



# Sjøkrigsskolen

## Bacheloroppgave

Mulighetsstudie for lavhastighetsmanøvrering på Skjold-klasse

- En undersøkelse av eksisterende anlegg og muligheten for å kunne bygge en alternativ løsning for lavhastighetsmanøvrering –

av

Andreas Egge Døsen

Levert som en del av kravet til graden:

BACHELOR I MILITÆRE STUDIER MED FORDYPNING I MASKINFAG

Innlevert: Mai 2017

**Godkjent for offentlig publisering**

---

## Publiseringsavtale

### En avtale om elektronisk publisering av bachelor/prosjektoppgave

Kadetten har opphavsrett til oppgaven, inkludert rettighetene til å publisere den.

Alle oppgaver som oppfyller kravene til publisering vil bli registrert og publisert i Bibsys Brage når kadetten har godkjent publisering.

Opgaver som er graderte eller begrenset av en inngått avtale vil ikke bli publisert.

Jeg gir herved Sjøkrigsskolen rett til å gjøre denne oppgaven tilgjengelig elektronisk, gratis og uten kostnader	<input checked="" type="checkbox"/> Ja	<input type="checkbox"/> Nei
Finnes det en avtale om forsinket eller kun intern publisering? (Utfyllende opplysninger må fylles ut)	<input type="checkbox"/> Ja	<input checked="" type="checkbox"/> Nei
Hvis ja: kan oppgaven publiseres elektronisk når embargoperioden utløper?	<input type="checkbox"/> Ja	<input type="checkbox"/> Nei

## Plagiaterklæring

Jeg erklærer herved at oppgaven er mitt eget arbeid og med bruk av riktig kildehenvisning.

Jeg har ikke nyttet annen hjelp enn det som er beskrevet i oppgaven.

Jeg er klar over at brudd på dette vil føre til avvisning av oppgaven.

**Dato: 24 – 05 – 2017**

ANDREAS EGGE DØSEN

Kadett navn

*Andreas Egge Døsen*

\_\_\_\_\_  
Kadett, signatur

---

## Forord

Denne oppgaven er utført som en del av kravet til graden bachelor i militære studier med fordypning i maritime maskinfag ved Sjøkrigsskolen. Arbeidet startet ved semesterets start i januar 2017, med varighet til midten av mai 2017. Bakgrunn for arbeidet var opplysninger om et høyt antall driftstimer på gassturbinene på Skjold-klassen, og behovet for å se på en alternativ fremdriftsløsning for dette fartøy. Resultatene fra denne oppgaven antas å kunne være nyttig for Sjøforsvaret og personell innen skips -og maskinteknisk fagområde. Arbeidet som er lagt til grunn er en undersøkelse av opprinnelig fremdriftsløsning på forseriefartøyet til Skjold-klassen, samt en mulighetsstudie av det eksisterende maskintekniske arrangement om bord. Herunder er det innhentet opplysninger om effektbehov, tilgjengelig effekt om bord på fartøyet, samt muligheter til utvidelse og ombygging av eksisterende maskinteknisk arrangement.

Denne oppgaven har gitt meg muligheten til å sette meg inn i en reel utfordring for Sjøforsvaret og hvordan løse dette med den kunnskap og verktøy jeg har tilegnet med ved Sjøkrigsskolen de siste 3 år. Den har også gitt meg en mulighet til å tilegne meg mer kunnskap om emner som blant annet hydraulikk, et emne jeg ikke hadde mye erfaring med fra før.

En stor takk rettes til veileder Gisle Strand, besetningen på KNM Storm, teknisk personell ved Sjøforsvarets Hovedbase Haakonsværn (SHH), samt Kristina Egge Døsen for korrekturlesing.

Bergen, Sjøkrigsskolen, 24-05-2017

Andreas Egge Døsen

---

## Oppgaveformulering

Prototypen til Skjold-klassen var opprinnelig utstyrt med en dedikert dieselmotor for lavhastighetsmanøvrering. Serien fikk ikke denne løsningen. Det er derfor ønskelig å studere om det er mulig å utnytte det eksisterende skipstekniske anlegget for å lage i stand en løsning for å drive fartøyet ved manøvrering i lav hastighet.

**Studien skal gi svar på hva som må til for å realisere en mulig fremdriftsløsning uten bruk av gassturbiner, og om det er praktisk mulig.**

Studien skal videre forsøke å gi svar på virkningsgrad til løsning, endring i vekt samt skisser/tegninger som viser det tenkte arrangementet. Arbeidet gir svar på forskjellige løsninger samt ulemper med disse. Eventuelle negative konsekvenser blir belyst og drøftet.

---

## Sammendrag

Formålet med denne studien har vært å se på muligheten for å avlaste gassturbinene på Skjold-klassen når fartøyet manøvreres i det lavere hastighetsområdet. Studiet er en undersøkelse i hva som må til for å realisere en mulig fremdriftsløsning uten bruk av gassturbiner og om det er praktisk mulig. Alternative løsninger og ulemper med disse er vurdert mot hverandre i all hovedsak på grunnlag av vekt og plass om bord. Studien konkluderer med at det trengs ca. 500 kW pr. side til å kunne manøvrere fartøyet i fartsområdet 0-5 knop, og at fartøyets dieselmotorer representerer tilstrekkelig med effekt til å lage i stand en mulig løsning. Det finnes tilstrekkelig med plass til nye komponenter. Det finnes to mulige manøvreringsløsninger, enten å koble seg på eksisterende aksling eller installere nye thruster. De komponenter som trengs for å kunne lage en løsning med en ny thruster, gir samlet sett en vekt som er for stor til at det vil være hensiktsmessig, og anbefales ikke. Elektrisk overføring vil pga. vekt av elektriske komponenter, veie så mye at dette heller ikke anbefales. Hydraulisk overføring av effekt står frem som det beste alternativet, og en løsning hvor den eksisterende aksling utnyttes anbefales i stedet å se videre på.

---

# Innholdsfortegnelse

<b>Figurer</b> .....	<b>1</b>
<b>Tabeller</b> .....	<b>2</b>
<b>Diagrammer</b> .....	<b>3</b>
<b>Nomenklatur</b> .....	<b>4</b>
<b>Symbolliste</b> .....	<b>5</b>
<b>1 Innledning</b> .....	<b>6</b>
1.1 Bakgrunn .....	6
1.2 Mål .....	10
1.3 Metode .....	11
1.4 Begrensninger .....	13
<b>2 Redegjørelse for effekt og effektoverføring</b> .....	<b>14</b>
2.1 Mekanisk effektoverføring .....	15
2.2 Elektrisk effektoverføring .....	15
2.3 Hydraulisk effektoverføring .....	15
2.4 Hensyn ved dimensjonering .....	16
<b>3 Resultater fra effektundersøkelser</b> .....	<b>17</b>
3.1 Effektbehovet til fartøyet og tilgjengelig effekt fra dieselmotorer .....	17
3.2 Potensialet til generatormotor .....	21
3.3 Potensialet til løfteviftemotor .....	22
3.3.1 Potensialet til giret på løfteviftemotoren .....	26
<b>4 Resultater fra undersøkelse av tilgjengelig plass</b> .....	<b>30</b>
4.1 Løfteviftemaskinrom .....	30
4.2 Nede i skrogene .....	32
4.3 Aktre maskinrom .....	33
4.4 Vannjetrom .....	33
<b>5 Mulige løsninger for effektoverføring</b> .....	<b>36</b>
5.1 Mekanisk effektoverføring .....	36
5.1.1 En ny fremdriftsdieselmotor .....	36
5.1.2 Fra løfteviftemotor .....	37
5.1.3 Fra generatormotor .....	37

---

5.2	Elektrisk effektoverføring .....	37
5.2.1	Fra løfteviftemotor .....	43
5.2.2	Fra generatormotor.....	43
5.3	Hydraulisk effektoverføring.....	44
5.3.1	Fra løfteviftemotoren .....	52
5.3.2	Fra generatormotor.....	52
5.4	Et felles system .....	53
<b>6</b>	<b>Mulige manøvreringsløsninger .....</b>	<b>54</b>
6.1	Bruke eksisterende aksling til vannjet .....	54
6.2	Nye azimuth thrustere .....	56
6.2.1	Permanent magnetteknologi.....	59
6.2.2	Alternativ thruster .....	59
6.3	Vektregnskapet .....	60
6.4	Langskipsstabilitet .....	61
<b>7</b>	<b>Andre aspekter .....</b>	<b>65</b>
7.1	Virkningsgrad .....	65
7.1.1	Mekanisk.....	65
7.1.2	Elektrisk .....	66
7.1.3	Hydraulisk.....	66
7.2	Usikkerhet .....	67
<b>8</b>	<b>Konklusjon med anbefaling .....</b>	<b>68</b>
<b>9</b>	<b>Epilog .....</b>	<b>69</b>
<b>Bibliografi .....</b>		<b>70</b>
<b>Vedlegg .....</b>		<b>74</b>

---

## Figurer

Figur 1. Surface Effect Ship fartøy sett fra undersiden .....	6
Figur 2. Skisse av opprinnelig fremdriftskonfigurasjon.....	9
Figur 3. Illustrasjon av kraft/hastighet overføring av effekt .....	14
Figur 4. Bilde av giret til løfteviftemotor .....	26
Figur 5. Bilde av merkeskilt til giret på løfteviftemotor .....	27
Figur 6. Bilde av alternativt oppgradert gir til løfteviftemotor .....	28
Figur 7. Bilde av tilgjengelig plass ved løftevifte .....	29
Figur 8. Bilde av forre maskinrom på BB side .....	31
Figur 9. Oversiktsbilde av tilgjengelig plass i løfteviftemaskinrom .....	31
Figur 10. Bilde av mulig plassering midtskips i skroget på BB side .....	32
Figur 11. Bilde av mulig plassering midtskips i skroget på SB side.....	32
Figur 12. Oversiktsbilde som viser tverrskips og langskips plassering midtskips.....	33
Figur 13. Bilde av tilgjengelig plass i vannjetrom .....	34
Figur 14. Oversiktsbilde som viser tverrskipsplassering i vannjetrom .....	34
Figur 15. Engangsmotstander i hydraulikkanlegg.....	48
Figur 16. Prinsippskisse av påkobling til eksisterende vannjetaksling .....	55
Figur 17. Illustrasjon av mulig skrå montering av thruster, alternativ 1 .....	57
Figur 18. Illustrasjon av mulig loddrett montering av thruster, alternativ 2 .....	57
Figur 19. Illustrasjon av mulig montering av thruster i bunn av skrog, alternativ 3.....	58



---

## Tabeller

<i>Tabell 1. Data til Skjold-klassen .....</i>	<i>7</i>
<i>Tabell 2. Data til opprinnelig fremdriftsdieselmotor .....</i>	<i>9</i>
<i>Tabell 3. Data til generatormotor .....</i>	<i>21</i>
<i>Tabell 4. Data til generator.....</i>	<i>22</i>
<i>Tabell 5. Data til løfteviftemotor .....</i>	<i>23</i>
<i>Tabell 6. Resultater fra ytelsesdiagram løfteviftemotor .....</i>	<i>24</i>
<i>Tabell 7. Data til giret på løfteviftemotoren .....</i>	<i>26</i>
<i>Tabell 8. Oversikt over timer pr. driftssyklus på gir til LVM.....</i>	<i>27</i>
<i>Tabell 9. Data til alternativt gir til løfteviftemotor .....</i>	<i>28</i>
<i>Tabell 10. Data på forslag til fremdriftsdieselmotor .....</i>	<i>36</i>
<i>Tabell 11. Forslag til generator i løfteviftemaskinrom .....</i>	<i>38</i>
<i>Tabell 12. Tabell for faktorer til kabelberegning .....</i>	<i>39</i>
<i>Tabell 13. Resultat fra elektriske beregninger .....</i>	<i>42</i>
<i>Tabell 14. Data til forslag til frekvensomformer.....</i>	<i>42</i>
<i>Tabell 15. Data til forslag til hydraulikkpumpe i løftevifterom .....</i>	<i>45</i>
<i>Tabell 16. Spesifikasjoner på hydraulikkolje .....</i>	<i>45</i>
<i>Tabell 17. Resultater fra de hydrauliske kalkulasjonene .....</i>	<i>50</i>
<i>Tabell 18. Data på forslag til nedsenkbar azimuth thruster .....</i>	<i>56</i>
<i>Tabell 19. Vektregnskap .....</i>	<i>60</i>

---

## Diagrammer

Diagram 1. Spesifikt brennstofforbruk gassturbin vs. dieselmotor .....	8
Diagram 2. Effektforbruk GT og overskudd LVM (test nr. 1) .....	18
Diagram 3. Effektforbruk GT og overskudd LVM (test nr. 2) .....	19
Diagram 4. Effektforbruk GT og overskudd GM + LVM (test nr. 2).....	20
Diagram 5. Ytelsesdiagram til løfteviftomotor .....	24

---

## Nomenklatur

BB	Babord side
COGAG	Combined Gas and Gas
CODOG	Combined Diesel or Gas
FRP	Fibre Reinforced Polyester
GM	Generator motor
GT	Gassturbin
LCG	Longitude Center Of Gravity
LVM	Løfteviftemotor
PTO	Power Take Out
SB	Styrbord side
SES	Surface Effect Ship
SHA	Sentralt hydraulisk anlegg
SS	Sea State (bølgehøyde)
VJR	Vannjetrom

## Symbolliste

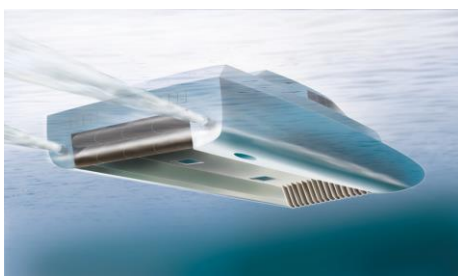
Symbol	Definisjon	Enhet [SI]
	Spesifikt brennstofforbruk	[g/kWh]
	Turtall	[o/min]
	Lydnivå	[dB]
P	Effekt	[kW]
P <sub>h</sub>	Hydraulisk effekt	[kW]
ΔP	Overføringstap	[kW]
I	Strøm	[A]
I <sub>B</sub>	Belastningsstrøm	[A]
I <sub>Z min</sub>	Minste tillatte strømføringssevne	[A]
I <sub>N</sub>	Nominell strøm (merkestrøm)	[A]
U	Spenning	[V]
ΔU	Spenningsfall	[V]
ρ	Resistivitet	[Ω*mm <sup>2</sup> *m]
R	Resistans	[Ω]
cos φ	Effektfaktor	[-]
l	Lengde	[m]
f	Frekvens	[Hz]
Q	Volumstrøm	[l/min]
η	Virningsgrad	[-]
η <sub>m</sub>	Mekanisk virkningsgrad	[-]
ν	Kinematisk viskositet	[m <sup>2</sup> /s]
ρ	Tetthet	[kg/m <sup>3</sup> ]
A	Areal	[m <sup>3</sup> ]
d	Rørdiameter	[m]
V	Fart	[m/s]
Re	Reynoldstall	[-]
λ	Dimensjonsløs koeffisient	[-]
TP <sub>cm</sub>	Tonn pr. cm forskyvning av dypgang	[t/cm]
MT I <sub>cm</sub>	Moment for endring av trim	[t*m/cm]
LCF	Langskips flytepunkt	[m]
w	Vekt	[tonn]
t <sub>a</sub>	Trim akter	[m]
t <sub>f</sub>	Trim forut	[m]
l	Lengde fra LCF til utstyr	[m]
d	Parallell nedsenking	[m]
L <sub>pp</sub>	Skipets lengde mellom perpendikulær	[m]
Δ	Deplassement	[tonn]
T <sub>A</sub>	Dypgang akter	[m]
T <sub>F</sub>	Dypgang forut	[m]
T <sub>M</sub>	Dypgang midtskips	[m]

---

# 1 Innledning

## 1.1 Bakgrunn

Denne oppgaven er gjort i forbindelse med Skjold-klassen. Klassen består av totalt seks fartøy med levering av første fartøy i 2010. Prosjektet ble første gang vurdert på 80 tallet. Skjold-klassen er utstyrt med en fremdriftslinje basert på gassturbiner (GT) fra Pratt & Whitney. Hver GT pakke på henholdsvis styrbord (SB) og babord (BB) side har to turbiner, en ST18 på 2000 kW og en ST40 på 4000 kW. Totalt installert effekt for fremdrift er 12000 kW. GT pakkene driver et gir som igjen driver hvert sitt vannjetaggregat. Fartøyet er også satt opp med to generatormotorer (GM) med påhengt hydraulikkpumpe i aktre maskinrom, og to løfteviftemotorer (LVM) med påhengt hydraulikkpumpe i forre maskinrom, som også blir kalt løfteviftemaskinrom. Løfteviftemotorene sin primæroppgave er å drive løfteviftene. Skjold-klassen er med sitt katamaranskrog, i all hovedsak bygget av glassfiber og Fiber Reinforced Polyester (FRP) sandwich teknologi for å spare vekt. Mellom skrogene er det festet en konstruksjon i gummi kalt skjørt foran og bag bak. Med denne konstruksjonen oppnås ett tilnærmet lufttett rom mellom de to skrogene. Løfteviftene presser luft ned mellom skrogene til man oppnår overtrykk under skroget som gjør at hele skroget kan heves og få mindre dypgang i sjø. Konstruksjonen blir kalt Surface Effect Ship (SES), og fordelene man oppnår ved å løfte skroget ut av vannet er mindre motstand og friksjon fra vannet som igjen gir høyere fart. Forholdet mellom vekt og effekt gir denne type løsning meget gunstige fartsytelser. En annen fordel man oppnår ved å løfte skroget ut av vannet er at dypgangen blir liten, som igjen gjør at fartøyet kan seile i grunnere farvann enn f.eks. et monoskrog med tilsvarende bæreevne. Under vises et bilde av hvordan denne type fartøy kan se ut fra undersiden.



**Figur 1. Surface Effect Ship fartøy sett fra undersiden**

(Kilde: Lundby 2014, 19)

---

Tabell 1. Data til Skjold-klassen

Type	Missiltorpedobåt
Vekt	273 tonn
Dimensjoner	L:47,5 m B: 13,5m
Dypgang	2,5 m (på løft) 0,8 m (av løft)
Fart	60 knop

(Kilde: Wikipedia 2017)

Med konstruksjonens mange fordeler medfølger også ulemper. En av dem er driftskostnader knyttet til GT høye antall driftstimer, samt antall start og stopp. Mange av driftstimene kommer som følge av lavhastighetsmanøvrering. Med et høyt antall driftstimer medfølger også oftere og høyere kostnader forbundet med vedlikehold. Lavhastighetsmanøvrering er også uheldig pga. sotdannelse. Med dette menes at når GT ikke kjøres i sitt optimale turtallsområde, brennes ikke brennstoffet like rent. Når brennstoffet ikke brennes rent oppstår det lettere sotbelegg inne i GT som bidrar til hyppigere vedlikehold, samt at virkningsgraden forverres. Erfaring fra fartøyene viser at antall timer som blir brukt på lavhastighetsmanøvrering, er høyere enn det som man forutså tidligere (Myhre 2017)<sup>1</sup>.

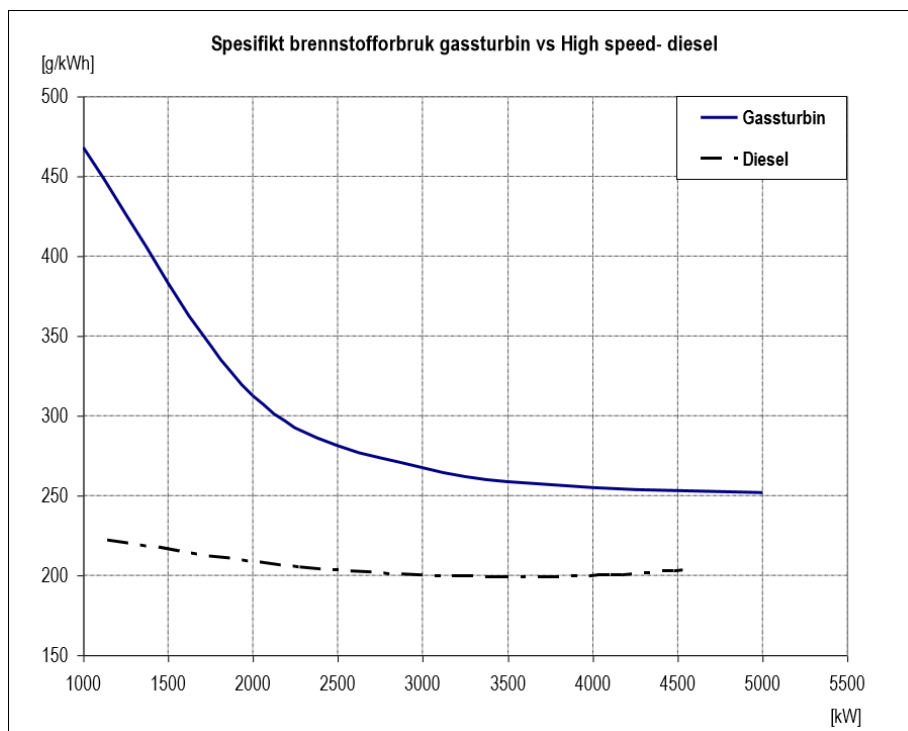
Et argument for å se på muligheten til å drifte fartøyet med f.eks. en dieselmotor i stedet for GT, er at en dieselmotor bruker mindre brennstoff. Fartøyets GT er i stor grad valgt pga. det gunstige vekt/effekt forholdet. GT opererer mest brennstoffeffektivt i høy hastighet. En dieselmotor vil operere med et bedre brennstofforbruk i lavere hastighet, og vil tradisjonelt sett gi et enklere og rimeligere vedlikehold enn hva som er tilfellet med GT. Et redusert brennstofforbruk kan gjøre at fartøyet øker sin rekkevidde eller ståtid i ett operasjonsområde.

Forskjellen mellom GT og dieselmotor som framdriftskilde er under vist i form av spesifikt brennstofforbruk i forhold til ytelse på GT og dieselmotor. Denne kurve viser at en GT har en betydelig høyere brennstofforbruk i det lavere ytelsesområdet enn en dieselmotor. Kurven representerer et generelt bilde, og ikke spesifikt Skjold-klassen.

---

<sup>1</sup> KK S. Myhre pr. tlf 18.02.17

Diagram 1. Spesifikt brennstofforbruk gassturbin vs. dieselmotor



(Kilde: Utlevert undervisningsmateriell ved Sjøkrigsskolen 2017)

Konsekvensen av redusert vedlikehold kan gi utslag i form av økte bevilgninger i andre budsjett som er relevant for de operative krav. Kortere opphold til kai bør her sees i sammenheng med hvor operativt et fartøy er.

Denne oppgaven tar i hovedsak for seg fartøyets fire dieselmotorer og muligheten til å drifte fartøyet med en eller flere av disse som fremdriftskilde i lav hastighet i den hensikt å avlaste GT for brennstofforbruk og vedlikehold.

I forbindelse med manøvreringsløsning refereres det gjennomgående til azimuth thruster eller bare thruster. Med azimuth menes roterende komponent, og med thruster menes propell eller tilsvarende som gir skyv. Begrepene er brukt for å forklare en prinsipiell løsning og refererer ikke til et spesifikt produkt. De produkter og komponenter som foreslås er forsøkt valgt på grunnlag av lavest vekt eller dimensjoner.

## Opprinnelig løsning

Den opprinnelige fremdriftsløsningen på forseriefartøyet var satt opp med GT av typen Rolls Royce Allison 571-KF på 2x6000 kW og en hadde i tillegg to fremdriftsdieselmotorer på 370 kW hver. Dieselmotorene var beregnet til å manøvrere fartøyet i lav hastighet, sannsynligvis pga. ovennevnte drivstofforbruk. Under vises data for opprinnelig fremdriftsdieselmotor.

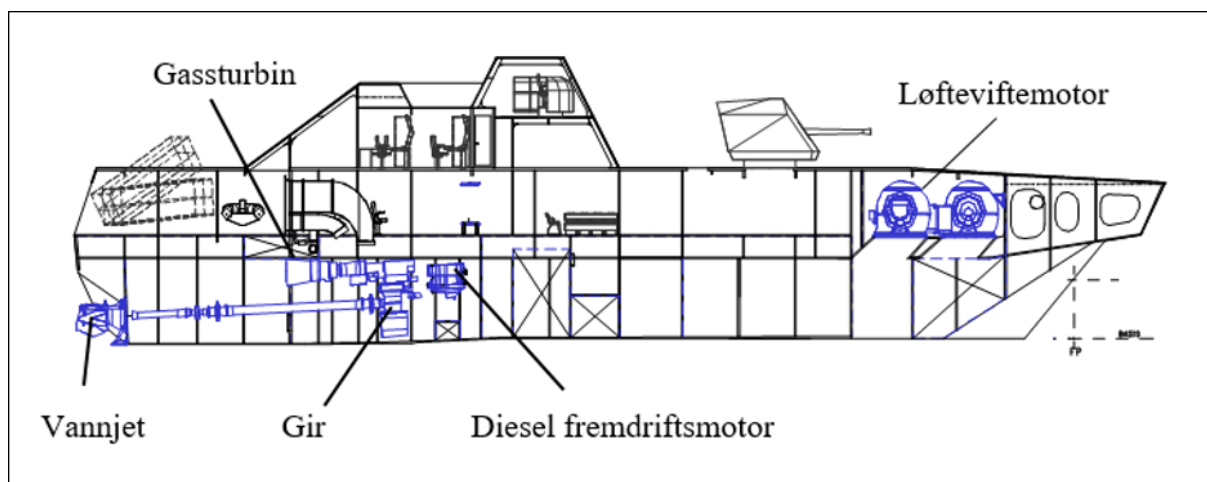
Tabell 2. Data til opprinnelig fremdriftsdieselmotor

Navn	MTU 6R 183 TE 92
Effekt	370 kW
Vekt uten gir (tørr)	1430 kg
Vekt med gir (tørr)	1575 kg
Dimensjoner	L:2125mm B: 880mm H:1210mm
Turtall	2100 o/min

(Kilde: Boatdiesel 2017)

For utfyllende opplysninger, se vedlegg nr. 1

Under er opprinnelig løsning på forseriefartøyet vist hvor dieselmotor til fremdrift var montert foran giret til GT.



Figur 2. Skisse av opprinnelig fremdriftskonfigurasjon



---

Tidligere rapporter er lest for å lære mer om opprinnelig løsning og for å finne årsak til at fremdriftsdieselmotoren ble valgt bort. Gjennom testprogram av KNM Skjold ble det vurdert at maskineriet i fremdriftssystemene fungerte meget tilfredsstillende, og at særlig GT innfridde forventningene. Dieselmaskineriet ble vurdert å fungere tilstrekkelig til det definerte formålet. Det ble imidlertid påpekt at løsningen med fast turtall ga dårligere manøveregenskaper enn ved gassturbinfremdrift (*Rapport etter gjennomført testprogram KNM Skjold 2000*, s.21). Man valgte i ettertid å ta bort dieselmotorene fra fremdriftsløsningen.

Rapporten *Valg av GT løsning til Skjold-klasse MTB, September 2002* er ikke tatt med i denne oppgaven da den er merket BEGRENSET. Kort fra konklusjonen kan nevnes at dagens løsning ble valgt i hovedsak pga. kravet om fart og rekkevidde som lå til grunn fra de operative krav.

Løsningen som ble valgt i 2002 etter omfattende tester og undersøkelser er altså utgangspunktet for arbeidet denne oppgaven omhandler, uavhengig av hvorfor fremdriftsdieselmotoren ble valgt bort.

## **1.2 Mål**

Hensikten med å se på en alternativ fremdriftsløsning er å redusere antallet driftstimer på GT, som igjen vil redusere kostnader relatert til drivstoff og vedlikehold. Herunder skal effektbehov og tilgjengelig effekt om bord redegjøres for, og om det i det hele tatt er noe grunnlag for å se på alternativer. Det skal også sees på hva som skal til for å lage i stand en mulig teknisk løsning. Råd fra andre teknikere og offiserer har vært å tenke enkelt og ikke gjøre en løsning for komplisert. Med dette som bakgrunn vil et mål med oppgaven være å forsøke å se på muligheten for en enkel løsning. En hovedutfordring er å unngå å plassere for mye vekt om bord. Dette da Skjold-klassen er meget vektkritisk. Klassen er produsert med en fremtidig tillatt økning på 10 tonn, etter dette vil man utfordre skrogets styrke. En mulig løsning kan da ikke veie mer enn 10 tonn.

Målet er altså å undersøke om det er mulig å lage i stand en lavhastighets fremdriftsløsning uten bruk av GT.

---

### 1.3 Metode

For å finne ut hvor mye effekt fartøyet krever for å kunne manøvreres i fartsområdet opp til 0-5 knop, er logging<sup>2</sup> av fartøyets parametere med skipstekniske kontroll system (STK) benyttet. Fartøyet hadde under testene vanlige forbrukere om bord oppkjørt. Med dette menes at fartøyet ble operert i normalt driftsmodus. Data fra sensorer om bord er logget for å finne den effekt GT bruker på et gitt tidspunkt, samtidig hvorvidt det finnes tilstrekkelig med effektoverskudd fra dieselmotorene. Trendmenyen til STK er benyttet for å få alle verdiene i samme øyeblikk, og deretter er beregninger gjort for så å presentere dataene i diagrammer. Verdier for effekt (kW) er presentert i prosentform (%) på loddrett akse i diagrammer senere i oppgaven.

Løfteviftmotoren (LVM) er den største dieselmotoren om bord, og hovedfokuset er derfor tilegnet denne. De presenterte data er fra en side, altså en fremdriftslinje, da dette er oversiktlig å forholde seg til når det er snakk om en side. Det vil si at det totale effektbehovet for et fartøy vil være de presenterte data multiplisert med to. Data fra begge sider av fartøyet er lest av, summert og deretter er et gjennomsnitt av verdien brukt for å representere en side. Effektoverskuddet fra GM er basert på verdi logget fra sensor, og deretter er effekten tiltenkt brannpumpe trukket fra. Effektoverskuddet fra LVM er basert på den avleste verdien fra turtallet, og deretter er verdien for effekt lest av på ytelsesdiagrammet til LVM. Det finnes ikke muligheter til å logge vind og strøm digitalt samtidig som STK logger verdier fra maskineri, dette må gjøres manuelt og krever ressurser og tilgjengelighet. Første sett med logginger er derfor gjort med data på strøm i sjø, men de resterende logginger er uten å ta hensyn til strøm i sjø. Ingen av loggingene har tatt hensyn til vindmotstanden. Dette representerer derfor en usikkerhet.

Undersøkelser av dieselmotorene er gjort for å se på potensialet til disse. Dokumentasjon er sett igjennom og leverandør av giret til LVM er kontaktet for å redegjøre for muligheter til å ta ut mer hydraulisk effekt enn dagens løsning tillater.

Plass og tilgjengelighet om bord er vurdert og tatt på grunnlag av inspeksjon av samtlige dekk og rom, samt innspill fra teknisk personell som jobber om bord.

På selve løsningene for å overføre effekt er det gjort sammenligninger mellom hovedsakelig hydraulikk og elektrisitet som metode. Herunder er det gjort beregninger på effektoverføring

---

<sup>2</sup> Logging utført med testtur på KNM Storm 23-26 Januar 2017.

---

og total vekt på disse løsninger. Gjennomgående for oppgaven er at beregninger er forsøkt holdt til en side av fartøyet. Dette da det er lettere å holde oversikten samt at fartøyet driftes av en vannjet pr. side. Fartøyet er stort sett satt opp med like systemer på både BB og SB side.

Det er sett på muligheter til selve manøvreringsløsningen og forslag er gitt. Videre er det gjort egne undersøkelser og målinger av fysisk plass om bord for å avgjøre hvor det vil være fornuftig å plassere komponenter og kabler eller slanger.

---

## 1.4 Begrensninger

Oppgaven vil i all hovedsak ta for seg det eksisterende anlegget med tanke på hvilke muligheter som finnes og hvilke forbedringer som eventuelt kan gjøres. Med eksisterende anlegg menes blant annet de fire dieselmotorene.

En forutsetning for kalkulasjoner og antagelser er at fartøyet skal manøvreres når trykket under fartøyet er nærmere null, altså ingen løft. Erfaring fra testtur<sup>3</sup> viser at fartøyet ikke behøver overtrykk for å manøvreres i lav hastighet og dette regnes derfor til å være en normal tilstand.

Begrensningene på fartøyets fart er satt til 5 knop.

Oppgaven har ikke satt noen begrensning på bølgehøyde grunnet muligheter til å måle dette under forsøk.

Som nevnt tidligere tar ikke oppgaven hensyn til strøm i vannet bortsett fra første sett med logginger, altså test nr. 1. Den tar heller ikke hensyn til vind i det hele tatt. Data som er presentert er altså med disse forbehold.

Oppgaven vil ikke ta for seg noe form for styring eller signalsystem som eventuelt bør følge med en alternativ fremdriftsmulighet.

Kostnad og miljøhensyn er parametere som ikke er et fokus i denne oppgaven, og nevnes ikke nevneverdig.

Det er ikke gjort noe arbeid på å identifisere skrogstyrke på de nevnte steder, og om det er behov for det ifølge med ekstra utstyr. Skrogets styrke antas å være gradert informasjon.

KNM Skjold med pennant nr. P-960, som er det opprinnelige skroget til forseriefartøyet, er noe annerledes konfigurert enn de resterende fem fartøy. Oppgaven tar ikke særskilte hensyn til dette, og innhentet dokumentasjon er fra serien P-961 til P-965.

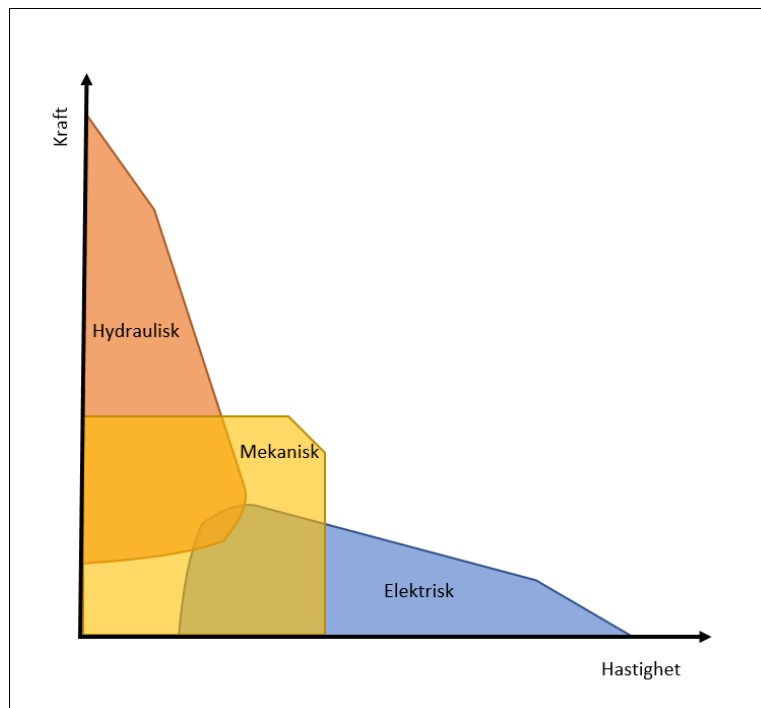
---

<sup>3</sup> KNM Storm 23-26 Januar 2017

## 2 Redegjørelse for effekt og effektoverføring

I militær kontekst er funksjonalitet, sikkerhet og pålitelighet viktige faktorer som må vurderes mot hverandre når det kommer til systemer som skal overføre effekt.

To viktige parametere på et militært fartøy er fremdrift og våpensystem. For at disse to parametere skal kunne fungere trenger vi tilstrekkelig og sikker tilførsel. Det finnes hovedsakelig tre forskjellige måter å overføre energi på, mekanisk, elektrisk eller hydraulisk. Gjennomgående for oppgaven er effekt (oppgitt i kW) brukt for å sammenligne og beskrive. Mekanisk overføring er den som tradisjonelt sett gir best virkningsgrad, elektrisk er den som gir raskest overføring og hydraulisk den som kan overføre størst effekt. Ofte finner man en blanding av disse om bord på et fartøy (Lundby 2014, 43). Illustrasjonen under viser typisk sammenheng mellom krefter og hastigheter for effektoverføring.



**Figur 3. Illustrasjon av kraft/hastighet overføring av effekt**

(Kilde: Havromsteknologier 2014, 7-43)

---

## 2.1 Mekanisk effektoverføring

Mekanisk effektoverføring er generelt ansett som den metoden med høyest virkningsgrad når det kommer til effekt overføring. Dette da veien fra kilde til arbeidsenhet ofte er kort. Vanligvis overføres effekten gjennom akslinger, koplinger, reimer, gir og utvekslinger. En typisk mekanisk overføring kan være en dieselmotor som driver en propell gjennom en direktekoblet aksling. Når det kommer til å overføre effekt mekanisk er det generelt få problemer med lekkasje slik som kan være tilfellet med hydraulikk. En av de store ulempene er at denne metoden gir begrensninger i plassering av komponenter i lengderetning.

## 2.2 Elektrisk effektoverføring

Hensikten med å se på elektrisk effektoverføring er å belyse dette alternativet og mulighetene. Grunnet høy vekt på komponenter har denne løsningen kanskje ikke stor sjanse til å nå opp i konkurranse med lettere alternativer, men det finnes flere fordeler med elektrisitet også. Generelt er den ansett som en metode med høy virkningsgrad og høy hastighet på overføringen. Overføringen er også støyfri og medfører normalt lite vedlikehold i forhold til f.eks. hydraulikk. Det forventes lite problemer med lekkasjer og utslipp. For å styre og regulere en motor elektrisk brukes ofte en frekvensomformer til å regulere pådraget.

## 2.3 Hydraulisk effektoverføring

Grunnen til at hydraulikk kan benyttes på så mange måter og områder, er at væske er det smidigste mediet vi kan bruke til effektoverføring og til omsetting av bevegelse. Overføring ved hjelp av væske gir generelt sett et gunstig forhold mellom vekt og effekt.

Fordelene regnes som følgende: Vi kan overføre store effekter og krefter med enkle, driftssikre arbeidselementer som er lette å betjene og ikke krever noe vesentlig vedlikehold. Det er hurtig omstilling av store krefter ved enkle, forholdsvis små og lette manøvreringsinnretninger. Det er automatisk smøring.

Av ulemper regnes følgende: Ved trykktap og lekkasjer i ventiler og ledninger nedsettes virkningsgraden. En endring i temperaturen og dermed av viskositeten kan gi en endring av

---

hastigheten. Det er vanskelig å synkronisere flere bevegelser når det tillates små avvik. Støyen fra hydrauliske anlegg kan reduseres, om man f.eks. øker tverrsnittet på slanger og rør så vil farten reduseres (*Hydraulikk* 2016, 7).

## 2.4 Hensyn ved dimensjonering

Faktorer som må tas hensyn til ved dimensjonering av fremdriftsmaskineri på militære fartøy:

- Plass – (areal/volum av maskineri ift. våpenlast)
- Vekt – (deplasement ift våpenlast)
- Fleksibilitet – (overlevelsessevne)
- Respons – (tidsaspekt)
- Virkningsgrad – (driftskostnader og rekkevidde)
- Kostnader – (innkjøp og installasjon)
- Vedlikehold og reparasjoner

(Kilde: Undervisningsmateriell utlevert ved Sjøkrigsskolen 2016)

Vekt er en kritisk faktor for dette fartøy. Plass og tilgang til komponenter vil også være avgjørende i valg av en mulig løsning. Fleksibilitet sees i sammenheng med Float, Move, Fight – prinsippet. Med dette menes at det viktigste for et militært fartøy er å holde seg flytende og deretter opprettholde fremdrift, og det tredje viktigste er våpensystemer.

---

## 3 Resultater fra effektundersøkelser

### 3.1 Effektbehovet til fartøyet og tilgjengelig effekt fra dieselmotorer

Diagrammene under viser resultatene fra tre logger. Grafene presenterer effektforbruket av GT (blå graf), samt den til enhver tid samtidige tilgjengelig effekt fra LVM (oransje graf). Med tilgjengelig effekt menes overskuddet av effekt. Det første diagrammet er presentert med kun LVM og det siste viser et samlet overskudd fra både LVM og GM (grønn graf).

Data fra test nr. 1 er gjort samtidig som verdier fra fartsmålingen på bro ble lest av. Den presenterte fartsverdi i knop er da kompensert for i forhold til strøm i sjø. Test nr. 1 er gjort i lavere hastighetsområdet. Det ble utført to sett på test nr. 1, og kun den ene er tatt med da verdiene var nesten identiske. Forholdene under testene var rolige og et sted mellom Sea State (SS) 0 og SS 1.

Data fra test nr. 2 til nr. 5 er lest av når fartøyet opererer i et høyere fartsområde for å kunne si noe om hvor lenge man har overskudd av effekt. Test nr. 5 er logget når bare den største GT, ST40 er brukt. Test nr. 2 til nr. 5 er logget uten å ta hensyn til strøm i sjø, og dette representerer derfor en usikkerhet. De innsamlede data gir allikevel et bilde på effektbehovet.

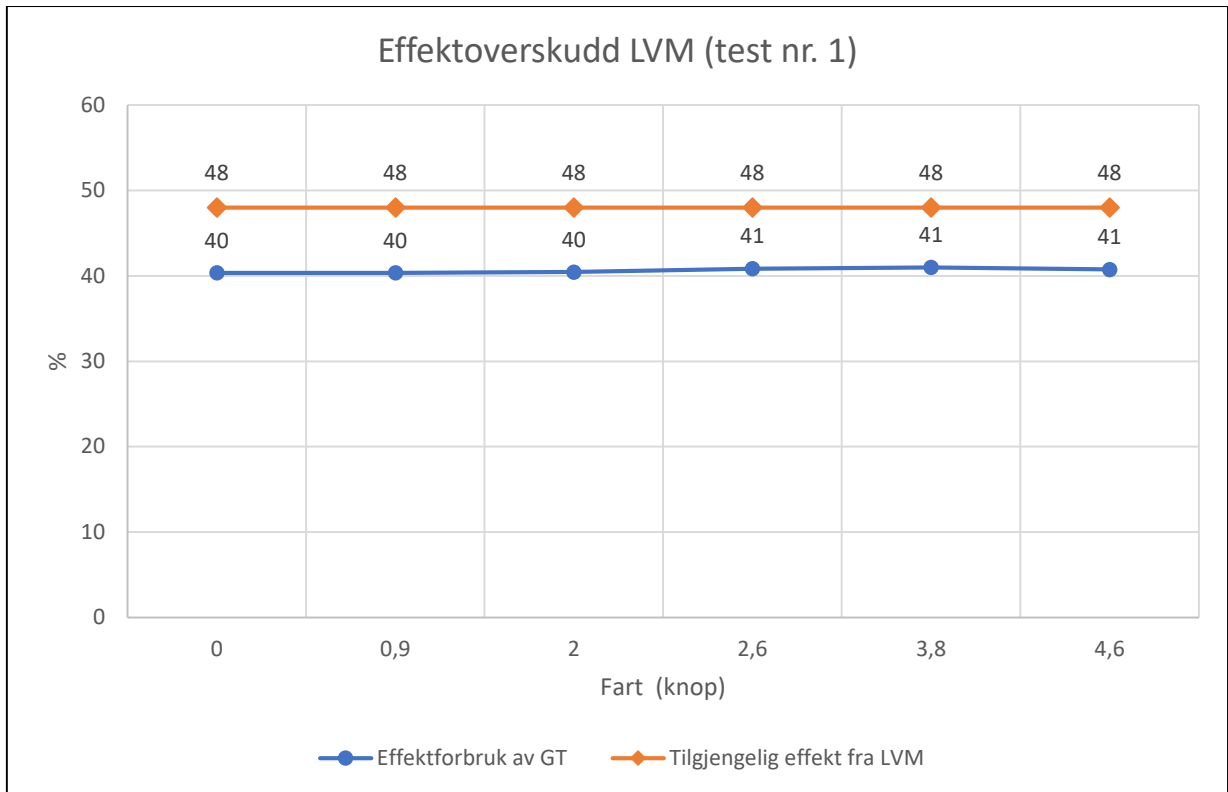
Effekten representert fra GM som er på 170 kW, dette er forklart under punkt 3.2 på s. 22. Effekten representert fra LVM er på 510 kW. Dette er den ytelsen LVM kan yte ved 80 % pådrag, som er da motoren arbeider mest brennstoffeffektivt. Dette er forklart og vist under punkt 3.3 på s. 26.

Det som er presentert nedenfor er et utdrag av loggingene for å illustrere metoden som er brukt for å bestemme effektbehovet og tilgjengelig effekt. Alle data fra loggingene er presentert i vedlegg nr. 2, 3 og 4. Vedlegg nr. 2 viser overskuddet fra en LVM som yter 100%. Vedlegg nr. 3 viser overskuddet fra en LVM som yter 80%. Og vedlegg nr. 4 viser overskuddet av både LVM og GM slått sammen.

Den loddrette akselen for effekt er angitt i prosent.

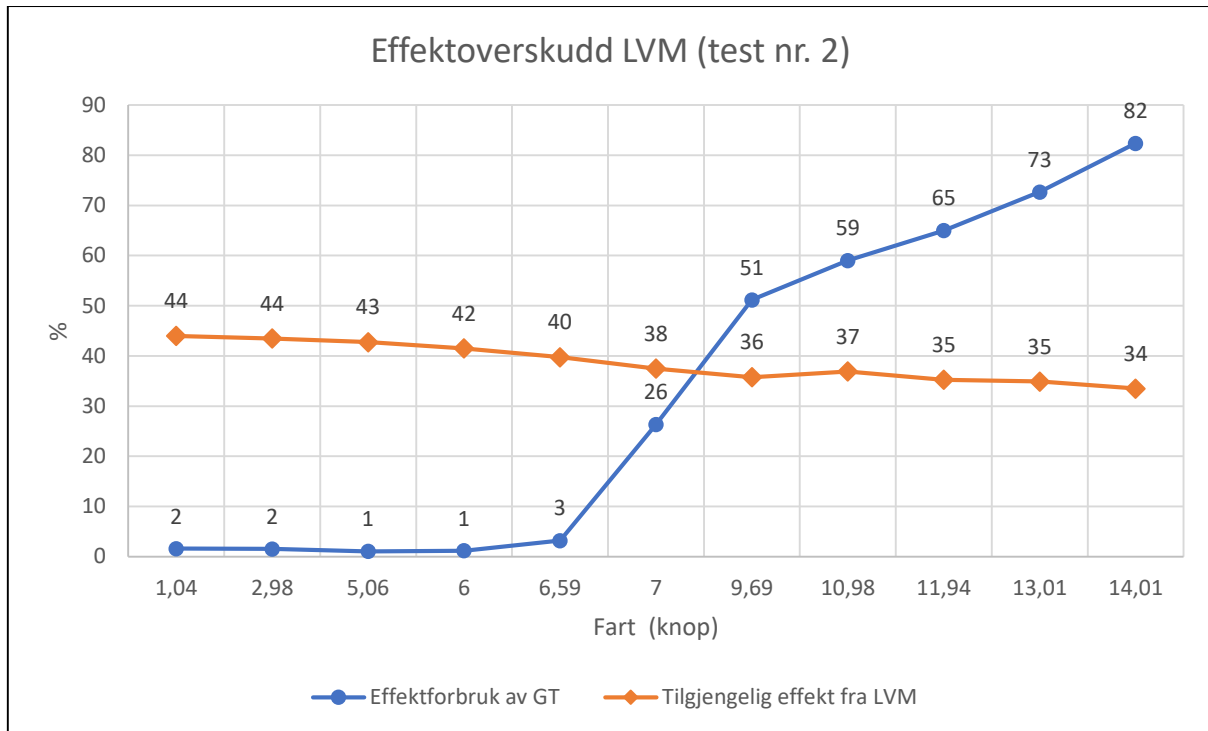


Diagram 2. Effektforbruk GT og overskudd LVM (test nr. 1)



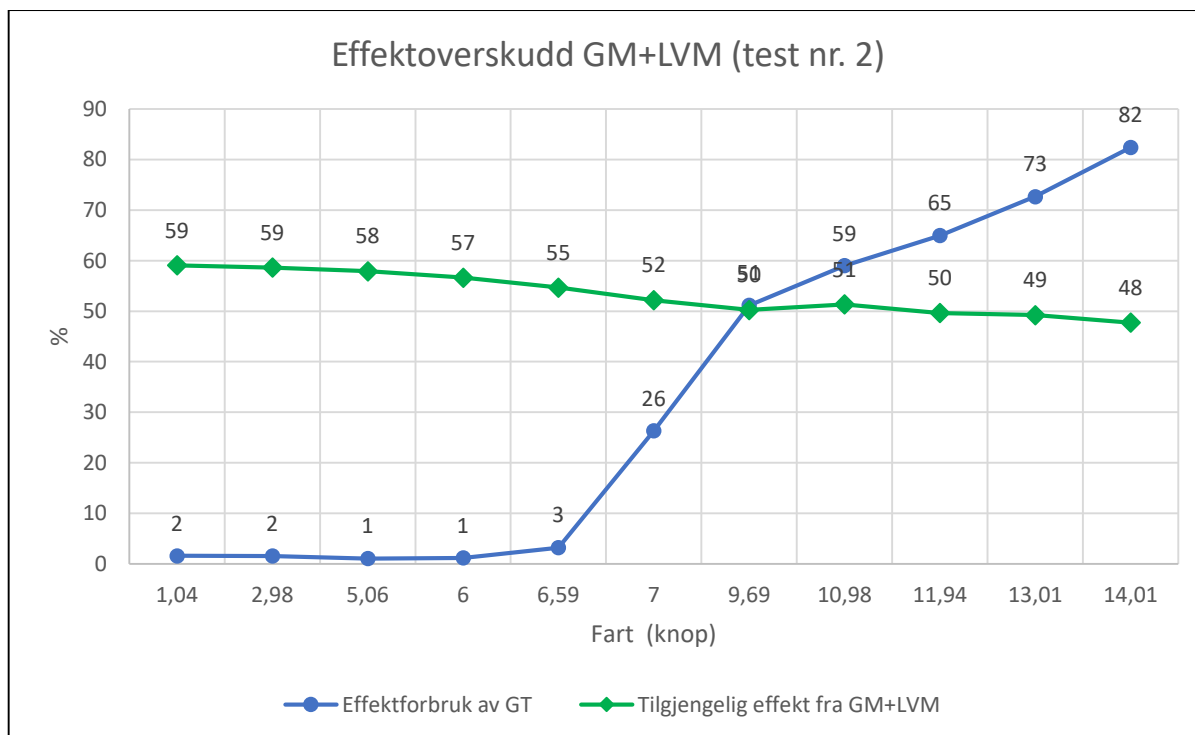
Denne logging ble tatt i det absolutt laveste fartsområdet, hvor strøm i sjø ble logget manuelt samtidig. Farten som vises er derfor lavere enn hva STK oppgir. Resultatet viser at LVM har mer i overskudd enn det GT yter i hele fartsområdet, og dette er vanlig opp til rundt 7-8 knop. Dette skyldes at dette er det laveste effektuttaket det er mulig å ta ut fra GT. Fremdriften reguleres med hvor mye utslag vannjetten har i vannet. Når vannjetten er i fullt utslag og farten når rundt ca. 7-8 knop vil pådraget til GT øke.

Diagram 3. Effektforbruk GT og overskudd LVM (test nr. 2)



Her vises pådraget fra GT fra ca. 6,5 knop. Kurvene krysses ved ca. 8 knop som betyr at ved denne fart vil ikke LVM ha overskudd lenger.

Diagram 4. Effektforbruk GT og overskudd GM + LVM (test nr. 2)



Dette diagrammet er tatt med for å vise forskjellen når tilgjengelig effekt fra GM tas med i regnskapet. Dette for å poengtere at det finnes tilstrekkelig med effekt om bord.

Resultatene fra alle loggingene viser et gjennomsnitt av effektforbruk fra GT i ca. 5 knop på 267 kW. Den høyeste verdien på effektforbruk fra GT som er logget er 450 kW. Det viser seg at det finnes et effektoverskudd fra LVM alene, opp til mellom 6 og 8 knop.

I tillegg til egne effektundersøkelser er følgende kilder også vurdert. Fra konseptvurderingen fra 1994 går det frem at det kreves under ca. 500 kW pr fremdriftslinje for å oppnå 5 knop i SS 0 (se vedlegg nr. 5). Data fra operasjonsmanualen til forseriefartøyet at det i dieselmotoren var oppgitt en øvre fartsgrense på 7 knop (se vedlegg nr. 6). Det må poengteres at fremdriftsdieselmotoren på forseriefartøyet var på 370 kW, og at denne løsningen ble valgt bort. Det vil da være naturlig å anta at en løsning i dag må ha større effekt enn 370 kW pr. side.

Vurdering: Den totale vurdering av de gitte opplysninger er at det mest sannsynlig er behov for mer enn 370 kW pr. side, men at det er tilstrekkelig med 500 kW pr. fremdriftslinje for å manøvrere fartøyet i fartsområdet 0 til 5 knop. Resultatene fra logging viser at det er

---

tilstrekkelig med tilgjengelig effekt fra dieselmotorene som kan brukes til å se på en mulig alternativ fremdriftsløsning. GM har ikke alene tilstrekkelig overskudd. En LVM vil alene ha tilstrekkelig overskudd til en side, og legges de ca. 170 kW fra GM til, vil overskuddet totalt bli ytterligere forbedret.

### 3.2 Potensialet til generatormotor

I aktre maskinrom er det plassert en GM på hver side som er koblet med fast aksling til en generator og en hydraulikkpumpe. GM sin primær oppgave er å forsyne fartøyet med strøm, og vil derfor ikke i like stor grad som løfteviftmotoren kunne sees på som en kilde til effekt. Dieselmotoren er en turboladet rekkesekker og har følgende data:

*Tabell 3. Data til generatormotor*

Navn	MTU 6R 183 TE 52
Effekt	275 kW
Vekt	1185 kg
Dimensjoner	L:1575mm B:885mm H:1265mm
Turtall	1800 o/min

(Kilde: Boatdiesel 2017)

For utfyllende opplysninger, se vedlegg nr. 7

Generatoren som er koblet på GM sine data er vist under.

Tabell 4. Data til generator

Navn	Hitzinger SGS SC 04T
Effekt	264 kW
Vekt	1020 kg
Spennning	440 Volt
Frekvens	60 Hz
Dimensjoner	L:1787mm B:730mm H:843mm
Turtall	1800 o/min

(Kilde: Merkeskilt på KNM Storm)

For utfyllende opplysninger, se vedlegg nr. 8

Under normal drift er overskuddet fra GM til enhver tid på ca. 200 kW<sup>4</sup>. Personell om bord bekrefter også at dette er vanlig. Av disse må 27 kW settes av i regnskapet for å kunne drive brannpumpen. Effektoverskuddet til GM er derfor forutsatt til å være ca. 170 kW pr. side, med litt margin.

Vurdering: GM med sine 170 kW vil alene ikke være tilstrekkelig til å drifte en alternativ fremdriftsløsning, men denne effekt kan benyttes som et supplement i en eller annen form.

### 3.3 Potensialet til løfteviftemotor

Løfteviftemotorene (LVM) er plassert i løfteviftemaskinrom, altså forre maskinrom, en pr. side. LVM sin hovedoppgave er å drive fartøyets løftevifter som gir det nødvendige løftet som kreves for å oppnå den høye farten. På LVM er det montert et gir som igjen driver løfteviften og en

---

<sup>4</sup> Registrert under testtur med KNM Storm 23-26 Januar 2017

---

hydraulikkpumpe til forre hydraulikksystem. Løfteviftemotor i forre maskinrom med påhengt hydraulikkpumpe og løftevifter, har følgende data:

*Tabell 5. Data til løfteviftemotor*

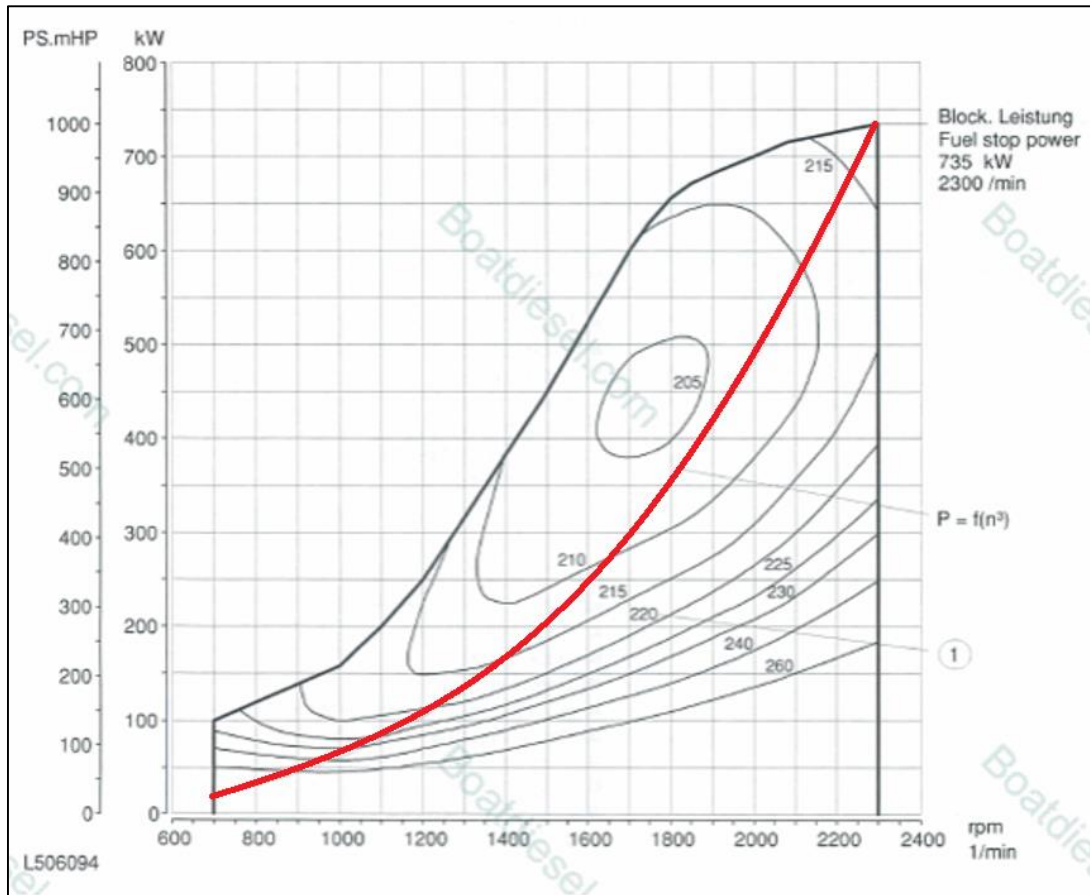
Navn	MTU 12 V 183 TE 92
Effekt	735 kW
Vekt uten gir (tørr)	2065 kg
Vekt med gir (tørr)	2210 kg
Dimensjoner	L: 2435mm B: 1300mm H: 1260mm
Turtall	2300 o/min

(Kilde: Boatdiesel 2017)

For utfyllende opplysninger, se vedlegg nr. 9

Når fartøyet opererer i lav hastighet er det mulig, og også vanlig å operere fartøyet uten løft. På denne måten kan effekt fra løfteviftemotoren sees på som overskudd i effekt som kan overføres til en fremdriftsmulighet. Bildet under viser ytelsesdiagrammet til løfteviftemotoren (LVM). Rød linje er leverandørens oppgitte arbeidskurve. Verdiene videre er hentet fra dette ytelsesdiagram.

Diagram 5. Ytelsesdiagram til løfteviftemotor



(Kilde: Boatediesel 2017)

Ifølge ytelsesdiagrammet viser kurven følgende resultat:

Tabell 6. Resultater fra ytelsesdiagram løfteviftemotor

Prosent av maks	Turtall (o/min)	Effekt (kW)	Brennstofforbruk (g/kWh)
100 %	2300	735	218
91,3 % <sup>5</sup>	2100	560	209,23
80 %	1840	510	205

<sup>5</sup> 91,3% er brukt da databladet for giret oppgir data ved 2100 o/min

---

Brennstoffforbruket ved 2100 o/min er resultat av interpolering mellom 210 g/kWh og 205 g/kWh.

$$\text{Br. stoff forbruk @ 2100 rpm: } \frac{205 - 210}{1880 - 2140} * (2100 - 2140) + 210 = 209,23 \text{ g/kWh}$$

De andre verdiene er lest av manuelt fra diagram. En forutsetning for utregninger er at LVM leverer maksimalt 735 kW ved 2300 o/min. Da dieselmotorer flest jobber mest brennstoff effektivt på rundt 80 % av maksimal ytelse, vil det være naturlig å ta hensyn til dette i regnskapet. Om en forventer å drifte fartøyet med effekt fra LVM kontinuerlig over lang tid må det tas hensyn til at effekten som vil være tilgjengelig vil være lavere enn 735 kW. En annen årsak til å vurdere dette punkt er at hele hensikten med å finne et alternativ til å bruke GT som fremdrift er blant annet å forsøke å redusere brennstoffforbruket. Brennstoffforbruket er derfor interessant i seg selv.

Sentralhydraulisk system (SHA) forre kan drives enten med adskilte sider eller i kombinert mode med BB og SB side sammen. De forbrukere som krever hydraulisk effekt på forre system er Ride Control System (RCS) spjeld (2,7 kW), løftevifte reguleringsspjeld (0,57 kW), ankerspill (22,6 kW) og capstan (17,6 kW)<sup>6</sup>. Ankerspillet og capstan er forsynt fra BB side som gjør at BB side har større belastning enn SB. Løfteviftene er forutsatt at ikke skal brukes i dette tilfellet. Ankeret kan settes uten hydraulikk, og capstan brukes bare ved fortøyning. De to største forbrukerene brukes sjeldent sammen, og samtidighetsfaktoren er oppgitt til å være 0,25 på capstan. Disse forbrukerene kan man se bort fra da de ikke behøver å være i bruk.

Motoren leverer 510 kW ved 1840 o/min som er 80 % av maksimal ytelse. Dette er utgangspunkt for videre beregninger og vil være en begrensning.

Vurdering: LVM har tilstrekkelig med overskudd til å kunne drive en fremdriftsløsning.

---

<sup>6</sup> Alle verdier er hentet eller beregnet fra teknisk dokumentasjon SJP 2086 s.44-45.



### 3.3.1 Potensialet til giret på løfteviftmotoren

Giret på LVM er av standard utførelse. Giret er beregnet på framdrift, det vil si gå forut og akterut, men dette giret går bare en vei. Leverandøren av dette giret i Norge, KGK er kontaktet for å se på mulighetene dette giret har med tanke på oppgradering, og for å bistå med å ta ut riktig informasjon i dokumentasjonen. Ifølge leverandør er effekttapet gjennom giret i underkant av 3% (Reiersen, pr. e-post 07.03.17). Ytelsene på giret er vist under.

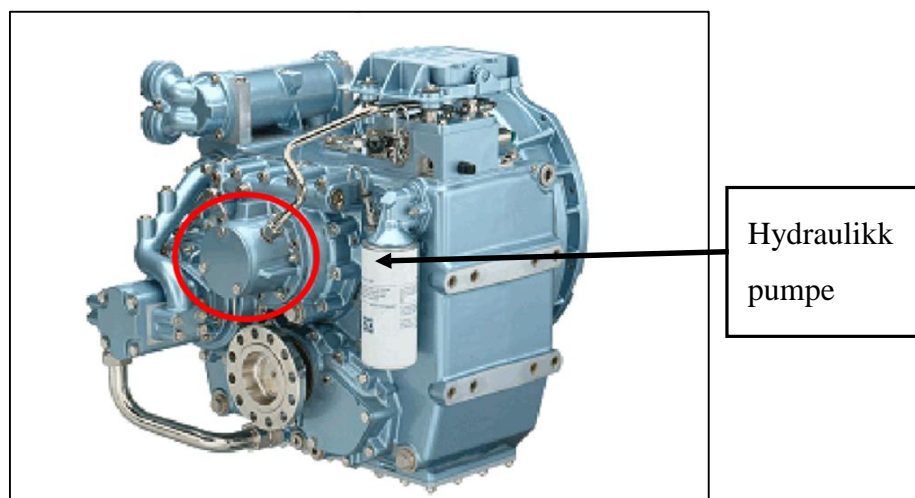
Tabell 7. Data til giret på løfteviftmotoren

Navn	ZF 2000 NR (non reversible)
Effekt	853 kW @ 2100 o/min
Vekt	395 kg
Utveksling	1,0086:1
Dimensjoner	L: 704mm B: 640mm H: 718mm
Turtall	2100 o/min (light duty mode)

(Kilde: zf 2017)

For utfyllende opplysninger, se vedlegg nr. 10

Under vises bilde av giret. Akseluttaket til hydraulikkpumpen er merket med rød ring.



Figur 4. Bilde av giret til løfteviftmotor

For å finne tilstrekkelig med dokumentasjon på giret må man kombinere informasjonen i databladet med merkeskiltet som finnes på selve giret, som er vist under.



**Figur 5. Bilde av merkeskilt til giret på løfteviftmotor**

Antall driftstimer pr år viser til hvilken driftssyklus giret tåler i forhold til motoren.

*Tabell 8. Oversikt over timer pr. driftssyklus på gir til LVM*

Duty syklus	Antall timer pr. år	Faktor
Pleasure duty	opptil 500 timer pr. år	0,438
Light duty	opptil 2500 timer pr. år	0,405
Medium duty	opptil 4000 timer pr. år	0,319
Continous duty	ubegrenset timeantall pr. år	0,205

Ifølge leverandør regnes faktor for driftstimer ut på følgende måte:  $735 \text{ kW} / 2300 \text{ o/min} = 0,3195$

Ifølge merkeskiltet sin faktor tåler da dette giret Medium duty. For sikkerhetskyld anbefaler leverandør å gå ned til Light duty. Videre forteller dokumentasjonen at giret kan levere 23 kW

---

på det hydrauliske uttaket, som er for lite. Forslaget fra leverandør er å oppgradere innmaten i giret og ta ut 70 kW, men dette vil også være for lite.

Giret som er en størrelse opp heter ZF 3000 og har det samme Nm/kW på uttaket som ZF 2000, og det er derfor ingen hensikt i å velge dette. Videre foreslår leverandør av giret å oppgradere giret til ZF 3311 PTI. PTI står for «Power Take Intake» som betyr at giret er konfigurert med en egen aksling til en elektromotor som kan brukes begge veier. Altså den kan kjøres som en generator eller vanlig elektromotor. effektpotensialet til denne motor er opptil til 250 kW. Under vises ytelsene på giret.

*Tabell 9. Data til alternativt gir til løfteviftemotor*

Navn	ZF 3311
Effekt	1061 kW @ 2100 o/min
Vekt	850 kg
Utveksling	2,647:1
Dimensjoner	L: 727mm B: 750mm H: 1067mm
Turtall	2100 o/min

(Kilde: zf 2017)

For utfyllende opplysninger, se vedlegg nr. 11

Under vises bilde av alternativet som leverandør foreslår.



**Figur 6. Bilde av alternativt oppgradert gir til løfteviftemotor**

---

Som det går frem av de tekniske data vil dimensjonene øke noe, men det vil være plass. Vekten øker med over det dobbelte, som er ugunstig. Den største utfordringen vil uansett være utvekslingsforholdet som gjør at løfteviftene som er tilkoblet ikke vil kunne oppnå tilsvarende hastighet. Leverandøren opplyser om at et gir som er stort nok til å ta ut hele effekten på motoren vil bli så stort at det ikke vil få plass i maskinrommet. Å ta ut hydraulisk effekt fra LVM sin hydrauliske pumpe, trass en oppgradering, viser seg vanskelig. Om man ser på en mulighet til å ta ut effekt direkte fra hovedakslingen til motoren vil det være mulig å utnytte LVM sitt potensiale. Løfteviftene kan kobles ut med clutch fra hovedakslingen, og slik kan det muligens også clutches inn en annen aksling som driver en hydraulikkpumpe plassert ved siden av LVM. Det er også mulig å ta ut effekt på motsatt side av LVM, men ved en montering her kan det oppstå problem for fremkomsten igjennom maskinrommet. Denne veien er den eneste muligheten til å komme seg fra aktre del til forpigg under le. Under er vist bilde av plass tilgjengelig.



**Figur 7. Bilde av tilgjengelig plass ved løftevifte**

Det er videre ikke sett spesifikt på en teknisk løsning med å koble seg på hovedakslingen, men en løsning kan være å lage overføringen mekanisk ved reim- eller tannhjulsoverføring mellom akslingene.

Vurdering: Eksisterende gir kan ikke levere tilstrekkelig med effekt. Vekten av et oppgradert gir vil øke med 455 kg, i tillegg vil utvekslingen av dette giret gjøre at løfteviften ikke kan oppnå det turtall den behøver for å oppnå sitt maksimale potensiale. Om en velger å oppgradere giret må dieselmotoren også oppgraderes for å kunne oppnå tilsvarende turtall på løfteviften.

Delkonklusjon: Et oppgradert gir vil ikke kunne levere tilstrekkelig turtall til løfteviften. En oppgradering av giret anbefales på dette grunnlag derfor ikke.

---

## 4 Resultater fra undersøkelse av tilgjengelig plass

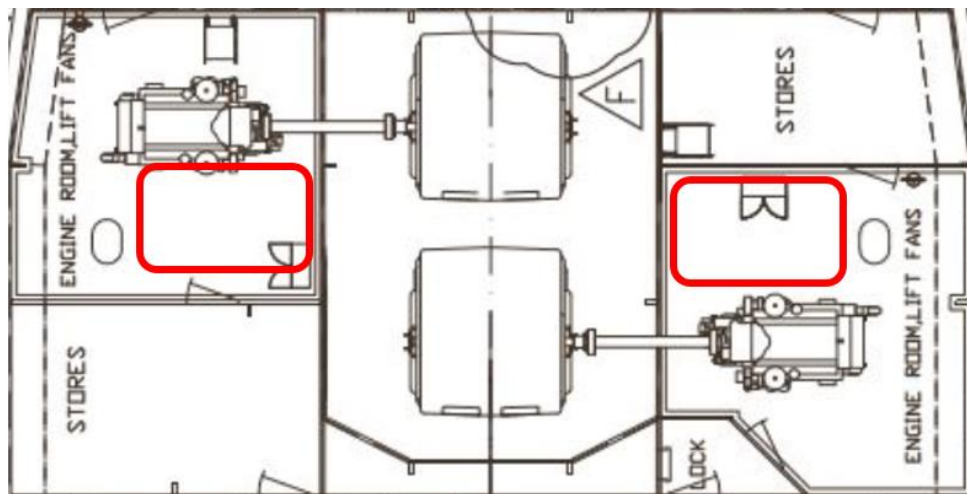
Av tilgjengelig plass om bord og steder det ville være mulig å installere ekstra utstyr, presenteres det tre muligheter. Å montere noe form for utstyr over le, er ikke vurdert som en mulighet grunnet kravet til å holde IR-signaturen nede. Eneste stedet det kan være aktuelt er på missildekk. Her er det plass til f.eks. en nedsenkbar anordning, men den ville komme i konflikt med flammen fra missiler når disse skytes. Montasje av utstyr utenpå fartøyet er derfor ikke vurdert videre.

### 4.1 Løfteviftemaskinrom

Løfteviftemotoren er den største effekkilden, og det er avgjørende å få utnyttet plassen i dette maskinrommet. Av ulemper kan nevnes at døren til høyre i figur 8 kanskje må endre retning for å ivareta plassbehov ved generell ferdsel. Av hensyn til tilkomst for luke til RCS spjeld (markert med rød ring), kan det være aktuelt å sette nytt utstyr høyere opp, f.eks. på bein. Under er vist bilder av maskinrom på BB side, samt oversiktsbildet. SB side har like stor plass, og her må eventuelt noe utstyr flyttes. Totalt i maskinrommene er det plass til ekstra utstyr. Når det kommer til overføring fra dette maskinrommet og akterut vil det være hensiktsmessig å la hydraulikkslanger gå nede i skrogene forbi boligseksjonen av hensyn til personell.



**Figur 8. Bilde av forre maskinrom på BB side**



**Figur 9. Oversiktsbilde av tilgjengelig plass i løfteviftmaskinrom**

(Kilde: General Arrangement (GA) CDRL #0148)

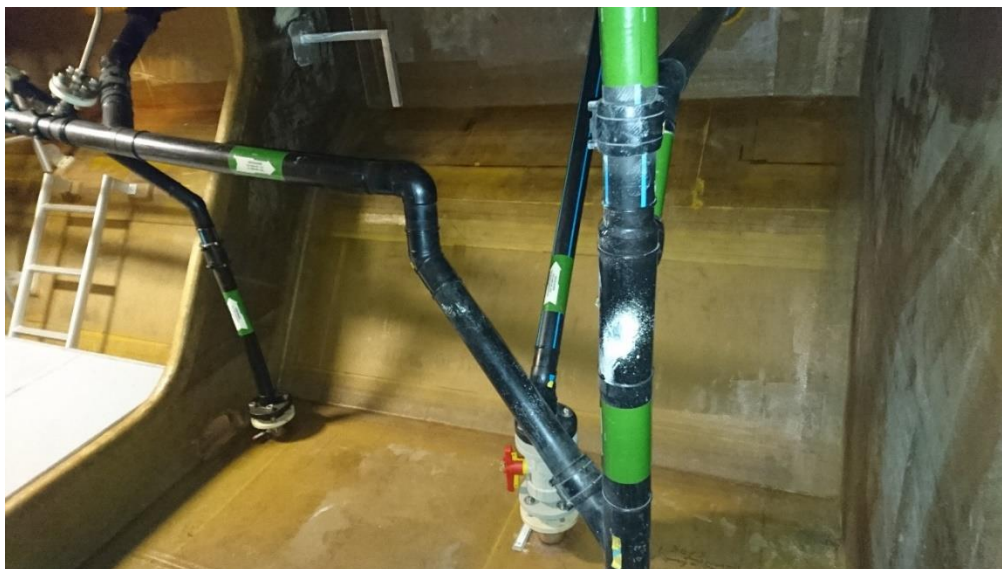
Vurdering: Det finnes plass. Å overføre kraft fra nesten helt forut til lenger akterut på fartøyet kan kanskje bli utfordrende. Det er likevel her løfteviftmotorene er plassert og disse har det største potensialet. Eventuell endring av tyngdepunkt må studeres.



---

## 4.2 Nede i skrogene

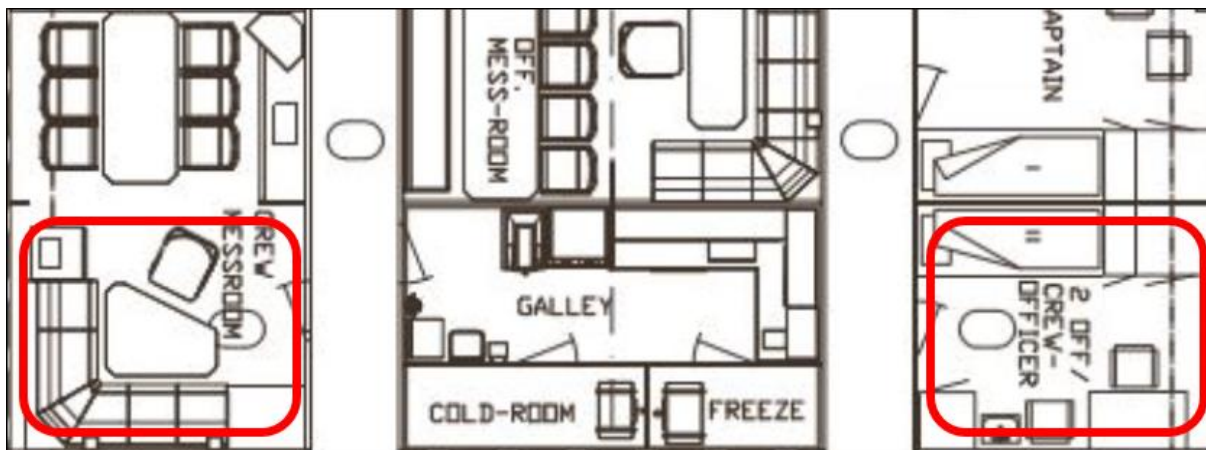
Skrogene er dype, og det er godt med plass i begge skrog et godt stykke fra midtskips og frem. Midt på fartøyet vil også være en gunstig plassering med tanke på å ikke flytte tyngdepunktet for mye. Under vist bilde fra begge sider midtskips.



**Figur 10. Bilde av mulig plassering midtskips i skroget på BB side**



**Figur 11. Bilde av mulig plassering midtskips i skroget på SB side**



**Figur 12. Oversiktsbilde som viser tverrskips og langskips plassering midtskips**

(Kilde: General Arrangement (GA) CDRL #0148)

Vurdering: Plass til å montere eventuelt utstyr vil begrenses av tanker i skrogene. Plassering av tanker er ikke vist i denne oppgave.

### **4.3 Aktre maskinrom**

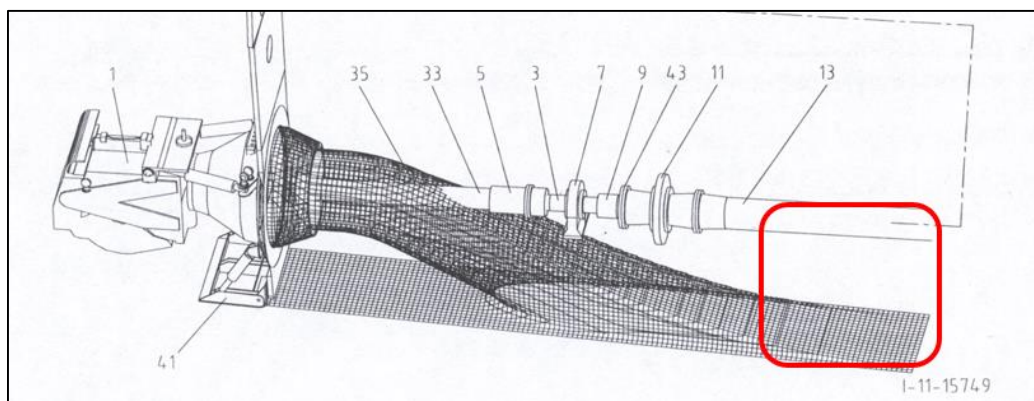
I aktre maskinrom er det ikke åpenbart tilgjengelig plass for å installere nytt utstyr. Sett i volum vil det være plass til utstyr, men gulvareal er det ikke mye av. Det vil være plass til f.eks større hydraulikkpumpe i forbindelse med generatormotor. Det vil for så vidt også være plass til større generatormotor og generator, men dette er ikke vurdert videre grunnet oppgavens begrensning. Det kan installeres en form for hydraulisk motor i forbindelse med vannjetaksling, men det vil ikke være veldig god plass. Det er sannsynlig at noe utstyr må flyttes for å få til en løsning her.

Vurdering: Tilgjengelig gulvareal er lite, men det er plass sett i rent volum.

### **4.4 Vannjetrom**

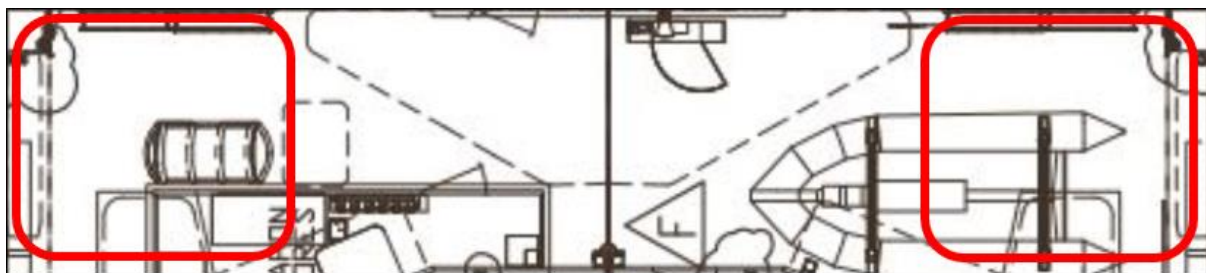
I dette området kan det være aktuelt å se på muligheten for å installere utstyr til å koble seg på eksisterende aksling. Under vist bilde, samt oversiktsbilde.





**Figur 13. Bilde av tilgjengelig plass i vannjetrom**

(Kilde: SJP 1600)



**Figur 14. Oversiktsbilde som viser tverrskipsplassering i vannjetrom**

(Kilde: General Arrangement (GA) CDRL #0148)

Det finnes plass under akslingen helt fremme mot skottet som grenser til maskinrom. En av fordelene vil være den korte veien til aktere maskinrom og de muligheter man har her. Høyde fra bunn av skrog opp til aksling er ca. 1 m, og dette setter en begrensning på muligheter med å installere en thruster her. Om det skulle vise seg å være plass her og man lager en luke i skutebunnen til en nedsenkbar thruster, må denne ha en så jevn overgang som mulig utvendig. Sjøvann som strømmes forbi en luke og treffer en kant kan lage ugunstig strømning og kavitasjon kan oppstå. Med kavitasjon menes at det oppstår luftbobler rundt en f.eks propell eller dyse, dette skaper mindre skyv og kan ødelegge materialet propellen er laget av. Dette vil være meget uheldig når fartøyet opererer i høy hastighet. En slik løsning anbefales ikke, grunnet negativ påvirkning på fartøyets ytelse.

---

Vurdering: Det er tilstrekkelig med plass til utstyr for å koble på aksling.

Totalvurdering av plass om bord: Elektriske kabler kan installeres i samme dekk hvor personell oppholder seg, men anbefales installert under dekk i skroget pga. tilgjengelig plass på eksisterende kabelstiger. Hydrauliske slanger vil få plass i begge skrog. Hydraulikk bør ikke installeres i samme dekk hvor personell bor, med tanke på lekkasjer og støy. Den totale vurdering av plass og tilgjengelighet er at det finnes tilstrekkelig med muligheter hvor det kan installeres nytt utstyr om bord på fartøyet.

---

## 5 Mulige løsninger for effektoverføring

### 5.1 Mekanisk effektoverføring

#### 5.1.1 En ny fremdriftsdieselmotor

En løsning som må vurderes er den opprinnelige med egen fremdriftsdieselmotor. Denne løsning representerer en mekanisk overføring med få ledd frem til vannjetaksling, noe som tilsier at virkningsgraden og brennstofforbruket vil være lavt. Med en økning av motorytelse vil man kanskje komme opp i en akseptabel effekt til å kunne manøvrere fartøyet i fartsområdet 0-5 knop. Under vises et forslag på motor valgt fra MTU.

*Tabell 10. Data på forslag til fremdriftsdieselmotor*

Navn	MTU S60 Diesel
Effekt	499 kW
Vekt uten gir (tørr)	1633 kg
Vekt med gir (tørr)	1839 kg
Dimensjoner	L:2039mm B:1035mm H:1160mm
Turtall	2300 o/min

(Kilde: mtu 2017)

For utfyllende opplysninger, se vedlegg nr. 12

Undersøkelser om bord viser at denne løsning vil begrenses av plass om dieselmotorene skal plasseres på samme sted som opprinnelig løsning. Det vil være naturlig å plassere den på samme sted da dette gir en gunstig og kort vei fra motor til gir. På BB side i aktre maskinrom er våpenutstyr er montert. På SB side er isvannsanlegget til HVAC montert, og dette utstyr må i så fall flyttes. Den totale vekten av begge motorer er 3678 kg, og i tillegg kommer ombygging av motorfester, eventuell forsterkning av disse og kjøle- og eksossystem. Løsningen vil tilføre to nye drivere til et allerede avansert fremdriftssystem med GT i far/sønn konfigurasjon, og vil

---

øke kompleksiteten ytterligere. Det antas at å koble på eksisterende aksling i forkant av giret vil gi store utfordringer. Dette da deler av eksisterende løsning må bygges om og det allerede er knapt med plass. Samtaler med teknisk personell om bord på fartøyene viser at dette også er den gjengse oppfatning. Det vil dog være mulig å frikoble aksling fra GT og koble på en dieselmotor slik som opprinnelig løsning, men dette vil kreve ytterligere omstendelig ombygging. Det mest positive er at denne løsning ville ha tilført fartøyet nødvendig effekt uten å gå på bekostning av andre systemer. En annen fordel er at eksisterende aksling kan benyttes, det samme kan signalkabler og styring.

Vurdering: Funksjonaliteten og enkelheten av selve motoren vil være gunstig, samt at virkningsgraden er antatt å være høy. Med tanke på at Kompleksiteten til et felles system med GT antas å være høyt. Alternativet stopper på grunn av plassmangel i akte maskinrom.

### **5.1.2 Fra løfteviftemotor**

Skulle effekten overføres mekanisk vil et alternativ være å se på muligheten for å sette en aksling fra løfteviftemaskinrom og ned i sjøen. Dette vil da gjøre at eventuelle propeller kommer ned mellom skrogene relativt langt fremme i fartøyet. Dette virker noe ugunstig. En løsning med direkte mekanisk overføring fra en dieselmotor må være langstammet, og innfestningen vil sannsynligvis kreve omfattende forsterkninger. Det er derfor ikke videre vurdert noe løsning med denne varianten.

### **5.1.3 Fra generatormotor**

GM har alene ikke stort nok effektoverskudd til å kunne drive fartøyet. En løsning med mekanisk overføring ned til enten eksisterende aksling eller en thruster synes vanskelig grunnet motorens plassering i maskinrommet. Det er derfor ikke videre vurdert noe løsning her.

## **5.2 Elektrisk effektoverføring**

Alternativet med elektrisk overføring er forventet å veie mye. Vekten på overføringen er under vist gjennom beregninger. Forslaget tar for seg overføring fra en generator i løftevifterom til en tenkt manøvreringsløsning i akte maskinrom. Overføringen mellom dieselmotor og generator er her ikke med. Valgt forslag til generator er på fra ABB og er vist under.

Tabell 11. Forslag til generator i løfteviftemaskinrom

Navn	ABB, AMG 0355AA04 DBPI
Effekt	512 kW
Vekt	1590 kg
Spennning	440 Volt
Frekvens	60 Hz
Dimensjoner	L: 1246mm B: 810mm H: 1138mm
cos φ (virkningsgrad):	0,9398

(Kilde: ABB 2017)

For utfyllende opplysninger, se vedlegg nr. 13

Valg av kabelverrsnitt:

Beregninger er gjort i samsvar med regelverket i *NEK 410 Elektriske installasjoner om bord i skip og fartøyer* fra siste utgave i 2008.

I montørhåndboken *Elektriske installasjoner i skip*, står det følgende: «Kabeltypen som blir godkjent på militærfartøyer, er de halogenfrie og brannsikre RFOU og BFOU eller tilsvarende» (Møgster 2009, 67). Dette betyr at det må velges kabel med isolasjonsmaterielat lik PEX, EPR eller tilsvarende. Motoren som skal drive en mulig elektrisk azimuth thruster velges til å være en motor på 500 kW. Følgende beregninger er gjort for å finne størrelse på kabel som skal overføre effekten, samt vekten på denne type overføring.

Beregninger:

Regner først ut belastningsstrømmen:

$$I_B = \frac{P}{\sqrt{3} \cdot U \cdot \cos \varphi} \quad (\text{Formel: 5.2.1})$$

$$I_B = \frac{500 \text{ kW}}{\sqrt{3} \cdot 440 \text{ V} \cdot 0,9398} = 698,1 \text{ A}$$

---

Som sikring velges motorvern, dette kan stilles inn på merkestrøm:  $I_n = 698,1 \text{ A}$

Tabell 12. Tabell for faktorer til kabelberegning

Isolasjonsmaterialet	PEX/EPR (halogenfri)
Ledermateriale	Cu (Kobber)
Installasjonsmetode	34, kabelbro (tabell 52C)
Referanseinstallasjonsmetode	G (tabell 52 A-1)
Antall strømførende ledere	3
Korreksjonsfaktor temperatur ( $k_t$ )	0,96 (tabell 52 A-14)
Korreksjonsfaktor nærføring ( $k_n$ )	1 (ingen)

Minste akseptable strømføringsevne:

$$I_{Z \min} = \frac{\text{Sikringsstørrelse}}{k_{\text{temperatur}} \cdot k_{\text{nærføring}}} \quad (\text{Formel: 5.2.2})$$

$$I_{Z \min} = \frac{698,1 \text{ A}}{0,96 \cdot 1} = 727,2 \text{ A}$$

Tverrsnitt:

Leser så av nærmeste verdi i tabell 52 A-12 og tar forbehold om at kablene har mellomrom på kabelbro.

Kobber (Cu):  $240 \text{ mm}^2$  (tabell 52 A-12) og strømføringsevne ( $I_{Z \text{ avlest}}$ ) er  $781 \text{ A}$

Siden det er enlederkabel som er oppgitt, blir det totale tverrsnittet:  $240 \text{ mm}^2 * 3 = 720 \text{ mm}^2$ .

---

Kabelens virkelige strømføringsevne blir så:

$$I_{Z\ cu} = I_{Z\ avlest} \cdot k_{temperatur} \cdot k_{nærføring} \quad (\text{Formel: 5.2.3})$$

$$I_{Z\ cu} = 781 \cdot 0,96 \cdot 1 = 749,7\ A$$

Kontrollerer så at følgende kriterier er tilfredsstillt:

$$I_B \leq I_n \leq I_Z \quad (\text{Formel: 5.2.4})$$

$$698,1\ A \leq 698,1\ A \leq 749,7\ A \Rightarrow \text{Ok}$$

Spenningsfall ( $\Delta U$ ):

$$\Delta U = \frac{\sqrt{3} \cdot I \cdot \rho \cdot l \cdot \cos \varphi}{A} \quad (\text{Formel: 5.2.5})$$

$$\Delta U = \frac{\sqrt{3} \cdot 698,1\ A \cdot 0,018\ \Omega \cdot \text{mm}^2/\text{m} \cdot 23\ \text{m} \cdot 0,9398}{240\ \text{mm}^2} = 1,96\ \text{V}$$

Spenningsfallet er tapet på overføringen. Ifølge NEK 410 punkt 36 er det tillatt 6% spenningsfall fra kilde til forbruker. 6% av 440 V er 26,4 V. Et spenningsfall på 1,96 V er derfor godt innenfor. (Kilde: *NEK 410* 2008, 62)

Resistansen (R) i kabel blir:

Spesifikk motstand i kobber er: 0,018 [ $\Omega \cdot \text{mm}^2 / \text{m}$ ]

$$\text{Resistans} = \frac{\text{spesifikk motstand}}{\text{tverrsnitt}} * \text{lengde} \quad (\text{Formel: 5.2.6})$$

$$\text{Resistans} = \frac{0,018\ \Omega \cdot \text{mm}^2/\text{m}}{740\ \text{mm}^2} * 1\ \text{m} = 0,000023\ \Omega/\text{m}$$

---

Overføringstap:

$$\Delta P = 3 * I^2 * R \quad (\text{Formel: 5.2.7})$$

$$\Delta P = 3 * 698,1^2 A * 0,000023 \frac{\Omega}{m} * 12m = 403,5 W$$

Overføringstapet ifølge med elektrisk effektoverføring viser seg som forventet å være lite.

**Vekt på kabel:**

$$\text{Vekt av kabel} = \text{tetthet} \cdot \text{tverrsnitt} \cdot \text{lengde} \quad (\text{Formel: 4.2.6})$$

Tetthet av Cu = 8,93 g/cm<sup>3</sup>

Dette gir:

$$8,93 \frac{g}{cm^3} \Rightarrow 8,93 * 10^{-6} \frac{kg}{mm^3} * 240 mm^2 = 0,002143 \frac{kg}{mm} = 2,14 \frac{kg}{m}$$

Dette stemmer godt med produktkatalog for kabel av samme dimensjon.

For utfyllende opplysninger, se vedlegg nr. 14

Må ta med at dette er enlederkabler og trefase.

Vekt Cu kabel = 2,14 kg/m \* 3 stk kabler = **6,42 kg/m**

For å gjøre installasjonsarbeidet lettere, kan kabeltverrsnittet reduseres ved å dele 240 mm<sup>2</sup> på 2 sett med kabler. Dette er vanlig praksis.

$$240 mm^2 / 2 = 120 mm^2$$

Dette blir altså 6 kabler med Cu som vil la seg gjøre å installere.

Kabeltverrsnitt pr. kabel: **120 mm<sup>2</sup>**

Totalt tverrsnitt på elektrisk overføring blir: 120 mm<sup>2</sup> \* 6 = **720 mm<sup>2</sup>**



---

Kabelvekten på 6,42 kg/m er antatt å være konservativ, da det ikke er tatt høyde for kabelbroer og andre festeanordninger. Vekten pr. meter multipliseres med avstand og viser da vekt på de forskjellige avstander som er vist under.

*Tabell 13. Resultat fra elektriske beregninger*

Avstand fra - til	Lengde	Vekt
Fra aktre maskinrom til vannjetrom	5m	32,1 kg
Fra løfteviftmaskinrom til tørrtanker midtskips	12m	77,0 kg
Fra løfteviftmaskinrom til aktre maskinrom	23m	147,7 kg
Fra løfteviftmaskinrom til vannjetrom	28m	179,7 kg

Resultatet viser at selve overføringen ikke er stor i forhold til andre komponenter. Løsningen på et strekk med 23 m vil veie 147,7 kg. Denne sum tas med videre og brukes i vektregnskapet i pkt. 6.3

Frekvensomformer: For å regulere pådraget på en elektrisk thruster brukes en frekvensomformer. Følgende forslag er fra ABB, og er vist under.

*Tabell 14. Data til forslag til frekvensomformer*

Navn	ABB, ACS880-07-0715A-5
Effekt	500 kW
Vekt	580 kg
Spennning	380-500 Volt
Frekvens	60 Hz
Lydnivå	72 dB
Dimensjoner	L: 698mm B: 830mm H: 2145mm

For utfyllende opplysninger, se vedlegg nr. 15

Om dette kabinettet plasseres nede i skroget, vil det være plass. Her er det også plass til å isolere for å unngå for mye støy fra frekvensomformeren. Sum tas med videre og brukes i vektregnskapet i pkt. 6.3

---

### 5.2.1 Fra løfteviftemotor

Selve overføringen fra akslingen på dieselmotor til generator kan gjøres med reim, kjede eller tannhjulsoverføring. Det er plass til en generator ved siden av løfteviftemotoren på BB side, men det vil bli trangt og vanskeligere å komme til dieselmotoren for vedlikehold. På SB side vil det være plass om noe annet utstyr blir omplassert. Det samme gjelder for SB side som for BB side. Det er tilstrekkelig med plass totalt i maskinrommene.

Videre: Det vil bli nødvendig å analysere om dekket tåler vekten, samt om plasseringen og plassen den krever, kan forsvares. Analyse av dekket er ikke gjort. Nye kabelbroer må installeres, da det ikke er plass på de eksisterende. Det må gjøres undersøkelser av om hvordan kabel skal installeres for å unngå problemer med for knapp bøyingsradius ifm. kortslutningsbeskyttelse. Det er ikke gjort kortslutningsberegninger.

Vurdering: Overføring av effekten har lavt støynivå noe som taler til fordel for hensynet til personell. Virkningsgraden til generatorer og elektrisk overføring er generelt ansett å være høy. Vekten på selve overføringen vil ikke vil ha så mye å si på det totale vektregnestykket, men av ulemper kan nevnes at generatoren er en tung komponent. Generatoren vil også ta stor plass i maskinrommet ved siden av LVM.

### 5.2.2 Fra generatormotor

Effektoverskuddet til GM er på omtrent 200 kW til enhver tid. Brannpumpene trekker hver 27 kW og må trekkes fra. Overskuddet er da teoretisk 173 kW pr. side. Det som til vanlig ikke ligger inne av strømforbrukere er blant annet kanonen og deler av operasjonsrommet. Dette er store forbrukere av strøm. Det er av operativ betydning at et militærskip kan operere sine våpensystem uavhengig av andre forbrukere som f.eks. fremdrift. Om fartøyet skulle ha behov for våpensystemer vil man sannsynligvis starte GT og disse overtar da fremdrift, og det vil ikke være behov for å drive et alternativt fremdriftssystem med generatormoter som kilde. Grunnet dette vil det da være mulig å bruke overskuddskraft fra GM til et annet system. GM har ikke stort nok overskudd alene til å drive en thruster, men det vil være mulig å bruke overskuddseffekt andre steder. Det vil også være relativt enkelt å overføre på denne måten da det eneste man trenger er å legge opp nye kabler fra hovedfordelingsskap.

Vurdering: Overskuddseffekt fra GM kan brukes til å supplere en alternativ fremdriftsløsning, men overskuddet fra GM er alene ikke stort nok til å manøvrere fartøyet.

---

### 5.3 Hydraulisk effektoverføring

For å regne på et hydraulisk anlegg er det tatt utgangspunkt i tilgjengelig effekt fra dieselmotor som på 80 % kan gi 510 kW. Ønsket som legges til grunn er en thruster på 500 kW. Heftet *Kort innføring i oljehydraulikk* (Bjørklund 1977, 6-11) er brukt som grunnlag i prosessen til beregninger. For å ha noen inngangsverdier og for å vite noe om hva som er vanlig i et hydraulikkanlegg av denne type, er leverandøren av eksisterende hydraulikkanlegg, Servi forespurt. De anbefaler følgende:

- Slanger

Anbefaler 2" slanger, eller større.

Omregning viser følgende:

1" = 25,4 mm

2" = 50,80 mm

2,5" = 63,50 mm

- Virkningsgrad

Mekanisk: 0,92-0,94

Volumetrisk: 0,95 eller bedre

Virkningsgrad totalt: 0,87

- Vekten på hydraulikkslanger med væske tur/retur

11,6 kg/m

- En tank på 500 l bør være tilstrekkelig

- 50-55 °C er vanlig for et hydraulisk anlegg.

(Kilde: Flaa, pr. tlf 28.02.17)

For å ha noen verdier å regne med, er under vist forslag hentet fra en variabel stempelpumpe:

Tabell 15. Data til forslag til hydraulikkpumpe i løftevifterom

Navn	Eaton TVW 500
Effekt	630 kW
Vekt	420 kg
Volumstrøm (Q)	900 l/min
Dimensjoner	L: 870mm B: 344mm H: 630mm
Virkningsgrad, mekanisk	0,95

For utfyllende opplysninger se vedlegg nr. 16

Hydraulikkvæsken som brukes om bord er benyttet for beregninger og datablad oppgir følgende:

Tabell 16. Spesifikasjoner på hydraulikkolje

Navn	Shell Tellus S3 V3 32
Kinematisk viskositet ( $\nu$ )	32 centi Stoke (cSt) @ 40 °C (SI enheten er: $[m^2/s] = cSt * 10^{-6}$ )
Væskens tetthet ( $\rho$ )	862 $[kg/m^3]$

For utfyllende opplysninger se vedlegg nr. 17

Trykktapsberegninger:

Følgende beregninger er gjort for å finne ut hvor stort effekttapet på overføringen er.

- Finner først fart:

Velger 2" rør på: 0,05808m

---

V = fart [m/s]

Q = Volumstrøm [l/min]

A = Areal [m<sup>2</sup>]

d = rørdiameter [m]

$$V = \frac{Q}{A} \quad (\text{Formel: 5.3.1})$$

$$V = \frac{Q}{\frac{\pi * d^2}{4}}$$

$$V = \frac{900 \text{ l/min}}{\frac{\pi * 0,0508^2}{4}} = \frac{0,9 \text{ m}^3/\text{min} * \frac{1}{60} \text{ s}}{\frac{\pi * 0,0508^2}{4}} = 7,4 \text{ m/s}$$

(Om slangen oppgraderes til f.eks. 2,5", vil farten bli 4,7 m/s. Datablad gir imidlertid ingen informasjon på slanger av denne størrelse og 2 tommer beholdes derfor.)

- Finner Reynoldstall (Re):

Re er et dimensjonsløst tall som forteller oss om strømmingene i røret er laminære eller turbulente. Jo høyere Reynolds tall, desto mer turbulent blir væskestrømningen. I et sirkelrundt rør får vi turbulent strømming ved Re = 2300. Den vil være laminær opp til ca. Re = 1200. Mellom disse verdiene vil det være en blanding av laminær og turbulent strømming.

v = væskehastighet [m/s]

$\nu$  = kinematisk viskositet [m<sup>2</sup>/s]

d = rørdiameter [m]

$$Re = \frac{v * d}{\nu} \quad (\text{Formel: 5.3.2})$$

$$Re = \frac{\frac{7,4 \text{ m}}{\text{s}} * 0,0508 \text{ m}}{32 * 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}} = 11562,3$$

For 2,5" (0,0635 mm) rør:  $Re = 9128,1$

For 4" (0,1016 mm) rør:  $Re = 58873,7$

Turbulent strømning synes vanskelig å unngå.

For turbulent strømning i glatt rør gjelder formel vist under:

0,316 er en konstant.

$\lambda$  = dimensjons løs koeffisient

$\rho$  = væskens tetthet [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ]

$l$  = rørlengden [m]

$$\lambda = \frac{0,316}{\sqrt[4]{Re}} \quad (\text{Formel: 5.3.3})$$

$$\lambda = \frac{0,316}{\sqrt[4]{11562,3}} = 0,030474$$

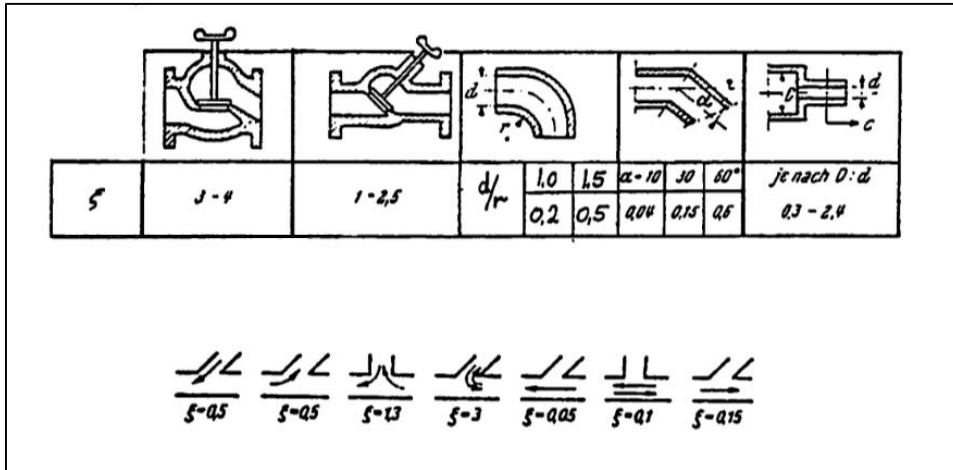
Trykkfallet pr. meter [ $\Delta p/m$ ] ved strømning i et rett sylindrisk rør er gitt ved:

$$\Delta p = \lambda * \frac{l}{d} * \rho * \frac{V^2}{2} \quad (\text{Formel: 5.3.4})$$

$$\frac{\Delta p}{m} = 0,030474 * \frac{1\text{m}}{0,05\text{m}} * 862 \text{ kg}/\text{m}^3 * \frac{7,4^2 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{2} = 14384,7 \frac{\text{Pa}}{\text{m}}$$

- Engangsmotstander:

Anlegget består av motstander som ventiler, filter, bend etc. og disse estimeres. Figur 13 viser tapskoeffisienten ( $\Sigma$ ) for en del vanlige deler.



Figur 15. Engangsmotstander i hydraulikkanlegg

Følgende er et grovt overslag og ment som forslag:

Ventiler: 1 stk => 4

Ventiler: 1 stk => 2,5

90° bend: 4 stk => 0,5\*4=2

Tapskoeffisienten ( $\xi$ ) blir da totalt: 8,5

Trykktapet beregnes deretter etter følgende formel:

$$\Delta p = \xi * \rho * \frac{V^2}{2} \quad (\text{Formel: 5.3.5})$$

$$\Delta p (\text{engangsmotstander}) = 8,5 * 862 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * \frac{\left(7,4 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2} = 200613 \text{ Pa}$$

Tar med lengden fra LVM til midtskips og finner trykktap på overføringen:

$$\Delta p = 14384,7 \text{ Pa} * 12 \text{ m} = 172616,4 \text{ Pa}$$

- Summerer:

$$\Delta p_{\text{tot}} = 200613 \text{ Pa} + 172616,4 \text{ Pa} = 373229,4 \text{ Pa}$$

---

Hydraulisk effekt ( $P_h$ ) regnes så ut. Virkningsgraden som er brukt er den oppgitt av Servi.

$$P = \frac{\Delta p * Q}{\eta_{tot}} \quad (\text{Formel: 5.3.6})$$

$$P = \frac{373229,4 \text{ Pa} * 0,015 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{0,87} = 6434,9 \text{ W} = 6,43 \text{ kW}$$

Dette er da effekten som minimum trengs for å transportere hydraulisk energi fra løfteviftmaskinrom til midtskips. Trekker så fra dette fra tilgjengelig effekt:

$$510 \text{ kW} - 6,43 \text{ kW} = 503,37 \text{ kW}.$$

503,37 kW er da den effekt som blir mulig å utnytte i dette forslaget. Dette viser at det vil teoretisk være mulig å bygge et hydraulisk anlegg som er stort nok til de gitte forutsetninger.

- Slangevekt:

Slange som er valgt er hentet fra Hydroscand. Pga. arbeidstrykket til systemet anbefaler leverandør at slangene må være med firedobbel armering. Trykket på systemet som er på Skjol-klassen er 280 bar, og velges derfor av mangel på andre referanser.

(Kilde: Hydroscand pr tlf. 27.03.17)

Følgende er hentet fra datablad om hydraulikkslange (se vedlegg nr. 18).

Vekt på slange er oppgitt til å være 7,09 kg/m

- Selve oljen veier:

Vekt hydraulikkolje = volum pr. m \*  $\rho$

$$0,001963 \text{ m}^3/\text{m} * 862 \text{ kg}/\text{m}^3 = 1,69 \text{ kg}/\text{m}$$

Total vekt på slange pr. meter blir da: 7,09 kg/m + 1,69 kg/m = **8,78 kg/m**



---

Den oppgitte verdien på slangevekt fra Servi er 11,6 kg/m. Denne verdien er sannsynligvis medregnet festeanordninger, koblinger o.l. Verdien som er regnet ut velges, for å sammenligne med elektrisk løsning.

Ytre diameter på denne slange er ifølge datablad: 71,9 mm

Ytre diameter på stålrør er gitt til:

Tverrsnittet blir da:

$$A = \pi \cdot \frac{D^2}{4} \quad (\text{Formel: 5.3.7})$$

$$A = \pi \cdot \frac{(71,9\text{mm})^2}{4} = 4060,2 \text{ mm}^2$$

Totalt tverrsnitt på hydraulisk overføring blir: **4060,2 mm<sup>2</sup>**

Sammenlignes tverrsnittet i forhold til elektriske kabler kan installasjon av hydrauliske kabler bli en utfordring.

Under vises resultatene fra vekt for overføring til de foreslåtte steder som kan være aktuelle. Med hydraulisk overføring må avstanden multipliseres med to for å ta med returledningen.

*Tabell 17. Resultater fra de hydrauliske kalkulasjonene*

Avstand fra – til	Lengde	Vekt
Fra akte maskinrom til vannjetrom	2x5m	87,8 kg
Fra løfteviftemaskinrom til tørrtanker midtskips	2x12m	210,6 kg
Fra løfteviftemaskinrom til akte maskinrom	2x23m	403,8 kg
Fra løfteviftemaskinrom til vannjetrom	2x28m	491,6 kg

---

Vekt av innhold oljetank på 500 liter blir:

$$Vekt = Volum * tetthet \quad (\text{Formel: 5.3.7})$$

$$Vekt\ olje = 0,5m^3 * 862 \frac{kg}{m^3} = 431\ kg$$

- Vekt av oljetank:

En Aluminiumstank på 500 liter med 5 mm tykkelse velges. Dette er bare et forslag for å ha noen verdier å regne med og det er ikke gjort noen videre vurdering av valg av materialet eller styrkeberegning av denne tank. Et annet sannsynlig valg av material ville vært glassfiber.

Tetthet Aluminium: ( $\rho_{Al}$ ) = 2700 kg/m<sup>3</sup>

500 liter = 0,5 m<sup>3</sup>

Hver side av tanken måler da:

$$\sqrt[3]{0,5} = 0,7937\ m$$

Totalt volum av alle sider i en kvadratisk tank blir da:

$$0,7937\ m * 0,7937 * 0,005\ m * 6\ sider = 0,018899\ m^3$$

$$Vekt = volum * tetthet \quad (\text{Formel: 5.3.8})$$

$$0,018899\ m^3 * 2700 \frac{kg}{m^3} = 51\ kg$$

- Total vekt på tank med innhold:

$$431\ kg + 51\ kg = 482\ kg$$

---

Oljen vil bli varm under belastning, og for å kjøle den ned må det installeres en kjøler. Oljekjøleren i anlegget som velges har en vekt på 55 kg (se vedlegg nr. 19).

Alle verdier tas med videre og sammenlignes i vektregnskapet i pkt. 6.3

Videre: For å redusere støy kan diameteren på rør og slanger økes slik at hastigheten går ned, men dette vil også medføre økte kostnader, samt økt vekt og volum.

Vurdering: Beregningene viser at det vil være mulig å overføre effekten hydraulisk fra løfteviftemotor til f.eks. midtskips uten å tape for mye effekt. Effekt som blir overført til en f.eks. thruster vil kunne teoretisk ligge på 503,57 kW.

### **5.3.1 Fra løfteviftemotoren**

Overføringen fra dieselmotor til hydraulikkpumpe kan f. eks. gjøres som med en generator. Det er ikke sett på spesifikk løsning her. Det vil være plass til en hydraulikkpumpe i løfteviftemaskinrom og slanger og rør til overføring får plass i skrogene.

Vurdering: Dette virker til å være en mulig løsning, men det fordrer at det er mulig å lage en løsning til overføringen mellom løfteviftemotor og en hydraulikkpumpe.

### **5.3.2 Fra generatormotor**

GM har som tidligere sagt alene ikke stort nok effektoverskudd til å kunne drive fartøyet. Det vil være plass og muligheter til å oppgradere hydraulikkpumpen til å levere mer effekt som et supplement. En eventuell ny hydraulikkpumpe vil være begrenset av GM sin størrelse. Det antas at et system som skal klare å levere hydraulisk effekt til et felles system vil øke kompleksiteten på det eksisterende anlegg. Risikoen for at det eksisterende anlegg får problemer øker. Grunnet oppgavens begrensede tid og omfang er det ikke sett på noe spesifikk løsning med en oppgradert hydraulikkpumpe i aktre maskinrom.

Vurdering: Hydraulikk fra GM kan brukes som et supplement.

---

## 5.4 Et felles system

Som tallene viser fra effektundersøkelser, finnes det et overskudd med effekt fra løfteviftemotor. Overskuddet er ikke veldig stort, men stort nok til å drive en mulig løsning. Overskuddet fra GM er ikke stort nok alene. En løsning kan være å samle effekten fra aktre og forre system på hver side til et felles hydraulikksystem. En løfteviftemotor på 80 % gir 510 kW, og GM har ca. 170 kW i overskudd. Dette blir tilsammen 680 kW pr. side. Eventuelt kan man samle effekten fra alle 4 dieselmotorer og oppnå et felles system på totalt 1360 kW. Hydraulikksystemene er i dag bygget slik at det forre og aktre er adskilt fra hverandre. Begge systemene kan benyttes slik at BB side leverer til sin respektive SB side og omvendt. En ombygging til et felles system vil bety at det vil da være mulig å sende hydraulisk effekt fra forre løfteviftemotor på SB side til aktre GM på BB side. Å få samkjørt de eksisterende system med et nytt, ansees å bli komplisert. I følge leverandøren av hydraulikkanlegget, Servi, vil inngrep i et system som allerede fungerer, være generelt uønsket fordi det vil medføre en risiko for oftere driftsstans (Flaa pr. tlf, 28.02.17).

Vurdering: En fordel er at effektoverskuddet til enhver tid kan brukes et annet sted på fartøyet. En av de store ulempene ved et slikt system er at en eventuell feil vil spre seg og forurense hele systemet. Slik det er bygget i dag vil man da miste to system samtidig istedenfor ett. En annen ulempe er at både nytt og eksisterende system da må tilpasses hverandre. Et felles system blir sårbart for feil, samt at kompleksiteten øker ytterligere.

---

## 6 Mulige manøvreringsløsninger

Uavhengig av hvordan man overfører effekten fra kilden, foreligger det to sannsynlige alternativer for selve manøvreringsløsningen. Enten kan man bruke eksisterende fremdriftsløsning ved å koble seg på akslingen eller på giret til vannjet. Dette kan gjøres ved å overføre den roterende effekten fra en hydraulisk eller elektrisk motor til aksling ved f.eks. reimoverføring. En slik løsning kan utnytte eksisterende styring og signalkabler.

Det andre alternativet er å installere en eller annen form for azimuth thruster. Skal det installeres nye thrustere bør disse installeres på et slikt sted at selve propellen får arbeide fritt. Med dette menes at propellen ikke blir hindret av noe. På denne måten oppnås best mulig manøvrering og effekten de yter blir utnyttet riktig. De bør f.eks. ikke monteres nært et skott da de ved sideveis forskyvning kan bli å kanalisere vann inn i skottet. Propellen må også komme tilstrekkelig langt ned i vannet for ikke å kavitere ved høye bølger.

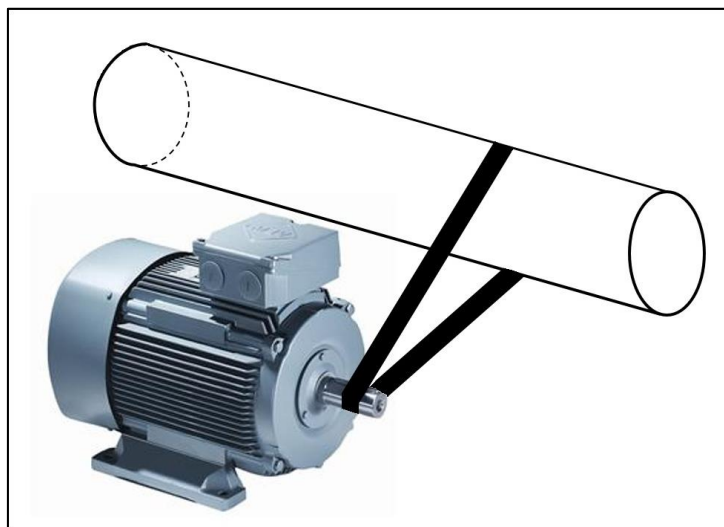
Float, Move, Fight - prinsippet må vurderes her med tanke på at det vil det være ugunstig å lage hull i skroget under vannlinjen for å senke ned en thruster. En luke vil representere en risiko for lekkasje. Det viktigste for et militært fartøy er å holde seg flytende, og enhver sårbarhet ønskes unngått.

### 6.1 Bruke eksisterende aksling til vannjet

Den opprinnelige løsningen på forseriefartøyet var konfigurert med en aksling direktekoblet mellom fremdriftsdieselmotor til et felles gir, slik at dieselmotoren da kunne drive vannjetakslingen når GT ikke ble brukt. Opprinnelig løsning hadde bare en GT per side og derfor et enklere gir enn det som er i dag, da dagens løsning har to forskjellige GT pr side. Alternativet til en dieselmotor kan være en elektromotor, men i prinsippet blir dette det samme når det kommer til akslingen som skal kobles opp mot giret. Et annet alternativ kan være å koble seg på vannjettakslingen lenger bak mot vannjetaggregat, f.eks. bak GT pakken eller et eller annet sted i vannjet rom. En løsning med f.eks. tannhjul, kjede eller reimoverføring kan benyttes. Skissen vist under er kun for å illustrere hva som menes med reimoverføring. Det er ikke gjort videre arbeid med å undersøke om denne løsning vil være praktisk mulig, men det er

---

plass til et slikt arrangement. En av fordelene med å koble seg på vannjetaksling på et sted lenger bak er at man da slipper å bygge om selve giret.



**Figur 16. Prinsippkisse av påkobling til eksisterende vannjetaksling**

Vurdering: Fordelene med å bruke eksisterende aksling til vannjet er flere. Blant annet kan eksisterende styring og signalvei opp til bro benyttes. Man slipper å lage flere hull i skroget som igjen medfører mindre sannsynlighet for lekkasjer, samt man slipper å installere nye thrustere som alene vil øke vekten. Kobler man seg på akslingen lenger bak i fartøyet vil det være plass, og problemer med å bygge om giret unngås i stor grad. Av ulemper kan følgende nevnes: Plass og tilgjengelighet viser seg å være liten i forbindelse med giret i aktre maskinrom. Eksisterende gir må bygges om for å kunne få plass til en ny clutch fra aksling fra en ny motor. Kompleksiteten øker også ved å koble på enda en driver mot giret i aktre maskinrom.

---

## 6.2 Nye azimuth thruster

Flere leverandører har ferdige løsninger for nedsenkbare azimuth thruster som kan opereres ved enten elektrisk eller hydraulisk effekt. Følgende forslag til en thruster er i nærheten av det effektområdet som er aktuelt, og den leveres med både elektrisk og hydraulisk motor. Under vises data på en nedsenkbar thruster.

*Tabell 18. Data på forslag til nedsenkbar azimuth thruster*

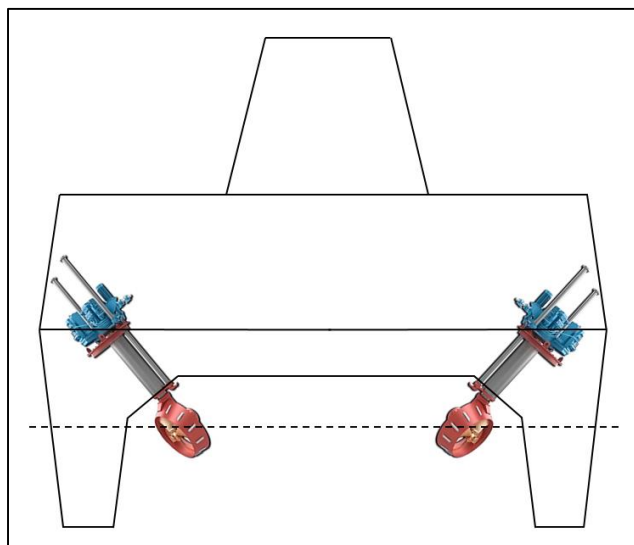
Navn	Rolls Royce UL 601
Effekt	440 kW
Vekt	6000 kg
Dimensjoner propell	1300 mm
Turtall	1500-1800 o/min

(Kilde: Rolls-Royce 2017)

For utfyllende opplysninger, se vedlegg nr. 24

Bare vekten av to slike thruster er alene nok til å overprøve de 10 tonn som er lagt til grunn for fremtidig vektøkning. En annen leverandør av thruster, Bergen dieselkontakt, oppgir verdier på sin thruster på 400 kW på ca. 5500 kg inkludert tilbehør (Tønder, pr. tlf 31.03.17). De undersøkelser som er gjort viser at det finnes et variert utvalg av løsninger, men fellesnevneren er at de alle veier for mye. Det videre arbeid er gjort for å vise potensielle muligheter og begrensninger, skulle det likevel finnes en thruster på markedet som tilfredsstiller vektkravet. Målinger viser at avstanden fra nedre dekk til vannoverflate er ca. 1 meter. Størrelsen på dysen til thrusteren som er oppgitt er 1,3 meter. Tegningen er ikke målsatt og heller ikke nøyaktig, men er ment som en illustrasjon. Stiplet linje illustrerer vannlinje.

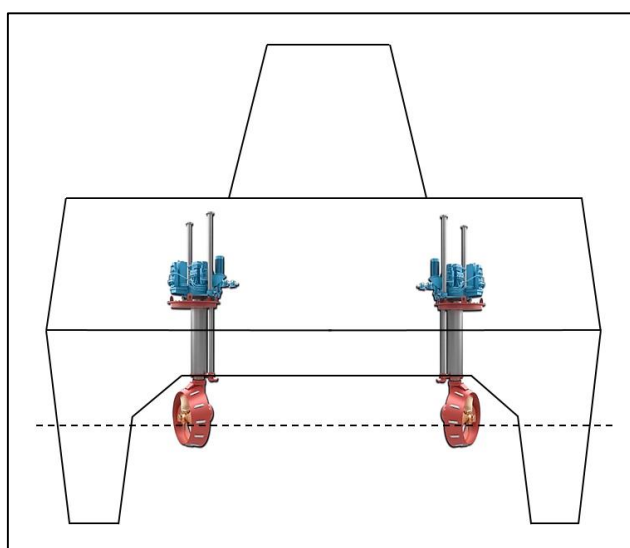
Alternativ 1: Skrå montering nede i skroget. Tanken her er å unytte plassen i skroget som er over vannlinjen.



**Figur 17. Illustrasjon av mulig skrå montering av thruster, alternativ 1**

Vurdering: Dimensjoner på thrustere i området 400 til 500 kW viser seg å ligge i området 4 til 5 meter høyde (se vedlegg 20-21). Dette betyr at det vil bli vanskelig å finne plass. En annen faktor er at selve propellen ikke vil få rotere rundt i vannrett stilling, noe som sannsynligvis gjør manøvreringen dårligere.

Alternativ 2: Loddrett montering av thrustere. Propellen får rotere i vannrett stilling



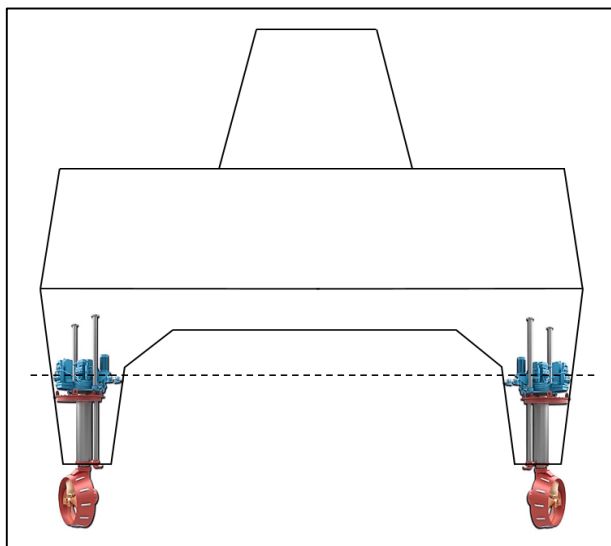
**Figur 18. Illustrasjon av mulig loddrett montering av thruster, alternativ 2**



---

Vurdering: Konstruksjonen vil bli veldig høy innvendig og selve propellen vil kanskje ikke komme langt nok ned i vannet. Sideveis vil det kunne bli problemer med at vann spyles rett inn i skroget.

Alternativ 3: Montere en thruster helt i bunn av skroget. Det vil da være plass i høyde og propellen får jobbe fritt i vannet. Ulempen er at skroget må åpnes under vannlinjen, noe som i utgangspunktet er uønsket. Med tanke på vedlikehold av en slik løsning må det undersøkes at fartøyet blir stående høyt nok når det går på slipp. Dette for at thrusteren må kunne kjøres ut for inspeksjon og vedlikehold. Dette burde ikke være et problem da støttene under skroget kan tilpasses og flyttes etter behov.



**Figur 19. Illustrasjon av mulig montering av thruster i bunn av skrog, alternativ 3**

Vurdering: Dette alternativ virker som det beste av tre mulige, men det vil bli meget trangt om plassen for montering og vedlikehold. Den største ulempen er at skroget åpnes under vannlinjen.

---

### 6.2.1 Permanent magnetteknologi

En ny type thruster er lansert på markedet de siste årene. Permanent magnet (PM) azimuth thruster er en elektrisk thruster som har statoren bygget inn rundt propellen, hvor propellen fungerer som rotor. Teknologien gjør at man kan fjerne elektromotoren som vanligvis er montert på toppen av selve thruster arrangementet, og man sparer dermed mye plass inne i fartøyet. Denne type thruster er antatt å ha høyere virkningsgrad enn konvensjonelle elektriske thrustere. På NTNU sitt forskningsfartøy *Gunnerus* er to slike PM azimuth thrustere på 500 kW hver installert i 2016 som et forskningsprosjekt, med foreløpig gode resultater. Personellet på *Gunnerus* opplyser om at løsningen gir suveren manøvrering og tar mye mindre plass enn den tidligere konvensjonelle løsningen. *Gunnerus* er 31,25 meter lang og veier 107 tonn, og kan ikke sammenlignes med Skjold-klassen. For utfyllende opplysninger om denne type thruster, se vedlegg nr. 22.

Vurdering: Teknologien er interessant da den er plassbesparende og kunne vært et alternativ til å plassere i vannjetrom, men vekten er oppgitt til 16 tonn pr. enhet<sup>7</sup> og denne løsning er dermed uaktuell.

### 6.2.2 Alternativ thruster

En fordel med å velge hylleware er at produkter som er utviklet og testet over tid, tradisjonelt sett senker usikkerheten. Det antas også at kostnaden er lavere for en serieprodusert thruster. Ulempen ved å bygge en spesialtilpasset thruster er at kostnaden forbundet med ny teknologi er normalt å regne som høy, dette da det skal betales for prosjektering, utvikling og testing. For å sammenligne en konvensjonell thruster med et alternativ, er en påhengsmotor valgt. En påhengsmotor beregnet på fritidsbåter på 350 hk eller 257 kW veier 364 kg. For å komme i nærheten av effektbehovet pr. side trengs to slike, som da vil veie totalt 728 kg.

Vurdering: Effekten fra en påhengsmotor vil være tilstrekkelig, og vekten er klart mye mindre. Problemet vil bli diameteren på propellen. Å manøvrere et fartøy på 273 tonn med små propeller blir vanskelig. Dette alternativet er derfor ikke aktuelt å vurdere videre.

For utfyllende opplysninger, se vedlegg nr. 23

---

<sup>7</sup> Tekniske data på thrusterene er gitt av maskinmester på *Gunnerus* pr. tlf. 01.03.17

Delkonklusjon: Det er i utgangspunktet ikke ønskelig å åpne skroget under vannlinjen da dette kan bli et sårbart punkt på ethvert fartøy. Vekten på thrustere viser seg å være tunge, samt at plassering på thrustere ikke er mulig å få optimal. Thrustere vil være et dårlig alternativ til mulig fremdriftsløsning og anbefales derfor ikke.

### 6.3 Vektregnskapet

Grunnlaget for sammenligning er at overføring skjer fra den LVM og bak til en mulig løsning midtskips.

Rolls-Royce oppgir følgende:

Hydraulisk thruster på 880 kW veier 16,5 tonn. En elektrisk på 880 kW veier 21 tonn.

Forholdet mellom disse blir da 1:1,27. Verdier for elektrisk thruster på 440 kW finnes ikke, og forholdstallet 1:1,27 brukes til å estimere vekt på elektrisk thruster på 440 kW.

Vekt  $6000 \text{ kg} * 1,27 = 7620 \text{ kg}$

For utfyllende opplysninger, se vedlegg nr. 24

*Tabell 19. Vektregnskap*

Hydraulikk		Elektrisitet	
Hva	Vekt (kg)	Hva	Vekt (kg)
Hydraulikkpumpe	420 kg	Generator	1590 kg
Tank (500 l)	482 kg	El. kabler	77 kg
Oljekjøler	55 kg	Frekvensomformer	580kg
Slanger	210,6 kg		
<b>Sum pr. side</b>	<b>1167 kg</b>		<b>2247 kg</b>
<b>Sum begge sider</b>	<b>2335 kg</b>		<b>4494 kg</b>

Legges vekten av thruster til, ser det slik ut:			
Thruster (440 kW)	6000 kg		7620 kg
<b>Sum pr. side</b>	<b>7167 kg</b>		<b>9867 kg</b>
<b>Sum begge sider</b>	<b>14334 kg</b>		<b>19734 kg</b>

Nye fremdriftsdieselmotorer veier totalt 3678 kg uten noe av kjøling o.l. medregnet. Denne løsning vil være tyngre enn en løsning med hydraulisk overføring, men litt lettere enn en elektrisk løsning. En elektrisk løsning hadde uansett vært avhengig av en el.motor for å kunne overføre effekten til roterende kraft. Med hensyn til vekt kommer den opprinnelige løsningen med egne dieselmotorer ut et sted imellom hydraulikk og elektrisitet.

Vurdering: Vekten av en elektrisk løsning er som forventet høyere enn en hydraulisk. Vekten er for begge løsninger, høyere enn de 10 tonn som er fartøyets ledige kapasitet. Det viser seg at de thrustere som finnes på markedet i effektområdet rundt 500 kW, er for tunge for Skjold-klassen. Forslaget uten thrustere kan være mulig å se videre på, men å installere nye thrustere virker ikke logisk ut ifra de tall som foreligger.

Delkonklusjon: De thrustere som er undersøkt veier for mye og anbefales derfor ikke.

## 6.4 Langskipsstabilitet

Å installere thrustere som veier 6 tonn pr. stk anbefales ikke som et reelt alternativ. Beregninger på trim av dette alternativ er vist for å underbygge at dette er en ugunstig løsning. Beregninger på langskipsstabilitet er gjort med forbehold om at fartøyet er av løft, og ligger uten trim i vannet. Da det stort sett installeres likt utstyr på begge sider av fartøyet blir ikke tverskipsstabilitet vurdert. Marinemetoden er benyttet (Rawson 2001, 66).

$TP_{cm}$  = tonn pr. cm forskyvning av dypgang [t/cm]

$MT_{1cm}$  = Moment for endring av trim [t\*m/cm]

LCF = langskips flytepunkt [m]

---

$w = \text{vekt [t]}$

$t_a = \text{trim akter [m]}$

$t_f = \text{trim forut [m]}$

$l = \text{lengde fra LCF til utstyr [m]}$

$d = \text{parallell nedsenkning [m]}$

$L_{pp} = \text{Skipets lengde mellom perpendikulær [m]}$

Oppgitte verdier er lest av fra hydrostatisk tabell:

Deplasement ( $\Delta$ ): 273 tonn

Dypgang akter ( $T_A$ ): 2,35 m

Dypgang forut ( $T_F$ ): 2,35 m

Dypgang midtskips ( $T_M$ ): 2,35 m

Følgende beregning er eksempelet med hydraulisk overføring fra LVM til midtskips.

Finner først nytt deplasement ( $\Delta_{NY}$ ):  $273 \text{ t} + 14,33\text{t} = 287,33 \text{ t}$

Leser så av verdier fra tabell.

$TP_{cm(NY)}: 1,916 \text{ [t/cm]}$

$MT_{1cm(NY)}: 4,651 \text{ [tm/cm]}$

$LCF_{NY}: 1,268 \text{ [m] (af.m.)}$

Finner først parallell nedsenkning:

$$d = \frac{\sum w}{TP_{cm}} \quad (\text{Formel: 6.4.1})$$

$$d = \frac{14,33\text{t}}{1,916 \frac{\text{t}}{\text{cm}}} = 7,42\text{cm} = 0,0742\text{m}$$

---

Finner trim:

Bestemmer positivt moment når fartøyet trimmer med klokken.

$$t = \frac{\sum w * l}{MT \text{ 1cm}} \quad (\text{Formel: 6.4.2})$$

$$t = \frac{2,233t * 15,5m + 12t * 4,5m}{4,651 \text{ tm/cm}} = 19,05cm = 0,19m$$

Fordeler trim:

$$\frac{t}{L} = \frac{\frac{ta}{Lpp}}{2} - LCF = \frac{\frac{tf}{Lpp}}{2} + LCF \quad (\text{Formel: 6.4.3})$$

$$ta = \frac{t}{Lpp} * \left( \frac{Lpp}{2} - LCF \right) = \frac{0,19m}{41,5m} * \frac{41,5m}{2} - 1,268m = 0,089m$$

$$tf = \frac{t}{Lpp} * \left( \frac{Lpp}{2} + LCF \right) = \frac{0,19m}{41,5m} * \frac{41,5m}{2} + 1,268m = 0,100m$$

Legger sammen:

$$Tny = Tfor \pm d \pm t \quad (\text{Formel: 6.4.4})$$

$$Taktre (ny) = Ta + d - ta = 2,35m + 0,0742 - 0,089 = 2,33m$$

$$Tforut (ny) = Tf + d + ta = 2,35m + 0,0742 + 0,1 = 2,54m$$

Trim endrer seg altså til å bli:

Akterut: 2 cm mindre

Forut: 17 cm dypere

---

Bruker samme metode på forslaget med å overføre effekt med et hydraulisk anlegg fra forre maskinrom til aktre maskinrom, for å kunne bruke denne effekt til en mulig løsning. Thrusterene på totalt 12 tonn blir altså ikke tatt med. Beregningene viser at dypgangen blir følgende:

Finner først nytt deplasement ( $\Delta_{NY}$ ):  $273 \text{ t} + 2,33\text{t} = 275,33 \text{ t}$

Akterut: 2,3 cm mindre

Forut: 5,4 cm dypere

Videre: Det bør studeres hvorvidt en annen fylling av tanker kan kompensere for øket trim. Det kan kanskje gjøres å flytte bl.a. oljetank og kjøler lenger mot midten av fartøyet.

Vurdering: Dette er et bedre resultat, men fremdeles vil fartøyet trimme forover. Parallell nedsenkning er ikke til å unngå når man tilfører vekt, men en installasjon som endrer trimmen er ikke ønskelig. Om det ikke er mulig å lage i stand en installasjon som ikke endrer trimmen vil dette forslaget være uhensiktsmessig, og anbefales ikke.

---

## 7 Andre aspekter

### 7.1 Virkningsgrad

Følgende utregninger vil være en forenkling av de respektive løsnings virkningsgrad og hensikten er å belyse forskjellen. Den reelle virkningsgrad vil sannsynligvis inneholde flere og høyere tap enn det som er tatt høyde for her.

#### 7.1.1 Mekanisk

En hurtig 4-takts dieselmotor er antatt å ha en virkningsgrad på ca.  $\eta = 0,38 - 0,44$

(Kilde: Lundby 2014, 7-11)

I boken *Diesel Engine Engineering* er følgende virkningsgrad oppgitt:

Turbomatet 4-takts dieselmotor:  $\eta_e = 0,28-0,38$

(Makartchouk 2002, 76)

De to referansene som er brukt viser forskjellige verdier og er ment som veiledning.

Den mest drivstoffoptimale løsningen velges til å være løfteviftemotoren med 80 % pådrag, hvor effektivt spesifikt brennstofforbruk er utregnet til 0,205 g/kWh.

Velger å bruke Miljødirektoratet sin verdi for nedre brennverdi, oppgitt til 43,1 MJ/kg

(Se vedlegg nr. 25).

$\eta_e$  = effektiv virkningsgrad

$b_e$  = effektivt spesifikt brennstofforbruk [g/kWh]

$h_n$  = brennstoffets nedre brennverdi [MJ/kg]



---

$$\eta^e = \frac{1}{b_e * h_n}$$

(Formel: 7.1.1.1)

$$\eta^e = \frac{1 * 3,6}{0,205 \frac{\text{g}}{\text{kWh}} * 43,1 \text{ kJ/g}} = 0,407$$

Den totale virkningsgrad for mekanisk løsning vil være avhengig av hvilken løsning man velger. Dette er ikke tatt høyde for, og reell verdi vil være lavere. Velger å bruke verdi for sammenligning.

Mekanisk løsning:  $\eta_e = \mathbf{0,407}$

### 7.1.2 Elektrisk

Dieselmotor:  $\eta = 0,407$

Generator:  $\eta = 0,9398$

$\eta_{el} = 0,407 * 0,9398 = \mathbf{0,382}$

### 7.1.3 Hydraulisk

Dieselmotor:  $\eta = 0,407$

Hydraulikk anlegg:  $\eta = 0,87$

$\eta_{hyd} = 0,407 * 0,87 = \mathbf{0,354}$

Som forventet gir mekanisk overføring høyest virkningsgrad, og hydraulikk dårligst.

---

## 7.2 Usikkerhet

I forbindelse med logging av parametere under testtur for å finne effektbehovet til fartøyet, er ikke strøm i sjø tatt med i test nr. 2, 3, 4 og 5. Vind er ikke tatt med i noen av testene. Dette representerer derfor en usikkerhet i forbindelse med hvorvidt farten til fartøyet er riktig i forhold til beregnede verdier. Denne usikkerheten må tas med i vurderingen om hvorvidt effektbehovet til fartøyet virkelig er 500 kW eller egentlig er høyere.

Undersøkelser av komponenter, som f.eks. thrustere, er gjort i beste hensikt for å finne produkter som samsvarer med behovet til fartøyet. Det kan ikke garanteres på noe måte at alle leverandører av slike komponenter er undersøkt og det kan finnes komponenter som er både lettere og har mindre dimensjoner enn hva som er presentert i denne oppgave.

For en mer nøyaktig undersøkelse av effektbehov anbefales det å sette opp digital logging av værstasjonen på bro.

---

## 8 Konklusjon med anbefaling

Denne studien har tatt for seg hvilket effektbehov Skjold-klassen har, og undersøkelser viser at behovet er rundt 500 kW pr. side. Dette er riktignok på grunnlag av de målte verdier hvor det er usikkerhet rundt strøm i sjø og vind. Videre konkluderer denne studien med at fartøyets dieselmotorer representerer et effektoverskudd som kan utnyttes til en mulig fremdriftsløsning i lav hastighet, uten bruk av gassturbiner.

Den opprinnelige løsningen med en egen dieselmotor til fremdrift vil tilføre mer vekt, samt at kompleksiteten øker. Det vil også bli utfordrende å få plass til en slik løsning, og anbefales derfor ikke. Generatormotorer har alene ikke stort nok overskudd, men kan utnyttes som et supplement. Løfteviftemotorer kan alene drive hver sin fremdriftsløsning. Begrensningen ligger i selve effektoverføringen fra giret som er koblet på løfteviftemotoren. En oppgradering av gir anbefales ikke, da den ikke vil kunne levere tilstrekkelig turtall til løfteviften. En løsning med å koble seg på løfteviftemotoren må studeres videre og deretter lages for å kunne overføre effektpotensialet fra løfteviftemotor til et mulig fremdriftsarrangement.

Det finnes tilstrekkelig med plass og tilgjengelighet til å kunne bygge en mulig fremdriftsløsning.

Beregninger på vekt viser at det vil være uhensiktsmessig å lage i stand en løsning med elektrisk overføring fra løfteviftemotor og akterut i fartøyet. En hydraulisk løsning anbefales her i stedet da den totalt sett vil være lettere.

Beregninger på langskipsstabiliteten viser at fartøyet trimmer, uansett valg av overføringsløsning som har med installasjon i løfteviftemaskinrom å gjøre. En installasjon som endrer trim anbefales ikke, og det må her studeres videre på om det er mulig å plassere komponenter på andre steder i fartøyet.

Med de tilgjengelige komponenter som finnes på markedet i dag, vil det grunnet vekt ikke være praktisk mulig å lage i stand en løsning med nye azimuth thrustere i effektområdet rundt 500 kW. En løsning hvor man kobler seg på eksisterende vannjetaksling har bedre potensial enn det nye thrustere har, sett i forhold til vekt.

Det anbefales derfor å se nærmere hvordan man kan bruke det eksisterende anlegg til å drive eksisterende vannjetaksling.

---

## 9 Epilog

Alternative løsninger og veien videre.

Det har kommet opp flere alternative ideer og forslag til løsninger i løpet av prosjektet, fra forskjellige hold. Disse forslagene er ikke bearbeidet eller vurdert videre grunnet oppgavens omfang. Dette anses som forslag som kanskje kan være verdt å vurdere videre. Følgende tre alternativer er under presentert kort.

1.

Installere større hydraulikkpumpe i aktre maskinrom, og da medfølgende større GM, og bruke den overskytende hydrauliske effekt til å drive eksisterende aksling med den hydrauliske pumpen som er montert på giret. Dette fordrer at denne pumpen kan gå begge veier.

Vurdering: Vil gi en kort vei fra kilde til aksling, og man slipper å installere mye vekt forut i fartøyet. Allerede et komplekst system som da blir tilført en ekstra oppgave.

2.

Bruke systemet slik det er og la overtrykket under fartøyet gi nødvendig skyv til fremdrift. Tanken er da å la løfteviftmotorene sammen med de hydrauliske bagmotorene være kilden til fremdrift. Bagmotorene sin funksjon er å opprettholde lufttrykket i det aktre gummiskjørtet, som også blir kalt bag. Det må bygges en slags nedsenkbar dyse som luften kan presses ut gjennom for å gi skyv i vannet. Eller det må lages en anordning som tillater luften å strømme fritt ut bak for å oppnå tilstrekkelig fremdrift. For å sideforskyve kan det lages en kanal gjennom skrogene. Ideen kommer delvis fra minesveiperne hvor de har en løsning hvor de sideforskyver med et system basert på luft.

Vurdering: En slik løsning vil bli vanskelig å manøvrere fartøyet med, særskilt i sideforskyvning. Den vil også medføre en del ombygging i forbindelse kanaler gjennom skroget, som potensielt kan svekke skroget.

3.

Installere større bagmotorer og la disse være primærkilden til fremdrift. Tanken er samme som forannevnte og medfører at hydraulikkpumpe må oppgraderes og man må finne en måte å kanalisere luften som produseres ut bak.

Vurdering: Styling kan vise seg å bli en utfordring.

---

## **Bibliografi**

### Bøker

#### **Bjørklund, Knut**

1977. *Kort innføring i oljekydraulikk*. Trondheim: Universitetet i Trondheim

#### **Lundby, Leif**

2014. *Havromsteknologi*. Bergen: Fagbokforlaget

#### **Makartchouk, Andrei**

2002. *Diesel Engine Engineering*. New York: Marc Dekker Inc.

#### **Møgster, Harry M.**

2009. *Elektriske installasjoner i skip*. Aurskog: Interface Media AS

#### **Ormbostad, Just Erik**

2006. *Montørhåndboka*. Finland: Bookwell

#### **Rawson, K.J. & Tupper, E.C.**

2001. *Basic Ship Theory Volume 1*. Oxford: Butterworth-Heinemann

#### **Strand, Gisle**

2016. *Skips- og Motorlære formelheftet*, Sjøkrigsskolen: Trykkeriet

#### **Vigmostad & Bjørke AS**

---

2016. *Hydraulikk*. Danmark: Erhvervskolernes forlag

**Norsk Elektroteknisk komité**

2008. *NEK 410 Elektriske installasjoner om bord i skip og fartøyer*. Lysaker: NEK

Rapporter og dokumentasjon

**Cirrus Ship Design a/s**

1994. *Forserieprosjekt, MTB, Glimt-klasse*. Bergen

**Gylseth, Ulf Ketil**

2000. *Rapport etter gjennomført testprogram KNM Skjold*, Sjøforsvarets forsyningskommando

**SJP-1600 Skipsbok Del 1 Bind B**

1999. *Skjold Klasse MTB Dokumentnummer H-11-10078*. Mandal: Kværner Mandal AS

Internett sider

www.abb.com

<http://new.abb.com/motors-generators/synchronous-motors>

www.boatdiesel.com

<http://boatdiesel.com/Engines/Engines.cfm?EQS=0211JA625C766C5660A69A54A86CAE9694565A928CAA66464AB8B2469A98AE641>

---

www.hydroscand.com

<http://capellamedia.ipapercms.dk/Hydroscand/HydroscandAS/Produktkatalog2014/>

www.rollsroyce.com

<https://www.rolls-royce.com/products-and-services/marine/product-finder/propulsors/azimuthing-thrusters.aspx#section-product-search>

www.mercurymarine.com

<https://www.mercurymarine.com/no/no/engines/outboard/verado/six-cylinder-225-350-hp/#specifications>

www.servi.com

<http://www.servicatalogue.com/en/hydraulic-components/pumps>

www.zf.com

[http://www.zf.com/corporate/en\\_de/homepage/homepage.html](http://www.zf.com/corporate/en_de/homepage/homepage.html)

www.vethpropulsion.com

[http://www.vethpropulsion.com/products/rudder\\_propellers/drive/hydraulic.html](http://www.vethpropulsion.com/products/rudder_propellers/drive/hydraulic.html)

www.wikipedia.com

<https://no.wikipedia.org/wiki/Skjold-klassen>

---

Militære kontaktpersoner:

KK S. Myhre Onsdag 08.02.17

KOM S. Nilsen Fredag 10.02.17

OK B. Øina Fredag 24.02.17

Sivile kontaktpersoner:

Alshager, Samuel (tidligere maskinist på KNM Skjold) 08.02.17

Reiertsen, Bjørn (KGGK, leverandør av ZF) 07.03.17

Flaa, Nils Harald (Servi) 28.02.17

Tønder, Knut Adelsten (Bergen dieselkontakt) 31.03.17



---

## Vedlegg

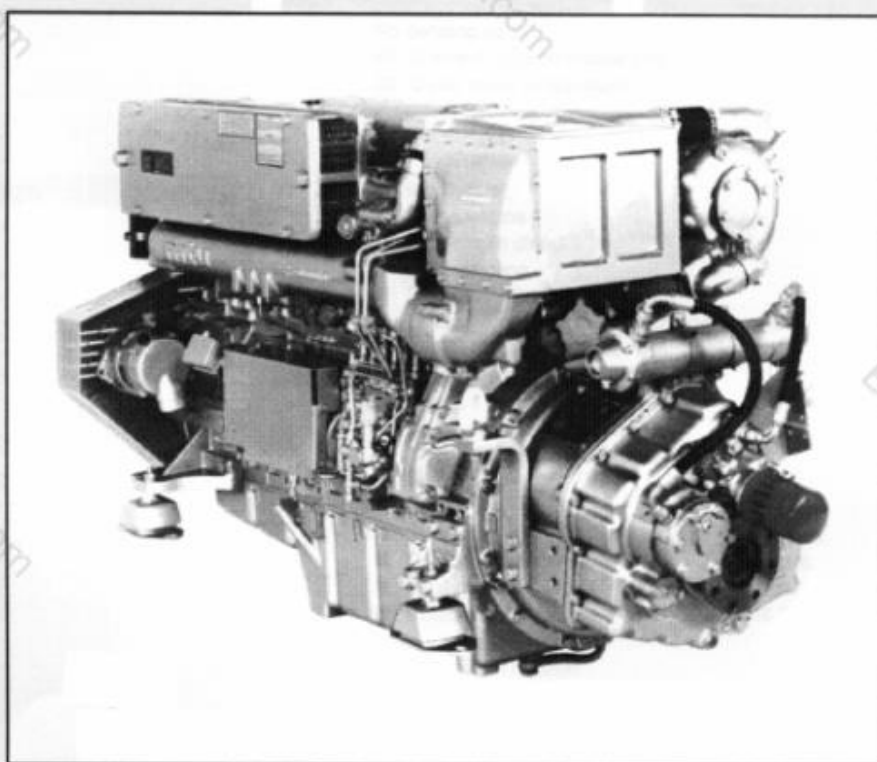


**Technical Specification and Scope of Supply**

**6R 183 TE92**

**Propulsion Plant for  
Non-Classified  
Fast Vessels**

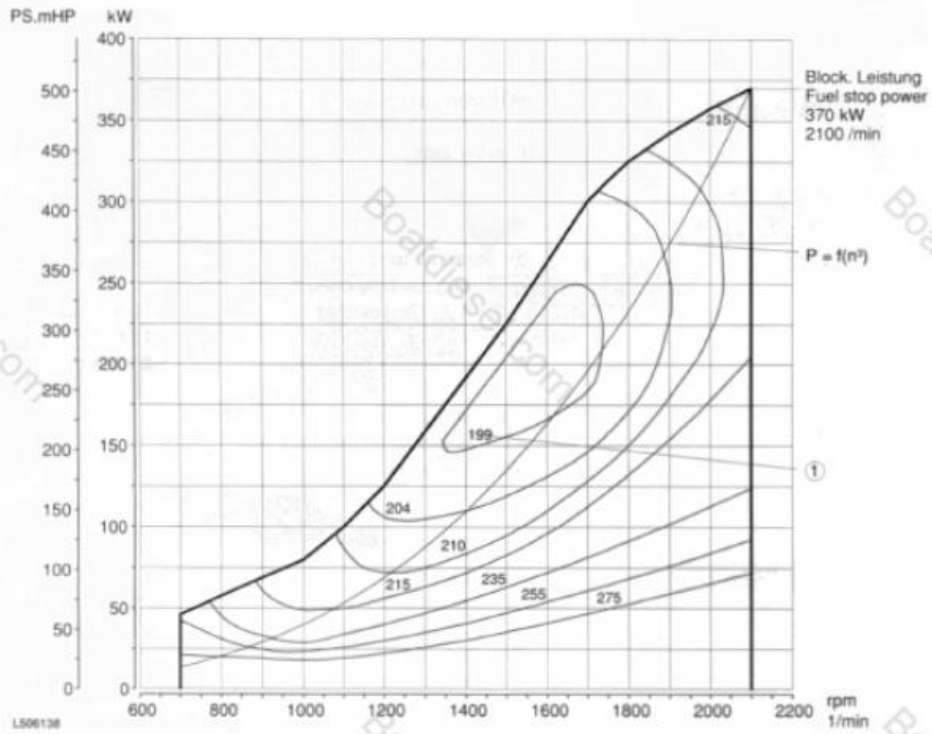
**370 kW · 2100 rpm**



### Performance Diagram 6R 183 TE92 Application: non-classified fast vessels

Remarks:

- ① Specific fuel consumption fuel consumption curves (g/kWhr), tolerance +5 % to ISO 3046. Diesel Fuel to DIN EN590 with a minimum LHV of 42800 kJ/kg. **Including all pumps required for engine operation.**



TBO (time between major overhauls)	6.000 hrs	
	P	t
Standard load profile (P, t) [P = Load referred to fuel stop power (%)]	100	10
[t = Portion of operating timet (%)]	70	70
	≤10	20

## Technical Data

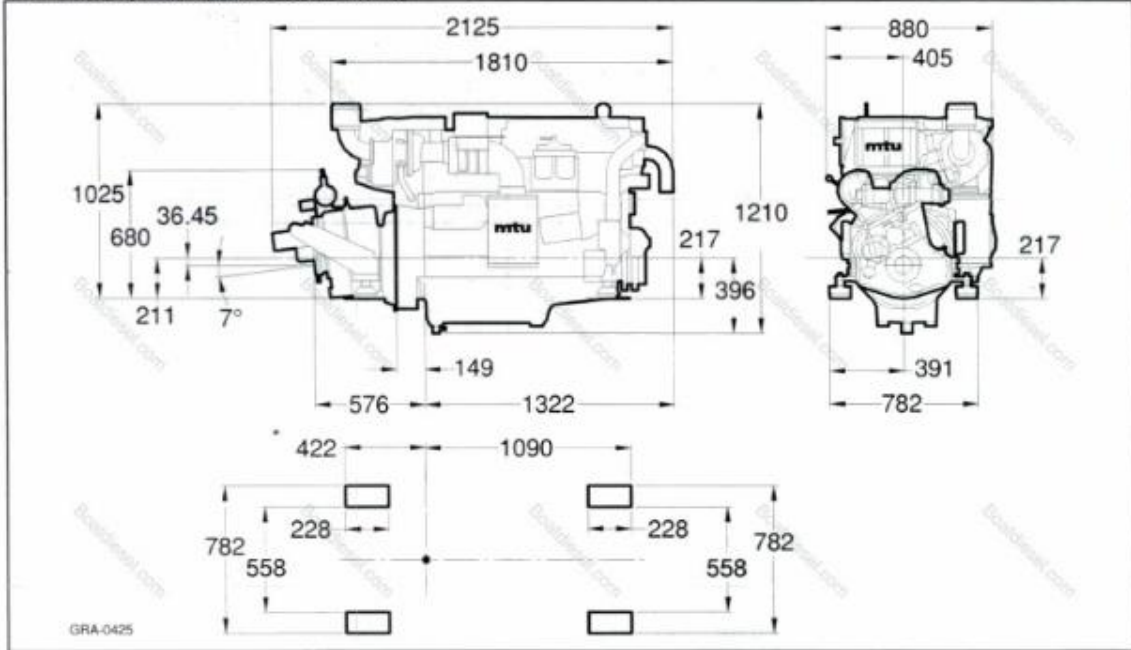
6R 183 TE92 Application: non-classified fast vessels

- 3 -

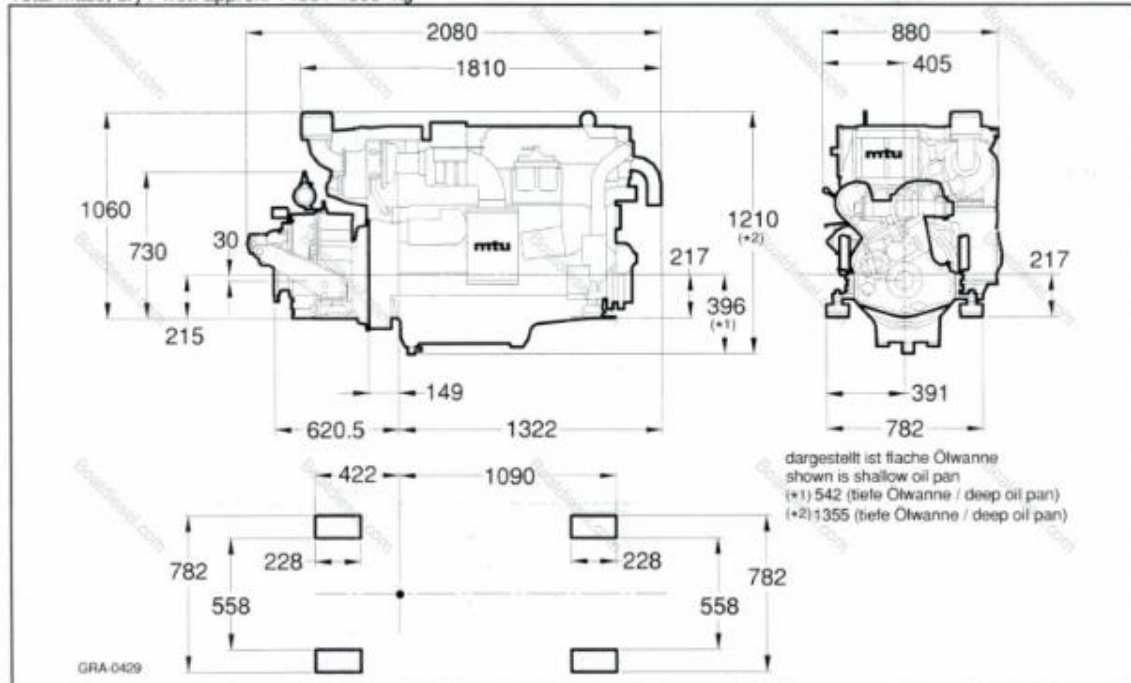
<b>Engine Power, ICFN</b>	kW	370
Speed	rpm	2100
Mean piston speed	m/s	10.85
M.E.P.	bar	11.7
<b>Consumption</b>		
Specific fuel consumption (tolerance to ISO 3046) at rated power	g/kWh	218
optimum value in performance map	g/kWh	199
Lube oil consumption (after 100 hrs operation), average		0.5 % of fuel consumption
<b>Oil and coolant capacity</b>		
Engine lube oil (Standard oil system)		
Total initial filling (shallow oil pan)	lit.	27
Oil change quantity (shallow oil pan)	lit.	24
Dipstick mark, min. (shallow oil pan)	lit.	18
Dipstick mark, max. (shallow oil pan)	lit.	24
Engine coolant, total with engine-mounted recooling equipment	lit.	40
<b>Heat dissipation</b>		
Heat dissipated by engine coolant	kW	407
Radiation and convection heat, engine	kW	15
<b>Cooling system</b>		
Raw water pump flow rate, approx.	m <sup>3</sup> /h	29
Raw water pump inlet pressure, max. permissible	bar	-0.2 / +0.5
<b>Fuel system</b>		
Pressure before on-engine delivery pump min. / max.	bar	-0.1 / +1
Fuel flow rate to engine, max.		
without engine-mounted fuel heat exchanger	lit./min	5.1
with engine-mounted fuel heat exchanger	lit./min	1.61
Fuel return flow from engine, max.		
without engine-mounted fuel heat exchanger	lit./min	5.07
with engine-mounted fuel heat exchanger	lit./min	-
<b>Combustion-air system</b>		
Combustion-air flow rate	m <sup>3</sup> /s	0.52
Intake air depression, design / max. permissible	mbar	25 / 50
<b>Exhaust system</b>		
Exhaust gas flow rate	m <sup>3</sup> /s	1.12
Exhaust gas temperature after turbocharger	°C	370
Exhaust back pressure, design / max. permissible	mbar	75 / 100
<b>Starting system: electric starting</b>		
Voltage	V	24
Power	kW	6.6
<b>Inclinations</b> (permanent, relative to water line)		
Trim (main PTO end down)	∠ °	12
Trim (main PTO end up)	∠ °	6
List right	∠ °	10
List left	∠ °	30

**Installation Drawing \* (mm, kg)**  
**6R 183 TE92 Application: non-classified fast vessels**

**Engine with Standard Equipment including coupling and ZF IRM 311 A gearbox (flange-mounted)**  
 Total mass, dry / wet: approx. 1430 / 1505 kg

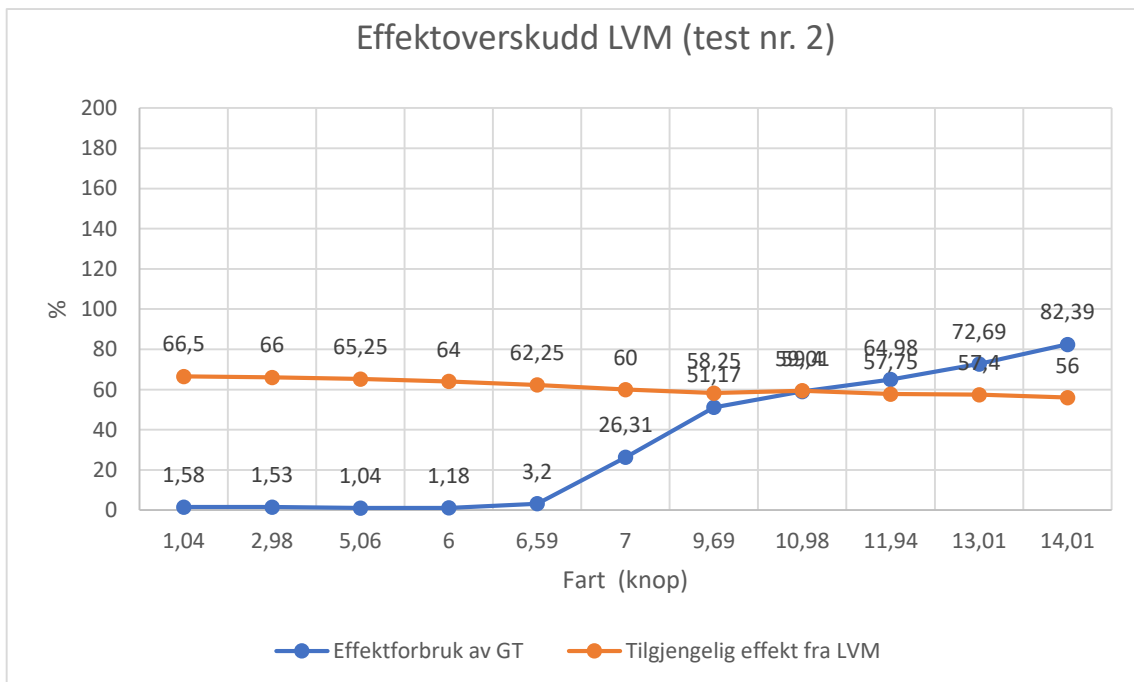
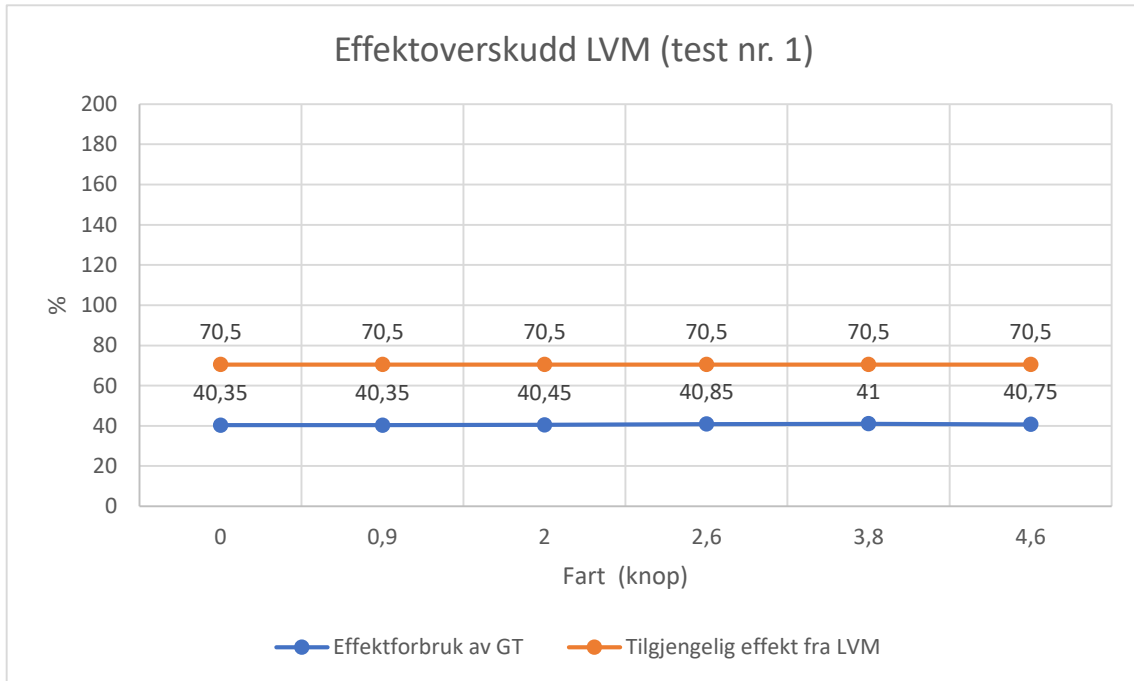


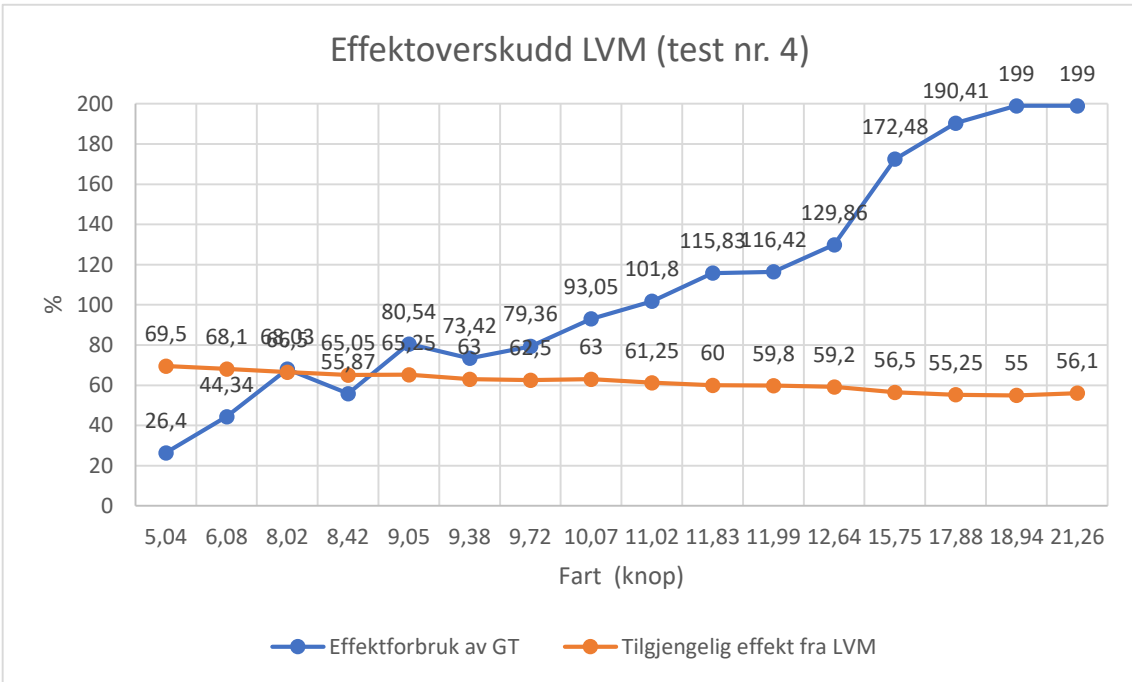
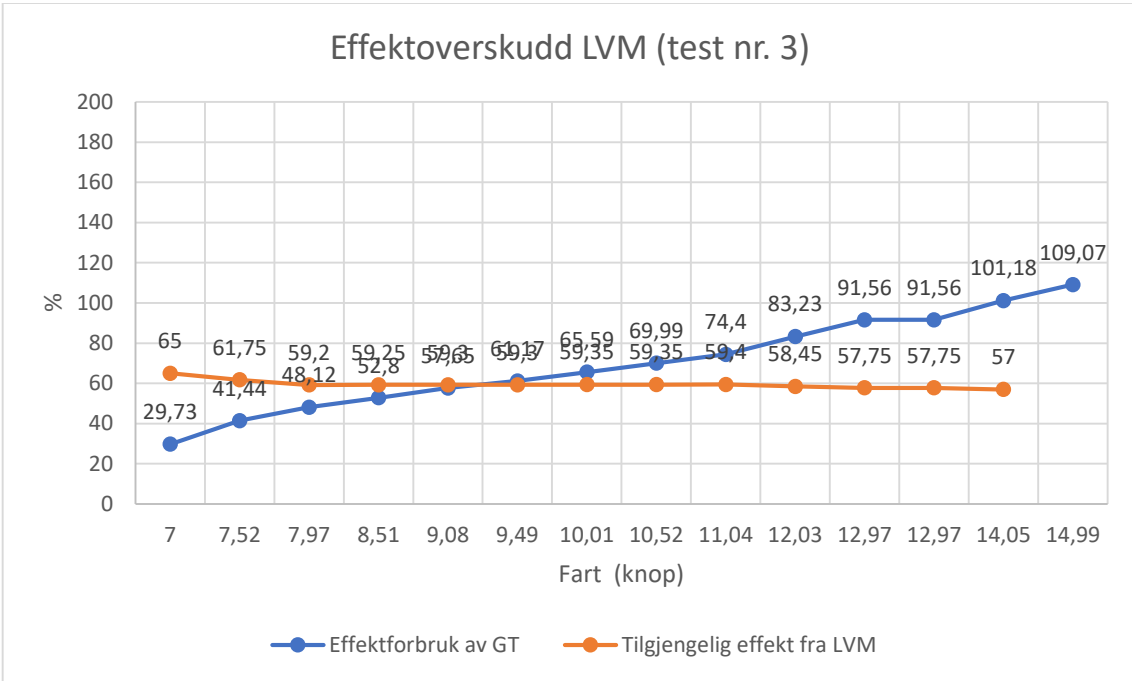
**Engine with Standard Equipment including coupling and ZF IRM 311 PL gearbox (flange-mounted)**  
 Total mass, dry / wet: approx. 1430 / 1505 kg

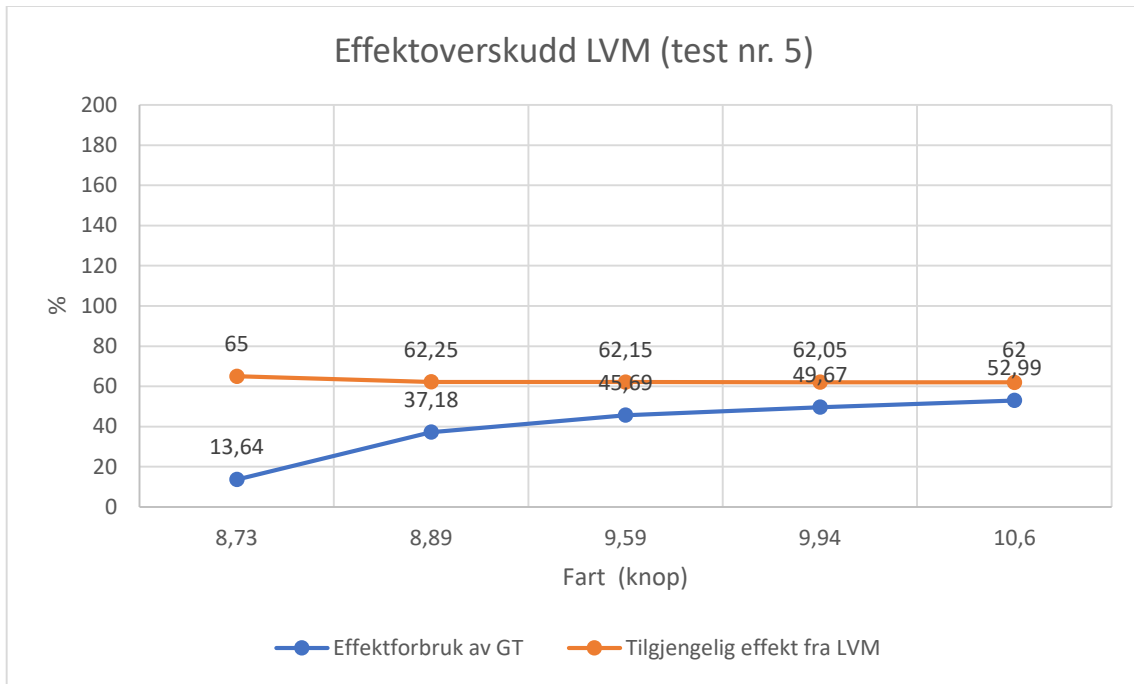


\* Dimensions and masses may deviate depending on the equipment installed (within standard manufacturing tolerances).  
 Binding installation data after technical clarification of order.

Vedlegg 2: Diagram av logging forbruk og overskudd ved maksimalt uttak fra løfteviftemotor



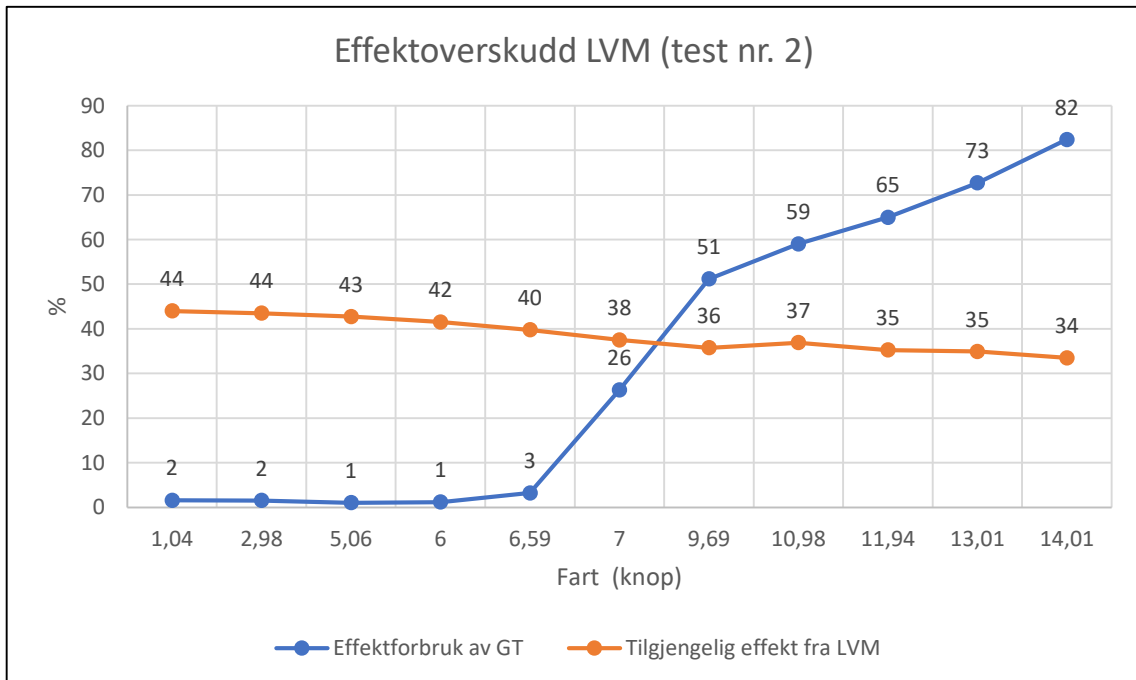
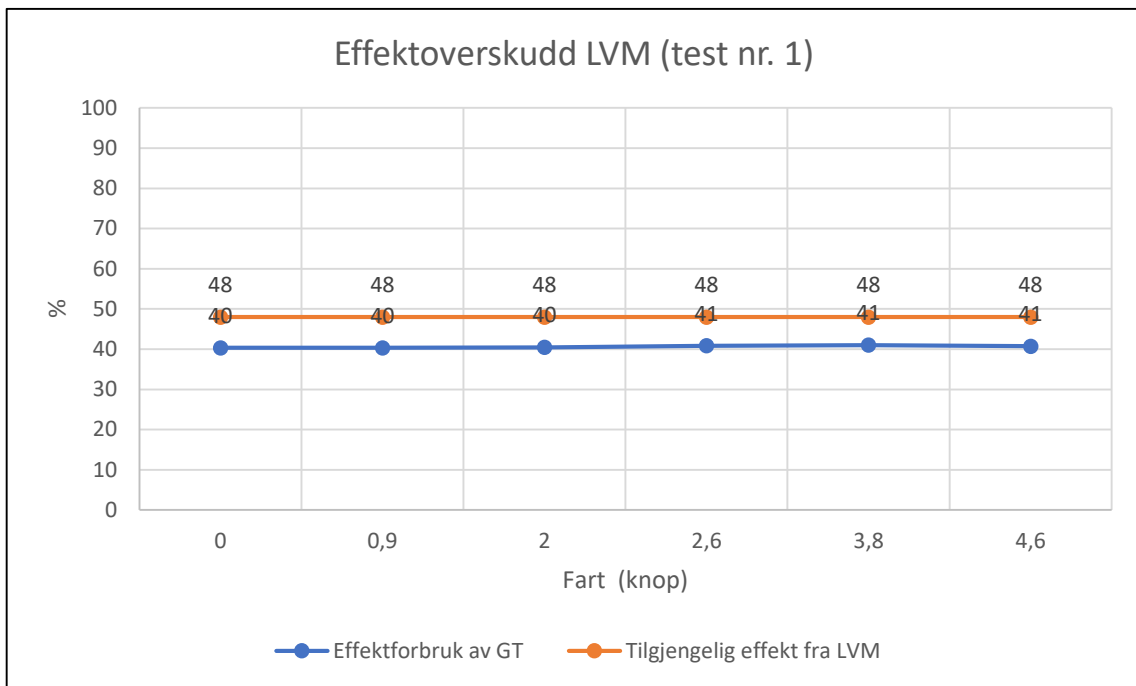


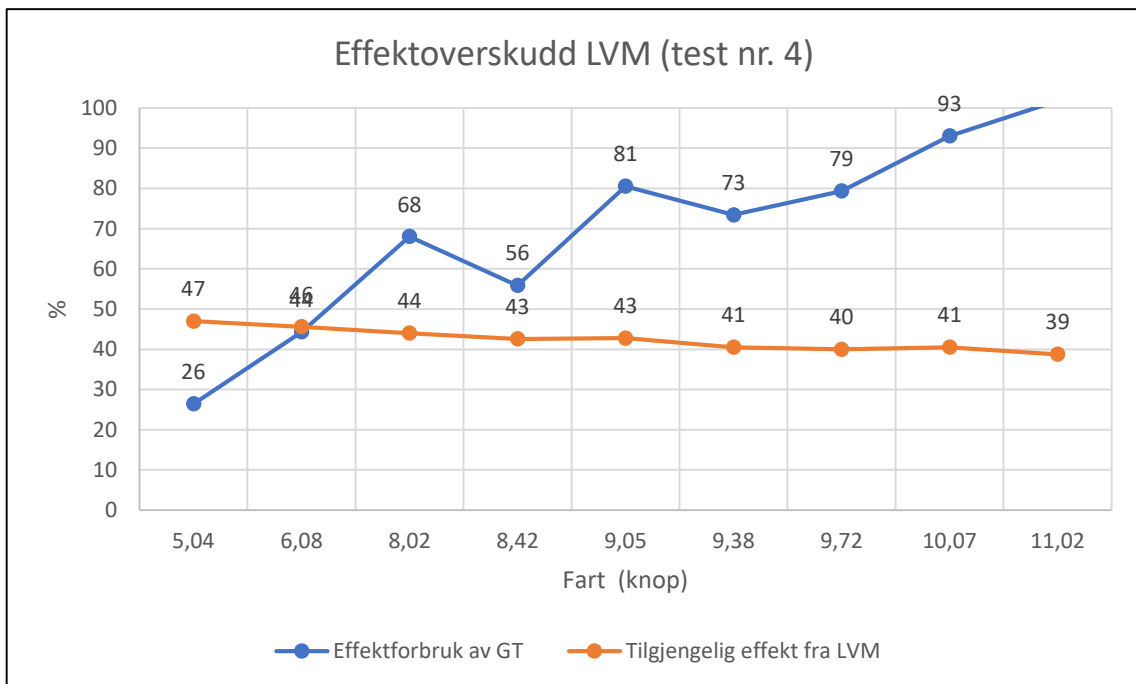
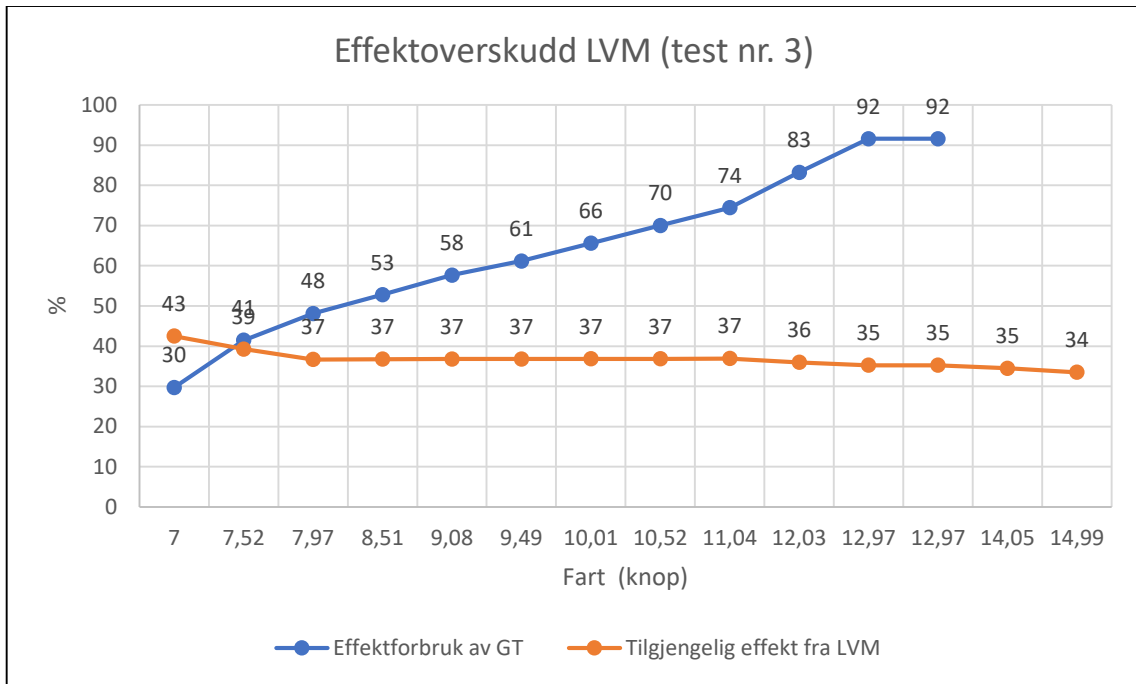


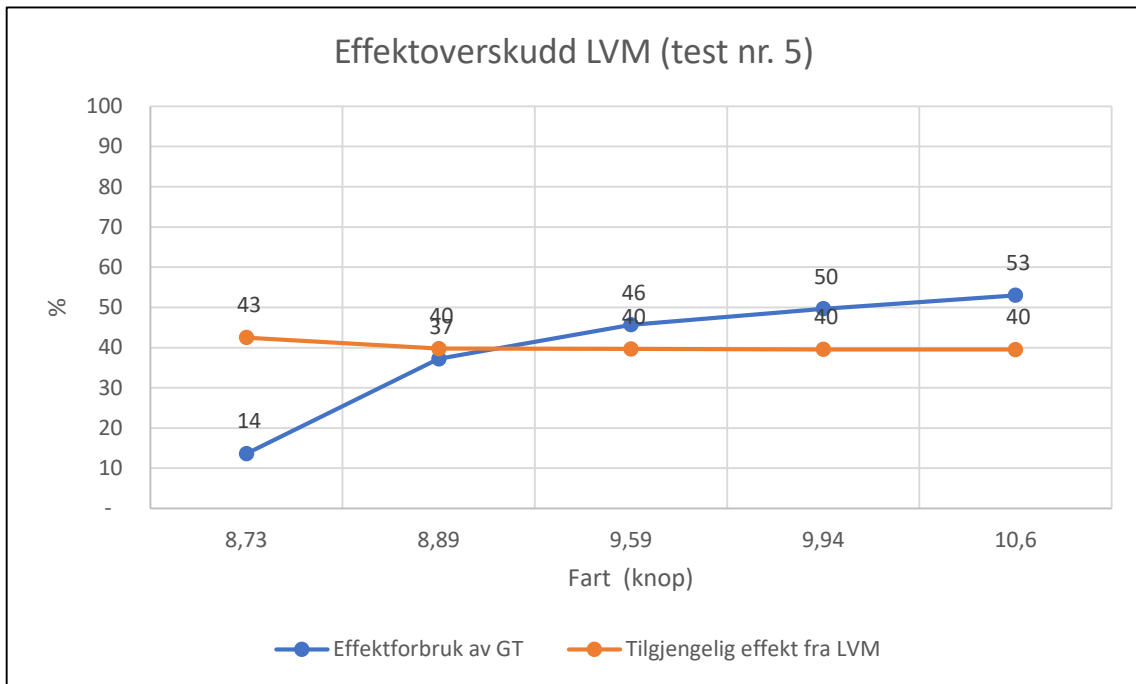
Denne logging ble gjort med ST-40



Vedlegg 3: Diagram av logging forbruk og overskudd ved 80% av ytelsen til løfteviftmotor

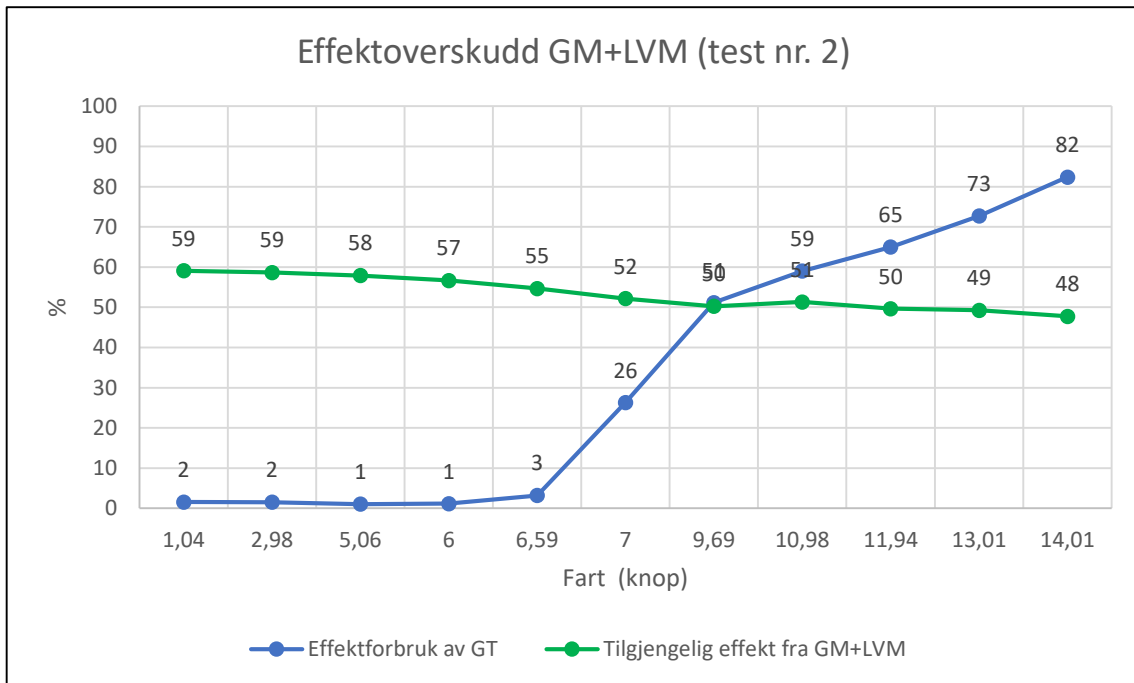
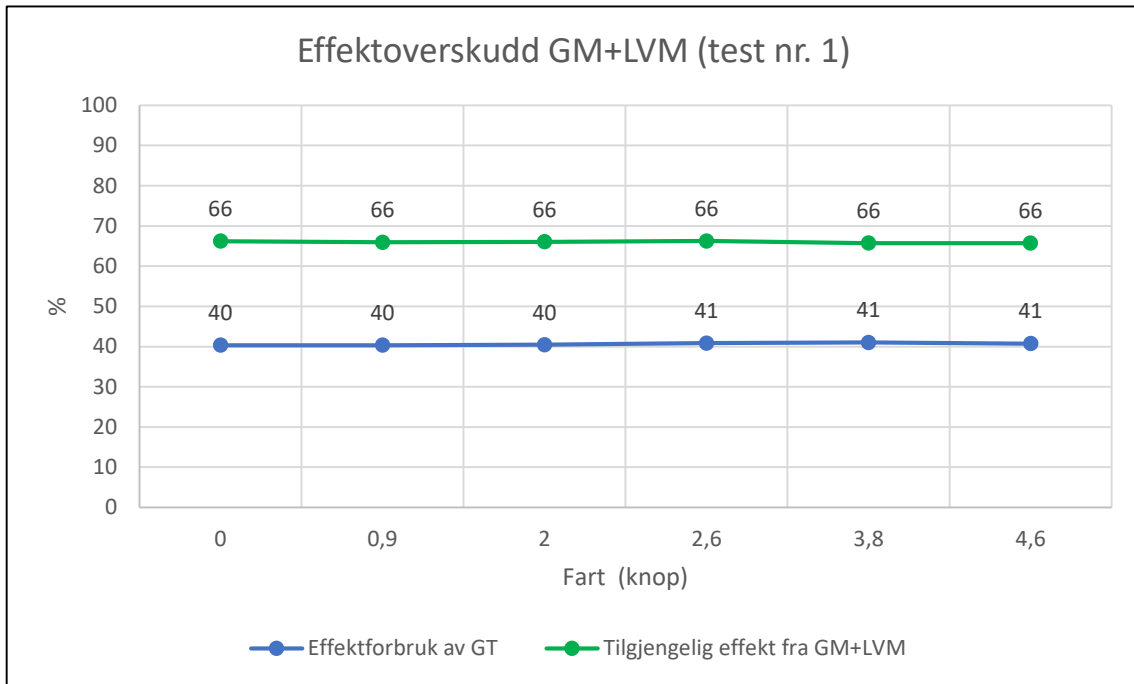


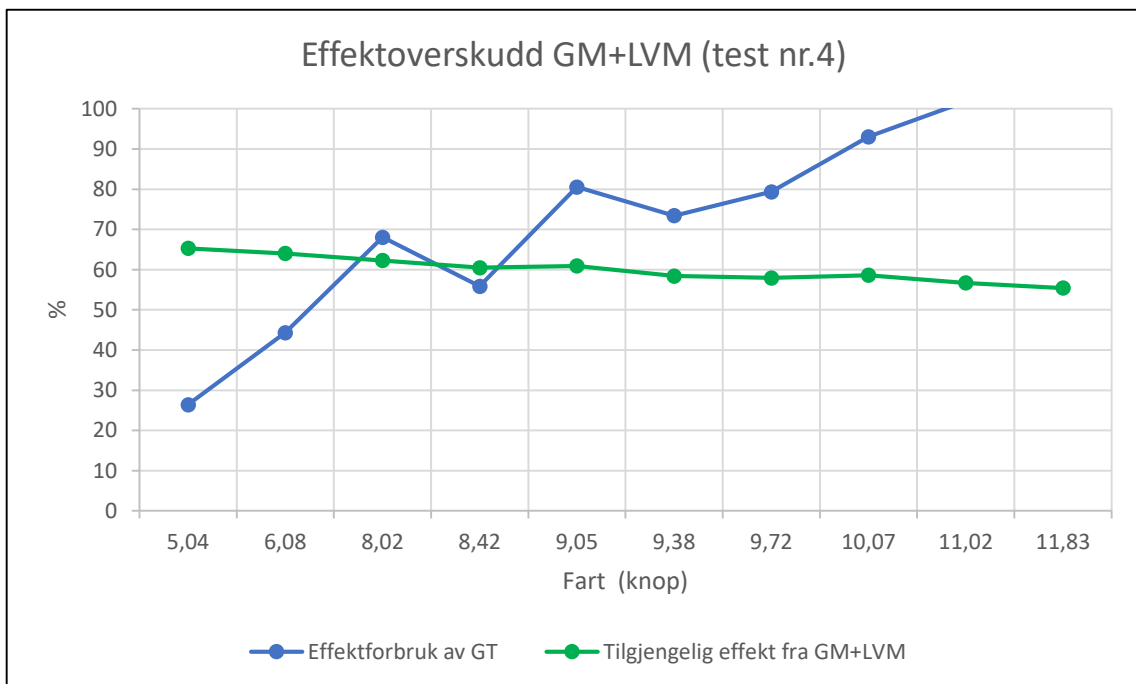
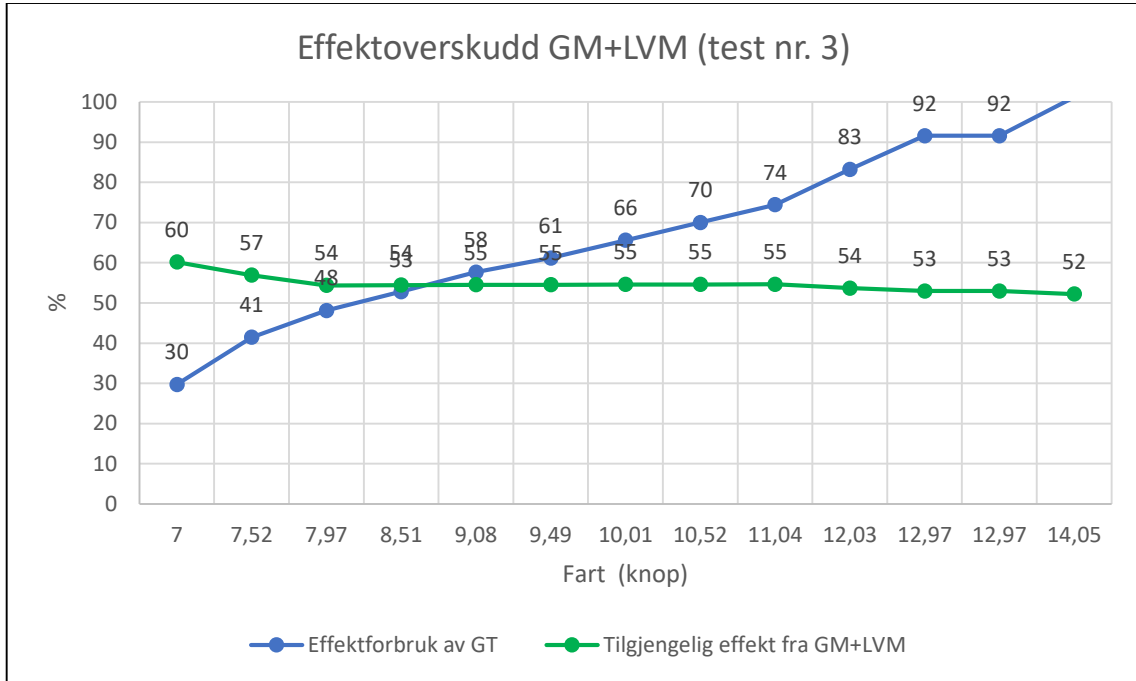


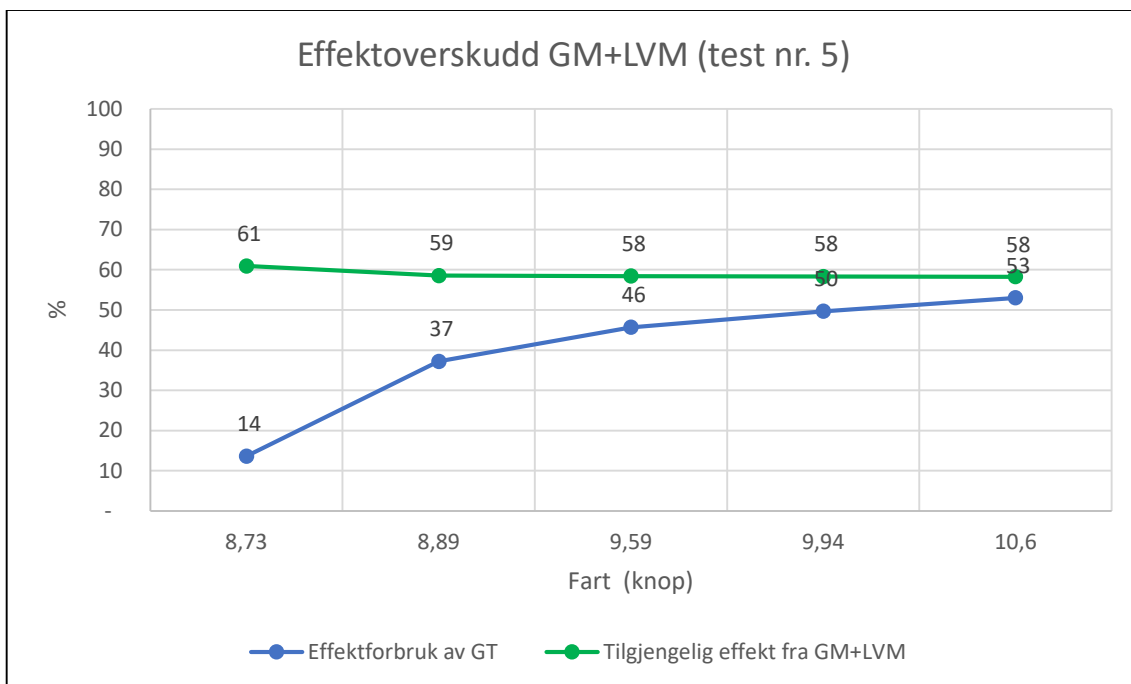


Denne logging ble gjort med ST-40

Vedlegg 4: Diagram av logging forbruk og overskudd fra generatormotor (GM) og 80% av maksimal ytelse fra løfteviftmotor (LVM).

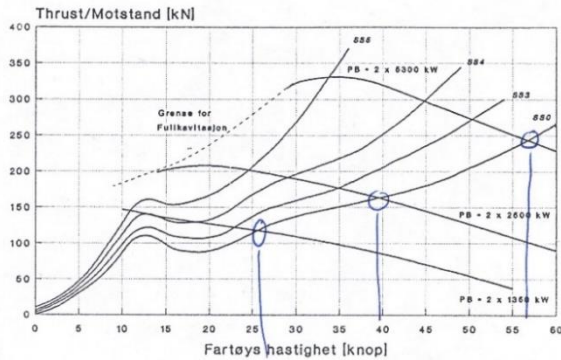






Denne logging ble gjort med ST-40

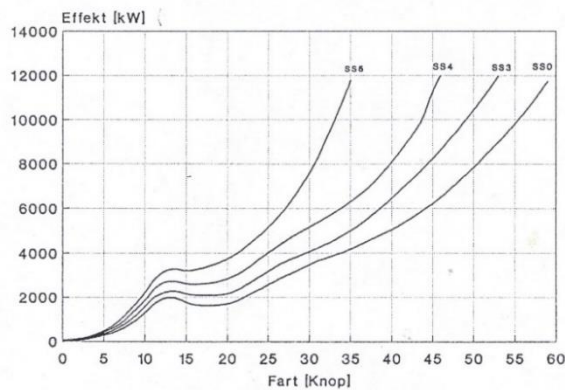
Vedlegg 5: Diagram for hastighetspotensiale «Gassturbin Motorkonseptvurdering»



Figur B4.2-1 Thrust- og motstandskurver for Glimt Klasse MTB

Når det gjelder kavitasjon (avløsning) i vanninntaket er dette noe som ikke kan sees av figur B4.2-1. Nå har imidlertid CFDn/Marintek utført en rekke forsøk med ulike inntaksgeometrier. Det som er kommet ut av dette er at lav- og høyhastighets-kavitasjon er observert. I følge deres konklusjoner skyldes mye av dette problemet at vannjetaggregatet ikke står på linje med vanninntaket. En får dermed en uønsket rotasjon av vannmassene med påfølgende kavitasjon. En vil likevel anta at dette er problemer som lar seg løse ved ytterligere analyser.

Ser en videre på forventet hastighetspotensiale for fartøyet vil dette bli seende ut som vist i figur B4.2-2.



Figur B4.2-2 Forventet hastighetspotensiale for Glimt Klasse MTB

---

## Vedlegg 6: Tekniske ytelser for opprinnelig fremdriftsmaskineri

Tekniske ytelser listet opp nedenfor er beregnede/normale verdier. I praksis kan fartøyets ytelser avvike noe.

### Hoveddata for fremdriftsmaskineri

Beskrivelse	Gassturbin [Fremdrift]	Diesel [Fremdrift]	Diesel [Løft]
Fuel stop ytelse	2 x 6000 kW	2 x 370 kW	2 x 735 kW
Omdr. ved fuel stop ytelse	10.080 o/min	2100 o/min	2300 o/min
Brennolje forbruk ved max. kont. Ytelse	282 g/kWh	232 g/kWh	220 g/kWh
Max. overlast ytelse	N/A	370 kW	735 kW
Omdr. ved max. Overlast ytelse	13.500 o/min	2100 o/min	2300 o/min

### Hovedytelser for fartøy

Beskrivelse	GT mode MCS	GT mode Max	Diesel mode Max
Hastighet	32 knop	45 knop (SS3)*	7 knop
Putetrykk, normal	530 mmVs	530 mmVs	-

\*Det er mulig å presse fartøyet til høyere hastigheter enn angitt, men dette anbefales normalt ikke da slitasjen vil bli stor, spesielt på baugskjørtet.

### Forkortelser

ACKN	Acknowledged (bekreftet, kvittert)
BB	Babord
BVM	Bagvifte Motor (Hydraulisk motor for akterskjørtvifte)
FRD	Fremdrifts Dieselmotor
GT	Gassturbin
LOP	Local Operation Panel (lokalt operasjonspanel)



---

LVM	Løfteviftemotor
MCS	Maximum Cruising Speed
MKR:	Maskin Kontrollrom
MR	Maskinrom
N/A:	Not Applicable, - gjelder ikke
RCS:	Ride Control System
SB	Styrbord
SES	Surface Effect Ship
SS3	Sea State 3 (Bølgehøyde 1-1,5 m)
STK	Skipsteknisk Kontrollsystem
THB	Teknisk Håndbok

Kilde: Operasjonsmanual forseriefartøy (Kortversjon) s. 1-2

## Vedlegg 7: Datablad på generatormotor

Power Ratings (kW)	Application Group		1A		1B		1DS		3A/3C	
	Engine Model	Basis: Mercedes-Benz	1850 rpm	2000 rpm	1900 rpm	2100 rpm	2100 rpm	2300 rpm	1500 rpm	1800 rpm
			①	①	①	①	①	①	②	②
	6R 183 TE62	OM 447 LA	275	-	-	-	-	-	-	-
	8V 183 TE62	OM 442 LA	-	365	-	-	-	-	-	-
	12V 183 TE62	OM 444 LA	-	550	-	-	-	-	-	-
	6R 183 TE72*	OM 447 LA	-	-	305	-	-	-	-	-
	8V 183 TE72*	OM 442 LA	-	-	-	405	-	-	-	-
	12V 183 TE72*	OM 444 LA	-	-	-	610	-	-	-	-
	6R 183 TE92*	OM 447 LA	-	-	-	-	370	-	-	-
	8V 183 TE92*	OM 442 LA	-	-	-	-	-	490	-	-
	12V 183 TE92*	OM 444 LA	-	-	-	-	-	735	-	-
	6R 183 TE52	OM 447 LA	-	-	-	-	-	-	228	275
	8V 183 TE52	OM 442 LA	-	-	-	-	-	-	243	367
	12V 183 TE52	OM 444 LA	-	-	-	-	-	-	455	550

<p><b>Application Groups</b></p> <p>1A Ships with unlimited operating range and/or unrestricted continuous operation</p> <p>1B Fast ships with high load factors</p> <p>1DS Fast ships with low load factors</p> <p>3A Electricity generation, continuous duty</p> <p>3C Electricity generation, continuous duty (annual limit)</p> <p>(Power ratings for ship service machinery drive upon request)</p>	<p><b>Ratings Definition</b></p> <p>① Fuel stop power DIN/ISO 3046</p> <p>② Design power per DIN 6280/ISO 8528 for electric power generation (10% overload capability)</p> <p>* No derating up to 45 °C/32 °C</p> <p>Power ratings quoted represent net brake power per DIN/ISO 3046 (raw-water pump power requirement already deducted)</p>
--	--

<b>Reference Conditions</b>		1B, 1DS	1A, 3A, 3C
Application group			
Intake air temperature	°C	25	45
Raw water temperature	°C	25	32
Barometric pressure	mbar	1000	1000
Altitude above sea level	m	100	100

<p><b>Dimensions, Weights</b></p> <p>① Basic-configuration engine, dry</p> <p>② For Application Groups 1B, 1 DS</p>		<table border="1"> <thead> <tr> <th>Engine Model</th> <th>A</th> <th>B</th> <th>C</th> <th>Weight<sup>①</sup></th> </tr> <tr> <td></td> <td>mm</td> <td>mm</td> <td>mm</td> <td>kg</td> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>6R 183 TE-2</td> <td>1575</td> <td>885</td> <td>1265/1120<sup>②</sup></td> <td>1185</td> </tr> <tr> <td>8V 183 TE-2</td> <td>1405</td> <td>1255</td> <td>1200/1165<sup>②</sup></td> <td>1420</td> </tr> <tr> <td>12V 183 TE-2</td> <td>1845</td> <td>1280</td> <td>1195</td> <td>1690</td> </tr> </tbody> </table>	Engine Model	A	B	C	Weight <sup>①</sup>		mm	mm	mm	kg	6R 183 TE-2	1575	885	1265/1120 <sup>②</sup>	1185	8V 183 TE-2	1405	1255	1200/1165 <sup>②</sup>	1420	12V 183 TE-2	1845	1280	1195	1690
		Engine Model	A	B	C	Weight <sup>①</sup>																					
	mm	mm	mm	kg																							
6R 183 TE-2	1575	885	1265/1120 <sup>②</sup>	1185																							
8V 183 TE-2	1405	1255	1200/1165 <sup>②</sup>	1420																							
12V 183 TE-2	1845	1280	1195	1690																							

**mtu**

Deutsche Aerospace



MTU Motoren- und Turbinen-Union Friedrichshafen GmbH

88040 Friedrichshafen/Germany

Phone (07541) 90-0 · Telex 734280-0 mit d · Telefax (07541) 902247

Shipping address: Olgastraße 75 · 88045 Friedrichshafen/Germany

Vedlegg 8: Merkeskilt på generator

		<b>Generator Alternator</b>			
Type:	SGS 5D 04T	Spannung: Voltage:	450/260	V	
Auftrags Nummer: Order number:	K08290	Strom: Current:	423	A	
Serial Nummer Serial number:	120942	Leistung: Power:	330	KVA	
Baujahr: Year of construction:	2005	Leistungsfaktor: Power factor:	0,8		
Isolationsklasse: Insulation class:	F	Frequenz: Frequency:	60	Hz	
Max. Umgebungstemperatur: Max. ambient temperature:	45	Phasenzahl: No. of phases:	3		
Max. Aufstellungshöhe: Max. altitude:	1000	Schaltung: Connection:	Y		
Betriebsart: Duty:	S1	Erreger Spannung: Excitation voltage:	26	V	
Schutzart: Kind of protection:	IP23	Erreger Strom: Excitation current:	3,6	A	
Nenn Drehzahl: Nominal speed:	1800	Fettqualität: Grease quality:	Lithiumseifenfett	DIN 51825-K3K	
Schleuderdrehzahl: Overspeed:	2160	Nachschmierintervall: Regreasing interval:	4320	h	
Gewicht: Weight:	1020	Nachschmiermenge AS: Regreasing quantity DS:	20	g	
Schalleistung: Sound power:		Nachschmiermenge BS: Regreasing quantity NDS:	12	g	
Entspricht: According to:	DNV				

Kilde: Bilde tatt på KNM Storm

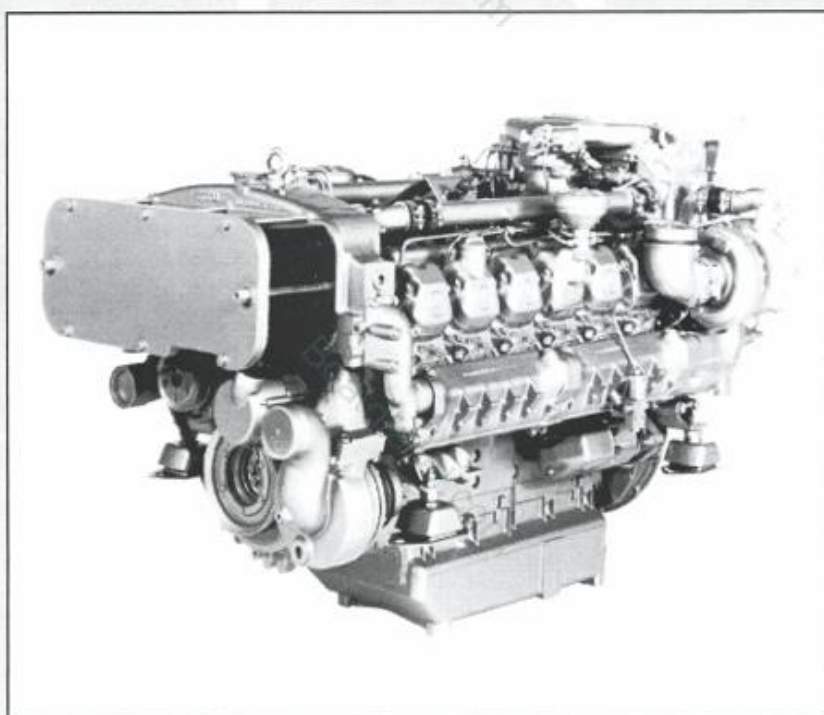


**Technical Specification and Scope of Supply**

**12V 183 TE92**

**Propulsion Plant for  
Non-Classified  
Fast Vessels**

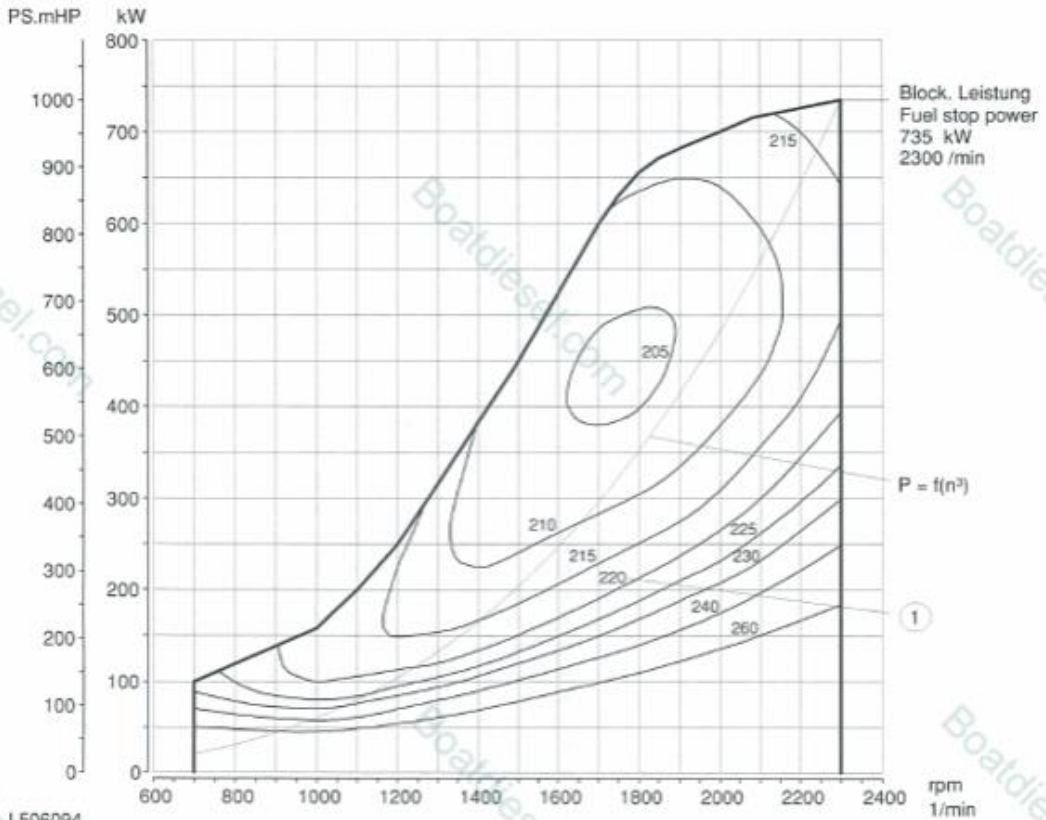
**735 kW · 2300 rpm**



**Performance Diagram**  
**12V 183 TE92 Application: non-classified fast vessels**

Remarks:

- ① Specific fuel consumption fuel consumption curves (g/kWhr), tolerance +5 % to ISO 3046. Diesel Fuel to DIN EN590 with a minimum LHV of 42800 kJ/kg. Including all pumps required for engine operation.



L506094

<b>TBO</b> (time between major overhauls)	6.000 hrs	
Standard load profile (P, t)	P	t
[P = Load referred to fuel stop power (%)]	100	10
[t = Portion of operating timet (%)]	70	70
	≤10	20

## Technical Data

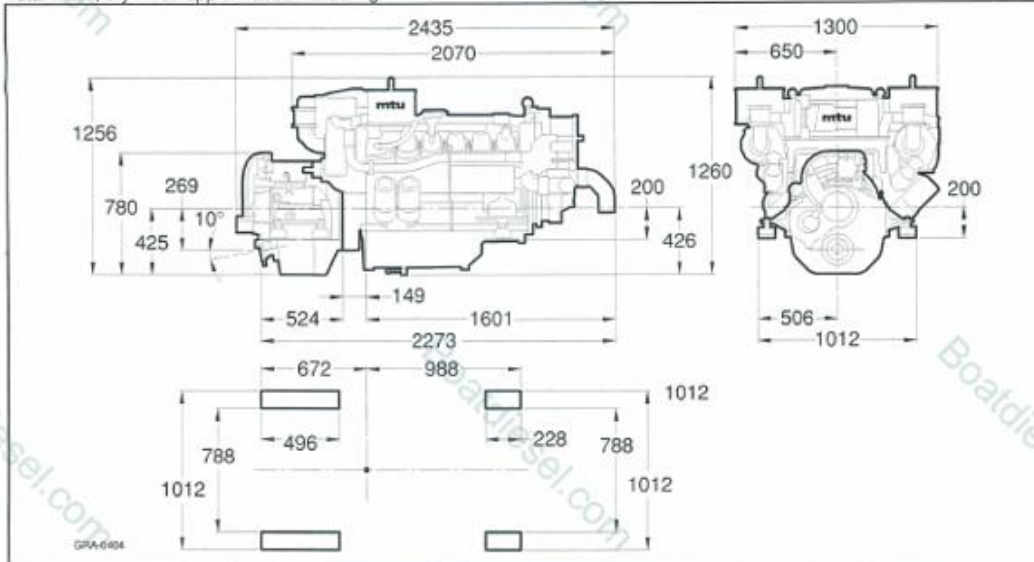
12V 183 TE92 Application: non-classified fast vessels

<b>Engine Power, ICFN</b>	kW	735
Speed	rpm	2300
Mean piston speed	m/s	10.9
M.E.P.	bar	17.5
<b>Consumption</b>		
Specific fuel consumption (tolerance to ISO 3046) at rated power	g/kWh	218
optimum value in performance map	g/kWh	205
Lube oil consumption (after 100 hrs operation), average		0.5 % of fuel consumption
<b>Oil and coolant capacity</b>		
Engine lube oil (Standard oil system)		
Total initial filling (shallow oil pan)	lit.	54
Oil change quantity (shallow oil pan)	lit.	50
Dipstick mark, min. (shallow oil pan)	lit.	41
Dipstick mark, max. (shallow oil pan)	lit.	50
Engine coolant, total with engine-mounted recooling equipment	lit.	59
<b>Heat dissipation</b>		
Heat dissipated by engine coolant	kW	809
Radiation and convection heat, engine	kW	20
<b>Cooling system</b>		
Raw water pump flow rate, approx.	m <sup>3</sup> /h	50
Raw water pump inlet pressure, max. permissible	bar	-0.3 / +0.5
<b>Fuel system</b>		
Pressure before on-engine delivery pump, min. / max.	bar	-0.1 / +1
Fuel flow rate to engine, max.		
without engine-mounted fuel heat exchanger	lit./min	9
with engine-mounted fuel heat exchanger	lit./min	3.2
Fuel return flow from engine, max.		
without engine-mounted fuel heat exchanger	lit./min	8.94
with engine-mounted fuel heat exchanger	lit./min	-
<b>Combustion-air system</b>		
Combustion-air flow rate	m <sup>3</sup> /s	0.99
Intake air depression, design / max. permissible	mbar	25 / 50
<b>Exhaust system</b>		
Exhaust gas flow rate	m <sup>3</sup> /s	2.15
Exhaust gas temperature after turbocharger	°C	350
Exhaust back pressure, design / max. permissible	mbar	75 / 100
<b>Starting system: electric starting</b>		
Voltage	V	24
Power	kW	6.6
<b>Inclinations</b> (permanent, relative to water line)		
Trim (main PTO end down)	°	20
Trim (main PTO end up)	°	10
List right	°	22.5
List left	°	22.5

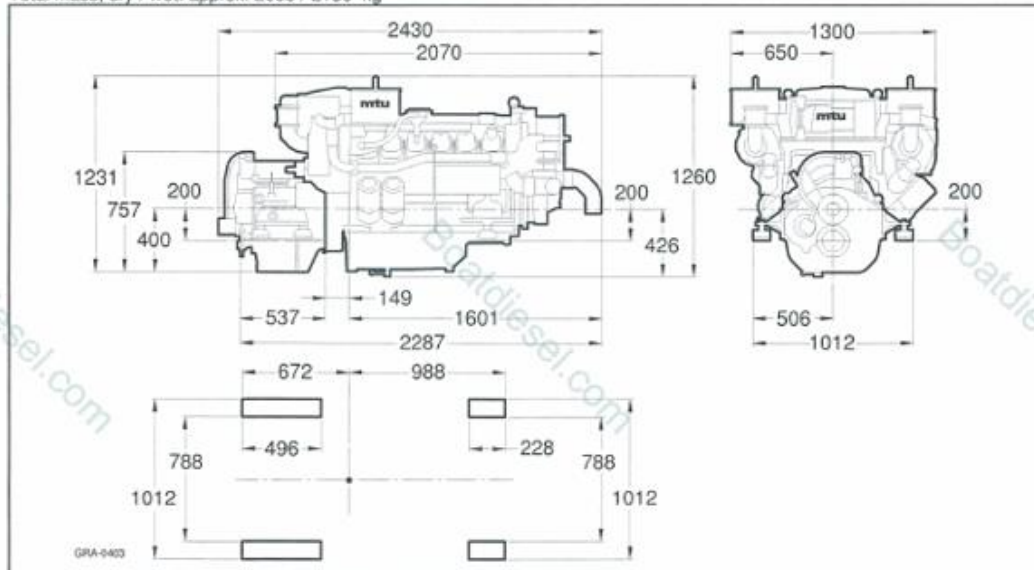


### Installation Drawing\* (mm, kg) 12V 183 TE92 Application: non-classified fast vessels

Engine with Standard Equipment including coupling and ZF BW 155 A gearbox (flange-mounted)  
Total mass, dry / wet: approx. 2065 / 2190 kg



Engine with Standard Equipment including coupling and ZF BW 155 gearbox (flange-mounted)  
Total mass, dry / wet: approx. 2055 / 2180 kg



\* Dimensions and masses may deviate depending on the equipment installed (within standard manufacturing tolerances)  
Binding installation data after technical clarification of order.

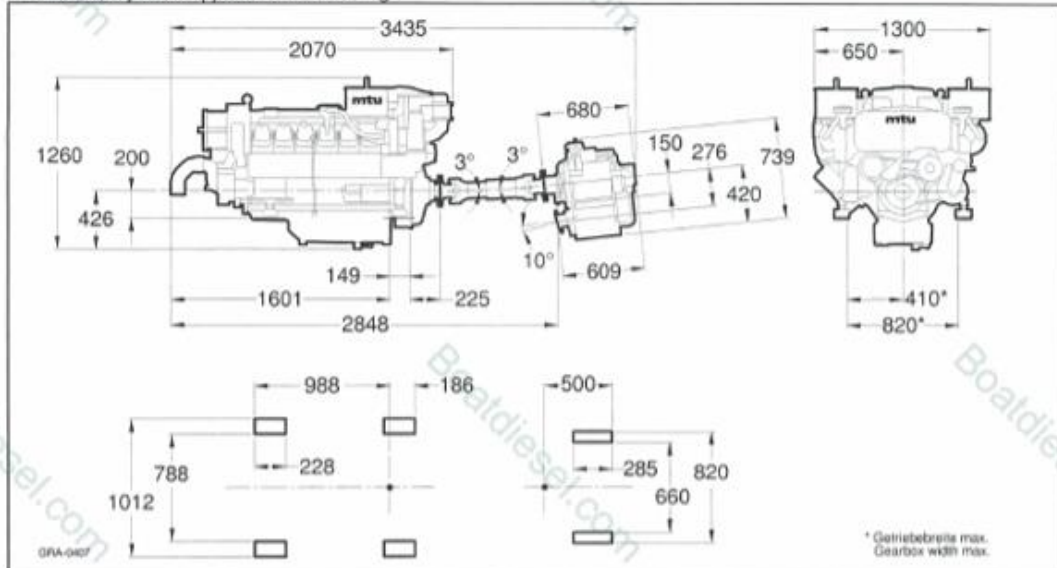
Installation Drawing \* (mm, kg)

12V 183 TE92 Application: non-classified fast vessels

- 5 -

Engine with Standard Equipment including coupling, universal shaft and ZF BW 160 V gearbox (V-Drive)

Total mass, dry / wet: approx. 2210 / 2335 kg



\* Dimensions and masses may deviate depending on the equipment installed (within standard manufacturing tolerances)  
Binding installation data after technical clarification of order.



## TECHNICAL DATA SHEET

---

ZF 2000 SERIES

PRODUCT DETAILS



### Description

- 3 shaft, reverse reduction transmission with hydraulic clutch mounted on the input shaft and another one mounted on the reverse shaft. Input drive on opposite side to output drive.
- Non-reversing NR version also available
- Fully works tested, reliable and simple to install
- Suitable for high performance applications in luxury motoryachts, sport fishers, express cruisers etc
- Compatible with all types of engines and propulsion systems, including waterjets and surface-piercing propellers and cpp's
- Design, manufacture and quality control standards comply with ISO 9001

### Features

- Lightweight and robust aluminum alloy casing (sea water resistant)
- Case hardened and precisely ground gear teeth for long life and smooth running
- Output shaft thrust bearing designed to take maximum propeller thrust astern and ahead
- Smooth and reliable hydraulic shifting with electric actuation
- Emergency "get home" capability
- "SUPERSHIFT" clutch control



ZF 2000

RATINGS

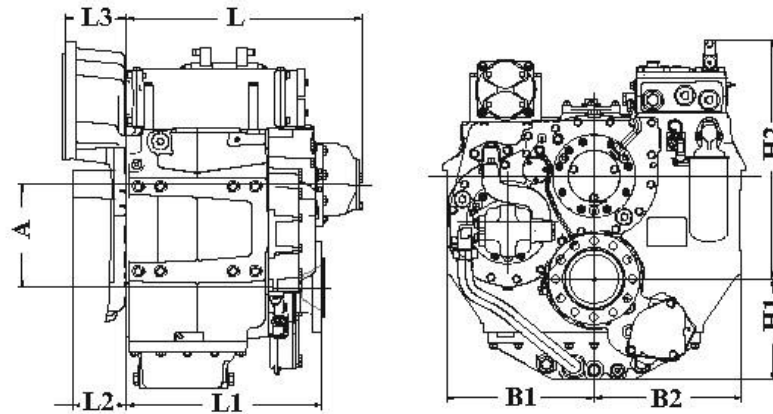
Ratios	Power Factor		Input Power Capacity							
	kW/RPM	hp/RPM	kW	hp	kW	hp	kW	hp	kW	hp
Pleasure Duty - Diesel			2100 RPM		2300 RPM		2450 RPM		2600 RPM (max)	
1.086*, 1.191*, 1.250*, 1.350*, 1.436*, 1.500, 1.639*, 1.765*, 1.879*, 1.927*, 2.032, 2.276*, 2.519, 2.760*, 2.958	0.4580	0.6142	962	1290	1053	1413	1122	1505	1191	1597

Light Duty - Diesel					2100 RPM		2300 RPM		2450 RPM		2600 RPM (max)	
1.086*, 1.191*, 1.250*, 1.350*, 1.436*, 1.500, 1.639*, 1.765*, 1.879*, 1.927*, 2.032, 2.276*, 2.519, 2.760*	0.4061	0.5446	853	1144	934	1253	995	1334	1056	1416		
2.958	0.3758	0.5040	789	1058	864	1159	921	1235	977	1310		
Medium Duty - Diesel					1800 RPM		2100 RPM		2250 RPM		2600 RPM (max)	
1.086*, 1.191*, 1.250*, 1.350*, 1.436*, 1.500, 1.639*, 1.765*, 1.879*, 1.927*, 2.032, 2.276*, 2.519	0.3210	0.4305	578	775	674	904	722	969	835	1119		
2.760*	0.2953	0.3960	532	713	620	832	664	891	768	1030		
2.958	0.2698	0.3618	486	651	567	760	607	814	701	941		
Continuous Duty - Diesel					1600 RPM		1800 RPM		2100 RPM		2100 RPM (max)	
1.086*, 1.191*, 1.250*, 1.350*, 1.436*, 1.500, 1.639*, 1.765*, 1.879*, 1.927*, 2.032, 2.276*, 2.519	0.2817	0.3778	451	604	507	680	592	793	592	793		
2.760*	0.2595	0.3480	415	557	467	626	545	731	545	731		
2.958	0.2454	0.3291	393	527	442	592	515	691	515	691		

\* Special Order Ratio

ZF 2000

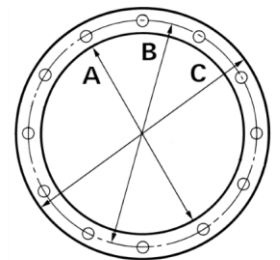
**DIMENSIONS**



A	B1	B2	H1	H2	L0	L1	L2
Millimeter (mm)							
220.0	320.0	320.0	203.0	515.0	589.0	421.0	115.0
Inch (in)							
8.66	12.6	12.6	7.99	20.28	23.19	16.57	4.53
Weight (kg)		Weight (lb)		Amount of Oil (l)		Amount of Oil (qt)	
340		750		21.0		22.3	

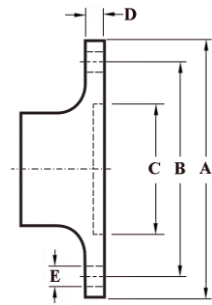
**BELL HOUSING DIMENSIONS**

Name	A		B		C		L3		Bolt Holes		
	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	No.	Diameter	
										mm	in
SAE 0	647.7	25.5	679.45	26.75	711.2	28.0	115.0	4.53	16	13.49	0.53
SAE 1	511.18	20.13	530.23	20.88	552.45	21.75	115.0	4.53	12	11.91	0.47



## OUTPUT FLANGE DIMENSIONS

A		B		C		D		Bolt Holes		
								No.	Diameter (E)	
mm	in	mm	in	mm	in	mm	in		mm	in
185.0	7.28	155.5	6.12	120.0	4.72	18.0	0.71	12	18.2	0.72



## GENERAL INFORMATION

### Duty Definitions

#### Pleasure Duty

Highly intermittent operation with very large variations in engine speed and power.

500

hours/year Average engine operating

hours limit:

300 hours/year for mechanical gearboxes

Typical hull forms: Planing

Applications: Private, non-commercial, non-charter leisure activities, no racing

#### Light Duty

Intermittent operation with large variations in engine speed and power.

2500

hours/year Average engine operating

hours limit:

(for hydraulic transmissions smaller than ZF 2000 series, 2000 hours/year)

Typical hull forms: Planing and semi-displacement

---

Typical applications: Private and charter, sport/leisure activities, naval and police activities

### Medium Duty

Intermittent operation with some variations in engine speed and power.

4000 hours/year

Average engine operating hours limit: (for hydraulic transmissions smaller than ZF 2000 series and workboat ZF W2700 series, 3500 hours/year)

Typical hull forms: Semi-displacement and displacement

Typical applications: Charter and commercial craft (example: crew boats), and naval and police activities

### Continuous Duty

Continuous operation with little or no variations in engine speed and power.

Average engine operating hours limit: Unlimited

Typical hull forms: Displacement

Typical applications: Heavy duty commercial vessels

---

## Technical Notes

### Duty Ratings

Ratings apply to marine diesel engines at the indicated speeds. At other engine speeds, the respective power capacity (kW) of the transmission can be obtained by multiplying the Power/Speed ratio by the speed. Approximate conversion factors:

$$1 \text{ kW} = 1.36 \text{ metric hp}$$

$$1 \text{ kW} =$$

$$1.34 \text{ U.S. hp}$$

$$\text{(SAE)} \quad 1$$

$$\text{U.S. hp} =$$

$$1.014 \text{ metric}$$

---

hp  $\approx$  1 Nm =

0.74 lb.ft.

$\approx$  1 Kg = 0.454 lb

Ratings apply to right hand turning engines, i.e. engines having counterclockwise rotating flywheels when viewing the flywheel end of the engine. These ratings allow full power through forward and reverse gear trains, unless otherwise stated. Contact your nearest ZF Sales and Service office for ratings applicable to gas turbines, as well as left hand turning engines, and marine transmissions for large horsepower capacity engines. Ratings apply to marine transmissions currently in production or in development and are subject to change without prior notice.

**NOTE:** The maximum rated input power must not be exceeded (see respective ratings in the technical data sheets).

#### Safe Operating Notice

The safe operation of ZF products depends upon adherence to technical data presented in our brochures. Safe operation also depends upon proper installation, operation and routine maintenance and inspection under prevailing conditions and recommendations set forth by ZF. Damage to transmission caused by repeated or continuous emergency manoeuvres or abnormal operation is not covered under warranty. It is the responsibility of users and not ZF to provide and install guards and safety devices, which may be required by recognized safety standards of the respective country (e.g. for U.S.A. - the Occupational Safety Act of 1970 and its subsequent provisions).

#### Monitoring Notice

The safe operation of ZF products depends upon adherence to ZF monitoring recommendations presented in our operating manuals, etc. It is the responsibility of users and not ZF to provide and install monitoring devices and safety interlock systems as may be deemed prudent by ZF. Consult ZF for details and recommendations.

#### Survey Society Classification

In most cases, the maximum medium and continuous duty ratings permitted by ZF are accepted in full by major classification societies. If classification is required, contact ZF regarding proper procedures (also for yacht service and ice classifications service).

---

## Dimensions and Weights

Dimensions and weights refer to transmissions with bell housing (where appropriate) but excluding options such as: trolling valves, power take-offs, propeller shaft companion flanges, torsional couplings etc.

---

## Torsional Vibration and Torsional Couplings

The responsibility for ensuring torsional vibration compatibility rests with the overall propulsion system integration responsible party.

Compatibility check of torsional vibration must include excitations induced by engine governor. ZF cannot accept any liability for gearbox noise or for damage to the gearbox, the flexible coupling or to other parts of the drive unit caused by torsional vibrations. Contact ZF for further information and assistance.

For single engine powered boats, where loss of propulsion can result in loss of control, ZF recommends the use of a torsional limit stop. It is the buyer's responsibility to specify this option. ZF cannot accept any liability for personal injury, loss of life or damage or loss of property due to the failure of the buyer to specify a torsional limit stop.

ZF selects torsional couplings on the basis of nominal input torque at commonly rated engine speeds. Consult ZF for details concerning speed limits of standard offered torsional couplings, which can be below transmission limits. Special torsional couplings may be required for Survey Society requirements.

Kilde: [www.zf.com](http://www.zf.com)



---

Vedlegg 11: Datablad på forslag til oppgradering av gir til løfteviftmotor

ZF 3311

## TECHNICAL DATA SHEET



---

ZF 3000 SERIES

## PRODUCT DETAILS



### Description

- Robust design also withstands continuous duty in workboat applications
- Fully works tested, reliable and simple to install
- Design, manufacture and quality control standards comply with ISO 9001
- Reverse reduction marine transmission with hydraulically actuated multi-disc clutches
- Compatible with all types of engines and propulsion systems

### Features

- 
- Case hardened and precisely ground gear teeth for long life and smooth running
  - Output shaft thrust bearing designed to take maximum propeller thrust astern and ahead
  - Smooth and reliable hydraulic shifting with control lever for attachment of push-pull cable or other operating system
  - Suitable for twin engine installations (same ratio and torque capacity in ahead or astern mode)
  - Emergency "get home" capability
  - Robust cast iron casing
  - Free standing
  - Oil cooler complete with fittings and flexible hoses
  - Separated brackets
  - PTI (Hybrid) or Integrated Shaft Brake also available.



ZF 3311

---

RATINGS

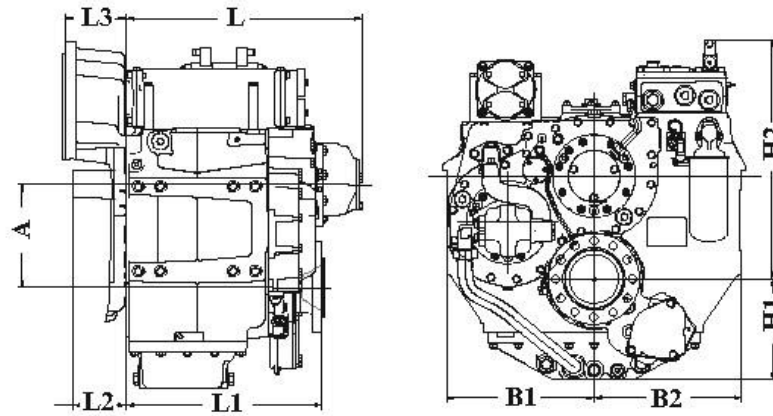
Ratios	Power Factor		Input Power Capacity							
	kW/RPM	hp/RPM	kW	hp	kW	hp	kW	hp	kW	hp
Light Duty - Diesel <sup>8</sup>			2100	2300	2450	2600	RPM			
			RPM	RPM	RPM	(max)				

2.647*, 3.000*, 3.519*, 4.000, 4.250*, 4.478, 4.727*, 5.000	0.5052	0.6775	1061	1423	1162	1558	1238	1660	1314	1762	
Medium Duty - Diesel <sup>8</sup>			1800 RPM	2100 RPM	2250 RPM	2600 RPM (max)					
2.647*, 3.000*, 3.519*, 4.000, 4.250*, 4.478, 4.727*, 5.000	0.4194	0.5624	755	1012	881	1181	944	1265	1090	1462	

\* Special Order Ratio

ZF 3311

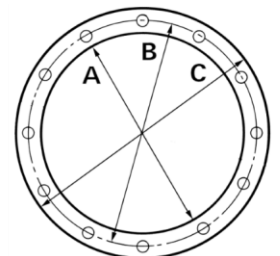
DIMENSIONS



A	B1	B2	H1	H2	L0	L1	L2
Millimeter (mm)							
385.0	375.0	375.0	345.0	722.0	670.0	595.0	132.0
Inch (in)							
15.16	14.76	14.76	13.58	28.43	26.38	23.43	5.2
Weight (kg)		Weight (lb)		Amount of Oil (l)		Amount of Oil (qt)	
850		1874		36.0		38.2	

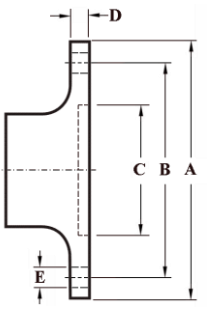
BELL HOUSING DIMENSIONS

Name	A		B		C		L3		Bolt Holes		
	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	No.	Diameter	
										mm	in
SAE 00	787.4	31.0	850.9	33.5	882.65	34.75			16	13.49	0.53
SAE 0	647.7	25.5	679.45	26.75	711.2	28.0	150.0	5.91	16	13.49	0.53
SAE 1	511.18	20.13	530.23	20.88	552.45	21.75	150.0	5.91	12	11.91	0.47



OUTPUT FLANGE DIMENSIONS

A		B		C		D		Bolt Holes		
								No.	Diameter (E)	
mm	in	mm	in	mm	in	mm	in		mm	in
390.0	15.35	345.0	13.58	250.0	9.84	30.0	1.18	12	24.2	0.95



GENERAL INFORMATION

Duty Definitions

Pleasure Duty

Highly intermittent operation with very large variations in engine speed and power.

500

hours/year Average engine operating

hours limit:

300 hours/year for mechanical gearboxes

Typical hull forms: Planing

Applications: Private, non-commercial, non-charter leisure activities, no racing

Light Duty

Intermittent operation with large variations in engine speed and power.

2500

hours/year Average engine operating

hours limit:

(for hydraulic transmissions smaller than ZF 2000 series, 2000 hours/year)

Typical hull forms: Planing and semi-displacement

Typical applications: Private and charter, sport/leisure activities, naval and police activities

---

## Medium Duty

Intermittent operation with some variations in engine speed and power.

4000 hours/year

Average engine operating hours limit: (for hydraulic transmissions smaller than ZF 2000 series and workboat ZF W2700 series, 3500 hours/year)

Typical hull forms: Semi-displacement and displacement

Typical applications: Charter and commercial craft (example: crew boats), and naval and police activities

## Continuous Duty

Continuous operation with little or no variations in engine speed and power.

Average engine operating hours limit: Unlimited

Typical hull forms: Displacement

Typical applications: Heavy duty commercial vessels

---

## Technical Notes

### Duty Ratings

Ratings apply to marine diesel engines at the indicated speeds. At other engine speeds, the respective power capacity (kW) of the transmission can be obtained by multiplying the Power/Speed ratio by the speed. Approximate conversion factors:

$$\square\square 1 \text{ kW} = 1.36 \text{ metric hp}$$

$$\square\square 1 \text{ kW} =$$

$$1.34 \text{ U.S. hp}$$

$$\text{(SAE)} \quad \square\square 1$$

$$\text{U.S. hp} =$$

$$1.014 \text{ metric}$$

$$\text{hp} \quad \square\square 1 \text{ Nm} =$$

$$0.74 \text{ lb.ft.}$$

---

$$\square\square 1 \text{ Kg} = 0.454 \text{ lb}$$

Ratings apply to right hand turning engines, i.e. engines having counterclockwise rotating flywheels when viewing the flywheel end of the engine. These ratings allow full power through forward and reverse gear trains, unless otherwise stated. Contact your nearest ZF Sales and Service office for ratings applicable to gas turbines, as well as left hand turning engines, and marine transmissions for large horsepower capacity engines. Ratings apply to marine transmissions currently in production or in development and are subject to change without prior notice.

**NOTE:** The maximum rated input power must not be exceeded (see respective ratings in the technical data sheets).

#### Safe Operating Notice

The safe operation of ZF products depends upon adherence to technical data presented in our brochures. Safe operation also depends upon proper installation, operation and routine maintenance and inspection under prevailing conditions and recommendations set forth by ZF. Damage to transmission caused by repeated or continuous emergency manoeuvres or abnormal operation is not covered under warranty. It is the responsibility of users and not ZF to provide and install guards and safety devices, which may be required by recognized safety standards of the respective country (e.g. for U.S.A. - the Occupational Safety Act of 1970 and its subsequent provisions).

#### Monitoring Notice

The safe operation of ZF products depends upon adherence to ZF monitoring recommendations presented in our operating manuals, etc. It is the responsibility of users and not ZF to provide and install monitoring devices and safety interlock systems as may be deemed prudent by ZF. Consult ZF for details and recommendations.

#### Survey Society Classification

In most cases, the maximum medium and continuous duty ratings permitted by ZF are accepted in full by major classification societies. If classification is required, contact ZF regarding proper procedures (also for yacht service and ice classifications service).

#### Dimensions and Weights

---

Dimensions and weights refer to transmissions with bell housing (where appropriate) but excluding options such as: trolling valves, power take-offs, propeller shaft companion flanges, torsional couplings etc.

---

#### Torsional Vibration and Torsional Couplings

The responsibility for ensuring torsional vibration compatibility rests with the overall propulsion system integration responsible party.

Compatibility check of torsional vibration must include excitations induced by engine governor. ZF cannot accept any liability for gearbox noise or for damage to the gearbox, the flexible coupling or to other parts of the drive unit caused by torsional vibrations. Contact ZF for further information and assistance.

For single engine powered boats, where loss of propulsion can result in loss of control, ZF recommends the use of a torsional limit stop. It is the buyer's responsibility to specify this option. ZF cannot accept any liability for personal injury, loss of life or damage or loss of property due to the failure of the buyer to specify a torsional limit stop.

Kilde: [www.zf.com](http://www.zf.com)



## Vedlegg 12: Datablad på forslag til fremdriftsdieselmotor


Power. Passion. Partnership.

[> Find Your Dealer](#) > [Business Portal](#) > [Purchasing](#) > [MTU Shop](#) > [Technical Info](#)



[Applications](#) | [Products](#) | [Parts & Service](#) | [Media](#) | [Careers](#) | [Contact](#) | [Company](#)

Engine Program / Diesel engines for patrol craft and FPBs / S 60

Engine model		S 60
Rated power to DIN ISO 3046		ICFN
Rated power max.	kW ( bhp )	499 (669)
Speed max.	rpm	2300
Exhaust emission		18,34
Dimensions and masses without gearbox		
Length (L)	mm (in)	1850 (72,8)
Width (W)	mm (in)	1035 (40,7)
Height (H)	mm (in)	1160 (45,7)
Mass (dry)	kg (lbs)	1633.00 (3600.00)
Dimensions and masses with gearbox		
Length (L1)	mm (in)	2039 (80,3)
Width (W)	mm (in)	1035 (40,7)
Height (H1)	mm (in)	1160 (45,7)
Mass (dry)	kg (lbs)	1839 (4054)
Gearbox model		MG 5114 A
Transmission ratio		on request
Engine main data		
Bore/Stroke	mm (in)	133/168 (5,2/6,6)
Cylinder displacement	l	2,33
Displacement, total	l (cu in)	14,0 (855)
Intake air temperature	°C	25
Sea water temperature	°C	25
Site altitude above sea level	m	100
Barometric pressure	mbar	1000
Power reduction at 45/32 °C	%	0
Fuel consumption	l/h (gal/h)	126,4 (33,4)

**Legend**

18 = IMO Tier II (Marpol Convention)  
34 = EPA Marine T2 Comp (40 CFR 94)

Kilde: www.mtu.com

Vedlegg 13: Datablad på forslag til generator i løfteviftmaskinrom

# Performance data

## AMG 0355

### Power range

575 – 750 kVA @ 400 V / 50 Hz / 1500 rpm  
 700 – 900 kVA @ 480 V / 60 Hz / 1800 rpm

Insulation class H / Temperature rise class H  
 Ratings according to temperature rise class F and standby peak ratings are available on request.

### Rated supply voltages

50 Hz: 380 – 440 V (Y), 220 – 254 V (Δ)  
 60 Hz: 380 – 480 V (Y), 220 – 277 V (Δ)

YY and ΔΔ (12 leads) connections are also possible. Single phase ratings are available on request.

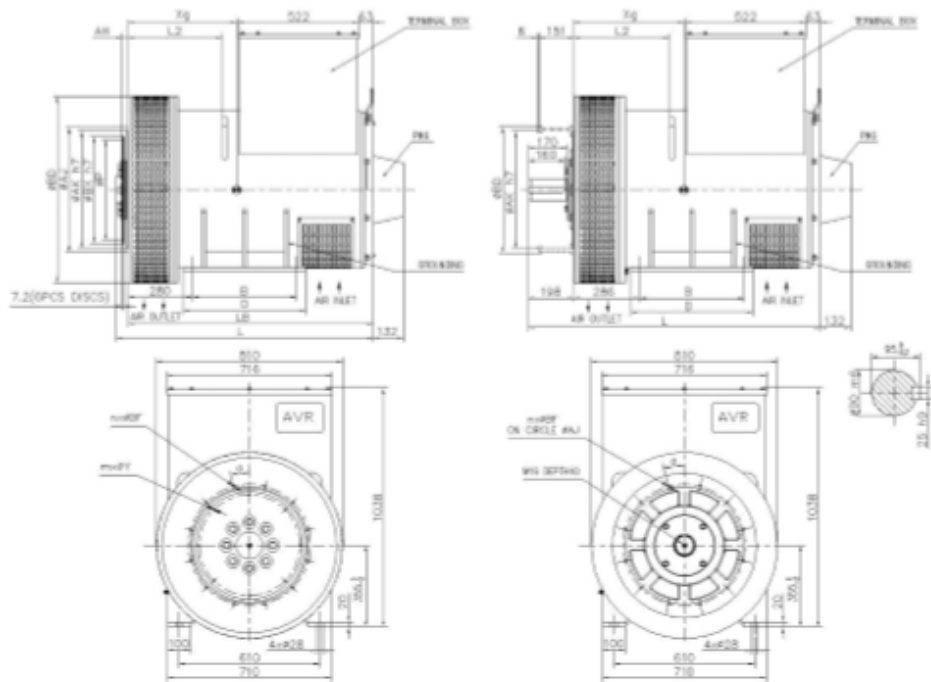


### Performance data

Type	continuous, 50 Hz, H class (125 K), ambient 40°C, p.f. 0.8											Efficiency (400 V) %							
	380 V		380 V		400 V		400 V		415 V		415 V		440 V		440 V		1 phase 220-240V		
	kVA	kW	kVA	kW	kVA	kW	kVA	kW	kVA	kW	kVA		kW	kVA	kW	kVA	kW	kVA	kW
AMG 0355AA04 DBPI	545	436	575	480	575	480	520	416	345	278	93.48								
AMG 0355BB04 DBPI	595	478	625	500	625	500	570	458	375	300	94.08								
AMG 0355BL04 DBPI	655	524	690	552	690	552	630	504	415	332	94.15								
AMG 0355CC04 DBPI	715	572	750	600	750	600	675	540	450	360	94.45								

Type	continuous, 60 Hz, H class (125 K), ambient 40°C, p.f. 0.8														Efficiency (480 V) %										
	380 V		380 V		400 V		400 V		415 V		415 V		440 V			440 V		460 V		480 V		480 V		1 phase 220-240V	
	kVA	kW	kVA	kW	kVA	kW	kVA	kW	kVA	kW	kVA	kW	kVA	kW		kVA	kW	kVA	kW	kVA	kW	kVA	kW	kVA	kW
AMG 0355AA04 DBPI	555	444	585	468	605	484	640	512	670	536	700	560	350	280	93.98										
AMG 0355BB04 DBPI	605	484	640	512	660	528	700	560	735	588	765	612	385	308	94.48										
AMG 0355BL04 DBPI	670	536	705	564	730	584	775	620	810	648	845	678	425	340	94.60										
AMG 0355CC04 DBPI	715	572	750	600	780	624	825	660	860	688	900	720	460	368	94.90										

## Drawings



### Single bearing

#### Frame dimensions (mm)

Type	B	D	LB	L	L2	Xg
AMG 0355AA04 DBPI	480	530	1062	1114	408	405
AMG 0355BB04 DBPI	550	530	1142	1124	488	530
AMG 0355BL04 DBPI	550	530	1142	1124	488	545
AMG 0355CC04 DBPI	550	530	1162	1234	528	585

#### Flange dimensions (mm)

S.A.E	AK	AJ	BD	BF	n	a
1	511.2	530.2	810	12.7	12	15°
1/2	584.2	619.3	810	14	12	15°
0	647.7	679.5	810	14	16	11.25°

#### Flex disc dimensions (mm)

S.A.E	BX	P	AH	Y	m
11°12'	352.4	333.4	39.8	11	8
14	488.8	438.2	25.4	13.5	8
18	571.5	542.9	15.7	18	8

#### Transportation parameters

Type	Net weight (kg)	Gross weight (kg)	Packing dimensions (mm)
AMG 0355AA04 DBPI	1300	1594	1650x1020x1335
AMG 0355BB04 DBPI	1530	1734	1650x1020x1335
AMG 0355BL04 DBPI	1590	1794	1650x1020x1335
AMG 0355CC04 DBPI	1710	1914	1650x1020x1335

### Double bearing

#### Frame dimensions (mm)

Type	B	D	L	L2	Xg
AMG 0355AA04 DAPI	480	530	1288	414	505
AMG 0355BB04 DAPI	550	530	1348	424	540
AMG 0355BL04 DAPI	550	530	1348	424	555
AMG 0355CC04 DAPI	550	530	1388	534	575

#### Flange dimensions (mm)

S.A.E	AK	AJ	BD	BF	n	a
1	511.2	530.2	708	13	12	15°
1/2	584.2	619.3	708	14	12	15°
0	647.7	679.5	708	14	16	11.25°

#### Transportation parameters

Type	Net weight (kg)	Gross weight (kg)	Packing dimensions (mm)
AMG 0355AA04 DAPI	1430	1636	1700x1020x1335
AMG 0355BB04 DAPI	1580	1786	1700x1020x1335
AMG 0355BL04 DAPI	1640	1846	1700x1020x1335
AMG 0355CC04 DAPI	1760	1966	1700x1020x1335

Vedlegg14: Datablad til forslag på kabel ved elektrisk overføring

Installasjonskabel – Safety Cable Halogenfri

## RQ 750V (fortsatt)

### DIMENSJONER

Rev.3

Tverrsnitt, mm <sup>2</sup>	Leder-type*	Art. nummer	EL-nummer	EAN-nummer	Ytre diameter ca mm.	Vekt pr. 1000 m ca. kg.	Leveringslengde, m.		
							Snelle	Bunt	
16	sort grå blå brun gul/grønn	MR	162360	1066119	7330384120562	7,2	153		500
			162362	1066143	7021521623625	7,2	153		500
			162363	1066144	7021521623632	7,2	153		500
			162364	1066145	7021521623649	7,2	153		500
			162361	1066120	7330384120654	7,2	153		500
25	sort gul/grønn	MR	162365	1066121	8430220306422	9,1	239		500
			162366	1066122	8430220306439	9,1	239		500
35	sort gul/grønn	MR	162370	1066123	8430220306460	10,2	327		500
			162371	1066124	8430220306484	10,2	327		500
50	sort gul/grønn	MR	162372	1066125	8430220306491	12,0	476		500
			162373	1066126	8430220304466	12,0	476		500
70	sort gul/grønn	MR	162374	1066127	8430220306507	13,6	664		500
			162375	1066128	8430220323139	13,6	664		500
95	sort gul/grønn	MR	162376	1066129	8430220306514	15,9	861		500
			162377	1066130	8430220306521	15,9	861		500
120	sort gul/grønn	MR	162378	1066131	8430220309904	17,8	1090		500
			162379	1066132	8430220309942	17,8	1090		500
150	sort gul/grønn	MR	162380	1066133	8430220306590	19,9	1370		500
			162381	1066134	8430220320435	19,9	1370		500
185	sort	MR	162382	1066135	8430220309997	22,1	1680		500
240	sort	MR	162383	1066136	8430220309393	25,0	2166		250
300	sort	MR	106169	1045690	7330384706186	27,3	2760		250
400	sort	MR	106168	1045691	7330384704465	33,6	3608		250

\*) MR = Mangetrådet rund

Lev.form og lev.lengde kan bli forandret.  
Ikke alle dimensjoner lagerføres.

Kilde: <http://media.draka.no/2015/06/Produktkatalogen-webversjon-juni-2014.pdf>

Vedlegg 15: Datablad på forslag til frekvensomformer

## Ratings, types and voltages Cabinet-built drives, ACS880-07

$U_N = 690$  V (range 525 to 690 V). The power ratings are valid at nominal voltage 690 V (45 to 2800 kW).

Nominal ratings			Light-overload use		Heavy-duty use		Noise level	Heat dissipation	Air flow	Type designation	Frame size
$I_N$ A	$I_{max}$ A	$P_M$ kW	$I_{L1}$ A	$P_{L1}$ kW	$I_{H1}$ A	$P_{H1}$ kW	dBA	W	m <sup>3</sup> /h		
<b>6-pulse diode</b>											
61	104	55	58	55	49	45	67	1795	1750	ACS880-07-0061A-7	R6
84	124	75	80	75	61	55	67	1940	1750	ACS880-07-0084A-7	R6
98	168	90	93	90	84	75	67	2440	1750	ACS880-07-0098A-7	R7
119	198	110	113	110	98	90	67	2810	1750	ACS880-07-0119A-7	R7
142	250	132	135	132	119	110	65	3900	1750	ACS880-07-0142A-7	R8
174	274	160	165	160	142	132	65	4400	1750	ACS880-07-0174A-7	R8
210	384	200	200	200	174	160	68	4700	1150	ACS880-07-0210A-7	R9
271	411	250	257	250	210	200	68	5300	1150	ACS880-07-0271A-7	R9
330	490	315	320	315	255	250	72	4903	2950	ACS880-07-0330A-7	R10
370	520	355	360	355	325	315	72	6102	2950	ACS880-07-0370A-7	R10
430	520	400	420	400	360 <sup>a</sup>	355	72	6909	2950	ACS880-07-0430A-7	R10
470	655	450	455	450	415	400	72	9622	2950	ACS880-07-0470A-7	R11
522	655	500	505	500	455	450	72	9264	2950	ACS880-07-0522A-7	R11
590	800	560	571	560	505	500	71	10362	2950	ACS880-07-0590A-7	R11
650	820	630	630	630	571 <sup>a</sup>	560	71	11078	3170	ACS880-07-0650A-7	R11
721	820	710	705	630	571 <sup>a</sup>	560	71	11078	3170	ACS880-07-0721A-7	R11
800	1200	800	769	710	598	560	73	18000	4290	ACS880-07-0800A-7	D8T+2xR8i
900	1350	900	864	800	673	630	74	20000	4290	ACS880-07-0900A-7	D8T+2xR8i
1160	1740	1100	1114	1100	869	800	74	28000	5720	ACS880-07-1160A-7	2xD8T+2xR8i
1450	2175	1400	1392	1250	1085	1000	75	32000	7150	ACS880-07-1450A-7	2xD8T+3xR8i
1650	2475	1600	1584	1500	1234	1200	75	36500	7150	ACS880-07-1650A-7	2xD8T+3xR8i
1950	2925	1900	1872	1800	1459	1400	77	44000	10010	ACS880-07-1950A-7	3xD8T+4xR8i
2300	3450	2200	2208	2000	1720	1600	77	52000	10010	ACS880-07-2300A-7	3xD8T+4xR8i
2600	3900	2500	2496	2400	1945	1900	78	58000	12870	ACS880-07-2600A-7	4xD8T+5xR8i
2860	4290	2800	2746	2600	2139	2000	78	65000	12870	ACS880-07-2860A-7	4xD8T+5xR8i
<b>12-pulse diode</b>											
800	1200	800	769	710	598	560	73	18000	5720	ACS880-07-0800A-7+A004	2xD7T+2xR8i
950	1425	900	912	800	711	630	74	20000	5720	ACS880-07-0950A-7+A004	2xD8T+2xR8i
1160	1740	1100	1114	1100	869	800	74	28000	5720	ACS880-07-1160A-7+A004	2xD8T+2xR8i
1450	2175	1400	1392	1250	1085	1000	75	32000	7150	ACS880-07-1450A-7+A004	2xD8T+3xR8i
1650	2475	1600	1584	1500	1234	1200	75	36500	7150	ACS880-07-1650A-7+A004	2xD8T+3xR8i
1950	2925	1900	1872	1800	1459	1400	77	44000	11440	ACS880-07-1950A-7+A004	4xD8T+4xR8i
2300	3450	2200	2208	2000	1720	1600	77	52000	11440	ACS880-07-2300A-7+A004	4xD8T+4xR8i
2600	3900	2500	2496	2400	1945	1900	78	58000	12870	ACS880-07-2600A-7+A004	4xD8T+5xR8i
2860	4290	2800	2746	2600	2139	2000	78	65000	12870	ACS880-07-2860A-7+A004	4xD8T+5xR8i

<sup>a</sup>=144% overload

Frame size	Height IP22/42 (mm)	Height IP54 (mm)	Width (mm)	Depth (mm)	Weight (kg)
R6	2145	2315	430 <sup>a</sup>	673	240
R7	2145	2315	430 <sup>a</sup>	673	250
R8	2145	2315	430 <sup>a</sup>	673	265
R9	2145	2315	630	698	375
R10	2145	2315	630 <sup>a</sup>	698	530
R11	2145	2315	630 <sup>a</sup>	698	590

<sup>a</sup> Additional 200 mm if equipped with 1<sup>st</sup> environment (C2) filter  
<sup>b</sup> Additional 300 mm if equipped with braking chopper

Nominal ratings	
$I_N$	Rated current available continuously without overloadability at 40 °C.
$P_M$	Typical motor power in no-overload use.
$I_{max}$	Maximum output current. Available for 10 seconds at start, then as long as allowed by drive temperature.
Light-overload use	
$I_{L1}$	Continuous current allowing 110% $I_N$ for 1 min/5 min at 40 °C.
$P_{L1}$	Typical motor power in light-overload use.
Heavy-duty use	
$I_{H1}$	Continuous current allowing 150% $I_N$ for 1 min/5 min at 40 °C.
$P_{H1}$	Typical motor power in heavy-duty use.

The ratings apply at 40 °C ambient temperature. At higher temperatures (up to 50 °C) the derating is 1%/1 °C.  
 Operation above 150 Hz might require type specific derating.

Frame size	Height IP22/42 (mm)	Height IP54 (mm)	6-pulse width (mm) <sup>(1)</sup>	12-pulse width (mm) <sup>(1)</sup>	Depth (mm) <sup>(2)</sup>	Depth top exit (mm)	6-pulse weight (kg)	12-pulse weight (kg)
D8T+2xR8i	2145	2315	1830	-	636	826	1470	-
2xD7T+2xR8i	2145	2315	-	2030 <sup>(1)</sup>	636	826	-	1710
2xD8T+2xR8i <sup>(*)</sup>	2145	2315	2030 <sup>(1)</sup>	-	636	826	1650	-
2xD8T+2xR8i	2145	2315	2230 <sup>(1)</sup>	-	636	826	1770	1870
2xD8T+3xR8i	2145	2315	2430 <sup>(1)</sup>	2430 <sup>(1)</sup>	636	826	1920	2020
3xD8T+3xR8i	2145	2315	2630 <sup>(1)</sup>	-	636	826	2230	-
3xD8T+4xR8i	2145	2315	3030 <sup>(1)</sup>	-	636	826	2590	-
4xD8T+3xR8i	2145	2315	-	3030 <sup>(1)</sup>	636	826	-	2600
4xD8T+4xR8i	2145	2315	-	3430 <sup>(1)</sup>	636	826	-	2960
4xD8T+5xR8i	2145	2315	3630 <sup>(1)</sup>	3630 <sup>(1)</sup>	636	826	3030	3110

<sup>(\*)</sup> ACS880-07-1160A-7  
<sup>(\*)</sup> Additional 200 mm if equipped with earthing switch  
<sup>(\*)</sup> Additional 600 mm if equipped with line contactor, earthing switch or air circuit breaker

<sup>(1)</sup> Additional 200 mm if top entry  
<sup>(1)</sup> If UL variant the width may differ  
<sup>(2)</sup> Top exit with backpack for nxR8i, additional depth is 120 mm

Kilde: [https://library.e.abb.com/public/1cdccab6f6534e0297164bd104137552/EN\\_ACS880\\_si\\_ngle\\_drives\\_3AUA0000098111\\_RevM.pdf](https://library.e.abb.com/public/1cdccab6f6534e0297164bd104137552/EN_ACS880_si_ngle_drives_3AUA0000098111_RevM.pdf)



## Vedlegg 16: Datablad på forslag til hydraulikkpumpe til løfteviftemotor

### Pump Specifications - Metric

MODEL			TVW 130	TVW 180	TVW 250	TVW 360	TVW 500	TVW 750
Design	Swash plate - Axial piston pump							
Type of mounting	Flange or foot-mounted. Combination units foot mounted only							
Pipe connection SAE/Flange	B A	psi	1-1/4"-6000	1-1/4"-6000	1-1/2"-6000	1-1/2"-6000	2"-6000	2"-6000
Direction of rotation	Clockwise when viewing shaft end of pump Counterclockwise available on request							
Speed range	$n_{min}$ $n_{max}$	min <sup>o</sup>	150 1800					1500 <sup>1</sup>
Installation position	Optional, see mounting information							
Ambient temperature range	min max	*C	-20 50					
Weight	m	kg	160	165	235	240	420	460
Mass of inertia	J	kg m <sup>2</sup>	0,045	0,045	0,146	0,152	0,5	0,55

#### HYDRAULIC CHARACTERISTICS

Nominal pressure (100% duty cycle)	$p_N$	bar	350					
Input pressure	$p_{1min}$ $p_{1max}$	bar	4					
		bar	Pressure can be applied to the pump inlet but the sum of $p_1$ and $p_2$ must not exceed the maximum value of 420 bar					
Max. pressure to DIN 24312	$p_{2max}$	psi	420					
Hydraulic fluid	Hydraulic oil to DIN 51524 part 2. Refer to section Application Data-Fluid Recommendations							
Hydraulic fluid temperature range	min max	*C	-25 90					
Viscosity range for continuous operation	min max	cSt	10 150					
Max. permissible start viscosity	max	cSt	1000 <sup>2</sup>					
Filtering	ISO 4406		18/15/13					
Maximum geometric displacement	$V_G$	cm <sup>3</sup>	130	180	250	360	500	750
Max. geom. pump flow	$Q_G$	l/min	195 234	270 324	375 450	540 648	750 900	1125 1125 <sup>2</sup>
Case pressure	$p_{vmax}$	bar	max. 0,5 bar over $p_1$ . $p_{vmax} = 4$ bar abs.					

#### HYDRAULIC CHARACTERISTIC OF CHARGE AND PILOT PUMP

Displacement charge pump	$V_G sp$	cm <sup>3</sup>	40	64	80	125	200
Charge pressure	$p_{1v sp}$	bar	10/20	10/20	10/20	12/20	16/24
Input pressure charge & pilot pump	$p_{1min sp/v}$	bar	0,8 absolute				
Displacement pilot pump	$V_G sp$	cm <sup>3</sup>	8				
Pilot pressure	$p_{2v}$	bar	60	60	60	80	80

#### DRIVE

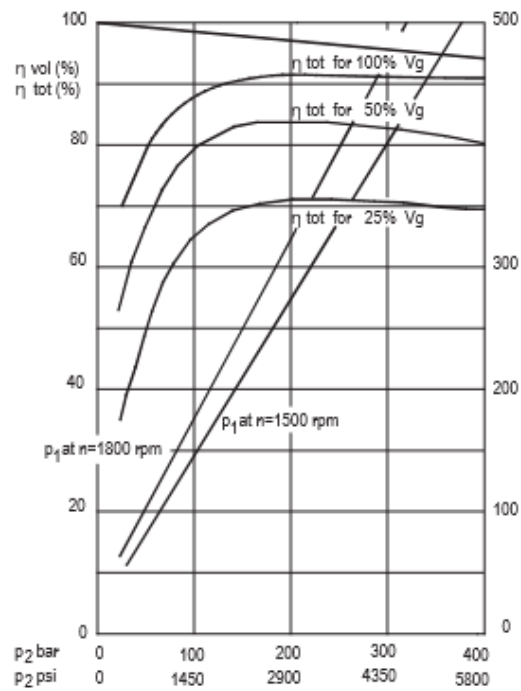
Max. driving torque - single unit ( $p_2$ max., $n = 100\%$ )	$M_1 single$	Nm	870	1204	1670	2405	3340	5000
Max. power consumption - single unit ( $p_2$ max., $n = 100\%$ ; $n = 1800$ min <sup>-1</sup> )	$P_1 single$	kW	164	227	315	454	630	787 <sup>1</sup>
Max. driving torque - comb. unit	$M_1 comb.$	Nm	2x870	2x1204	2x1670	2x2405	5000	5000

1) TVW - 750 at 1800 min<sup>-1</sup> reduced to 625cm<sup>3</sup>

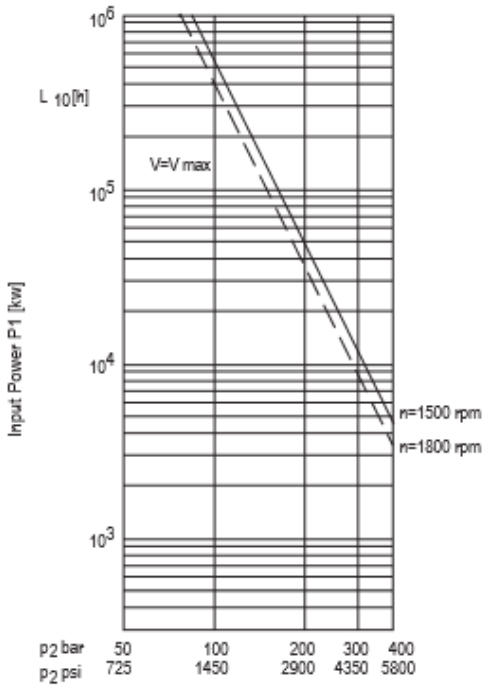
2) When pressure below 100 bar and flow below 25% of max. flow

## Performance Curves - 500 Series

**Power efficiency performance curve**



**Roller bearing life**




**Combination units**

For combination pumps the characteristic values are as for the individual units. Only the torque  $M_1$  is limited to 5000 Nm.

**For reduced swash-angle:**

$$L_H = (L \text{ at } V_{max}) \times \frac{1}{\left(\frac{V}{V_{max}}\right)^{\frac{10}{3}}}$$

## Vedlegg 17: Datablad på hydraulikkolje på Skjold-klassen



Technical Data Sheet

Previous Name: Shell Tellus STX

# Shell Tellus S3 V 32

*Premium zinkfri hydraulolja för industriellt bruk för ett mycket brett temperaturområde*

Shell Tellus S3 V hydraulvätskor är smörjmedel av mycket hög kvalitet med en exklusiv asklös teknologi och det tillsammans med mycket skjuvstabla viskositetsmodifierare. De ger en utmärkt kontroll av viskositeten och skyddar mot stor mekanisk, termisk och kemisk stress över ett brett temperaturområde. Den ger ett enastående skydd och prestanda i de flesta mobila utrustningar och andra applikationer i ett brett omgivnings- eller användningstemperaturområde.

**DESIGNED TO MEET CHALLENGES**

### Prestanda, Funktioner & Fördelar

- Lång livslängd - minskat underhåll**

Shell Tellus S3 V erbjuder en förbättrad förmåga till att förlänga intervallerna mellan oljebyten och därmed minskade stillesåndstider genom:

  - En förlängd ASTM D 943 TOST livslängd, med en oxidationstabilitet tre gånger bättre än industrins minimikrav;
  - Utmärkt motstånd mot haverier i närvaro av vatten och värme;
  - Bäst i klassen gällande skjuvstabilitet och bibehållen viskositetskontroll.

Dessa egenskaper ger ett förblängt underhållsintervall utan att kompromissa med skyddet eller prestandan, även för applikationer under svåra eller förhöjda temperaturområden.

- Enastående slitageskydd**

Avancerade asklösa (zinkfria) antiwear additiv ger skydd i ett brett område, inklusive lätta- och tunga förhållanden och i drift med höga laster.




Det mycket höga viskositetsindexet (VI) hos Shell Tellus S3 V, i kombination med en enastående skjuvstabilitet, hjälper till att bibehålla den kritiska smörjfilmstjockleken hos de högt belastade komponenterna i hydraulsystemet. Skyddet är bibehållet även vid högt belastade förhållanden och vid höga temperaturer.
- Bibehåller effektiviteten på hydraulsystemet**

Suverän renhet och enastående filtrerbarhet, utmärkt vattenseparation, luftseparation och antiskumegenskaperna hjälper till att bibehålla eller förbättra effektiviteten i hydraulsystemet. Den utmärkta filtrerbarheten är bibehållen även när vätskan är förorenad med vatten, där bara en försumbar mängd uppbyggnad av partiklar eller gel kan

Shell Tellus S3 V möter vid Shells fyllnadsfabriker kraven av max ISO 4406 21/18/16 klassen. DIN 51524 specifikationen uppmärksammar att oljan blir exponerad för flera faktorer under transport eller lagring vilket kan påverka renhetsnivån.

Dessa egenskaper bidrar till förlängd filterlivslängd och medger finare filtrering för ytterligare skydd av utrustningen.

### Huvudsakliga användningsområden



- Mobila/Utomhus hydraulapplikationer**

Hydraul- och kraftöverföringsystem i exponerade miljöer vilka är utsatta för stora variationer i temperaturen. Det höga viskositetsindexet hos Shell Tellus S3 V hjälper till att ge prestanda från kallstart till full last vid tuffa arbetsförhållanden.
- Precisionsystem**

Precisionsystem kräver en god kontroll på vätskans viskositet över arbetscykeln och en utmärkt filtrerbarhet, även när vätskan är förorenad. Shell Tellus S3 V ger dessa egenskaper samt bättre nivåer av temperatur-viskositet stabilitet jämfört med många ISO HV hydraulvätskor.
- Miljöpåverkan**

Shell Tellus S3 V har en reducerad miljöpåverkan vid händelse av läckage eller ett oljespill jämfört med konventionella zinkbaserade hydraulvätskor. Detta uppnås genom användningen av en asklös anti-wear teknologi och lågsvavliga basoljor.

Page 1 of 4 - Shell Tellus S3 V 32, v 2



Shell Tellus S3 V är "inte skadlig" för sötvattens- och marina ryggradslösa djur (OECD 202, US EPA OPPTS 850.1035).

För ytterligare minskning av miljöpåverkan erbjuder vi Shell Naturelle-serien som miljövänligare smörjmedel.

För de mest krävande förhållanden, lång livslängd och ytterligare effektivitet, erbjuder Shell Tellus S4 ME den bästa prestandan och systemeffektiviteten.

#### Specifikationer, Godkännanden & Rekommendationer

- Denison Hydraulics (HF-0, HF-1 Och HF-2)
- Eaton Vickers (Brochure 694)
- Cincinnati Machine (P-68, P-70 Och P-69).
- Bosch Rexroth (Mineral hydrauloljor för axial kolvpumpar RE 90220-01/09.09).
- ISO 11158 (HV Vätskor)
- DIN 51524-3 (HVLV Oljor)

#### Typiska fysiska egenskaper

Properties			Method	Shell Tellus S3 V
ISO Viskositet Klass			ISO 3448	32
ISO-klass			ISO 6743-4	HV
Kinematisk Viskositet	@-20°C	cSt	ASTM D 445	1000
Kinematisk Viskositet	@40°C	cSt	ASTM D 445	32
Kinematisk Viskositet	@100°C	cSt	ASTM D 445	6.5
Viskositetsindex			ISO 2909	160
Densitet	@15°C	kg/m <sup>3</sup>	ISO 12185	862
Flampunkt		°C	ISO 2592 (COC)	200
Lägsta flytpunkt		°C	ISO 3016	-39

Dessa egenskaper är typiska för den nuvarande produktionen. Framtida produktion kommer att följa Shells specifikation, men avvikelser kan förekomma.

#### Hälsa, Säkerhet & Miljö

- Vägledning gällande Hälsa och Säkerhet finns tillgängligt i säkerhetsdatabladet som kan laddas ner från <http://www.epc.shell.com/>
- Värna om miljön  
Lämna spillolja vid en uppsamlingsplats avlägsna ej i avlopp, jorden eller i vattnet.

#### Tilläggsinformation

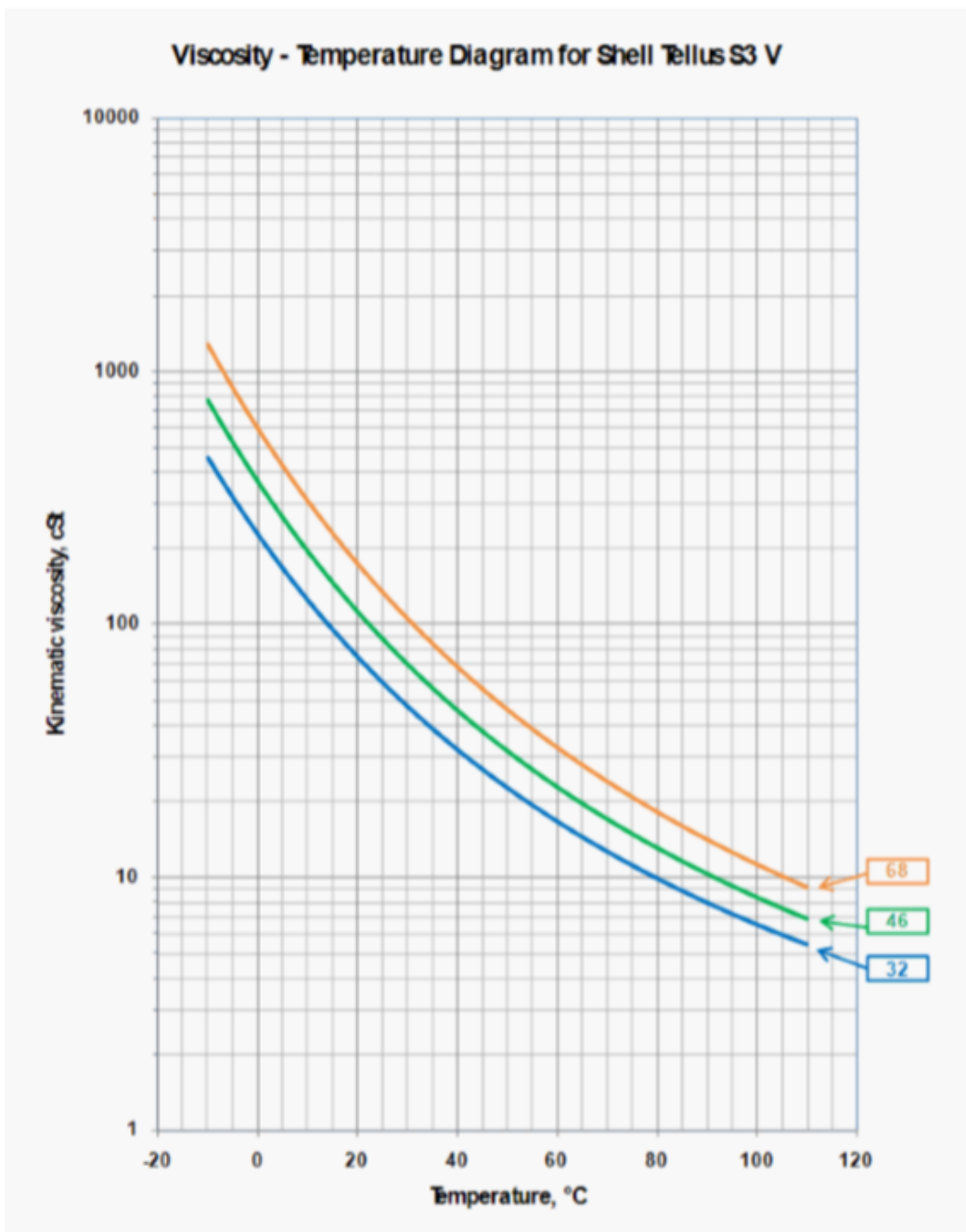
- Råd  
Råd om användningsområden som inte tas upp här får du från din Shell-representant.

- ASTM 6158 (HV Mineraloljor)
- SS 15 54 34 AV (ISO VG 46 Och 68)
- SS 15 54 34 AM (ISO VG 32).

För en fullständig lista på godkännanden och rekommendationer, rådgör med din lokala Shell Tekniska Helpdesk, eller besök hemsidan för OEM-godkännanden.

#### Kompatibilitet och blandbarhet

- Kompatibilitet  
Shell Tellus S3 V hydraulvätskor är kompatibla med de flesta andra hydraulvätskor baserade på mineraloljor. Dock bör inte hydrauloljor av mineralolja blandas med andra vätsketyper (ex miljöanpassade - eller svårbrännbara hydraulvätskor).
- Packnings & färgkompatibilitet  
Shell Tellus S3 V är kompatibel med packningsmaterial och färger vilka normalt är specificerade för användning tillsammans med mineraloljor.



Kilde: [http://www3.ikaros.net/datablad/pblad/smorjmedel%20\(Univar\)/550016688\\_Shell\\_Tellus\\_S3\\_V\\_32\\_PBLAD.pdf](http://www3.ikaros.net/datablad/pblad/smorjmedel%20(Univar)/550016688_Shell_Tellus_S3_V_32_PBLAD.pdf)

## Vedlegg 18: Datablad på forslag til hydraulikkslange

### KAPITTEL 1:1 HYDRAULIKKSLANGER, GUMMI OG TERMOPLAST

1:1

#### 1135-13 ISOBAR 35 CO



##### Konstruksjon

Innvendig: Syntetisk oljebestandig gummi  
 Utvendig: Syntetisk, slitesterk vær- og varmebestandig gummi  
 Innlegg: ID 19-32: Fire spiraler  
 ID 38-51: Seks spiraler  
 Sikkerhetsfaktor: 1:4  
 Temperatur: -40°C – +121°C  
 Utførelse: Vevviklet, sort, oransje og hvit merking

MSHA

##### Egenskaper

Fleksibel hydraulikkslange for høye arbeidstrykk i kombinasjon med høye impulser og mye utvendig slitasje. Arbeidstrykket møter eller overgår EN 856 R13. Slangen er MSHA-godkjent (flame-resistent).

Hylse: 4400-09-xx, 4400-13-xx, 4400-13-xxS  
 Produktgruppe: 110

Artikkel nummer	ID mm	ID tommer	OD mm	WP MPa	Bøye rad. mm	Vekt kg/m
1135-13-12	19,0	3/4	32,2	35,0	220	1,50
1135-13-16	25,0	1	38,7	35,0	280	2,20
1135-13-20	32,0	1 1/4	50,4	35,0	380	2,60
1135-13-24	38,0	1 1/2	57,9	35,0	480	4,80
1135-13-32	51,0	2	71,9	35,0	635	7,09

#### 1014 BLASTOPAK



##### Konstruksjon

Innvendig: Sort vannbestandig gummi  
 Utvendig: Ekstra slitesterk, syntetisk gummi  
 Innlegg: Dim 6 & 10mm: Fire spiraler og ett lag flettet stålwire  
 Dim 13mm: Fire spiraler  
 Dim 19 & 25mm: Seks spiraler  
 Sikkerhetsfaktor: 1:2,5  
 Temperatur: -40°C – +120°C  
 Utførelse: Vevviklet, sort

##### Egenskaper

Denne slangen er konstruert for "Waterblasting" med ekstra høye trykk.  
 Merk: Kan ikke brukes for hydraulikkapplikasjoner. Kun spesialkupper skal benyttes.

Hylse: 4500-10-xx  
 Produktgruppe: 110

Artikkel nummer	ID mm	ID tommer	OD mm	WP MPa	Bøye rad. mm	Vekt kg/m
1014-00-06	10,0	3/8	25,1	100,0	130	1,20
1014-00-08	13,0	1/2	27,8	100,0	200	1,25
1014-00-12	19,0	3/4	36,0	100,0	250	1,70
1014-00-16	25,0	1	42,0	80,0	300	2,50

## Vedlegg 19: Forslag til hydraulikkoljekjøler

# DOC77HF

## Datablad

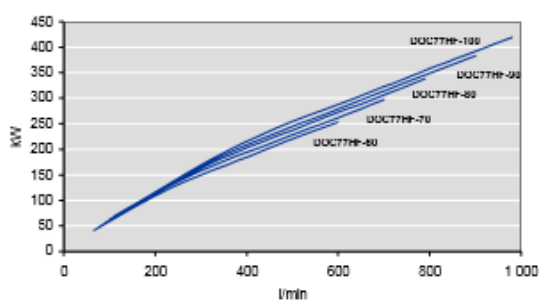
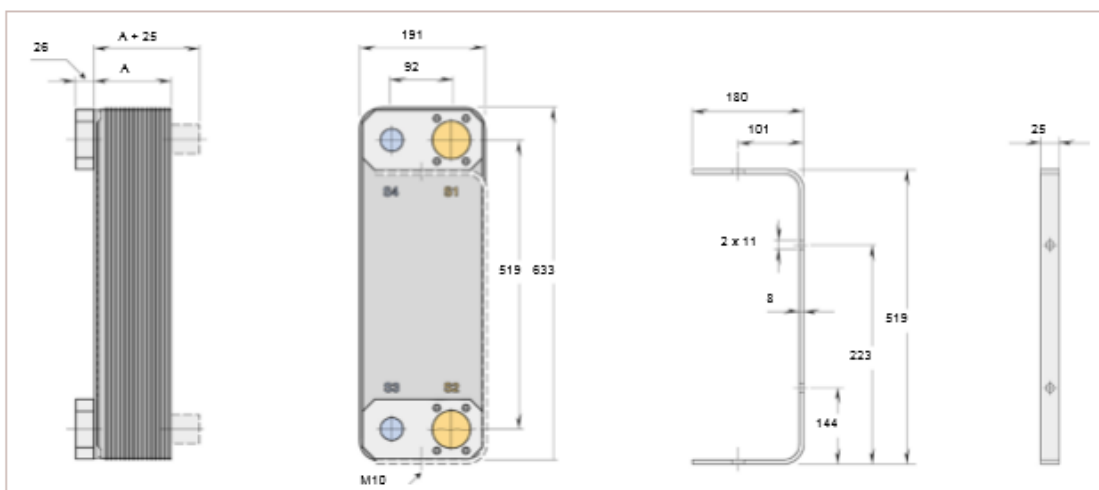
### Standard data

Antal plattor	60, 70, 80, 90, 100
Max arbetstemperatur	175°C
Min arbetstemperatur	-160°C
Max arbetstryck S1-S2/S3-S4	16/25 bar
Volym per kanal, liter	0,26 l
Kyleffekt	120–360 kW

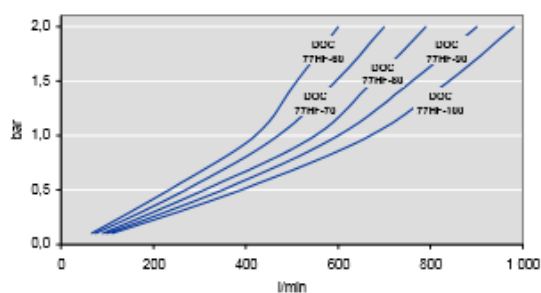
### Anslutningar

S1-S2, olja	SAE 2 1/2"
S3-S4, vatten	ISO-G 1 1/4"
Nyckelvidd	–
Kontrollanslutningar (tillval)	ISO-G 1" inv. gånge

Plattor/storlek/vikt	60	70	80	90	100
Tom vikt, kg	37,4	41,8	46,2	50,6	55
Diup, mm = A (se ritning nedan)	181	209,5	238	266,5	295



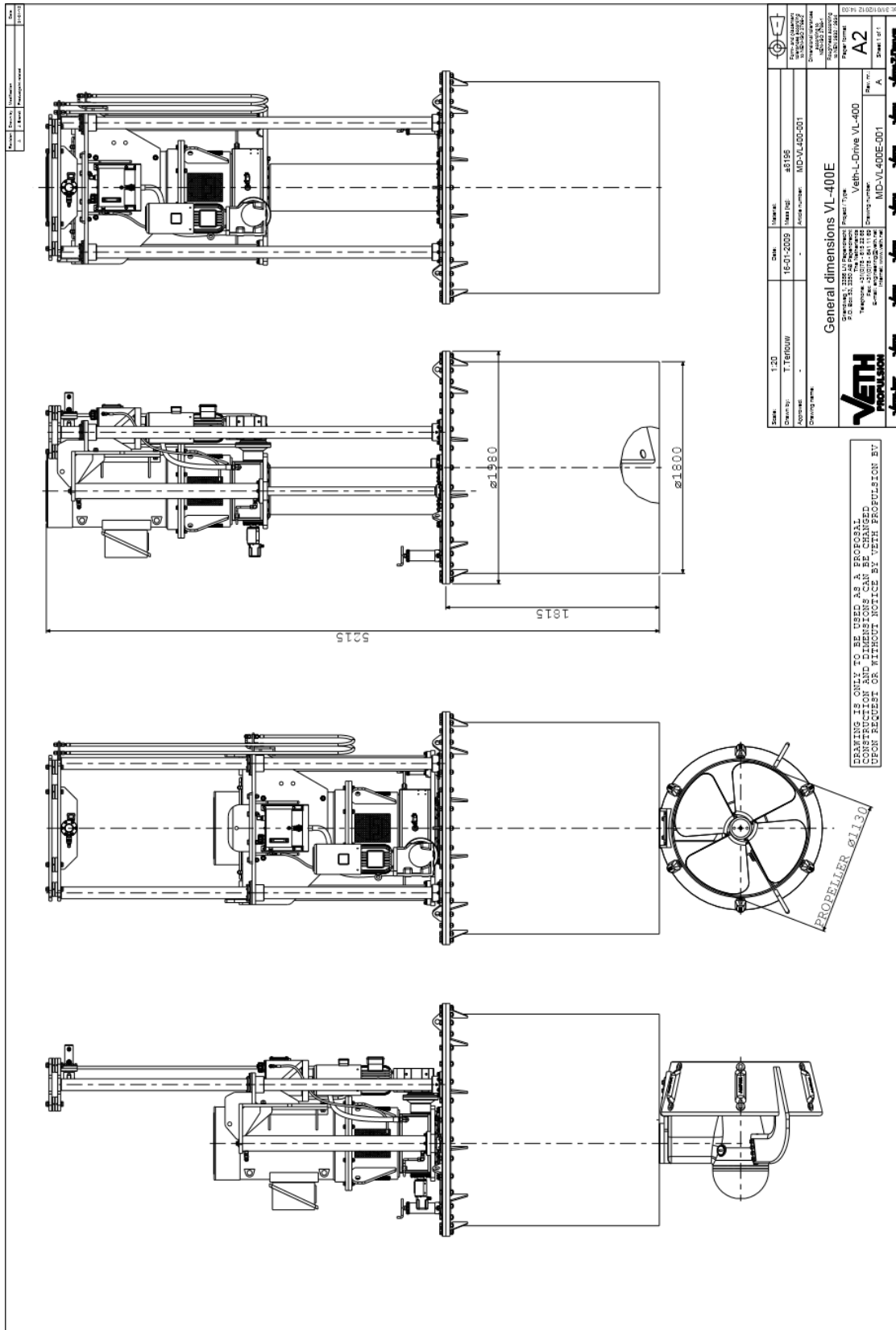
Förutsättningar för diagrammen  
 Temperatur i olja: 60°C, vatten: 20°C  
 Olja ISO VG 32 och olje-/vattenflöde 2/1



För andra ingångsdata för oljetyp, temperaturer och flöden hänvisas till beräkningsprogrammet Alfa Select Oil Cooler. Kontakta din återförsäljare för att få ett exemplar av programmet eller för support.

Kilde: <http://www.servicatalogue.com/Katalogdata/pdf/170003-1-1-1.pdf>

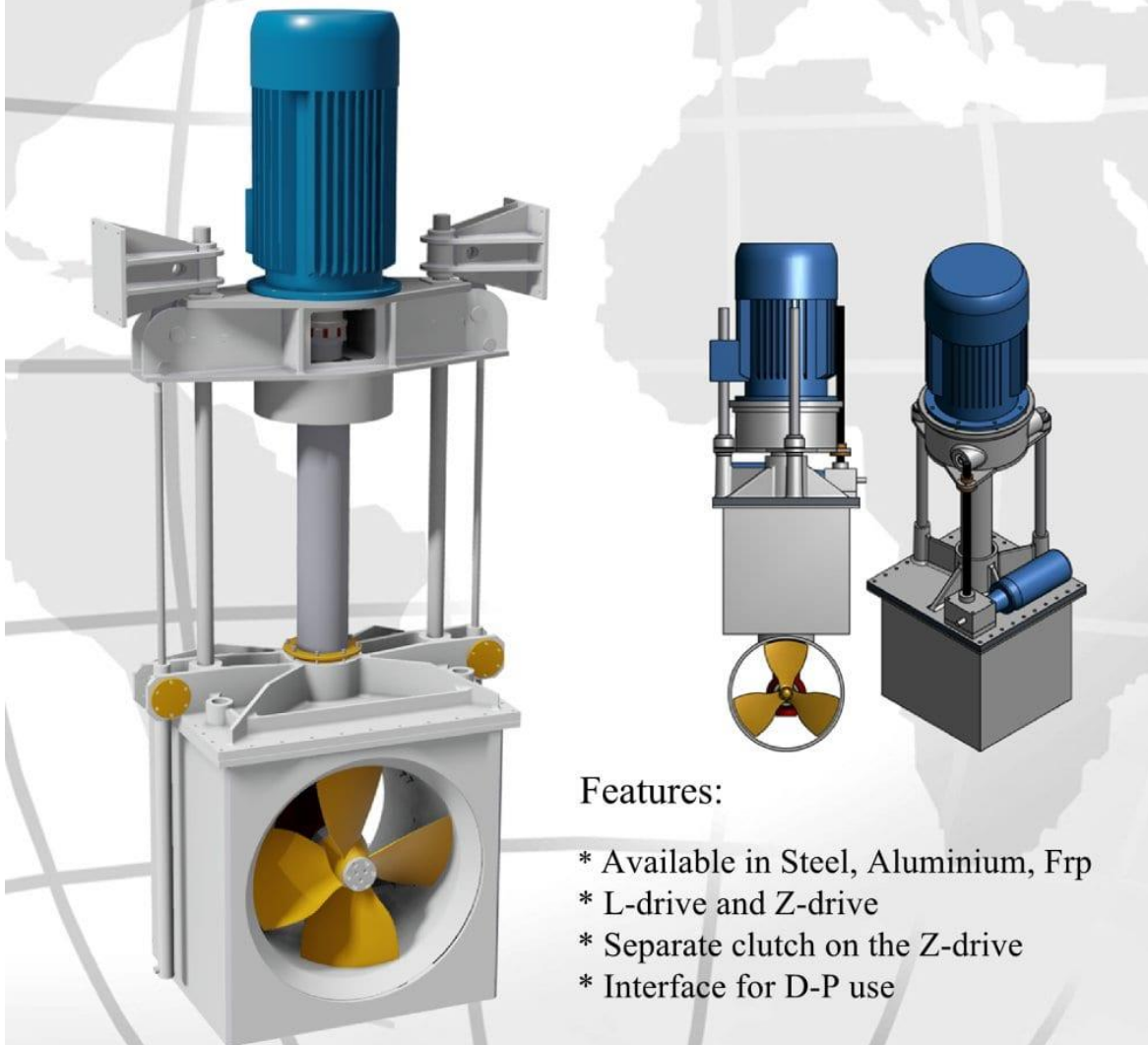
Vedlegg 20: Tegning til en alternativ nedsenkbar azimuth thruster



Kilde: [www.veth.net](http://www.veth.net)



## Retractable Azimuth Thruster



### Features:

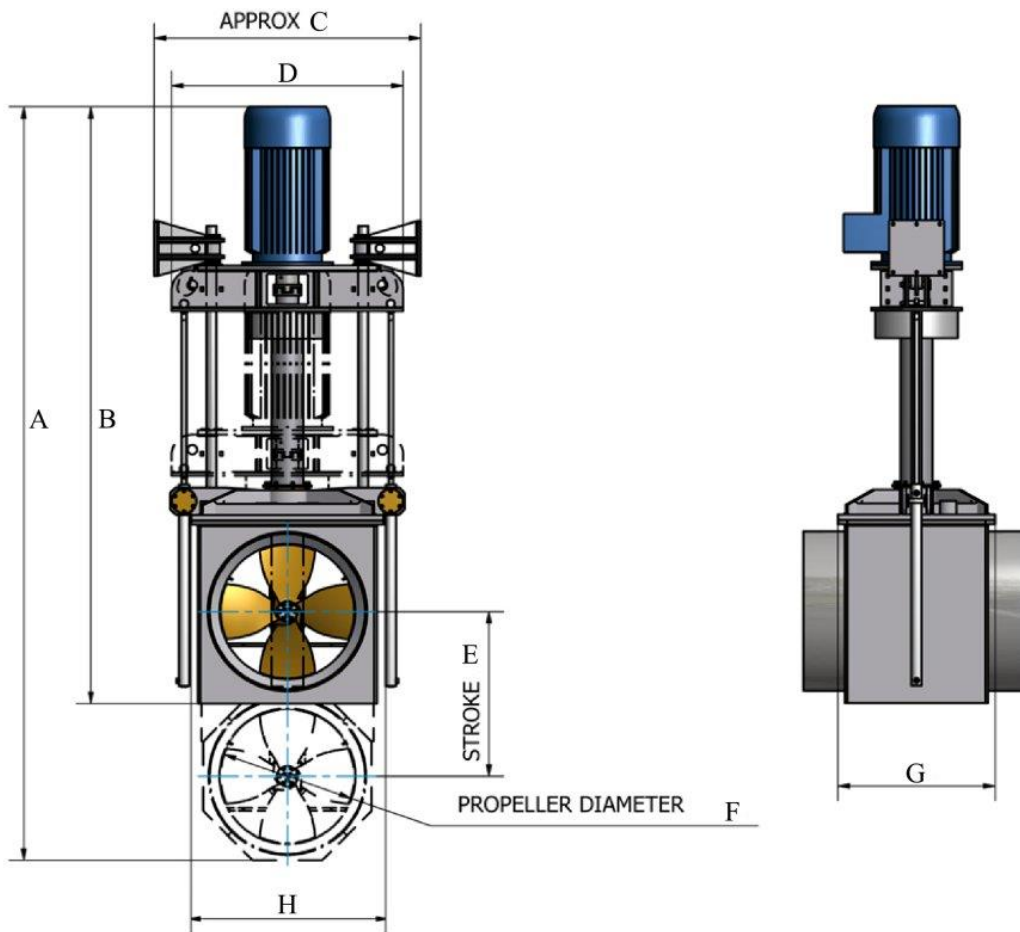
- \* Available in Steel, Aluminium, Frp
- \* L-drive and Z-drive
- \* Separate clutch on the Z-drive
- \* Interface for D-P use

GME GRAT series Propeller dia. [mm]	420	570	715	960	1160	1350	1550	1800
Max. power	45 kW	90 kW	150 kW	250 kW	400 kW	550 kW	750 kW	1000 kW

Consult GME technical staff to determine applicable power for each specific use



## Dimension table



Sizes in mm	GRAT 420	GRAT 570	GRAT 715	GRAT 960	GRAT1160	GRAT 1350	GRAT1550	GRAT1800
[kW]	45	90	150	250	400	550	750	1000
A	2580	3450	4025	5473	6555	7420	8525	9900
B	2100	2754	3125	4335	5185	5770	6625	7690
C			1480	1932	2300	2796	3210	3725
D			1300	1680	2000	2420	2785	3235
E	490	655	900	1196	1425	1680	1930	2240
F	420	570	715	960	1160	1350	1550	1800
G	580	787	880	1140	1695	2029	2330	2705
H	620	841	1025	1420	1350	1592	1828	2120

In order to continuously improve our quality, we reserve the right to amend dimensions and specifications without prior notice.



Industrieweg 4 4794SX HEIJNINGEN Holland

Phone +31(0) 167 524 544 Fax +31(0) 167 520 469 E-mail info@global-engineering.nl Website www.global-engineering.nl

Kilde: <http://pdf.nauticexpo.com/pdf/best-propulsion-bv/retractable-azimuth-thruster/28950-19779-2.html>

## The new permanent magnetic driven azimuth thruster (AZ-PM)

The permanent magnet azimuthing thruster is a new addition to the Rolls-Royce family of thrusters, building on the design developed and verified on the permanent magnet tunnel thrusters with regard to thruster design and motor integration. The AZ-PM meets operational requirements with focus on performance and reliability.

The AZ-PM is built around permanent magnet motor technology and a propeller running on roller bearings, supported by a central shaft. The central shaft is supported by stays. These stays and the central bearing housing recover some of the swirl energy created by the propeller, providing additional thrust.

The Rolls-Royce thruster meets strict quality requirements. The AZ-PM thruster contains fewer rotating parts compared to mechanical azimuthing thrusters, and thus has fewer components subject to wear and tear.

The azimuth PM thruster is the latest environmentally friendly thruster from Rolls-Royce. The highly efficient PM motor, with no requirement for an internal cooling system and no lubrication pumps results in a highly energy efficient thruster. The thruster is approved for EAL (Environmentally Approved Lubricant) and the oil volume in the thruster is reduced by more than 50% compared to other azimuth thrusters.



### Typical applications

AZ-PM is suitable for applications requiring up to 16 knot transit speed. Other applications will be investigated on request.

20240701-1 of 2 | 19.08.16



## Fact Sheet

	AZ-PM 1900	AZ-PM 2600
<b>Power (kW)</b>	500 - 1100	1100 - 2600
<b>Thruster (kN)</b>	191kN at 0knot	411kN at 0knot
<b>RPM</b>	239	187
<b>Propeller diameter (mm)</b>	1900	2600
<b>Propeller type</b>	Monobloc/FP	Monobloc/FP
<b>Direction of rotation</b>	CW/CCW	CW/CCW
<b>Drive</b>	AFE or 12-pulse drive	AFE or 12-pulse drive

Approximate values, provided for information only. Actual thrust may vary for given applications.

De-rating may be required on 12-pulse drive installations.

All data is subject to change without prior notice.



### Advantages

- Compact design
- High energy efficiency
- Environmentally friendly
- Low maintenance
- Low noise and vibration

### The AZ-PM consist of:

#### Underwater unit:

- Permanent Magnet motor
- Monobloc fixed pitch propeller
- Hydrodynamic fairings

#### Inboard unit:

- Steering machine
- Slip ring unit
- Lubrication system

22A000004 01 20160818



Rolls-Royce Marine AS,  
Propulsjon - Ulsteinvik  
Sjøgata 98, N-4065 Ulsteinvik, Norway  
Tel: +47 815 20 070 Fax: +47 70 01 40 17  
www.rolls-royce.com

© 2016 Rolls-Royce plc  
Whilst this information is given in good faith, no  
warranty or representation is given concerning such  
information, which must not be taken as establishing  
any contractual or other commitment binding upon  
Rolls-Royce plc or any of its subsidiary or associated  
companies.

## Vedlegg 23: Ytelser på påhengsmotor

<b>Produktdetaljer</b>	
<b>tekniske data</b>	detaljer
<b>Motor</b>	
Motorstype	Firetakt
Slagvolum	5 330 cm <sup>3</sup>
Antall sylindere/konfigurasjon	60°-V8, 32-valve, DOHC with VCT
Boring x slag	94,0 mm x 96,0 mm
Propellakseffekt	257,4kW / 5 500 rpm
Driftsområde ved full gasspådrag	5 000 - 6 000 rpm
Smøresystem	Wet sump
Bensininsprøytningsystem	EFI
Ignition / advance system	TCI
Startsystem	Electric with Prime Start™
Girutvekslingsforhold	1.73 (26/15)
<b>Dimensjoner</b>	
Anbefalt høyde på båtens akterspeil	X:637 mm U:764 mm
Vekt med propell	F350AETX: 356.0 kg, FL350AETX: 356.0 kg, F350AETU: 364.0 kg, FL350AETU: 364.0 kg
Tankvolum	-
Oljemengde	6,5 Liter

Kilde: [www.yamaha-motors.eu.no](http://www.yamaha-motors.eu.no)

## Vedlegg 24: Datablad på forslag til nedsenkbar azimuth thruster

### Rolls Royce Retractable thrusters

The retractable range uses components from the Rolls-Royce standard azimuth thruster range and provides fast hydraulic lifting and lowering of the unit, enabling it to retract into the hull when not in use, reducing the vessel's drag. The UL models are designed for horizontal drive with automatic drive shaft disconnection system. ULE models are designed for vertical drive. Both are available with CP or FP propellers.

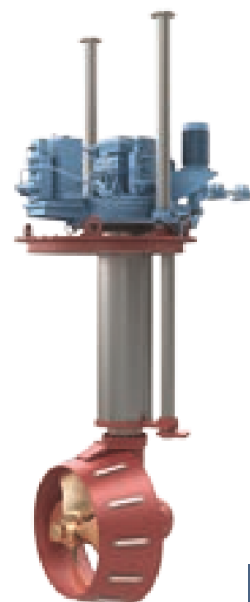
The lifting and lowering is activated by a push button on the bridge. Unlocking/locking in position and the engagement of the drive shaft coupling is automatic.

### Drive shaft arrangement

A complete assembly with a solid shaft including bearings and a remote controlled clutch and a flexible coupling for prime mover.

### Technical data UL

Thruster type	Max Input Power (kW)	Input speed (rpm)	Dry wt (t)	Prop. Type	Prop. dia (mm)
UL 601	440	1500 - 1800	6	FP	1300
UL 901	660	1000 - 1800	12	FP	1600
UL1201	880	750 - 1800	16.5	FP / CP	1800
UL 1401	1200	750 - 1800	24	FP / CP	2000
UL 2001	1500	750 - 1800	27.5	FP / CP	2300
UL 255	2200	900 - 1800	47	FP / CP	2800



PROPELLORS

<b>UL 305</b>	3000	750 - 1600	66	FP	3000
<b>UL 355</b>	3700	720 - 1200	97	FP	3500

All data subject to change without prior notice

Technical data ULE

<b>Thruster type</b>	<b>Max Input Power (kW)</b>	<b>Input speed (rpm)</b>	<b>Dry wt (t)</b>	<b>Prop. Type</b>	<b>Prop. dia (mm)</b>
<b>ULE 1201</b>	880	1000	21	FP	1800
<b>ULE 2001</b>	1500	720, 750	32	FP / CP	2300
<b>ULE 255</b>	2200	720, 750	43	FP	2800

All data subject to change without prior notice

Kilde: [www.rolls-royce.com](http://www.rolls-royce.com)

## Vedlegg 25: Standard utslippsfaktorer og nedre brennverdi

Versjon 24. februar 2015



### Nasjonale standardfaktorer

#### Metodetrinn 2a: Standard utslippsfaktorer og nedre brennverdi

Brensel	Utslippsfaktor [tonn CO <sub>2</sub> /TJ]	Nedre brennverdi [GJ/Nm <sup>3</sup> ]*	Nedre brennverdi [GJ/Sm <sup>3</sup> ]*	Nedre brennverdi [GJ/tonn]*
Naturgass (fra tørrgass land)	56,1	0,0386	0,0366	48,0
Naturgass (fra LNG)	55,9		0,0365	49,3
LPG (propan)	64,7			46,4
Bensin	71,3			43,9
Parafin	73,1			43,1
Lett fyringsolje	73,5			43,1
Diesel	73,5			43,1
Tungolje/Spillolje	78,8			40,6
Fakkelgass	61,2	0,0641	0,0608	47,8
Avfall	45,6			12,0
Biodiesel	70,8			37,0
Andre flytende biobrensler	79,6			27,4
<b>Brensel</b>	<b>Utslippsfaktor [tonn CO<sub>2</sub>/tonn]</b>	<b>Utslippsfaktor [tonn C/tonn]</b>		

Faste biomasse-kildestrømmer**	2,71	0,74		
--------------------------------	------	------	--	--

\*Merk at det er viktig at benevning for nedre brennverdi samsvarer med benevning for aktivitetsdata \*\*Gjelder kun for faste biomassekildestrømmer som ikke er 100 % rene

## Tetthet

Brensel	Tetthet
Diesel, lett fyringsolje	0,855 tonn/m <sup>3</sup> *
Naturgass (fra tørrgass land)	0,76 kg/Sm <sup>3</sup>
Naturgass (fra LNG)	0,74 kg/Sm <sup>3</sup>

\*Ved bruk av denne verdien skal det ikke tas hensyn til trykk og temperatur i omregning fra volum til masse.

## Biomasseandel

For faste biomassekildestrømmer som ikke er 100 % rene, kan en standard biomasseandel på 0,97 benyttes.

Kilde:

[http://www.miljodirektoratet.no/Global/dokumenter/tema/klima/Metodetrinn\\_2a\\_standard\\_utslippsfaktor.pdf](http://www.miljodirektoratet.no/Global/dokumenter/tema/klima/Metodetrinn_2a_standard_utslippsfaktor.pdf)