatuur te hoog wordt, dat het koudemiddel gaat afkoken. De olie zal worden bleek en volledig versmoord en metallisch contact kan niet meer voorkomen worden.

De verwachte schade is het vastlopen van krukpenlagers, pistonpenlagers en zuigers. Ook kan de mechanical seal slijtage gaan vertonen. Een ander verschijnsel is dat de neopreenringen van het mechanical seal zwellen door aanwezigheid van freon. Verwacht wordt dat de krukpenlagers het eerst zullen vastlopen.

Olielekkage

Olielekkage kan ontstaan via de asafdichting (mechanical seal), oliestop, lagerdeksel en het lagerdeksel waarin de oliepomp is geplaatst. De verwachte schade is het vastlopen van drijfstanglagers en zuigers. De toegepaste mechanical seal is een enkelwerkende niet-ontlaste uitvoering (Fig. 3.1). Deze wordt gebruikt als de af te dichten druk niet hoger is dan 1 MPa (10 bar), voor omtreksnelheden tot 20 m/s en voor bedrijfstemperaturen tot 200 graden. De slijtage tussen de roterende en de stil staande ring is afhankelijk van de snelheid waarmee de ringen ten opzichte van elkaar bewegen, de aandrukkracht en het smeermiddel. Om de druk op de glijvlakken te verminderen zou men het principe van hydraulisch balanceren kunnen toepassen (Fig. 3.2). Dat wordt toegepast indien de druk hoger is dan 10 bar, voor omtreksnelheden tot 20 m/s en voor bedrijfstemperaturen tot 200 graden. Voor een goede afvoer van de wrijvingswarmte mag de olie niet meecirculeren met de roterende ring. Overigens kan binnen het toepassingsgebied van de AC-compressor een niet-ontlaste mechanical seal worden gebruikt.

Verdunning van olie door freon

Bij de temperaturen, zoals die bij de onderhavige compressoren optreden, is freon (R12 en R22) oplosbaar in olie.

De viscositeit van de olie kan door de opgeloste freon zoveel minder worden dat de smeerfilmdikte onvoldoende wordt, er metaalcontact ontstaat met vreten en vastlopen als gevolg; zie ook Hoofdstuk 4 en 5.

De verwachte schade is het vastlopen van de krukpenlagers en grote slijtage van de oliekeerringen. Een verlaagde viscositeit kan een

lange periode aanwezig zijn geweest, hetgeen de grote slijtage van de oliekeerringen kan verklaren.

De pistonpenlagers, die gesmeerd worden door spatsmering, zullen geen, of minder, slijtage vertonen omdat de glij snelheden daar lager zijn dan die in de krukas- en krukpenlagers, daar deze pistonpenlagers slechts een heen en weer gaande beweging vertonen.

Een andere mogelijke verklaring is gebaseerd op het feit dat het verdampen van freon zeer snel gaat. De gedachte is dat rekening mag worden gehouden met de mogelijkheid dat de freonconcentratie in de oliedruppels op weg naar de pistonpenlagers afneemt, zodat de viscositeit van de olie in de pistonpenlagers hoger is dan in de krukpen- en krukas-lagers.

3.1.2 Vloeistofslag

De volgende gevallen kan men onderscheiden:

- freonslag;
- olieslag.

Onder bepaalde ongunstige omstandigheden bestaat de kans dat vloeistof wordt meegezogen en in de cilinders geraakt. Is het volume hiervan te groot voor de schadelijke ruimte, dan ontstaat vanwege de onsamendrukbareheid van de vloeistof bij de hoogste zuigerstand een stoot tegen de bovenzijde van de cilinder. Dit verschijnsel wordt vloeistofslag genoemd. Zonder een speciale voorziening (zware bufferveer) zal deze stoot vrijwel zonder uitzondering vernieling van de compressor tot gevolg hebben.

Freonslag

Door oorzaken van installatie-technische aard kan er vloeibare freon boven de zuiger komen waardoor vloeistofslag kan ontstaan. De verwachte schade is een kapotte drijfstaag en zuiger alsook schade aan cilinderdeksel en uitlaatklepzitting.

lange periode aanwezig zijn geweest, hetgeen de grote slijtage van de oliebestrijken kan verklaren.

De pistonenlaggers, die gesmeerd worden door smering, zullen geen of minder, slijtage vertonen omdat de glijvlakken daar lager zijn dan die in de krukas- en klepbenaggers, daar deze pistonenlaggers slechts een heel en weer gaande beweging vertonen.

Een andere mogelijke verklaring is gebaseerd op het feit dat het verdampen van olie zeer snel gaat. De gedachte is dat rekening mag worden gehouden met de mogelijkheid dat de thermische uitdilatatie in de oliepomp op weg naar de pistonenlaggers afneemt, zodat de viscositeit van de olie in de pistonenlaggers hoger is dan in de krukas- en klepbenaggers.

3.1.2 Vloeistofslag

De volgende gevallen kan men onderscheiden:

- krukslag;
- olieslag.

Onder bepaalde ongunstige omstandigheden bestaat de kans dat vloeistof wordt meegenomen en in de cilinders geraakt. Is het volume hiervan te groot voor de schadelijke ruimte, dan ontstaat vanwege de onaanbreukbaarheid van de vloeistof bij de noodgevallen een storing tegen de bovenzijde van de cilinder. Dit verschijnsel wordt vloeistofslag genoemd. Zonder een speciale voorziening (zwarte buisvoers) zal deze storing vrijwel zonder afzonderlijke vernietiging van de compressor tot gevolg hebben.

Ereolag

Door oorzaken van installatie-technische aard kan er vloeistof tussen boven de zuiger komen waardoor vloeistofslag kan ontstaan. De verwachte schade is een kapotte cilinder en zuiger, alsook schade aan cilinderbekaf en uitlaatklep.

Olieslag

Met de damp uit de verdamper zuigt de compressor ook circulerende olie aan. Deze mag echter niet in de cilinders geraken, zodat de zuig-verzamelleiding zodanig moet zijn geconstrueerd dat de olie geleidelijk en niet sloksgewijs naar het krukashuis wordt teruggevoerd. Op het krukashuis moet een aansluiting zijn aangebracht via welke de olie uit de olie-afscheider kan terugstromen. Indien deze voorzieningen niet goed functioneren, kan er olie in de cilinder komen, waardoor olieslag kan ontstaan. De verwachte schade is gelijk aan die van freonslag.

3.1.3 Mechanische oorzaken

Ook door belastingen van mechanische oorsprong kunnen problemen ontstaan met de constructie. Hierbij denken we vooral aan resonantieverschijnselen. Deze kunnen optreden als de eigenfrequenties van de krukas worden aangestoten door cyclische krachten bijvoorbeeld uit de gasmotor. De meest voor de hand liggende trillingsverschijnselen welke zullen worden beschouwd zijn:

- torsietrillingen;
- buigtrillingen en axiale trillingen;
- wisselende spanningen in drijfstang.

Torsietrillingen

Door torsietrillingen kunnen de lagers te zwaar belast worden en vastlopen. Indien torsietrillingen optreden, dan vertonen de koppelingen en de spiebanen ook beschadigingen. De eigenfrequenties van de torsietrillingen kunnen worden berekend als de massatraagheidsmomenten en torsiestijfheden bekend zijn. De aanstootfrequenties vanuit de motor moeten voldoende ver uit de buurt van de laagste eigenfrequenties liggen.

De verwachte schade is beschadiging aan krukaskoppelingen, beschadigde spiebanen en mogelijk schade aan lagers door te hoge lagerbelastingen. Met behulp van gegevens uit [3.2] en [3.3] kan worden vastgesteld dat de laagste eigenfrequentie 360 Hz is en de volgende 1373 Hz (Fig. 3.3).

Olieolie

Met de damp uit de verdamper volgt de compressor ook cilindrische olie aan. Deze mag echter niet in de cilinders geraken, zodat de olie-voorziening zodanig moet zijn geconstrueerd dat de olie geleidelijk en niet plotseling naar het krukasruimte wordt teruggevoerd. Op het krukas-uiteinde moet een aansluiting zijn aangebracht via welke de olie uit de olie-afschuimer kan terugstromen. Indien deze voorzieningen niet goed functioneren, kan er olie in de cilinders komen, waardoor olieafslag kan ontstaan. De verwachte schade is gelijk aan die van fronslag.

3.1.3 Mechanische oorzaken

Ook door belastingen van mechanische oorsprong kunnen problemen ontstaan met de constructie. Hierbij denken we vooral aan resonantieverschijnselen. Deze kunnen optreden als de eigenfrequenties van de krukas worden naderstaan door cyclische krachten bijvoorbeeld uit de gasmotor. De meest voor de hand liggende cilinder- en krukasverschijnselen welke zullen worden beschouwd zijn:

- torsietrillingen;
- buigtrillingen en axiale trillingen;
- wisselende spanningen in de lagers.

Torsietrillingen

Door torsietrillingen kunnen de lagers te kwast belast worden en vastlopen. Indien torsietrillingen optreden, dan vertonen de koppelingen en de spindelen ook beschadigingen. De eigenfrequenties van de torsietrillingen kunnen worden berekend als de massa- en traagheidsmomenten en torsiestijftheden bekend zijn. De massa- en traagheidsmomenten van de motor moeten voldoende ver uit de buurt van de laagste eigenfrequenties liggen.

De verwachte schade is beschadiging van kruaskoppelingen, beschadigde spindelen en mogelijk schade aan lagers door te hoge lagersbelastingen. Met behulp van gegevens uit [3.2] en [3.3] kan worden vastgesteld dat de laagste eigenfrequentie 360 Hz is en de volgende 1373 Hz (fig. 3.3).

De compressor draait dus ver onderkritisch en we verwachten derhalve geen problemen.

Buig- en axiale trillingen

In bijzondere gevallen gaan buigtrillingen gepaard met axiale trillingen doordat de krukas zich periodiek verlengt en verkort. De laagste eigenfrequentie is:

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c}{m}}$$

waarbij

c = stijfheid (N/m)

m = massa (kg).

De formule laat zich herleiden tot:

$$f = \frac{\sqrt{g}}{2\pi} \sqrt{\frac{c}{G}}$$

Hierin is:

G = gewicht (N)

g = zwaartekrachtversnelling (9,81 m/s²).

Nu is G/c de doorzakking van de krukas door eigengewicht en een gedeelte van het gewicht van de drijfstangen. Door de krukas voor te stellen als een balk met een aangepaste lengte (Fig. 3.4) kan worden afgeschat dat de laagste eigenfrequentie moet liggen tussen 390 Hz en 700 Hz. Dit is voldoende hoog om geen schade te veroorzaken. Kansen op problemen met buigtrillingen worden derhalve niet groot geacht.

Wisselende spanningen in drijfstang

In Appendix 3.B zijn op basis van eenvoudige evenwichtsbeschouwingen spanningen berekend. De gehanteerde beschouwingen hebben alleen tot doel

om de orde van grootte van de spanningen te leren kennen. Allereerst worden de uitwendige krachten berekend die kunnen gaan optreden door het slechter worden van de smering (Fig. 3.B.2). Naast een verticale belasting R1 zal er ook een horizontale belasting R2 ontstaan op het lageroppervlak van de grote drijfstangkop. Het drukpunt van R2 ligt dan juist op de scheiding van de twee lagerhelften waar ook een groef is aangebracht. De opbouw van een ideale smeerfilm wordt daardoor bemoeilijkt en het gevaar van metaalcontact is daardoor zeer groot geworden. Indien de viscositeitswaarde van de olie verder afneemt is het vastlopen van de krukpenlagers niet te vermijden.

Onder normale bedrijfsomstandigheden zijn de spanningen toelaatbaar en zullen niet tot vermoeiing leiden.

Indien het lager vastloopt kan worden aangetoond dat het beschikbare motorkoppel niet in staat is de drijfstang te breken op de plaatsen A-A en B-B (Appendix 3.C, Fig. 3.C.1).

Het is heel goed denkbaar dat er een overgangsgebied bestaat waarin het krukpenlager nog niet is vastgelopen maar de wrijving is toegenomen. In dat geval is er sprake van een wisselende belasting en de hierbij optredende temperatuurverhoging, waardoor de sterkte- en vermoeilings-eigenschappen van het materiaal achteruit gaan en initiatie van scheurgroei en breuk niet is uit te sluiten.

3.1.4 Montagefouten

Door het niet juist monteren van onderdelen kunnen onderdelen losraken. Dit kan tot gevolg hebben dat onderdelen beschadigd worden, belastingen herverdeeld worden over de constructie omdat bepaalde delen niet meer dragen, hetgeen tot gevolg kan hebben dat andere delen overbelast worden. De schade is in zijn algemeenheid niet te voorspellen.

3.2 Visueel en microscopisch onderzoek

Door alle deelnemers van het onderhavige project zijn bijdragen geleverd aan het visuele onderzoek van de restanten van de compressor. De belangrijkste resultaten zijn hieronder weergegeven.

om de orde van grootte van de spanningen te laten kennen. Alleenstaande worden de uitwendige krachten berekend die kunnen gaan optreden door het slachten worden van de aarting (Fig. 3.8.2). Naast een vertikale belasting H zal er ook een horizontale belasting R ontstaan op het lageroppervlak van de grote drijflaag. Het drukpunt van R ligt dan juist op de scheiding van de twee lagerlussen waar ook een groot is aanwezig. De opbouw van een ideale smeersm is daarvoor bemoeilijkt en het gevaar van metaalcontact is daarvoor zeer groot geworden. Indien de viscositeitswaarde van de olie verder afneemt is het vastlopen van de krukpinlager niet te vermijden.

Onder normale bedrijfsomstandigheden zijn de spanningen toelaatbaar en zullen niet tot vervorming leiden.

Indien het lager vastloopt kan worden aangenomen dat het beschikbare motorvermogen niet in staat is de drijflaag te breken op de plaatsen A-A en B-B (Appendix 3.C, Fig. 3.C.1).

Het is heel goed denkbaar dat er een overganggebied bestaat waarin het krukpinlager nog niet is vastgelopen maar de wrijving is toegenomen. In dat geval is er sprake van een wisselende belasting en de hierbij optredende temperatuurverhoging, waardoor de sterkte- en vermoeiingseigenschappen van het metaal achteruit gaan en instabiliteit van schen-gevol en breuk niet is uit te sluiten.

3.1.4 Montagefouten

Door het niet juist monteren van onderdelen kunnen onderdelen losraken. Dit kan tot gevolg hebben dat onderdelen beschadigd worden, belastingen hervroegd worden over de constructie omdat bepaalde delen niet meer dragen, hetgeen tot gevolg kan hebben dat andere delen overbelast worden. De schade is in zijn algemeenheid niet te voorspellen.

3.2 Visueel en microscopisch onderzoek

Door alle deelnemers van het onderhoudsproject zijn bijtanden geleverd aan het visuele onderzoek van de restanten van de compressor. De belangrijke resultaten zijn hieronder weergegeven.

Door TNO-IWECO is ook een aantal onderdelen en een aantal flesjes met slijtageprodukten voor onderzoek aangeboden aan het Metaalinstituut-TNO. Door het Metaalinstituut zijn vervolgens de volgende deelonderzoeken uitgevoerd:

- visueel onderzoek;
- microscopisch onderzoek;
- rasterelectronenmicroscopisch (REM) onderzoek;
- onderzoek naar de aard van de slijtageprodukten.

De resultaten zijn weergegeven in Appendix 3.A. In feite is dit de integrale weergave van het rapport van het Metaalinstituut.

De restanten en brokstukken van de compressoren afkomstig van de Veluwse nutsbedrijven in Apeldoorn, Maarssenbroek-II en Tilburg (Heineken flatgebouw) werden aan een globale visuele inspectie onderworpen. Van de compressor van Rotterdam waren geen restanten meer aanwezig. Hieronder volgt een globale beschrijving van de schadegevallen.

3.2.1 Compressor demonstratieproject Tilburg

Ontwerpcondities

Type	: AC 480
Verwarmingscapaciteit	: 200 kW
Opgenomen vermogen	: 39 kW
Verdampingstemperatuur	: -8°C
Condensatietemperatuur	: 49°C
Koelmiddel	: R 22
Toerental (max)	: 1750 omw/min

Bij de installatie van Tilburg staat de verdamper op het dak van de flat (10 verdiepingen, opvoerhoogte pomp 35 m hoog). De schade van de compressor trad op na 4695 draaiuren. Het koudemiddel is Freon 22. De bovenkant van de zuiger is beschadigd. Het zuigeroppervlak en de binnenkant van de zuigervoering vertoonden slijtage. De rand van de

bovenkant van de zuiger leek afgeschoven te zijn. Hetzelfde was het geval met de bovenrand van de cilindervoering. Een bout van de kleppendecksel was afgebroken ten gevolge van een vermoeiingsbreuk. De overige bouten van het kleppendecksel vertoonden grote slijtage.

3.2.2 Compressor demonstratieproject Maarssenbroek-II

Ontwerpcondities

Type	: AC 1280
Verwarmingscapaciteit	: 450 kW bij 1450 omw/min
Opgenomen vermogen	: 75 kW (ontwerpcondities)
Verdampingstemperatuur	: 0 ⁰ C
Condensatietemperatuur	: 45 ⁰ C
Koelmiddel	: R 12
Toerental (max)	: 1750 omw/min

De cilinders 8, 9 en 11 kunnen niet uitgeschakeld worden. Bij de eerste capaciteitsvermeerdering worden de cilinders 7, 10 en 12 als eerste bijgeschakeld. Bij 75% van de capaciteit zijn de cilinders 7, 10 en 12 uitgeschakeld.

Het tweede schadegeval trad op na 5575 draaiuren. De mechanical seal was uitgesleten. Een aantal drijfstangen was gebroken en een aantal van de drijfstangen vertoonde een zwarte aanslag (hoge temperaturen, bij circa 400⁰ C ontstaat roet) en vertoonde vaak slijtage aan de binnenzijde van de krukpenlaging.

De zuigeroppervlakken waren onbeschadigd.

De visuele inspectie van de krukas leverde de volgende resultaten op:

- De oliekanalen voor de drijfstangen 7, 8, 9 en 11 waren door roet verstopt;
- Achter 3e en 4e afdichtingen t.b.v. het boren van de oliekanalen is roet aangetroffen;

- Op de plaatsen van de drijfstang 8 en 9 is vreemd materiaal, waarschijnlijk aluminium, op de krukas aangetroffen;
- De krukas is op de plaats van drijfstang 11 op de omtrek ingeslagen;
- Het hoofdoliekanaal voor de drijfstangen 7, 8 en 9 bleek door roet verstopt;
- De krukas ter plaatse van de krukpenen 7 tot en met 12 was donker gekleurd en beschadigd. De krukpenen 1 tot en met 6 bleken niet aangetast te zijn.

3.2.3 Compressor demonstratieproject Apeldoorn

Ontwerpcondities

Type	: AC 1080
Verwarmingscapaciteit	: 724 kW
Opgenomen vermogen	: 120 kW (van de compressor)
Verdampingstemperatuur	: 3 ⁰ C
Condensatietemperatuur	: 55 ⁰ C
Koelmiddel	: R 22
Toerental (max)	: 1750 omw/min

Schade trad op na 8000 draaiuren. De drijfstangen waren gebroken. Ook hier vertonen de drijfstangen een zwarte aanslag (hoge temperaturen). De binnenkant van de krukpenlagering vertoont slijtage. De bovenkant van de zuigers was beschadigd. Aan de onderzijde van de uitlaatklep werden metaaldeeltjes aangetroffen. Op de bodem van de compressor en op de onderdeksels werden modderachtige residuen aangetroffen. De krukpenen vertonen het aanzien van vastlopen. Op het oppervlak van deze penen kan men duidelijk aluminium waarnemen (vreten). De glijvlakken van de zuigers en cilinderwanden vertonen geen beschadigingen. Ook de mechanical seal vertoonde slijtage. In de grote kop van de drijfstangen werden vermoeiingsscheuren geconstateerd.

- Op de plaatsen van de driftestang 8 en 9 is vroomd materiaal, waarschijnlijk aluminium, op de krukas aangebracht;
- De krukas is op de plaats van driftestang 11 op de ontstekingslaggen;
- Het hoofdoliekanal voor de driftestangen 7, 8 en 9 bleek door roest verstopt;
- De krukas ter plaats van de krukpenen 7 tot en met 12 was donker gekleurd en beschadigd. De krukpenen 1 tot en met 6 bleken niet aangeast te zijn.

3.2.2 Compressor demonstrierend project Apeleboorn

Ontwerpspecificaties

Type	: AC 1080
Verwarmingscapaciteit	: 724 kW
Opgenomen vermogen	: 120 kW (van de compressor)
Verdichtingsdruk	: 3 °C
Condensatiedruk	: 55 °C
Koelmiddel	: R 22
Toestroom (max)	: 1750 omw/min

Schade deed op na 8000 draaien. De driftestangen waren gebroken. Ook hier vertonen de driftestangen een zwarte aanslag (hoge temperatuur). De binnenkant van de krukpenlagers vertoont slijtage. De bovenkant van de zuigers was beschadigd. Aan de onderzijde van de cilinderkop werden metaalresten aangebracht. Op de bodem van de compressor en op de onderkassels werden modderachtige resten aangebracht. De krukpenen vertoonden het manken van vastlopen. Op het oppervlak van deze penen was een dun laagje aluminium waarmen (vries). De slijvlakken van de zuigers en cilinderwanden vertoonden geen beschadigingen. Ook de mechanische seal vertoonde slijtage. In de grote kop van de driftestangen werden verontreinigingen geconstateerd.

3.3 Besluitvorming

In Tabel 3.1 zijn de relaties weergegeven tussen de diverse geconstateerde schades en de mogelijke oorzaken. Met "A" en "M" worden de schadegevallen uit Apeldoorn en Maarssenbroek-II bedoeld; "T" duidt op het schadegeval van Tilburg.

In Paragraaf 3.1 zijn per schademechanisme de verwachte schaden bepaald en indien een of meerdere schaden in werkelijkheid ook zijn geconstateerd, dan wordt dat in Tabel 3.1 aangegeven met kruisjes. Op deze manier wordt de relatie vastgelegd tussen de mogelijke oorzaken en werkelijk opgetreden schaden. Van de mogelijke oorzaak met de meeste kruisjes nemen we aan dat dit de meest waarschijnlijke oorzaak is van de schade.

Uit Tabel 3.1 volgt dat de mogelijke oorzaak "verdunning olie door freon" het best past bij de schadegevallen van Apeldoorn en Maarssenbroek-II.

Uit Fign. 4.1. tem. 4.5. blijkt dat de viscositeit van het freon-olie-mengsel sterk afhankelijk is van temperatuur en druk waarbij de olie wordt gebruikt. Bij te hoge drukken zakt de kinematische viscositeit van de olie beneden de door de fabrikant minimaal vereiste waarde van 10-15 mm²/s.

Bij het projekt Maarssenbroek is geconstateerd dat delen van de krukas die roetverschijnselen vertonen en aangetast zijn, juist corresponderen met de cilinders 8, 9 en 11 die niet uitgeschakeld kunnen worden. Bij het opstarten worden alleen deze cilinders belast. Bovendien zijn de zwaarst belaste delen bij het opstarten het verst verwijderd van het olietoevoerkanaal. Dit alles wijst erop dat de schade vermoedelijk is ontstaan tijdens het opstarten, waarbij de oliecondities toch al niet zo optimaal zijn.

De combinatie van door freon verdunde olie en de slechte restsmeereigenschappen van krukaspennen en drijfstangen maakt vastlopen van de krukpenlagers zeer goed denkbaar.

Het schadegeval van Tilburg is een geval apart. Zeer waarschijnlijk is dit te wijten aan een montagefout van de tapbout.

In Tabel 3.1 zijn de relaties weergegeven tussen de diverse geconstateerde schade en de mogelijke oorzaken. Hier "A" en "M" worden de schadegevallen uit Apeelboorn en Maarssebroek-II bedoeld; "T" duidt op het schadegeval van Tilburg.

In Paragraaf 3.1 zijn per schadeverschijnsel de verwachte schade bepaald en indien een of meerdere schade in werkelijkheid ook zijn geconstateerd, dan wordt dat in Tabel 3.1 aangegeven met kruisjes. Op deze manier wordt de relatie vastgelegd tussen de mogelijke oorzaken en werkelijk opgetreden schade. Van de mogelijke oorzaken met de meeste kruisjes nemen we aan dat dit de meest waarschijnlijke oorzaak is van de schade.

Uit Tabel 3.1 volgt dat de mogelijke oorzaak "verdunding olie door freon" het best past bij de schadegevallen van Apeelboorn en Maarssebroek-II.

Uit Fig. 4.4.1 en 4.4.2 blijkt dat de viscositeit van het freon-olie-mengsel sterk afhankelijk is van temperatuur en druk waarbij de olie wordt gebruikt. Bij te hoge drukken zakt de kinematische viscositeit van de olie beneden de door de fabrikant minimaal vereiste waarde van $10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$.

Bij het project Maarssebroek is geconstateerd dat delen van de krukas die roteringsdelen vormen en aangevat zijn, juist corresponderen met de cilinders 8, 9 en 11 die niet uitgeschakeld kunnen worden. Bij het opstarten worden alleen deze cilinders belast. Bovendien zijn de zwaarste belaste delen bij het opstarten het verst verwijderd van het olievoerkanaal. Dit alles wijst erop dat de schade vermoedelijk is ontstaan tijdens het opstarten, waarbij de oliecondities toch al niet zo optimaal zijn.

De combinatie van door freon verdunde olie en de slechte testomstandigheden van krukasen en drifstangen maakt vastlopen van de krukasen zeer goed denkbaar.

Het schadegeval van Tilburg is een geval apart. Zeer waarschijnlijk is dit te wijten aan een montagefout van de capbout.

3.4 Conclusies

- Voor warmtepompinstallaties van Apeldoorn en Maarssenbroek-II wordt de oorzaak van de schade gezocht in een te lage waarde voor de viscositeit van de door freon verdunde olie.

Door de verlaging van de viscositeit wordt de dikte van de smeerfilm in de lagers minder, waardoor er metaalcontact ontstaat. Hier komt nog bij dat de restsmeereigenschappen van het krukpenlager slecht zijn, omdat de materiaalkeuze van krukpen en drijfstang niet ideaal is (aluminium op nodulair gietijzer). Ook is het mogelijk dat de smeerfilm in een lager wordt vernietigd door het uitdampen van de freon tengevolge van een temperatuurstijging. Tijdens het opstarten heeft men de slechtste condities.

- Het terugvallen van de viscositeit kan mogelijk ook de grote slijtage van de oliekeerringen verklaren. Deze toestand moet dan wel gedurende een voldoende lange periode aanwezig zijn.
- Een lange periode van slechte smeerconditie kan ook de vermoeiings-scheurgroei in de drijfstangen verklaren. Door de slechte smering wordt de drijfstang gedurende een bepaalde periode belast door variabele wrijvingskrachten, waardoor de drijfstang, indien deze wrijvingskrachten voldoende groot zijn, op vermoeiing wordt belast.
- De keuze van de olie is essentieel. Aan de ene kant moet de olie dunvloeibaar zijn in verband met het terugwinnen van de olie uit de installatie en aan de andere kant mag deze ook niet te dunvloeibaar zijn in verband met de lagers.
- Ten aanzien van de schade aan de compressor van Tilburg kan worden opgemerkt dat de compressor is bezweken door vermoeiingsverschijnselen in een van de bouten. De oorzaak van de vermoeiingsbreuk in de bout kon niet worden vastgesteld. Gedacht wordt aan een montagefout. De overige schade is secundair. Deze schade bestaat uit breuk in de cilindervoering, breuk in de zuigerveren, beschadiging van de zuiger, enz.. Zie ook bijlage 3.A.

- Voor warmtegevoeligheden van Aquech en Maarssebroek-II wordt de oorzaak van de schade gezocht in een te lage waarde voor de viscositeit van de door de olie verdunde olie.
- Door de verlaging van de viscositeit wordt de dikte van de smeersfilm in de lagere minder, waardoor de metaalcontact ontstaat. Hier komt nog bij dat de elastische eigenschappen van het krukkenlager slecht zijn omdat de materiaaleigenschappen van krukken en draaiflank niet ideaal is (aluminium op bodem gietijzer). Ook is het mogelijk dat de smeersfilm in een lager wordt vernietigd door het afschrijven van de trekslangvoeg van een temperatuurschijf. Tijdens het opstarten heeft men de slechte condities.
- Het terugvallen van de viscositeit kan mogelijk ook de grote alljage van de oliebettingen verklaren. Deze toestand moet dan wel gedurende een voldoende lange periode aanwezig zijn.
- Een lange periode van slechte smeereigenschappen kan ook de vernietiging schenkt in de draaiflanken verklaren. Door de slechte smering wordt de draaiflank gedurende een bepaalde periode belast door variabele wijfingskrachten, waardoor de draaiflank, indien deze wijfingskrachten voldoende groot zijn, op vernietiging wordt belast.
- De keuze van de olie is essentieel. Aan de ene kant moet de olie dunvloeiend zijn in verband met het terugvallen van de olie uit de installatie en aan de andere kant mag deze ook niet te dunvloeiend zijn in verband met de lagere.
- Ten aanzien van de schade aan de compressor van Tilburg kan worden opgemerkt dat de compressor is beschadigd door vernietigingsverschijnselen in een van de bouten. De oorzaak van de vernietigingsverschijnselen is niet worden vastgesteld. Gedacht wordt aan een montagefout. De overige schade is secundair. Deze schade bestaat uit breuk in de cilinderboring, breuk in de zuigerveren, beschadiging van de zuiger, enz.. Zie ook bijlage 3.4.

- Wellicht verdient het aanbeveling om mechanisch gebalanceerde olie-afdichtingen toe te passen.

3.5 Literatuur

- [3.1] A.L. Stolk et al.
Leergang ontwerpen van koelinstallaties.
Koeltechniek, 70, L7-28 (1977).
- [3.2] N.N.
Reciprocating compressors for air conditioning.
Grasso Products B.V., 's-Hertogenbosch (1986).
- [3.3] J.P. den Hartog
Mechanical Vibration.
McGraw-Hill (1947).
- [3.4] Touber en Knobbout
Mondelinge communicatie.

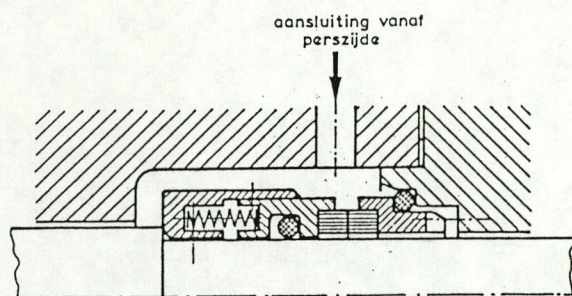


fig. 3.1 Enkelwerkende niet-ontlaste mechanical seal

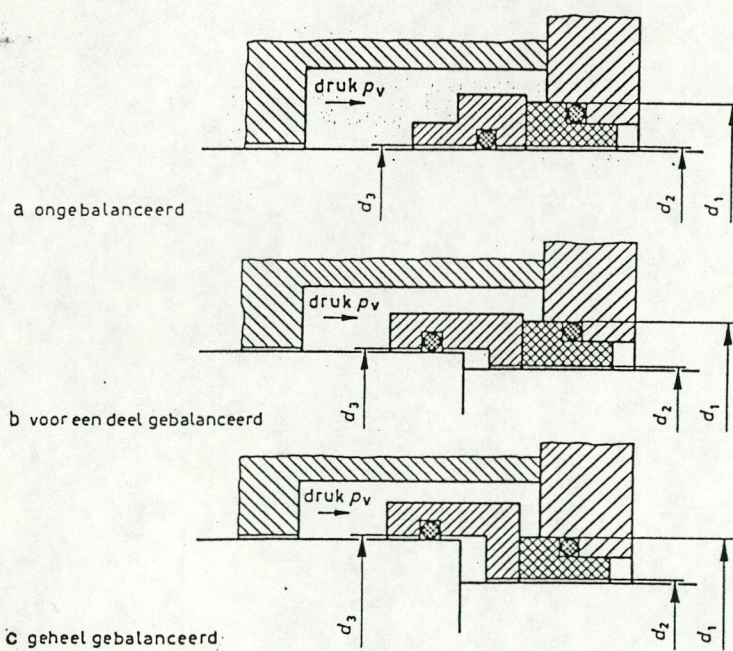
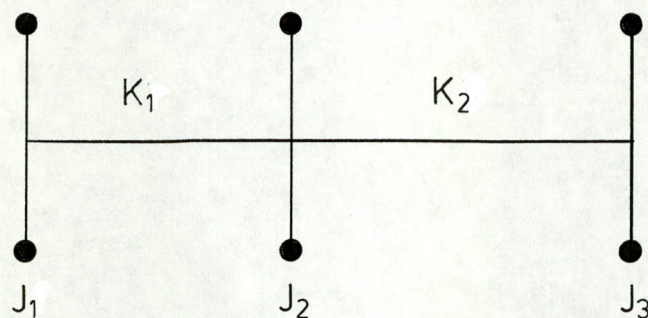


fig. 3.2 Principe hydraulisch balanceren



$$K_1 = 254.400 \text{ N.m/rad}$$

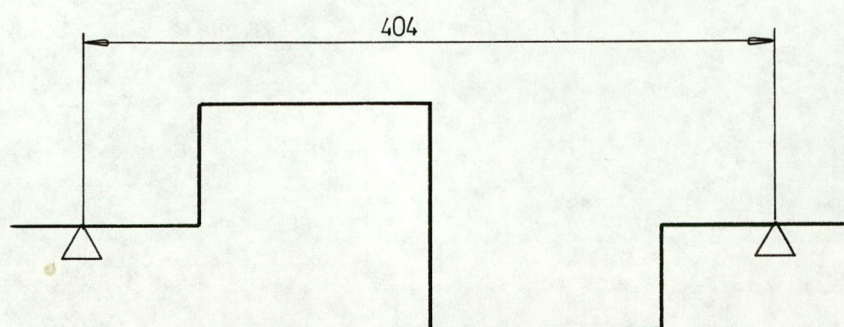
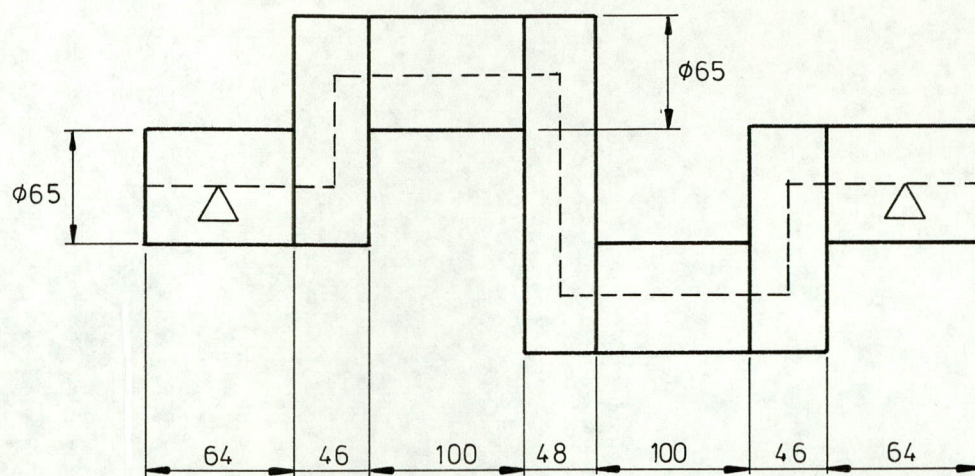
$$K_2 = 1.016.400 \text{ N.m/rad}$$

$$J_1 = 0,228 \text{ kgm}^2$$

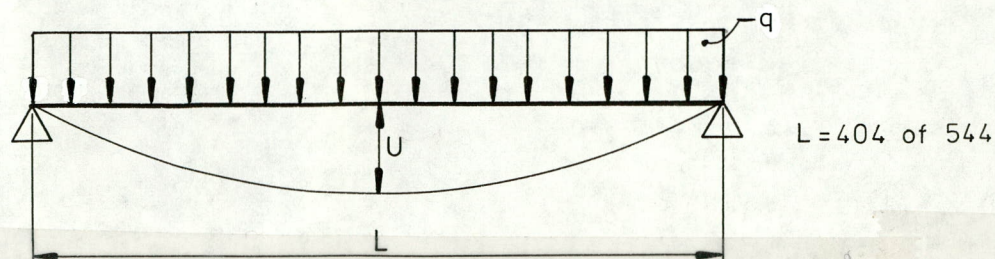
$$J_2 = J_3 = 0,02918 \text{ kgm}^2$$

$$f_{1,2} = \frac{1}{2^{3/2} \pi} \left\{ \frac{K_1 + K_2}{J_2} + \frac{K_1}{J_1} + \frac{K_2}{J_3} + \left[\left(\frac{K_1 + K_2}{J_2} + \frac{K_1}{J_1} + \frac{K_2}{J_3} \right)^2 + \right. \right. \\ \left. \left. - 4 K_1 K_2 \left(\frac{1}{J_1 J_2} + \frac{1}{J_2 J_3} + \frac{1}{J_1 J_3} \right) \right]^{1/2} \right\}^{1/2}$$

Fig. 3.3 Torsietrillingen



Uitgetrokken lengte is 544 mm.



$$U = \frac{5 q l^4}{384 EI}$$

$$I = \frac{\pi R^4}{4}$$

$$R = 32,5 \text{ mm}$$

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c}{m}} = \frac{\sqrt{g}}{2\pi} \sqrt{\frac{c}{G}} = \frac{\sqrt{g}}{2\pi} \sqrt{u}$$

Fig. 3.4 Afschatting eigenfrequentie buigtrilling

4. COMPRESSORTECHNISCHE OORZAKEN

Dit hoofdstuk geeft een, overigens niet compleet, overzicht van schade-oorzaken aan compressoren welke hun oorsprong hebben in het ontwerp en de toepassing van de compressor. Hierin zijn de volgende hoofdgroepen te onderscheiden:

- smeeroliecondities en toevoer
- belasting en materiaalspanning
- toepassingsproblemen
- montagefouten

4.1. Smeerolie

De keuze van smeerolie voor een koel- of warmtepompcompressor houdt altijd een compromis in. Primair wordt geëist dat de olie bij de bedrijfstemperatuur van de compressor de juiste viscositeit heeft (10 tot 15 mm²/s of meer).

Omdat oliedeeltjes met de persgassen worden meegevoerd komt er ook olie in de installatie. Op warmtewisselende oppervlakken heeft de aanwezigheid van een oliefilm een nadelige invloed op de warmte-overdracht, en dus ook op de capaciteit van de installatie. Om oliegebrek in de compressor te voorkomen, (lagedruk oliestoring), moeten maatregelen worden genomen om de olie met de zuigassen naar de compressor terug te voeren. Hiertoe moet de olie bij de laagst optredende temperatuur een voldoende lage viscositeit hebben. Toepassing van een olie-afscheider biedt niet voldoende soelaas. Een olie-afscheider werkt mechanisch en scheidt alleen oliedruppels af. Oliedamp wordt meegevoerd met het persgas en komt in de installatie terecht.

Een ander aspect bij de smeeroliekeuze is de oplosbaarheid van het koudemiddel in de olie, waardoor zoveel verdunning van de olie kan ontstaan dat de smerende eigenschappen te gering worden. Hiertoe dient een analyse gemaakt te worden van de eigenschappen van de olie bij verschillende temperaturen en drukken zoals die in de compressor kunnen voorkomen voor wat betreft de oplosbaarheid van koudemiddel en de viscositeit.

Diagrammen met deze gegevens zijn voor een aantal oliesoorten en voor verschillende koudemiddelen beschikbaar. Diagrammen van de in dit onderzoek voorkomende olie-koudemiddel combinaties zijn weergegeven in fig. 4.1 t/m 4.5.

Behalve dat smeeroilie verdund wordt door het oplossen van koudemiddel, zal bij temperatuurverhoging en/of drukverlaging van de olie eventueel aanwezig koudemiddel "uitkoken". Vooral in lagers zal een hogere temperatuur heersen dan elders. Dit kan leiden tot koudemiddeldampvorming in de lagers, waardoor de smeeroilie wordt verdreven. Om te voorkomen dat de olie teveel koudemiddel bevat dient de olie op een minimum temperatuur te worden gehouden, eventueel door middel van een elektrische carterverwarming: vermogen 400 Watt, met thermostaat.

Een andere, meer banale mogelijkheid dat de smering wordt verstoord is door het verstopt raken van een smeeroiliekanaal. De oorzaak hiervoor kan vuil zijn. Door het op de juiste wijze toepassen van filters in zowel compressor als installatie moet migratie van eventueel aanwezig vuil worden voorkomen. Ook het optreden van te hoge temperaturen kan aanleiding geven tot het verstopt raken van oliekanalen, door verbrandingsresten van de olie.

4.2. Belasting en materiaalspanning

Het is aannemelijk dat materiaalkeuze en dimensionering van onderdelen in overeenstemming is met de aard en de grootte van de belasting. Schade zal dan ook bijna uitsluitend optreden wanneer het materiaal en/of dimensionering niet aan de specificatie voldoen, of de belasting afwijkt van de ontwerpbelasting. Dit geldt temeer voor machines en onderdelen die al geruime tijd zonder bijzondere schades worden toegepast.

4.3. Toepassingsproblemen

Door toepassing van de compressor buiten het door de fabrikant opgegeven toepassingsgebied kan het voorkomen dat optredende belastingen afwijken van de ontwerpbelasting.

Bij de inzet van koelcompressoren als gasmotorgedreven warmtepompcompressor kan dit het geval zijn door het optreden van grotere torsietrillingen in de krukas en een, gemiddeld genomen, hogere bedrijfstemperatuur. Ten aanzien van torsietrillingen is met name de koppelingselectie van belang.

Een minder opvallend aspect betreffende het toepassingsgebied is de keuze van de smeerolie. Bij sommige toepassingen is de keuze zeer beperkt met het oog op de viscositeitseis ($> 10 \text{ mm}^2/\text{s}$), waaraan bij iedere zich in de praktijk voordoende conditie moet worden voldaan. Meer specifiek is hierop ingegaan in par. 4.1 en 5.3.

4.4. Montagefouten

Montagefouten kunnen eveneens aanleiding zijn tot schade. Hierbij valt vooral te denken aan het niet juist monteren van onderdelen en het niet met de juiste voorspanning monteren van onderdelen.

Ook het niet op de juiste wijze opstellen van de compressor kan schade veroorzaken. Te hoge trillingen, veelal door onjuiste opstelling, leiden meestal tot leidingbreuk.

4.5. Gevolgschade

De onder 4.1. t/m 4.4. genoemde mogelijke oorzaken kunnen gelijktijdig optreden, maar kunnen ook het gevolg zijn van elkaar. Afgezien van afwijkingen van de specificatie voor wat betreft materiaal en dimensionering zullen smeerolieproblemen, toepassingsproblemen en montagefouten praktisch altijd leiden tot hogere belastingen, waardoor verhoogde slijtage en/of breuk kan ontstaan.

4.6. Conclusies

Gelet op de waarnemingen aan de compressoren en de installatie (zie hoofdstukken 3 en 5), is het zeer waarschijnlijk dat de schade aan de compressor uit het project Tilburg het gevolg is van een montagefout van de drukring die de klepplaat op de cilinder aandrukt.

Vermoedelijk is een van de bevestigingsbouten niet of onvoldoende vastgedraaid bij eerste montage of na een servicebeurt. De hierdoor ontstane speling heeft geleid tot een grote wisselbelasting op deze bout, waardoor breuk is ontstaan.

De overige schadegevallen, Maarssenbroek, Rotterdam en Apeldoorn duiden op smeerolieproblemen, veroorzaakt door een niet juiste oliekeuze, of een oorzaak die meer verband houdt met het ontwerp van de installatie (zie ook de hoofdstukken 5, 6 en 7).

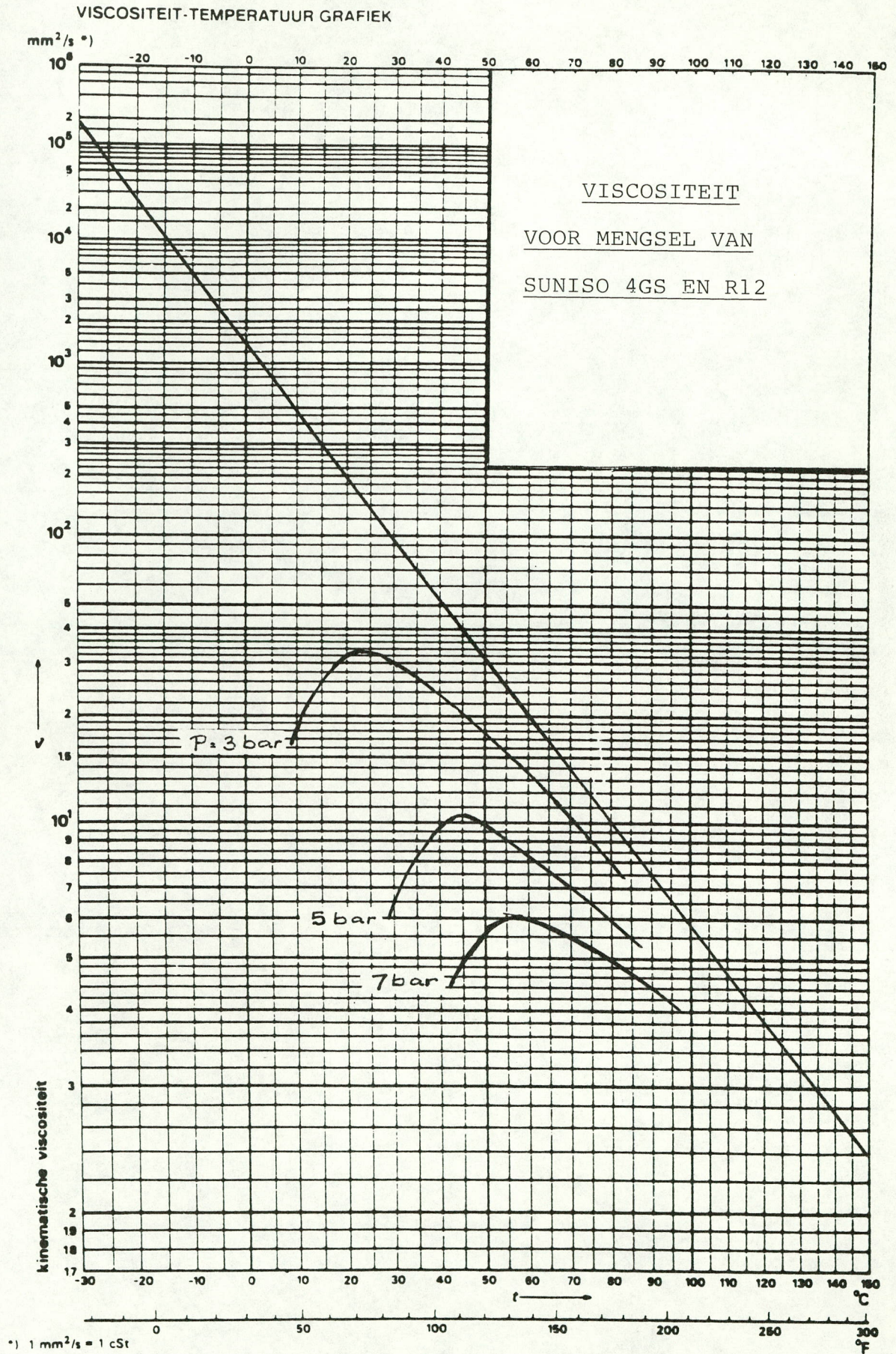


FIG. 4.1 Viscositeit mengsel Suniso 4GS - R12

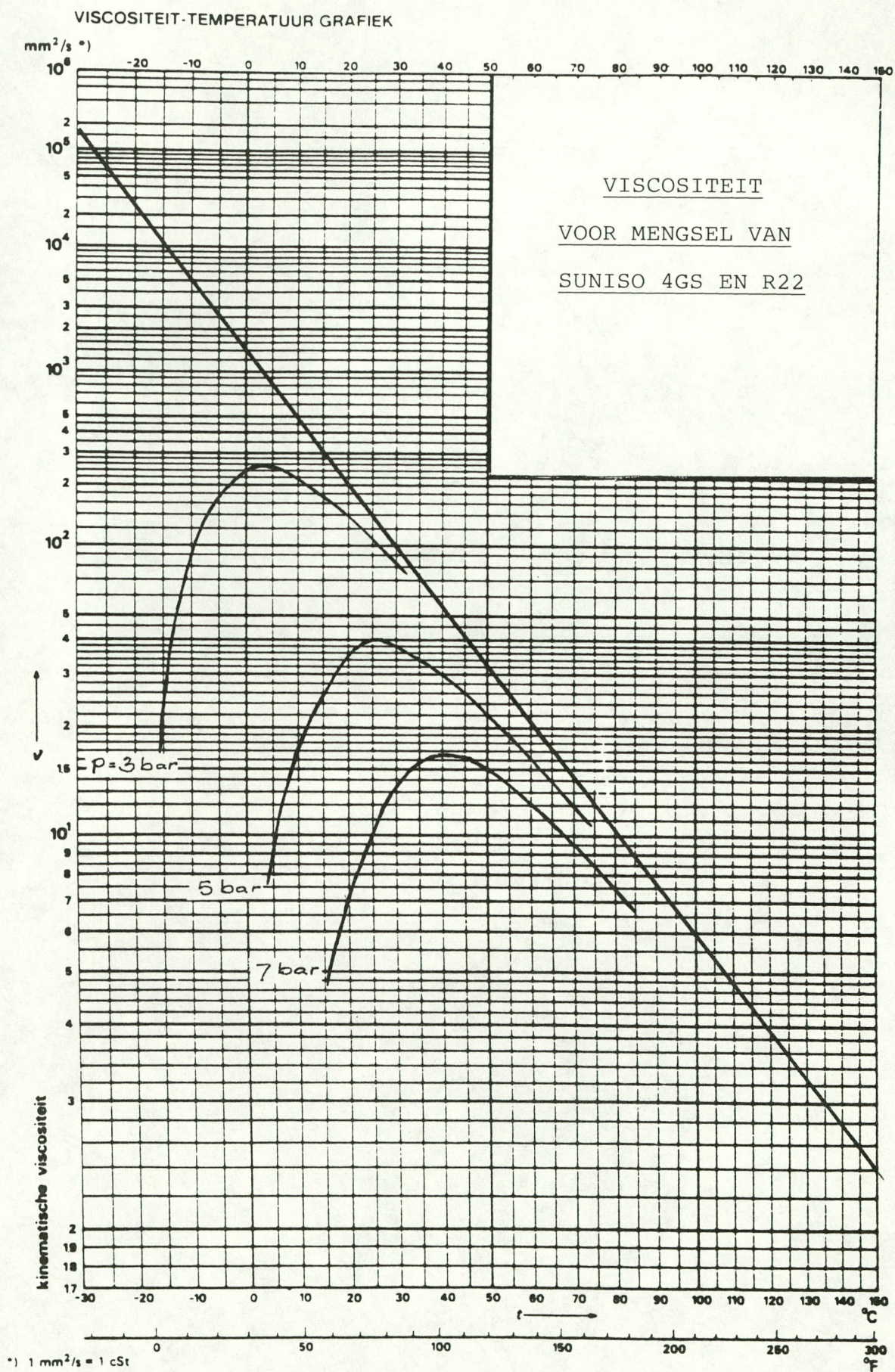


FIG. 4.2 Viscositeit mengsel Suniso 4GS - R22

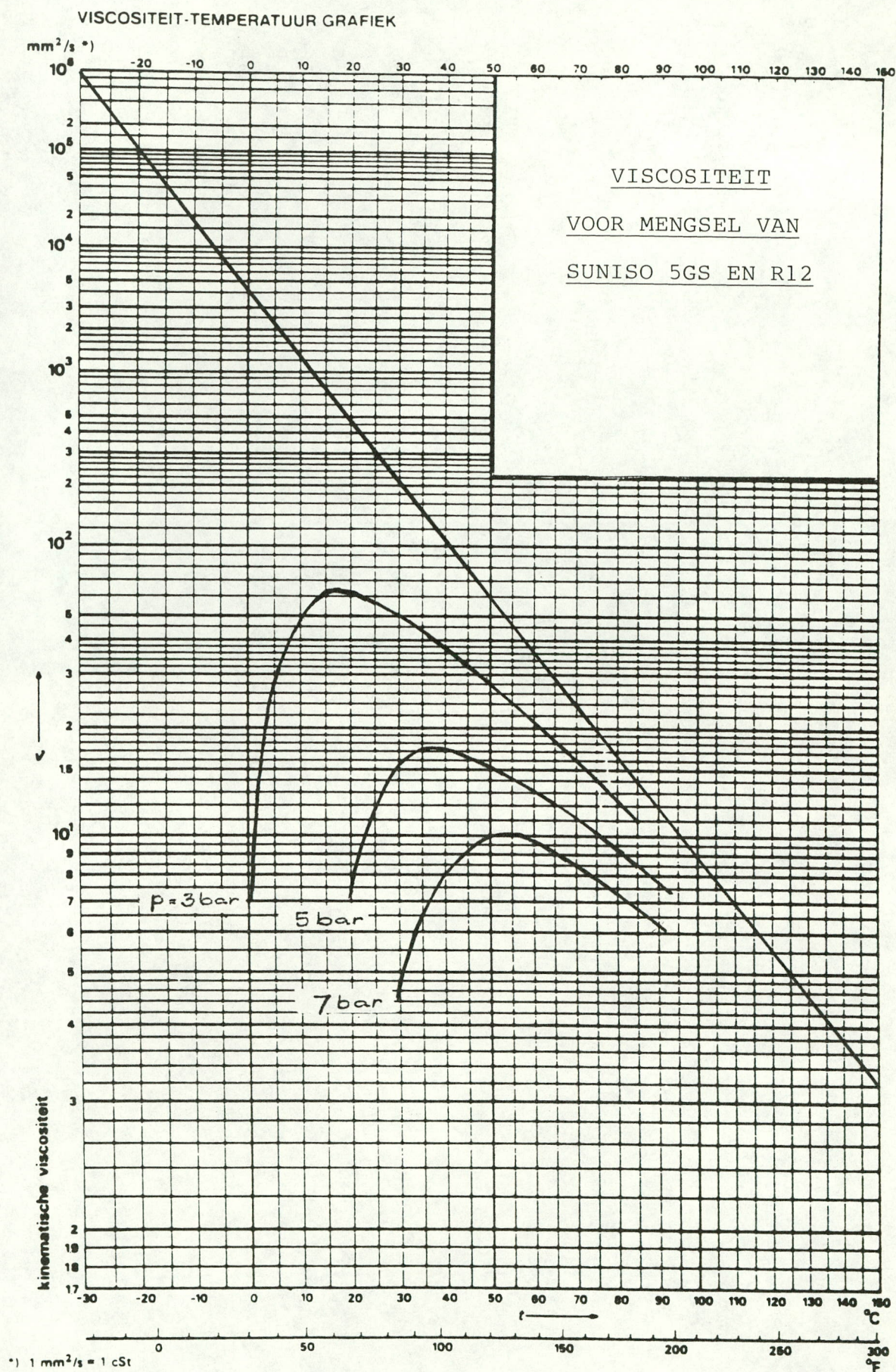


FIG. 4.3 Viscositeit mengsel Suniso 5GS - R12

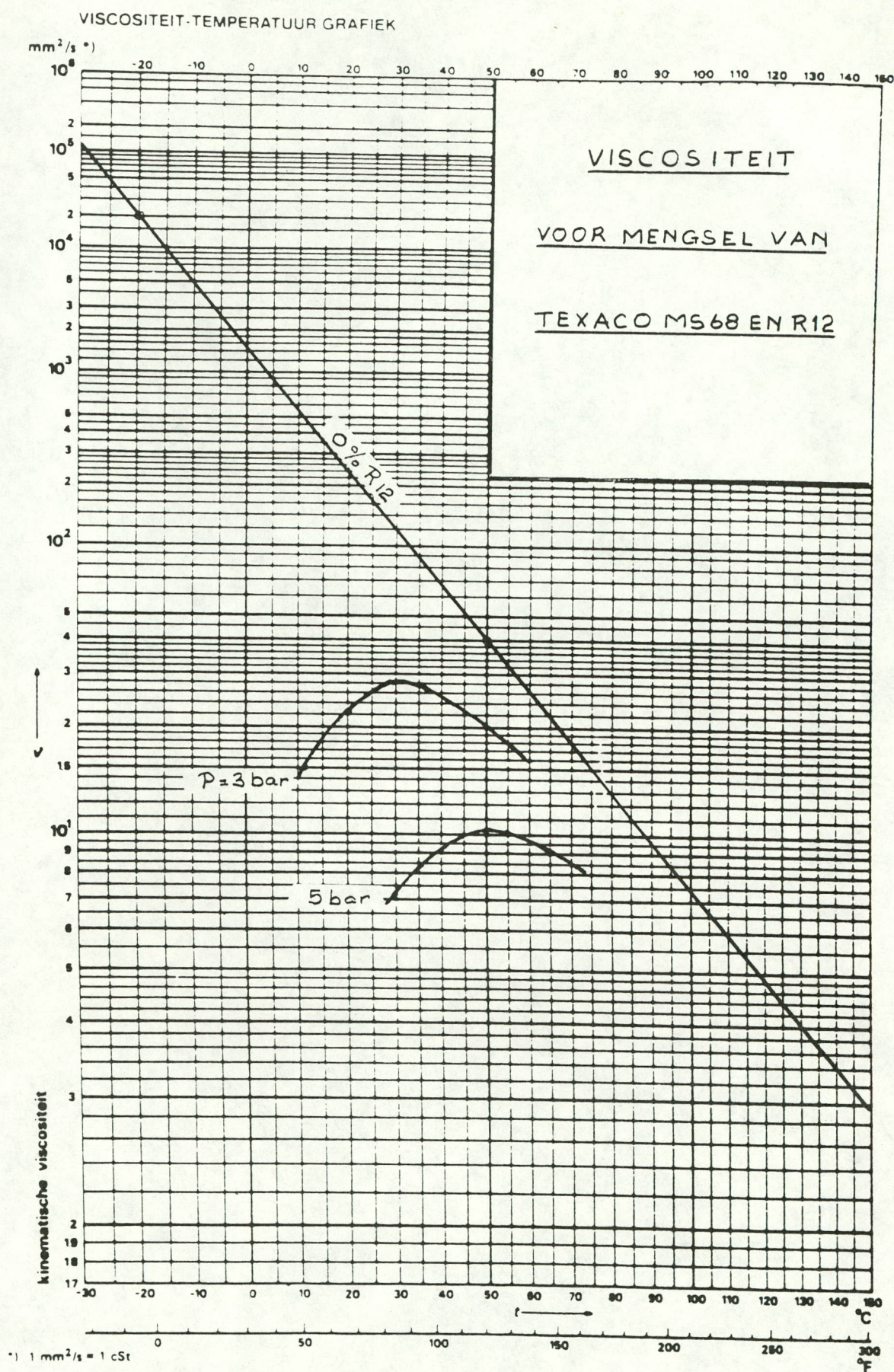


FIG. 4.4 Viscositeit mengsel Texaco MS68 - R12

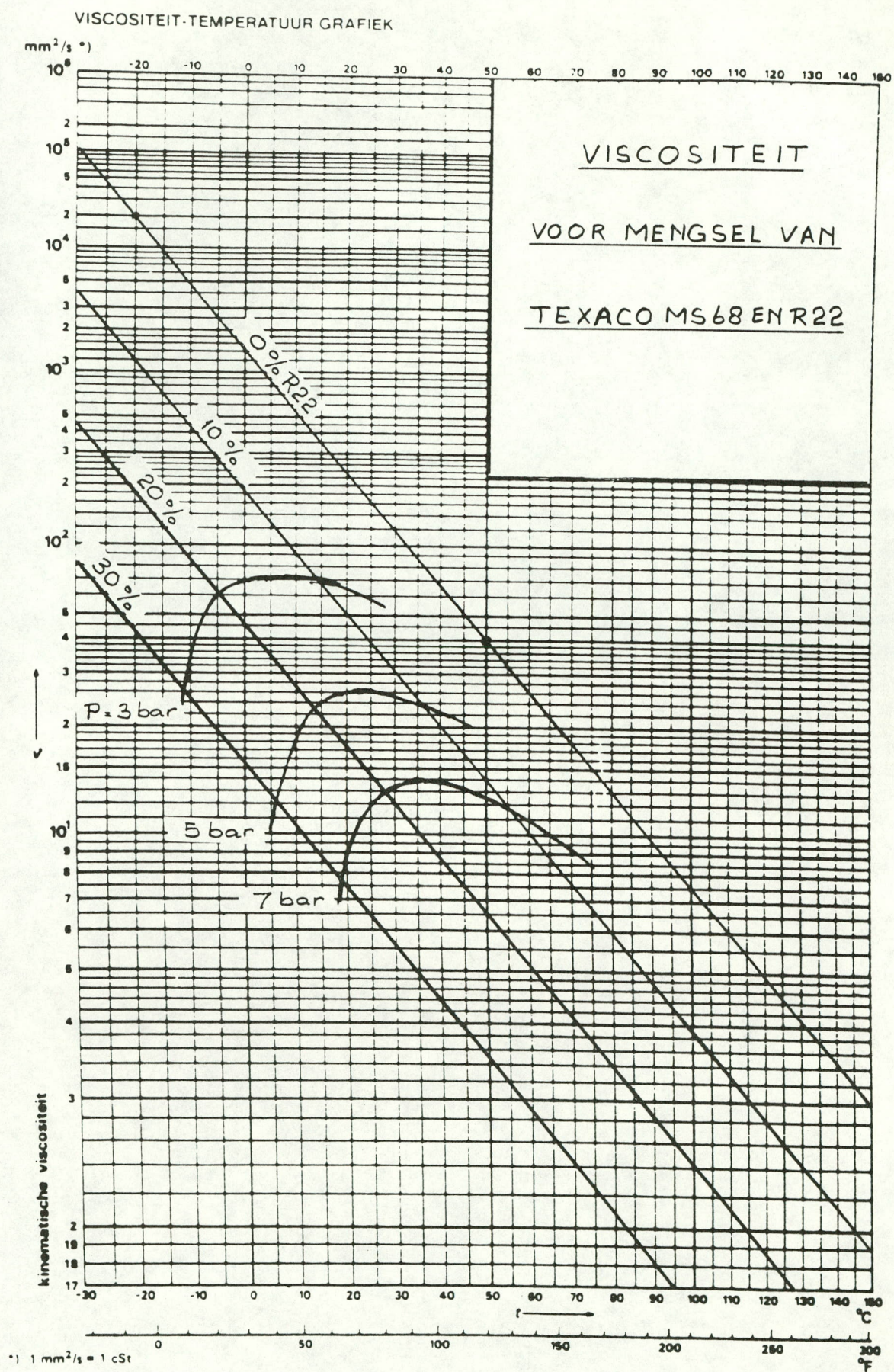


FIG. 4.5 Viscositeit mengsel Texaco MS68 - R22

5. INVENTARISATIE WARMTEPOMPINSTALLATIES (TNO-MT)

De inventarisatie van de warmtepompinstallaties was gericht op de beantwoording van de volgende vragen:

- Zijn er omstandigheden in het ontwerp, de uitvoering en de bedrijfswijze van de installaties aan te wijzen die redelijkerwijs tot de geconstateerde schade hadden kunnen leiden.
- Treden er bij de toepassingen van de Grasso-compressoren ongunstige omstandigheden op die niet, of in mindere mate van toepassing zijn bij installaties met compressoren van ander fabrikaat.

Deze inventarisatie omvatte de volgende, in het plan van WPN gerealiseerde, installaties:

Met compressorschade: Apeldoorn, Maarssenbroek, Rotterdam en Tilburg.

Zonder compressorschade: Almelo, Deventer, Vlaardingen en Groningen.

De informatie werd verkregen uit:

- vraaggesprekken met beheerders en installateurs van de installatie;
- de beschikbare koeltechnische schema's, serviceraporten, logboeken en onderhoudskaarten van Warmtepomp Nederland;
- het in Apeldoorn, Maarssenbroek, Tilburg en Groningen reeds eerder uitgevoerde onderzoek [5.2], [5.3], [5.4] en [5.5]. Deze onderzoeken waren gericht op de energiebesparing van het warmtepompsysteem en niet op compressorschaden.

De inventarisatie geschiedde mede aan de hand van een vragenlijst, zie bijlagen 5.A tot en met 5.G. Met uitzondering van het project te Groningen werden alle installaties ter plaatse geïnspecteerd.

De verkregen informatie was niet altijd éénduidig. Ook was vaak belangrijke informatie niet beschikbaar.

5.1 Algemene informatie

Tabel 5.1 geeft een overzicht van bedrijfsuren per 31 december 1985 en compressortypen bij de geïnventariseerde installaties. In tabel 5.2 is een

chronologisch overzicht van de startdata van de projecten en de compressorschaden opgenomen.

Het project in Maarssenbroek heeft tweemaal schade gehad. Het onderzoek van de beschadigde compressordelen, zie hoofdstuk 3, heeft betrekking op de tweede schade. De installatie te Rotterdam is door problemen met de bronwatervoorziening en te hoge condensordrukken sinds eind 1985 buiten bedrijf.

Het aantal bedrijfsuren, waarbij de eerste schade optreedt varieert van 1637 tot 8000 uren. Tussen de eerste en de tweede compressorschade in Maarssenbroek liggen slechts 1179 bedrijfsuren.

Van het project te Rotterdam zijn geen startfrequenties bekend. Van de overige projecten met compressorschade bedraagt het aantal starts, volgens de beschikbare gegevens gemiddeld 1,1 à 1,2 per bedrijfsuur.

De bijlagen 3A en 5I tonen fotografische impressies van de compressorschaden en de warmtepompinstallaties.

5.2 Kenmerken installaties, data storingen

Tabel 5.3 geeft voor de geïnventariseerde warmtepompsystemen een samenvatting van karakteristieke kenmerken, die van belang kunnen zijn bij het al dan niet optreden van compressorschaden. De eerste 4 kolommen in de tabel hebben betrekking op de projecten met compressorschaden, de laatste 4 kolommen beschrijven de "referentieprojecten" zonder compressorschaden.

Onder het hoofd "Compressor" is als kenmerk ook "een magneetklep tussen olieaafscheider en compressorcarter" opgenomen. Onder de hoofden "Condensor" tot en met "Olieretour" zijn kenmerkende bijzonderheden van het koeltechnisch schema en het olieretoursysteem vermeld. De kop "olieproblemen compressor" heeft betrekking op de bedrijfsperiode voor de compressorschade. De verdere behandeling van deze tabel volgt in paragraaf 5.5 en 5.6.

In de bijlagen 5.A tot en met 5.D zijn aan de logboeken en lijsten van WPN ontleende gegevens opgenomen met betrekking tot data van storingen en schaden. Bij het project te Apeldoorn wordt in dit onderzoek de schade d.d. 22 oktober 1985 onderzocht. De daarna opgetreden schaden hebben betrekking op slijtage van het axiale lager van de krukas.

5.3 Toepassingsgebied compressoren en viscositeit smeerolie

Toepassingsgebied

Onderzocht is of de compressoren hebben gewerkt onder buiten het toepassingsgebied (limits of operation) gelegen condities.

Tabel 5.4 geeft een overzicht van de toepassingsgebieden en de tijdens het bedrijf gemeten of voor de ontwerpcondities berekende waarden. Bij de beoordeling van gemeten waarden dient te worden bedacht dat deze betrekking hebben op meetperioden van slechts enkele uren.

Op basis van de gegevens uit tabel 5.4 en de overige beschikbare informatie kunnen de volgende feiten worden vastgesteld.

Apeldoorn

Tijdens de metingen [5.2] zijn de voorgeschreven condities nauwelijks overschreden. De oververhitting van het zuiggas was minimaal 4,3 K dat wil zeggen 0,7 K onder de minimum door de fabrikant voorgeschreven waarde. Bij dit project komen bronwatertemperaturen $> 20^{\circ}\text{C}$ voor. Zeker bij deellast zullen dan verdampingstemperaturen $> 10^{\circ}\text{C}$ optreden. Te hoge zuigdrukken kunnen leiden tot ontoelaatbaar grote verdunning van de smeerolie in de compressor met freon (zie ook pag. 5.4) en ook tot schade aan het axiale lager.

Maarssenbroek

Het onderzoek van het Gasinstituut [5.3] geeft indicaties voor een te lage oververhitting van het zuiggas, gemeten is een waarde van slechts 1 K. Te geringe oververhitting kan leiden tot te grote verdunning van de smeerolie in de compressor.

Tilburg

Ook hier zijn te geringe waarden voor de oververhitting van het zuiggas (0,5 à 1 K) gemeten [5.4]. Verder kan opgemerkt worden dat de zuigdruk is begrensd op 3,7 bar (-9°C). De minimaal toelaatbare waarde is 4,2 bar. De hoogtoerenbeveiliging is ingesteld op 1900 omw./min. (te hoog). De hoogtoerenbeveiliging heeft éénmaal (op 11-5-84) aangesproken (zie bijlage 5.D.1).

Groningen

De minimale oververhitting (10 K) is 2,4 K onderschreden. De compressor heeft tijdens een niet in tabel 5.4 opgenomen meting [5.5] 1800 omw./min gedraaid. De maximum toegestane waarde is 1750 omw./min.

Toepassingsgebied en viscositeit smeeroilie-freon-mengsel

De toegepaste koudemiddelen R12 en R22 zijn in het hier van belang zijnde gebied volledig oplosbaar in olie. In het carter van de compressor vormt zich dan ook een olie-freon-mengsel. De freon-fractie in dit mengsel neemt toe bij hogere druk. Temperatuurverhoging bij constante druk zal leiden tot een daling van het freonpercentage in de smeeroilie.

Naarmate het freonpercentage stijgt, daalt de viscositeit van het olie-freon-mengsel. Voor een goede smering van de AC-80 compressor is een viscositeit van minstens 10 à 15 centistokes [mm^2/s] vereist [5.6].

Onderzocht is of in het door de fabrikant aangegeven toepassingsgebied van de compressor steeds aan deze eis wordt voldaan. De maximum waarden van de verdampingstemperatuur bij R12 en R22 bedragen respectievelijk 15° C en 10 °C. De olietemperatuur in het carter dient $\leq 80^\circ \text{C}$ te zijn.

Recentelijk zijn door Texaco gegevens gepubliceerd met betrekking tot de viscositeit van MS 68-freonmengsels, (zie paragraaf 4.1). De half synthetische olie MS 68 is de opvolger van de in Maarssenbroek en Tilburg toegepaste minerale olie WF 68. De viscositeiten van zuivere olie zijn voor beide oliesoorten ongeveer gelijk. Er zijn geen gegevens beschikbaar met betrekking tot de viscositeit van olie-freonmengsels bij de minerale olie WF 68. Op grond van vergelijkingen tussen minerale- en half synthetische oliën bij andere merken kan worden verwacht dat WF 68-olie dezelfde of een iets hogere viscositeit heeft als zijn opvolger de MS 68-olie [5.8].

Voor de gegevens over de eigenschappen van de combinaties Suniso 4GS en 5GS met R12 en R22 wordt eveneens verwezen naar paragraaf 4.1.

Tabel 5.5 geeft voor de bij R12 en R22 maximaal toelaatbare verdampingstemperaturen de viscositeit van het olie-freonmengsel als functie van de temperatuur. Deze waarden zijn van toepassing voor de evenwichtstoestand.

Bij de onderhavige verdampingstemperaturen zijn olietemperaturen $< 30^\circ \text{C}$ niet erg waarschijnlijk. Voor wat betreft de olietemperaturen in de range

30-80 °C kan worden gesteld dat bij alle in tabel 5.5 genoemde smeeroilie-freoncombinaties de compressor wordt bedreven in het gebied van de minimum waarden, terwijl in sommige gevallen de minimum waarde in het toepassingsgebied van de compressor wordt onderschreden.

In Apeldoorn en Maarssenbroek met als warmtebronnen respectievelijk (warm) rioolwater en oppervlaktewater, kan een onderschrijding van de minimum viscositeit binnen het toepassingsgebied van de compressor niet worden uitgesloten.

Bij het project te Rotterdam werd voor de compressorschade Suniso 4GS toegepast en daarna op advies van Grasso Suniso 5GS. Bij de maximum verdampingstemperatuur van 15 °C worden de veilige waarden van de olieviscositeit met Suniso 4GS sterk onderschreden. Bij het project te Rotterdam is de warmtebron bronwater van ca. 10 °C. De verdampingstemperatuur zal dan niet hoger zijn dan ca. 5 °C. Ook dan kunnen met Suniso 4GS de veilige waarden van de olieviscositeit worden onderschreden.

In Tilburg is de verdampingstemperatuur begrensd tot waarden ≤ 9 °C [5.4]. Ook bij deze verdampingstemperatuur ($p_o = 6,6$ bar) is de viscositeit van het olie-freonmengsel niet steeds > 10 mm²/s.

5.4 Olieterugvoer in verticale zuigleidingen

De gassnelheid in de zuigleiding dient groot genoeg te zijn om de zich aan de binnenzijde van de leidingen bevindende oliefilm mee te nemen. Dit probleem is vooral aan de orde bij verticaal omhooggaande zuigleidingen bij deellast. In sommige gevallen wordt hiertoe een "double riser" toegepast. Dit zijn twee parallelle leidingen van ongelijke diameter. Bij vollast zijn beide leidingen in gebruik. Bij deellast vormt zich onder in de grootste leiding een vloeistofslot van omlaaggezakte olie en vindt het gastransport plaats door de leiding met de kleinste diameter.

Er bestaan verschillen van inzicht in het vakgebied over de in de verticale leidingen aan te houden gassnelheid. Een gassnelheid ≥ 7 m/s kan als veilig worden beschouwd. In de literatuur [5.7] worden echter ook wel lagere waarden vermeld.

Bij het project Apeldoorn is een "double riser" toegepast. Bij de projecten Tilburg en Rotterdam heeft de zuigleiding bij de compressor een U-vormig verloop. Er is een berekening uitgevoerd van de gassnelheden in de vertica-

le zuigleidingen bij deze projecten. De gassnelheid is berekend bij de laagst mogelijke capaciteit. Voor de "double riser" te Apeldoorn is ook de vollast situatie berekend, zie tabel 5.6.

De gassnelheden in de U-bochten te Tilburg en Rotterdam zijn respectievelijk twijfelachtig laag en te gering. Wanneer de gassnelheid bij deellast te laag is zal zich onderin de U-buis olie verzamelen. Bij het omhoog regelen van de compressorcapaciteit kan deze olie dan sloksgewijs worden aanzogen. In deze olie met een relatief lage temperatuur kan vrij veel freon zijn opgelost. Dit kan leiden tot ontoelaatbare olieverdunning en schuimvorming in het compressorcarter. In het ongunstigste geval kan olieslag optreden.

5.5 Vergelijking tussen de projecten met en zonder compressorschaden

Bij een vergelijking van de projecten met en zonder compressorschaden (zie tabel 5.3) kan het volgende worden opgemerkt:

- a. Alle projecten met compressorschade zijn voorzien van bad- of natte verdamping. Bij de projecten zonder schade zijn er twee, Almelo en Groningen met droge verdamping en regeling van het freondebiet over de verdamper met een thermostatisch expansieventiel. Bij warmtepompen met droge verdamping zijn de oververhitting van het zuiggas en de oliehuishouding gemakkelijker in de hand te houden dan bij natte verdamping.
- b. De schadevrije projecten met natte verdamping zijn beide uitgevoerd met zuiggas-warmtewisselaar. Bij de projecten met schade ten gevolge van smeringsproblemen Apeldoorn, Maarssenbroek en Rotterdam, is alleen het laatste project uitgevoerd met een zuiggaswarmtewisselaar. Een zuiggas warmtewisselaar is gunstig in verband met de oververhitting van het zuiggas en het uitdampen van de freon uit de smeerolie.
- c. Bij het met badverdamer uitgevoerde project in Vlaardingen ontbreekt de oliebleeding. Dit is zeer ongebruikelijk. Volgens de ontvangen informatie is na ca. 2.000 bedrijfsuren nog geen olie bijgevoerd.
- d. Van de in Deventer en Vlaardingen toegepaste compressoren respectievelijk Grasso RC911 en Sabroe SMC112S is het toepassingsgebied voor de

verdampingstemperaturen breder als bij de Grasso AC-80 serie. De maximum verdampingstemperatuur van de Bitzer-compressor in Groningen ligt echter lager dan bij de AC-compressoren, zie tabel 5.4.

5.6 Schadebeelden en inventarisatie installaties

In dit hoofdstuk zal worden getracht om relaties te leggen tussen de aard van de compressorschaden (zie hoofdstuk 3) en de bevindingen van de inventarisatie.

Uit de analyse van de compressorschaden is gebleken dat de schade in Tilburg is ingeleid door vermoeidheidsbreuk van een tapbout, de schaden bij de overige projecten hebben als gemeenschappelijke noemer: excessieve slijtage door ontoereikende smering.

Apeldoorn, Maarssenbroek, Rotterdam

- Bij een beschouwing van tabel 5.3 blijkt dat alle projecten met compressorschade zijn voorzien van bad- of natte verdamping.
- Bij de projecten met smeringsproblemen (Apeldoorn, Maarssenbroek en Rotterdam) is voor de oliebleeding slechts een statisch drukverschil beschikbaar, de oliebleeding wordt daarom geregeld met een overmaats thermostatisch expansieventiel. Dit kan aanleiding geven tot een instabiele regeling en een onregelmatige oliebleeding veroorzaken.
- In Rotterdam is voor de compressor een U-bocht gemonteerd die problemen kan geven bij de olieterugvoer naar de compressor. De excessieve slijtage van de drijfstangen en lagers in het project te Rotterdam kan (mede) samenhangen met een te hoog olieniveau in het carter [5.9].
- De metingen van het Gasinstituut [5.3] en [5.4] geven voor de projecten Maarssenbroek en Tilburg indicaties voor te lage, beneden het toepassingsgebied van de compressor gelegen, oververhitting van het zuiggas. Opgemerkt kan worden dat van de projecten met compressorschade alleen de installatie te Rotterdam voorzien is van een zuiggas-warmtewisselaar.
- De compressor te Apeldoorn heeft gezien de hoge brontemperaturen, zeker bij deellast, gewerkt met te hoge verdampingstemperaturen.

De bovengenoemde omstandigheden kunnen leiden tot extra verdunning met freon van de smeerolie in het carter waardoor de voor smering kritische viscositeit van 10 à 15 mm²/s (centiStokes) kan worden onderschreden. Daar komt nog bij dat ook bij condities in het toepassingsgebied van de AC-compressor de minimum waarde van de viscositeit kan worden onderschreden, zie tabel 5.5.

Ter ondersteuning van het bovenstaande kan worden opgemerkt dat bij de projecten met ontoereikende smering (Apeldoorn, Maarssenbroek en Rotterdam) voor de schade olieproblemen zijn gesignaleerd. In Apeldoorn kwam de olie alleen goed terug bij 100% compressorcapaciteit. Er waren echter geen oliedrukstoringen, de compressor werd na de schade draaiend aangetroffen met een defecte oliedrukpressostaat. De smeringsproblematiek te Apeldoorn kan dus mede veroorzaakt zijn door oliegebrek. Bij de projecten Maarssenbroek en Rotterdam waren er voor de schade oliedrukstoringen, zie bijlage 5.B en 5.C.

Tilburg

De oorzaak van de schade is hier een vermoeidheidsbreuk van een tapbout zeer waarschijnlijk is veroorzaakt door een montagefout. De hiervoor met betrekking tot het project Tilburg genoemde omstandigheden zoals te geringe oververhitting, het ontbreken van een zuiggas-warmtewisselaar zijn niet de oorzaak van de opgetreden schade, maar kunnen in de toekomst wel aanleiding geven tot smeringsproblemen. Hierbij kan nog worden opgemerkt, dat na de schade ook in Tilburg een aantal malen oliedrukstoringen zijn gesignaleerd.

5.7 Conclusies

De hier gepresenteerde conclusies hebben betrekking op het hoofdstuk 5 "Inventarisaties Warmtepompinstallaties". Conclusies van een meer algemeen karakter en aanbevelingen tot voorkoming van toekomstige schadegevallen zijn te vinden in hoofdstuk 7.

Voor de achtergronden waartegen de conclusies moeten worden beschouwd wordt verwezen naar hoofdstuk 7.

1. De schadegevallen bij de projecten Apeldoorn, Rotterdam en Maarssenbroek hebben als gemeenschappelijke noemer excessieve slijtage door ontoerei-

kende smering. De schade in Tilburg is ingeleid door een vermoeidheidsbreuk van een tapbout, welke zeer waarschijnlijk het gevolg is van een montagefout.

2. De smeringsproblemen zijn waarschijnlijk veroorzaakt door verdunning met freon van de smeerolie in de compressor. De schade in Apeldoorn kan mede veroorzaakt zijn door een defecte oliedrukpressostaat en oliegebrek. De schade in Tilburg heeft geen relatie met olieproblemen.
3. In de koeltechnische schema's en de opgelegde bedrijfscondities zijn een aantal oorzaken (te hoge zuigdrukken, te geringe oververhitting) voor de smeringsproblemen aan te wijzen. Hierdoor kunnen de compressoren buiten het door de fabrikant aangegeven toepassingsgebied functioneren. Uit recentelijk gepubliceerde viscositeitsgrafieken is gebleken, dat ook binnen het toepassingsgebied van de compressoren de viscositeit van de smeerolie kan dalen beneden de veilig geachte waarde van 10 à 15 mm²/s (centiStokes).

5.8 Referenties

- [5.1] Jaarverslag 1984 van Warmtepomp B.V.
- [5.2] J.F. v.d. Horst.
Onderzoek aan de gasmotor-warmtepomp en de warmtekrachtunit bij de VNB.
Januari 1984, ref. 84-0462.
- [5.3] M.L.D. van Rij en W.H. Bouwman.
Verslag Maarssenbroek.
Evaluatie van een gasmotor gedreven compressie-warmtepomp in de sociale woningbouw.
VEG-gasinstituut, december 1985.
- [5.4] M.L.D. van Rij en W.H. Bouman.
Verslag Tilburg.
Evaluatie van een gasmotor gedreven compressie-warmtepomp in de sociale woningbouw.
VEG-gasinstituut, december 1985.
- [5.5] M.L.D. van Rij en W.H. Bouwman.
Verslag Groningen.

Evaluatie van een gasmotor gedreven compressie-warmtepomp in de sociale woningbouw.

VEG-gasinstituut, december 1985.

[5.6] Technische documentatie Grasso-AC-compressoren
dd. juli 1983.

[5.7] H.L. von Cube en medewerkers.
Lehrbuch der Kältetechnik.
Band I 3 Auflage, pag. 487.
Verlag CF Müller Karlsruhe.

[5.8] Telefonische informatie van de heer V. Synek,
Texaco, Hamburg.

[5.9] Bezoekrapport Grasso
dd. 7 januari 1985.

Tabel 5.1: Overzicht geïnventariseerde projecten.

Project	Aantal compr.	Bedrijfs- uren d.d. 31.12.85	Compr. type
Apeldoorn	1	9174	Grasso AC 1080
Maarssenbroek	1	5575	Grasso AC 1280
Rotterdam	1	1700	Grasso AC 1080
Tilburg	1	6270	Grasso AC 480
Almelo	1	9118	Bock F6
Deventer	2	9585/10726	Grasso RC 911
Vlaardingen	2	1269/1615	Sabroe SMC 1125
Groningen	1	1065	Bitzer 6 G

Tabel 5.2 Chronologisch overzicht compressorschaden

Project	In bedrijf d.d.	compressorschade	
		datum	bedrijfsuren
Apeldoorn	sept. '82	oktober '85	8000
Maarssenbroek	'83	maart en nov. '85	4396, 5575
Rotterdam	juli '84	december '84	1637
Tilburg	jan. '84	maart '85	4695

Tabel 5.3 Kenmerken installaties.

Tabel 5.4 Vergelijking toepassingsgebied met gemeten- en ontwerpcondities.
versie 26-11-86

TABEL 5.3 KENMERKEN INSTALLATIES

AP = APELDOORN
 M = MAARSSSENBOEK
 R = ROTTERDAM
 T = TILBURG
 AL = ALMELO
 D = DEVENTER
 V = VLAARDINGEN
 G = GRONINGEN

	AP	M	R	T	#AL	D	V	G
	MET				#	ZONDER		
	SCHADE				#	SCHADE		
COMPRESSOR					#			
toerenregeling	*	*	*	*	#*	*		
capaciteitsregeling cyl.	*	*	*	*	#	*		*
onbelaste aanloop		*		*	#*	*		*
terugslagklep in persleiding		*		*	#	*		*
olie afscheider	*	*	*	*	#		*	
magn.klep olieretour afsch.	*	*	*	*	#		*	
carterverwarming	*	*	*	*	#*	*	*	*
					#			
CONDENSOR					#			
droger	*	*	*	*	#*	*	*	*
vloeistofklep					#*		*	*
					#			
VERDAMPER					#			
expansieventiel hoofdverdamer					#*			*
l.d. vlotter hoofdverdamer		*	*		#		*	
h.d. vlotter hoofdverdamer	*			*	#	*		
warmte wisselaar in zuigl.			*		#	*	*	*
magn.ventiel in zuigleiding					#			
zuigdrukbe grenzer				*	#			
suction gas accumulator					#			*
					#			
					#			
HULPVERDAMPER					#			
exp. ventiel hulpverdamer		*	*		#			
expansie d.m.v. capillair					#*			
					#			
OLIE RETOUR					#			
bleeding	*	*	*	*	#	*		
magn.ventiel voor bleeding	*		*	*	#	*		
exp.ventiel voor bleeding	*	*	*	*	#	*		
bleeding na pomp				*	#	*		
aparte warmtew. t.b.v.bleeding	*	*		*	#	*		
magn.ventiel na w.w. bleeding					#			
olie receiver		*			#	*		
niveau regeling in compressor		*			#	*		
					#			
ALGEMEEN					#			
olie problemen compressor	*	*	*		#	*		
modificaties i.v.m.compr.schade		*			#			
warmtebron water	*	*	*		#	*	*	
warmtebron lucht				*	#*			*
koelmiddel R 12		*	*		#*	*	*	
koelmiddel R 22	*			*	#			
koelmiddel R 502					#			*

TABEL 5.4

VERGELIJKING TOEPASSINGSGEBIED
MET GEMETEN- EN ONTWERPCONDITIES

AP = APELDOORN
M = MAARSSSENBOEK
R = ROTTERDAM
T = TILBURG
AL = ALMELO
D = DEVENTER
V = VLAARDINGEN
G = GRONINGEN

ONTWERPCONDITIES

		AP	M	R	T	#	AL	D	V	G
				3)		#	3)			
toerental	min-1	1750	1450	1730	1750	#	1570	720	1350	1450
verdampingstemp	oC	3.0	0.0	0.0	-8.0	#	-15.0	5.0	5.0	-7.5
verdampingsdruk	barA	5.5	3.1	3.1	3.8	#	1.8	3.6	3.6	4.5
brontemp	oC	12.0	5.0	10.0	3.0	#	-5.0	10.0	10.0	5.0
condensatietemp	oC	55.0	45.0	70.0	49.0	#	55.0	70.0	65.0	56.0
condensatiedruk	barA	21.7	10.8	18.9	19.0	#	13.7	18.6	17.0	23.9
oververhitting	K	10.0				#				
drukverhouding	-	3.9	3.5	6.1	5.0	#	7.6	5.2	4.7	5.3
drukverschil	bar	16.2	7.7	15.8	15.2	#	11.9	15.0	13.4	19.4

GEMETEN CONDITIES

		AP	M	R	T	#	AL	D	V	G
					4)	#				5)
toerental	min -1	1740	1350		1000	#				1700
verdampingstemp	oC	-0.8	0.0		5.0	#				-10.0
verdampingsdruk	barA	4.8	3.1		5.8	#				4.1
brontemp	oC 2)	10.9	9.0		18.0	#				2.2
condensatietemp	oC	48.5	54.0		45.5	#				53.0
condensatiedruk	barA	18.7	13.4		17.5	#				22.4
oververhitting	K 1)	5.6	1.0		1.0	#				7.6
drukverhouding	-	3.9	4.3		3.0	#				5.5
drukverschil	bar	13.9	10.3		11.7	#				18.3

TOEPASSINGSGEBIED COMPRESSOREN

		AP	M	R	T	#	AL	D	V	G
						#				
toerental max	min -1	1750	1750	1750	1750	#	1800	1000	1500	1750
verdampingstemp	oC	10.0	15.0	15.0	10.0	#		20.0	35.0	7.5
verdampingstemp	oC	-5.0	-5.0	-5.0	-5.0	#	-40.0	-55.0	-30.0	-45.0
condensatietemp max.	oC	55.0	78.0	78.0	55.0	#	60.0	78.0	80.0	57.0
condensatietemp min.	oC	25.0	25.0	25.0	25.0	#	30.0		20.0	10.0
oververhitting	min K	5.0	5.0	5.0	5.0	#	5.0		>0.0	10.0
drukverhouding	max -	10	10	10	10	#		10		
drukverschil	max bar	18.5	18.5	18.5	18.5	#		17.5		

- 1) varieerde tijdens TNO metingen van 4,3 tot 5,6 K
- 2) max 20.5 oC
- 3) schatting
- 4) tijdens meting zuigdrubbegrenzer in werking
- 5) heeft ook 1800 0/min. gedraaid

Tabel 5.5: Kinematische viscositeit van het smeerolie-freonmengsel [mm²/s]
bij de maximaal toelaatbare verdampingstemperatuur (°C).

Project	Smeerolie-freon combinatie	Verdampings temperatuur (° C)	smeerolietemperatuur (° C)						
			20	30	40	50	60	70	80
Apeldoorn	Suniso 4GS-R22	10	8	15	18	16	12	10	7
Rotterdam*	Suniso 4GS-R12	15		6,5	10	10	8,5	7	6
Rotterdam*	Suniso 5GS-R12	15	7,5	16	17	16	13	11	9
Maarssenbroek	Texaco MS68-R12	15	5	7,5	9,5	11	10	9	
Tilburg	Texaco MS68-R22	10	10	14	15	13	11	9,5	

*Voor de schade werd hier Suniso 4GS toegepast daarna op advies van Grasso Suniso 5GS.

Question 1			
1	2	3	4
5	6	7	8
9	10	11	12
13	14	15	16
17	18	19	20
21	22	23	24
25	26	27	28
29	30	31	32
33	34	35	36
37	38	39	40
41	42	43	44
45	46	47	48
49	50	51	52
53	54	55	56
57	58	59	60
61	62	63	64
65	66	67	68
69	70	71	72
73	74	75	76
77	78	79	80
81	82	83	84
85	86	87	88
89	90	91	92
93	94	95	96
97	98	99	100

Tabel 5.6: Gassnelheden in verticale zuigleidingen

Omschrijving	Project te:			
	Apeldoorn met "double riser"	Tilburg	Rotterdam	
Koudemiddel	R22		R22	R12
Verdampingstemperatuur (° C)	15	0	9	0
Condensatietemperatuur (° C)	30	50	42	42
Aantal cylinders (-)	10	10	4	10
Aantal ingeschakelde cylinders (-)	3	10	2	3
Toerental (omw./min)	1000	1750	1000	1300
Leidingdiameter (mm)	54	54 en 84	54	108
Gassnelheid (m/s)	9,8	14,5	6,2	2,9

6. INSTALLATIETECHNISCHE OORZAKEN

Evenals in hoofdstuk 4 voor wat betreft de compressor, wordt in dit hoofdstuk een eveneens niet compleet overzicht gegeven van installatietechnische fouten die tot compressorschade kunnen leiden. Allereerst kunnen condensor en/of verdamper te krap zijn geselecteerd waardoor optredende drukken en drukverschillen groter zijn dan waarvoor de compressor is ontworpen.

Overigens is de compressor hiertegen te beschermen d.m.v. pressostaten. Verder spelen onder andere een rol:

- olieterugvoer naar compressor
- "nat" draaien
- vloeistofslag

6.1. Olieterugvoer naar compressor

Zoals reeds in hoofdstuk 4.1. is genoemd, moeten in de installatie voorzieningen zijn getroffen om de compressorsmeerolie via de condensor en het verdere leidingsysteem terug te voeren. Dit systeem moet zodanig zijn uitgevoerd dat de olieretour is gegarandeerd onder alle zich voordoende bedrijfscondities. In principe is vooral bij gasmotorgedreven warmtepompen de variatie in bedrijfscondities erg groot; verdampings- en condensatietemperatuur kunnen sterk variëren, terwijl ook het effectieve slagvolume van de compressor sterk kan variëren door toerenregeling en bij- en afschakeling van cilinders.

Wanneer de olieretour niet continue werkt kan zich onder bepaalde condities olie in de installatie verzamelen, om later bij gewijzigde conditie in (te) grote hoeveelheid met het zuiggas naar de compressor te worden gevoerd. Wordt in zo'n situatie bij laag olieniveau in het carter olie bijgevuld, dan kan in een later stadium het carter zelfs overvuld worden.

6.2. "Nat" draaien

Compressoren zijn ontworpen om gassen van een lage druk aan te zuigen, in druk te verhogen en te verpompen. Omdat in koelinstallaties koudemiddel zowel in vloeistof- als in dampvorm aanwezig is moeten maatregelen worden genomen om er zeker van te zijn dat de compressor zgn. droog gas aanzuigt.

Wanneer het gas vloeistofdruppeltjes bevat, kunnen deze zich hechten aan de zuigklepring waar ze zullen verdampen. Hierdoor wordt warmte aan de klepring onttrokken waardoor deze plaatselijk sterk afkoelt. De dan ontstane thermische spanningen kunnen leiden tot klepbreuk.

Eveneens kan koudemiddelvloeistof in de zuigruimte van de compressor worden afgescheiden en in het carter terechtkomen. Hierdoor zal de smeerolie zoveel kunnen verdunnen dat de smerende eigenschappen te gering worden.

6.3. Vloeistofslag

Erger dan "nat" draaien is vloeistofslag. Hieronder wordt verstaan dat grote hoeveelheden vloeistof (koudemiddel of olie) in de zuigleiding meekomen met tot gevolg dat de compressieruimte voor een groot deel met vloeistof wordt gevuld. Omdat vloeistof praktisch niet samendrukbaar is moet er iets buigen, maar meestal zal het barsten.

Deze situatie wordt in de hand gewerkt wanneer de zuigleiding zodanig is aangebracht dat zich onder bepaalde condities daarin vloeistof kan ophopen. Neemt later de gassnelheid in de leiding toe, dan kunnen slokken vloeistof worden meegevoerd en in de compressor terecht komen.

6.4. Conclusies

Vanwege het geringe beschikbare drukverschil over de olierectificatieleiding bij de projecten Apeldoorn, Maarssenbroek en Rotterdam is een te groot thermostatisch expansieventiel toegepast voor de regeling, waardoor instabiliteit van de olieterugvoer kan optreden. Wordt teveel olie teruggevoerd, dan kan vloeistofslag optreden. Wanneer niet wordt zorggedragen voor voldoende oververhitting van het zuiggas, zoals is geconstateerd bij de projecten Maarssenbroek en Tilburg, is de kans groot dat koudemiddelvloeistof in het compressorcarter terecht komt en de oplossing de olie verdunt.

Concluderend kan gesteld worden dat bij de projecten Apeldoorn, Maarssenbroek en Rotterdam de schade veroorzaakt is door olieproblemen; viscositeit en olieniveau in het carter. Het laatste speelt zeker een rol bij het project Rotterdam.

Doordat bij vollastbedrijf de olie, verzameld in de zuigleiding gedurende deellast, terugkomt in de compressor, is het olieniveau in het carter zo hoog geworden dat de laagst geplaatste zuigers in de olie draaiden.

Hoewel bij het project Tilburg de schade van mechanische aard is (montagefout), zijn ook oliestoringen opgetreden. Een verbetering van de installatie op dat punt is dan ook noodzakelijk (zie ook hoofdstuk 5 en 7).

7. CONCLUSIES EN AANBEVELINGEN TER VOORKOMING VAN COMPRESSORSCHADE

De conclusies en aanbevelingen in dit hoofdstuk zijn gebaseerd op de bijdragen in de hoofdstukken 3 t/m 6. Over de achtergronden waartegen de conclusies en aanbevelingen moeten worden beschouwd kunnen de volgende kanttekeningen worden gemaakt.

- De onderhavige warmtepompinstallaties zijn een aantal jaren geleden ontworpen op basis van de toen bekende inzichten en beschikbare gegevens.
- Tot ca. 1980 werd de AC-compressor nagenoeg uitsluitend toegepast voor airconditioning waarbij veelal wordt gewerkt met droge verdamping; de belasting van de compressor is daarbij vrij constant. Bij de latere warmtepomptoepassingen zijn de condities waaraan de compressor is onderworpen veel veranderlijker.

In de technische documentatie van de AC-compressor is deze ontwikkeling duidelijk zichtbaar. Voor de smeeroliegegevens (lubrication data) wordt in december 1980 volstaan met een opgave van merk, type en de viscositeit van de zuivere smeerolie. In de uitgave van juli 1983 wordt er op gewezen dat:

"De viscositeit van het olie-freonmengsel in het carter nooit lager mag zijn dan 10 à 15 cSt. Voor toepassingen met relatief hoge verdampingstemperaturen, zoals bij warmtepompen, dient dit te worden gecontroleerd in het viscositeits/temperatuur druk-diagram van het desbetreffende olie - koudemiddel mengsel. Indien het nodig blijkt een speciale olie te kiezen met een, in de zuivere toestand, relatief hoge viscositeit dan dient dit te geschieden in overleg met de compressor-fabrikant".

- Voor het project Tilburg kan met redelijke zekerheid een keten van oorzaken en gevolgen van de schaden worden gereconstrueerd. Voor de schadegevallen bij de projecten Apeldoorn, Rotterdam en Maarssenbroek kunnen een aantal omstandigheden worden aangegeven die in meer of mindere mate aan het ontstaan van de schaden hebben bijgedragen.

1. Inleiding

In de eerste plaats is de projectie van de toekomstige economische situatie van belang. De schied in Tilburg is ingedeeld door de verscheidenheid in de economische activiteit, welke vrij naar het gevoelen is van de gemeenteraad.

De economische activiteit is voornamelijk van landbouw, maar ook van de industrie. De landbouw is de belangrijkste activiteit in de gemeente. De industrie is de tweede belangrijkste activiteit. De landbouw is de belangrijkste activiteit in de gemeente. De industrie is de tweede belangrijkste activiteit.

De landbouw is de belangrijkste activiteit in de gemeente. De industrie is de tweede belangrijkste activiteit. De landbouw is de belangrijkste activiteit in de gemeente. De industrie is de tweede belangrijkste activiteit.

De landbouw is de belangrijkste activiteit in de gemeente. De industrie is de tweede belangrijkste activiteit. De landbouw is de belangrijkste activiteit in de gemeente. De industrie is de tweede belangrijkste activiteit.

De landbouw is de belangrijkste activiteit in de gemeente. De industrie is de tweede belangrijkste activiteit.

De landbouw is de belangrijkste activiteit in de gemeente. De industrie is de tweede belangrijkste activiteit.

De landbouw is de belangrijkste activiteit in de gemeente. De industrie is de tweede belangrijkste activiteit.

De landbouw is de belangrijkste activiteit in de gemeente. De industrie is de tweede belangrijkste activiteit.

De landbouw is de belangrijkste activiteit in de gemeente. De industrie is de tweede belangrijkste activiteit.

7.1 Conclusies

1. De schadegevallen bij de projecten Apeldoorn, Maarssenbroek en Rotterdam hebben als gemeenschappelijke noemer excessieve slijtage door ontoereikende smering. De schade in Tilburg is ingeleid door een vermoeiheidsbreuk van een tapbout, welke vrij zeker het gevolg is van een montagefout.
2. De smeringsproblemen zijn zeer waarschijnlijk veroorzaakt door verdunning met freon van de smeerolie in de compressor. De schade in Apeldoorn kan (mede) veroorzaakt zijn door een defecte oliedrukpressostaat en oliegebrek. De schade in Tilburg heeft geen relatie met olieproblemen. Ter voorkoming van olieproblemen worden ook bij dit project een aantal maatregelen aanbevolen.
3. In de koeltechnische schema's en de opgelegde bedrijfscondities zijn een aantal oorzaken voor de smeringsproblemen aan te wijzen. Hierdoor kunnen de compressoren buiten het door de fabrikant aangegeven toepassingsgebied functioneren.
 - Bij de projecten met smeringsproblemen (Apeldoorn, Maarssenbroek en Rotterdam) is voor de oliebleeding slechts een statisch drukverschil beschikbaar, de oliebleeding wordt daarom geregeld met een overmaats thermostatisch expansieventiel. Dit kan aanleiding geven tot een instabiele regeling en een onregelmatige bleeding veroorzaken.
 - De projecten te Apeldoorn en Maarssenbroek zijn uitgevoerd zonder zuiggaswarmtewisselaar.
 - De metingen van het Gasinstituut [5.3] geven voor het project Maarssenbroek indicaties voor te lage, beneden het toepassingsgebied van de compressor gelegen, oververhitting van het zuiggas.
 - De compressor te Apeldoorn heeft, zeker bij deellast, gewerkt bij te hoge verdampingstemperaturen.
 - In Rotterdam is voor de compressor een U-bocht gemonteerd die problemen kan geven bij de olieterugvoer naar de compressor.
4. Uit recentelijk gepubliceerde viscositeitsgrafieken is gebleken, dat ook binnen het door de fabrikant opgegeven toepassingsgebied van de compressoren de viscositeit van de smeerolie kan dalen beneden de

minimum waarde van 10 à 15 mm²/s (centistokes) [2.6]. Dit zal mede een rol gespeeld hebben bij het ontstaan van de schillen bij de projecten te Apeldoorn, Haarlemmerhoek en Rotterdam. Volgens de in dit verband in de kennis van het oliefatigheidsgetal Al-Cu in combinatie met een kennis van moleculaire gewichten. Deze combinatie heeft slechte testresultaten.

7.2. Aanbevelingen

1. Bij de keuze van de toe te passen smeermiddelen dient te worden gezocht of de viscositeit van het smeermiddel overeenkomstig is met het ontwerp. Voor alle projecten met Gassco AG-compressoren dient de smeermiddelenkeuze in overleg met de fabrikant te worden bevestigd.

2. Om verdunding van smeermiddel door oplossing van troen te voorkomen mag het menggas geen vloeistof bevatten. Daarom dient in de zuigleiding een waterafsluiter te worden opgenomen om minimaal 1% oververhitting te voorkomen. De benodigde ruimte kan aan de onderdruk afgevoerd worden. Het ontbreken van deze beveiliging is van belang voor de compressoren Apeldoorn, Haarlemmerhoek en Rotterdam.

3. In het ontwerp van de compressor moet een elektrische afsluiter van 400 V met thermostaat te worden gemonteerd. De thermostaat wordt ingesteld op het stilstaan van de compressor en wordt bij 50° C tot van de compressor geregeld tussen 50° en 60° C.

4. De oliefatigheidsgetal mag alleen tijdens de start van de compressor gedurende korte tijd worden overtroffen. Bij oliefatigheidsgetallen tijdens het bedrijf van de compressor dient deze direct te worden teruggebracht. De beveiliging van de compressor kan wellicht worden aangepast met een laag olie-niveau-beveiliging.

5. De zuigleiding van de compressor dient zodanig te zijn aangebracht dat geen opstopping van vloeistof kan plaatsvinden. De buizen in de zuigleiding voor de compressor te Hilburg en Rotterdam dienen te worden vervuld met of vervangen door een "doppelmiscer".

minimum waarde van 10 à 15 mm²/s (centiStokes) [5.6]. Dit zal mede een rol gespeeld hebben bij het ontstaan van de schaden bij de projecten te Apeldoorn, Maarssenbroek en Rotterdam. Ongunstig in dit verband is de keuze van het drijfstangmateriaal Al-Cu in combinatie met een krukas van nodulair gietijzer. Deze combinatie heeft slechte restsmeer-eigenschappen.

7.2 Aanbevelingen

1. Bij de keuze van de toe te passen smeerolie dient te worden onderzocht of de viscositeit van het smeerolie-freonmengsel in het carter onder alle werkcondities groter is dan 10 à 15 Cst. Voor alle projecten met Grasso AC-compressoren dient de smeeroliekeuze in overleg met de fabrikant te worden heroverwogen.
2. Om verdunning van smeerolie door oplossing van freon te voorkomen mag het zuiggas geen vloeistof bevatten. Daartoe dient in de zuigleiding een warmtewisselaar te worden opgenomen om minimaal 5K oververhitting te realiseren. De benodigde warmte kan aan de condensorvloeistof worden onttrokken. Deze aanbeveling is van toepassing voor de projecten Apeldoorn, Maarssenbroek en Tilburg.
3. In het carter van de compressor dient een elektrische verwarming van 400 W met thermostaat te worden gemonteerd. De heater is altijd ingeschakeld bij stilstand van de compressor en wordt tijdens het bedrijf van de compressor geregeld tussen olietemperaturen van 50° C tot 60 °C.
4. De oliedrukpressostaat mag alleen tijdens de start van de compressor gedurende korte tijd worden overbrugd. Bij oliedrukstoringen tijdens het bedrijf van de compressor dient deze direct te worden uitgeschakeld. De beveiliging van de compressor kan wellicht worden uitgebreid met een laag olieniveau-beveiliging.
5. De zuigleiding van de compressor dient zodanig te zijn aangebracht dat geen opeenhoping van vloeistof kan plaatsvinden. De U-bochten in de zuigleiding voor de compressor te Tilburg en Rotterdam dienen te worden verwijderd of vervangen door een "double riser".

6. De oliebleeding dient bij voorkom niet te worden geregeld met een thermostatisch expansieventiel. De regeling van de bleeding kan gescheiden met een thermostatisch expansieventiel. Bij installaties met een pomp-systeem kan de bleeding worden afgevoerd in de vloer of in de vloerplaat. In andere gevallen wordt de voorkeursaanpak een aparte circulatiepomp gegeven.

Deze aanbeveling is van toepassing voor de projecten Apeldoorn, Tilburg en Rotterdam. In Masserenhoek is de installatie in de compressie reeds voorzien van een door een persgasstroom aangevoerd oliebleeding. Hiermee is echter in dit project nog niet veel besparing te verwachten.

7. Bij het project Apeldoorn dient een maximum zuigdrukbeperker te worden aangebracht. Apeldoorn dient een maximum zuigdrukbeperker te worden aangebracht.

De zuigdrukbeperker dient te worden aangebracht op de zuigzijde van de compressor. De zuigdrukbeperker dient te worden aangebracht op de zuigzijde van de compressor. De zuigdrukbeperker dient te worden aangebracht op de zuigzijde van de compressor.

De zuigdrukbeperker dient te worden aangebracht op de zuigzijde van de compressor. De zuigdrukbeperker dient te worden aangebracht op de zuigzijde van de compressor. De zuigdrukbeperker dient te worden aangebracht op de zuigzijde van de compressor.

De zuigdrukbeperker dient te worden aangebracht op de zuigzijde van de compressor. De zuigdrukbeperker dient te worden aangebracht op de zuigzijde van de compressor. De zuigdrukbeperker dient te worden aangebracht op de zuigzijde van de compressor.

De zuigdrukbeperker dient te worden aangebracht op de zuigzijde van de compressor. De zuigdrukbeperker dient te worden aangebracht op de zuigzijde van de compressor. De zuigdrukbeperker dient te worden aangebracht op de zuigzijde van de compressor.

6. De oliebleeding dient bij voorkeur niet te worden geregeld met een thermostatisch expansieventiel. De regeling van de bleeding kan geschieden met een handregelventiel. Bij installaties met een pompstelsel kan de bleeding worden afgetapt na de vloeistofcirculatiepomp, in andere gevallen wordt de voorkeur aan een aparte circulatiepomp gegeven.

Deze aanbeveling is van toepassing voor de projecten Apeldoorn, Tilburg en Rotterdam. In Maarssenbroek is de installatie na de compressorschade reeds voorzien van een door een persgasejecteur aangedreven oliebleeding. Hiermee is echter in dit project nog niet veel praktijkervaring opgedaan.

7. Bij het project Apeldoorn dient een maximum zuigdrukbe grenzer te worden ingebouwd.