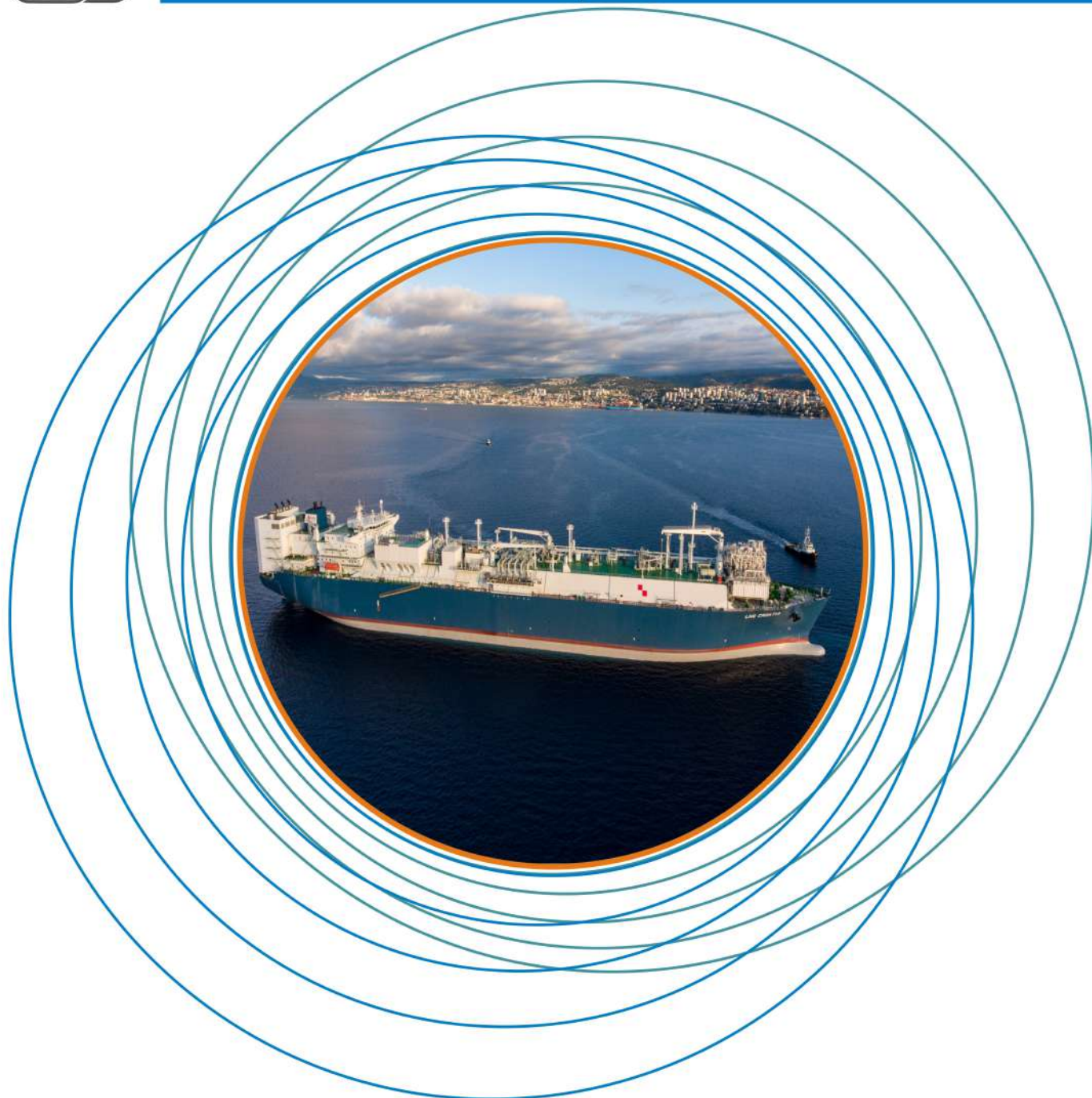




SVEUČILIŠTE U SPLITU

FAKULTET ELEKTROTEHNIKE, STROJARSTVA I BRODOGRADNJE U SPLITU



BRODSKI POGONSKI SISTAVI
Gojmir Radica, Mirko Grljušić

BRODSKI POGONSKI SISTAVI

UDŽBENICI SVEUČILIŠTA U SPLITU
MANUALIA UNIVERSITATIS STUDIORUM SPALATENTIS



Nakladnik
FAKULTET ELEKTROTEHNIKE,
STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

Urednik
Prof. dr. sc. Vladan Papić

Autori
Prof. dr. sc. Gojmir Radica
Dr. sc. Mirko Grljušić, v. pred.

Recenzenti
Prof. dr. sc. Nikola Račić
Izv. prof. dr. sc. Dario Ban
Prof. dr. sc. Mario Jelić

Objavljivanje ovog udžbenika odobrio je Senat Sveučilišta u Splitu, rješenjem KL 602-09/17-03/0015; ur. br. 2181-202-2-1/1-22-15 od 13. listopada 2022. god.

ISBN 978-953-290-125-2



Ovo je djelo licencirano pod međunarodnom licencom CC BY-NC-ND 4.0 koja dopušta preuzimanje djela i dijeljenje s drugima, pod uvjetom da se navedu autori, te da se djelo ne smije mijenjati ili koristiti u komercijalne svrhe.

Autori i nakladnik ove knjige uložili su sve napore u njenoj pripremi sa željom da prenesu točne i mjerodavne informacije vezane s temom knjige. Autori i izdavač ni u kojem slučaju ne odgovaraju za slučajne ili posljedične štete povezane s izvedbom ili primjenom postupaka koji se u knjizi opisuju.

Prvo izdanje objavljeno u ožujku 2023.g.

UDŽBENICI SVEUČILIŠTA U SPLITU
MANUALIA UNIVERSITATISSTUDIORUM SPALATENTIS

BRODSKI POGONSKI SUSTAVI

Prof. dr. sc. Gojmir Radica
Dr. sc. Mirko Grljušić, v. pred.

Split, 2023.

SADRŽAJ:

1	RAZVOJ BRODSKIH POGONSKIH SUSTAVA	1
1.1	UVOD U BRODSKE POGONSKE SUSTAVE.....	1
1.2	BRODSKA PROPULZIJA.....	12
1.2.1	<i>Vrste brodskih vijaka i propulzora</i>	<i>12</i>
1.2.2	<i>Slobodno rotirajući brodski vijak</i>	<i>20</i>
1.2.3	<i>Kontra-rotirajući brodski vijci za velike trgovačke brodove</i>	<i>21</i>
1.2.4	<i>Vodo-mlazna propulzija.....</i>	<i>23</i>
1.2.5	<i>Proračun brzine za monotrupni gliser.....</i>	<i>26</i>
1.2.6	<i>Lebdjelice (Hovercraft propulzija)</i>	<i>27</i>
1.2.7	<i>Primjena obnovljivih izvora energije.....</i>	<i>30</i>
1.2.8	<i>Usporedba propulzora.....</i>	<i>32</i>
	LITERATURA	32
2	DIESEL MOTORNI POGONSKI SUSTAVI.....	34
2.1	VRSTE DIESEL MOTORNIH POGONSKIH SUSTAVA	34
2.1.1	<i>Diesel motori</i>	<i>34</i>
2.1.2	<i>Diesel motori na dvojno gorivo</i>	<i>40</i>
2.1.3	<i>Diesel - električni pogon.....</i>	<i>42</i>
2.2	VAŽNE ZNAČAJKE MOTORA	47
2.3	ODREĐIVANJE SNAGE MOTORA	50
2.3.1	<i>Maksimalna snaga.....</i>	<i>51</i>
2.4	VANJSKE KARAKTERISTIKE MOTORA.....	51
2.4.1	<i>Odabir snage</i>	<i>56</i>
2.4.2	<i>Konstanta Admiraliteta.....</i>	<i>56</i>
2.4.3	<i>O ugovornoj brzini broda</i>	<i>57</i>
2.4.4	<i>Neki općeniti komentari na opterećenje motora</i>	<i>59</i>
2.4.5	<i>Temperatura ispušnih plinova</i>	<i>59</i>
2.4.6	<i>Koeficijent goriva</i>	<i>60</i>
2.4.7	<i>Otpor broda</i>	<i>60</i>
2.4.8	<i>Brodski vijak.....</i>	<i>63</i>
2.4.9	<i>Sprega broda i broskog vijka.....</i>	<i>68</i>
2.4.10	<i>Veza između motora i broskog vijka</i>	<i>68</i>
2.5	GORIVA ZA BRODSKE MOTORE.....	82
2.5.1	<i>Vrste i značajke plinskih goriva.....</i>	<i>82</i>
2.5.2	<i>Vrste i značajke tekućih goriva.....</i>	<i>84</i>
2.5.3	<i>Temperatura samozapaljenja.....</i>	<i>91</i>
2.5.4	<i>Plamište</i>	<i>91</i>
2.6	ULJA ZA PODMAZIVANJE BRODSKIH MOTORA.....	92
2.6.1	<i>Cirkulacijsko ulje za sporokretne Diesel motore.....</i>	<i>92</i>
2.6.2	<i>Cirkulacijsko ulje za četverotaktne Diesel motore.....</i>	<i>92</i>
2.6.3	<i>Cilindarsko ulje za sporokretne Diesel motore.....</i>	<i>93</i>
2.6.4	<i>Izmjena cirkulacijskog ulja za podmazivanje</i>	<i>93</i>
	LITERATURA:	94
3	SPOROKRETNI DVOTAKTNI DIESEL MOTORI	96
3.1	KLASIČNI SPOROKRETNI DVOTAKTNI DIESEL MOTORI	96
3.1.1	<i>Sporokretni MAN-B&W Diesel motori</i>	<i>98</i>
3.1.2	<i>Konstruktivske karakteristike MC serije.....</i>	<i>106</i>
3.1.3	<i>Oduzimanje i dodavanje snage glavnom motoru.....</i>	<i>116</i>
3.1.4	<i>Sporokretni SULZER Diesel motori.....</i>	<i>126</i>
3.2	ELEKTRONIČKI UPRAVLJANI SPOROKRETNI BRODSKI MOTORI MAN SERIJE ME.....	143
3.2.1	<i>Elektrohidraulički sustav za upravljanje izmjene radnog medija u cilindru ME-C motora</i>	<i>144</i>
3.2.2	<i>Jedinica za opskrbu hidrauličkom snagom.....</i>	<i>146</i>
3.2.3	<i>Hidraulička jedinica cilindra.....</i>	<i>148</i>
3.2.4	<i>Sustav inteligentnog rasprskavanja goriva ME-C motora nazvan InFI jedinica.....</i>	<i>150</i>

3.2.5	Sustav aktucije ispušnog ventila ME-C motora nazvan InVA jedinica	156
3.2.6	Integrirani Alfa sustav podmazivanja cilindara ME-C motora	158
3.2.7	Upravljački sustav motora	160
3.2.8	Upravljački paneli ME-C motora	163
3.2.9	Davači položaja koljenastog vratila	164
3.2.10	Sustav uputnog zraka ME-C motora	165
3.3	USPOREDBE KARAKTERISTIKA MAN MC-C I ME-C MOTORA	166
3.4	ELEKTRONIČKI UPRAVLJANI WÄRTSILÄ RT-FLEX MOTORI	170
3.4.1	RT-FLEX motori	172
3.4.2	Jedinica s pumpama za opskrbu zajedničkih vodova goriva i hidrauličkog ulja	172
3.4.3	Jedinica sa zajedničkim vodovima goriva i hidrauličkog ulja	178
3.4.4	Zajednički vodovi goriva i hidrauličkog ulja	179
3.4.5	Jedinica za upravljanje rasprskavanjem goriva	179
3.4.6	Jedinica za upravljanje ispušnim ventilom	185
3.4.7	Upravljački sustav RT-flex motora	188
3.4.8	Upravljački sustav WECS-9520	188
3.4.9	Upravljačka jedinica FCM-20	190
3.4.10	Pulsni sustav za podmazivanje cilindarskih košuljica CLU-4	192
3.4.11	Wartsila RT Flex tipovi motora	196
3.4.12	RT-FLEX50	197
3.4.13	RT-FLEX58T-B	198
3.4.14	RT-FLEX60C	199
3.4.15	RT-FLEX84T-D	200
3.4.16	RT-FLEX96C	200
	LITERATURA:	202
4	SREDNJEKRETNI ČETVEROTAKTNI MOTORI	203
4.1	SEMT PIELSTICK	207
4.1.1	Konstruktivske karakteristike PC20, PC30 i PC40 motora	210
4.1.2	PA6-280 motori	213
4.2	MAN	219
4.2.1	Srednjekretni motori L-V 32/40, L 40/54, L-V 48/60 i L 58/64	220
4.2.2	MAN L-V 20/27 četverotaktni Diesel motor	225
4.2.3	MAN L-V 23/30A i L-V 28/32A četverotaktni Diesel motori	227
4.3	SULZER	234
4.3.1	Generacija Z motora	235
4.3.2	Generacija A motora	241
4.3.3	S20 četverotaktni motor dugog stapaja	248
4.4	KARAKTERISTIKE SUSTAVA SREDNJEKRETNOG MOTORA CATERPILLAR 3600	253
4.4.1	Sustav goriva	253
4.4.2	Sustav ulja	261
4.4.3	Sustav rashladne vode	269
4.4.4	Sustav morske vode	274
4.4.5	Dijagnostički sustavi	278
4.4.6	Metode mjerenja	284
4.4.7	Analiza utjecaja radnog medija na optimalni rad motora i dijagnostika stanja motora	301
4.4.8	Održavanje motora po radnim satima	308
4.4.9	Smjernice za proračun sustava morske vode	312
	LITERATURA:	322
5	BRZOKRETNI ČETVEROTAKTNI MOTORI	323
5.1	PROIZVOĐAČI ČETVEROTAKTNIH BRODSKIH MOTORA	323
5.2	MOTOREN- UND TURBINEN-UNION	323
5.3	MTU / DDC MOTORI	324
5.4	CATERPILLAR	326
5.5	CUMMINS	327
5.6	DEUTZ	328
5.7	SCANIA	329
5.8	VOLVO	329
5.9	ELEKTRONIČKI UPRAVLJANI ČETVEROTAKTNI BRODSKI MOTORI	330

5.9.1	<i>Hidraulički aktivirana, elektronički upravljana jedinica ubrizgavanja goriva - HEUI</i>	332
5.9.2	<i>HEUI sustav ubrizgavanja</i>	336
5.9.3	<i>Sustav upravljanja ubrizgačem</i>	338
5.9.4	<i>Način rada IAP upravljačkog ventila</i>	343
5.9.5	<i>Osjetnici</i>	359
5.9.6	<i>Dijagnostički parametri i dijagnostička tablica</i>	369
5.10	POMOĆNI SUSTAV BRODSKIH BRZOKRETNIH ČETVEROTAKTNIH DIESEL MOTORA	373
5.10.1	<i>Sustav goriva</i>	374
5.10.2	<i>Gorivo</i>	375
5.10.3	<i>Sustav podmazivanja</i>	378
5.10.4	<i>Sustavi hlađenja</i>	384
5.10.5	<i>Sustav ispuha</i>	394
5.10.6	<i>Suhi ispušni sustav</i>	399
5.10.7	<i>Sustavi ventilacije</i>	403
	LITERATURA	408
6	TURBINSKI I KOMBINIRANI POGONSKI SUSTAVI	410
6.1	PARNI TURBINSKI SUSTAVI	410
6.1.1	<i>Parni kotlovi</i>	410
6.1.2	<i>Parametri generatora pare</i>	416
6.1.3	<i>Termodinamički prikaz proizvodnje vodene pare</i>	417
6.1.4	<i>Nuklearni reaktori</i>	423
6.1.5	<i>Parne turbine</i>	425
6.1.6	<i>Proces pretvorbe energije</i>	426
6.1.7	<i>Parno turbinski ciklus</i>	430
6.1.8	<i>Primjena parnih turbina u trgovačkoj mornarici</i>	431
6.2	PLINSKE TURBINE	439
6.3	BRODSKA POGONSKA POSTROJENJA NA RATNIM BRODOVIMA	447
6.3.1	<i>Parne turbine u ratnoj mornarici</i>	448
6.3.2	<i>Parne turbine na nuklearni pogon</i>	449
6.3.3	<i>Plinske turbine</i>	451
6.3.4	<i>Diesel motor u ratnoj mornarici</i>	466
6.4	KOMBINIRANA POGONSKA POSTROJENJA	467
6.5	PRIMJENA GORIVNIH ČLANAKA U BRODSKOM POGONU	479
	LITERATURA	483
	POPIS OZNAKA I JEDINICA:	484

1 RAZVOJ BRODSKIH POGONSKIH SUSTAVA

1.1 UVOD U BRODSKE POGONSKE SUSTAVE

Povijest plovidbe stara je koliko i ljudski rod. Čovjek je zaplovio najprije na kakvom trupcu, pa splavi, a tek kasnije došao na misao da izdubi čamac i izradi vesla.

Prvi narod za koji se zasigurno zna da se bavio brodogradnjom i pomorstvom bili su Egipćani, što potvrđuju reljefi na egipatskim spomenicima iz doba 4000 godina prije Krista, [1]. Plovili su po rijeci Nil, ali i po moru sve do Cipra i Krete. Izumili su jedro pa čak i kormilo koje se sastojalo od dva, tri ili četiri oveća vesla.



Slika 1.1. Trgovački brod drevnog Egipta 2550 god. prije Krista, [2]

Međutim, prvim pravim pomorcima smatraju se Feničani, koji su se usudili ploviti i otvorenim morem. Stvorili su brojna pomorska uporišta po Sredozemlju i osnovali koloniju Kartagu. Prvi su prošli kroz Gibraltarska vrata (Heraklove stupove), utemeljili grad Cadiz na Atlantskoj obali i došli čak do Britanije i Irske. Za vrijeme faraona Neke II oko 600 godina prije Krista Feničani su po njegovom nalogu oplovili u Afriku. Zaplovili su Crvenim morem, istočnom obalom Afrike do rta Dobre Nade, zapadnom obalom Afrike do Gibraltara, ušli u Sredozemno more i vratili se natrag u Egipat, [1]. O tom smjelom pomorskom podvigu saznajemo od grčkog povjesničara Herodota, [1]. U razvoju brodogradnje značajno je da su prvi počeli graditi brodove s kobilicom, rebrima i jednim jedrom. Plovili su i noću orijentirajući se po zvijezdi sjevernjači. Brodovi su za stanovnike Sredozemlja oduvijek bili izvor gospodarske, vojne i političke moći, a za to je bilo prijeko potrebno imati dobre brodove te iskusne i odvažne pomorce. Ostaci davno potonulih brodova, crteži i reljefi najčešći su izvori iz kojih je moguće crpiti saznanja o razvoju pomorstva kroz vjekove.

Heleni su brodogradnju i pomorstvo naučili od Krećana koji su dugo dominirali Grčkom. Smatra se da su stari Grci bili prvi narod koji je gradio brodove s jednim, dva, tri, četiri i pet redova vesala. Zvali su ih monere, dijere, trijere, tetrere i pentere. Trijera je bila prototip ratnog broda antike.

Tijekom trećeg stoljeća prije Krista Rimljani su stvorili na Apeninskom poluotoku moćnu državu. Svoje brodove počeli su graditi po uzoru na jednu veliku i tešku kartašku penteru koju su pronašli nasukanu na svojoj obali. Kasnije su ove teške brodove zamijenili novim tipom broda, liburnom. Taj su tip broda Rimljani preuzeli od vještih brodograditelja i pomoraca, ilirskog plemena Liburna s naše obale Jadrana. Liburna je najbolje opisani brod antike. Rimski pisac Vegetije u djelu „Epitoma re militari“ opisao je odlučujuću ulogu liburna u bitci kod Akcija 31. godine prije Krista koja se vodila između Oktavijana i Antonija u građanskom ratu nastalom poslije ubojstva Julija Cezara. Kad je August Oktavijan bio u boju kod Akcija, pošto je Antonije bio potučen, poglavito od pomoćnog brodovlja liburnijskoga, uvidjelo se iskustvom iz te bitke, da su lađe Liburna prikladnije za rat od ostalih.. Neki izvori navode da je u boju kod Akcija bilo 12 liburna.



Slika 1.2. Model rimske Liburne, [3]

Korištenje snage životinja za pogon broda preko lopatičnih kola pojavljuje se u antičkom Rimu vjerojatno u IV. ili V. stoljeću. U vojnom djelu „De Rebus Bellicis“ poglavlje XVII. nepoznati autor opisuje ratni brod „Liburnarotate“ pogonjen lopatičnim kolima koje pokreću volovi.



Slika 1.3. Rimski brod pogonjen bočnim lopatičnim kolima (kopija „De Rebus Bellicis“ iz XV. st.), [4]

Padom rimskog carstva u V. stoljeću brodogradnja i pomorstvo dobivaju zamah diljem Europe. Hrvatska brodogradnja koja je baštinila znanje i iskustvo ilirskih Liburna razvija brodogradnju i pomorstvo duž cijele istočne obale Jadrana. Karakteristični brodovi uz našu obalu kroz srednji vijek su liburne i galije. Kroničar Toma arhidakon spominje liburne u sukobu Splitskana i Omišana u XIII. stoljeću. U srednjem vijeku, a posebno u novom; u 16., 17. i 18. stoljeću u Europi se smatra da su Hrvati uz Portugalce najbolji brodograditelji. Talijanski kroničari tvrde da su koncem 16. stoljeća Dubrovčani imali najveće i najbolje brodove na svijetu, i da su njihovi brodograditelji glasili za najbolje stručnjake za gradnju jedrenjaka. Velike dubrovačke karake i galijuni impresionirale su engleske pomorce i brodograditelje, koji su ih na stanovit način kopirali i po starom imenu Dubrovnika – Raguza, izveli ime za svoje poznate jedrenjake „Argosy“[1].

Upravo zahvaljujući razvoju brodogradnje i pomorstva, Španjolska i Portugal u doba otkrića plove neistraženim morima i iz svojih kolonija pljačkanjem donose basnoslovna bogatstva. Njihov primjer ubrzo slijede Velika Britanija, Nizozemska i Francuska.



Slika 1.4. „Victoria“, komandni brod Fernanda Magellana, [5]

Nakon što se tisućama godina koristio pogon na jedra, u 19. stoljeću doživio je svoj vrhunac i pad. Sredinom 19. stoljeća Amerikanci na pacifičkoj obali grade vrlo brze brodove dugog i vitkog trupa s jedriljem svih vrsta: brikova, škuna i križnjaka. Tako je nastao najsavršeniji tip jedrenjaka - kliper, koji je postizao maksimalne brzine i do 17 čvorova, a uz povoljne vjetrove prelazio je velike udaljenosti s prosječnom brzinom i do 13 čvorova.



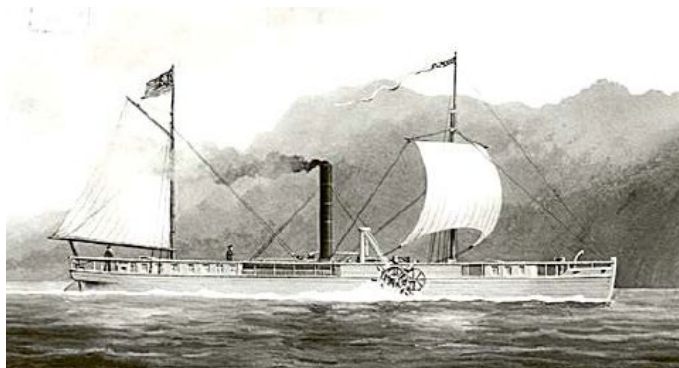
Slika 1.5. Kliper „Ship Lighting“, [6]

Nedugo prije toga je začetnik industrijske revolucije Thomas Newcomen u Tiptonu, u engleskom Staffordshireu, 1712. konstruirao prvi parni stroj s praktičnom primjenom. Nakon njega je James Watt značajno usavršio parni stroj s ekspanzijom pare u cilindru i automatskim razdiobom, koji je imao kondenzator i uređaj za isisavanje zraka iz kondenzatora. James Watt je na razvoju stroja radio od 1763. do 1775., a 1769. godine je patentirao svoj parni stroj koji je za osiguranje broja okretaja imao centrifugalni regulator. Na taj način se ostvaruje mogućnost korištenja prvog strojnog poriva.



Slika 1.6. Watt-ov parni stroj iz 1788. god., [8]

Prvi brodovi na parni pogon bili su V remorker William Symingtona s krmenim lopatičnim kolom „Charlotte Dundas“, na kanalu Forth& Clyde u Škotskoj, 1802. godine, i „Clermont“ Roberta Fultona, koji je plovio rijekom od New York-a do Albany-a od 1807. godine.



Slika 1.7. Fultonov parni brod „Clermont“, [8]

Odmah zatim slijedila je gradnja novih parobroda, uz stalno usavršavanje parnog kotla i parnog stapnog stroja. Uglavnom su imali pogon na bočne kotače koji su bili glomazni i nepouzdati, ali su za plovidbu kanalima i rijekama bili pogodniji od jedrenjaka. Na morskim jedrenjacima parni stapni stroj se najprije ugrađuje kao pomoćni pogonski stroj, do 1817. godine kada „Savannah“ postaje prvi brod s kombiniranim glavnim pogonom jedara i parnog stroja koji prelazi Atlantik.

Istovremeno s uvođenjem parnog pogona započinje i uvođenje željezne konstrukcije broda što je dalo novog zamaha razvoju brodogradnje i pomorstva. Prvi brod s parnim pogonom sagrađen u cijelosti od željeza porinut je s navoza u pogonima tvrtke „Horseley Iron Works“ u Velikoj Britaniji. Bio je to parobrod „Aaron Mauby“, dužine 22(m), i s porivnom snagom od 22(kW). Sastavljen je na kanalu La Manche, a bio je namijenjen za plovidbu po rijeci Sieni. Iste godine, potpuno od željeza, izgrađen je također parobrod „James Watt“, duljine 43(m).

Prvi parobrod koji je prešao Atlantik isključivo strojevima bio je „Great Western“, 1838. godine. Brod je imao 1320(t), dužinu 72(m) i pogonski parni stroj snage 300(kW). Konstruirao ga je i sagrađio britanski inženjer, po ocu francuskog porijekla, Isambard Kingdom Brunel. Ustvari, 3 sata prije „Great Westerna“, u njujoršku luku uplovio je mali parobrod "Sirius", ali je zbog jakih oluja potrošio sav ugljen, tako da je morao ložiti sve što se na brodu dalo ložiti, te je u New York stigao potpuno ogoljen. „Great Western“, je potrošio svega tri četvrtine zaliha ugljena na brodu, raspolagao je s dovoljno tovarnog prostora i snažnim pogonom koji je jamčio doseg za preookeansku plovidbu, a istovremeno je imao mjesta za putnike.



Slika 1.8. „SS Great Western“, [7]

U to vrijeme dolazi do praktične primjene brodskog vijka koji je posebno za pomorske brodove bio mnogo pogodniji od osjetljivih i glomaznih bočnih kotača. Prvi brod s brodskim vijkom kao propulzorom bio je engleski trgovački brod „Archimedes“, a koji je zaplovio 1839.

godine.

Brzi razvoj brodova započeo u 19. stoljeću, nastavlja se još intenzivnije u 20. stoljeću., kada se pronalaze se novi pogonski strojevi. Englez Charles Parsons konstruirao prvu brodsku parnu turbinu i 1897. godine sa brodom „Turbinia“, kojeg je također sam konstruirao, postiže i za današnje relacije izuzetnu brzinu od 34 čvora.



Slika 1.9. „Turbinia“, prvi brod pogonjen parnom turbinom, [9]

U veljači 1892. i studenom 1893. Rudolf Diesel patentira motor s kompresijskim paljenjem. Time započinje razvoj ovog jedinstvenog motora u tvornici „Maschinenfabrik“ u Augsburgu, uz financijsku pomoć Frieda Kruppa iz Essena. U veljači 1897., uspješno je izgrađen jednocilindrični Diesel motor snage 3,26(kW), pri 154(min⁻¹), pri punom opterećenju. Pri ovom opterećenju motor je imao ukupnu efikasnost od 26,2% što je bilo dvostruko više od najboljih parnih stapnih strojeva u to doba.

Na prijelomu 19. i 20. stoljeća počinju i prvi pokušaji s primjenom Diesel motora u brodskom pogonu. Premda prvi Diesel motori nisu bili prekretni, zbog niske potrošnje goriva, relativno jednostavnog održavanja, kompaktne izvedbe, i sigurnog pokretanja i pri niskim temperaturama okoline, prisilili su konstruktore i inženjere da započnu s brodskom primjenom.

Prvi brod pogonjen Diesel motorom bio je ruski tanker „Vandal“, dug 75 m, s tri brodska vijka. Brod je bio u vlasništvu tvrtke „Nobel Petroleum Co.“ iz Sankt Petersburga, a plovio je rijekom Volgom i Kaspijskim morem. Njegovo prvo putovanje bilo je u proljeće 1903. godine. Tri trocilindrična Diesel motora isporučila je švedska tvrtka „A.B. Diesel Motorer“ na jesen 1902., budući da tvrtka „Ludwig Nobel Machine Co.“ nije mogla isporučiti motore zahtijevane snage. Isporučeni motori razvijali su 87(kW) pri 250(min⁻¹) i omogućili plovidbu „Vandala“, brzinom do 8 čvorova. Budući da motori nisu bili prekretni, pogonili su DC generatore napona 500(V) od 87(kW), koji su proizvedenu električnu energiju isporučivali elektromotorima snage 75(kW) svaki, [13], spojenih na vratila vijka. Dakle, radilo se o Diesel-električnom porivu.

Drugi brod pogonjen Diesel motorom bio je „Petit Pierre“, francuska riječna barža, opremljena Diesel motorom snage 18,63(kW) pri 360(min⁻¹). Za ovaj brod Diesel motor su razvili tvrtke „Dyckhoffs Societe Francaisedes Moteurs“, „R. Diesel“ iz Bar leDuca i njen suradnik Sautter, „Harle&Cie“. Kako ni ovaj mali jednocilindrični motor nije bio prekretni, vožnja krmom se postiže brodskim vijkom s upravljivim usponom. Brod je zaplovio rijekom Marne u rujnu 1903., pola godine nakon „Vandala“ u Rusiji.

Treći brod s Diesel porivom bio je riječni tanker „Ssarmat“, brod blizanac „Vandala“, ali

s drugim motorima. „Ssarmat“ je imao ugrađena dva četverocilindrična 32/42 motora iste ukupne snage kao i „Vandal“. Motore je izradila tvrtka „Ludwig Nobel Machine Co.“ iz Sankt Petersburga u Rusiji. Svaki motor razvijao je 134,1(kW) pri 260(min⁻¹) i pogonio je brodski vijak polu električnim pogonom prema Del Proposto sustavu. Brod je krenuo na svoje prvo putovanje u ljeto 1904. i imao je dugi vijek sve do 1923. godine (ne postoje informacije za period nakon 1923).

Četvrti brod s Diesel motorom bila je francuska podmornica „Airgette“ koja je zaplovila 1904. „Airgette“ je pogonjena s četverocilindričnim 4-t Sautter-Harle motorom snage 149(kW) koji također nije bio prekretni, pa je najvjerojatnije koristila Diesel-električni pogon za površinsku plovidbu.

MS „Selandia“, s 6800 DWT je bio prvi oceanski brod na Diesel pogon, koji je zaplovio u veljači 1912. godine, s dva „Burmeister&Wain“ osmocilindrična motora, svaki s 932,12(kW). Ona je krenula na svoju službu, Danska – Daleki istok, da bi uvjerila brodarske kompanije u ekonomičnost i pouzdanost Diesel motornog pogona za brodove oceanske plovidbe. Oba četverotaktna motora s križnom glavom, tog dvovijčanog broda, trošila su dnevno 10 do 12 tona gorivog ulja. Parni brod jednake veličine trošio je 40 do 45 tona ugljena dnevno.



Slika 1.10. MS "Selandia" prvi oceanski brod na motorni pogon, [10]

Pojavom parobroda, jedrenjaci su počeli gubiti terete, jer nisu mogli konkurirati brzinom, zbog ovisnosti o nestalnim vjetrovima. Svejedno, prijelaz s pogona od jedara na parni, a potom i na motorni pogon, trajao je relativno dugo, tako da je 1926. godine u eksploataciji bilo još 50 čeličnih jedrenjaka.

Tablica 1.1. Udio jedrenjaka u ukupnoj svjetskoj trgovačkoj mornarici 1870.-1939., [11]

Godina	Parobrodi+MS (GT*1000)	Jedrenjaci (GT*1000)	Ukupno (GT*1000)
1870.	2 500	15 000	17 500
1901.	23 275	7 205	30 480
1910.	37 290	4 593	41 883
1919.	47 897	2 988	50 887
1930.	68 024	1 583	69 607
1939.	68 509	930	69 439

Prvi Diesel motor ugrađen je na brod 1903. a već 1939. godine Diesel pogon zauzima 24,7%, turbinski 14,2%, dok parnom stapnom stroju ostaje 61,1%.

Tablica 1.2. Razvoj svjetske trgovačke mornarice (GT) i broja brodova, [11]

Godina	GT	Broj	Prosječna veličina GT
1901.	23 275 000		
1914.	45 404 000	24 444	1 875
I svjetski rat			
1919.	47 897 000	24 386	1 964
1920.	53 905 000	26 513	2 033
1925.	62 380 000	29 205	2 136
1930.	68 024 000	29 996	2 268
1935.	63 727 000	29 071	2 192
1939.	68 509 432	29 763	2 302
II svjetski rat			
1948.	80 291 593	29 340	2 737
1950.	84 583 155	30 852	2 742
1955.	100 568 779	32 492	3 095
1960.	129 769 500	36 311	3 574
1965.	160 391 504	41 865	3 831
1970.	227 489 864	52 444	4 338
1975.	342 162 363	63 724	5 369
1980.	419 910 651	73 832	5 687
1985.	416 268 534	76 395	5 449
1990.	423 627 198	78 336	5 407
1995.	490 662 000	82 890	5 919
1999.	543 610 000	86 817	6 262
2000.	553 054 000	87 546	6 317
2001.	574 551 000	87 939	6 534

Početak 20. stoljeća, pored naglog pada jedrenjaka, obilježava i ubrzani rast kapaciteta svjetske trgovačke flote. Čak ni gubici u I. svjetskom ratu ne usporavaju taj trend. U razdoblju između dva svjetska rata nastavlja se rast, izuzmemo li razdoblje svjetske krize od 1931. do 1935. godine. U razdoblju II. svjetskog rata i dalje, dolazi do povećanja kapaciteta iako je samo u razdoblju od 1941. do 1945. izgubljeno oko 27 milijuna GT. U tom razdoblju dolazi i do usavršavanja tehnike zavarivanja, tako da se izgradnja trgovačkog broda klase „Liberty“ smatra početkom primjene zavarivanja u brodogradnji.

Prvi brod pogonjen plinskom turbinom je topovnjača „MGB 2009“, izgrađena 1947. godine u Velikoj Britaniji.

1954. godine zaplovila je i prva podmornica na nuklearni pogon, „Nautilus“, izgrađena u Sjedinjenim Američkim Državama, gdje se parna turbina pokreće parom dobivenom isparavanjem vode toplinom iz nuklearnog reaktora. Ostali pokušaji primjene nuklearne energije za pogon trgovačkih brodova su:

Ime broda	Godina gradnje	Država	Vrsta broda
Lenin	1959	SSSR	ledolamac
Savannah	1961	SAD	teretnjak
Otto Hahn	1969	SR Njemačka	brod za prijevoz rudače
Artika/Sibir	1974/78	SSSR	ledolamac
Mutsu	1982	Japan	nuklearni transporter
Sevmorput	1988	SSSR	containership

Dakle, u razvoju brodskog strojnog pogona parni stapni stroj je odigrao pionirsku ulogu. I pored nekih izuzetnih kvaliteta kao što su: najpovoljnije područje brzina vrtnje parnog stapnog stroja odgovara najpovoljnijoj brzini brodskog vijka, mogućnost korištenja raznih fosilnih goriva, izuzetna jednostavnost, odlična manevarska svojstva, raspolaganje maksimalnom snagom pri vožnji krmom, velikim zakretnim momentom kod pokretanja i u područjima malih i srednjih opterećenja, i dugim vremenskim intervalima između remonta, zbog niske efikasnosti pretvorbe energije goriva, potisnut je Diesel motornim pogonom.

Kod manjih i srednjih plovnih jedinica prevlast je tridesetih godina 20. stoljeća preuzeo Diesel motor, dok je u području velikih snaga vladala parna turbina. Možemo reći da je ovakva podjela trajala sve do negdje sredine 80.-tih godina prošlog stoljeća. Prestankom izgradnje mamut tankera i porastom snage Diesel motora nestalo je razloga za ugradnju manje efikasnih parnih turbina na trgovačke i putničke brodove.

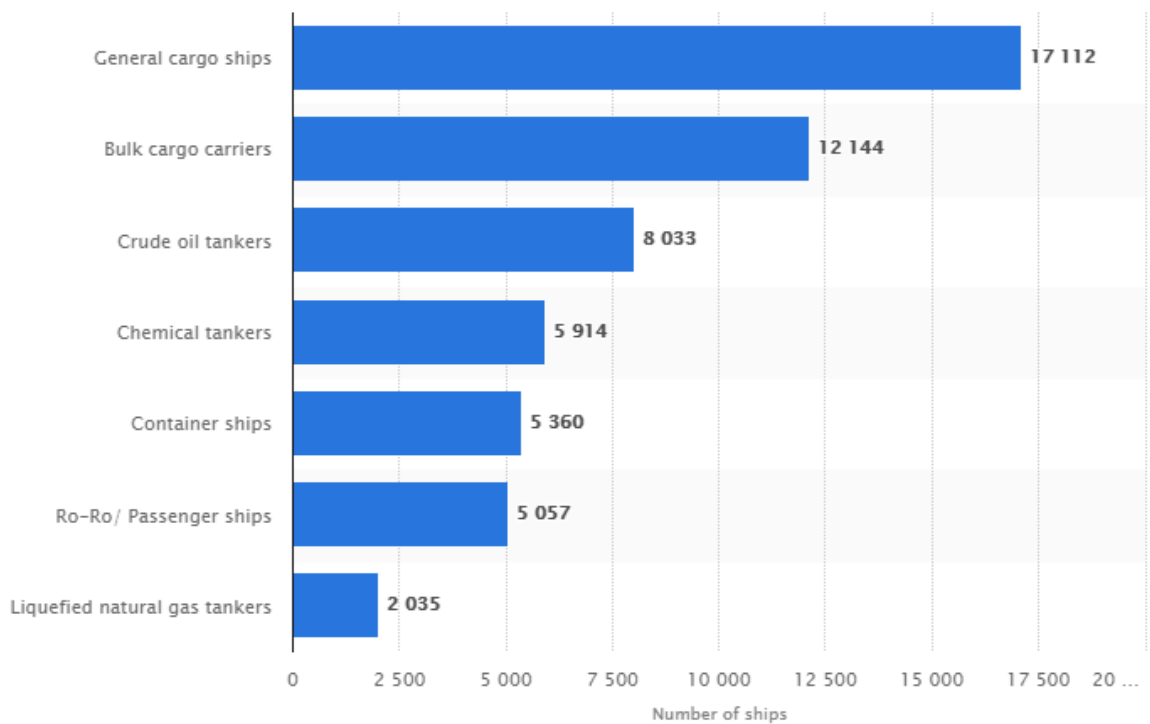
Prema „JIME“ ukupni broj isporučenih brodova u 2003. godini bio je 1540 s bruto tonažom od 36.130.575 GT, što je u odnosu na prethodnu godinu povećanje u tonaži u iznosu od 2.747.355 GT.

Tablica 1.3. Količina isporučenih trgovačkih brodova u 2003. godini, [12]

Zemlja	Broj dovršenih brodova	Dovršeni brodovi po GT	Broj dovršenih brodova u prethodnoj godini	Dovršeni brodovi u prethodnoj godini po GT	Povećanje u odnosu na prethodnu godinu po GT	Udio tržišta	Pozicija u prethodnoj godini
1. J. Korea	255	13.683.002	237	11.956.864	5,5%	37,9%	1
2. Japan	405	12.688.159	397	11.206.563	6,1%	35,1%	2
3. Kina	203	3.762.749	154	2.206.563	70,5%	10,4%	3
4. Njemačka	49	904.561	59	1.227.797	-26,3%	2,5%	4
5. Taivan	16	697.502	27	627.461	11,2%	1,9%	6
6. Italija	29	663.812	19	572.345	16,0%	1,8%	7
7. Poljska	29	411.802	44	636.568	-35,3%	1,1%	5
8. Danska	7	379.493	8	423.496	-10,4%	1,1%	8
9. Hrvatska	13	379.141	16	411.253	-7,8%	1,0%	9
10. Francuska	11	372.548	9	234.326	50,0%	1,0%	12
Ostali	523	2.187.806	569	2.119.651	3,2%	6,1%	
Ukupno	1540	36.130.575	1539	33.383.220	8,2%	100%	

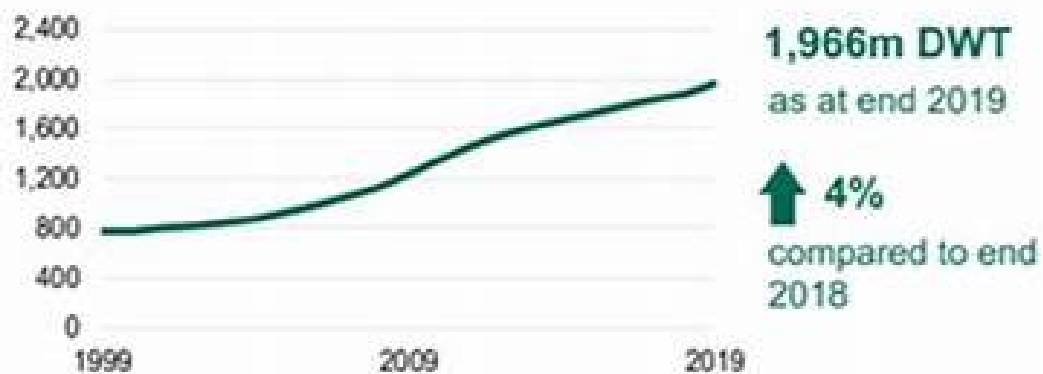
Iz slika 1.11. i 1.12. može se vidjeti da narudžbe pojedinih tipova brodova variraju iz godine u godinu s time da dominiraju tankeri za prijevoz sirovih ulja (eng. Crude Oil tanker), brodovi za rasute terete (eng. Bulkcarrier) i brodovi za prijevoz spremnika (eng. Containership).

Tablica 1.4 Brodovi u trgovačkoj floti na dan 1.1.2020. po tipovima, [13]



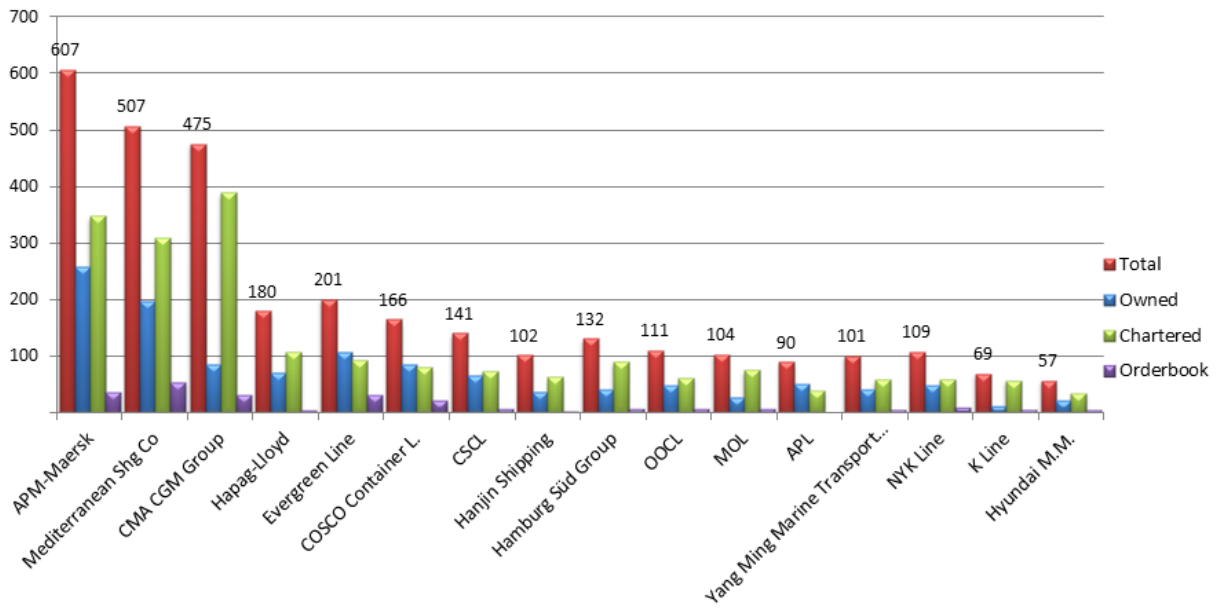
The world trading fleet continues to grow.

World trading vessels over 100GT, million deadweight tonnes [FLE0502]

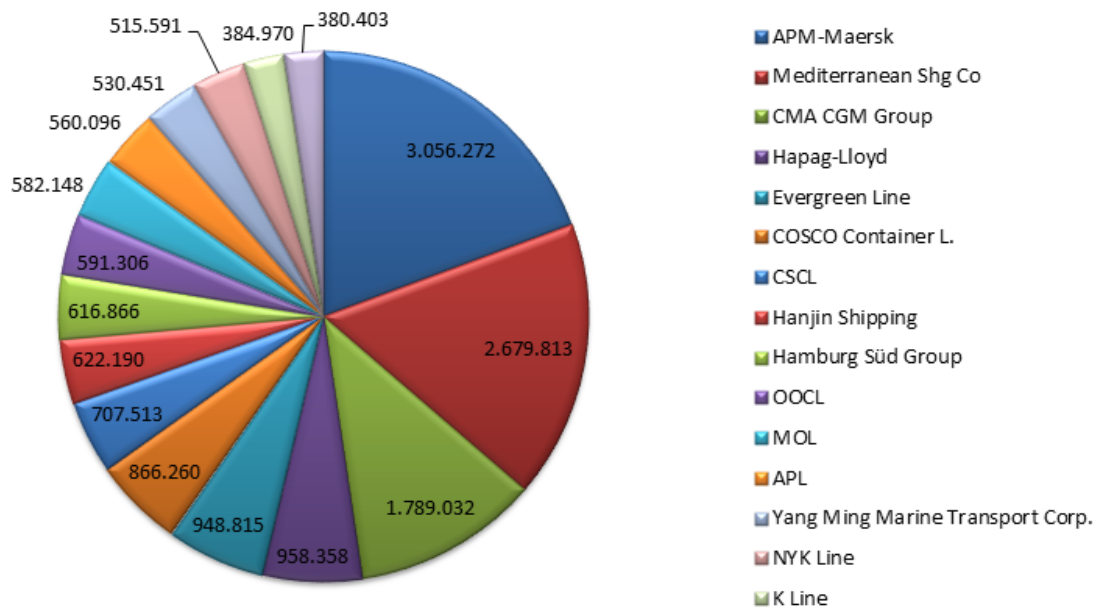


Slika 1.11. Svjetske narudžbe od 1999. -2019., [14]

Ships Number



Total TEUs



Slika 1.12. Svjetska trgovačka flota prema brodovlasnicima, [15]

1.2 BRODSKA PROPULZIJA

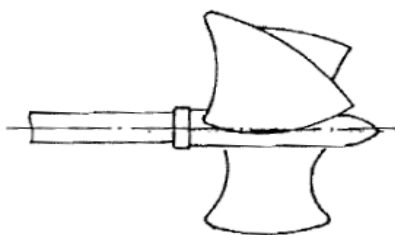
1.2.1 Vrste brodskih vijaka i propulzora

Danas postoji nekoliko tipova brodskih propulzora koji se međusobno znatno razlikuju po načinu djelovanja, smještaju na brodu i konstrukcijskoj izvedbi. To su:

- vijčani propulzor (propeler) ili brodski vijak,
- cikloidni ili Voith-Schneider-ov propulzor,
- cikloidni ili Kirsten-Boeing-ov propulzor,
- vodo-mlazni propulzor, te
- zračni turbopropelerni propulzor.

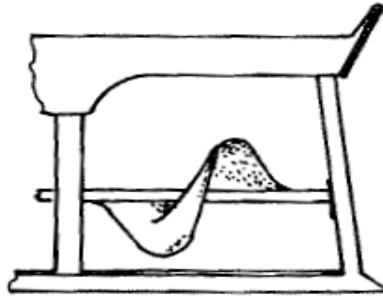
Već dugi niz godina brodski vijak je dominirajući propulzor i izrađuje se s fiksnim krilima i s krilima upravljivog uspona(eng. Controlable Pitch, CP). Brodski vijak može se izvesti na razne načine, a i veza s pogonskim motorom moguća je na razne načine.

Sporno je tko je prvi izumio brodski vijak. Još u XVII. st. Hook je predlagao Arhimedov vijak za pogon broda, ali se stvarnim pronalazačima broskog vijka mogu smatrati američki brodograditelj Stevens (1804. konstruirao mali parobrod s dva vijka), Austrijanac Josef Ressel (patent vijka 1812. godine), engleski farmer F.P. Smith (patent vijka 1836.) i engleski inženjer John Ericsson (patent vijka 1836. god.). Prva praktična primjena vijčanog propulzora odnosno broskog vijka pripisuje se američkom pukovniku Stevensu. Stevens je od 1802. do 1804. godine ispitivao brodić dug 7,5 metara s parnim pogonom. Najprije je ugradio jedan vijak, a poslije je nastala verzija s dva ugrađena vijka. Bili su vrlo slični današnjima. Imali su i skidljiva krila koja su vijcima bila pričvršćena za glavinu. Tada nije postojao znanstveni interes za takve pronalaskeske i Stevens nije naišao na razumijevanje. Istraživači su se kasnije nastavili baviti Stevensovom idejom.



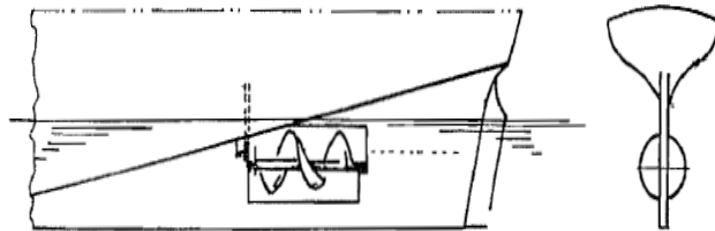
Slika 1.13. Skica Stevensova vijka, [16]

Josef Ressel austrijski šumski nadzornik i izumitelj rođen je 29.06.1803., u Chrudimu (Pardubice) Češka. On je vjerojatno prvi izumitelj broskog vijka, usavršio ga, i obzirom da je bio nalik Arhimedovom vijku nazvan je vijkom. 11. veljače 1827. dobio je u Austriji patent za svoj brodski vijak nazvan "Privilegium". Unatoč svim nastojanjima, te ugradnjom brončanog vijka promjera 1,58 m na parobrod "Civeta" u Trstu 1829. god., zbog problema sa parnim stapnim strojem tijekom probne vožnje, Ressel nije uspio ubijediti austrijski admiralitet u prednosti vijčane propulzije. Ipak, „Civeta“ (48 BRT) je postigla brzinu od 6 uzlova i to je prvi brod uspješno pogonjen broskim vijkom. US Academy mu je 1866. potvrdila patent za njegov brodski vijak.



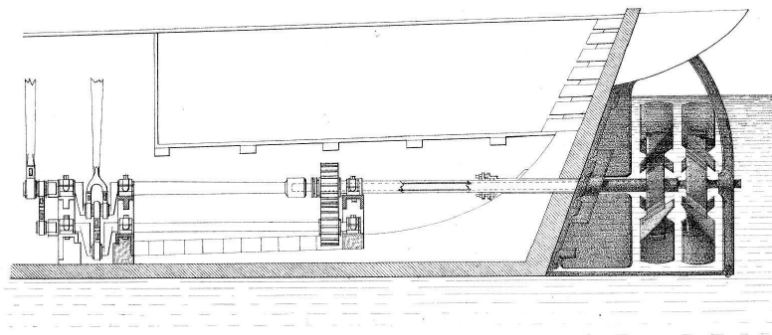
Slika 1.14. Resselov vijak [16]

Njegove zamisli primijenio je Francis Pettit Smith. Izradio je drveni brodski vijak s dva navoja na dugačkom vratilu i ugradio ga na brod dug 10,36 metara. Za vrijeme ispitivanja u Paddingtonovom kanalu rijeke Temze, sudario se sa drugim usidrenim brodom pri čemu se otkinuo dio drvene zavojnice broskog vijka. Zanimljivo je to da je Smith opazio da je brodu porasla brzina nakon što se desila havarija, pa je drugi propeler izradio s jednim navojem. Kada se Smith sa svojim brodom vratio s otvorenog mora u kanal po jako lošem vremenu, za njegov se rad zainteresirao britanski Admiraltet. Financirao je izgradnju broda od 237 BRT koji je Smith nazvao "Archimedes". Probne su se vožnje izvodile na otvorenom moru i potvrdile su sigurnost i efikasnost vijčane propulzije. F. P. Smith se odlučno zauzeo za uvođenje i širenje broskog vijka u plovidbi na otvorenom moru, te je postigao njegovu primjenu, ali nije izumitelj broskog vijka.



Slika 1.15. Skica ugradnje propelera Francisa Pettita Smitha [16]

Šveđanin John Ericsson je postavio dva prstena s obodnim lopaticama, jedan iza drugoga, na koaksijalnim vratilima. Puno vratilo stražnjeg prstena okretala se suprotno od šupljeg vratila prednjeg prstena. To je prvi kontra-rotirajući brodski vijak. Ericsson nije naišao na razumijevanje u Europi, pa je svoj rad nastavio u Americi.



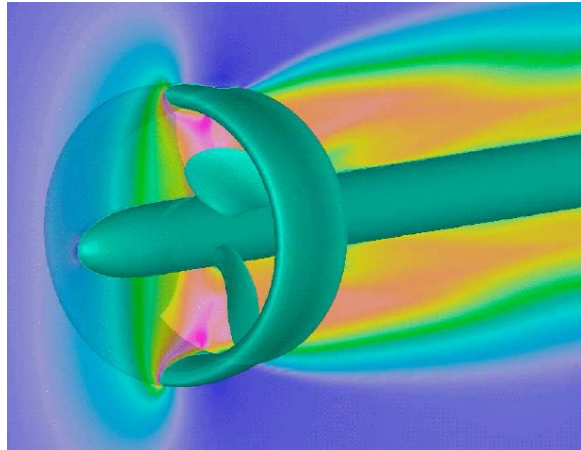
Slika 1.16. Kontra-rotirajući brodski vijci Johna Ericssona u djelu Roberta F. Stocktona, 1839.

Danas u brodskoj propulziji, propeler ili brodski vijak je najčešće korišteni uređaj za pokretanje brodova, koji se naziva propulzor. Može biti s nepromjenjivim usponom krila, FPP (eng. Fixed Pitch Propeller), ali i s promjenjivim usponom CPP (eng. Controlable Pitch Propeller). Oblik i broj krila ovisno o namjeni može varirati i na sljedećoj slici (1.17.) je primjer proizvoda švedske tvrtke „KaMeWa“ sa različitim brojem krila te različitim odnosima površine i promjera vijka.

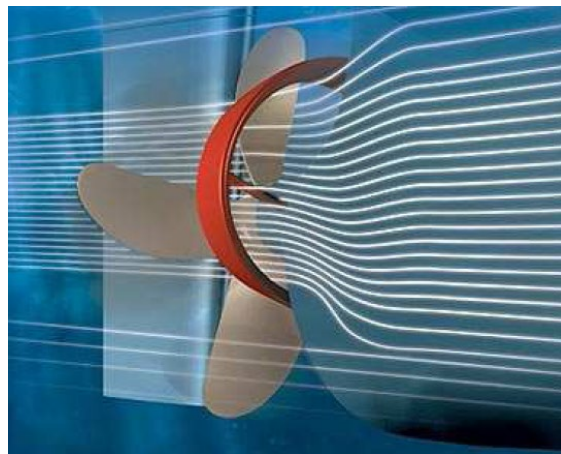


Slika 1.17. Propeleri [17]

Brodski vijci stavljaju se i u sapnicu za poboljšanje performansi i manevarskih sposobnosti broda. (Slike 1.18.i 1.19).

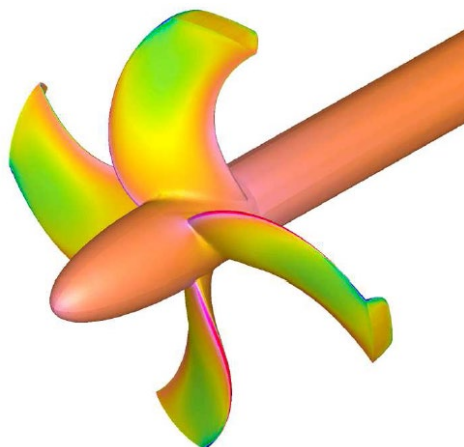


Slika 1.18. Brodski vijak u okretnoj sapnici

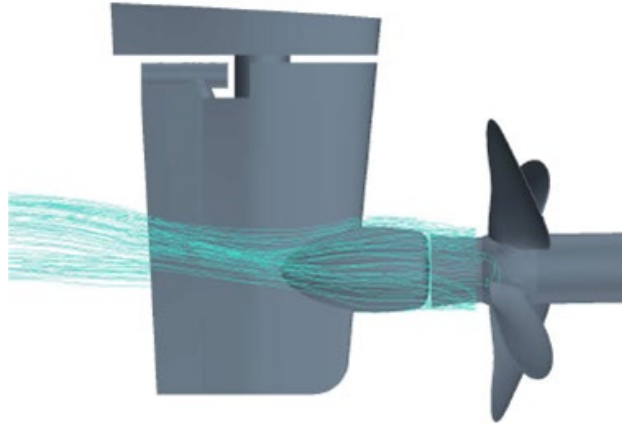


Slika 1.19. Becker Mewis sapnica prije brodskog vijka

Numeričkim metodama možemo poboljšati performanse vijka (Slika 1.20. i 1.21.).

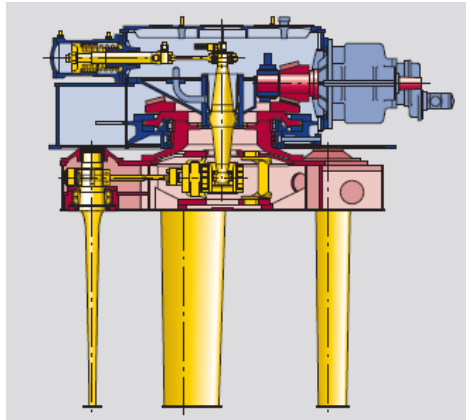


Slika 1.20. Brodski vijak s Winglets krilima



Slika 1.21. Wartsila Energopac, [18]

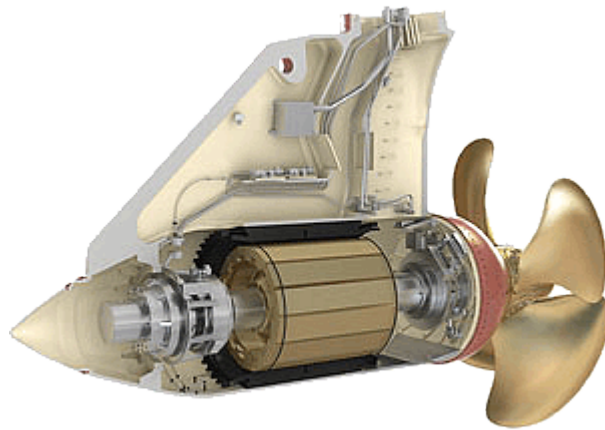
Postoje i inovativna rješenja propulzora kao što su promjeri na slikama 1.22, 1.23. i 1.24.



Slika 1.22. Voith-Schneiderov propulzor, [19]



Slika 1.23. Arnesonov djelomično uronjeni brodski vijak, [20]

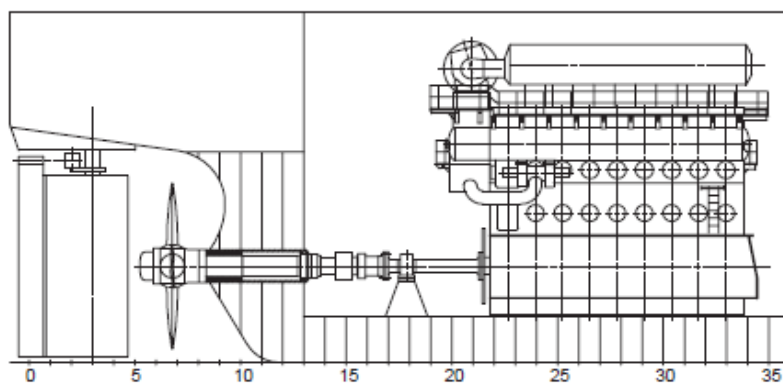


Slika 1.24. Električni Pod propeler, [21]

Brodski vijak u okretljivoj sapnici (eng. Steera bleducted propeller SDP) primjenjuje se na brodovima na kojima su vijci jako opterećeni, osobito na morskim tegljačima koji imaju dovoljno velik gaz, na ribarskim brodovima, minolovcima, ledolomcima, Osim što se povećanjem brzine strujanja vode kroz vijak smanjuje opterećenje vijka i tako doprinosi ostvarenju veće efikasnosti propulzije do 5%, što i jest glavna zadaća sapnice, ona djeluje povoljno na homogenizaciju polja nastrujavanja, poboljšava stabilnost broda na kursu i štiti vijak od plutajućih tijela na površini i slično.

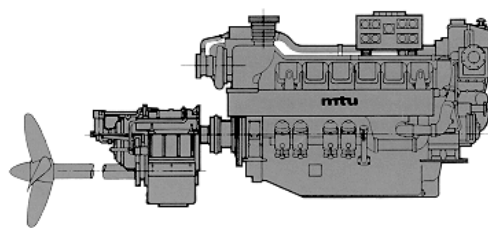
Wartsila Energopac tip propulzora poboljšava strujanje nakon glavine broskog vijka što povećava efikasnost propulzije 2 do 6%. Becker Mewisova sapnica ispred broskog vijka može povećati efikasnost do 9%, a brodski vijak s Winglers krilima do 4%.

Na sljedećim slikama prikazane su različite izvedbe propulzije broskim vijkom pogonjene Diesel motorima. Na slici 1.25. prikazan je sporokretni dvotaktni motor koji je spojen, neposredno posredstvom voda vratila, na brodski vijak.

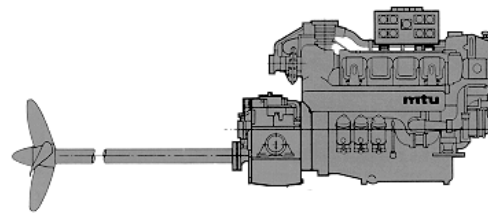


Slika 1.25. Spoj sporokretnog motora i vratila broskog vijka, [22]

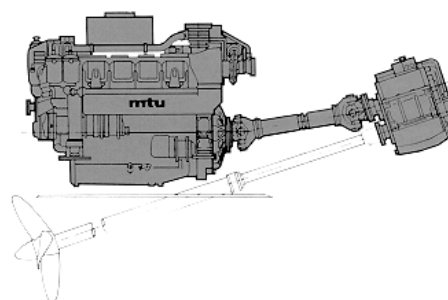
Motor sa slobodno stojećom prekretnom spojkom i/ili reduktorom



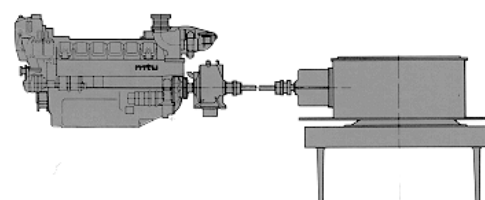
Motor s prirubnički spojenom prekretnom spojkom i/ili reduktorom



Motor s slobodno stojećom prekretnom spojkom i/ili reduktorom u V sustavu prijenosa snage

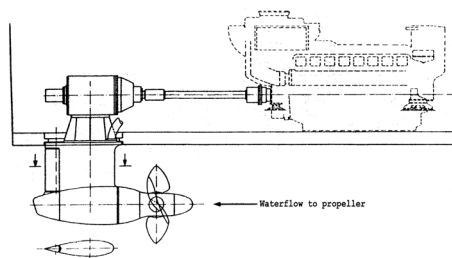


Motor s Voith-Schneider propulzorom

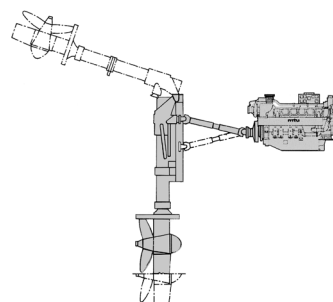


Slika 1.26. Vrste propulzije brzokretnih Diesel motora i brodskih vijaka

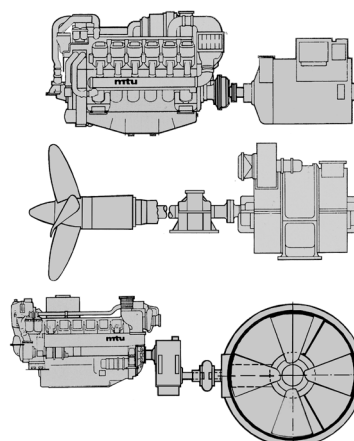
Motor s Liaaen Z pogonom



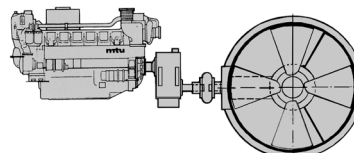
Motor s Schottel pogonom



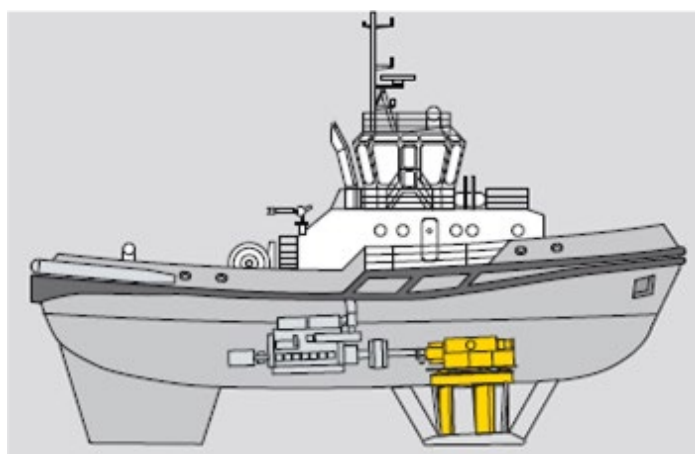
Diesel električni pogon



Motor s bočnim brodskim vijcima za lakše pristajanje



Slika 1.27. Vrste propulzije brzokretnih Diesel motora i brodskih vijaka

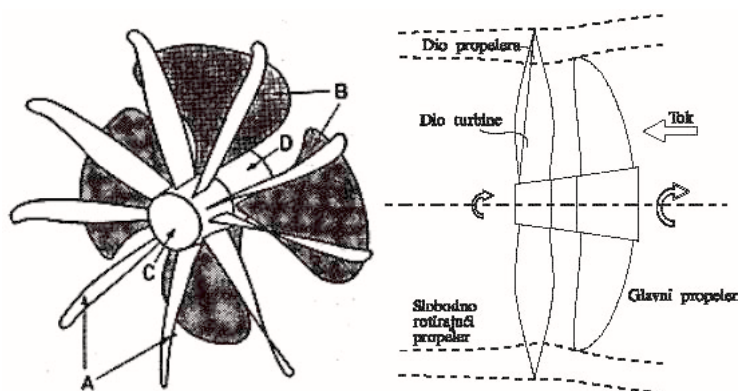


Slika 1.28. Lučki tegljač pogonjen s Voith-Schneider propulzorom, [19]

1.2.2 Slobodno rotirajući brodski vijak

Profesor O. Grim s hamburškog Sveučilišta počeo je 1960. godine istraživanja na slobodno rotirajućem brodskom vijku, nakon kojih je obavio i ispitivanja na stvarnom brodu. Rezultati ovih ispitivanja objavljeni su 1980. godine. Slobodno rotirajući brodski vijak smješten je iza uobičajenog porivnog vijka na produžetku njegove glavine, i svrha mu je da pretvara izgubljenju energiju vodene struje iza glavnog brodskog vijka u dodatni poriv.

Na slici 1.29. je prikazan princip rada slobodno rotirajućeg brodskog vijka. Dio slobodno rotirajućeg brodskog vijka na koji nastupava voda iza glavnog brodskog vijka izveden je u obliku aksijalnih turbinskih lopatica, dok je vanjski dio izveden u oblik brodskog vijka pa proizvodi dodatni poriv.



- A- slobodno rotirajući vijak
- B-pogonski brodski vijak
- C- glavina slobodno rotirajućeg vijka
- D-glavina brodskog vijka

Slika 1.29. Princip slobodno rotirajućeg brodskog vijka

Prema istraživanjima prof. Grima, a i kasnijih ispitivanja u Japanu, osnovne prednosti ovakve propulzije u odnosu na isti konvencionalni brodski vijak su:

1. Ušteda 6,0 do 8,5% snage uz postizanje iste brzine plovila.
2. Brod s ugrađenim slobodno rotirajućim brodskim vijkom ima niže fluktuacije tlaka po krmi broda, posebno u području između 340 i 380(min^{-1}) (mjerena su vršena u području od 300 do 380(min^{-1})). Time je i utjecaj kavitacije ublažen.

Međutim, ovdje se mora naglasiti sljedeće: ako se uspoređuju efikasnosti propulzije slobodno rotirajućeg brodskog vijka prema brodskom vijku s malom brzinom vrtnje, a velikog promjera identičnog promjeru slobodno rotirajućeg brodskog vijka, čini se da bi efikasnost bila otprilike jednaka. No, ako razmatramo i činjenicu da se ugradnjom slobodno rotirajućeg propelera smanjuje fluktuirajući tlak, i da nema potrebe za ugradnjom reduktora, posebno u slučaju pogona srednjekretnim Diesel motorima, ugradnja slobodno rotirajućeg brodskog vijka u određenim slučajevima ima smisla.

Ponašanje slobodno rotirajućeg brodskog vijka kod vožnje natrag je dodatni problem koji nije dovoljno analiziran.

1.2.3 Kontra-rotirajući brodski vijci za velike trgovačke brodove

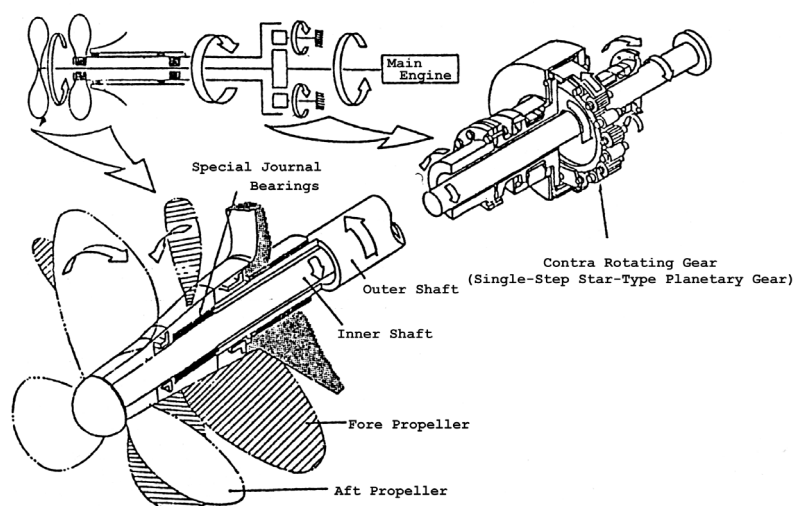
Kontra-rotirajuće brodske vijke (eng. Contra-rotating Propellers, CRP), slika 1.30., ne smijemo miješati sa slobodno rotirajućim brodskim vijkom. Sama ideja javlja se sredinom devetnaestog stoljeća (John Ericsson), a primjena na većim brodovima tek koncem dvadesetog stoljeća. U ovom slučaju, dva brodska vijka smještena jedan iza drugog, vrte se u obrnutom smjeru i oba su pogonjena. Ovakav pogon odavno se koristi kod torpeda radi sprječavanja njegove rotacije oko osi, a u posljednje vrijeme i kod nekih manjih, pa i većih brzih brodova. Isto načelo se ponekad uvodi i u propulziji zrakoplova.

Prednosti:

- skretanje broda korištenjem jednog brodskog vijka se kompenzira,
- za zadani radijus brodskog vijka moguće je predati veću snagu,
- efikasnost brodskog vijka se povećava oporavkom energije rotacijskog strujanja prednjeg brodskog vijka. Pretvorba ovog tangencijalnog strujanja u aksijalno povećava poriv i ukupnu efikasnost sustava.

Nedostaci:

- koaksijalna kontra-rotirajuća vratila su komplicirana, skupa i zahtijevaju češće održavanje,
- hidrodinamički dobitak se umanjuje mehaničkim gubicima voda vratila.



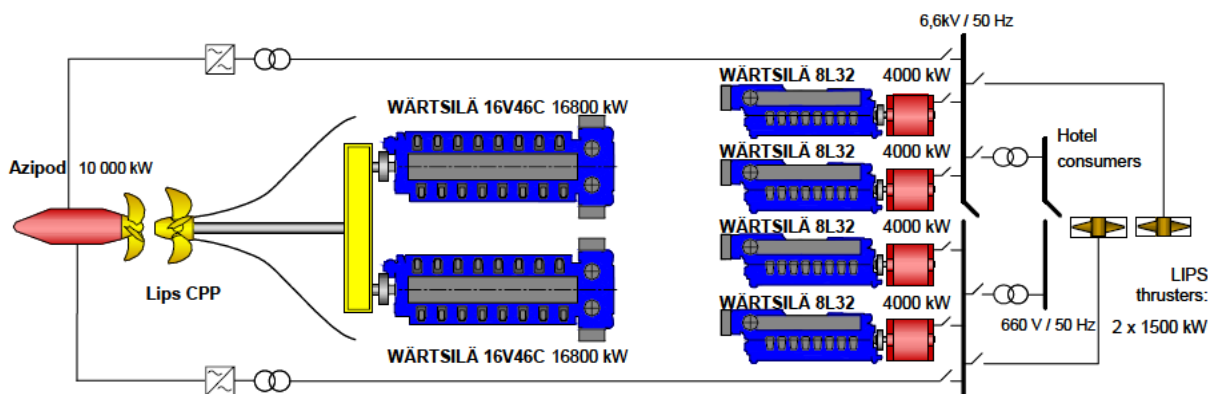
Slika 1.30. Sustav voda vratila s kontra-rotirajućim brodskim vijcima

Istraživanja s ovakvim pogonom velikih trgovačkih brodova vrše se u mnogim tvrtkama, a prvi takav brod razvijen je i izgrađen u Japanu od „Mitsubishi Heavy Industries Ltd.“ (HHI), zajedno s „Japanskim Foundation for Shipbuilding Advancement“, 1988. godine. Klasičan

brodski vijak i vod vratila zamijenjeni su na brodu za prijevoz automobila „Toyofuji 5“ s CRP izvedbom.

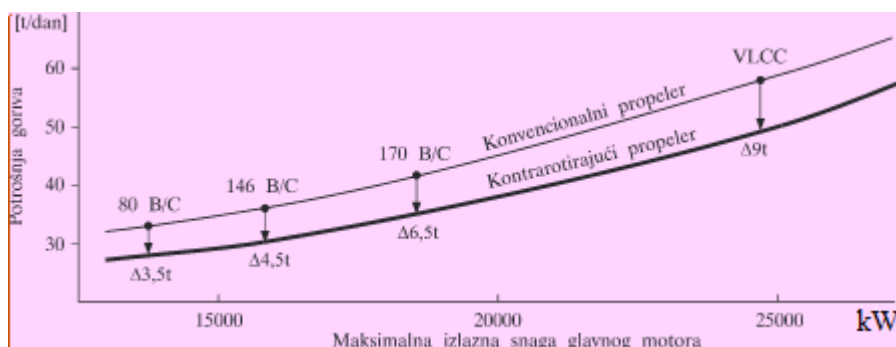
Kod klasične izvedbe, glavni motor je bio specificiran s MCR od 4470(kW) i pokretao je brodski vijak s pet krila brzinom od $198(\text{min}^{-1})$. Pri tome je brzina broda u službi iznosila 15,6 čvorova. Kod CRP izvedbe MCR je smanjen na 4023(kW) zadnji brodski vijak s tri krila rotirao sa $185(\text{min}^{-1})$, dok je prednji brodski vijak imao 4 krila i rotirao je sa $138,8(\text{min}^{-1})$. Osim uštede od 13,5% (16%) na gorivu, CRP je poboljšao stabilnost u održavanju kursa, a također smanjio vibracije i buku.

S obzirom na dobre rezultate postignute ovim prvim brodom, „Shinwa Kaium“, jedan od najvećih japanskih vlasnika tankera naručio je kod MHI tanker za sirovu naftu nosivosti 258 000 BRT. Glavni motori su 7UEC 85LS II, MCR od 21 000(bkW) pri $84(\text{min}^{-1})$. Prednji, lijevokretni brodski vijak je promjera oko 10 metara i pokretan vanjskim vratilom promjera 1,1(m). Desnokretni zadnji brodski vijak promjera oko 9 m je pokretan unutrašnjim vratilom promjera 0,79(m). Očekivana ušteda energije je 13%. MHI konstruktori opredijelili su se za asinkroni sustav, gdje su prednji (veći) brodski vijak rotirati nižom brzinom od stražnjeg.



Slika 1.31. Brodska propulzija, [21]

Nakon početnih uspjeha, trenutno su u razvoju razne verzije kontrarotirajućih brodskih vijaka.



Slika 1.32. Moguće uštede goriva ugradnjom kontrarotirajućeg brodskog vijaka, [21]

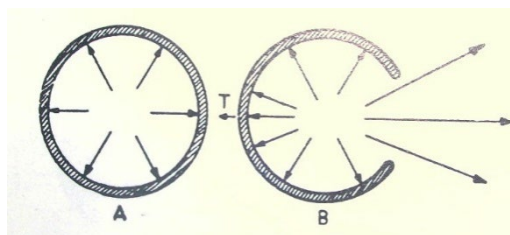
1.2.4 Vodo-mlazna propulzija

Ideja o pogon vodenim mlazom postoji već oko 300 godina. U Americi su se time bavili B. Franklin i mnogi drugi, a u Europi je Rythven oko 1839., u Velikoj Britaniji, za taj pogon upotrijebio centrifugalnu pumpu umjesto dotadašnje stapne.

Prvi vodo-mlazni propulzori kakve danas poznajemo konstruirao je William Hamilton. On je 1954. predstavio vodo-mlaznu propulziju koja je koristila kružnu centrifugalnu pumpu. Ovakva vodo-mlazna propulzija pokazala se podesnom za brodove srednjih i visokih brzina, i plitkog gaza. U prvo vrijeme radilo se samo o manjim plovnim jedinicama, za civilne i vojne namjene, da bi se kasnije koristila i za pogon fregata. Posljednjih godina postoji potražnja za brzim većim brodovima, koji bi osim putnika prevozili i automobile. Ovi brodovi moraju omogućiti ugodno putovanje i po valovitom moru, pri brzinama iznad 35 čvorova. U isto vrijeme moraju se pokazati sigurnim i pouzdanim. Takvo rješenje izgleda daje katamaran pogonjen vodo-mlaznom propulzijom. Lipnja 1990., katamaran „Great Britain“ preplovio je Atlantik između New York-a i Bishop Rock-a u 3 dana, 7 sati i 54 minute, prosječnom brzinom iznad 35,5 čvorova.

U novije doba, pogon brodova vodenim mlazom dobiva sve veće značenje. Zahvaljujući napretku u konstrukciji i tehnici proizvodnje pumpi za izbacivanje mlaza, poboljšana je efikasnost, pouzdanost i trajnost pogonskog uređaja. Veća trajnost i pouzdanost postignute su upotrebom titana za usisnu pumpu, jer je taj materijal vrlo otporan na kavitaciju. Bolja efikasnost postignuta je korištenjem novog usisnog difuznog sustava i posebno konstruiranom usisnom pumpom koja jednoliko raspodjeljuje vodu, što rezultira u manjem otporu pri prolazu kroz mlaznu pumpu.

Mlazni ili reakcijski pogon postiže se veoma brzim istjecanjem tekućine ili nekog drugog medija iz neke posude. Iz fizike, točnije 3. Newtonovog zakona, je poznato da svakoj sili akcije odgovara sila reakcije, koja je jednaka po veličini, a suprotna po smjeru djelovanja. Veza između akcije i reakcije može se prikazati zatvorenom kuglom, u čijoj se unutrašnjosti nalazi neki plin pod tlakom. Tlak plina djeluje određenom silom na svaku jedinicu unutrašnje površine kugle. Svakoj jedinici površine u kugli leži nasuprot ista takva jedinica površine, tako da u svakoj sili u jednom smjeru, koja nastaje zbog tlaka, na suprotnoj strani odgovara ista takva sila suprotnog smjera. Dok je kugla zatvorena, te sile su u ravnoteži i kugla miruje.



Slika 1.33. Djelovanje tlaka plina

A – na unutrašnjost kugle

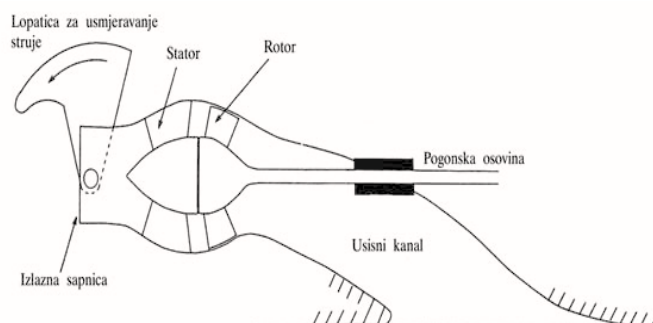
B – pri istjecanju iz kugle

Ako se kugla na jednoj strani otvori, plin počne istjecati kroz otvor. Na stijenku kugle koja je nasuprot otvora, djeluje tlak plina i dalje, a na otvoru ne djeluje, prema tome, u smjeru nasuprot otvoru nastaje resultantna sila F , koja nastoji kuglu pokrenuti u smjeru te sile. Zbog istjecanja plina kroz otvor (akcija), nastaje gibanje kugle u suprotnom smjeru (reakcija). Sila F

koja izaziva gibanje kugle, naziva se poriv ili potisak. Ako plin istječe relativnom brzinom v_r (m/s) s obzirom na posudu i ako m označava masu plinova u kilogramima, koji istječu u sekundi, onda je sila poriva:

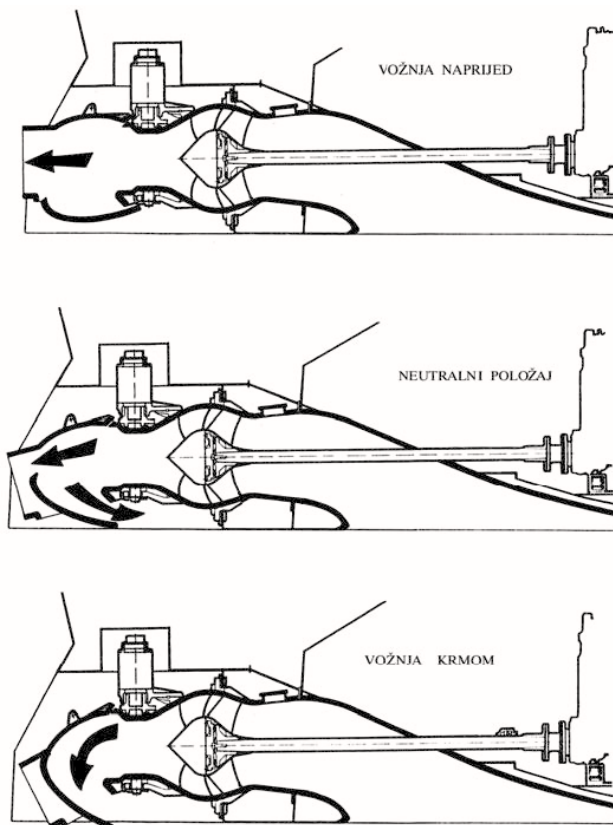
$$F = m \cdot v_r \quad (1.1)$$

Da bi izlazna brzina v_r bila konstantna potrebno je kugli dovoditi onoliko plina koliko istječe. Slična situacija bi bila i kod pogona broda vodenim mlazom, kada bi pumpa sisala vodu kroz cijev s dna broda i izbacivala je prema krmu. I u tom bi se slučaju okolnoj vodi najprije dala brzina broda, što bi uzrokovalo određeno kočenje, a snaga stroja (koji pogoni pumpu) iskoristila bi se uglavnom za stvaranje mlaza prema krmu s relativnom brzinom v_r .



Slika 1.34. Vodo-mlazna propulzija

U osnovi, vodo-mlazna jedinica se sastoji od ulaznog kanala koji dovodi vodu do impelera (rotora) pumpe, statora pumpe i izlaznog dijela koji formira mlaz. Sila reakcije vodenog mlaza daje propulzijski potisak. Pumpa koja tlači vodu, pogoni se preko vratila primarnim strojem, koji je srednjekretni ili brzokretni Diesel motor, plinska turbina ili njihova kombinacija. Za male plovne jedinice može se koristiti Otto motor.



Slika 1.35. Smjer mlaza (vodo-mlazna propulzija)

Najefikasnija propulzija postiže se mlazom upravo iznad promjenjive dinamičke vodene linije, koja se mijenja ovisno o dinamičkom uzgonu i dinamičkom trimu broda, kod glisiranja broda. Međutim, da bi se osiguralo usisavanje pumpe kod pokretanja, os vratila pumpe ne smije biti iznad vodene linije. Kod konstrukcije usisnog kanala osobito je bitno izbjeći prekomjernu kavitaciju pumpe, pa gubici u kanalu moraju biti što manji. Dinamički tlak na ulazu u pumpu, uslijed brzine plovidbe, smanjuje opasnost od kavitacije (veća brzina, veći dinamički tlak). Da se spriječi ulaz plivajućih nečistoća (drvo, plastika i sl.) na ulaz u kanal postavlja se rešetka.

Tip pumpe za vodo-mlazni uređaj se određuje brzinom broda, slično kao i manometarska visina dizanja kod stacionarne primjene. Impeler pumpe koji proizvodi vodeni mlaz rotira uvijek u istom smjeru, tako da nema potrebe za prekretnom kopčom. Pri konstantnoj brzini vrtnje, pumpa apsorbira istu snagu, bez obzira na brzinu plovidbe broda. Zbog toga se motor ne može preopteretiti.

Vodeni mlaz struji kroz sapnicu za kormilarenje, koja se može zakretati pod određenim kutom od centralne osi i tako usmjerava mlaz. Uobičajeno skretanje sapnice za kormilarenje je 30 stupnjeva u oba smjera, a postoje i izvedbe s mogućnošću rotacije kormilarske sapnice za 360 stupnjeva. Obrnuto kretanje mlaza (ako sapnica nema mogućnost rotacije 360°) postiže se zakretanjem skretne lopatice ispod sapnice za kormilarenje. Ova skretna lopatica postepeno ulazi u mlaz i zakreće ga, dok ne prouzroči potpuno povratni potisak. Postavljanjem skretne lopatice u srednju poziciju i njezinim pomicanjem, rezultirajući potisak se može kontinuirano mijenjati od nultog do maksimalnog, pri bilo kojoj snazi.



Slika 1.36. Vodo-mlazni propulzor Ultradynamics [23]

Prednosti nad vijčanom propulzijom su:

1. Nema potrebe ugradnje kormila mada se ugradnjom Schottel pogona postiže isto.
2. Zbog manjeg gaza, otpor trupa je manji, mada se uvođenjem hidrokrilnih brodova može postići isto, pa čak i više i kod vijčane propulzije.
3. Kod ubrzanja, napadni kut lopatice propelera mijenja se u velikoj mjeri oviseći o brzini broda, te zahtijeva veliki moment ubrzanja. Kod vodo-mlazne propulzije, napadni kut malo varira za vrijeme akceleracije, pa je potreban i manji zakretni moment. Uslijed toga je odziv primarnog stroja bolji.
4. Vodo-mlazna propulzija proizvodi manju buku i vibracije. Pri brzinama plovidbe iznad 20 čvorova, vibracije i buka mogu se smanjiti i do 50% u odnosu na vijčanu propulziju.
5. Dobra manevarska sposobnost i mogućnost zaustavljanja na veoma kratkom putu (katamaran Sea Cat pri punoj brzini zaustavlja se za dvije ili tri duljine trupa broda).

1.2.5 Proračun brzine za monotrupni gliser

Prvi korak u određivanju odgovarajućeg tipa vodo-mlaznog propulzora je izračunavanje brzine broda na osnovu radnog deplasma (istisnine) i maksimalno raspoložive snage. Za jednotrupni gliser s umjerenim nagibom od 12° do 18°, maksimalna brzina broda približno se prema [23] dobiva korištenjem relacije:

$$v = \frac{180}{\sqrt{\frac{D}{P}}} \quad (1.2)$$

gdje je:

180 = empirijski faktor,

v = približna brzina u čvorovima,

D = radni deplasman u funtama (lb),

P = ukupna snaga motora za vodo-mlazni pogon u (bhp).

Izračunatu brzinu treba smanjiti za 2 do 3 čvora za jednotrupce s „dubokim V“ oblikom pramčanih rebara ili za brodove s blago zakrivljenim trupom. Ova metoda se ne može koristiti kod brodova sa znatnim zakrivljenjem trupa, ili za neke poluglisere. Katamaranski trupovi

znatno variraju, pa neki koriste uronjena krilca da se smanji otpor trupa, tako da empirijski faktor može iznositi od 160 pa do preko 200.



Slika 1.37. Odabir vodo-mlaznog propulzora, [23]

Neki od poznatijih proizvođača vodo-mlaznih propulzora su Rolls-Royce, Hamilton Jet, Twin Disc, UltraJet i Sword Marine

1.2.6 Lebdjelice (Hovercraft propulzija)

Hovercraft ili lebdjelica ne spada potpuno u plovila, budući da se može kretati po različitim terenima, jer lebdi na zračnom jastuku. Pri tom je težina lebdjelice potpuno uravnotežena s uzgonom kojeg prima od vlastitog zračnog jastuka, pa je ova lebdjelica u stvari tip amfibijskog vozila.

Kao začetnici lebdjelica se spominju Emanuel Swedenborg (Swedberg) (1716.), Sir John Thornycroft (1870.) i Laval (1882.). Tek je Dagobert von Thomamuhl 1916. izgradio prvi čamac na zračnom jastuku. Era lebdjelica je započela 1955., kada je engleskom elektroinženjeru Sir Christopher Cockerellu izdan patent za vozilo na zračnom jastuku.



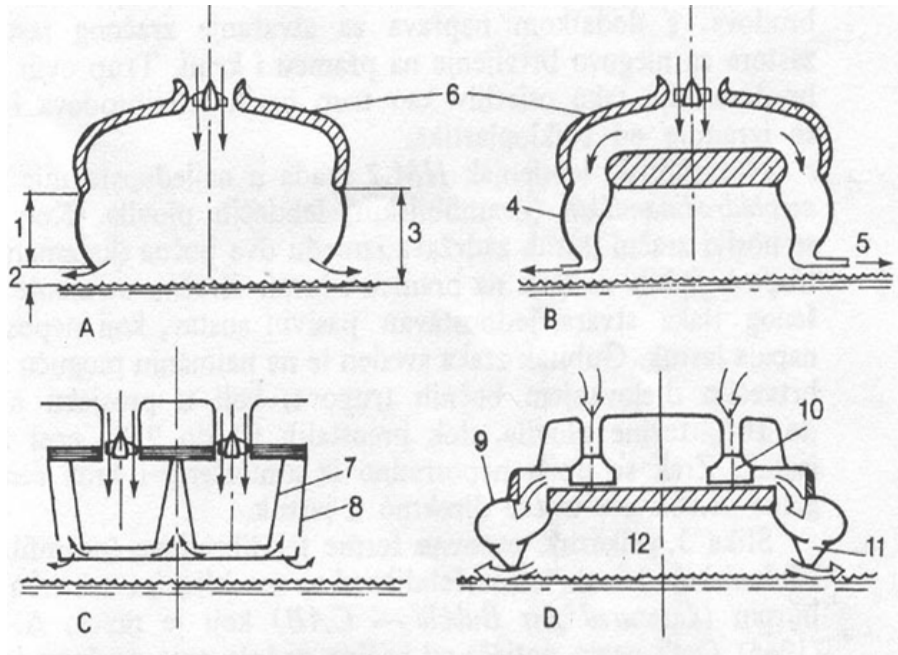
Slika 1.38. Prvo praktično plovilo na zračnom jastuku „Gee N“, brzine 40 čvorova, koje je izradio Dagobert Muller von Thomamuhl, 1916. godine.

Lebdjelice osnovni uzgon dobivaju od aerostatičkih sila. Pretlak u zračnom jastuku stvaraju ventilatori, a jastuk se ispod plovila zadržava pomoću gipkih gumenih zastora. Pretlak koji nosi lebdjelicu je malen, od $490(\text{N}/\text{m}^2)$ kod manjih, do $5000(\text{N}/\text{m}^2)$ kod većih lebdjelica. Visina jastuka iznosi 0,3 do 6,1 m. Brzina lebdjelica je od 30 pa sve do 100 čvorova. Pogonska snaga iznosi od 70 do 75(kW/t) ukupne mase. Uzgonski sustavi mogu biti aktivni i pasivni. Na većini vojnih lebdjelica ugrađene su marinizirane avionske turbine, specifične težine od 0,27 do 0,57(kg/bkW). Za srednje i manje lebdjelice koriste se Diesel motori, a za najmanje Diesel ili benzinski Otto motori. Moguće je koristiti posebne jedinice za pogon-poriv, a posebne za uzgon, ili se snaga dijeli iz jednog pogonskog stroja. Tipična brzina u službi ostvaruje se u području volumenskih Froude-ovih brojeva $0,8 \leq F_n \leq 1,5$ i temelji se na duljini zračnog jastuka, čiji se odnos je duljine zračnog jastuka prema širini $L/B = 1,5 \div 2,7$.

Nedostaci:

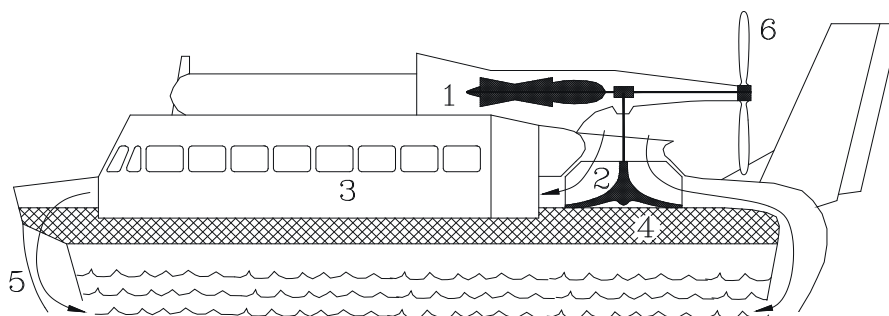
- visoki nabavni i eksploatacijski troškovi,
- nedovoljna pouzdanost nekih dijelova plinskog turbinskog pogona kad vjetar nanese morsku vodu ili pijesak,
- jaki šum,
- vibracije zbog velike specifične snage.

Lebdjelice nemaju značajniju ulogu u civilnoj upotrebi, iako se koriste niz godina za prijevoz putnika preko kanala La Manche između Engleske i Francuske obale. Prilikom ispitivanja ova plovila su pokazala izvanredna svojstva, od Arktičkog leda do pustinjskog pijeska.



Slika 1.39. Vrste lebdjelica

- | | |
|---|------------------------|
| A – komorna sa suknjom | 1 – visina suknje |
| B – mlazna sa suknjom | 2 – zračnost |
| C – višekomorni sustav sa suknjom i podsuknjama | 3 – visina lebdjenja |
| D – komornomlazni sustav s vrećastom suknjom | 4 – gipka suknja |
| | 5 – zračni mlaz |
| | 6 – trup lebdjelice |
| | 7 – stožasta podsuknja |
| | 8 – suknja |
| | 9 – vrećasta suknja |
| | 10- ventilatori |
| | 11- prsti |
| | 12- zračni jastuk |



- | | |
|---|-------------------------------|
| 1. pogonski stroj (plinska turbina) | 4. prostor za uzgon plutanja |
| 2. kompresor za stvaranje zračnog jastuka | 5. fleksibilni plašt - suknja |
| 3. prostor za putnike | 6. pogonski propeler |

Slika 1.40. Pogon Hovercrafta - lebdjelice

Načelo rada lebdjelice je sljedeće: Plinska turbina ili Diesel motor (1) daje pogon propeleru (6), koji kao i kod propulzije zrakoplova daje potisak za kretanje lebdjelice. Da bi se omogućilo kretanje po raznim terenima: more, kopno, močvare itd., pogonski stroj pokreće i

ventilator (2) koji velike količine zraka tlači kroz otvore na donjem fleksibilnom dijelu trupa (5), čime se omogućava lebdjenje plovila (Slika 1.40, 1.41.).

Inovativna rješenja su i sa korištenjem obnovljivih izvora energije poput vjetra sa jedrom (Slika 1.42.) ili solarne energije (Slike 1.43. i 1.44.)



Slika 1.41. Hovercraft za vojne namjene

1.2.7 Primjena obnovljivih izvora energije

Suvremeni brodovi sve više primjenjuju obnovljive izvore energije u svojim energetskeim sustavima. Primjeri korištenja energije vjetra su na slikama 1.42. i 1.43.



Slika 1.42. Propulzija uz pomoć vjetra, [24]



Slika 1.43. Solarna jedra, [24]



Slika 1.44. „MS Turanor Planet Solar“ , [24]

Primjer solarnog broda „MS Turanor Planet Solar“ pogonjen isključivo energijom Sunca, izrađen iz ugljičnih vlakana, dužine 31(m) s $537(m^2)$ solarnih panela efikasnosti 18,8 %. Instalirana snaga mu je 93,5(kW), a litij-ionske baterije su težine 13(t). Dva elektromotora pogone dva brodska vijka iz ugljičnih vlakana s po 5 krila svaki. Maksimalna brzina mu je 14 čvorova, a brzina krstarenja 8,5 čvorova.

1.2.8 Usporedba propulzora

Prednosti pojedine vrste propulzije objašnjena je u tablici 1.5.

Tablica 1.5. Prednosti i nedostaci pojedinih propulzora

Tip propulzora	Preferirana brzina (knots)	Najveća efikasnost	Prednosti	Nedostaci
Propeler	do 35	0.75	- niska cijena	- veliki promjer - visoka ranjivost
Površinski propeler	40 ÷ 100	0.67	- visoka efikasnost pri visokim brzinama	- nedovoljno iskustvo - ograničena veličina
Elektro POD Drives	do 35	0.75*	- dobra upravljivost - visoka efikasnost - fleksibilnost izbora pogonskog stroja	- visoka cijena
Z - Drives	do 40	0.75*	- visoka efikasnost - duboka osovinska linija	- ograničena snaga i moment
Voith - Schneider	0 ÷ 18	0.75	- robusna konstrukcija - precizno upravljanje - brzo vrijeme odziva	- težina - komplicirana izvedba - visoka ranjivost - visoka cijena
Vodnomlazni propulzor	30 ÷ 70	0.73	- visoka gustoća snage - mala ranjivost - dobra upravljivost - nizak otpor	- niska efikasnost pri malim brzinama
Zračni propeler	100+	0.50	- nije potreban kontakt s morem	- niska efikasnost - buka

*isključuje otpor stubline (nosača propulzora)

LITERATURA

- [1] Andrić, A.: Pomorstvo kroz vjekove, Matica Hrvatske, Zagreb 1953.
- [2] <http://armament-history.blogspot.com/2008/11/egyptian-merchant-ship.html>
- [3] <http://sites.google.com/site/phersuminiatures/old-models-and-miniatures-works/ancient-romans-etc>
- [4] http://en.wikipedia.org/wiki/Paddle_wheel_ship
- [5] <https://www.worldhistory.org/image/14245/magellans-ship-victoria/>
- [6] <http://en.wikipedia.org/wiki/Clipper>
- [7] http://en.wikipedia.org/wiki/SS_Great_Western
- [8] http://en.wikipedia.org/wiki/Watt_steam_engine
- [9] [Turbinia · National Historic Ships UK 2015](#)
- [10] [100th Anniversary of MV SELANDIA". Maritime Propulsion. 2014.](#)
- [11] Dr. Nikola Stražičić, Pomorska geografija svijeta, Zagreb 1996.,
- [12] https://www.jstage.jst.go.jp/browse/jime/40/1/_contents/-char/en
- [13] <https://www.statista.com/statistics/264024/number-of-merchant-ships-worldwide-by-type/>
- [14] <https://www.forbes.com/sites/nishandegnarain/2020/09/20/why-isnt-panama-paying-its-fair-share-of-20-of-all-global-shippings-carbon-emissions/?sh=5e4bb42c2a44>
- [15] <http://freightfilter.com/wp-content/uploads/2015/08/Graph22.png>

-
- [16] Vučinić, A.: Hidrodinamika plovnih objekata – Otpor i propulzija broda, Tehnički fakultet Sveučilište u Rijeci, Rijeka, 1997.
- [17] KAMEWA AB: From propeller to Propulsion by KaMeWa, A Motor ship supplement, Marine Engines, Feb. 1993.
- [18] <https://www.wartsila.com/marine/products/propulsors-and-gears/energy-saving-technology/wartsila-energopac>
- [19] <https://voith.com/corp-en/drives-transmissions/voith-schneider-propeller-vsp.html>
- [20] <http://arneson-industries.com/surface-drives/>
- [21] Babicz Jan: WÄRTSILÄ ENCYCLOPEDIA OF SHIP TECHNOLOGY, WÄRTSILÄ CORPORATION 2015.
- [22] MAN B&W DIESEL, Engine Selection Guide for ME Engines, 2003.
- [23] <https://www.powerprodsys.com/ultrajet/>
- [24] <https://www.marinetraffic.com>

2 DIESEL MOTORNI POGONSKI SUSTAVI

2.1 VRSTE DIESEL MOTORNIH POGONSKIH SUSTAVA

2.1.1 Diesel motori

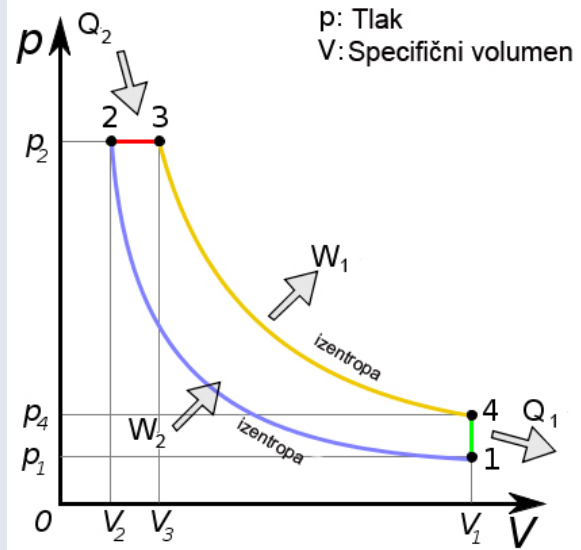
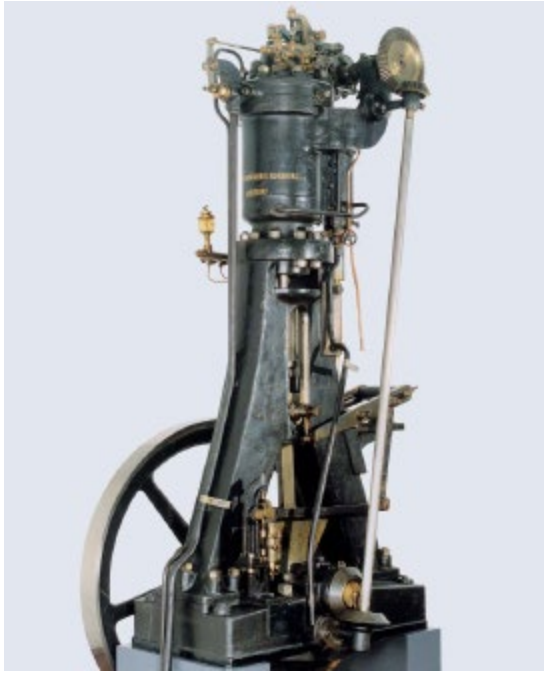
Godine 1897., kad je prva parna turbina ugrađena na brod, istodobno je i godina rađanja Diesel motora. Dr. strojarstva, Rudolf Diesel, patentirao je 28. veljače 1892. načelo rada toplinskog stroja koji je usisavao i komprimirao čisti zrak i u njega ubrizgavao gorivo koje se palilo samo od sebe budući da je temperatura zraka bila iznad temperature samozapaljenja goriva. Dijagram na slici 2.1. prikazuje (P, V) dijagram idealnog Diesel procesa; gdje je P - tlak, a V - volumen. Idealni Diesel proces se sastoji od sljedećih politropa:

- 1-2 je izentropska kompresija,
- 2-3 je izobarno grijanje,
- 3-4 je izentropska ekspanzija,
- 4-1 je izohorno hlađenje.

Prvi Diesel motor je napravljen između 1893. i 1895., snage 7(kW) pri 88(min^{-1}), ali je imao dosta nedostataka i skromnu korisnost η od 16.6%, slika 2.1. Nakon toga izrađen je drugi, čija je službena primopredaja izvršena 17. veljače 1897. Postignuta je korisnost $\eta = 26.2\%$ što je bilo dvostruko više od tadašnjeg parnog stroja, a gotovo dvostruko manje od današnjih najboljih Diesel motora.

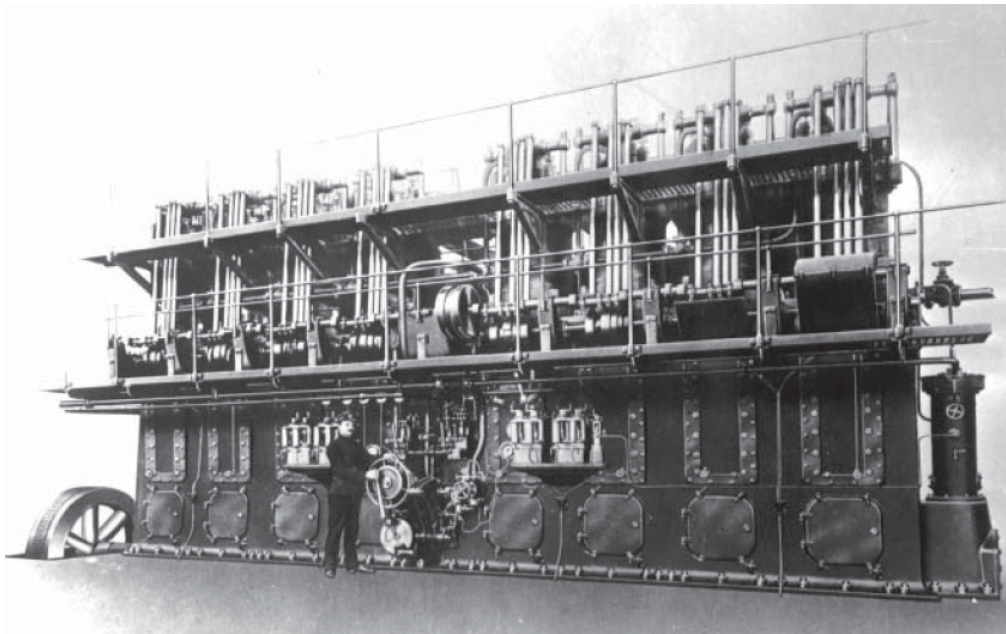
Značajke tog motora su bile:

- promjer cilindra	250	(mm)
- stapaj	400	(mm)
- cilindarski volumen	19.6	(dm^3)
- brzina vrtnje	154	(min^{-1})
- srednja stapna brzina	2.3	(m/s)
- snaga	14.9	(kW)
- srednji efektivni tlak	2.5	(bar)
- specifični potrošak tekućeg goriva	240	(g/KSh) (179 (g/kWh))
- težina motora/KS	200	(kg/KS) (149 (kg/kW))



Slika 2.1. Prvi Diesel motor pušten u probni rad 26.06.1895. i p-V idealnog Diesel procesa [1]

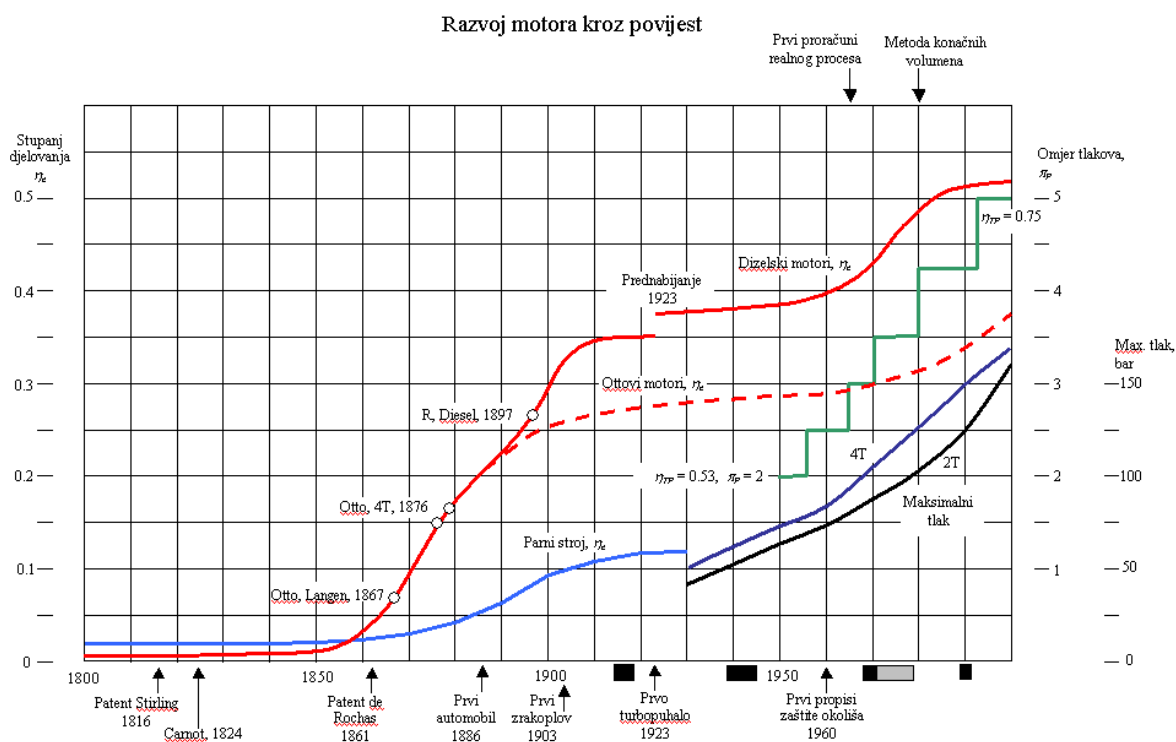
Prvi brodski motori bili su četverotaktni Diesel motori. Tekuće gorivo se ubrizgavalo komprimiranim zrakom. I pored početnih poteškoća, prvi oceanski brod „Selandia“ zaplovio je 1912. godine, slika 2.2.



Sl. 2.2. Prvi B&W Diesel motor DM8150X za MS Selandia[1]

Razdoblje do 1920. godine poznato je po početnim teškoćama brodskog Diesel motora. Period između 1920. i 1930. obilježen je razvojem ubrizgavanja visokotlačnom pumpom. Povećanje punjenja turbopunjačem na ispušne plinove kao novost uvodi se oko 1930. najprije na četverotaktne motore, a oko 1950. i na dvotaktne. 1930. se započinje i sa hlađenjem zraka

prije uvođenja u cilindre motora. Od 1940. do 1950. intenzivno se razvija četverotaktni srednjekretni Diesel motor, dok razvoj sporokretnog motora za pogon trgovačkih brodova stagnira. Međutim, prelaskom na pogon s teškim gorivom oko 1955. daje zamaha razvoju sporokretnog dvotaktnog motora. Napuštanjem stapne pumpe za dobavu ispirnog zraka a također i Roots-ovog puhala, te uvođenje turbopunjača konstantnog tlaka umjesto impulsnog, omogućava se daljnji razvoj sporokretnih motora. Dvostupanjsko turbo-nabijanje uvodi se oko 1980. Značajno raste snaga a smanjuje se potrošnja goriva uz mogućnost korištenja jeftinog teškog goriva. Također, se povećava pouzdanost pogona. Povećanje omjera s/D dodatno povećava efikasnost motora a istodobno povećava i efikasnost brodskog vijka zbog smanjenja brzine vrtnje.



Slika 2.3. Razvoj motora kroz povijest [20]

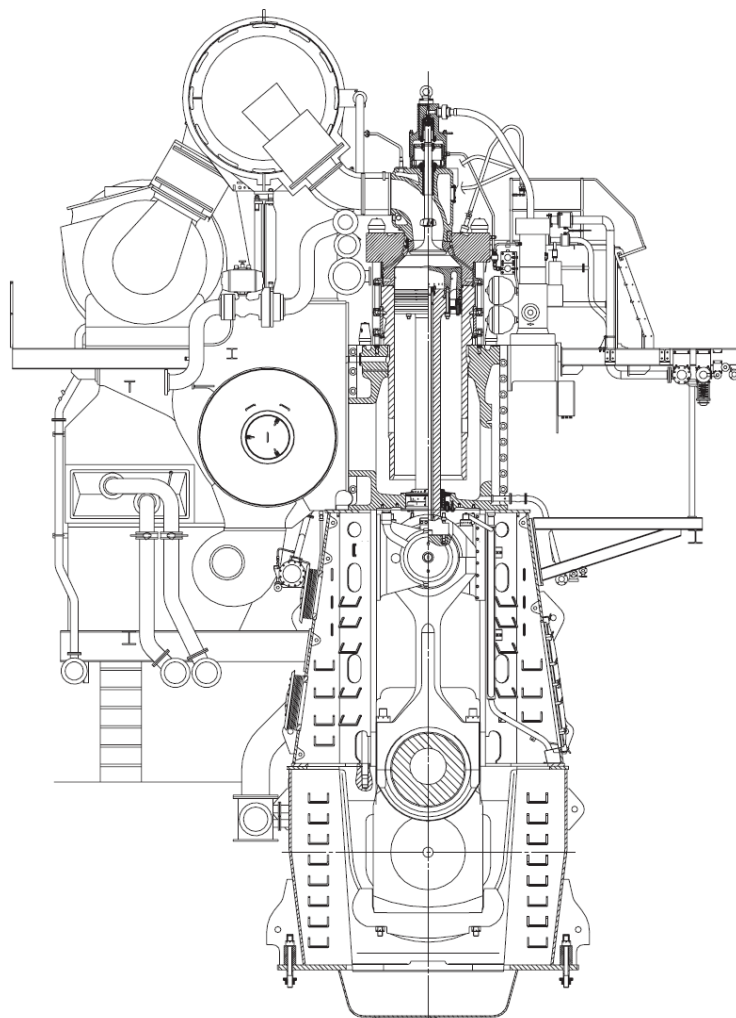
Pored konstantnog zahtjeva za smanjenjem potrošnje goriva u svim režimima rada motora uz najveću pouzdanost, koncem 20. stoljeća pojavio se snažan zahtjev smanjenja zagađenja okoline, posebice emisijama ispušnih plinova (zahtjev MARPOL, Annex VI). Da bi se postigli postavljeni zahtjevi potrebno je poboljšati i optimirati ubrizgavanje goriva te sustav ispušnih ventila. U tu svrhu napušta se bregasto vratilo i prelazi na Common rail sustav ubrizgavanja i elektroničku kontrolu rada motora. Dodatno poboljšanje kvalitete ispušnih plinova postiže se njihovom naknadnom obradom u katalitičkim reaktorima i SCR sustavom.

Superiornost Diesel motora u putničkoj i trgovačkoj mornarici može se vidjeti na bilo kojoj od statističkih tablica. Ukupna izlazna snaga Diesel motora primjerice ugrađenih 1989. godine kao pogonskih strojeva u čitavom svijetu iznosi 6.860.366.77(kW) što iznosi 99,19%, a veoma često i svih 100% svjetskog trgovačko-putničkog pogona.

Interesantno je napomenuti da su u proizvodnji sporokretnih motora praktički ostali još samo MAN kao najveći proizvođač, i Wärtsilä (SULZER). Mitsubishi se još uvijek drži zbog

izuzetno jake brodogradnje u Japanu, ali već niz godina učešće mu iznosi svega nekoliko postotaka. Ostale tvrtke kao Fiat, Doxford sa proturadnim klipovima, Gotaverken i Stork odavno su prestale s proizvodnjom sporokretnih dvotaktnih Diesel motora.

Broj glavnih Diesel motora ugrađenih na komercijalnim brodovima od 2000 DWT ili više, isporučenih u 2003. godini bio je 1177 ili 13.487.106 kW. To je smanjenje za 13 motora u odnosu na prethodnu godinu ali ukupna snaga je povećana za 52265 kW. Južna Koreja i Japan su najveći proizvođači i zajedno su proizveli 71,1% snage.



Slika 2.4. Presjek MAN B&W K98ME/ME-C 2-taktni Diesel motora [3]

Broj 2-taktnih Diesel motora proizveden u 2003. bio je 715 ili 11.113.889 kW (102% u odnosu na prethodnu godinu). Također, broj 4-taktnih motora proizveden u 2003. bio je 462 ili 2.373.208 kW (93,5% u odnosu na prethodnu godinu). Od toga je MAN-B&W, slika 2.4., proizveo 556 2-taktnih motora ili 8.056.544 kW dok je SULZER - Wärtsilä proizveo 85 2-taktnih motora ili 2.423.403 kW. Treći svjetski proizvođač Mitsubishi je proizveo 74 2-taktna motora ili 633.952kW.

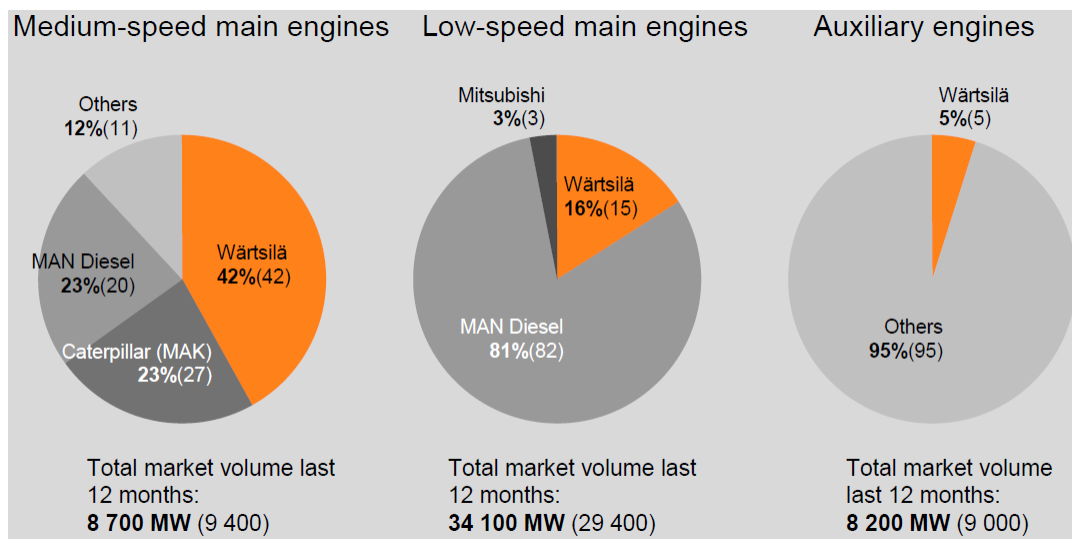
Tablica 2.1. Proizvodnja 2-taktnih Diesel motora za 2003. Godinu, [4]

Brand	The amount of manufacture		The amount of the previous year manufacture	The ratio in comparison with the previous year	Market share
	Number	Output (kW)	Output (kW)		
B&W	556	8,056,544	7,860,294	2.5%	72.5%
SULZER	85	2,423,403	2,594,965	-6.6%	21.8%
mitsubishi UE	74	633,952	440,978	43.8%	5.7%
total	715	11,113,899	10,896,237	2.0%	100%

Tablica 2.2. Proizvodnja 4-taktnih Diesel motora za 2003. godinu, [4]

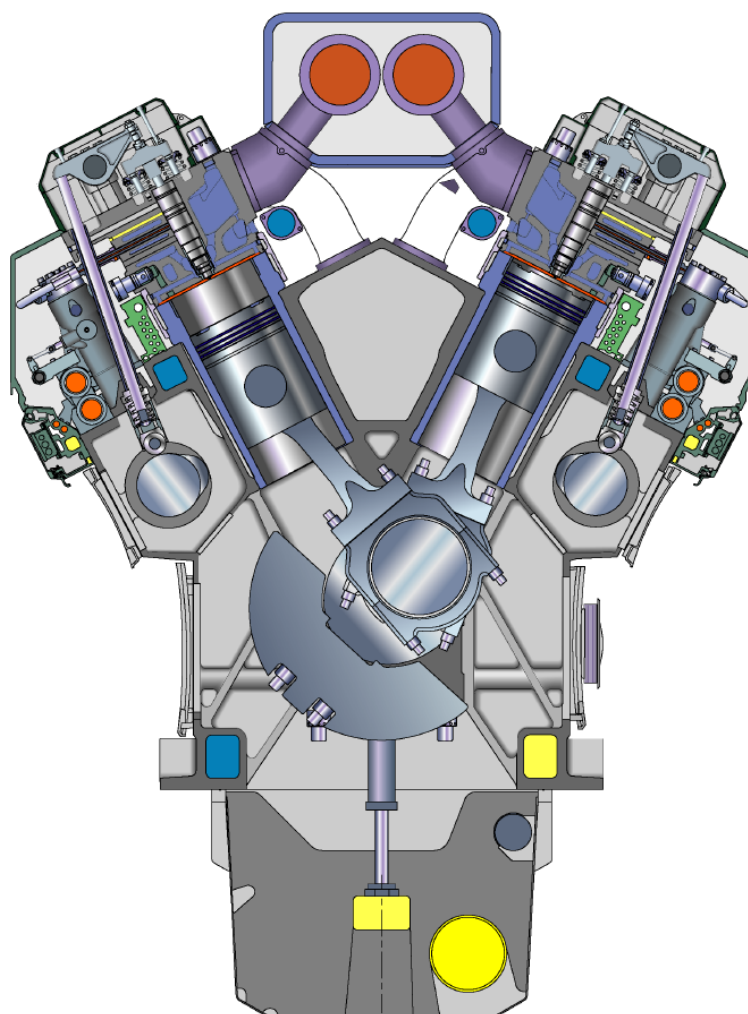
Brand	The amount of manufacture		The amount of the previous year manufacture	The ratio in comparison with the previous year	Market share
	Number	Output (kW)	Output (kW)		
Wärtsilä	120	914,803	1,062,051	-13.9%	38.5%
MAK	114	502,432	490,166	2.5%	21.2%
MAN	54	421,931	277,288	52.2%	17.8%
SULZER	15	146,434	190,428	-23.1%	6.2%
NORMO	39	140,686	168,655	-16.6%	5.9%
CATERPILLAR	53	119,910	89,685	33.7%	5.1%
Hanshin	16	38,067	31,645	20.3%	1.6%
ALPHA	19	35,130	22,764	54.3%	1.5%
PIELSTICK(SEMT)	1	13,239	123,691	-89.3%	0.6%
DEUTZ-MWM	8	10,607	7,839	35.3%	0.4%
Others	23	29,970	74,394	-59.7%	1.3%
total	462	2,373,208	2,538,605	-6.5%	100%

Kod 4-taktnih motora Wärtsilä, slika 2.5., je na prvom mjestu s 120 motora ukupne snage 914.803 kW što je za 46 motora ili 147.248 kW manje u odnosu na prethodnu godinu. Na drugom mjestu je MAK sa povećanjem od 4 motora ili 12266 kW u odnosu na prethodnu godinu.



Slika 2.5. Udio u svjetskom tržištu prema ugrađenoj snazi 3. kvartal 2007.

(Napomena: Brojevi u zagradi odnose se na podatke iz prethodnog kvartala.)



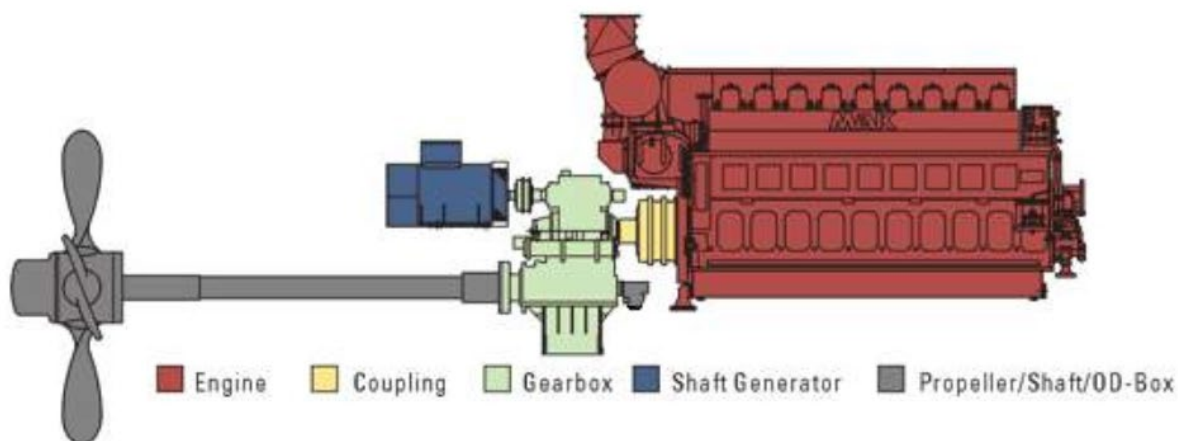
Slika 2.6. Presjek 4-taktnog brodskog Diesel motora Wärtsilä V32, [5]

Danas se Diesel motori po nominalnoj brzini vrtnje dijele u tri grupe:

- sporokretne do $250(\text{min}^{-1})$
- srednjekretne $250 - 1200(\text{min}^{-1})$
- brzokretne $> 1200(\text{min}^{-1})$

Sporokretni motori su 2-taktni motori i direktno se spajaju na vod vratila. Maksimalne su snage do $97300(\text{kW})$.

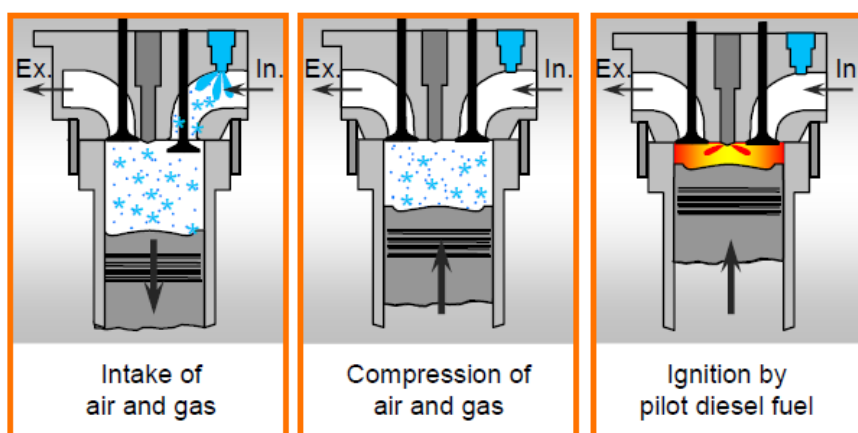
Srednjekretni i brzokretni Diesel motori uobičajeno se spajaju na vod vratila preko kopče/reduktora ili su dio Diesel električne propulzije, Slika 2.7.. Maksimalne snage srednjekretnih motora su do $24600/35000(\text{kW})$. Brzokretni motori su snaga do $9100(\text{kW})$.



Slika 2.7. Četverotaktni brodski Diesel motor sa brodskim reduktorom/kopčom i brodskim vijkom sa vratilom, [6]

2.1.2 Diesel motori na dvojno gorivo

To su motori s kombiniranim stvaranjem smjese (usisavaju sa zrakom plinovito gorivo, komprimiraju ga, i prije dolaska klipa u GMT ubrizgavaju manju količinu tekućeg Diesel goriva).



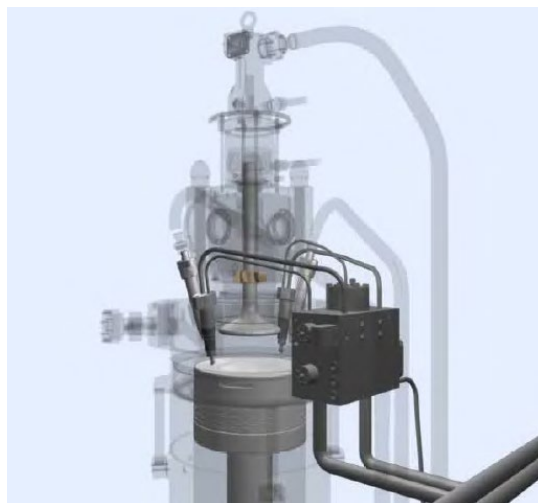
Slika 2.8. Načelo rada Diesel motora na dvojno gorivo, [7]

Danas se grade 4-taktni Diesel motori na dvojno gorivo, prirodni plin i tekuće Diesel gorivo. Ideja je potekla kod tankera za prijevoz ukapljenog prirodnog plina koji tijekom transporta isparava. Budući da je ponovno ukapljivanje ovog plina skup i složen proces, grade se 4-taktni Diesel motori koji u fazi usisavanja zraka usisavaju i ispareni prirodni plin koji se ubrizgava u usisni kanal. Obzirom da prirodni plin ima visoki oktanski broj, moguće je ovu smjesu visoko komprimirati. Pri kraju kompresije ubrizga se mala količina tekućeg Diesel goriva na klasičan način pri visokom tlaku koja se pali sama od sebe i inicira izgaranje u cilindru. U slučaju nedostatka plinovitog goriva, ovi motori mogu jednostavno prijeći na rad samo s tekućim gorivom. Wärtsilä je razvila svoju seriju suvremenih 32 i 50DF (engl. dual fuel) motora, kod kojih se vremenski period i količina ubrizganog pilot dizel goriva upravljaju elektronički. Motor uvijek starta sa pilot dizel gorivom (100%-ni udio), a na rad sa prirodnim plinom se prebacuje tek nakon što se izgaranje unutar cilindra stabilizira. Niži kompresioni omjer i optimizirano vrijeme ubrizgavanja za vrijeme izgaranja siromašne smjese plina i zraka (engl. lean burn) omogućuju povećanje stupnja iskorištenja te manju emisiju NOX..



Slika 2.9. WÄRTSILÄ 50DF tehnologija sa radom motora na dvojno gorivo, [8]

Primjena motora na prirodni plin u budućnosti bi mogla biti značajna, posebice tamo gdje se zahtijeva čisto gorivo. Razrađeni su projekti za velike trajekte, tegljače, pomoćne motore za rad u lukama, brodove za krstarenja, Ro-Pax brodove i kontejnerske brodove.



Slika 2.10. Ubrizgavanje plinovitog goriva kod 2-taktni Diesel motora, [8]

Posljednjih godina uloženi su veliki naponi da se razviju 2-taktni Diesel motori na LNG gorivo. MAN je u suradnji s brodogradilištem HHI, proizvođačem kompresora Burckhardt Compression AG i klasifikacijskim društvima razvio ME-GI 2-taktni motor, prvenstveno namijenjen za LNG tankere. Plinovito gorivo ubrizgava se pod tlakom od 150 do 265 bara.

2.1.3 Diesel - električni pogon

Kao veliki nedostaci parno turbinskog pogona pokazale su se visoke brzine vrtnje, koje su zahtijevale obveznu ugradnju skupih i glomaznih reduktora, koji uz to umanjuju za par postotaka ukupnu efikasnost postrojenja, i nemogućnost rada turbine u suprotnom smjeru vrtnje, pa je potrebna posebna turbina za vožnju natrag. Ista situacija je i kod plinsko turbinskog pogona. Ova dva velika nedostatka turbinskog pogona pokušala su se riješiti turbo električnim pogonom. Kod turbo električnog pogona parna/plinska turbina pogoni generator i oba stroja se vrte velikom brzinom. Generator snabdijeva električnom energijom elektromotor, koji je najčešće direktno povezan s vratilom brodskog vijka. Elektromotor direktno pogoni vratilo brodskog vijka najpovoljnijom brzinom u cilju postizavanja što veće efikasnosti propelera. Kod ovakve izvedbe turbina i brodski vijak nisu mehanički povezani pa se turbogenerator može smjestiti na većoj udaljenosti od brodskog vijka, što daje veću slobodu u rasporedu i korištenju brodskog prostora. Osim toga, otpada i turbina za vožnju natrag. Turboelektrična propulzija trgovačkih brodova ima dugu tradiciju, ali osim par iznimaka od kojih je jedan tanker T2 izgrađen za vrijeme drugog svjetskog rata. Primjena im je bila ograničena na specijalne tipove brodova, gdje su određene prednosti električne propulzije mogle prevagnuti nad višom cijenom instalacije, većom težinom i nižoj ukupnoj efikasnosti, posebno u odnosu na motorne brodove. Kao povoljnije rješenje pokazala se Diesel električna propulzija.

Diesel električnu propulziju treba razmatrati u sljedećim slučajevima:

1) Kada pomoćni strojevi zahtijevaju visoki nivo snage ili čak ukupnu izlaznu snagu kao što su:

- brodovi za teške terete,
- bageri (brodovi jaružala),
- brodovi za polaganje kabela,

-
- brodovi za polaganje cjevovoda,
 - koče s električno pogonjenim vitlom,
 - koče - brodovi tvornice,
 - koče - brodovi hladnjače,
 - bušeće platforme.

2) Kada su varijacije opterećenja brze i brojne uz visoke zakretne momente i male brzine vrtnje brodskog vijka

- ledolomci,
- brodovi za dinamičko pozicioniranje,
- brodovi za bušenje.

3) Kada se zahtijeva tih i gotovo bešuman rad pogona uz što manje vibracije

- istraživački brodovi,
- trajekti,
- putnički brodovi za krstarenja.

Općenito možemo reći da su dobre strane Diesel električne propulzije:

- nema ograničenja na smještaj pogonskih i pogonjenih strojeva i uređaja,
- međusobna neovisnost brzine i smjera vrtnje motora i brodskog vijka,
- dobre karakteristike zakretnog momenta preko širokog raspona brzina i može se koristiti FPP što smanjuje rizik od kavitacije i pulzacije tlaka,
- ispravno dimenzionirane Diesel električne jedinice omogućavaju njihov rad blizu optimuma u svim režimima rada,
- blagi prijelaz u promjeni opterećenja bez naglih varijacija u momentu
- izvanredna manevrabilnost,
- mogućnost postavljanja na elastične temelje i zvučna izolacija Diesel motora,
- mogućnost ugradnje više jedinica i odatle mogućnost ekonomičnijeg rada isključivanjem pojedinih Diesel motora,
- motori se mogu koristiti u različite svrhe što vodi manjoj ukupno instaliranoj snazi,
- mogućnost primjene pod propulzije,
- veoma laka automatizacija i upravljanje budući da se radi o električnim veličinama.

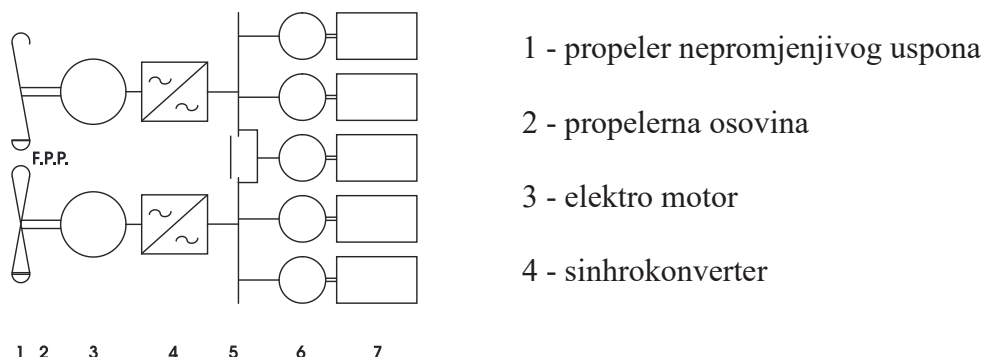
No Diesel električna propulzija ima i tri velika nedostatka:

- efikasnost je niža od rješenja mehaničke veze Diesel motora i brodskog vijka,
- povećana težina zbog brojnih električnih dijelova,
- cijena je viša od mehaničke veze Diesel motora i brodskog vijka.

Diesel električni pogoni izvode se u više različitih varijanti:

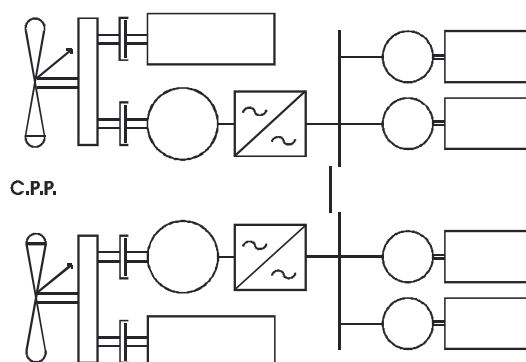
U prvoj izvedbi, Diesel motori pogone izmjenične trofazne generatore koji preko sinkro-konvertera predaju električnu energiju izmjeničnim sinkronim motorima direktno povezanim s jednodijelnim brodskim vijkom. Regulacija brzine vrtnje brodskog vijka (elektromotora) i vožnja natrag omogućena je sinkro-konverterima. Diesel generatori ujedno proizvode

električnu energiju za sve brodske potrebe koja se transformatorima prevodi na potrebne vrijednosti. Svi Diesel motori strojarnice su srednjekretni, istog tipa i eventualno se razlikuju samo po broju cilindara. Tako se pojednostavljuje strojarsko održavanje i smanjuje količina rezervnih dijelova.



Slika 2.11. Diesel-električni pogon sa s jednodijelnim brodskim vijkom, [9]

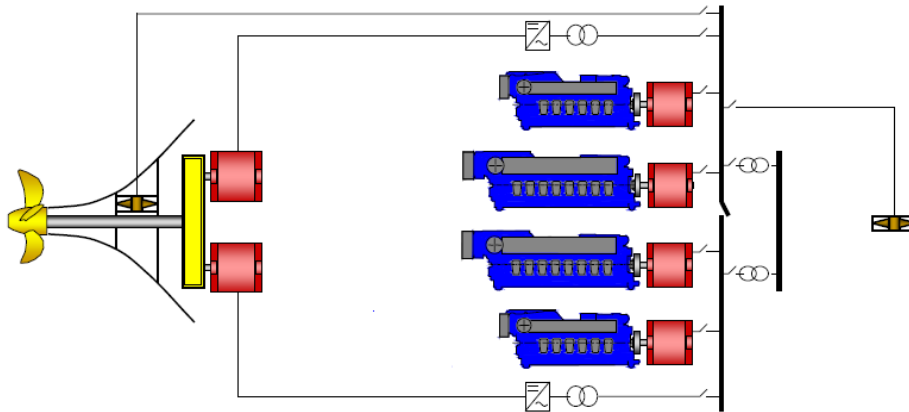
Druga mogućnost elektropropulzije je u stvari kombinacija Diesel mehaničkog pogona i Diesel električnog pogona.



Slika 2.12. Kombinacija Diesel mehaničkog i Diesel električnog pogona, [9]

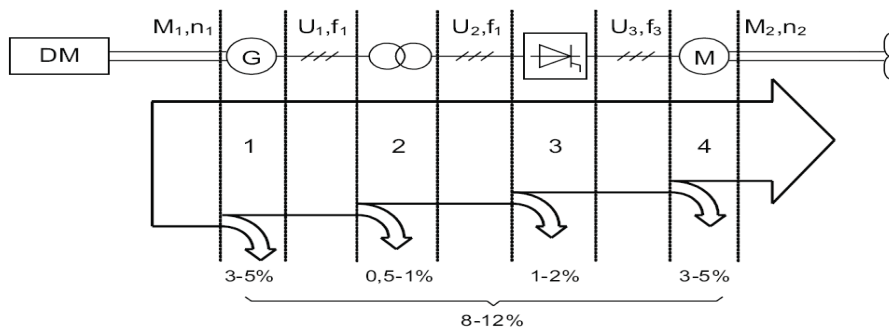
Ova izvedba ima prednost u dobroj upravljivosti Diesel električnog pogona i visokoj efikasnosti pri niskom opterećenju. Pri punom opterećenju, uključuju se dva velika srednjekretna motora preko reduktora spojena na brodski vijak, pa je ukupna efikasnost viša od prethodnog Diesel električnog pogona.

Veoma interesantan slučaj zamjene parno turbinskog pogona s Diesel električnim pogonom izvršen je na putničkom brodu „Queen Elizabeth 2“, vlasništvo „Cunard Line-a“. Nakon 19 godina plovidbe, zamijenjene su dvije parne turbine „John Brown“, koje su proizvodile snagu od 40975(kW) svaka pri 174(min⁻¹), i tri „Foster Wheeler“ parna kotla. Umjesto parnog turbinskog pogona ugrađeno je devet Diesel motora MAN-B&W 9L 58/64, koji pogone devet GEC trofaznih izmjeničnih sinkronih generatora snage 10,5(MW) svaki, napona 10(kV) pri 60(Hz). Proizvedena električna energija vodi se u dva GEC sinkrona izmjenična elektromotora svaki snage 44(MW) i 60(Hz), spojena s dva CP brodska vijka, s upravljivim usponom. Preko-sinkro konvertera moguće su dvije brzine broskog vijka, 144 i 72(min⁻¹). Sve potrebe za električnom energijom na brodu pokrivaju sa strujom dobivenom iz ovih devet Diesel generatora.



Slika 2.13. Tipično Diesel električno pogonsko postrojenje, [9]

Ako zanemarimo gubitke unutar toplinskog stroja, primjerice Diesel motora, gubici energije započinju u generatoru, koji mehaničku energiju koju preuzima na svojoj ulaznoj osovini pretvara u električnu. Gubici generatora iznose od 3 do 5%. U transformatorima se mijenja napon i pri tom gubi se 0,5 do 1% energije. Električna energija koja se vodi elektromotorima za pogon propelera mora se prilagoditi zahtjevima propulzije. U sinkrokonverterima se gubi 1 do 2% pri regulaciji frekvencije i napona. Kod pretvorbe električne energije u mehaničku, tj. u zakretni moment koji se predaje osovini propelera vratilu brodskog vijka, gubi se daljnjih 3 do 5%.

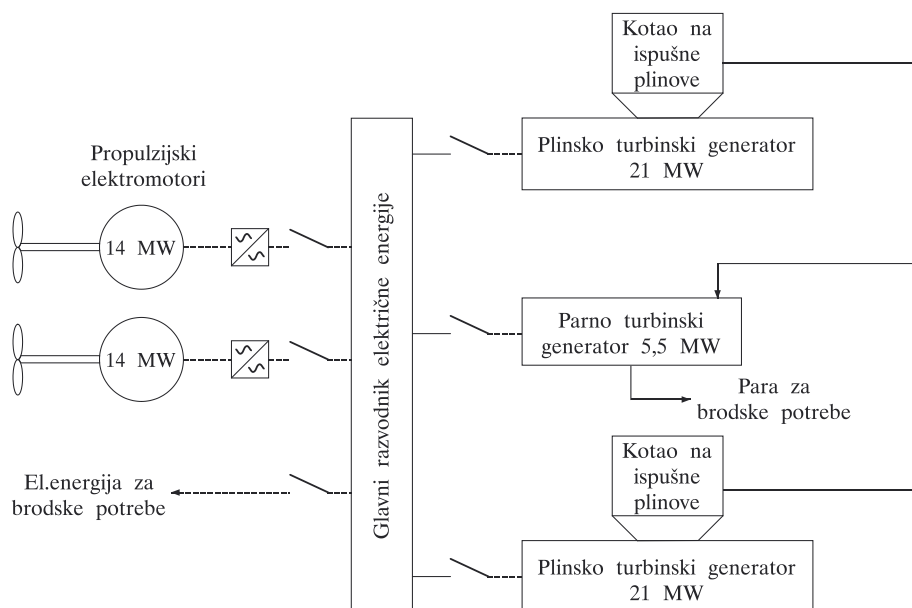


Slika 2.14. Bilanca snage Diesel električnog pogonskog postrojenja, [9]

Pokušaji uvođenja plinskog turbo-električnog pogona u 70.-tim godinama 20. stoljeća nisu uspjeli. Međutim, postoje projekti koji sugeriraju prilično zanimljiva rješenja od kojih je jedno ovdje prikazano.

Danas brodske plinske turbine jednostavnog ciklusa pri punoj snazi, predaju otprilike 35% (max. 40%) toplinske energije u obliku zakretnog momenta na izlaznoj osovini izlaznom vratilu, a oko 55% energije je sadržano u ispušnim plinovima. Dok se ostatak energije od oko 10% odvodi rashladnim medijem. Pri 20% opterećenja energija se dijeli na oko 22% prema izlaznom vratilu i 68% u ispušne plinove. Ova visoka energija ispušnih plinova može se koristiti:

- za regenerativno zagrijavanje zraka prije ulaska u komoru izgaranja,
- kombiniranjem plinske i parne turbine COGAS ,
- kombiniranjem plinsko turbo-električnog i parno turbo-električnog postrojenja COGES.



Slika 2.15. COGES ciklus za putnički brod od 2500 putnika [9]

Na slici 2.15. prikazan je COGES ciklus za pogon putničkog broda za krstarenje s 2500 putnika. U ovom projektu predviđene su dvije plinske turbine GE LM 2500 koje pogoneći generatore proizvode po 21(MW) električne snage, te jedna parna turbina na ispušne plinove s 5.5(MW) električne snage. Usporedba s Diesel električnim pogonom pokazuje da bi COGES postrojenje bilo oko 23% jeftinije uz 4,2% uštede prostora, što bi anuliralo nešto lošiju toplinsku efikasnost. Slična COMBI kopnena postrojenja po efikasnosti su nadmašila efikasnost Diesel električnog postrojenja te je za očekivati da će se to desiti i u brodskom pogonu. COGES postrojenje, međutim, još uvijek zahtjeva primjenu goriva plinske kvalitete koje je u odnosu na HFO znatno skuplje.

Kao dobre strane COGES postrojenja navode se:

- nema dima,
- niska emisija CO₂ kod izgaranja prirodnog plina,
- niska emisija čestica,
- niski nivo buke i vibracija,
- ušteta na prostoru i težini sa slobodom izbora lokacije postrojenja,
- pomoćna postrojenja su znatno jednostavnija.

Za pogon linijskih brodova i LNG carrier-a, čini se da bi COGAS, kombinacija plinske turbine i parne turbine na ispušne plinove, a koje pogone propeler preko reduktora, bilo prihvatljivije rješenje. Efikasnost ovakvih kopnenih instalacija u proizvodnji električne energije iznosi danas do 60%.

Američka mornarica (US Navy)u 21. stoljeću namjerava usvojiti IED (Intergrated Electric Drive) s plinskom turbinom kao primarnim strojem za sve svoje važnije ratne brodove.

U uvodnim razmatranjima utvrđena je prevlast dvotaktnih Diesel motora u brodskom trgovačkom prometu i predviđena takva situacija koja će zasigurno trajati još neko vrijeme. Ova nadmoćnost Diesel motornog pogona, posebice sporokretnog, u uskoj je vezi s brodskim vijkom kao dominantnim propulzorom dvadesetog vijeka. Kod korištenja vodomlazne propulzije primjerenije je kao pogonski stroj koristiti srednjekretni ili brzokretni Diesel motor ili plinsku turbinu. Također, današnje lebdjelice, te plovila na zračnom jastuku za svoj pogon koriste zračne propelere kao kod turbopropelernih zrakoplova. Za stvaranje zračnog jastuka za lebdenje i potiska za kretanje (plovljenje) lebdjelica, koristi se najčešće plinska turbina ali i brzokretni motori. No, vodo-mlazna te posebice turbopropelerna propulzija u trgovačkoj mornarici imaju danas minornu primjenu.

2.2 VAŽNE ZNAČAJKE MOTORA

Važne značajke za korisnike motora su:

- 1) performanse motora unutar radnog područja,
- 2) potrošnja goriva unutar radnog područja motora, te vrsta goriva kojeg motor koristi,
- 3) buka i vibracije motora te emisije ispušnih plinova u navedenom radnom području,
- 4) početna cijena motora i instalacije,
- 5) pouzdanost i trajnost motora, zahtjevi za njegovo održavanje i kako se to odražava na njegovu pouzdanost i troškove pogona.

Ove značajke određuju ukupne troškove nabave i pogona motora što je od temeljne važnosti za korisnika, kao i pitanje može li motor pri radu zadovoljiti zahtjeve vezane za zaštitu okoliša.

Performanse motora su određene s:

- a) maksimalnom snagom (ili maksimalnim momentom) raspoloživom pri svakoj brzini unutar radnog područja motora,
- b) područjem brzine i snage unutar kojeg je rad motora zadovoljavajući.

Prema ISO 3046 treba koristiti sljedeće definicije za opis motora:

Pomoćni uređaji

U svrhu jasnog prikaza uvjeta pri kojima je izlazna snaga motora određena, neophodno je razlikovati one pomoćne uređaje koji djeluju na izlaznu snagu na vratilu, a također i one koji su neophodni za trajno ili ponavljano korištenje motora. Dijelovi opreme ugrađeni na motor i bez kojih motor ne bi ni pod kakvim uvjetima mogao raditi pri svojoj deklariranoj snazi smatraju se motornim komponentama i stoga nisu klasificirani kao pomoćni uređaji. Dijelovi kao što su visokotlačna pumpa goriva za ubrizgavanje, turbopunjač i hladnjak zraka za prednabijanje su u kategoriji komponenata motora.

Ovisni pomoćni uređaji

Uređaji čije prisustvo ili odsustvo utječe na konačnu izlaznu snagu na vratilu motora.

Neovisni pomoćni uređaji

Uređaji koji koriste snagu dovedenu izvan motora.

Bitni pomoćni uređaji

Uređaji koji su bitni za kontinuirani ili ponavljani rad motora.

Nebitni pomoćni uređaji

Uređaji koji nisu bitni za kontinuirani ili ponavljani rad motora.

Snaga i opterećenje

Deklarirana snaga

Vrijednost snage deklarirane od strane proizvođača koju će motor isporučivati pri zadanim radnim uvjetima. U nekim primjenama deklarirana snaga naziva se nominalna snaga.

Indicirana snaga

Ukupna snaga proizvedena u radnim cilindrima motora kao rezultat djelovanja tlaka radnog medija na klipove.

Efektivna snaga

Snaga ili zbroj snaga izmjeren na pogonskom vratilu ili više vratila, je snaga na kočnici

Trajna snaga

Snaga koju je motor sposoban trajno isporučivati unutar normalnih intervala održavanja pri određenoj brzini vrtnje i pri određenim uvjetima okoline, uz redovno održavanje propisano od proizvođača.

Snaga preopterećenja

Snaga koju motor smije isporučivati s trajanjem i ponavljanjem korištenja ovisno o pogonskoj primjeni i određenim uvjetima okoline, odmah nakon rada pri trajnoj snazi. Trajanje ili ponavljanje korištenja snage dozvoljenog preopterećenja ovisit će o pogonskoj namjeni. Snaga preopterećenja izražava se u postocima trajne snage zajedno s dozvoljenim trajanjem i ponavljanjem pri odgovarajućoj brzini motora. Ako nije drukčije očitovano, snaga preopterećenja od 110% trajne snage pri odgovarajućoj brzini primjene motora je dozvoljena u trajanju od 1 h s ili bez prekida, unutar perioda svakih 12 h rada. Ovaj period se također primjenjuje za bilo koju snagu preopterećenja do 110% trajne snage.

Snaga graničnog položaja ručice goriva

Snaga koju motor smije isporučivati za vrijeme određenog perioda vremena koje odgovara njegovoj namjeni, pri određenoj brzini i pri određenim uvjetima okoline, s ograničenjem dovoda goriva tako da se ova snaga ne može premašiti.

ISO snaga

Snaga određena pri radnim uvjetima na probnom stolu proizvođača i prilagođena ili korigirana prema uputama proizvođača na standardne referentne uvjete. Standardni referentni uvjeti su:

$p_s = 100(\text{kPa})$ apsolutni standardni atmosferski tlak

$T_{s,a} = 298(\text{K})$ ($t_{s,a} = 25(^{\circ}\text{C})$) standardna temp. zraka okoline ili na ulazu u turbopunjač

$\Phi_s = 30\%$ standardna relativna vlažnost

$T_{s,cw} = 298(\text{K})$ ($t_{s,cw} = 25(^{\circ}\text{C})$) standardna temp. rashladne vode zraka za prednabijanje

Relativna vlažnost od 30% pri temperaturi od 298(K) odgovara tlaku vodene pare od 1 kPa. Stoga je odgovarajući barometarski tlak suhog zraka 99(kPa).

ISO standardna snaga

Maksimalna trajna snaga(eng. Maximum Continuous Rating – MCR) na kočnici koju proizvođač garantira da je motor može isporučivati korištenjem samo bitnih ovisnih pomoćnih uređaja, između normalnih intervala održavanja određenih od proizvođača, a pri sljedećim uvjetima:

- pri određenoj brzini vrtnje i pri radnim uvjetima **na probnom stolu proizvođača**
- s deklariranom snagom prilagođenom ili korigiranom prema uputama proizvođača na standardne referentne uvjete
- uz izvođenje održavanja na način propisan od proizvođača motora.

Pogonska snaga

Snaga isporučena pri uvjetima okoline i pri radnim uvjetima primjene motora.

Pogonska standardna snaga

Trajna snaga na kočnici koju proizvođač deklarira da je motor može isporučivati korištenjem samo bitnih ovisnih pomoćnih uređaja, između normalnih intervala održavanja određenih od proizvođača, a pri sljedećim uvjetima:

- pri određenoj brzini vrtnje i pri uvjetima okoline i radnim uvjetima primjene motora
- s deklariranom snagom prilagođenom ili korigiranom prema uputama proizvođača na određene uvjete okoline i radne uvjete primjene motora
- uz izvođenje održavanja na način propisan od proizvođača motora.

Podešavanje snage

Procedura proračuna preko koje se vrijednost snage određene pod određenim vanjskim uvjetima modificira tako da prikaže očekivanu vrijednost snage pod drugim vanjskim uvjetima, kako bi se održala približno konstantna toplinska i/ili mehanička naprezanja u kritičnim komponentama motora.

Korekcija snage

Procedura proračuna preko koje se vrijednost snage određene pod uvjetima testiranja motora modificira tako da se prikaže vrijednost snage koja bi bila pod drugim radnim ili referentnim uvjetima bez bilo kakvog podešavanja motora. U tom slučaju, snaga i parametri performansi mogu varirati kao funkcija uvjeta okoline.

Opterećenje

Opterećenje je općeniti izraz koji opisuje veličinu snage ili momenta koju pogonjeni strojevi zahtijevaju od motora i obično se izražava u odnosu na deklariranu snagu ili moment [ISO 2710:1978,10.3.4]. Izraz opterećenje je fizikalno neprecizan i treba ga izbjegavati.

Potrošnja i isporuka

Potrošnja goriva

Je količina goriva potrošena u motoru u jedinici vremena pri određenoj snazi i određenim uvjetima okoline.

Specifična potrošnja goriva

Količina goriva potrošena u motoru u jedinici vremena i jediničnoj snazi.

ISO specifična potrošnja goriva

Specifična potrošnja goriva pri ISO standardnoj snazi.

Isporuka goriva

Izmjerena volumna ili masena količina goriva isporučena sustavom za ubrizgavanje tijekom jednog radnog ciklusa.

Specifična isporuka goriva

Izmjerena volumna ili masena količina goriva isporučena sustavom za ubrizgavanje tijekom jednog radnog ciklusa po litri usisnog volumena motora.

Potrošnja ulja za podmazivanje cilindra

Količina ulja za podmazivanje cilindara potrošena u motoru u jedinici vremena.

Specifična potrošnja ulja za podmazivanje cilindra

Količina ulja za podmazivanje cilindara potrošena u motoru u jedinici vremena i jediničnoj snazi.

Testiranje motora

Test prihvatanja

Test kao ukupna provjera kvalitete proizvodnje te utvrđivanja ispunjavanja ugovornih obaveza. (na zahtjev kupca)

Tipski test

Test koji se izvodi na reprezentativnom motoru određenog tipa kako bi se ustvrdile vrijednosti glavnih karakteristika, i što je više moguće, omogućila procjena trajnosti i pouzdanosti motora u pogonu. (radi proizvođač obično na zahtjev klasifikacijskog zavoda)

Specijalni test

Dodatni test na test prihvatanja ili tipski test, koji se izvodi da se udovolji zahtjevima kontrole ustanova koje izdaju uredbe/zakone, klasifikacijskih ustanova ili kupca.

2.3 ODREĐIVANJE SNAGE MOTORA

Jedna od najvažnijih značajki kod projektiranja broda je određivanje snage motora. Niža nabavna cijena motora manje snage ne smije prouzročiti odabir motora koji će u pogonu raditi pri visokom opterećenju. Kod rada preopterećenog motora neizbježni su česti i skupi popravci uz zamjenu dijelova i neugodna kašnjenja u plovidbi. Ništa ne šteti Diesel motoru više od preopterećenja, koje najviše šteti pomoćnim motorima. Zbog toga uvijek moraju biti ugrađeni motori potpuno odgovarajuće snage, a njihovo opterećenje se određuje na njihovom neprekidnom danonoćnom radu. Međutim, često se u praksi potpuno nepotrebno ugrađuju motori prevelike snage u odnosu na stvarno potrebnu. Odabiranje snage pogonskog motora treba uskladiti između brodovlasnika, brodograditelja i strojograditelja odnosno nosioca licence proizvodnje pogonskog motora.

2.3.1 Maksimalna snaga

Praktično, gornja granica snage se dosegne kada se dogodi jedan od sljedećih slučajeva:

1. U cilindru izgara maksimalno moguća količina goriva. Proces izgaranja mora biti savršen i završiti što prije u radnom taktu.
2. Mehanička i toplinska naprezanja dostignu gornju vrijednost za siguran kontinuirani rad.
3. Srednja klipna brzina i brzina vrtnje ne mogu se sa sigurnošću dalje povećavati.

Kod pojedine konstrukcije motora moguće je u zadanom volumenu cilindra efikasno izgoriti znatno više goriva nego kod neke druge konstrukcije. Razlog za to može biti u efikasnijem ispiranju, podesnijem prostoru izgaranja i povoljnijem načinu ubrizgavanja goriva.

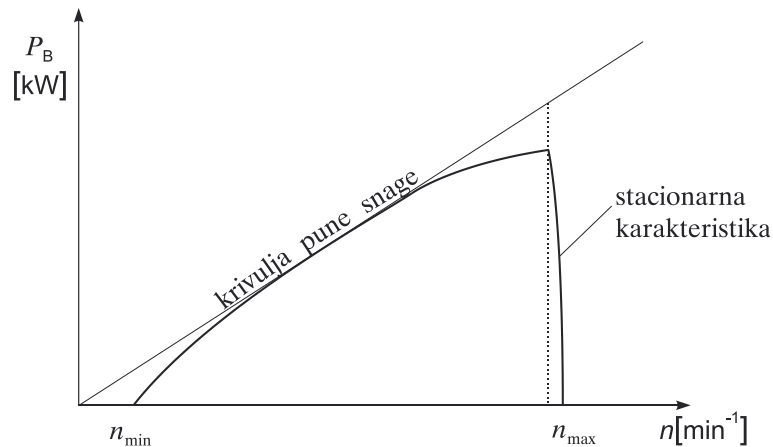
Isto tako granica izdržljivosti materijala cilindara, klipova i drugih dijelova može biti mnogo viša za jedan motor nego za drugi, što se može postići upotrebom podesnijih materijala, boljom konstrukcijom detalja, boljim hlađenjem itd.

Srednja brzina klipa je ograničena naprezanjima materijala uslijed ubrzanja, brzine izgaranja i efikasnosti ispiranja. Ponekad je moguće povećati brzinu klipa ako se smanji srednji efektivni tlak, što može biti od važnosti za pomoćne motore.

Za svaki tip motora postoji ograničenje preko kojeg motor ne smije raditi kontinuirano. Ovaj limit je maksimalno trajno opterećenje za motor tog tipa. Ovo maksimalno opterećenje se može odrediti jedino potpunim ispitivanjem motora. Ako u cilindar ubrizgamo preveliku količinu goriva, izgaranje se može nastaviti do kraja radnog takta pa i tijekom ispuha. Osim što dolazi do pada efikasnosti, motor će se pregrijati i u najboljem slučaju dolazi do adhezije klipnih prstenova, onečišćenja i adhezije ventila za ubrizgavanje sa svim posljedicama.

2.4 VANJSKE KARAKTERISTIKE MOTORA

Za vrijeme pogona, snaga motora se stalno mijenja shodno zahtjevima priključenog potrošača. Neovisno o vrsti potrošača motor može raditi samo u području unutar vanjskih karakteristika, a to je unutar krivulje pune snage i apscisne osi od minimalne do maksimalne brzine vrtnje.



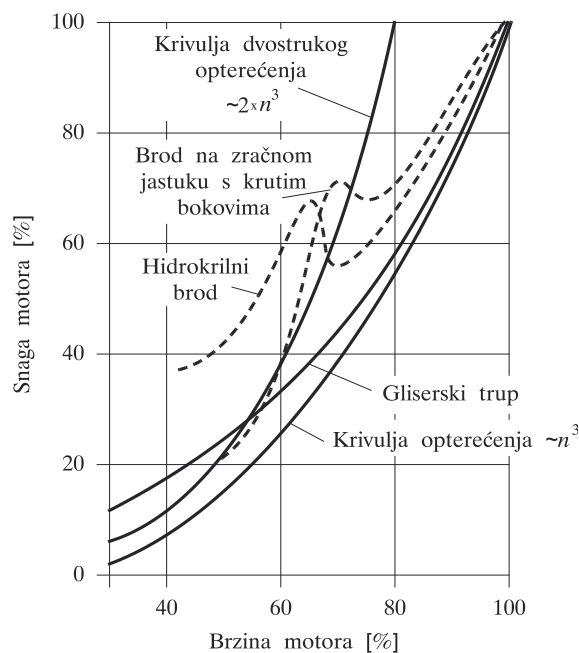
Slika 2.16. Moguće područje rada motora s prirodnim usisom

Režimi rada Diesel motora i promjene parametara koji karakteriziraju rad motora ovise o stroju kojega motor pogoni, odnosno motor mora raditi po karakteristikama stroja kojega pogoni. Različiti su zahtjevi za pogon kompresora, pumpe ili generatora. Motor može pogoniti vozila, građevinske strojeve, poljoprivredne strojeve, dizalice, viljuškare itd. U ovom od posebnog su interesa parametri motora kod pogona brodskih propulzora. Zahtjevi brodskog vijka moraju se nalaziti unutar područja rada određenog motora.

Kod pogona broda brodskim vijkom dio snage proizvedene u motoru (umanjene raznim gubicima) pretvara se u efektivnu snagu, poriv, koji može savladati silu ukupnog otpora broda pri određenoj brzini plovidbe. Ovaj otpor broda za vrijeme plovidbe pri normalnim uvjetima ovisi o:

- obliku trupa,
- veličini broda,
- brzini plovidbe.

Na slici (Slika 2.17.) nevedene krivulje opterećenja ovise otprilike o n^3 kod istisninskih brodova, a potencija raste kod poluistisninskih i gliserkih režima plovidbe za veće Froudove brojeve.



Slika 2.17. Zahtijevana snaga motora za različite oblike trupa

Kod pogona broda jednodijelnim brodskim vijkom, FP, ili s brodskim vijkom s upravljivim usponom CP, brzina broda je približno proporcionalna brzini motora. Zbog toga se zahtijevana snaga motora prema brzini broda može odrediti iz krivulje otpora trupa.

Potražnja snage za poriv kod konvencionalnih istisninskih trupova odgovara tzv. krivulji brodskog vijka $P \propto n^3$ i vrijedi za normalne uvjete plovidbe. Kod specijalnih uvjeta plovidbe kao što su tegljenje, plovidba kroz led, plovidba po plitkoj vodi, karakteristika brodskog vijka nije kubna parabola, već općenito glasi $P \propto n^m$. Za neke specijalne slučajeve plovidbe krivulja brodskog vijka, odnosno karakteristika otpora trupa može se približiti kvadratnoj paraboli ili pravcu. Za kratke i veoma brze brodove vrijednost eksponenta m može se približiti broju 4. Kod hidrokrilnih brodova i brodova na zračnom jastuku potrebno je savladati kritično područje pri odvajanju trupa od morske površine.

Brodski pogonski motori koji pogone vratilo brodskog vijka direktno ili preko mehaničkog prijenosa, rade pri promjenljivoj brzini vrtnje i promjenljivom opterećenju. Pri tom kod deplasmanskih brodova kod normalnih uvjeta plovidbe vrijedi: P_B varira s v^3 ili sa n^3 budući su v i n približno proporcionalni. Također vrijedi: T varira s n^2 .

- P_B snaga motora na kočnici,
- v brzina broda u čvorovima,
- n brzina vrtnje motora,
- T moment.

Ako pretpostavimo skliz brodskog vijka konstantnim tada je:

$$P_B = K \cdot v^3 \tag{2.1}$$

gdje je K konstanta i određuje se poznavanjem P_B i v u nekoliko radnih uvjeta. Isto tako za konstantan skliz brodskog vijka vrijedi:

$$P_B = K_1 \cdot n^3 \quad (2.2)$$

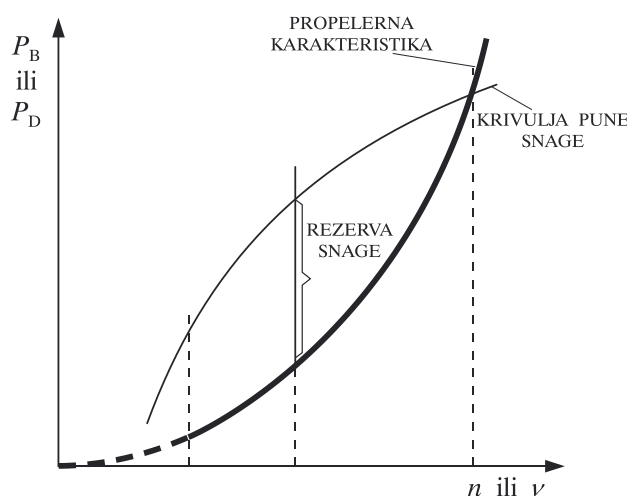
Konstanta K_1 se određuje poznavanjem P_B i n za nekoliko radnih točaka.

Zakretni moment se definira preko relacije:

$$P_B = T \cdot \omega = T \cdot \pi n / 30 = K' \cdot T \cdot n \quad (2.3)$$

pa je:

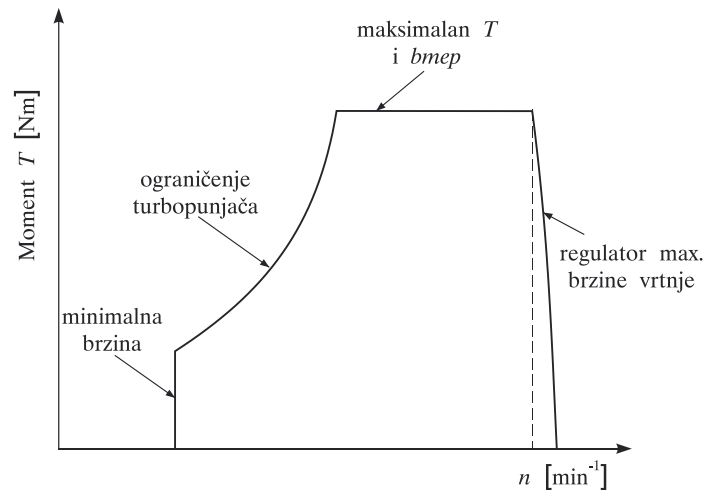
$$T = K_2 \cdot n^2 \quad (2.4)$$



Slika 2.18. Promjena snage Diesel motora i rezerva snage

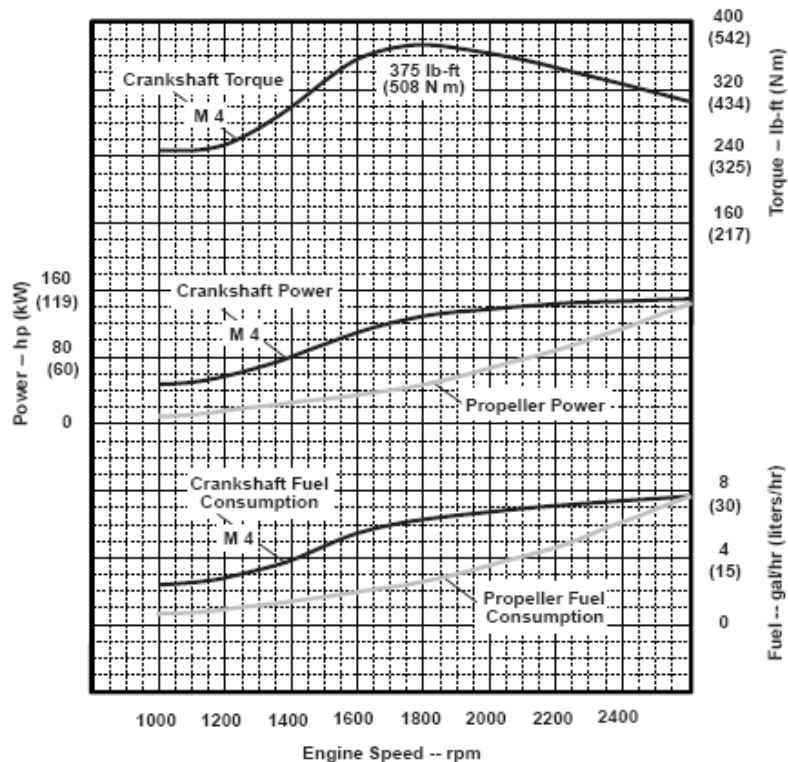
Na probnom stolu brodski motor se spaja s dinamometrom kočnice koji slijedi približni izraz za određivanje svojstava brodskog vijka kako bi dobiveni rezultati bili što korisniji u stvarnom brodskom pogonu. Kod određene brzine vrtnje (ili brzine plovljenja) Diesel motor razvija upravo onoliku snagu koja se prema karakteristici brodskog vijka od njega traži. Kod brzine vrtnje niže od maksimalne, postoji višak snage koji motor može razviti. Ova rezerva snage pri brzinama ispod nominalnih je veoma velika, pa Diesel motor u tim područjima nije ekonomično iskorišten.

Pripadni moment koji razvija motor se može iskoristiti kao mjera mogućnosti motora da proizvede rad i može biti jednak za različite brzine vrtnje motora. Pritom proizvedena snaga motora jednaka iznosu proizvedenog rada u jedinici vremena. Maksimalni moment proizveden u motoru s unutrašnjim izgaranjem je uglavnom ograničen maksimalnom količinom zraka uvedenog u cilindar. Količina zraka može se povećati većim dimenzijama motora (veći radni volumen cilindra ili veći broj cilindara), boljom volumetrijskom efikasnošću, ili prednabijanjem s međuhlađenjem. Veća količina zraka u motoru omogućava izgaranje veće količine goriva, pa tako dobivamo veći zakretni moment motora.



Slika 2.19. Idealne krivulje momenta u funkciji brzine vrtnje turbopunjenog motora

Stvarne krivulje graničnog momenta i granične snage razlikuju se od idealnih (Slika 2.20.). Kod povećanja brzine vrtnje motora volumetrijska efikasnost opada pa u cilindar ulazi manje zraka, što znači da se može ubrizgati manje goriva koje potpuno izgara, pa moment motora nije konstantan već opada. Pri velikim brzinama vrtnje stvarni moment i snaga su niži od idealnih. Također, zbog nedovoljne količine ispušnih plinova pri malom opterećenju, krivulje momenta i snage su izrazito umanjene (ograničenje turbopunjača).

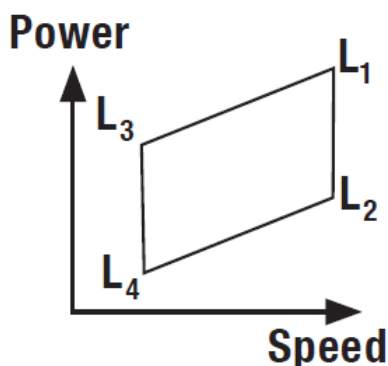


Slika 2.20. Karakteristike stvarnog Diesel motora s turbopunjenjem, [10]

2.4.1 Odabir snage

Izraženije nedoumice oko odmjeravanja potrebne snage propulzije i odabiranja prikladnog glavnog stroja pojavile su se sredinom dvadesetog stoljeća, poglavito uvođenjem turbopunjača na ispušne plinove, te stekle osjetljivosti Diesel motora. Pri tome je strojograditelja brinula moguća preopterećenost motora, brodograditelja postizanje ugovorene brzine, a brodovlasnika i jedno i drugo. Nesuglasice i problemi oko apsorpcije snage i potroška goriva na pokusnoj vožnji, pa i u službi broda riješeni su danas standardnim četverokutom srednjeg efektivnog tlaka i brzine. Taj četverokut kod MAN B&W omeđen je s dvije izobare i dvije izotahe, odnosno s vršnim točkama L_1 , L_2 , L_3 i L_4 . L_1 označava nominalnu maksimalnu kontinuiranu točku (engl. Nominal Maximum Continuous Rating). Bilo koja kombinacija unutar ovog četverokuta može se odabrati za specificiranu maksimalnu kontinuiranu točku (engl. Specified Maximum Continuous Rating) [11]. Ipak, prešutno se podrazumijevalo da je bolje odabrati SMCR unutar trokuta L_1 - L_2 - L_4 , negoli unutar trokuta L_1 - L_3 - L_4 . Danas, kod elektronički upravljanih motora to je relativizirano.

Prema tome, isti će motor, inače mehanički i toplinski dimenzioniran za MCR, sad po želji brodovlasnika biti taksiran za SMCR i, prema potonjoj optimiran za nešto manji specifični potrošak goriva. Izbor omjera SMCR/MCR, odnosno kojim će se putem doći do SMCR, je li po nominalnoj izobari, što načelno odgovara relativno sporim brodovima s dovoljnim gazom i izdašnim prostorom za vijčani propulzor; ili će se nominalnom izotahom smanjiti snaga, što je općenito prihvatljivo za brže trupove ili će se pak spustiti srednjim putem kombiniranim smanjenjem srednjeg efektivnog tlaka i brzine; rješava se dogovorom, u praksi najčešće ovim trećim načinom.



Slika 2.21 Područje trajnog rada motora, [11]

U praksi se koristi SCR (Service Continuous Rating) kao trajna snaga u pogonu, a koja iznosi 80 do 90% MCR ili sada 80 do 90% SMCR. Brodski vijak se odabire tako da u pokusnoj vožnji apsorbira SCR pri nominalnim brojevima okretaja. Sve ovo vodi ugradnji prevelike snage, kako glavnih tako i pomoćnih motora. Prema dr.sc. Igoru Belamariću [12], to je jedan od propusta koji dodatno zagorčavaju život brodograditelja.

2.4.2 Konstanta Admiraliteta

$$C_A = \frac{D^{2/3} \cdot v^3}{P_D} \quad (2.5)$$

D istisnina (deplasman) broda [tdw]

v brzina broda [kn]

P_D je snaga na vratilu broskog vijka, koja se predaje broskom vijku. Može biti i snaga potrebna za kretanje broda brzinom v , $P_E = R_T \cdot v$, $P_D = P_B \cdot \eta_S$

C_A je konstanta Admiraliteta, ovisi o obliku i stupnju vitkosti broda, omjeru glavnih izmjera, hidrodinamičkim značajkama broskog vijka, podvodnim i nadvodnim privjescima, hrapavosti trupa i drugim faktorima. Tipične vrijednosti korištenjem rezultata pokusnih vožnji su:

tankeri	500 - 530
teretni brodovi	450
linijski teretni brodovi	400
putnički brodovi	350
trajekti	250 - 280.

Ako je poznata konstanta Admiraliteta, približna snaga na vratilu P_D se može izračunati za zadane uvjete brzine i deplasmana.

2.4.3 O ugovornoj brzini broda

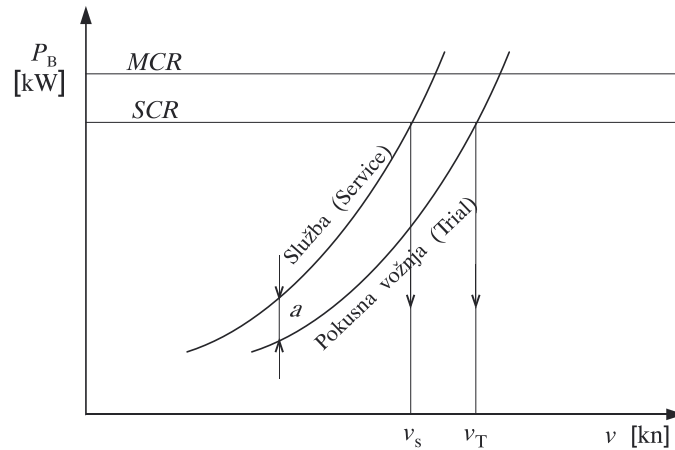
Nosivost i brzina broda jesu primarne značajke broda koje precizira svaki ugovor o gradnji. Za njih brodograditelj jamči, a za eventualno neispunjenje plaća penale.

Brzina se određuje u ovisnosti o veličini broda, o gasu broda, o snazi glavnog stroja, o stanju podvodne površine trupa, i o vanjskim uvjetima u kojima mora biti postignuta [13] .

Snaga naznačena uz definiciju ugovorene brzine može se odnositi na maksimalnu trajnu snagu MCR , ili na njen dio. Ispravnije je određivanje brzine prema reduciranoj snazi koja najčešće iznosi 80-90% snage MCR što istodobno odgovara trajnoj snazi u službi SCR .

Prednosti definiranja brzine prema snazi SCR su:

1. Omogućava se tijekom eksploatacije rad motora u umjerenom režimu.
2. Fizički se može dokazati na pokusnoj vožnji pri nominalnoj brzini vrtnje n_{nom} ili uz neznatno prekoračenje.
3. Izravno se dobiva uvid u apsorpciju snage, koja redovno odgovara snazi SCR i nominalnoj brzini vrtnje n_{nom} u uvjetima pokusne plovidbe.
4. Primjerenije je režimu perioda uhodavanja pogonskog postrojenja.



Trial	krivulja brodskog vijka pokusne plovidbe
Service	krivulja brodskog vijka službe (pogona)
P_B	snaga glavnog stroja na kočnici
v_s	brzina broda u službi
v_T	brzina broda u pokusnoj vožnji
a	seamargin, najčešće 15%

Slika 2.22. Dijagram brzine broda i snage motora na kočnici, [11]

Ugovorna brzina mjeri se i dokazuje na pokusnoj plovidbi izravno za brodove koje se može dovesti na željeni gaz, npr. tanker, ili uspoređivanjem prognoziranih krivulja za balastni i viši gaz, npr. brodovi za suhe terete. Brzina se ugovara za maksimalni gaz, ili za niži gaz ukoliko taj gaz odgovara onom na kojem će brod često ploviti.

Poželjno je da vanjski uvjeti za vrijeme pokusne vožnje, tj. mjerenja brzine v_T budu idealni; more posve mirno, bez vjetra, bez morskih struja, te dubina dovoljna tako da se ne odražava na otpor broda.

Krivulja S (Service) proizlazi iz krivulje T tako da se ordinate krivulje T pomnože sa faktorom $(1 + a)$. Dakle, S je izvedena krivulja pa je v_s očekivana brzina broda u službi. Faktor a dolazi od riječi allowance, to je iskustvena vrijednost koja nas upućuje na stvarne prosječne vrijednosti svih otpora koji se očekuju tijekom eksploatacije broda.

Kao alternativa dokazivanja brzine broda pri pokusnoj vožnji može se umjesto vrijednosti SCR odrediti prihvatljivi srednji efektivni tlak i brzina vrtnje koju motor može održavati kontinuirano u službi. Odavde se određuju nešto niže vrijednosti od onih koje će se postići u pokusnoj vožnji. Propisujući dovoljnu rezervu između pokusne vožnje i službe, osigurano je umjereno opterećenje motora u eksploataciji.

Jedan od faktora koji utječu na karakteristike rada motora na moru je površina brodskog vijka. Brodski vijak koji daje najefikasnije blage performanse kod probne vožnje ne mora biti najbolji brodski vijak za normalni pogon (službu). Neko vrijeme postojala je težnja smanjivanja površine propelera. Međutim, kod jakog vjetra u pramac i velikih valova takav vijak nije mogao proizvesti potreban poriv. Normalne karakteristike brodskog vijka su potpuno neosjetljive na površinu krila, i shodno tome mnogi vijci imaju površine krila povećane za 30% što daje dobre prosječne brzine plovidbe. Važno je da pogonski motor može proizvesti odgovarajući moment kada je potrebno, što uključuje velik broj cilindara ili ukupan radni volumen motora

kombiniran s visokim srednjim efektivnim tlakom. Kada brodski vijak dosegne svoju granicu poriva pod udarcima vjetra u pramac, daljnje povećanje brzine vrtnje je najčešće uzaludno.

Vlasnik broda mora obvezno prihvatiti brod na osnovu rezultata pokusne plovidbe. Brodograditelj ne smije prihvatiti ugovor koji se bazira na brzini broda u službi gdje postoje mnogi promjenjivi faktori koji su van njegove kontrole. Brodovlasnik, s druge strane treba postaviti zahtjeve na pokusnu plovidbu tako da osigura najekonomičnije rezultate u pogonu.

Brodovlasnik treba jasno postaviti zahtjeve koje očekuje na pokusnoj plovidbi te kao takve ih prihvatiti na temelju rezultata pokusne plovidbe. Prilikom protračuna brzine broda projektanti moraju uzeti laku propelernu krivulju odnosno uzeti u obzir uvjete kad brod plovi sa većim otporima od nemirnog mora, struja, vjetra, obraštanja trupa broda i broskog vijka kao i kad dođe do slabijih performansi motora uslijed istrošenja tijekom radnog vijeka. Prilikom probne vožnje broda, ugovorena brzina broda se mjeri i dokazuje tijekom 1 Nm uz ugovoren uvjete kapaciteta broda. Svi parametri motora moraju zadovoljavati tvorničke parametre, a najvažniji parametri su svakako specifična potrošnja goriva (g/kWh) pri nominalnoj snazi i broju okretaja kod ugovorene brzine broda.

2.4.4 Neki općeniti komentari na opterećenje motora

U razmatranju opterećenja Diesel motora mora se razlikovati preopterećenje motora i čisto lokalni uzrok preopterećenja koji se može pojaviti s vremena na vrijeme na bilo kojem dijelu stroja, greška koja može biti potpuno objašnjena pogrešnom konstrukcijom, nezadovoljavajućim materijalom, upotrebom goriva loše kvalitete, lokalnim problemom podmazivanja itd. Preopterećenje motora ne smije se zamijeniti ni s problemima broskog vijka što može jednostavno značiti da brodski vijak nije najpodesnije odabran za određene uvjete snage, brzine vrtnje i brzine broda.

Određivanje maksimalnog opterećenja može se najbolje utvrditi praćenjem i analizom podataka kroz dugi period vremena koji pokazuje da prekoračenjem određene brzine vrtnje, klipne brzine, snage po cilindru, srednjeg efektivnog i srednjeg indiciranog tlaka, temperature ispušnih plinova itd., troškovi održavanja počinju rasti. Međutim, ovi podaci služe samo kao vodilja kod upotrebe motora novih konstrukcija, za koje još nema dovoljno iskustva.

2.4.5 Temperatura ispušnih plinova

Temperatura ispušnih plinova može biti ograničavajući faktor maksimalne izlazne snage. Graf temperature ispušnih plinova daje se s ostalim najvažnijim parametrima koje daje proizvođač motora u dijagramu karakteristika, najčešće u funkciji opterećenja motora.

Temperatura ispušnih plinova će nas upozoravati kada se dostiže ekonomska granica izgaranja, i ponekad kada se dostiže krajnje sigurno radno opterećenje. Ekonomska granica izgaranja se postiže kratko nakon što se ispušna temperatura počinje dizati prema gore iz prethodno gotovo ravne linije. Često se tada dostiže i granica sigurnog radnog opterećenja jer konstruktor proračunava sve dijelove motora tako da sigurno izdrže ova toplinska i mehanička naprezanja. Ispušna temperatura je i pod utjecajem konstrukcije ispušnog cjevovoda. Što su manji otpori prilikom strujanja ispušnih plinova kroz ispušni cjevovod, temperatura ispušnih plinova je niža i obratno.

Tijekom eksploatacije motora uslijed različitih uzroka (istrošenost ili oštećenje lopatica kompresora ili turbine) smanjuje se kapacitet turbopunjača. To uzrokuje smanjenje količine zraka za ispiranje i izgaranje te dolazi do pogoršanja izgaranja u motoru. Dobar indikator ovakvog rada motora je povećanje specifične potrošnje goriva i porast temperature ispušnih plinova.

2.4.6 Koeficijent goriva

Kod mjerenja performansi motornog pogona koristi se koeficijent goriva:

$$C_F = \frac{D^{2/3} \cdot v^3}{F} \quad (2.6)$$

gdje su :

- C_F koeficijent goriva,
- D istisnina (deplasman) broda (tdw),
- v brzina broda (čv),
- F količina goriva u tonama izgorjena za 24 sata.

Ova metoda uspoređivanja primjenjiva je samo za slične brodove koji plove približno istim brzinama, pod istom zastavom tj. pri istim uvjetima, istim rutama i istom kvalitetom goriva. Veza deplasmana i gaza broda se dobiva preko mjerila koje daje brodograditelj.

Iskustvene vrijednosti koeficijenata goriva C_F iznose:

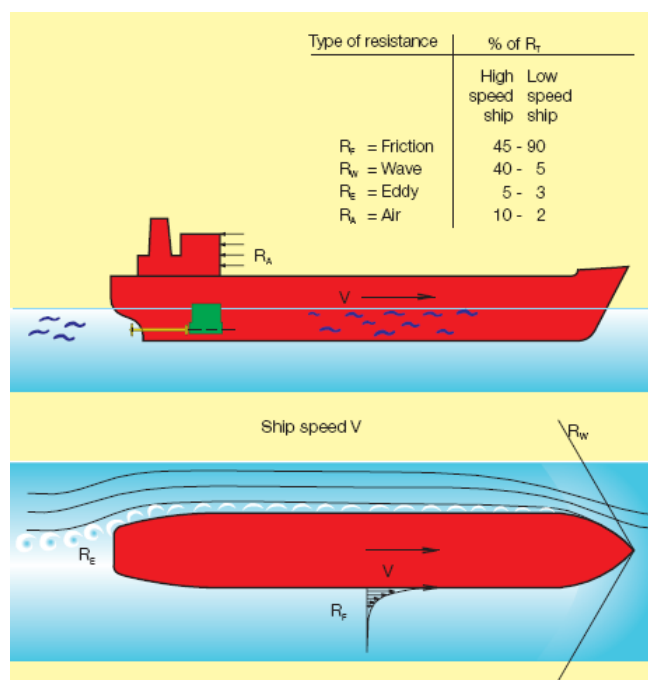
trgovački brodovi	70 000 - 95 000
tankeri	70 000 - 95 000
linijski brodovi	80 000 - 100 000
veliki putnički brodovi	90 000 - 110 000.

2.4.7 Otpor broda

2.4.7.1 Općenito o otporu

Otpor broda je poglavito pod utjecajem njegove brzine, istisnine i oblika trupa. Ukupni otpor R sastoji se od mnogih izvora otpora koji se mogu podijeliti u tri glavne grupe, [2]:

1. otpor trenja
2. rezidualni (preostali) otpor
3. otpor zraka



Slika 2.23. Vrste otpora na brodu, [14]

Utjecaj trenja i rezidualnih otpora ovisi o tome koliko je trup ispod vodene linije, dok otpor zraka ovisi o tome koliko je brod iznad vodene linije. Očito je da će kod broda za prijevoz kontejnera otpor zraka imati značajan utjecaj uslijed većeg tereta na palubi.

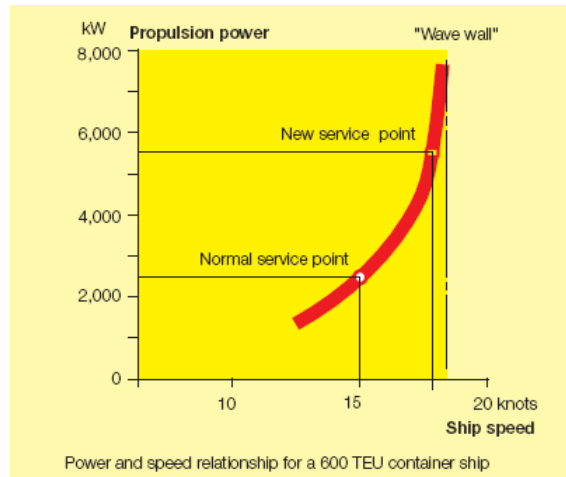
Voda brzine v i gustoće ρ uzrokuje dinamički tlak

$$\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v^2 \text{ (Bernoullijev zakon)} \quad (2.7)$$

Stoga, ako se voda potpuno zaustavlja tijelom, proizvest će reakciju na površinu tijela dinamičkim tlakom, što rezultira dinamičkom silom na tijelo.

2.4.7.2 Dijagram opterećenja

Važno je napomenuti i utjecaj otpora valova na brodove. Pod pojmom valovi misli se na valove nastale prodorom broda kroz vodu, a ne na valove nastale vremenskim uvjetima. Oni bitno utječu na propulziju broda na način da je pri manjim brzinama ista proporcionalna snazi poriva, ali pri većim brzinama otpor valova raste puno brže nego povećanje snage. Daljnje povećanje snage može samo malo povećati brzinu broda dok se ostala energija troši na stvaranje valova. Nastajanje ovog naglog prijelaza uvelike ovisi o obliku trupa broda.



Slika 2.24. Odnos snage broda i brzine broda, [14]

Da bi brod plovio neophodno je nadvladati otpor, tj. silu koja se protivi propulziji broda. Proračuni ovog otpora R igraju važnu ulogu u odabiru ispravnog brodskog vijka i izboru pogonskog stroja.

2.4.7.3 Vrste otpora

Otpor trenja

Otpor trenja R_F ovisi o veličini mokre površine trupa A_s i o faktoru otpora trenja C_F . Trenje sa povećava s rastom algi, morske trave i školjki po trupu.

Kada se brod pogoni kroz vodu otpor trenja raste u količini koja je stvarno jednaka kvadratu brzine broda.

Otpor trenja predstavlja znatan dio otpora broda, često preko 70-90% ukupnog otpora broda za brodove malih brzina (teretni brodovi), a nešto manje od 40% za brze brodove (putničke).

Otpor zraka

Za mirnog vremena, otpor zraka je u osnovi proporcionalan kvadratu brzine broda i poprečnom presjeku broda iznad vodene linije. Otpor zraka normalno iznosi oko 2% ukupnog otpora broda.

Kod broda za prijevoz kontejnera s vjetrom u pramac, otpor zraka može doseći 100%, dok za putničke brodove koji imaju aerodinamičan oblik nadgrađa, taj postotak iznosi mnogo manje.

Otpor guranja i efektivna snaga guranja P_E

Ukupni otpor guranja je:

$$R_T = R_F + R_R + R_A \quad (2.8)$$

Odgovarajuća efektivna snaga guranja P_E neophodna da pomiče brod kroz vodu, tj. da gura brod brzinom v je:

$$P_E = v \cdot R_T \quad (2.9)$$

Snaga isporučena brodskom vijku, u svrhu pokretanja broda brzinom v je nešto veća. Ovo je uslijed strujnih uvjeta oko brodskog vijka i same efikasnosti brodskog vijka.

Povećanje otpora broda tijekom vremena

Za vrijeme eksploatacije broda premaz podvodne boje će se smanjivati. Započeti će erozija, a morska trava (alge) i školjke će rasti na površini trupa. Brodsko korito će obrasti i neće više imati „tehnički glatku” površinu, što znači da će otpor trenja porasti. Također će i površina brodskog vijka postati hrapava i obrasla. Ukupan otpor prouzrokovan obraslošću korita može se povećati za 25-50% kroz životni vijek broda.

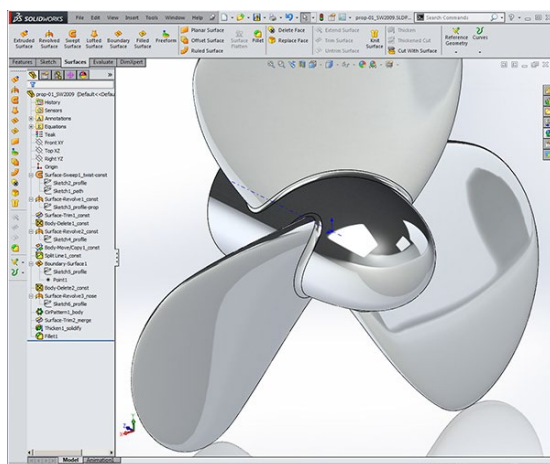
Otpor također raste uslijed valova, vjetera i struja. Otpor kod plovidbe ravno na valove može povećati od 50-100% ukupni otpor broda u odnosu na plovidbu po mirnom moru.

2.4.8 Brodski vijak

2.4.8.1 Geometrijske značajke brodskog vijka

Osnovne značajke vijka su (Slika 2.25.):

- $D = (2R)$ – promjer opisanog kruga oko vrhova brodskog vijka, (m),
- P – uspon brodskog vijka (engl. pitch), (m),
- P/D – omjer uspona i promjera brodskog vijka (engl. Pitch diameter ratio), (m),
- α – napadni kut brodskog vijka (engl. rake), ($^{\circ}$),
- Z – broj krila brodskog vijka (od 2 do 7),
- A_E – raširena površina krila, (m),
- A_O – površina diska vijka, (m) ($A_0=D^2\pi/4$),
- A_E/A_O – omjer površina vijka (bezdimenzijska veličina),
- d_{gl} – promjer glavine vijka, (m).



Slika 2.25. Određivanje geometrijskih parametara propelera u Solidworksu

2.4.8.2 Uvjeti toka oko broskog vijka

Faktor sustrujanja

Kad se brod kreće, otpor trupa stvara tzv. pojas trenja (otpora) ili granični pojas vode oko trupa. U ovom pojasu, brzina vode na površini trupa je jednaka brzini broda i smanjuje se povećanjem udaljenosti od površine trupa. Na određenoj udaljenosti od trupa (vanjska površina graničnog pojasa) brzina vode je jednaka nuli.

Debljina graničnog pojasa povećava se s udaljenošću od prednjeg kraja trupa (pramca). Granični pojas je zato najdeblji na stražnjem kraju trupa (krmi) i ova debljina je približno proporcionalna duljini broda. Ovo znači da će postojati određena brzina sustrujanja prouzrokovana trenjem po trupu. Također će deplasman broda prouzrokovati valove sustrujanja. Sve ovo navodi da će propeler iza trupa raditi u polju sustrujanja.

Zato će voda na broskom vijku imati efektivnu brzinu sustrujanja v_w koja ima smjer jednak smjeru brzine broda v . Ovo znači da je brzina vode koja nailazi na propeler v_A (jednaka brzini napredovanja broskog vijka), dana kao prosječna brzina na površini diska broskog vijka, za v_w niža od brzine broda.

Faktor sustrujanja na propeleru je zato jednak:

$$w = \frac{v_w}{v} = \frac{v - v_A}{v} \left(\frac{v_A}{v} = 1 - w \right) \quad (2.10)$$

Vrijednost faktora sustrujanja ovisi u mnogome o obliku trupa te o položaju i veličini propelera i ima veliki upliv na efikasnost broskog vijka.

Promjer broskog vijka, ili omjer promjera D i duljine broda L_{WL} ima utjecaj na faktor sustrujanja, D/L_{WL} daje grubu indicaciju stupnja do kojeg brodski vijak radi u polju sustrujanja. Što je veći omjer D/L_{WL} niži će biti w .

Za brodove s jednim broskim vijkom, faktor sustrujanja w je obično od 0,20 do 0,45, odnosno brzina nastrojavanja na brodski vijak v_A je od 0,5 do 0,80 brzine broda v . Brodovi s koeficijentom istisnine visoke vrijednosti imaju visoki faktor sustrujanja. Na brodovima s dva brodska vijka, kao što je to ovdje slučaj, i konvencionalnom formom trupa, brodski vijci se obično postavljaju izvan graničnog pojasa, te je zbog toga faktor sustrujanja w znatno niži.

Visoki faktor sustrujanja povećava opasnost od kavitacije broskog vijka, jer je distribucija brzine vode oko broskog vijka nehomogena.

Homogenije polje brzine oko broskog vijka, što podrazumijeva veću brzinu napredovanja broskog vijka v_A , može se ostvariti na nekoliko načina, npr. postavljanjem broskog vijka unutar sapnice, ispod plašta... Najbolji način je da se osigura, već u stadiju konstruiranja, takav oblik stražnjeg kraja trupa koji će tvoriti optimalno polje strujanja.

Faktor upijanja t

Vrtanja broskog vijka uzrokuje da se voda ispred broskog vijka upija (vuče) prema nazad (prema broskom vijku). Ovo stvara dodatan otpor na trupu broda, i obično se naziva “porast otpora” ili ako se gleda u odnosu na ukupno traženu silu poriva “frakcija smanjenja

poriva” f . Dakle, sila poriva T mora prevladati i otpor broda i ovaj “gubitak poriva” f . Faktor smanjenja poriva f može se izraziti u bezdimenzionalnoj formi pomoću faktora smanjenja poriva t :

$$t = \frac{f}{T} = \frac{T - R_T}{T} \left(\frac{R_T}{T} = 1 - t \right) \quad (2.11)$$

Faktor upijanja t se određuje eksperimentalno pomoću modelskih ispitivanja. Općenito, faktor upijanja t raste povećanjem faktora sustrujanja w . Forma trupa može imati znatan utjecaj na smanjenje upijanja t . Za brodove s jednim propelerom faktor upijanja t je obično od 0,12 do 0,30, brod s većim koeficijentom ima veći faktor upijanja. Za brodove s dva propelera, faktor upijanja t biti će mnogo manji ako se upijanje propelera događa što dalje od trupa.

2.4.8.3 Efikasnosti

Faktor upliva trupa η_H

Faktor upliva trupa η_H se definira kao omjer između efektivne snage $P_E = R_T \cdot v_A$ i snage poriva koju brodski vijak predaje vodi $P_T = T \cdot v_A$.

$$\eta_H = \frac{P_E}{P_T} = \frac{R_T \cdot v}{T \cdot v_A} = \frac{R_T/T}{v_A/v} = \frac{1-t}{1-w} \quad (2.12)$$

Za brodove s jednim brodskim vijkom faktor upliva trupa η_H je obično između 1,1 i 1,4 s višom vrijednošću za brodove s visokim koeficijentom istisnine. Za brodove s dva brodska vijka faktor upliva trupa η_H je od 0,95 do 1,05, također s višom vrijednošću za viši koeficijent istisnine.

Efikasnost broskog vijka η_o u slobodnoj vožnji

Efikasnost broskog vijka η_o u slobodnoj vožnji – brodski vijak radi u homogenom polju bez trupa ispred sebe. Efikasnost broskog vijka ovisi posebno o brzini napredovanja broskog vijka v_A , sili poriva T , brzini okretanja n , promjeru D , te o konstrukciji broskog vijka, broju krila, faktoru površine diska vijka i omjeru uspon/promjer. Efikasnost broskog vijka η_o može varirati između 0,35 i 0,75, s višom vrijednošću za brodske vijke s većom brzinom napredovanja v_A .

Upliv prijelaza η_R

Brzina toka vode ka broskom vijku nije ni konstantna ni pod pravim kutom prema površini diska broskog vijka, ali ima neku vrstu okretnog toka. Zato, uspoređujući s broskim vijkom koji radi u slobodnoj vožnji, na efikasnost utječe upliv prijelaza η_R . Za brodove s jednim broskim vijkom η_R je obično između 1,0 i 1,07, odnosno rotacija vode nema velikog utjecaja. Upliv prijelaza na brodovima konvencionalne forme trupa i s dva brodska vijka je manji, obično oko 0,98. U kombinaciji s w i t , η_R se obično koristi za usklađivanje rezultata modelskih ispitivanja s teorijom.

Efikasnost vratila η_s

Efikasnost vratila η_s ovisi o udaljenosti i podmazivanju ležajeva i vratila i o reduktoru, ako je ugrađen. Efikasnost vratila je jednaka omjeru između snage P_D dovedene brodskom vijku i snage na kočnici P_B proizvedene glavnim motorom,

$$\eta_s = \frac{P_D}{P_B} \quad (2.13)$$

Efikasnost vratila je obično oko 0,985, ali može varirati između 0,96 i 0,995.

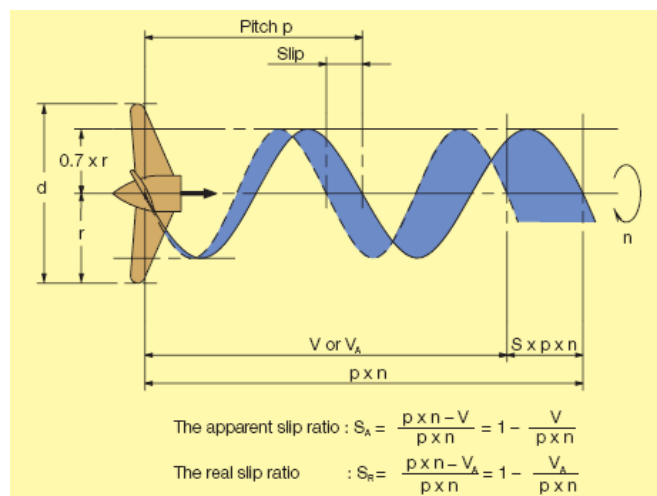
Ukupna efikasnost η_T

Ukupna efikasnost koja je jednaka omjeru između efektivne snage P_E i potrebne sile na kočnici glavnog motora P_B može se izraziti na slijedeći način:

$$\eta_T = \frac{P_E}{P_B} = \eta_H \cdot \eta_O \cdot \eta_R \cdot \eta_S \quad (2.14)$$

2.4.8.4 Stvarni uvjeti brodskog vijka (omjer skliza)

Kako se vijak ne okreće u krutom tijelu nego u vodi tako će i njegov stvarni pomak biti manji od teoretskog (Slika 2.26.). Ova pojava je poznata pod nazivom skliz ili slip, pa jednostavno rečeno on predstavlja dio energije vijka koja se troši na ubrzanje vodene mase, a time i stvaranja poriva koji pokreće plovilo u suprotnom smjeru koji stvara vijčani mlaz.

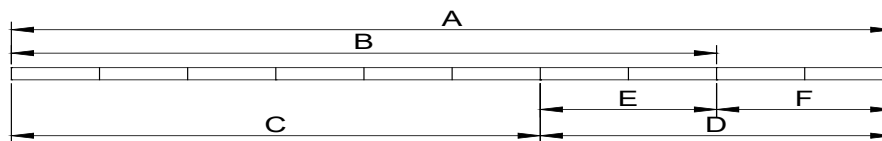


Slika 2.26. Razlika između stvarnog i teoretskog puta brodskog vijka, [14]

Može se zamisliti i kao razlika teoretske brzine brodskog vijka ($H \cdot n_p$) i stvarne brzine v prema teorijskoj brzini brodskog vijka (brzina brodskog vijka u krutom mediju) [2]. Ovaj odnos se može pisati kao:

$$S_A = \frac{H \cdot n_p - v}{H \cdot n_p} = 1 - \frac{v}{H \cdot n_p} \quad (2.15)$$

Slika 2.27. daje jednostavan prikaz međusobne ovisnosti pojedinih faktora od kojih se sastoji brzina broda.



Slika 2.27. Grafički prikaz razlika u brzini i gubici uslijed skliza

A - teoretska brzina (teoretski pređeni put za jedan okretaj)

B - stvarna brzina

C - brzina gibanja vijka u slobodnoj vožnji odnosno brzina pritjecanja vode vijku

D - skliz, pravi

E - sustrujanje. Do ove pojave dolazi uslijed gibanja čestica vode zajedno s trupom što smanjuje brzinu doticanja vode vijku

F - skliz, prividni

Ponašanje broskog vijka ispituje se na manjim modelima. Model broskog vijka se najprije ispituje sam bez modela broda ispred njega. Ovakvo ispitivanje nazivamo slobodnim ili "otvorenim" ispitivanjem.

U bazenima se takva ispitivanja vrše tako da broski vijak radi nasaden na dugačko vratilo ispred uskog korita u kojemu je smješten uređaj za pogon i uređaji za mjerenje. Korito je čvrsto spojeno s kolicima koja se kreću uzduž bazena po njegovim rubovima. Broski vijak napreduje u neuzbuđenoj mirnoj vodi, pa mu je poznata brzina napredovanja v_A koja je uniformna po čitavoj površini diska vijčanog kruga. Za vrijeme ispitivanja rada modela broskog vijka registriraju se poriv, moment, brzina vrtnje i brzina napredovanja u širokom rasponu brzina napredovanja i brzina vrtnje. Pri tome su:

T_0 - poriv vijka,

Q_0 - moment broskog vijka ,

n_0 - brzina vrtnje,

v_A - brzina napredovanja broskog vijka.

Indeks "0" odnosi se na vrijednosti u slobodnoj vožnji vijka.

Dimenzionalnom analizom dolazimo do bezdimenzionalnih veličina:

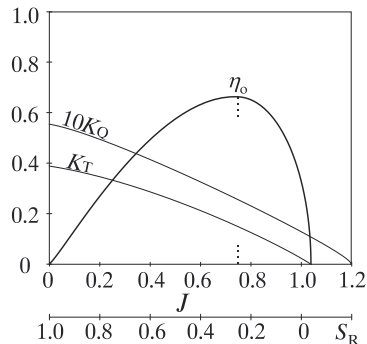
- Omjer (koeficijent) napredovanja vijka $J = \frac{v_A}{N \cdot D}$

- faktor poriva: $K_T = \frac{T}{N^2 D^4}$

- faktor momenta: $K_Q = \frac{Q}{N^2 D^5}$

- efikasnost vijka u slobodnoj vožnji: $\eta_O = \frac{J K_T}{2\pi K_Q}$

Ovisnost ove tri veličine o koeficijentu napredovanja vijka prikazana je na slici 2.28.



Slika 2.28. Tipične krivulje faktora poriva, faktora momenta i efikasnosti propelera u slobodnoj vožnji

2.4.9 Sprega broda i broskog vijka

Nalazi li se brodski vijak ugrađen po krmi broda ili modela, uvjeti njegova rada znatno se mijenjaju. Brodski vijak tada radi u nemirnoj vodi kroz koju je prošao brodski trup, pa je uglavnom sva masa vode oko brodske krme poprimila neko gibanje prema naprijed u smjeru u kojemu se giba brod. Ovo gibanje vode u smjeru gibanja broda nazivamo sustrujanjem (wake), a jedna od posljedica gibanja je da brodski vijak obzirom na vodu oko njega ne napreduje istom brzinom v kao i brod, već nekom manjom brzinom v_A koju zovemo brzina napredovanja.

Osim toga, ne može se očekivati da će odnos između poriva, momenta i brzine vrtnje u slobodnoj vožnji kada je pritjecanje vode uniformno, ostati jednako po krmi broda gdje vladaju uvjeti promjenljivog (po snazi i smjeru) pritjecanja. Time se javlja mogućnost razlike u efikasnosti propelera u slobodnoj vožnji, prema situaciji u kojoj je propeler ugrađen po krmi broda.

2.4.9.1 Sustrujanje

Razliku između brzine broda v i brzine napredovanja vijka v_A smatramo brzinom sustrujanja, i njenu vrijednost podijeljenu sa brzinom broda nazivamo faktor sustrujanja (wake factor). Brzina sustrujanja je $v_w = v - v_A$

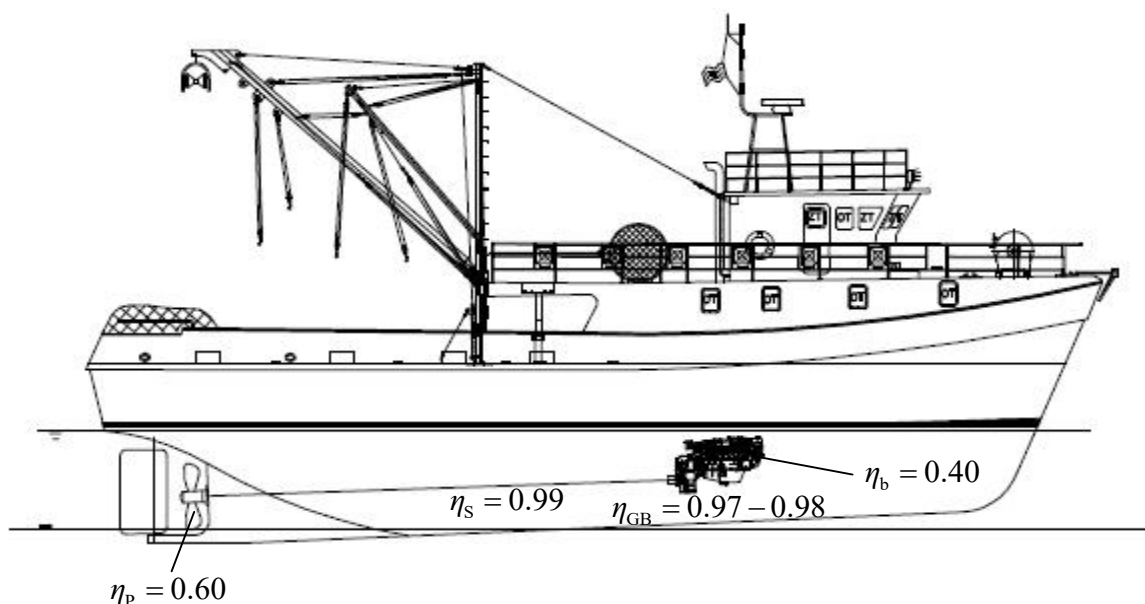
2.4.10 Veza između motora i broskog vijka

Energija sadržana u gorivu i dovedena motoru manje ili više uspješno se pretvara u zakretni moment izlaznog vratila. Kod velikih sporokretnih brodskih motora otprilike 25% energije goriva izlazi u okolinu s ispušnim plinovima, a 25% se odaje na razne načine rashladnoj vodi. Preostalih 50% je raspoloživa snaga na izlaznom vratilu motora. Kod brzokretnih motora, primjerice za ribarice, gubici topline s ispušnim plinovima (i zračenjem) su 35%, a ukupni gubici hlađenja motora 25%. Znači, 40% snage raspoloživo je na izlaznom vratilu. U većini slučajeva primjene srednjekretnih i brzokretnih motora, moment je niži, a brzina viša od vrijednosti koje su podesne za brodski vijak, pa se često između motora i vratila broskog vijka ugrađuje reduktor brzine vrtnje najčešće zajedno sa spojkom. Gubici snage u

reduktoru iznose oko 2 do 3% pa i više. Gubici u ležajevima voda vratila su od 0,5 do 4%. Za ribarski brod može se pretpostaviti da je efikasnost motora 40%, efikasnost spojke i reduktora 97%, efikasnost vratila brodskog vijka 0,99%. Efikasnost brodskog vijka varira od 50% pa do 75%. Odavde;

$$\eta_T = \eta_b \cdot \eta_{GB} \cdot \eta_S \cdot \eta_P = 0.4 \cdot 0.97 \cdot 0.99 \cdot 0.55 = 0.21$$

$$P_E = 0.21 \cdot P_{\text{fuel}} \quad (2.16)$$



Slika 2.29. Gubici u porivnom sustavu ribarskog broda

To znači da je raspoloživa snaga koju brodski vijak pretvara u silu poriva u slobodnoj plovidbi svega 21% od ukupne energije sadržane u gorivu, koje je u motoru proizvelo ovu snagu u obliku momenta i brzine vrtnje. U režimu vuče efikasnost brodskog vijka uobičajene ribarice iznosi 40% pa je:

$$\eta_T = \eta_b \cdot \eta_{GB} \cdot \eta_S \cdot \eta_P = 0,4 \cdot 0,97 \cdot 0,99 \cdot 0,4 = 0.15$$

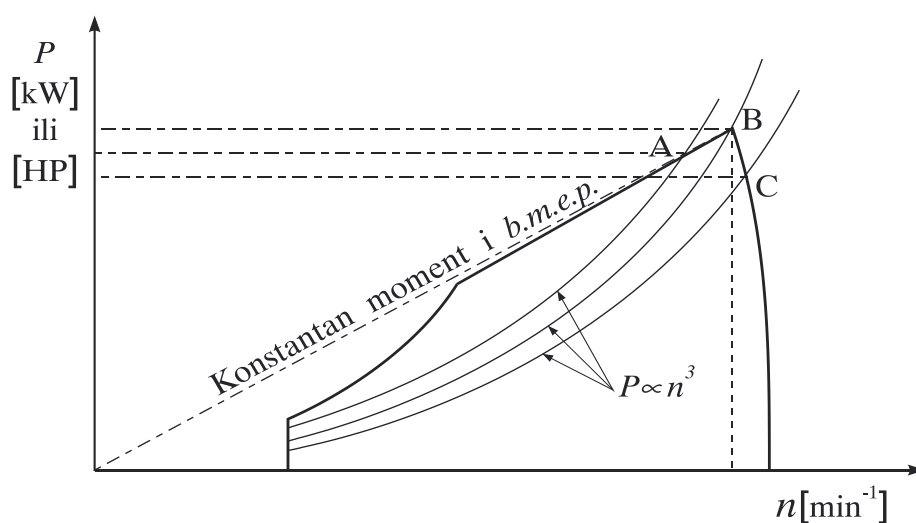
$$P_E = 0,15 \cdot P_{\text{fuel}} \quad (2.17)$$

Veza između apsorbirane snage motora i brzine vrtnje aproksimira se zakonom $P \propto n^3$, a poneki autori koriste i točniju aproksimaciju $P \propto n^{2.8}$.

Općenito se može kazati, najveća efikasnost brodskog vijka postigla bi se ugradnjom vijaka vrlo velikog promjera, s najvećim mogućim omjerom uspona, koji bi se vrtjeli veoma sporo. Kod srednjekretnih i brzokretnih motora to bi se moglo postići ugradnjom velikih i teških reduktora ili ugradnjom elektromotora male brzine vrtnje. Međutim, svi spori pogonski strojevi su glomazni, teški i skupi.

2.4.10.1 Ograničenje snage motora i karakteristike brodskog vijka

Svaki tip motora ima ograničenja u srednjem efektivnom tlaku i brzini vrtnje koja se ne smiju premašiti da se ne ugrozi sigurnost motora. Uobičajeno je da se proizvođači motora osiguraju od prekoračenja ovih vrijednosti postavljanjem graničnika na visokotlačnu pumpu goriva i na regulator brzine vrtnje. Graničnik kretanja ručice pumpe goriva odrediti će maksimalnu vrijednost ubrizgavanja goriva u cilindar po ciklusu, i tako ograničiti srednji efektivni tlak na maksimalno dozvoljenu vrijednost. Za zadanu konstrukciju motora ovo odgovara maksimalnom graničnom momentu. Postavljanje ovih graničnika će se izvršiti na probnom stolu pri punoj brzini vrtnje i obično odgovara maksimalnoj izlaznoj snazi motora. Usljed smanjenja volumetrijskog koeficijenta punjenja VT pumpe goriva, krivulje momenta će opadati s povećanjem brzine vrtnje motora, ali može se pretpostaviti da je zakretni moment nepromjenljiv s brzinom vrtnje kao što je prikazano na sljedećoj slici.



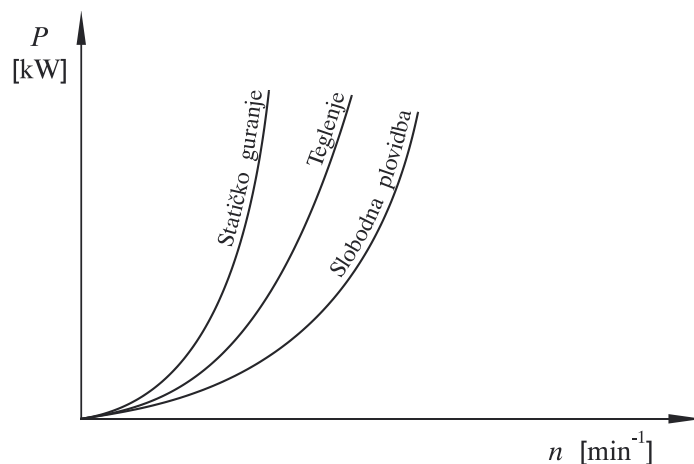
Slika 2.30. Mogućnosti motora i potražnja brodskog vijka

Maksimalna brzina vrtnje motora se ograničava regulatorom brzine vrtnje, postavljanjem mehanizma da se postigne maksimalna brzina vrtnje kod maksimalnog srednjeg efektivnog tlaka (*bmeP*). Ako dođe do smanjenja opterećenja, regulator će odgovoriti na način da se brzina vrtnje neznatno povećava približavanjem nultom zakretnom momentu. Ako se brzina vrtnje motora smanji pri bilo kojem konstantnom momentu, opterećenje će eventualno doseći vrijednost pri kojemu rad postaje nestabilan. Upravo nešto iznad ove brzine vrtnje postavlja se minimalna brzina vrtnje motora (u praznom hodu). U slučajevima turbonabijanih motora može se pojaviti dodatno ograničenje koje sprječava visoka opterećenja motora pri maloj brzini vrtnje zbog nedostatka zraka za ispiranje i punjenje cilindara. Na slici (Slika 2.30.) je to prikazano kao ograničenje turbopunjača. Vanjske karakteristike turbonabijanog Diesel motora u (*P - n*) dijagramu prikazane su slikom 2.31.

Kako omjer brzine vrtnje motora prema brzini vrtnje brodskog vijka ima fiksnu vrijednost bez obzira smanjuje li se brzina vrtnje motora reduktorom, krivulje zakona brodskog vijka mogu se ucrtati u istim koordinatama kao i karakteristike motora. Bez obzira na gubitke u reduktoru karakteristika brodskog vijka je $P \propto n^3$.

Ako su motor, brodski vijak i reduktor ispravno odabrani, krivulja brodskog vijka će proći kroz *MCR* točku motora, kao što je prikazano krivuljom B. Prelaki brodski vijak doseći će punu brzinu vrtnje pri manjem momentu od odabranog, točka C, a preteški brodski vijak će

apsorbirati puni zakretni moment motora prije nego se postigne puna brzina vrtnje, točka A. U oba slučaja (A i C), puna specificirana snaga se neće postići i željena brzina broda se neće postići. Ovo ilustrira važnost točnog usklađivanja komponenti propulzije. Neki proizvođači motora dozvoljavaju malo podešavanje graničnika momenta i brzine vrtnje kako bi se pomoglo podešavanje brodskog vijka da ne bi došlo do prekoračenja *MCR* snage.



Slika 2.31. Utjecaj povećanja otpora broda na potrebnu snagu strojeva

Osim normalne ili nominalne karakteristike brodskog vijka tijekom plovidbe postoje još dva slučaja: plovidba prema "teškoj" karakteristici brodskog vijka i prema "lakoj" karakteristici brodskog vijka.

Laka karakteristika - (laki brodski vijak): plovidba u balastu, u smjeru vjetra ili struja, itd..

Teška karakteristika - (težak brodski vijak): povećan gaz broda, plovidba po valovitom moru, u plitkoj vodi, pri okretanju broda, pri tegljenju, plovidba protiv vjetra ili morskih struja, plovidba kroz led, kada je brodski trup obrastao itd. Ako se otpor kretanju broda s fiksnim jednodijelnim brodskim vijkom poveća, npr. tegljenjem drugog broda, krivulja brodskog vijka će postati strmija (teška karakteristika) premda još uvijek oblika $P \propto n^3$. Što je tegljenje teže krivulja brodskog vijka će postajati sve strmija, što odgovara nižoj brzini vožnje naprijed sve dok se ne proizvede oštro rastuća krivulja pri statičkim uvjetima guranja. Brodovi tegljači moraju uzeti ove uvjete u račun. Strojevi i brodski vijci remorkera za dokovanje obično se konstruiraju tako da statička krivulja guranja prolazi kroz točku *MCR*, što rezultira najvećom mogućom vrijednosti za statičko guranje, ali sprječava korištenje maksimalne instalirane snage za tegljenje. Remorker koji se namjerava koristiti za kontinuirano tegljenje imati će odabrane strojeve da sijeku krivulju brodskog vijka pri namjeravanoj brzini tegljenja.

2.4.10.2 Stabilnost rada Diesel motora kod pogona brodskog vijka

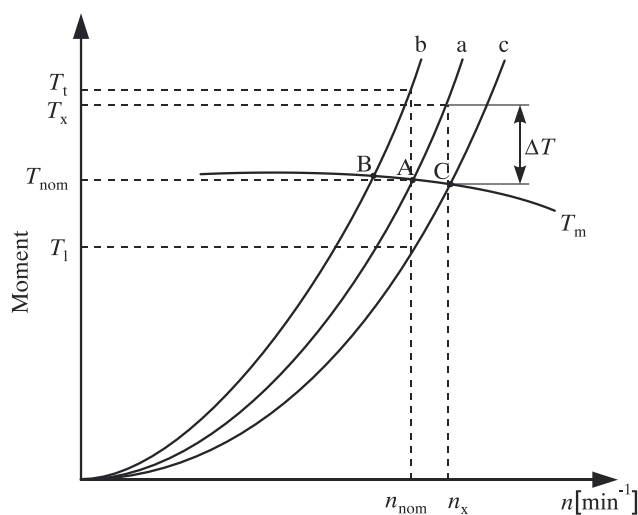
Pri vožnji s jednodijelnim brodskim vijkom može se održati ista brzina vrtnje ako je prosječni zakretni moment Diesel motora T_m u ravnoteži sa zakretnim momentom brodskog vijka T_p , uračunavajući tu i otpore voda vratila (i reduktora).

$$T_m = T_p \quad (2.18)$$

Na slici (Slika 2.32.) prikazani su krivuljom (a) momenti potrebni proračunskom (nominalnom) brodskom vijku pri promjeni brzine vrtnje, krivuljom (b) momenti potrebni pri

plovljenju s „teškim brodskim vijkom“, i sa (c) pri plovljenju s „lakim brodskim vijkom“. Krivulja T_m pokazuje stvarno raspoložive momente Diesel motora prema vanjskoj karakteristici nominalne snage.

Sjecište A krivulje brodskog vijka (a) i vanjske karakteristike motora daje na ordinati nominalni zakretni moment T_{nom} , a na apcisi nominalnu brzinu vrtnje n_{nom} . Zakretni moment Diesel motora prema vanjskoj karakteristici mijenja se po istoj zakonitosti kao i srednji efektivni tlak tj. pri istom položaju dozirnih organa goriva s povišenjem brzine vrtnje obično pada kao što je to krivuljom T_m prikazano. Narušavanje ravnotežnih uvjeta izaziva odstupanje brzine vrtnje od one brzine vrtnje koja je bila namještena regulacijskim organima.



Slika 2.32. Uspostavljanje ravnoteže zakretnih momenata Diesel motora i brodskog vijka

Kod plovidbe u balastu trup broda i brodski vijak djelomično izrone, odgovarajuća karakteristika brodskog vijka može biti laka krivulja brodskog vijka (c). U tom će slučaju pri istoj brzini vrtnje n_{nom} Diesel motor imati zakretni moment T_{nom} , a brodski vijak će apsorbirati zakretni moment „lakog brodskog vijka“, T_l . Višak zakretnog momenta Diesel motora utrošiti će se na povećanje brzine vrtnje dok ne dođe do nove ravnoteže u točki C kada će moment Diesel motora biti jednak momentu lakog brodskog vijka.

Obratno će se desiti ako se moment brodskog vijka poveća (npr. zbog vjetra suprotnog smjeru vožnje). Tada će se zbog većeg momenta „teškog brodskog vijka“ T_t , brzina vrtnje Diesel motora sniziti dok se momenti ne uravnoteže u točki B.

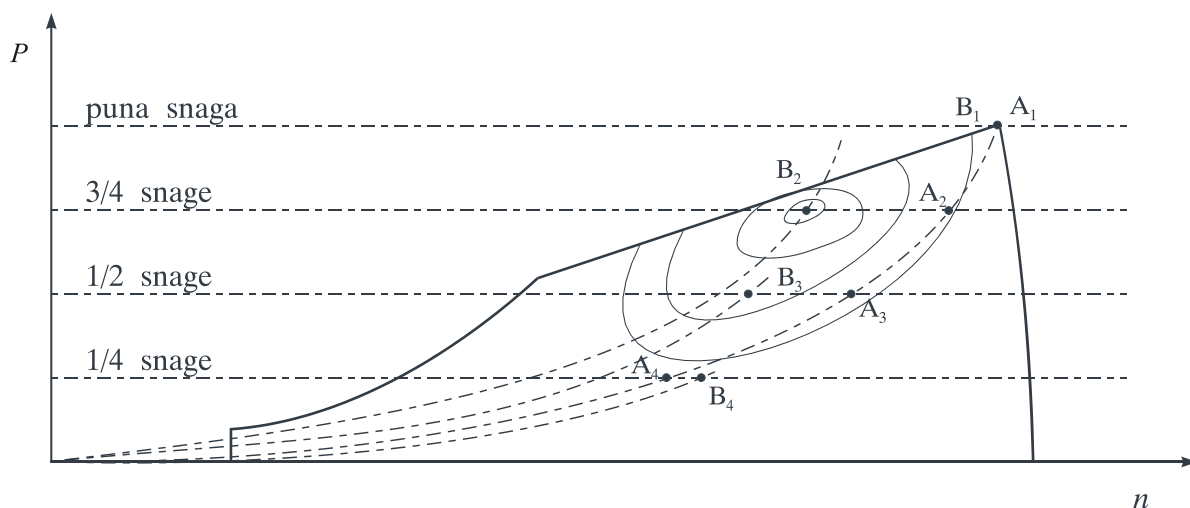
Sposobnost Diesel motora da uspostavi postavljeni režim vožnje, a da se ne djeluje na dozirne organe goriva naziva se stabilnost rada Diesel motora. Ako se iz bilo kojih razloga povisi brzina vrtnje Diesel motora s n_{nom} na n_x , posljedica će biti povećanje zakretnog momenta brodskog vijka na T_x koji je za ΔT veći od zakretnog momenta kojim raspolaže Diesel motor kod te brzine vrtnje. Višak zakretnog momenta brodskog vijka koči i djeluje na sniženje brzine vrtnje Diesel motora. Ako bi se obratno, brzina vrtnje Diesel motora snizila, postao bi zakretni moment Diesel motora veći od zakretnog momenta što ga traži brodski vijak, i višak energije bi se utrošio na povećanje brzine vrtnje brodskog vijka. S time se opet povećava zakretni moment brodskog vijka dok ne nastane ravnoteža. Brzina stabiliziranja ovisi o razlici u zakretnom momentu. Prema tome, brzina stabilizacije ovisi o nagibu karakteristike brodskog vijka i položaju vanjske motorne karakteristike T_m , odnosno p_m .

Kao zaključak može se reći da Diesel motor koji radi s brodskim vijkom, u načelu ne treba regulator jer je režim rada stabilan. Stabilnost može biti narušena ako se iz bilo kojeg razloga naglo promijeni opterećenje (brodski vijak skroz van iz vode, lom vratila, samo iskapčanje spojke itd.). Diesel motor bi tada neprestano povisivao brzinu vrtnje do nedopuštenih razmjera jer se povećanju brzine vrtnje motora više ne suprostavlja značajno povećanje zakretnog momenta brodskog vijka. Zbog toga se Diesel motor mora snabdjeti automatskim regulatorom koji će u takvim slučajevima smanjiti dobavu goriva, te neće dopustiti da se brzina vrtnje značajnije povisi iznad nominalne.

2.4.10.3 Brodski vijak s upravljivim usponom

Brodski vijak s upravljivim usponom ima krila koja se mogu zakretati i postavljati s različitim usponima. Bilo koji položaj uspona brodskog vijka daje određenu karakteristiku brodskog vijka za brod zadanog otpora, a moguće je proizvesti cijeli niz krivulja brodskog vijka za taj brod, postavljanjem krila u različite položaje. Sličan niz krivulja može se dobiti za bilo koji drugi povećani otpor broda. Zbog toga je moguće, unutar konstrukcijskih ograničenja brodskog vijka odabrati položaje krila, za koje bi krivulja brodskog vijka sjekla *MCR* točku pod bilo kojim uvjetima od statičkog guranja do slobodnog plovljenja. Korištenjem *MCR* snage motora na taj način, postiže se najveća snaga tegljenja uz najveću brzinu pri tim uvjetima. U usporedbi s jednodijelnim brodskim vijkom, brodski vijak s upravljivim usponom bolje koristi raspoloživu snagu motora preko širokog raspona različitih uvjeta plovidbe. U drugu ruku, nedostatak je da ne radi sa tako velikom efikasnošću kao i jednodijelni brodski vijak u optimalnim uvjetima, ali razlika u efikasnosti nije velika, i očito važna samo kod brodova koji plove najčešće pri jednoj brzini i pri jednom opterećenju.

Brodski vijak s upravljivim usponom može se koristiti da poboljša ekonomiju rada broda konstantnog otpora, ali koji treba ploviti različitim brzinama. Ovakav slučaj može se analizirati ucrtaju li se u dijagram vanjskih karakteristika motora linije konstantne potrošnje goriva i preko njih karakteristike brodskog vijka. "Obitelj" krivulja brodskog vijka s upravljivim usponom i broda konstantnog otpora leži preko linija konstantne potrošnje goriva. Odabiranjem kombinacije uspona brodskog vijka i brzine vrtnje može se podesiti da radna karakteristika brodskog vijka prolazi kroz područje najniže potrošnje goriva. Međutim, treba se prisjetiti da promjena uspona brodskog vijka djeluje na efikasnost brodskog vijka, i zbog toga relativni položaj radne točke mora se nalaziti između optimalne termičke efikasnosti motora i optimalne efikasnosti brodskog vijka.



Slika 2.33. Utjecaj povećanja otpora broda na potrebnu snagu strojeva

Na prethodnoj slici, točke potrošnje goriva pri punom opterećenju, 3/4 opterećenja, 1/2 opterećenja i 1/4 opterećenja su označene u točkama A₁, A₂, A₃ i A₄. Poboľjšane točke potrošnje goriva koje se mogu postići s brodskim vijkom s upravljivim usponom označene su s B₁, B₂, B₃ i B₄. Imajući na umu promjene u efikasnosti brodskog vijka promjenom uspona, može se u praksi desiti da se optimalne karakteristike postignu između ovih točaka.

Da bi se postigli povoljni ekonomski rezultati kod primjene brodskih vijaka s upravljivim usponom potrebna je automatska regulacija radne točke jer u protivnom umjesto poboljšanja, može doći do pogoršanja ukupne efikasnosti propulzije. Ukoliko nije ugrađena automatska regulacija promjene uspona brodskog vijka i potrošnje goriva, potrebne su točne upute za postupak u pojedinim režimima plovidbe.

Kod ugradnje brodskog vijka s upravljivim usponom moguće je ploviti veoma malim brzinama ako se omjer H/D smanji, jer Diesel motor pri lakom brodskom vijku radi s većom, dakle stabilnijom brzinom vrtnje.

Najveća prednost brodskog vijka s upravljivim usponom su dobra manevarska svojstva broda. Također je moguće brzo zaustaviti brod u slučaju opasnosti. Manevar se može izvesti s komandnog mosta što još više povećava brzinu akcije.

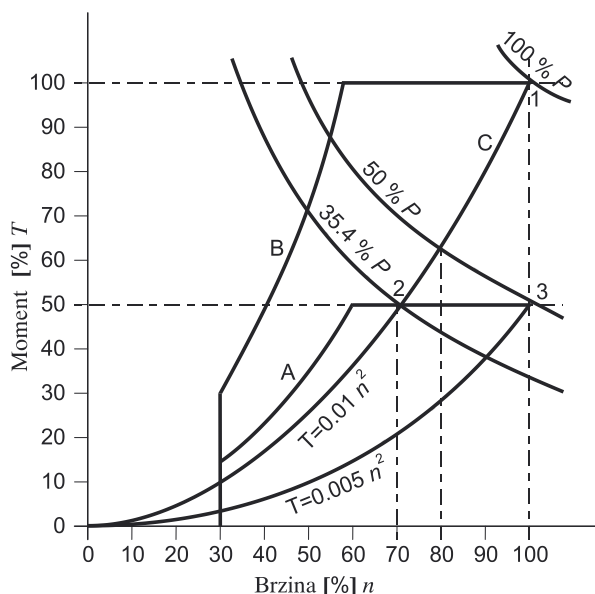
Ugradnjom brodskog vijka s upravljivim usponom kod turbinskog pogona rješava se problem neprekretnosti turbina.

Brodski vijak s upravljivim usponom danas se koristi kod brodova koji često mijenjaju režime vožnje, kao što su tegljači, ledolomci, ribarski brodovi, putnički brodovi itd.

2.4.10.4 Rad dva motora s jednim brodskim vijkom

Spajanjem dva ili više srednjekretnih Diesel motora koji preko reduktora pokreću jedan brodski vijak je postrojenje visoke snage koja zauzima malo prostora i male je težine. Reduktor omogućava korištenje brodskog vijka manje brzine vrtnje, veće efikasnosti, a moguće je i korištenje samo jednog motora kod niske brzine plovidbe.

Kada su dva motora jednake snage spojena preko zupčanika na jedan brodski vijak, njihova veza se može prikazati sljedećim dijagramom, slika 2.34.

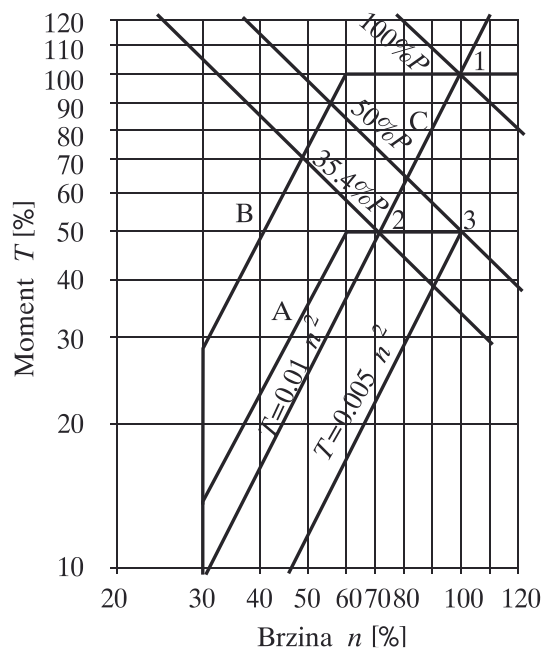


Slika 2.34. T - n krivulje za ugradnju dva motora na zajednički brodski vijak

Krivulja A predstavlja T - n karakteristiku za svaki motor posebno, a krivulja B za dva motora zajedno. Krivulja C predstavlja potražnju snage jednodijelnog brodskog vijka. U točki 1 brodski vijak apsorbira punu snagu oba motora pri punoj brzini vrtnje. Brod se može pogoniti i samo jednim motorom razvijajući svoj puni moment (jednak polovici ukupnog momenta) u točki 2. Brzina vrtnje motora će se pri tom smanjiti na 0,707 od pune brzine vrtnje, a raspoloživa snaga biti će $P_a = T_a \cdot n_a$, tj. $0,5 \cdot 0,707 = 0,3535$ od pune snage, razvijajući 0,707 pune brzine broda.

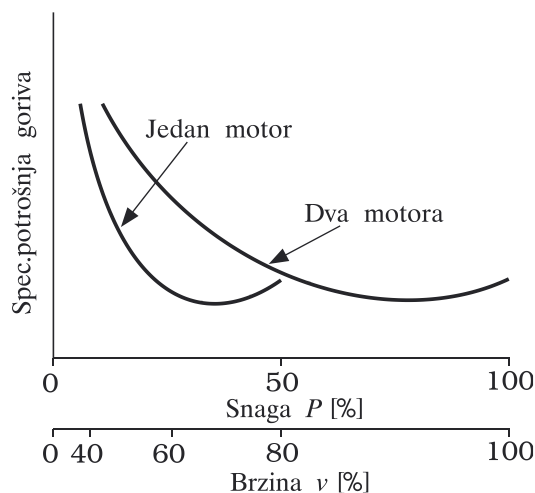
Ugradnjom brodskog vijka s upravljivim usponom, uspon se može smanjiti kada radi samo jedan motor što dozvoljava da se postigne puna brzina vrtnje i puni moment što je prikazano točkom 3. Snaga koja se koristi brodskim vijkom je 50% ukupne snage, a postignuta brzina broda je 80% od pune brzine.

Lakše i jednostavnije crtanje ovih krivulja je na log-log papiru s postotnim omjerima. Krivulje konstantne snage i snage proporcionalne brzini vrtnje postaju grupe paralelnih ravnih crta koje je lako odrediti. Prethodna slika sada izgleda ovako.



Slika 2.35. Log-Log skala moment-brzina za dva motora koja pogone jedan brodski vijak

Brodovi koji plovo znatno vrijeme s nekom smanjenom brzinom imati će u cilju poboljšanje ekonomije ugrađena dva motora na jednom brodskom vijku uz mogućnost rada samo jednog motora (CODAD). Na sljedećoj slici prikazan je takav slučaj uz primjenu brodskog vijka s upravljivim usponom. Povećanje specifične potrošnje goriva koje bi uslijedilo kod oba motora pri brzinama plovljenja ispod 80% v može se izbjeći (umanjiti) mogućnošću plovidbe sa samo jednim motorom. Ova konfiguracija može biti i s dva motora različitih snaga, a također i s tri ili četiri motora.



Slika 2.36. Potrošnja goriva u funkciji snage i brzine kada dva motora pogone brodski vijak s upravljivim usponom

Smanjenje brzine broda kao rezultat korištenja dijela ukupne snage može se izračunati na sljedeći način: označimo punu snagu, brzinu broda, moment i brzinu vrtnje s:

$$P_f, v_f, T_f, n_f \quad (2.19)$$

a raspoloživu snagu, brzinu broda, moment i brzinu vrtnje s:

$$P_a, v_a, T_a, n_a \quad (2.20)$$

Brodski vijak će apsorbirati raspoloživi moment i za jednodijelni brodski vijak, brzina vrtnje će se smanjiti prema relaciji:

$$\frac{T_a}{T_f} = \left(\frac{n_a}{n_f} \right)^2$$

$$\frac{P_a}{P_f} = \frac{T_a n_a}{T_f n_f} = \left(\frac{T_a}{T_f} \right)^{3/2}$$

$$\frac{v_a}{v_f} = \left(\frac{P_a}{P_f} \right)^{1/3} = \left(\frac{T_a}{T_f} \right)^{1/2}$$

$$v_a = v_f \cdot \left(\frac{T_a}{T_f} \right)^{1/2} = v_f \cdot \left(\frac{0,5T_f}{T_f} \right)^{0,5} = 0,707v_f \quad (2.21)$$

Za brodski vijak s upravljivim usponom može se koristiti puna brzina vrtnje:

$$n_a = n_f$$

$$\frac{P_a}{P_f} = \frac{T_a n_f}{T_f n_f} = \frac{T_a}{T_f}$$

$$\frac{v_a}{v_f} = \left(\frac{P_a}{P_f} \right)^{1/3} = \left(\frac{T_a}{T_f} \right)^{1/3}$$

$$v_a = v_f \cdot \left(\frac{T_a}{T_f} \right)^{1/3} = v_f \cdot \left(\frac{0,5T_f}{T_f} \right)^{0,3333} = 0,7937v_f \quad (2.22)$$

Brođ će uz isti raspoloživi moment ($0,5 \cdot T$) postići veću brzinu korištenjem broskog vijka s upravljivim usponom.

2.4.10.5 Vod vratila

Vod vratila služi da zakretni moment kojeg stvara porivni stroj prenese na brodski vijak. Zakretni moment treba prenijeti na brodski vijak sa što manje gubitaka. S obzirom da sila koju stvara porivni stroj i odgovarajući moment djeluje okomito na smjer gibanja broda, potreban je takav strojni element koji će zakretni moment pretvoriti u porivnu silu paralelnu s uzdužnom osi broda i u smjeru gibanja broda. Najčešće se u tu svrhu koristi brodski vijak. Veza između porivnog stroja i broskog vijka ostvaruje se vodom vratila.

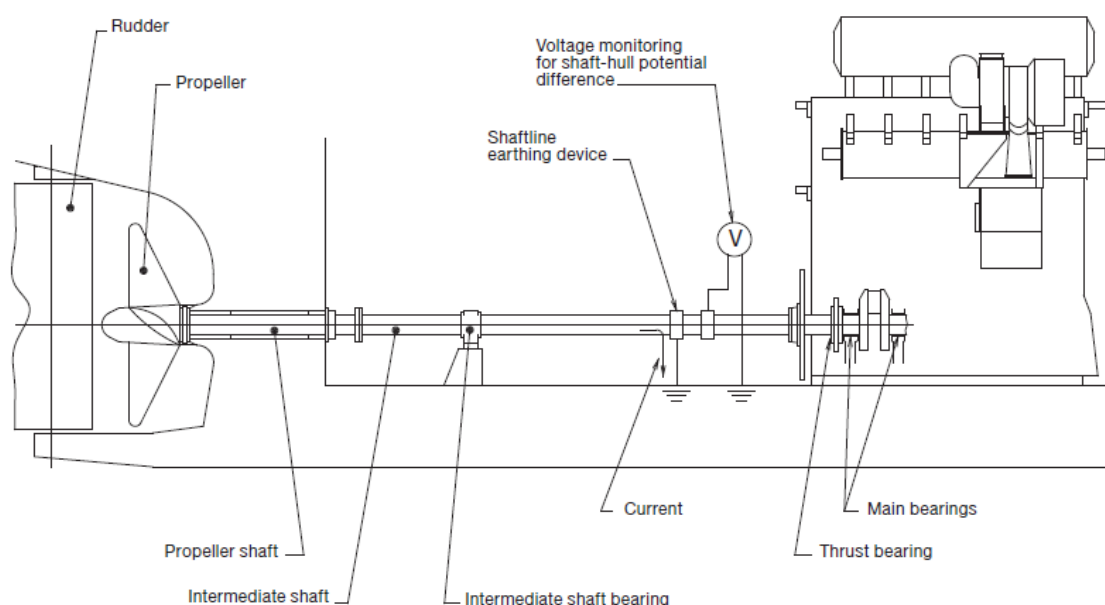
U krmi broda ispod koje se nalazi brodski vijak, brod je zbog hidrodinamike uzak, pa se u tom dijelu broda najčešće ne može ugraditi porivni stroj. Zbog toga se porivni stroj ugrađuje prema pramcu na mjestu gdje je brod dovoljno širok, ili čak u sredini broda. To znači da vod vratila može biti veoma dug, i da se sastoji od većeg ili manjeg broja međuvratila te vratila

brodskog vijka koje nosi brodski vijak. Vratilo brodskog vijka nose ležajevi u krmenoj statvi, a međuvratila radijalni ležajevi.

Porivni stroj može se smjestiti po sredini broda, potpuno na krmi ili između. Vod vratila uvijek mora biti pristupačan za nadzor i održavanje. Ako je porivni stroj ugrađen u sredini broda, vod vratila se smješta u poseban tunnel tako da je odijeljen od ostalih prostora i skladišta.

Uslijed vrtnje brodskog vijka stvara se aksijalna sila koja se prenosi na vratilo brodskog vijka, a preko nje na međuvratila sve do odrivnog ležaja. Nosivi radijalni ležajevi moraju dopuštati uzdužno pomicanje voda vratila sve do odrivnog ležaja. Odrivni ležaj ugrađuje se ispred brodskog reduktora ili unutar kućišta motora i on preuzima aksijalnu porivnu silu i prenosi je preko temelja ležaja na trup broda.

Jedna od najvažnijih zadaća nakon izrade vratila i ležajeva jest centriranje voda vratila i spoj s pogonskim strojem. Centriranje se izvodi pri okolnoj temperaturi od 18 °C. Centriranje treba početi od vratila brodskog vijka i mora obuhvatiti sve zračnosti koje nastaju pri korištenju broda, i završava vezom s pogonskim strojem. Treba paziti da svi radijalni ležajevi budu jednoliko opterećeni. Centriranje voda vratila odvija se u dvije faze, prva dok je brod na navozu a druga kada je brod u moru.



Slika 2.37. Vod vratila i uzemljenje – MAN [14]

Klasifikacijski zavodi koji obavljaju nadzor nad gradnjom broda svojim pravilima propisuju dimenzije voda vratila i njegovih sastavnih dijelova. Dimenzije voda vratila propisane su i za posebne uvjete koji se odnose za klasu za led. Ovdje se navodi određivanje dimenzija vratila i ostalih sastavnih dijelova prema pravilima Hrvatskog registra brodova (bez klase za led).

Proračun vratila

Vratila voda vratila izrađuju se kovanjem od ugljičnog čelika rastezne čvrstoće 440 do 700 N/mm². Prirubnice za međusobni spoj vratila kuju se zajedno s vratilom. Vijci za spajanje vratila također su od kovanog čelika. Vratila mogu biti i šuplja. Ako je promjer šupljine jednak ili manji od 0,4 vanjskog promjera vratila, ne treba povećavati vanjski promjer. Ako je promjer šupljine veći od navedenog, vanjski promjer se mora povećati toliko da moment otpora presjeka vratila ostane isti. Prema pravilima Hrvatskog registra brodova najmanji promjer vratila brodskog vijka određuje se po izrazu:

$$d_p = F_1 \cdot k_1 \cdot \sqrt[3]{\frac{P}{n} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{d_u}{d_v}\right)^4} \cdot \frac{560}{R_m + 160}} \quad (\text{mm}) \quad (2.23)$$

F_1 = faktor vrste porivnog stroja, 100 za sve vrsti porivnog stroja,

k_1 = faktor ovisan o izvedbi vratila brodskog vijka.

$k_1 = 1,22$ (za vratilo spojeno s vijkom bez klina ili prirubnicom od komada s vratilom i gdje se ležajevi podmazuju uljem, a brtvenice su odobrenog tipa ili je vratilo brodskog vijka presvučena neprekinutom navlakom).

$k_1 = 1,26$ (za vratilo spojeno s vijkom konusom i klinom, gdje se ležajevi podmazuju uljem i brtvenice su odobrenog tipa ili je vratilo brodskog vijka presvučena neprekinutom navlakom)

$k_1 = 1,26 + 2\% = 1,2852$ (za vratilo bez navlake spojeno s vijkom konusom i klinom ako se ležajevi podmazuju vodom)

d_u = promjer uzdužnog provrta kod šupljih vratila,

d_v = vanjski promjer vratila.

Ako je $d_u \leq 0,4 d_v$, može se uzeti da je:

$$1 - \left(\frac{d_u}{d_v}\right)^4 = 1,0 \quad (2.23)$$

Proračun međuvratila

Međuvratila spajaju vratilo brodskog vijka s pogonskim strojem. Dužina međuvratila ovisi o veličini broda te o tome gdje je smješten pogonski stroj.

Promjer d međuvratila ili transmisijskih vratila određuje se kod brodova kojima je pogonski stroj parna turbina ili elektromotor u ovisnosti o snazi i broju okretaja a kod pogona motorima s unutrašnjim izgaranjem u ovisnosti o broju cilindara.

Za trubinski pogon i elektropogon vrijedi formula:

- Lloyd's Register $d_m = 25,4 \cdot C \cdot \sqrt[3]{N_0/n}$ gdje je C veličine od 3,8 do 4,03

- Bureau Veritas $d_m = K \cdot \sqrt[3]{N_0/n}$ gdje je K veličine od 102 do 112

- GL $d_m = 100 \cdot \sqrt[3]{N_0/n}$

U svim ovim formulama N_0 je snaga na vratilu u KS, a n je broj okretaja.

Za motore s unutrašnjim izgaranjem vrijedi:

$d_m = 25,4 \cdot C \cdot \sqrt[3]{N_0/n}$, gdje je C veličina od 5,43 do 3,8 koja se ovisnosti o broju cilindara i vrsti stroja izvodi iz posebnih tablica.

Međuvratila se izrađuju u dužinama koje ovise o mogućnostima čeličane; uglavnom su od 4 do 10 metara. Svako međuvratilo leži na dva ležaja. Da bi se eventualno istrošenje vratila na tom mjestu moglo popraviti, izvodi se promjer vratila na tim mjestima nekoliko milimetara veći od promjera vratila. Dužina tog podebljanja iznosi kod kliznih ležaja 0,8 do 1,2 promjera vratila.

Prirubnice su najčešće kovane u jednom komadu s vratilom. One služe za međusobni spoj vratila u svrhu prenošenja momenta torzije $M = 71620N/n$ (kg·cm). Jedno od međuvratila, obično zadnje, tj. ono do vratila broskog vijka, izvodi se s debljom prirubnicom od ostalih. To proizlazi iz razloga što prilikom sastavljanja voda vratila mora postojati malo veća debljina da bi se mogle kompenzirati neizbježne razlike dužine montiranog ukupnog voda vratila prema projektiranome.

Podjeli li se moment torzije sa radijusom r u cm, na kojem su razmješteni spojni svornjaci, dobije se sila $P = M/r$ koju svornjaci moraju prenijeti. Sila koja djeluje na svaki svornjak dobije se kad podjelimo ukupnu silu s brojem svornjaka i .

$$P_1 = P/i$$

Svornjaci rade na principu odreza te njihov presjek treba na tom principu i dimenzionirati. Uzme li se veći broj svornjaka manjih promjera, dobije se manji vanjski promjer prirubnice. Promjer svornjaka iznosi obično $1/4$ ili $1/6$ promjera osovine.

Promjer d_s kalibriranih dosjednih svornjaka izrađenih od čelika minimalne rastezne čvrstoće $R_{m(s)} = 440$ (N/mm²) za međusobni spoj dvaju vratila sa prirubnicama iskovanim iz jednog komada zajedno s vratilom, ne smije biti manji od iznosa dobivenog po izrazu:

$$d_s = 0.65 \cdot \sqrt[3]{\frac{d_m^3}{i \cdot D} \cdot \frac{R_m + 160}{R_{m(s)}}} \quad (\text{mm}) \quad (2.24)$$

gdje je:

d_m = promjer međuvratila, (mm);

i = broj dosjednih svornjaka;

D = promjer diobenog kruga svornjaka, (mm);

R_m = proračunska rastezna čvrstoća materijala međuvratila, (N/mm²)

Uzima se da je $R_m \leq R_{m(s)} \leq 1.7 R_m$

Ako je $R_{m(s)} \geq 1000$ (N/mm²), u proračun se uzima da je $R_{m(s)} = 1000$ N/mm²).

Svornjaci mogu imati cilindričan ili koničan struk; u potonjem slučaju je nagib 1:15 ili 1 : 25.

Provrti za vijke na prirubnicama rade se na način da se u radioni izbuše rupe koje imaju 0,5 do 1 mm manji promjer, a kad se vratilo sastavi sa svojim parom, onda se tek razvstavaju odgovarajući promjeri u obje prirubnice i to se radi na mjestu montaže. Spojni svornjaci moraju točno dosjedati u tim provrtima jer bi inače došlo do udaranja koje bi na kraju rezultiralo presjecanjem svornjaka. Svornjak na jednom kraju ima šesterokutnu glavu a s druge strane narez za postavljanje matice.

Za lakše centriranje voda vratila može se na prirubnicama učiniti udubljenje i nasuprot njemu izdanak. Kad se takva vratila rastavljaju, potrebno je da se razmaknu za veličinu 2a. Kako to odmicanje nije uvijek lako izvesti, to se prirubnice ispred vratila broskog vijka izvode bez takvih udubljenja i izdanaka. Ako se izmjena vratila broskog vijka vrši u vodi, treba stražnji kraj statvene cijevi trimovanjem dignuti iznad razine vode.

Navedena izmjena vratila određuje dimenzije prostora ispred statvene cijevi.

Proračun vratila broskog vijka

Snaga motora: $P = 225$ (kW)
Brzina vrtnje motora: $n_m = 1800$ (min⁻¹)
Prijenosni omjer: 1:2
Brzina vrtnje vratila: $n_v = 900$ (min⁻¹)
Materijal vratila: AISI 316

Prema HRB minimalni promjer vratila ne smije biti manji od:

$$d_p = F_1 \cdot k_p \cdot \sqrt[3]{\frac{P}{n_p} \cdot \frac{560}{R_m + 160}} \quad (\text{mm}) \quad (2.25)$$

$F_1 = 100$ (za sve vrste uređaja)

$k_p = 1,22$ (za vratilo spojeno s vijkom bez klina ili prirubnicom od komada s vratilom i gdje se ležajevi podmazuju uljem, a brtvenice su odobrenog tipa ili je vratilo broskog vijka presvučeno neprekinutom navlakom)

$k_p = 1,26$ (za vratilo spojeno s vijkom konusom i klinom, gdje se ležajevi podmazuju uljem i brtvenice su odobrenog tipa ili je vratilo broskog vijka presvučeno neprekinutom navlakom)

$k_p = 1,26 + 2\% = 1,2852$ (za vratilo bez navlake spojeno sa vijkom konusom i klinom ako se ležajevi podmazuju vodom)

$R_m = 600$ (N/mm²)

$$d_p = 100 \cdot 1,2852 \cdot \sqrt[3]{\frac{225}{900} \cdot \frac{560}{600+160}} = 73,1 \text{ (mm)} \quad (2.26)$$

$$d_p = 73,1 \text{ (mm)}$$

Usvaja se veći standardni promjer vratila:

$$d_p = 80,0 \text{ (mm)}$$

2.5 GORIVA ZA BRODSKE MOTORE

Gorivom nazivamo sve one tvari koje prilikom izgaranja proizvode znatne količine topline u relativno kratkim vremenskim razmacima. Oslobodena toplina i razvijeni plinoviti produkti izgaranja koriste se za proizvodnju mehaničkog rada u motoru. Kod motora s unutrašnjim izgaranjem primjenjujemo isključivo tekuća i plinovita goriva. Kruta goriva nisu našla primjenu u motorima iako se u više navrata pokušavalo s ugljenom prašinom.

Sva motorna goriva sastoje se iz ugljikovodika različitih struktura i sastava, te različitih fizičkih i kemijskih značajki. Pri procesu izgaranja dolazi do spajanja atoma vodika i ugljika s kisikom. Proces je egzoterman, tj. oksidacija teče uz oslobađanje topline. Osim ugljikovodika goriva mogu sadržavati u neznatnom iznosu još i O₂, N₂, S, Va i Na.

2.5.1 Vrste i značajke plinskih goriva

Plinska goriva su pogodna za pogon motora s unutrašnjim izgaranjem jer se lako miješaju sa zrakom, izgaraju bez dima, čađe i mirisa i ne ostavljaju naslage na klipovima i ventilima. Osiguravaju brzo i lako upućivanje i pri hladnom vremenu, otporna su na detonirajuće izgaranje, te dozvoljavaju rad s većim stupnjevima kompresije što omogućuje i dobru efikasnost. Budući da su pri normalnom stanju okoline u plinovitom stanju, ne postoji opasnost razrjeđenja ulja za podmazivanje.

Neka od plinovitih goriva mogu se pri povišenom tlaku prevesti u tekuće stanje. To je primjerice ukapljeni naftni plin ili LPG (Liquified Petroleum Gas), koji pri sobnoj temperaturi prelazi u tekuće stanje, pri tlaku od 4 do 12 bar. LPG je mješavina ugljikovodika težih od etana C₂H₆, tj. propana C₃H₈ i butana C₄H₁₀ s izobutanom, butilenom, propilenom, pentanom, itd. Propan je kao gorivo bolji od butana, prije svega po oktanskom broju (IOB = 111 a MOB = 97) i boljem paljenju pri nižim temperaturama. Zato ga u mješavini u nekim zemljama zimi ima više nego ljeti, i u nekima tekući naftni plin se pretežito sastoji od propana. LPG se uglavnom dobiva izdvajanjem iz sirove nafte na naftnim poljima, preradom sirove nafte u rafinerijama (70%) kao usputni proizvod, ali i izdvajanjem iz prirodnog plina (30%).

Najznačajnije plinsko gorivo je prirodni plin. Prirodni plin nastaje raspadanjem biljaka i životinjskih organizama kroz dugi vremenski period pod visokim tlakom i temperaturom.

Javlja se kao smjesa plinovitih ugljikovodika u poroznim formacijama ispod zemljine površine, najčešće zajedno sa sirovom naftom. Moguće su sljedeće situacije:

- Ne pridruženi plin – slobodni plin bez kontakta sa znatnijom količinom sirove nafte u plinskom polju.

- Pridruženi plin – slobodni plin u kontaktu sa sirovom naftom u ležištu nafte i plina.
- Otopljeni plin – plin u otopini sa sirovom naftom u naftnom ležištu.

Dobiveni prirodni plin iz plinskih polja uobičajeno je pomiješan s vodom, tekućim ugljikovodicima, vodikovim sulfidima i drugim krutim tvarima. Plin se najprije pročišćava od vode i krutih tvari a potom se odstrane nepoželjni plinovi i tekućine. Razlog je tome što bi sadržaj vode u prirodnom plinu bi mogao uzrokovati formiranje leda ili hidrida u plinovodu. Također, potrebno je uzeti u račun količinu raspoloživih ugljikovodika težih od etana da bi se smanjio rizik začepljenja plinovoda uslijed gomilanja kondezirajućih tekućina.

Prirodni plin se visoko komprimira (premda ne do točke ukapljivanja) i pohranjuje u posude pod visokim tlakom kao komprimirani prirodni plin, tj. CNG (eng. Compressed Natural Gas), pri tlaku od 200 do 220 bara. Hlađenjem do temperature od otprilike -161°C (-257°F) pri atmosferskom tlaku može prijeći u tekuće stanje. To je ukapljeni prirodni plin ili LNG (eng. Liquefied Natural Gas). Procesom ukapljivanja stvaraju se uvjeti promjena volumena 1:600, čime se ostvaruju pretpostavke mogućnosti ekonomičnog transporta brodovima na velike udaljenosti. Prirodni plin može se skladištiti i kao adsorbirani u nekoj supstanci, na primjer u aktivnom ugljiku, pod tlakom od 7 do 10 bar, ANG (eng. Adsorbed Natural Gas).

Glavna komponenta prirodnog plina je metan CH_4 s promjenjivim manjim količinama težih ugljikovodika i ne-ugljikovodika (Tablica 2.3.).

Tablica 2.3. Sastav prirodnog plina u volumnom i masenom postotku

Komponenta	Volumni udio (%)	Maseni udio (%)
Metan (CH_4)	92.29	84.37
Etan (C_2H_6)	3.6	6.23
Propan (C_3H_8)	0.8	2.06
Butan (C_4H_{10})	0.29	0.99
Pentan	0.13	0.53
Heksan	0.08	0.39
Ugljik dioksid (CO_2)	1	2.52
Dušik (N_2)	1.8	2.89
Voda (H_2O)	0.01	0.01
Ukupno	100	100

Prirodni plin je ekološki pogodniji od tekućih goriva jer nema sumpora i aromata, ima veći cetanski broj (75) i veći sadržaj vodika. Uporabom prirodnog plina za pogon motornih vozila postoje realne osnove za smanjenje emisije štetnih ispušnih plinova. U odnosu na benzin postiže se smanjenje CO , C_xH_y i NO_x , uz istodobno smanjenje kancerogenosti ispušnih plinova i njihovog utjecaja na stvaranje smoga. Emisija plinova koji pomažu efekt staklenika, izražena preko ekvivalentne emisije CO_2 , također je smanjena. U odnosu na Diesel goriva znatno se smanjuje emisija NO_x , uz iznimno nisku emisiju čestica, dok emisija CO , C_xH_y , te ekvivalentna

emisija CO₂ ostaje na razini Diesel motora. Bitno je napomenuti da se navedene karakteristike postižu bez uporabe naknadnog tretmana ispušnih plinova, čijom uporabom se mogu postići dodatna smanjenja emisija.

Metanski (prirodni) plin može se pridobivati i kroz izbušene rupe u podzemna ležišta ugljena i sastoji se od metana, inertnih plinova i vode.

Osim prirodnih plinovitih goriva, koja su redovni pratitelji ležišta nafte, ali i ugljena, postoje i umjetna plinovita goriva koja se dobivaju isplinjavanjem i rasplinjavanjem, i to su: rasvjetni plin, grotleni plin, generatorski plin, plin iz koksnihi peći itd.

Koksnii plin se dobiva kod proizvodnje koksa. To je hlapljiv, vodikom bogati plin proizveden kada se ugljen ili rezidualno ulje grije do 1000°C u okolini bez zraka.

Plin visokih peći nastaje kao rezultat reakcije vrućeg zraka sa smjesom čelika i ugljena tijekom proizvodnje čelika u visokoj peći. Glavni sastojci plina su dušik, ugljični monoksid i ugljični dioksid.

Danas sve značajniju ulogu imaju plinovi proizvedeni iz ugljena ili drva čiji glavni gorivi sastojci su ugljik monoksid i vodik te manja količina metana. Oni ugljičnog dioksida sadrže 3 do 10%, a dušika 45 do 56%. Plin dobiven iz drva sadrži i značajnu količinu vode, 5 do 15%.

2.5.2 Vrste i značajke tekućih goriva

Najprikladnija goriva za pogon motora su tekuća goriva, a mogu biti prirodna i umjetna. Prirodno tekuće gorivo, sirova nafta, najznačajniji energent današnjice, koji ne izgara u izvornom obliku u motorima s unutrašnjim izgaranjem.

Sirova nafta je tekućina od smeđe-zelene do crne boje. To je vrlo složena smjesa, koja ima nekoliko tisuća spojeva počevši od lakih plinova kao što je metan do teških asfaltnih tvari. Lake nafte sadrže do 75% benzina, a najteže ga uopće nemaju. Unatoč velikim razlikama u kemijskom sastavu i fizikalnim svojstvima sirovih nafta, njihov elementarni sastav obično se može svesti u ove uske granice: ugljik 81 do 83%, vodik 11 do 14%, sumpor 0 do 3%, dušik 0 do 1% i kisik 0 do 2%.

Sve sirove nafte imaju parafinske, naftenske i aromatske ugljikovodike. Olefinski tipovi ugljikovodika nalaze se veoma rijetko u sirovim naftama, dok je njihov sadržaj znatan u produktima sekundarne prerade nafte. Acetilenske grupe ugljikovodika nisu do sada pronađene u sirovim naftama, osim u produktima prerade.

Parafini (alkani) su zasićeni ugljikovodici lančane strukture molekula opće formule C_nH_{2n+2}, primjerice propan C₃H₈. Parafini mogu biti plinoviti, tekući ili kruti. Nestabilni su pri visokim temperaturama i imaju veliku zapaljivost. Goriva na bazi parafina vrlo su prikladna za upotrebu u Diesel motorima. Imaju visoku ogrjevnu moć i malu gustoću.

Naftenski ugljikovodici – nafteni (cikloalkani), su zasićeni ciklički vezani ugljikovodici strukture C_nH_{2n}, primjerice C₅H₁₀. Imaju veću gustoću i više vrelište od parafina iste molekularne mase. Ogrjevna moć im je niža od parafina a viša od aromata. Zapaljivost im je manja nego kod normalnih parafina ali dovoljna za upotrebu u Diesel motorima.

Aromatski ugljikovodici su prstenasto spojeni ugljikovodici opće formule C_nH_{2n-6} . Samo su djelomično zasićeni vodikom. Najpoznatiji aromatski ugljikovodik je benzen C_6H_6 . Vrlo su stabilni spojevi, imaju visoku temperaturu zapaljivosti i sami nisu prikladni za upotrebu u motorima s unutrašnjim izgaranjem nego se miješaju s parafinima. Lakše frakcije otporne su na detonantno izgaranje u benziskim motorima.

Tekuća goriva za brodske motore mogu se podijeliti u tri kategorije:

- destilirana goriva (eng. Distillatefuels),
- miješana goriva (eng. Blendfuels),
- teška goriva (eng. Residualfuels).

Kod primarnih procesa prerade nafte (atmosferska i vakuum destilacija) ne mijenja se ni veličina ni struktura molekula ugljikovodika. Iz prosječne nafte izdvaja se oko 32% lakih rafinata, oko 38% plinskih ulja i oko 30% ulja za loženje i ostataka. Rafinatti do temperature vrelišta 150 °C nazivaju se laki rafinatti ili laka goriva, a preko te temperature teški rafinatti ili teška goriva. Kod atmosferske i vakuumske destilacije odvajaju se redom primarno sljedeći proizvodi:

< 93(°C)	plinovi i laki benzin	Gas (Fuel Gas) and Light Gasoline
82-193(°C)	teški benzin	Heavy Gasoline or Naphtha
180-270(°C)	kerozin	Kerosene
170-235(°C)	turbo jet gorivo	Turbo Jet Fuel
235-340(°C)	auto diesel	Automotive Diesel
260-380(°C)	brodski diesel	Marine Diesel Fuel
260-380(°C)	atmosfersko plinsko ulje	AGO – Atmospheric Gas Oil
340-540(°C)	vakuumsko plinsko ulje	VGO – Vacuum Gas Oil
	ostatak	Residium

Preostali produkti nazivaju se rezidualna ulja (teška goriva i ulja za podmazivanje). Kvaliteta rezidualnih goriva ovisi o kvaliteti sirove nafte, a također velikim dijelom o procesu destilacije. Rezidualna goriva dobivena destilacijom pri približno 370(°C) i atmosferskom tlaku imaju najbolja svojstva, a kvaliteta se pogoršava sa stupnjem kreiranja.

Miješana goriva su smjesa reziduma i frakcije destiliranog goriva, a kvaliteta im ovisi o kvaliteti rezidualnog goriva.

Teška goriva su goriva koja sadrže uglavnom ostatke procesa rafinacije sirove nafte. Ova definicija uključuje goriva umjerenog viskoziteta od oko 30(cSt/50 °C) i više.

Za vrijeme procesa rafinacije lakše frakcije sirove nafte isparavaju i destiliraju pri različitim temperaturnim razinama. To znači da se rezidualna goriva sastoje velikim dijelom od kompleksnih ugljikovodika i da sadrže nečistoće koje formiraju pepeo.

Kompleksni ugljikovodici sporo izgaraju i zbog toga brzokretni motori teško rade na rezidualna goriva.

Nečistoće koje stvaraju pepeo kao što su vanadij, natrij itd. tope se za vrijeme izgaranja i mogu prijanjati na vruće površine, te uzrokuju tzv. visokotemperaturnu koroziju.

Faktori koji utječu na kvalitet rezidualnog, odnosno teškog goriva kako se najčešće zove, su:

- Viskozitet koji sam po sebi nije mjera kvalitete goriva, ali zahtijeva grijanje teškog goriva kako bi se s njime moglo rukovati. Osim grijanja, u neophodan tretman teškog goriva spadaju centrifugiranje i filtriranje. Neodgovarajuće centrifugiranje i filtriranje uzrokuju povećano trošenje motora, dok visoke temperature predgrijavanja nameću veća naprezanja opreme za ubrizgavanje, razvodne osovine i zupčastog ili lančastog prijenosa. Viskozitet goriva za brodske motore uobičajeno se mjeri u cSt ili „SecRedwood“ pri određenoj temperaturi budući da se viskozitet smanjuje s temperaturom. Današnja goriva za brodske motore imaju viskozitet do maksimalno 730(cSt/50 °C).

- Gustoća je povezana s kvalitetom goriva a budući da proizvodi „kreking“ postupka imaju veći sadržaj ugljika i više aromata, zbog toga su teži. Dakle, goriva ulja visoke gustoće su također visokog sadržaja CCR (eng. Creedence Clearwater Revival) i asfalta. Karakteristike upaljivosti i izgaranja goriva veće gustoće mogu zbog toga biti lošije. Mogućnost separacije vode iz goriva ograničena je gustoćom goriva, a gustoća vode pri temperaturi separiranja mora biti veća od gustoće gorivog ulja.

- Ostatak ugljika mjeri se kao ConradsonCarbon ostatak ili Micro Carbon. Goriva s visokim sadržajem ostatka ugljika mogu prouzročiti povećano onečišćenje ispušnim plinovima što zahtijeva češće čišćenje posebice turbopunjača i kotla na ispušne plinove. Dio ostatka ugljika predstavlja asfaltene. Utjecaj asfaltena na izgaranje je sličan utjecaju ostatka ugljika. Asfalteni također djeluju na svojstva ulja za podmazivanje. U ekstremnim slučajevima visoki sadržaj asfalta može dovesti do onečišćenja pumpe goriva. Goriva visokog sadržaja asfalta mogu imati sklonost stvaranju emulzije s vodom.

- Vodu iz goriva treba odstraniti centrifugiranjem prije upotrebe goriva. To se odnosi posebno na slanu vodu budući da može doći do stvaranja naslaga na ventilima i turbopunjaču koje uzrokuju visokotemperaturnu koroziju. Ako se voda ne može odstraniti centrifugiranjem preporuča se primjena homogenizatora.

- Pepeo predstavlja krute nečistoće kao i metale otopljene u gorivu (vanadij). Dio pepela mogu biti katalitičke čestice iz procesa rafinacije. Te su čestice veoma abrazivne. Sve krute čestice treba odstraniti što je moguće bolje centrifugiranjem goriva.

- Vanadij i natrij. Vanadij je prisutan u gorivu u otopljenom stanju i ne može se odstraniti. U kombinaciji s natrijem može uzrokovati koroziju ispušnih ventila i naslage u turbini turbopunjača, posebno kada težinski omjer Na prema V premaši 1:3, i posebno kod visokog sadržaja vanadija. Za nizak sadržaj natrija i vanadija (ako je sadržaj vanadija ispod 150 mg/kg) težinski odnos nema toliku važnost.

- Aluminij i silicij su katalitičke čestice koje zaostanu u gorivu i budući da uzrokuju povećano abrazivno trošenje i treba ih odstraniti centrifugiranjem.

Donja ogrjevna moć ne dobiva se od proizvođača goriva kod nabave. Zbog toga se preporučuju iskustvene jednadžbe poznavajući sastav teškog goriva. Prema uputama BSI (British Standard Institute) jednadžba za donju ogrjevnu moć goriva pri stalnom tlaku glasi:

$$H_d = (46,273 - 8,792r^2 + 3,1708r)[1 - (x + y + s)] + 9,42s - 2,499x \text{ (MJ/kg)} \quad (2.27)$$

r - specifična gustoća pri 15(°C) (kg/dm³),
 x - sadržaj vode (% podijeljen sa 100),
 y - sadržaj pepela (% podijeljen sa 100),
 s - sadržaj sumpora (% podijeljen sa 100).

Razlika između donje i gornje ogrjevne moći ovisi o udjelu vlage u gorivu (w) i vodika u gorivu (h), a iznosi po jedinici mase vodene pare 2,5 MJ/kg, što je toplina isparavanja vode pri tlaku okoline.

$$H_g = H_d + 2,5 W \text{ (MJ/kg}_w\text{)} \quad (2.28)$$

gdje je: 2,5(MJ/kg_w) toplina isparavanja vode,
 h kg_{H2}/kg_g maseni udio vodika u gorivu,
 w kg_{H2O}/kg_g maseni udio vode u gorivu,
 $W = 18(h/2 + w/18)$ kg_{H2O}/kg_g nastala vodena para izgaranjem goriva.

Ako nema sigurnijih podataka o ogrjevnoj moći goriva niti o sastavu goriva, gustoća može poslužiti kao osnova za približan izračun gornje ogrjevne moći goriva. Prema American Bureau of Mines gornja ogrjevna moć je:

$$H_g \approx 51\,916 - 8\,792\rho^2 \quad (2.29)$$

gdje je ρ gustoća goriva u kg/m³ pri 15,5 °C.

Primjenom sekundarnih procesa u rafinerijama, zbog želje da se dobije što više lakših derivata, rezidualna goriva ulja sadržavaju sve složenije ugljikovodike niskog cetanskog broja, i imaju sve višu temperaturu isparavanja. Svojstva izgaranja se time pogoršavaju jer kompleksni ugljikovodici izgaraju sporije. Brzina motora je zbog toga važan parametar kod odabiranja goriva.

Sporije izgaranje također uzrokuje veće toplinsko opterećenje komponenti komore izgaranja. Kao posljedica navedenoga, opterećenje motora je drugi važan parametar kod odabiranja goriva. Kada su opterećenje i brzina motora visoki, i kada se motor koristi pod teškim vanjskim uvjetima, moraju se odabrati goriva lakše gradacije.

Sporokretni motori koji rade na teško gorivo uvedeni su ubrzo nakon drugog svjetskog rata. Ovaj trend bio je potpomognut razvojem baznih ulja za podmazivanje gornjeg dijela cilindra čime se spriječilo trošenje cilindra uslijed korozivnog djelovanja kiselih produkata nastalih procesima izgaranja.

Korištenjem ulja za podmazivanje s visokim baznim brojem, tvrtka „Pielstick“ 1960. godine uvodi teško gorivo kod srednjekretnih motora.

Srednjekretni Diesel motori većih brzina od 500(min^{-1}) nisu mogli raditi na teško gorivo uglavnom zbog problema s ubrizgavanjem i izgaranjem. Ispitivanja su pokazala da brzina izgaranja raste s padom dimenzija kapljica goriva u prostoru izgaranja Diesel motora. Dakle, da bi srednjekretni motori mogli zadovoljavajuće raditi na teško gorivo koriste se visoki tlakovi ubrizgavanja kroz sapnice malog promjera. Ovo je posebno važno kod djelomičnog opterećenja jer tada tlak ubrizgavanja opada, a dimenzije kapljica goriva rastu. Pri tome opada i pretičak zraka za izgaranje zbog lošije dobave turbopunjača.

Teška goriva ulja sadrže različite sastojke koji stvaraju pepeo kod izgaranja i formiraju smjese koje se mogu priljepiti na metalne površine pri radnim temperaturama. Najštetnije su smjese natrija i vanadija. Točka taljenja natrijevih vanadata varira sa sastavom, ali može biti niska i iznositi 330 do 350($^{\circ}\text{C}$). Teško gorivo može sadržavati stabilnu emulziju vode i goriva koja se ne može odvojiti purifikacijom. Postoje dva tipa aditiva koji ublažuju probleme koji nastaju zbog navedenih nečistoća:

- Aditivi koji podižu točku taljenja natrijevih vanadata. Ovi aditivi bazirani su na magneziju ili siliciju, ili na njihovoj kombinaciji. Dodavaju se u dnevni tank. Količina im varira sa sadržajem vanadija. Komercijalni nazivi ovih aditiva su npr. PeroliniliVecom.
- Voda u emulziji ne stvara ozbiljnije problem kod rada Diesel motora. Potrebno je jedino povećati indeks pumpe goriva. Međutim, ipak se često dodaju aditivni za demulzifikaciju koji razbijaju stabilnu emulziju vode i goriva, i tako omogućavaju da se centrifugiranjem voda odstrani. Ovi aditivi se dodaju u taložni tank.

Tablica 2.4. Wärtsilä specifikacija rezidualnih brodskih goriva, [15]

	Mjerna jedinica	HFO I as bunkered	HFO I bef. engine	HFO II as bunkered	HFO II bef. engine	Testna metoda
Max. viskozitet	mm^2/s at 50 $^{\circ}\text{C}$	730	730	730	730	ISO 3104
Max. gustoća	kg/m^3 at 15 $^{\circ}\text{C}$	991/1010	991/1010	991/1010	991/1010	ISO 3675 or 12185
Max. ostatak vode	% V/V	1.0	0.3	1.0	0.3	ISO 3733
MCR, max.	% m/m	15	15	22	22	ISO 10370
Asfalt, max.	% m/m	8	8	14	14	ASTM D 3279
Min. plamište	$^{\circ}\text{C}$	60	60	60	60	ISO 2719
Max. stinište	$^{\circ}\text{C}$	30	30	30	30	ISO 3016
Sediment, max.	% m/m	0.10	0.10	0.10	0.10	ISO 10307-2
Sumpor, max.	% m/m	2.0	2.0	5.0	5.0	ISO 8754
Pepeo, max.	% m/m	0.05	0.05	0.20	0.20	ISO 6245
Vanadij, max.	mg/kg	100	100	600	600	ISO 14597
Natrij, max.	mg/kg	50	30	100	30	ISO 10478
Aluminij+silicij, max.	mg/kg	30	15	80	15	ISO 10478
CCAI, max.		850	850	870	870	ISO 8217

Strane supstance ili kem. otpad, radi sigurnosti instalacije kao i performanse motora, ne bi trebale biti sadržane u gorivu
 Gustoća goriva ne smije prelaziti 1010 kg/m^3 kako bi se omogućilo odvajanje vode i krutih tvari.
 Za sporohodne motore postotak sumpora ne smije prelaziti HFO 3.5% m/m.

Tablica 2.5. Wärtsilä specifikacija brodskih goriva obzirom na sadržaj sumpora, [16]

Fuel type	Denomination	Sulphur content % m/m
HFO	Heavy Fuel Oil	>1.5
LSHFO	Low Sulphur Heavy Fuel Oil	<1.5
LFO	Light Fuel Oil	0.2 ... 2.0
LSLFO	Low Sulphur Light Fuel Oil	0.01 ... 0.2
ULSLFO	Ultra Low Sulphur Light Fuel Oil	< 0.01

Za pogon brodskih brzokretnih, a često i srednjekretnih motora, koriste se brodska destilirana goriva čije su karakteristike prikazane tablicom 2.5., prema ISO 8217: 1987(E). Za pogon brzokretnih brodskih Diesel motora podesna su goriva oznake DMX i DMA. Gorivo oznake DMB potrebno je prethodno zagrijati, dok gorivo DMC nije podesno za pogon brzokretnih brodskih Diesel motora.

Tablica 2.6. Zahtjevi za brodska destilirana goriva ISO 8217: 1987(E), [16]

Karakteristike	Metoda testiranja	Ograničenje	Designation ISO-F-			
			DMX	DMA	DMB	DMC
Gustoća pri 15°C, kg/m ³ 1)	ISO 3675	max	2)	890	900	920
Kinematska viskoznost pri 40°C cSt 3)	ISO 3104	min	1,4	1,5	-	-
		max	5,5	6	11	14
Plamište, °C	ISO 2719	min	43	60	60	60
Gornja točka lijevanja °C 4)	ISO 3016	max	-	-6	0	0
Zimska kvaliteta		max	-	0	6	6
Ljetna kvaliteta		max	-16 5)	-	-	-
Cloud point, °C	ISO 3015	max	-16 5)	-	-	-
Ostatak uljika, Ramsbottom % (m/m) on 10% residue	ISO 4262	max	0,2	0,2	-	-
Ostatak uljika, Ramsbottom % (m/m)		max	-	-	0,25	2,5
Pepeo, % (m/m)	ISO 6245	max	0,01	0,01	0,01	0,05
Taloe ekstrakciom, % (m/m)	ISO 3735	max	-	-	0,07	-
Voda, % (m/m)	ISO 3733	max	-	-	0,3	0,3
Catanski broj	ISO 5165	min	45	40	35	-
Vizualna provjera		-			-	-
Sumpor, % (m/m)		max	1	1,5	2	2
Vanadij, % (mg/kg)		max	-	-	-	100

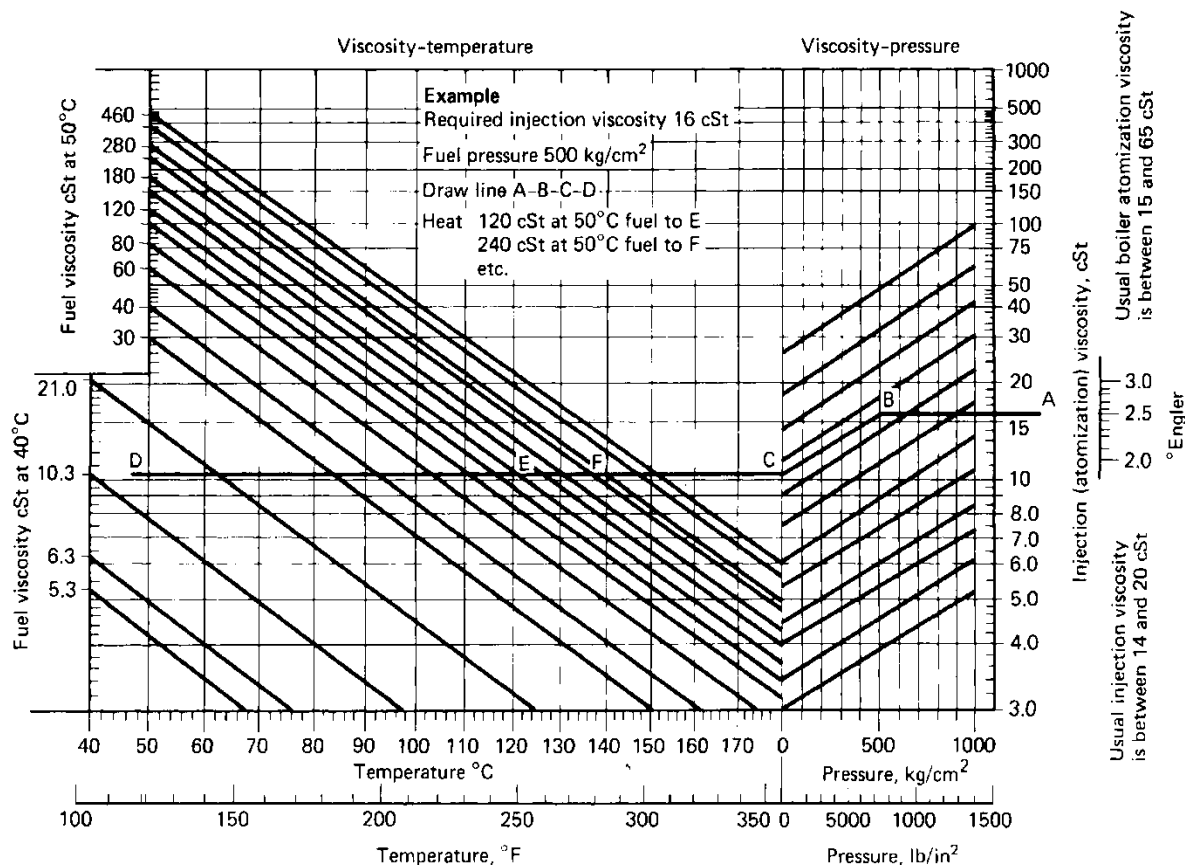
1) Gustoća kg po litri pri 15°C treba biti pomnoženas 1000 prije usporedbe s tabličnim vrijednostima

2) U nekim državama biti će maksimalno ograničenje.

3) 1 cSt = 1 mm²/s

4) Kupci bi trebali osigurati da točka lijevanja bude ogovarajuća opremi na brodu, osobito ako plovilo obavlja svoju službu na obje zemljine hemisfere (sjevernoj i južnoj).

5) Navedeno gorivo je odgovarajuće ukoliko je temperatura okoline do -15°C, bez potrebe za zagrijavanjem goriva.



Slika 2.38. Dijagram viskoziteta goriva za brodske motore u ovisnosti o temperaturi i tlaku, [17]

Goriva za brodske motore se klasificiraju prema ISO 8217, BS 6843, CIMAC preporukama i još nekim standardima. Veza između navedenih standarda za teška goriva različite kvalitete prikazana je tablicom, na slici 2.26. Ovi podaci odnose se na vrijednosti prilikom nabavke goriva, tj. prije pročišćavanja koje se vrši na brodu. Kada gorivo premaši navedene vrijednosti, posebno viskoziteta i gustoće, potrebno je kontaktirati proizvođača motora radi dodatnog tretmana goriva.

Treba istaknuti da svi današnji sporokretni Diesel motori i većina srednjekretnih (do 1200 (min⁻¹)) mogu raditi na najteža rezidualna goriva cijelo vrijeme, neovisno o opterećenju. To uključuje pokretanje motora, zaustavljanje i upravljanje. Ako zbog određenih razloga treba prijeći na Diesel gorivo, npr. radi većeg popravka sustava goriva, ili dužeg zadržavanja u luci, prelazak na Diesel gorivo moguć je u bilo koje vrijeme pa čak i za vrijeme dok motor ne radi.

Prikaz viskoziteta goriva brodskih Diesel motora u ovisnosti o temperaturi dan je tablicom 2.4. Brodsko plinsko ulje (MGO) i brodsko Diesel ulje (MDO) mogu se koristiti bez prethodnog zagrijavanja jer im je viskozitet dovoljno nizak pri temperaturi okoline. Koriste li se teška goriva ulja (HFO), moraju se prethodno grijati na određenu temperaturu. Što je viskozitet goriva veći temperatura predgrijavanja je viša. Da bi se postigao viskozitet od 13 do 17 cSt prije pumpi za ubrizgavanje, prema preporuci proizvođača motora, teško gorivo ulje od npr. 180 cSt pri 50(°C) moramo zagrijati na temperaturu između 114 i 124(°C).

2.5.3 Temperatura samozapaljenja

Temperatura samozapaljenja je temperatura do koje treba zagrijati gorivo u prisustvu zraka da bi se zapalilo samo od sebe i dalje izgaralo. Temperature samozapaljenja u zraku pri normalnom tlaku od 101,3(kPa) iznose:

Tablica 2.7. Temperature samozapaljenja nekih goriva

- za automobilski benzin	480 - 550 °C
- za Diesel gorivo	330 - 350 °C
- za HFO	400 - 500 °C
- za mazivo ulje	370 - 420 °C
- za plinovita goriva: H ₂	535 °C
metan CH ₄	645 °C
propan C ₃ H ₈	510 °C
butan C ₄ H ₁₀	490 °C

Temperatura samozapaljenja pri porastu tlaka zraka se snizuje, pa Diesel gorivo pri tlaku od 30(bar) ima temperaturu samozapaljenja 200(°C).

2.5.4 Plamište

Točka plamišta (eng. Flash point) je najniža temperatura pri kojoj neko gorivo daje zapaljive pare, koje pri dovođenju plamena u specificiranoj aparaturi treba uzrokovati trenutno zapaljenje.

Test plamišta može biti otvoren ili zatvoren ovisno o tome jeli aparatura zabrtvljena ili ne. Zatvorena temperatura plamišta je uvijek niža budući da brtveni poklopac dozvoljava nakupljanje lako hlapivih para iznad tekuće površine. Za brodska goriva plamišta iznad 45 (°C) primjenjuje se Pensky-Martenov zatvoreni test. Za goriva plamišta ispod 45(°C) primjenjuje se Abel-ova aparatura.

Goriva s točkom plamišta ispod 22(°C) klasificirana su kao opasna i visoko zapaljiva, kao primjerice benzini, benzeni itd.

Kerozini imaju točku plamišta između 22 i 66(°C).

Goriva s točkom plamišta iznad 66(°C) klasificiraju se kao sigurna za brodsku upotrebu i uključuju plinsko ulje, Diesel goriva i goriva ulja.

Približne vrijednosti točke plamišta nekoliko vrsti goriva prikazane su sljedećom tablicom (Tablica 2.8.).

Tablica 2.8. Točke plamišta nekih goriva

- pentan	- 49°C
- ugljik disulfid	- 30°C
- aceton	- 18°C
- benzen	- 11°C
- benzin	- 17°C
- metanol	10°C
- parafin	25°C
- Diesel gorivo	95°C

- HFO	100°C
- ulje za podmazivanje	230°C

Gore navedene vrijednosti točke plamišta u tablici 2.6. su približne vrijednosti. Gradacija i tip goriva uzrokuju široke varijacije u točki plamišta, primjerice kod benzina su vrijednosti plamišta od -60 °C do +25(°C).

Kako je točka plamišta indikacija za požar i rizik od eksplozije kod pohranjivanja i transporta, plamište je veoma važno svojstvo goriva. Pravilo je da goriva za brodsku propulziju imaju točku plamišta najmanje 66(°C), te također da se gorivo u spremniku ne grije iznad 52(°C). U specijalnim slučajevima gdje se koriste goriva visokog viskoziteta pa je potrebno grijanje goriva radi zadovoljavajućeg raspršivanja kod ubrizgavanja, dozvoljava se grijanje HFO do 20(°C) ispod točke plamišta. Pri tome uvijek treba biti pažljiv u kontroli topline grijača koji su smješteni do usisne strane pumpi goriva, kako nebi prouzročili isparavanje goriva i mogućnost formiranja eksplozivnih para.

Ako gorivo dospije u ulje za podmazivanje, plamište ulja može pasti do 170(°C), što se smatra krajnjom granicom kada postoji opasnost od zapaljenja uljnih para u karteru motora.

2.6 ULJA ZA PODMAZIVANJE BRODSKIH MOTORA

Kod motora s unutrašnjim izgaranjem ulja za podmazivanje se upotrebljavaju za smanjenje trenja između tarnih površina, da odvedu toplinu nastalu trenjem (ležajevi npr.) ili izgaranjem u cilindru (stap), da odstrane nečistoće s kliznih površina stapa i radne košuljice, i da neutraliziraju kisele produkte izgaranja.

2.6.1 Cirkulacijsko ulje za sporokretne Diesel motore

Cirkulacijsko (kartersko) ulje za sporokretne Diesel motore je ulje viskoziteta SAE 30. Ova ulja moraju posjedovati odgovarajuća disperzno-detergentna svojstva kako bi održali kućište motora i rashladni prostor stapa bez naslaga. Također moraju spriječiti pojavu hrđe i oksidaciju. Za ovu namjenu alkalna ulja niskog baznog broja (BN) pokazala su se najbolja.

Agensi koji uzrokuju koroziju različiti su i raznovrsnog su porijekla. Jedan od najčešćih i neizbježnih uzročnika korozije je voda i to naročito morska. Morska voda može doći u kućište curenjem iz rashladnog sustava ili kondenzacijom vlage iz solju zasićene atmosfere. Trebaju se poduzeti sve moguće mjere za sprječavanje prodora vode u sustav podmazivanja. Ako se to ipak dogodi voda iz ulja se odstranjuje centrifugiranjem. Zbog toga cirkulacijska ulja za sporokretne brodske motore, a također i za srednjekretne brodske motore moraju imati veliku sposobnost odvajanja vode.

2.6.2 Cirkulacijsko ulje za četverotaktne Diesel motore

Ova ulja za podmazivanje moraju posjedovati ista svojstva kao i cirkulacijska ulja sporokretnih Diesel motora. Budući da kod motora bez križne glave u kućište prodiru plinovi izgaranja koji sadrže sumpornu kiselinu posebno kod rada srednjekretnog motora na HFO potrebno je da cirkulacijsko ulje ima vrijednost BN oko 30.

2.6.3 Cilindarsko ulje za sporokretne Diesel motore

Cilindarsko ulje mora prije svega efikasno podmazivati stapne prstenove i košuljice radi smanjivanja trenja i trošenja tih dijelova. Ono mora neutralizirati sve kisele produkte nastale izgaranjem goriva kako bi se spriječila korozija. Mora biti stabilno na visokim temperaturama te mora posjedovati dovoljno visoku otpornost na formiranje tvrdih naslaga, čađe, koksa i pepela. Pored toga mora posjedovati detergentno-disperzne značajke ako bi spriječilo taloženje koksa na stapu. Cilindarsko ulje mora dovoljno čvrsto prijanjati uz košuljicu cilindra da ga struja zraka za ispiranje ne skine s površine.

Kada brodski motori rade na plinsko ulje ili Diesel gorivo preporučuje se cilindarsko ulje viskoziteta SAE 50 i baznog broja BN 10 - 20. Isto ulje se koristi i za vrijeme rada motora na probnom stolu.

Za motore koji rade na teška rezidualna goriva (HFO) preporučuju se cilindarska ulja viskoziteta SAE 50 i baznog broja BN oko 70. U većini slučajeva cilindarsko ulje visokog BN se može koristiti i kod privremenog rada motora na Diesel gorivo ili na plinsko ulje. Međutim, neka visoko alkalična cilindarska ulja nisu kompatibilna s nekim HFO niskog sadržaja sumpora ili s nekim Diesel gorivima. U takvim slučajima preporučuje se primjena cilindarskog ulja s nižim baznim brojem. Ako se duže vrijeme koriste destilirana goriva s niskim sadržajem sumpora alkalni aditivi u ulju mogu formirati u prostoru izgaranja krute naslage kao npr. kalcijev karbonat. Ove naslage mogu prouzročiti oštećenja posebno na sjedištima ispušnih ventila čime im se znatno skraćuje vijek trajanja.

2.6.4 Izmjena cirkulacijskog ulja za podmazivanje

Zbog primjesa koje dopiju u ulje (čađa, koks, sumporna kiselina, voda, krute čestice itd.) dolazi do starenja ulja. Ulje također postepeno oksidira, pri radnim temperaturama polagano, ali pri temperaturama iznad 100(°C) dolazi do brze oksidacije. Starenje ulja ima za posljedicu brže trošenje tarnih površina, korodiranje pojedinih površina motora te stvaranje taloga i krutih nečistoća. Zbog toga je potrebno ulje centrifugirati i filtrirati da bi se odstranile nečistoće.

Brodski motori mogu imati mokri ili suhi karterom. Sustav suhog kartera ima dodatni tank ulja u kojemu se sakuplja ulje nakon podmazivanja i hlađenja. Ukupna količina ulja u ovom sustavu je obično znatno iznad 1,0(l/kW) i znatno većeg kapaciteta ulja od sustava mokrog kartera. Zbog toga se ne može fiksno odrediti interval izmjene ulja kod motora sa suhim karterom, već stanje ulja treba povremeno kontrolirati.

Sustav mokrog kartera sadrži samo 0,3(l/kW) i sva količina ulja sakuplja se u karteru. Zbog toga će ulje u mokrom karteru brže propadati i uobičajena je izmjena u redovnim intervalima rada motora. Za nove motore preporučuje se izmjena ulja nakon prvih 250 sati rada, a druga izmjena nakon daljnjih 750 sati. Poslije toga normalni intervali su svakih 1000 sati rada motora. Intervali izmjene ulja mogu se postepeno povećavati ili smanjivati sve dok se ne pronađe najpraktičniji interval izmjene. Period izmjene ovisi o preporukama proizvođača ulja i analize ulja tijekom eksploatacije.

Kada se prelazi s jednog tipa ulja na drugi, unutrašnji dijelovi motora i sustava ulja za podmazivanje moraju se dobro očistiti. Bilo koje ulje za ispiranje treba biti gradacije SAE 30.

Na slijedećoj tablici (Tablica 2.9.) data je lista ulja za podmazivanje koje tvrtka MAN-B&W preporučuje za svoje motore, mada se prihvaćaju ulja i drugih proizvođača.

Tablica 2.9. Primjeri ulja za podmazivanje koja zadovoljavaju norme tvornice MAN-B&W za rad Diesel motora na HFO.

Lubricating Oil			
		Low speed main engine	Medium speed engine
Type	Circulating oil	Cylinder oil	Circulating oil
Requirement	SAE 30, BN 5-10*	SAE 50, BN 70-80	SAE 30, BN 30
Oil company			
Elf	Atlanta Marine D3005	Talusia XT 70	Aurelia 3030
BP	Energol OE-HT 30	CLO 50-M	IC-HF 303
Castrol	Marine CDX 30	Cyltech 80	MDX 303
Chevron	Veritas 800 Marine	DeloCyloilSpecial	Delo 3000
Exxon	EXXMAR XA	EXXMAR X70	EXXMAR 30TP30
Fina	Alcano 308	Vegano 570	Stellano 3030
Mobil	Mobilgard 300	Mobilgard 570	Mobilgard 324
Shell	Melina 30/30S	Alexia 50	Argina T30
Texaco	Doro AR 30	Taro Special	Taro DP 30

Marka (naziv) ulja ne označuje uvijek jedan te isti proizvod. Sastav ulja može ovisiti o tome za čije je tržište rađeno. Ulja koja se proizvode za USA mogu imati isto ime kao i Europska ili internacionalna ulja, ali mogu biti potpuno drugačije kvalitete. Zbog toga se preporučuje provjera ima li ulje željenu specifikaciju bez obzira na komercijalni naziv.

LITERATURA:

- [1] Woodyard D., Pounder's Marine Diesel Engines and Gas Turbine, Elsevier Butterworth – Heinemann, 2004.
- [2] Radica G., Toplinski strojevi, predavanja, FESB, 2011.
- [3] MAN B&W DIESEL, Engine Selection Guide for ME Engines, CD-ROM, 2003.
- [4] Toivila, S., The Future of Energy: Exxon Mobil's view, Wärtsilä Marine News, 2-2005.
- [5] WÄRTSILÄ, Engine selection guide, brochure, 2005.
- [6] <http://www.dieselduck.info/machine/02%20propulsion/shafting/index.htm>, 2021.
- [7] Shivam Sargam : DUAL-FUEL ENGINES , Marine technical,, October 7, 2019.
- [8] MAN Energy Solutions: MAN B&W ME-GI, brochure, 2011.
- [9] Koehler H. W., Oehlers W.: 95 years of Diesel-Electric Propulsion from a Meke shiftS olution to a Modern Propulsion System, MAN-B&W Diesel AG, Germany, 2nd International Diesel Electric Propulsion, 26-29 April 1998, Helsinki, Finland.
- [10] John Deere, EnginePerformancecurve – Powertech 4.5 l engine 4045TFM50, M4 – 150 hp (112 kW) @ 2600 rpm, July 2000.
- [11] MAN B&W K98ME6 Project Guide, Electronically Controlled Two-strokeEngines, 5th Edition, Feb 2009

-
- [12] Belamarić, I.: Igorova promišljanja (20), Odabiranje snage, Brodogradnja 60., (2009)
- [13] Belamarić, I.: O ugovorenoj brzini broda, Brodogradnja 35., 1987.
- [14] MAN Diesel & Turbo, 2004. Basic principles of ship propulsion.
- [15] Juoperi, K.: The Ship Power Supplier. Heavy fueloil-still the dominant fuel quality for Diesel engines, Wärtsilä Finland,2007.
- [16] Wärtsilä Low sulphur guidelines, WärtsiläFinlandOy, 2006.
- [17] Wärtsilä Switzerland Ltd: Engine Selection and Project Manual, Sulzer RT-flex 96C, 25.74.07.40-Issue X.04-Rev.0

3 SPOROKRETNI DVOTAKTNI DIESEL MOTORI

3.1 KLASIČNI SPOROKRETNI DVOTAKTNI DIESEL MOTORI

Razvoj sporokretnih Diesel motora nakon II. svjetskog rata bio je usmjeren na mogućnost korištenja teškog ulja za loženje kao jeftinog goriva kojeg je bilo na tržištu. Početkom 50-tih godina 20. stoljeća prišlo se uvođenju turbonabijanja dvotaktnih motora korištenjem energije ispušnih plinova što je omogućilo povećanje izlazne snage po cilindru, ali i povećanje termodinamičke efikasnosti. Daljnji razvoj omogućen je uglavnom poboljšanjem performanci turbopunjača, tj. povećanjem tlaka zraka za ispiranje. Impulsni turbopunjači se od 1968. godine zamjenjuju turbopunjačima konstantnog tlaka, čime im efikasnost značajno raste a rad postaje neovisan o broju cilindara motora. Time se još više povećava tlak zraka za ispiranje što omogućava ubrizgavanje veće količine goriva po ciklusu pa maksimalni tlak u cilindru raste. Uslijed toga raste i srednji efektivni tlak i sve zajedno uzrokuje porast efikasnosti motora, te povećanje snage po cilindru.

Šezdesetih godina 20. stoljeća postojalo je u Europi više proizvođača sporokretnih Diesel motora, svaki sa svojim posebnim obilježjima. Jedno od značajnih obilježja je način ispiranja motora, koje je uglavnom bilo uzdužno. Uzdužno ispiranje primjenjivala je danska tvornica Burmeister and Wain, engleska tvornica Doxford (umjesto ispušnog ventila upotrebljavala je ispušni klip), nizozemska tvornica Stork, švedska tvornica Gotaverken, poljska tvornica Cigielsky, te japanska tvornica Mitsubishi Zosen. Poprečno ispiranje primjenjivala je talijanska tvornica FIAT Grandi Motori i švicarska tvornica SULZER koja je od RD serije prešla na okretno ispiranje kakvo je primjenjivala i njemačka tvornica MAN.

Zbog boljeg načina ispiranja dvotaktni B&W motori trošili su do 1970. godine 1 do 2 (g/kWh) manje goriva od SULZER motora. Dok su cijene goriva bile niske ta veća potrošnja brodarima nije smetala jer su tadašnji SULZER motori bili bez ispušnog ventila, dakle konstrukcijski i pogonski jednostavniji. SULZER je ovaj nedostatak nastojao nadoknaditi povećanjem izgaranja goriva pri $v = \text{konst.}$ tj. postizavanjem većeg maksimalnog tlaka u cilindru. Tako je npr. 1980. godine maksimalni tlak u dvotaktnim SULZER motorima iznosio 120 bar prema 96 bar u B&W.

Međutim, osim efikasnosti motora veoma bitna je i efikasnost propelera koja raste sa smanjivanjem brzine vrtnje. To je prisililo proizvođače motora da idu na veći stapaj (tj. na veći omjer s/D) posebno nakon značajnog poskupljenja goriva 1973. godine. Kod motora sa uzdužnim ispiranjem ovaj zahtijev povećanja omjera s/D nije predstavljao nikakve poteškoće tako da je B&W već 1976. godine izbacio na tržište novi tip L-GF kod kojega je omjer s/D povećan sa 2,0 na 2,5.

Smanjenje brzine vrtnje povećanjem stapaja u motorima s okretnim ispiranjem nije jednostavno kao kod uzdužnog ispiranja. Zrak u ovom slučaju mora prijeći dvostruko duži put nego kod uzdužnog ispiranja. Posljedica tako dugačkog puta jesu veći otpori, a i ispiranje je lošije tako da u cilindru zaostane više ispušnih plinova. Zbog toga je tvornica SULZER tek 1977. godine uspjela izraditi RL seriju sa dužim stapajem, s/D je povećan sa 1,72 na 2,11.

I njemačka tvrtka MAN koja je gradila sporokretne Diesel motore s okretnim ispiranjem uz velike napore uspjela je tek 1979. godine izbaciti na tržište dugohodni motor KSZ-C u kojem je dotadašnji omjer $s/D = 1,78$ povećan na 2,11.

Oba primjera pokazuju da se s okretnim načinom ispiranja nije moglo ići na veći omjer od

$s/D = 2,11$. Zbog toga je SULZER odlučio prijeći na konstrukciju s uzdužnim ispiranjem.

Bespoštedna borba koja se vodila sedamdesetih i osamdesetih godina 20. stoljeća izbacila je iz utrke mnoge proizvođače sporokretnih Diesel motora. Danas je svjetsko tržište podijeljeno između dva glavna proizvođača, MAN-B&W Copenhagen i WÄRTSILÄ (bivši SULZER). Uz njih se uspio održati s 5 do 10% svjetskog tržišta Mitsubishi iz Japana.

Osnovni zahtjevi koji se postavljaju u gradnji pogonskih postrojenja posljednjih godina su nepromijenjeni i zovemo ih **ukupna ekonomija**. Razlike postoje samo u prioritetima. Ukupna ekonomija znači:

1. visoka ekonomija goriva
2. pouzdanost na moru uz trajnost i niska cijena održavanja
3. niski investicijski troškovi.

Prvi zahtjev uključuje nisku specifičnu potrošnju goriva, te najbolju spregu između snage, brzine i stvarne mogućnosti teškog goriva. Činjenica je da čak s današnjom niskom cijenom teškog goriva, u udjelu troškova eksploatacije broda, gorivo učestvuje s preko 65%.

Drugi zahtjev je povećanje raspoloživosti broda s manjim brojem posade. Trend u modernoj tehnologiji gradnje broda je produženje intervala između dokovanja broda. To povlači za sobom produženje intervala između remonata pogonskih strojeva i uređaja.

Treći zahtjev odražava smanjenu zaposlenost brodova uz veoma niske vozarine. Troškovi proizvodnje motora su odlučujući u današnjoj teškoj tržišnoj utrci. Zbog toga i proizvodnja motora seli tamo gdje je i brodogradnja, u zemlje s niskom cijenom radne snage. Osim cijene samog motora od bitnog je utjecaja i cijena pripadajuće instalacije pa se moraju razmatrati zahtjevi za snagom pomoćnih strojeva, cijena postrojenja za obradu goriva i ulja za podmazivanje, cijena rashladnih uređaja, ustvari cijena kompletnog pogonskog postrojenja.

Gore navedenim zahtjevima treba pridodati potrebu za što većom snagom, te u posljednje vrijeme sve strožim zahtjevima u smanjenju emisija.

Statistike ugrađenih snaga na brodovima iznad 2 000 tDW pokazuju da su Diesel motori ekskluzivno pogonsko postrojenje za trgovačke brodove osim u rijetkim iznimkama. Od ukupno godišnje ugrađene snage 70 do 75% su sporokretni Diesel motori, dok se ostatak odnosi na srednjekretne Diesel motore.

Razlozi za ovakvu situaciju su:

- Suvremeni sporokretni i srednjekretni Diesel motori su što se tiče ekonomije goriva za slične izlazne snage po cilindru otprilike na istom nivou (gubici u reduktoru nisu uzeti u obzir), i povoljniji od brzokretnih motora i ostalih pogonskih strojeva.
- Za uobičajene brodove "dubokih mora" s dovoljno mjesta za strojarnicu, sporokretni Diesel motor daje najjednostavniji raspored propulzije bez reduktora i s minimalnim brojem cilindra.
- Najveća prednost sporokretnih Diesel motora je izuzetna pouzdanost, trajnost i sigurnost na moru, posebno kod rada na teško gorivo, što je potvrđeno dosadašnjom dugogodišnjom eksploatacijom.

Ovo su glavni razlozi zašto, gdje god je tehnički i ekonomski moguće, sporokretni Diesel motor je prvi izbor za brodski pogonski stroj.

Današnji sporokretni brodski Diesel motori su promjera od 260 do 1080 (mm) i s brzinom vrtnje od 57 do 250 (min^{-1}). Prema nekim podjelama smatra se da je područje brzina sporokretnih motora do 350, a prema drugim čak do 500 (min^{-1}).

- Srednjekretni Diesel motor ima izrazitu prednost za primjene gdje se zahtjeva niska strojnica i/ili ugradnja više pogonskih strojeva.

3.1.1 Sporokretni MAN-B&W Diesel motori

Zadnjih dvadesetak godina najveći svjetski proizvođač sporokretnih Diesel motora je tvrtka MAN-B&W. Kada je tvornica motora B&W zapala u financijske teškoće pritekla je u pomoć tvornica MAN preuzevši 1979. godine 49% akcija, a godinu dana kasnije većinu akcija tvornice B&W. Kako su konstrukcije sporokretnih Diesel motora B&W bile daleko kvalitetnije, MAN je napustio vlastitu proizvodnju sporokretnih Diesel motora pa će se razmatrati samo B&W konstrukcije.

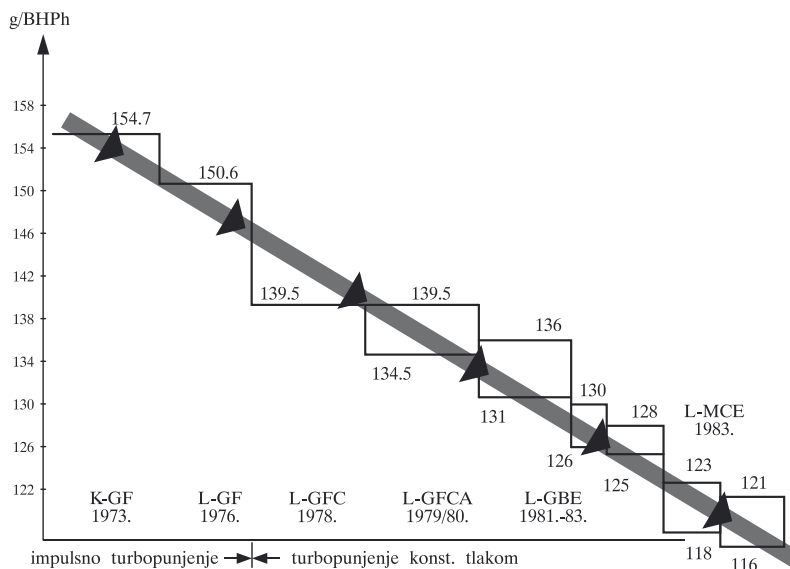
- 1963. godine B&W proizvodi VT 2 BF motore promjera 620, 740 i 840(mm) sa omjerom stapaj/promjer od 2,1 do 2,3 i pri $p_{me} = 8,6(\text{kg/cm}^2)$.
- 1968. godine pojavila se poboljšana konstrukcija KEF motora sa istim stapajem i promjerom ali uz povećanje $p_{me} = 9,6(\text{kg/cm}^2)$.

Tablica 3.1 Karakteristike motora 12 KGF90 i 12 L90MC, [1]

		1975	1982
Model		12 KGF 90	12L 90 MC
Promjer	(mm)	900	900
Stapaj	(mm)	1800	2916
stapaj/promjer	-	2,0	3,24
Brzina vrtnje	min-1	114	78
Snaga po cilindru	HP/cil.	3410	5310
Stapna brzina	m/s	6,6	7,79
Maksimalni tlak	bar	88	125
Srednji efektivni tlak	bar	11,6	16,2
Spec. potrošnja goriva (bez TCS u L1)	g/HP/h	152	126
Težina	t	1135	1945,7
Omjer težine i snage	kg/HP	27,74	30,5
Dužina	m	22,52	23,55

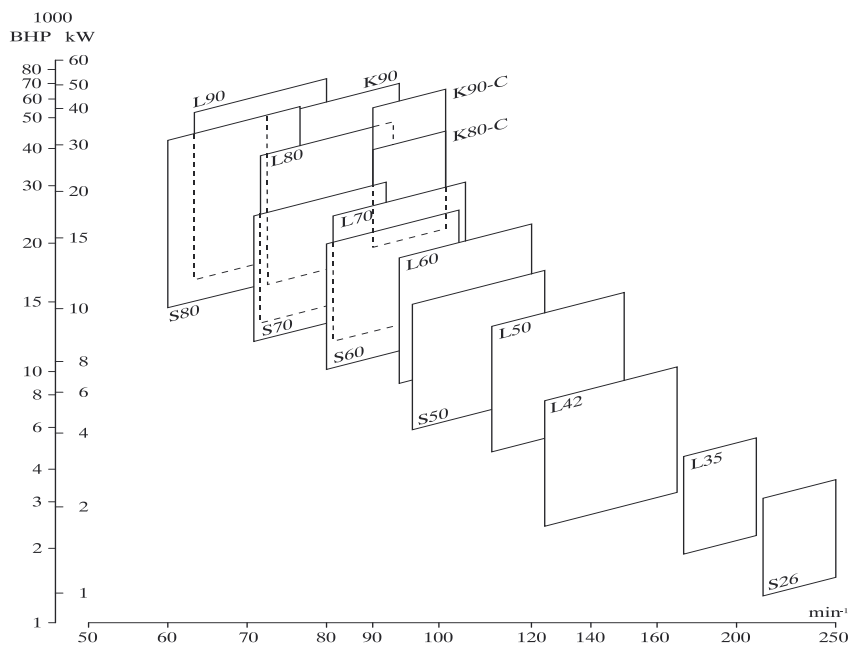
- 1973. godine uveden je KGF motor sa mnogim konstrukcijskim izmjenama. Ispušni ventil tipičan za B&W konstrukcije se hidraulički pokreće. Sjedište ventila se izrađuje od navarenog stelita. Prednabijanje se izvodilo pomoću impulsnog turbopuhala, a također je postojalo i pomoćno puhalo električki pokretano. Karakteristike 12 KGF 90 motora proizvedenog 1975. godine prikazane su u usporednoj tablici 3.1 zajedno sa karakteristikama motora 12L 90 MC.
- 1978. godine proizveden je tip motora koji se bitno razlikovao od prethodnog. To je LGF motor sa 22% većim stapajem tako da je $s/D = 2,4$. Ovaj motor je prednabijen turbopuhalom konstantnog tlaka, također i s elektro pokretanim pomoćnim puhalom.

Višegodišnjim usavršavanjem karakteristike su mu stalno poboljšavane. Tlak prednabijanja je $3,1 \text{ kg/cm}^2$ pa mu je snaga porasla gotovo 50% na 4575 HP/cil., b_{mep} se povećao za 35% na 15 kg/cm^2 , a specifična potrošnja smanjena je za 16% na 128 (g/HP/h), slika 3.1..

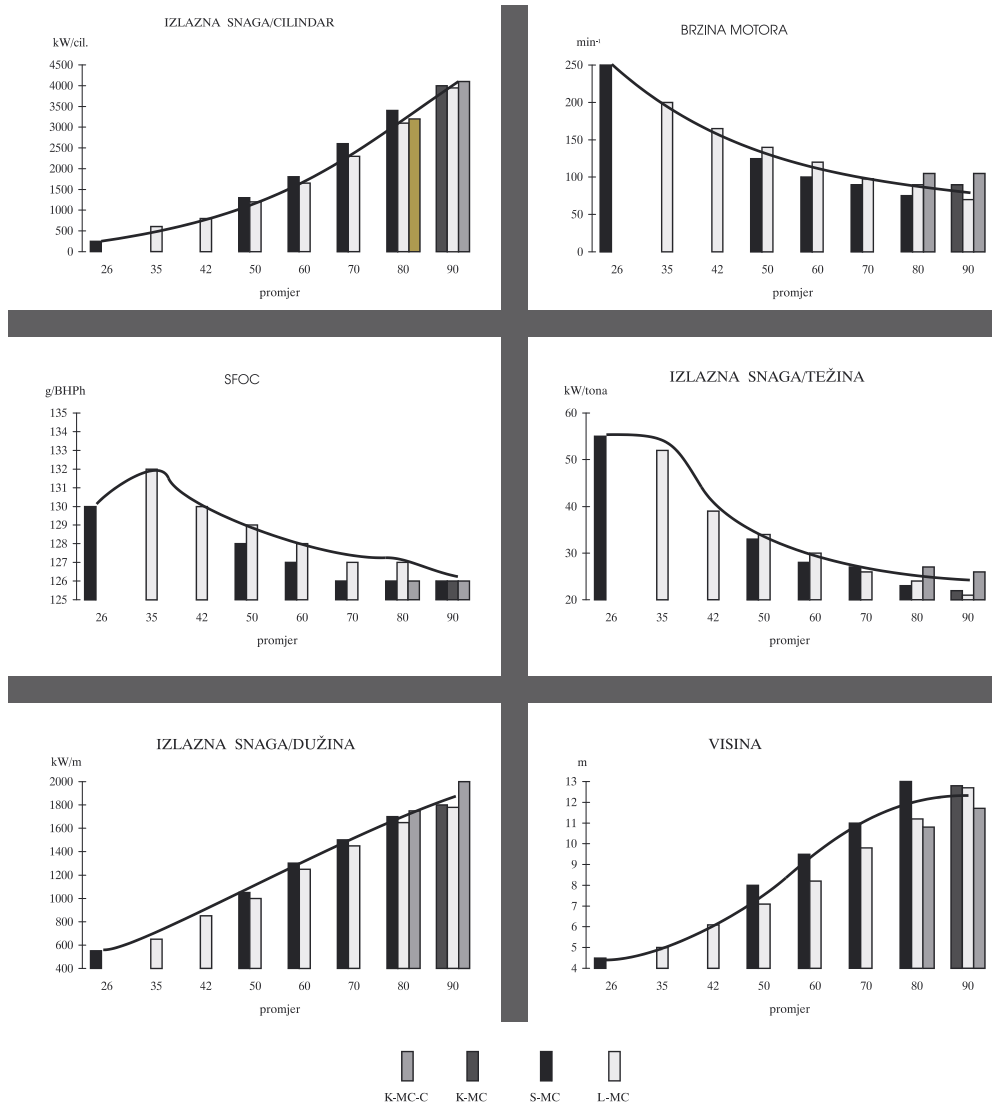


Slika 3.1. Specifični potrošak goriva (motor promjera cilindra 90 cm) [1]

Proizvodni program MAN-B&W 1992. godine prikazuje Slika 3.2.

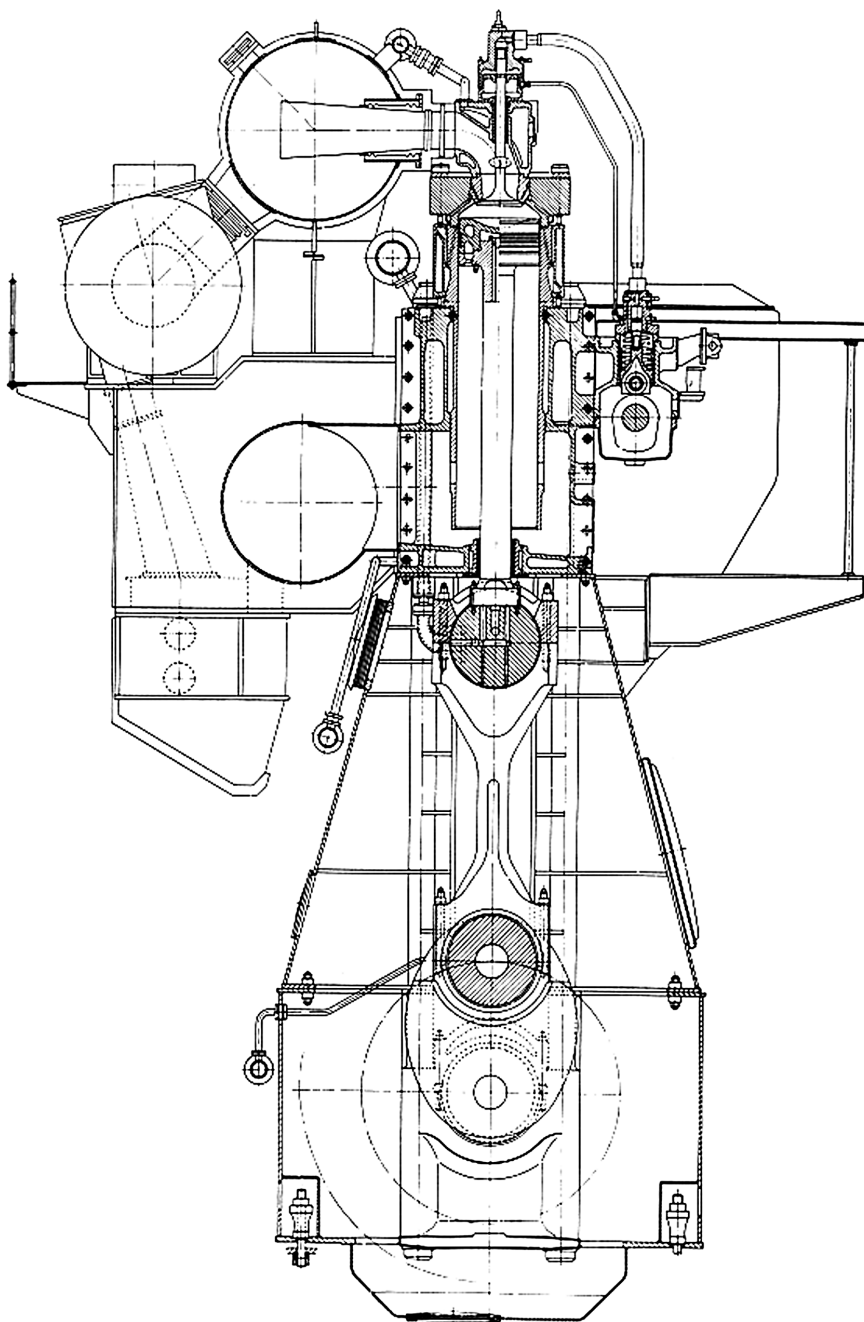


Slika 3.2. MC program dvotaktnih motora tvrtke MAN-B&W u $P-n$ dijagramu, [1]

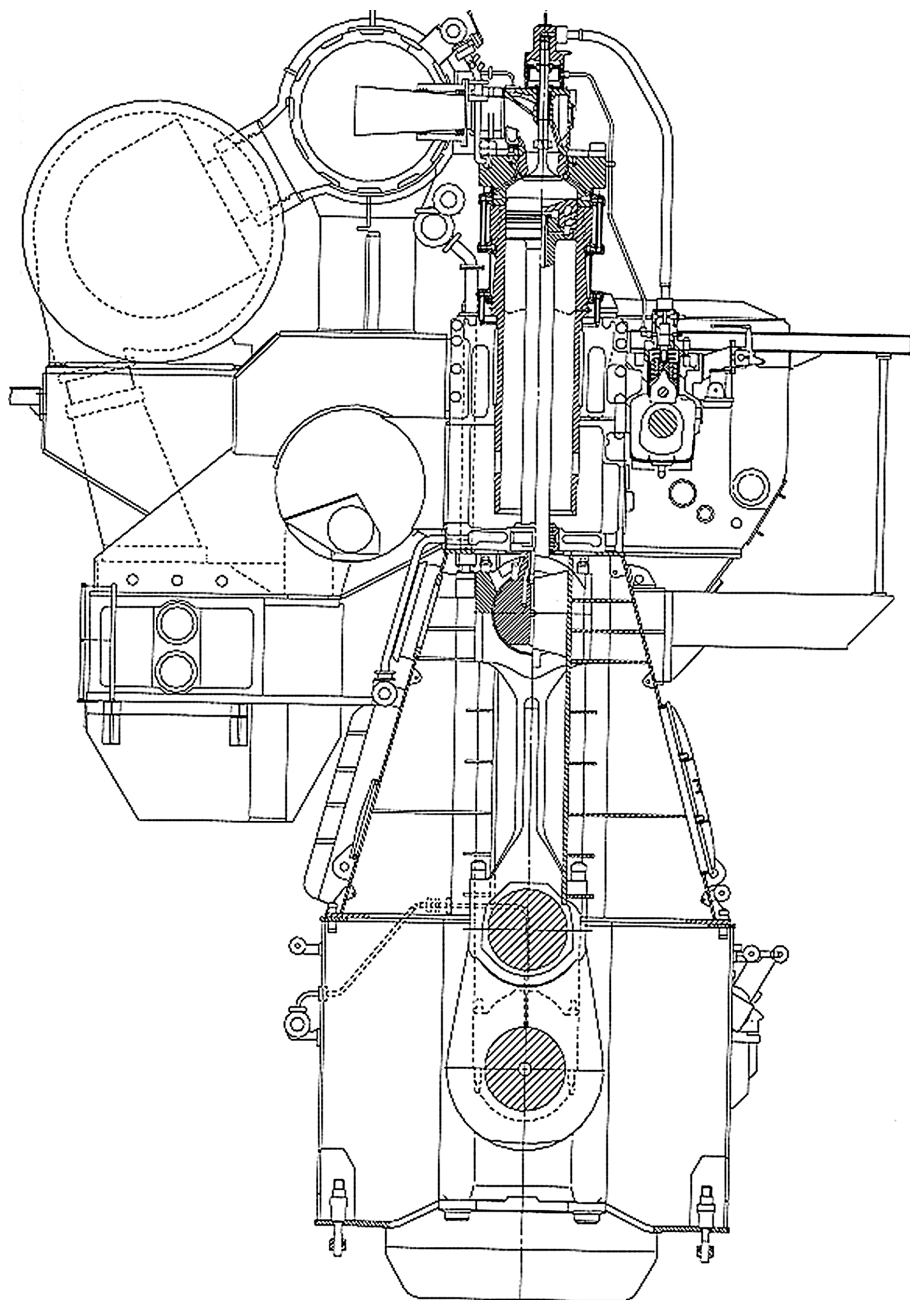


Slika 3.3. Osnovne karakteristike obitelji MC motora, [1]

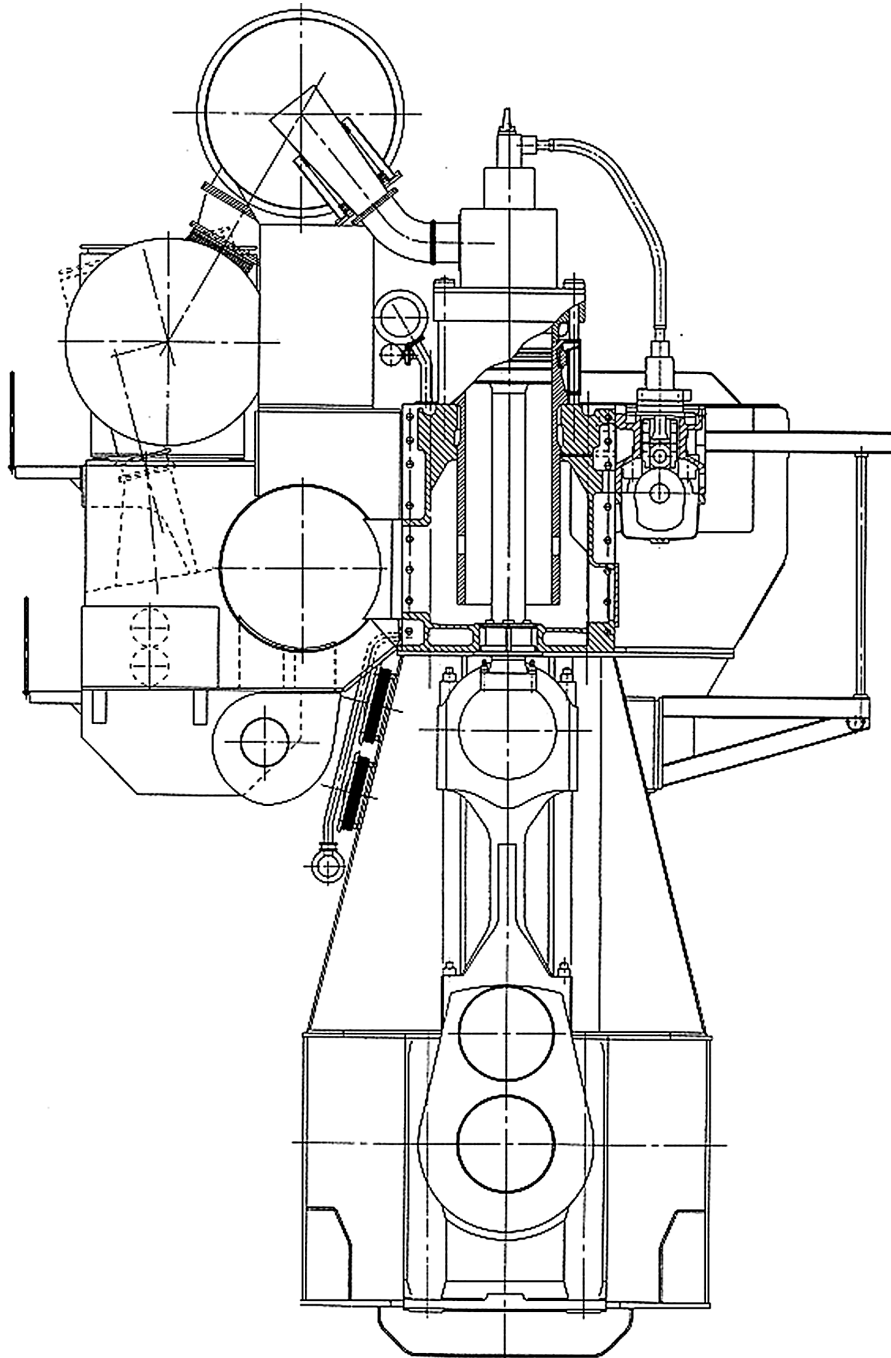
- Konačno 1982. godine uvode se L-MC motori, a potom 1985. godine i S-MC motori super dugog stapaja, čak do $s/D = 3,82$ uz srednju stapnu brzinu do 8,0 (m/s). U isto vrijeme je uvedena i verzija kratkog stapaja K-MC motori s omjerom $s/D = 2,55$ i srednjom stapnom brzinom također 8,0 (m/s).



Slika 3.4. Poprečni presjek L90MC - L90MCE motora firme MAN-B&W [1]



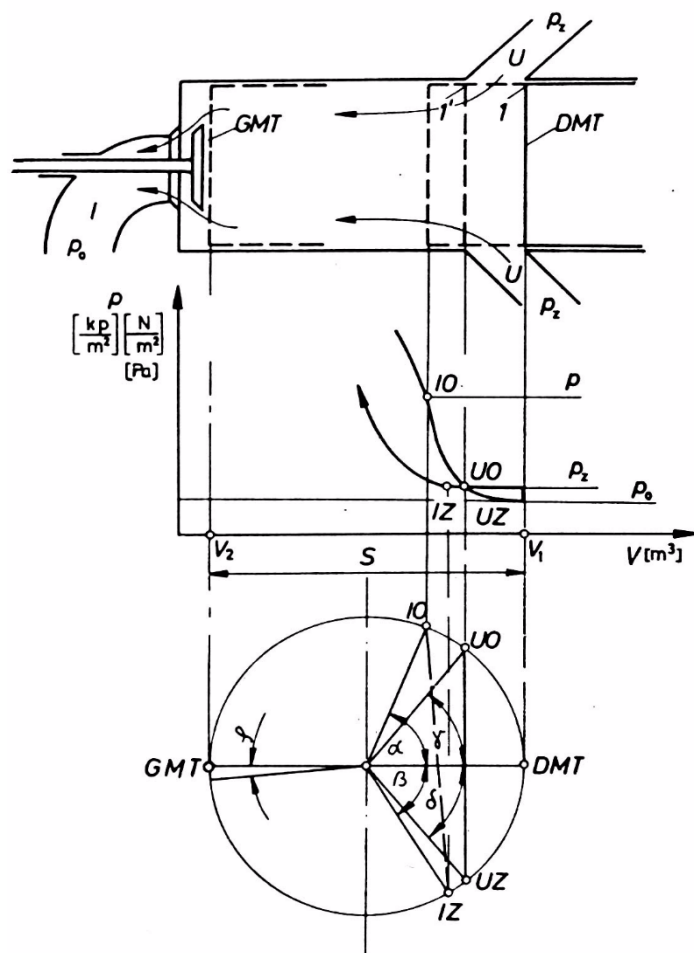
Slika 3.5. Poprečni presjek S70MC - S70MCE motora firme MAN-B&W [1]



Slika 3.6. Poprečni presjek K80MC-C motora firme MAN-B&W [1]

Kod dvotaktnih Diesel motora izmjena plinova mora se obaviti djelomično pri kraju ekspanzije, a djelomično početkom kompresije. Mjereći u stupnjevima koljenastog vratila, za taj proces stoji na raspolaganju kut od 130-150 ($^{\circ}$ KV). Kod razmatranih motora ispušni ventil nalazi se u glavi cilindra. Otvaranje je u točki IO (Sl. 3.7.). Plinovi na izlazu iz cilindra imaju tlačni val koji se širi brzinom od oko 500(m/s). Zbog ispuha tlak p u cilindru naglo pada sve do tlaka nižeg od tlaka zraka za ispiranje. U točki 1' započinje ispiranje i ispirni zrak pod tlakom p_z ulazi u cilindarski prostor (točka UO = usis otvoren na indikatorskom dijagramu). Svježi radni

medij struji u cilindar u vrtlogu u kojem ispušni plinovi istječu kroz ispušni ventil. Zbog geometrijski istosmjernog strujanja ispušnih plinova i zraka kroz cilindar takav se sustav ispiranja naziva uzdužnim. Plin se istiskuje ispirnim zrakom, te dolazi do miješanja ispušnih plinova s svježim radnim medijem.



Slika 3.7. Razvodni i indicirani dijagram proučavanog dvotaktnog Diesel motora, [8]

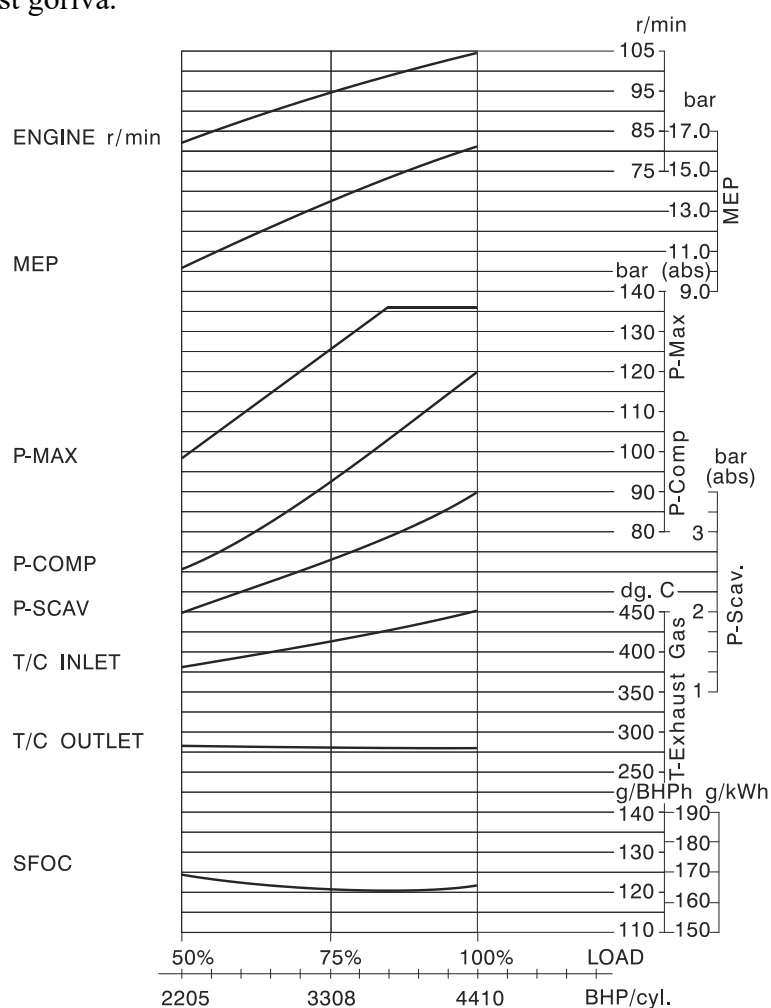
Otvore za ulaz zraka otvara stap u točki UO pri kutu γ prije donje mrtve točke. Kad stap prijeđe DMT, kanali se ponovo zatvore, a pri tom koljeno prijeđe kut $\delta = \gamma$. Time čelo stapa ponovo dođe u točku I' te zatvara usisne otvore u točki UZ (usis zatvoren).

Za vrijeme razmjerno sumi kutova $\gamma + \delta$ svježi radni medij struji kroz cilindar i istiskuje zaostale ispušne plinove. Tlak ispirnog zraka p_z je veći od tlaka u cilindru p_c , te će kroz ispušni ventil u okolinu izaći nešto ispirnog zraka, a zbog miješanja s ispirnim zrakom, dio ispušnih plinova iz ranijeg procesa ostat će u cilindru.

Za kvalitetu izgaranja u Diesel motorima odlučujuće je stvaranje dobre smjese zraka i goriva. Smjesa se u Diesel motoru stvara u unutrašnjosti cilindra. Proces stvaranja smjese obavlja se većim dijelom pri ubrizgavanju goriva, a nastavlja se tijekom procesa izgaranja. Za stvaranje smjese i za izgaranje kod sporokretnog dvotaktnog Diesel motora je na raspolaganju vrijeme od 0,05 s. Proces ubrizgavanja i izgaranja ima sljedeći redoslijed:

1. Ulazak mlaza kroz rasprskac u prostor izgaranja
2. Raspad mlaza u kapljici
3. Raspad većih kapljica u manje
4. Pregrijavanje kapljica (konvekcija i zračenje)
5. Isparavanje kapljica
6. Miješanje para goriva s okolnim zrakom (stvaranje gorive smjese)
7. Početak pripremnih kemijskih reakcija koje dovode do samopaljenja
8. Istovremeno paljenje gorive smjese na više mjesta
9. Nastavak isparavanja kapljica i izgaranje oko kapljica pri čemu brzina izgaranja ovisi samo o brzini isparavanja kapljica – Difuzijsko izgaranje
10. Nastanak čađe prilikom izgaranja u području blizu kapljice (zbog malog pretička zraka i visoke temperature)
11. Pad temperature i usporavanje reakcija zbog ekspanzije u cilindru
12. Dok je temperatura još dovoljno visoka, potrebno je da čestice čađe nađu svog reaktanta (kisik) za završetak reakcije izgaranja.

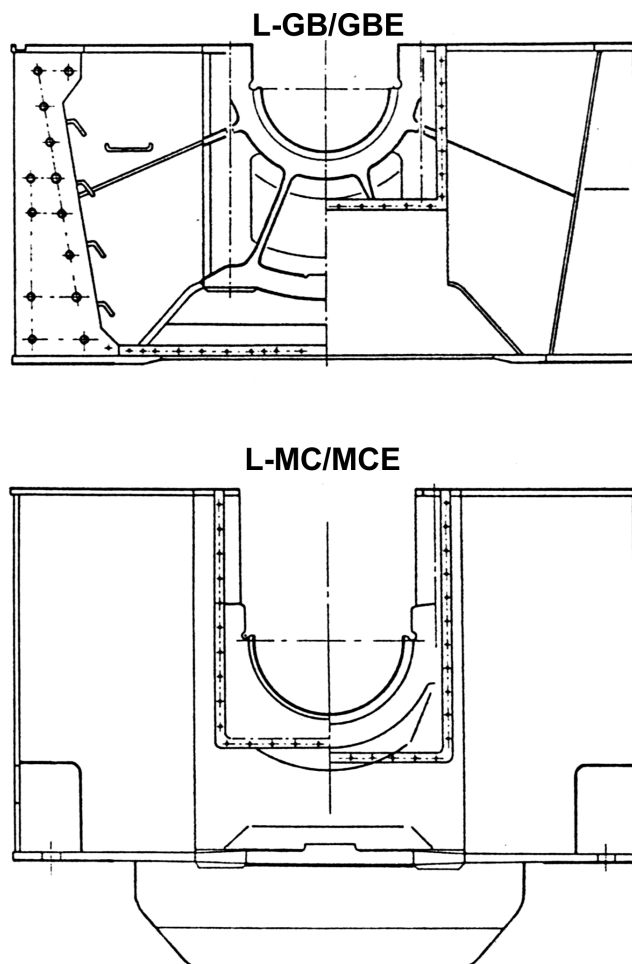
Faze od 1-8 predstavljaju zakašnjelo paljenje. Razmatranjem navedenih faza dobivaju se odrednice optimalnog procesa, uz što manje štetnih komponenti u ispušnim emisijama i uz što bolju iskoristivost goriva.



Slika 3.8. Dijagram glavnih parametara K80MC-C motora bez TCS [1]

3.1.2 Konstrukcijske karakteristike MC serije

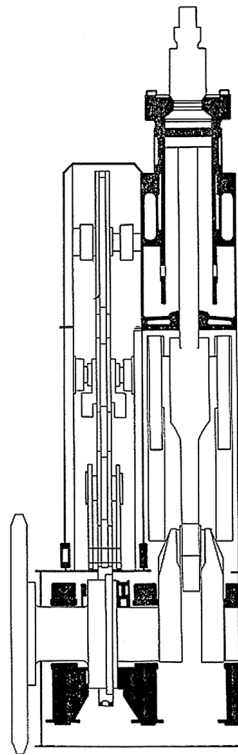
Temeljna ploča - potpuno je zavarena, a sastoji se od jednostrukih uzdužnih i poprečnih nosača. Radi smanjenja ukupne dužine motora, lančani pogon razvodne osovine uključen je u prostor (dužinu) odzivnog ležaja koji je u sastavu temeljne ploče. Na taj način smanjena je dužina motora za razmak jednog cilindra.



Slika 3.9. Temeljna ploča [1]

Lančanik se nalazi zajedno s odzivnim ležajem na zadnjem kraju motora s 4,5 i 6 cilindara, ili između 4 i 5 cilindra kod motora sa 7 ili 8 cilindara. Za motore s 10 cilindara smješten je između 5 i 6, a za motore s 9, 11 i 12 cilindara između 6 i 7 cilindra.

Tava za ulje izrađena iz čeličnog lima i integrirana u temeljnu ploču sakuplja povratno ulje za podmazivanje i hlađenje. Na njoj se nalazi određeni broj drenažnih otvora prekrivenih rešetkom.



Slika 3.10. Lančani pogon [1]

Ležajevi motora - svi ležajevi motora su na bazi bijele kovine iako je p_{\max} iznad 130 (bar). Ležajevi na bazi bijele kovine su manje osjetljivi od Al-Sn ležajeva koje koriste drugi proizvođači.

Odrivni ležaj je B&W-Michell tipa i sastoji se od odrivnog prstena na koljenastom vratilu, nosača ležaja i segmenata od ljevanog željeza s bijelom kovinom. Odrivni ležaj se podmazuje preko glavnog sustava ulja za podmazivanje.

Odrivna osovina je sastavni dio koljenaste osovine. Poriv propelera se prenosi preko odrivnog prstena, segmenata i temeljne ploče na ležajeve motora i krajnje upore.

Stalak motora je zavarene konstrukcije i podijeljen u sekcije odgovarajuće veličine ovisno o proizvodnim mogućnostima tvornice. Na strani ispuha nalazi se prekotlačni ventil i otvor za pregled svakog cilindra, dok se na strani razvodne osovine nalaze ovješena vrata svakog cilindra. Pritezni vijci koji se stežu hidraulički, spajaju temeljnu ploču, stalak i cilindar u jednu cjelinu.

Cilindarski blok sastoji se od jednog ili više cilindara. Zajedno s košuljicom tvore prostor zraka za ispiranje i prostor vode za hlađenje. Kod lančastog razvoda gornji dio kućišta lančanog kola pričvršćen je na blok cilindra. Cijevi priteznih vijaka i dvostruko dno prostora zraka za ispiranje oplakivani su rashladnom vodom. Na strani razvodne osovine na cilindarskom bloku nalaze se poklopci kroz koje se vrši čišćenje zraka za ispiranje, i pregled otvora za ispiranje.

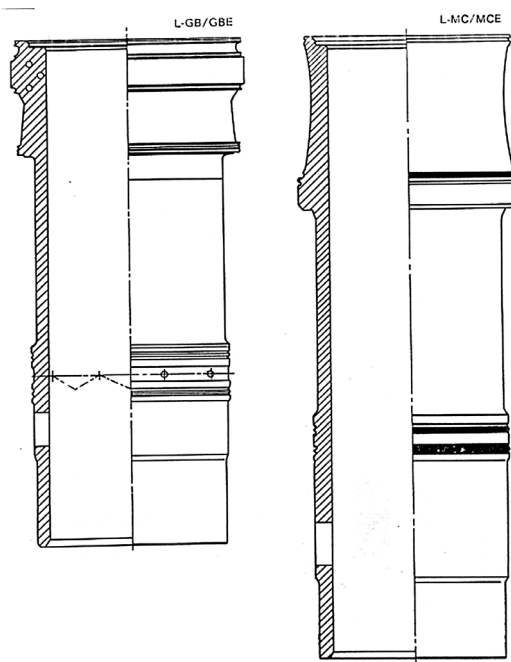
Na vrhu cilindarskog bloka pričvršćen je ulaz teleskopske cijevi kojom se dovodi ulje za hlađenje i podmazivanje.

Na dnu bloka cilindra nalazi se umetak u kojemu su brtve zraka za ispiranje (sprječavaju prolaz zraka u karter), i strugači ulja sa stapajice (sprječavaju dovod ulja iz kućišta u prostor zraka za ispiranje i obratno).

Košuljica cilindra je umetnuta u stalak cilindra s nisko postavljenom prirubnicom. Gornji dio košuljice okružen je rashladnom vodom. Na donjem dijelu košuljice nalaze se otvori zraka za ispiranje, a također su i probušene rupe za dovod ulja za podmazivanje cilindra.

Materijal košuljice je sivi lijev legiran s boronom. Materijal košuljice mora biti usklađen s materijalom stapnih prstenova.

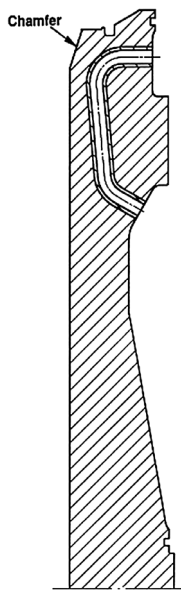
Gornji dio košuljice, tj. prostor između cilindarskog poklopca i bloka cilindra omeđen je rashladnim plaštem ili rashladnim okučjem.



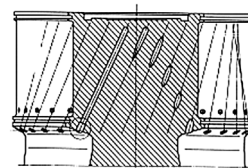
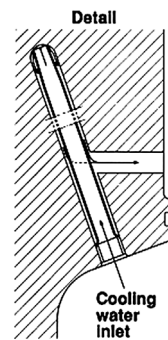
Slika 3.11. Košuljice cilindra, [1]

Kod MC motora velikih promjera, od L60 MC naviše, u cilju poboljšanja hlađenja gornjeg dijela košuljice cilindra koji je toplinski najopterećeniji dio, umetnute su cijevi za hlađenje kao što je prikazano na slici 3.12. Međutim, prilikom lijevanja košuljice često nije dolazilo do dobre povezanosti košuljice iz ljevanog željeza i rashladnih cijevi izrađenih iz čelika, što je uzrokovalo pojavu pukotina. Zbog toga se prišlo bušenju provrta i hlađenju na način prikazan u slici 3.13.

Ovakva izvedba predstavlja standardnu izvedbu košuljice velikog promjera, mada je izgleda riješen i problem lijevanja sa umetnutim čeličnim cijevima.



Slika 3.12. Košuljica cilindra s uljevenim čeličnim cijevima

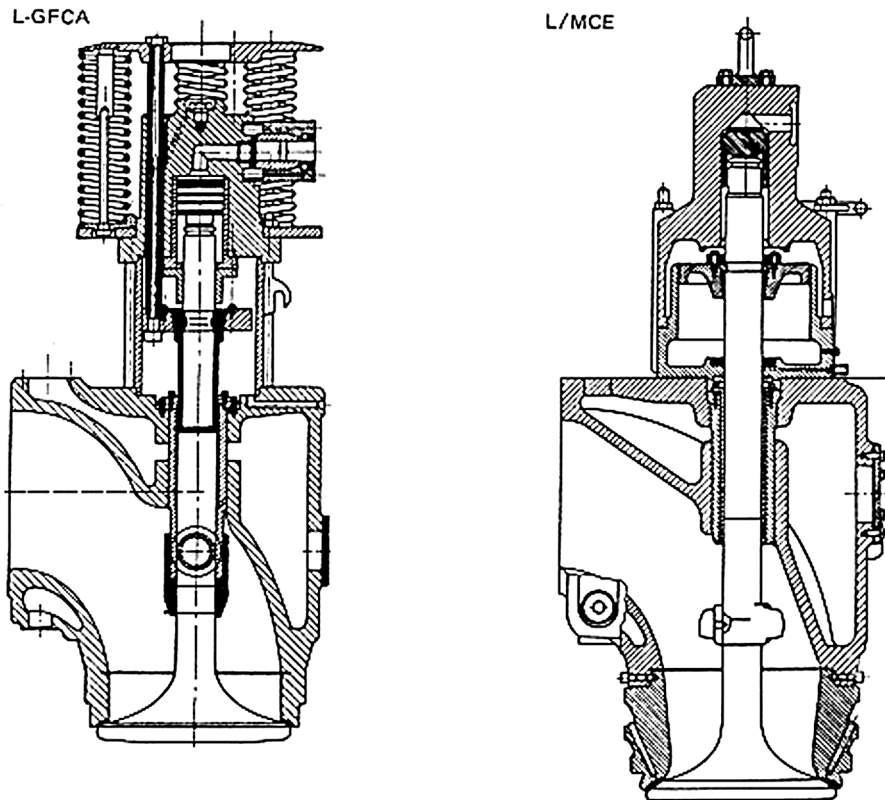


Slika 3.13. Košuljica cilindra s izbušenim provrtima za hlađenje gornjeg dijela

Poklopac cilindra izrađen iz jednog komada i u sebi ima prolaze kojima struji rashladna voda. U centralnom dijelu smješten je ispušni ventil sa ispušnim kanalom. U poklopcu cilindra smješteni su još ventil goriva, sigurnosni ventil, uputni ventil i indikatorski pipac (za smještaj indikatorskog uređaja). Poklopac cilindra pričvršćen je vijcima za blok cilindra.

Ispušni ventil ima karakteristike ventila koji su korišteni na L-GB motorima. U cilju povećanja trajnosti ventila, te produženja na godinu dana od pregleda do pregleda primjenjuje se:

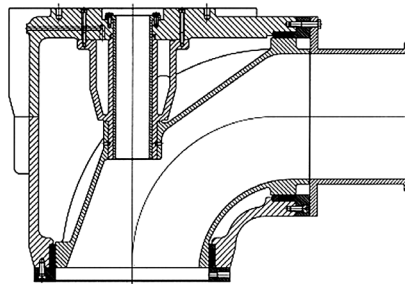
- okretanje ventila impulsom ispušnih plinova prilikom otvaranja ventila. - posebno strujno oblikovano sjedište i kanal -hlađenje sjedišta ventila vodom
- šira kontaktna ploha vretena i sjedišta uz novu međusobnu geometriju kontakta, te deblji navareni brtveni sloj.
- mehaničke opruge zamijenjene su pneumatskim cilindrom, što se već ugrađivalo na predhodnim L-GB motorima.



Slika 3.14. Ispušni ventil, [1]

U nekim slučajevima, uslijed preblizu ubrizganog goriva, i/ili slabljenja performanci rashladnika zraka, uslijed povećanja tlaka ispušnog sustava, itd. može doći do izgaranja donjeg dijela ispušnog ventila. Mada ovo izgaranje ne utječe na rad motora, kao što je to slučaj kod izgaranja sjedišta ventila, kod motora 60 MC i većih, donja površina ventila zaštićuje se slojem materijala otpornog na visoke temperature. Također, kod K-motora, i motora s Turbo Compound System-om vreteno ventila izrađuje se od Nimonic-a radi zaštite od visoke temperature, a i visokotemperaturne korozije.

Hladna korozija nastaje uslijed preniske temperature ispušnih plinova pa oksidi sumpora tvore sa vodenom parom sumpornu ili sumporastu kiselinu. Zbog toga je potrebno spriječiti prenisku temperaturu u ispušnom kanalu koja se javlja u nekim režimima rada. Uvođenjem by-pass-a rashladne vode održava se dovoljno visoka temperatura ispušnog kanala. Novije konstrukcije, kao što su K90 MC-C umjesto by-pass-a imaju kućište ispušnog ventila izvedeno kao "vruću cijev". Kod ovakve konstrukcije hladi se samo vodilica vretena ispušnog ventila, jer se time hladi ispušni ventil, dok ispušnu cijev ne treba hladiti.

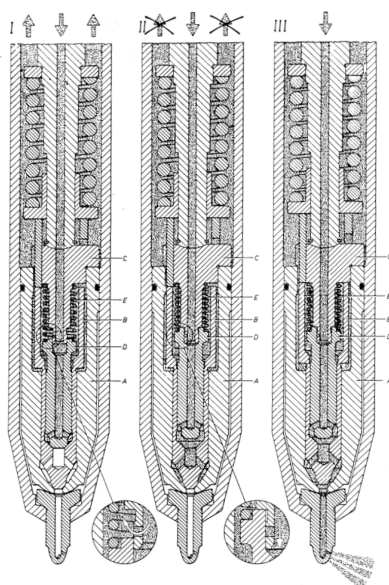


Slika 3.15. Kućište "vruće ispušne cijevi" motora K90 MC-C

Na svakom cilindarskom poklopcu nalaze se ovisno o promjeru cilindra jedan ili dva ventila goriva, jedan ili dva ventila za upućivanje motora, jedan sigurnosni ventil i jedan indikatorski ventil. Otvaranje ventila goriva postiže se tlakom goriva, a ventil se zatvara pod djelovanjem opruge. Ukoliko su ugrađena dva ventila za ubrizgavanje goriva postavljena su dijametralno suprotno. Svaki od njih ima 4 ili 5 sapnica za gorivo promjera od 0,50 pa do 1,80 (mm) usmjerene pod različitim kutovima, kako bi kapljice goriva što bolje ispunile prostor izgaranja.

Ventil goriva. Posljednjih petnaestak godina B&W izrađuje nehladenje ventila goriva s cirkulacijom goriva kroz ventil. Moguć je rad s teškim gorivom do viskoziteta 700 (cSt) u svim uvjetima rada motora i svim opterećenjima.

Ventil za startanje otvara se kontrolnim zrakom iz razdjelnika startnog zraka, a zatvara pod pritiskom opruge. Sigurnosni ventil je pod djelovanjem opruge.

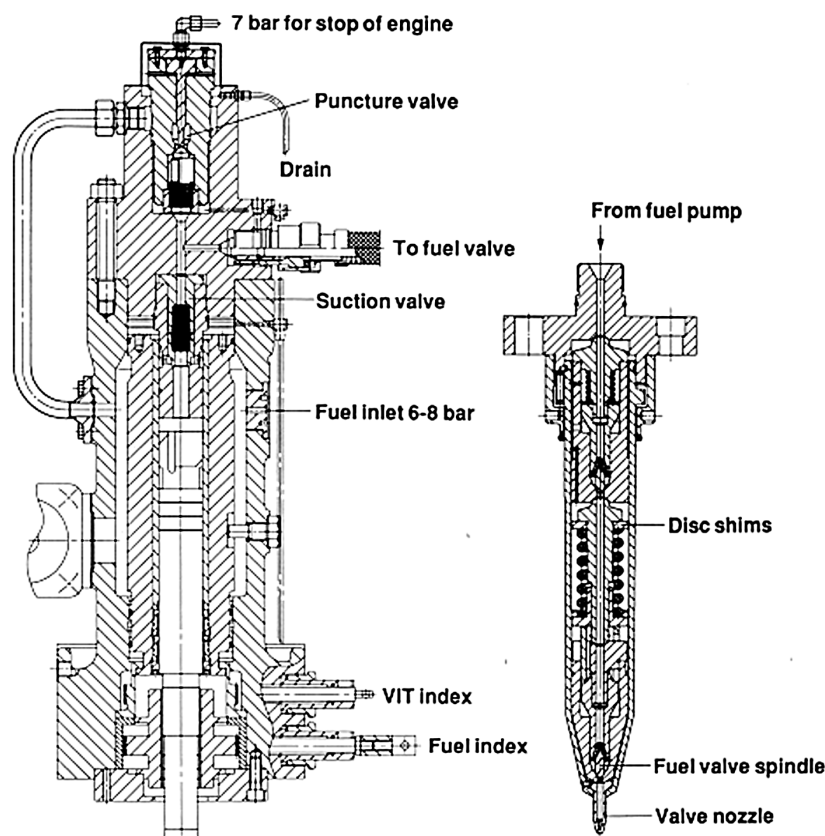


Slika 3.16. Ventil goriva sporokretnih B&W motora, [1]

Pumpe goriva su izrađene za svaki cilindar posebno, i pogonjene su razvodnom osovinom. Regulacija dobave vrši se zakretanjem klipa. MAN-B&W je uveo VIT sustav (variable injection timing). Time se u širokom području opterećenja postiže maksimalni tlak izgaranja što povećava efikasnost pri nižim opterećenjima. Ovo se postiže mehanizmom koji automatski podešava početak ubrizgavanja, tako da se maksimalni tlak održava dok se opterećenje motora smanjuje sa 100% na određenu vrijednost djelomičnog opterećenja koje se naziva točka prekida.

Kod VIT sustava klip pumpe goriva nije profiliran, tj. nema dodatni kosi utor za regulaciju početka ubrizgavanja, već se početak ubrizgavanja goriva slobodno određuje mijenjanjem vertikalnog položaja cilindra pumpe, čime se točka prekida može u potpunosti podešavati. Cilindar pumpe u odnosu na klip pomiče se gore dolje pomoću ozubljene letve i zupčanika u kombinaciji s dvostrukim navojem.

Podešavanje rada ove pumpe vrši se preko dvije zupčaste letve (poz. 1 i poz. 2) Slika 3.18. Gornjom podešavamo početak ubrizgavanja goriva, a donjom kontroliramo potisnutu količinu goriva.



Slika 3.17. VIT sustav LMC motora, [2]

Između dva donja brtvena prstena cilindra u kućištu se nalazi utor koji prima svo gorivo koje procuri (poz. 3), a koje se naknadno ispušta kroz priključnu cijev.

Na strani kućišta pumpe montirana je vodilica da bi se pokretni cilindar pumpe (poz. 4) vodio vertikalno. Na vrhu je kućište pumpe zatvoreno poklopcem (poz. 5) koji je pričvršćen vijcima i maticama.

Na donjoj strani tog poklopca nalazi se potisni ventil (poz. 6) koji također služi kao vodilica za cilindar pumpe.

U utorima cilindra su postavljena tri brtvena prstena da bi se postiglo brtvljenje između cilindara i kućišta.

Cilindar pumpe ima donji dio s navojima, koji je preko zupčanika spojen s zupčastom VIT letvom. Kada se mijenja položaj letve tj. kada se mijenja VIT indeks, mijenja se i položaj pokretnog cilindra pumpe u odnosu na klip.

Cilindar ima dva otvora, kroz koje ulazi gorivo, a bivaju pokriveni i otkriveni za vrijeme putovanja klipa unutar cilindra. Mijenjanjem položaja cilindra u odnosu na klip, mijenja se i položaj otvora kroz koje ulazi gorivo, te na taj način se podešava početak ubrizgavanja goriva.

Količinu ubrizganog goriva reguliramo zakretom klipa, koji ima utor kojim se određuje završetak ubrizgavanja, a time i trajanje ubrizgavanja. Gorivo se dovodi kroz prirubnički spoj sa strane kućišta pumpe.

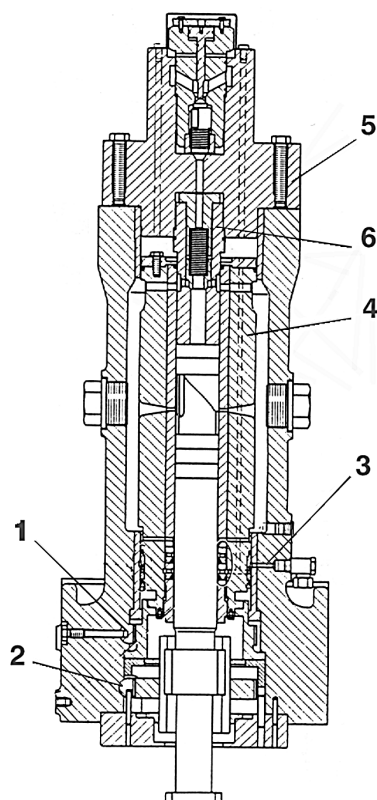
Regulacijska osovina preko koje se dobiva signal od regulatora brzine vrtnje ili ručne komande okreće se u dnu kućišta pumpe. Sa vanjske strane ona ima nazubljeni rub koji zahvaća u donju ozubljenju letvu, a preko upravljačkog pneumatskog sustava djeluje se na gornju

ozublenu letvu. Nazubljeni rub i ozubljena letva označeni su utisnutim oznakama da bi se dijelovi nakon demontaže opet pravilno namjestili.

Postoji i cijevni spoj za cirkulaciju toplog goriva kroz pumpu, omogućujući joj da se ugrije prije upućivanja u rad, i da ostane topla kada se motor zaustavi. Gorivo se dovodi kroz cijev sa strane kućišta pumpe, preko primarne pumpe za dobavu goriva, te tako cilindar ostaje ravnomjerno zagrijan. Tlak dobavne pumpe je 10 (bar). Pod tim tlakom gorivo prolazi kroz usisni otvor držeći opružni ventil otvorenim za protok goriva kroz ubrizgač. Kad klip pumpe počne tlačni hod, zatvaraju se otvori u cilindru te dolazi do izjednačavanja tlaka u usisnom i tlačnom dijelu cilindra. Uslijed djelovanja sile opruge zatvara se opružni ventil i povećava se tlak goriva do tlaka potrebnog za ubrizgavanje.

Početak ubrizgavanja se regulira vertikalnim položajem otvora u cilindru. Ubrižgavanje traje sve dok stijenke klipa zatvaraju dva glodana utora za dovod i odvod goriva.

Kod povratnog hoda klipa dolazi do pada tlaka u tlačnom dijelu cilindra ispod tlaka napajanja, te se time omogućuje cirkulacija goriva.



Slika 3.18. VIT pumpa goriva, [2]

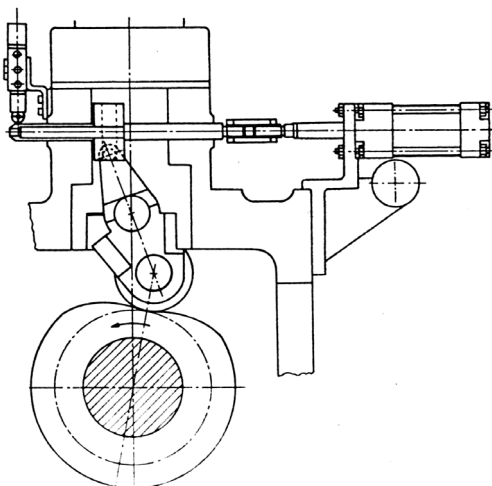
Razvodna osovina aktivira visokotlačnu pumpu goriva i ispušne ventile. Brjegovi su nabijeni na osovini i mogu se pojedinačno podesiti visokim tlakom ulja. Kao i kod ranijih izvedbi MC motori koriste lanac za pokretanje razvodne osovine čija dobra strana je neosjetljivost na nečistoće.

Razvodna osovina se radi u sekcijama za jedan ili dva cilindra. Svaka pojedina sekcija sastoji se od osovinskog dijela s brjegovima za ispuh i gorivo, i spojnih dijelova.

Brjegovi su izrađeni iz čelika zakaljene površine a mogu se podešavati ili rastavljati hidraulički.

Ležajevi razvodne osovine su snabdijeveni tankostijenim čeličnim ljuskama presvučenim bijelom kovinom.

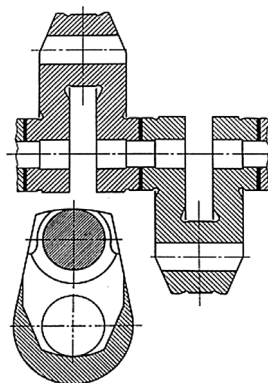
Prekret motora. Prelaskom na motore sa turbonabijanjem pri konstantnom tlaku, brijeg ispušnog ventila postao je simetričan obzirom na DMT za oba smjera vrtnje. Zbog toga je prekret ispušnog brijega postao suvišan, a time i prekret cijele razvodne osovine. Prekret goriva se izvodi veoma jednostavno za svaki cilindar posebno. Međukotačić između brijega i vodilice pomiče se pneumatskim cilindrom u dva položaja: naprijed ili krmom, i radom motora je samokočan.



Slika 3.19. Vodilica kotačića s prekretnim mehanizmom, [2]

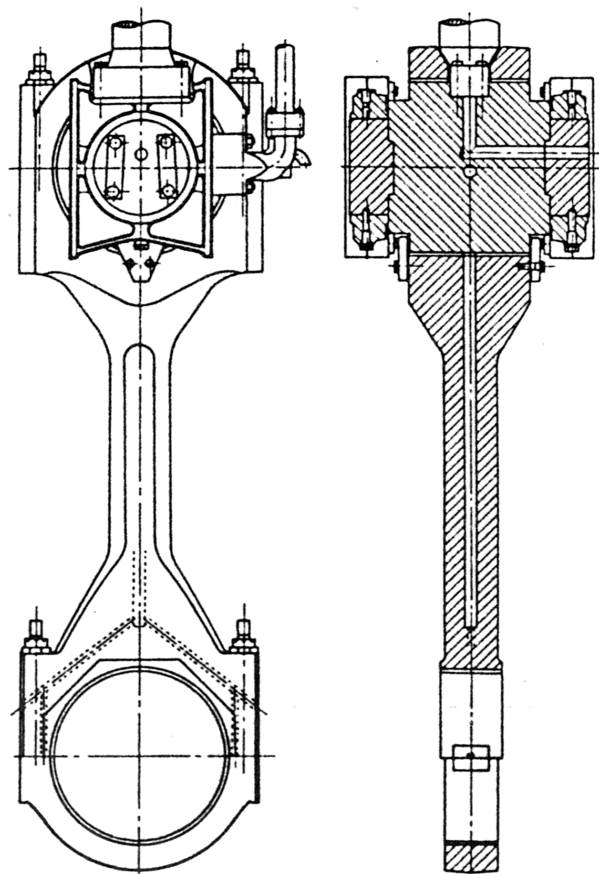
Koljenasta osovina može biti izvedena kao polusastavljena ili zavarena. Zavarena koljenasta osovina veliki je napredak u izradi koljenastih osovina. Osovina je izrađena iz kovanih koljena međusobno zavarenih u zaštitnoj atmosferi na polovici dužine temeljnog osnjaka. Na taj način, u usporedbi s klasičnim polusastavljenim osovina, težina koljenastih vratila se smanji za čak 37% što je tehnološka prednost jer se na taj način omogućava gradnja takvih motora koje inače zbog nosivosti dizalica nije moguće graditi.

Koljenasta osovina uključuje i dio osovine s odzivnim prstenom. Na zadnjem kraju nalazi se prirubnica za zamašnjak i za spajanje s međuosovinom. Ovaj zamašnjak (na zadnjem kraju motora) ima na sebi zupčanik koji služi za okretanje motora elektromotorom, kada je van pogona. Ovaj zamašnjak ima masu koja se može povećati ukoliko proračun vibracija pokaže potrebnim. Na prednjoj strani nalazi se prirubnica za spajanje pramčanog (prednjeg) zamašnjaka i protu utega radi balansiranja koljenastog vratila u slučaju potrebe. Ova prirubnica se može koristiti i za osovinski generator.



Slika 3.20. Zavarena koljenasta osovina L-MC motora, [2]

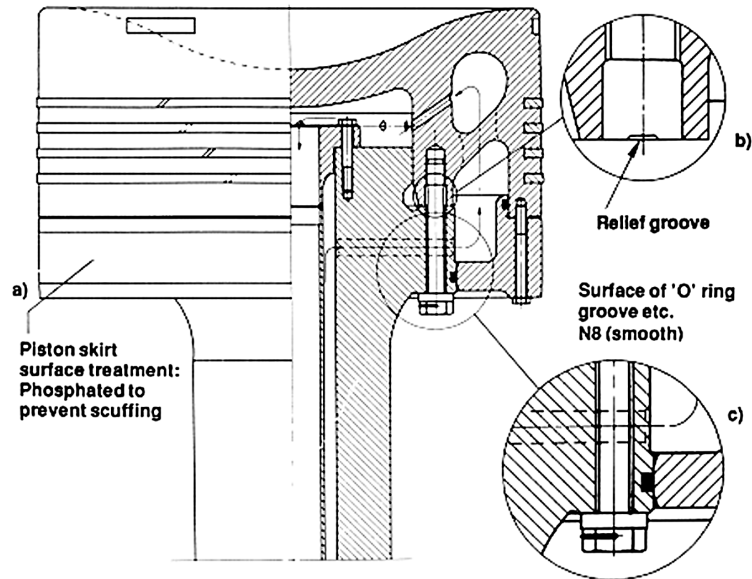
Ojnica je izgrađena od tijela koje sadrži gornji dio kućišta ojničkog ležaja i donji dio ležaja križne glave. Ovo smanjuje kako tehnološko vrijeme izrade tako i vrijeme montaže, te omogućuje bolju pozicijsku točnost ležajeva. Za razliku od prethodnih motora, ležaj križne glave nije dvostran već u jednom dijelu po cijeloj širini gornje stope ojnice. Na taj način anuliran je efekt savijanja križne glave, a nosivost ležaja križne glave povećana.



Slika 3.21. Ojnica [2]

Stap je izrađen iz dva dijela. Kruna ili glava stapa izrađena je od krom-molibden čelika i čvrsto je spojena vijcima sa stapajicom. Glava stapa je u jednom dijelu s rashladnim umetkom korištenim na ranijim izvedbama motora. Time je konstrukcija tehnološki pojednostavljena i pojeftinjena.

Hlađenje je i dalje uljem za sve MC motore, što je velika prednost u odnosu na konstrukciju koja se hladi vodom. Broj stapnih prstena smanjen je s 5 na 4. Plašt stapa spojen je vijcima za glavu stapa, a izrađen je iz ljevanog željeza. Da bi se smanjilo trošenje uslijed trenja s košuljicom cilindra površina donjeg dijela stapa se fosforira.



Slika 3.22. Stap MAN - B&W motora, [2]

Stapajica (klipna motka) je površinski plamenom zakaljena ili kromirana. Na taj način bilo je moguće povećati pritisak između brtvenih prstenova, te prstenova strugača brtvenice i stapajice. Time se smanjuje gubitak ulja kroz brtveni sklop.

Temeljenje motora može biti izvedeno, ili kao kruto s čeličnim podloškama, ili kruto na epoxy smoli.

3.1.3 Oduzimanje i dodavanje snage glavnom motoru

3.1.3.1 Osovinski generator

Proizvodnja električne energije je drugi po veličini potrošač energije (goriva) na brodovima. Ugradnjom osovinskog generatora električna energija se može proizvoditi po niskoj cijeni, zbog niske specifične potrošnje goriva glavnog motora. Osim ekonomične proizvodnje električne energije postoji još nekoliko drugih prednosti:

- Dodatna početna cijena instalacije je umjerena budući da osovinski generator zamjenjuje pomoćni Diesel generator.
- Cijena održavanja se znatno smanjuje budući je održavanje osovinskog generatora zanemarivo prema održavanju Diesel generatora. Potreban je manji broj rezervnih dijelova, a također i manji broj radnih sati za održavanje.
- Osovinski generator pokriva brodske potrebe za električnom energijom tijekom plovidbe. Za lučki konzum moguće je ugraditi jeftinije i manje, brzokretne Diesel generatore. Time se može smanjiti cijena instalacije Diesel generatora i uštedjeti na prostoru strojarnice. Osim toga osovinski generator zauzima manji prostor od Diesel generatora koji bi se koristio za vrijeme vožnje broda.

Dvije osnovne metode u proizvodnji električne energije putem osovinskog generatora su:

1. Mehanička

Kod mehaničke metode postoje dvije različite konstrukcije:

- Epiciklički zupčanci promjenljivog omjera kombinirani s hidrostatičkom jedinicom.

Ovaj sustav je nazvan PTO/RCF (RenkConstantFrequency) i uglavnom se primjenjuje kod propelera nepromjenljivog uspona. Ovaj sustav proizvodi električnu energiju konstantne frekvencije preko raspona od 30% brzine glavnog motora, najčešće od 70-100%.

- Zupčanici za povećanje brzine vrtnje konstantnog prijenosa. Ovaj sustav je nazvan PTO/GCR (Gear Constant Ratio) i primjenjuje se kod postrojenja s propelerima promjenjivog uspona, a i nekim propelerima nepromjenjivog uspona.

2. Električna

Kod ove metode statički konvertori (tiristori) se koriste u kombinaciji s direktno spojenim generatorima, i označena je kao DMG/CFE (Direct Mounted Generator).

Na slijedećoj slici je prikazano više mogućih načina oduzimanja snage glavnom motoru za proizvodnju električne energije od kojih je za MC motore standardan generator tipa BW III/RCF.

Na slici 3.24 prikazan je raspored PTO/RCF (Power Take Off with Renk Constant Frequency Gear) osovinskog generatora. Kao što se može vidjeti multiplikator (crankshaft gear) sastavljen od tri zupčanika je oslonjen na svoje kućište tako da težinu zupčanika ne nosi koljenasto vratilo. Prvi zupčanik je spojen s koljenastim vratilom preko specijalne fleksibilne spojke izrađene u jednom komadu s zupčastom spojkom. Osovina ovog prvog zupčanika multiplikatora nosi i fleksibilnu spojku te ženski dio zupčaste spojke, i može biti pomaknuta u aksijalnom smjeru čime se isključuje zupčasta spojka.

Snaga s multiplikatora se prenosi dalje preko multi-disk spojke na planetarni multiplikator promjenjivog prijenosnog omjera a odatle na generator. Ovi dijelovi su smješteni na zajedničko postolje koje je vijcima spojeno s konzolom integriranom s temeljem motora.

BW III/RCF jedinica je planetarni zupčanik s hidrostatičkim pogonom. Hidrostatički motor pogoni vanjski prsten planetarnog zupčanika u oba smjera vrtnje i na taj način mijenja omjer prijenosa i održava brzinu generatora konstantnom preko raspona od 30% promjene brzine. U standardnoj izvedbi to je između 100% i 70% brzine motora specificirane MCR, ali može se smjestiti i u niže područje na zahtjev vlasnika.

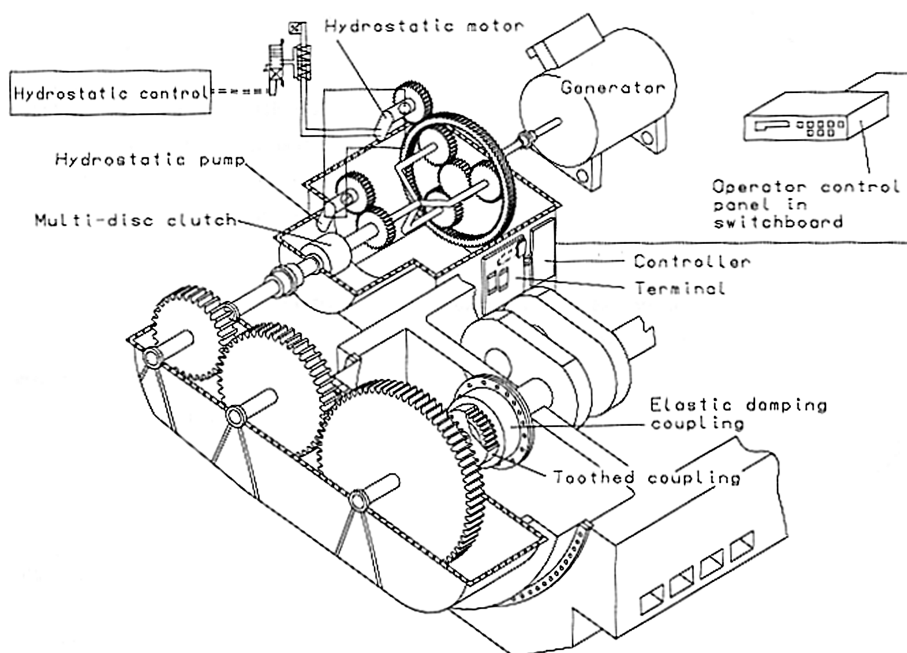
	Alternative generator positioning		Design	Seating	Total efficiency
PTO/RCF	1a	1b	BW I/RCF	At engine (Vertical generator)	88-92
	2a	2b	BW II/RCF	On tanktop	88-92
	3a	3b	BW III/RCF	At engine	88-92
	4a	4b	BW IV/RCF	On tanktop	88-92
PTO/CFE	5a	5b	BW I/CFE	At engine (Vertical Generator)	81-85
	6a	6b	BW II/CFE	On tanktop	81-85
	7a	7b	BW III/CFE	At engine	81-85
	8a	8b	BW IV/CFE	On tank top	81-84
	9a	9b	DMG/CFE	At engine	84-88
PTO/GCR	10		BW I/GCR	At engine (Vertical generator)	92
	11		BW II/GCR	On tanktop (Horizontal generator)	92
	12		BW III/GCR	At engine	92
	13		BW IV/GCR	On tanktop	92

Slika 3.23. Načini oduzimanja snage kod MAN-B&W sporokretnih MC motora, [3]

Ulazna snaga prema planetarnom zupčaniku dijeli se na dva dijela - jedan mehanički i drugi hidrostatički - pa planetarni izlaz prenosi kombiniranu snagu prema generatoru. Ovaj hidrostatički motor pogonjen je hidrostatičkom pumpom i kontroliran je elektroničkom kontrolnom jedinicom. Na ovaj način se održava konstantna brzina vrtnje generatora kod samostalnog rada, ali i kod paralelnog rada s drugim generatorima.

Multi-disk spojka umetnuta u izlazno vratilo planetarnog zupčanika dozvoljava spajanje i odvajanje generatora za vrijeme rada glavnog motora.

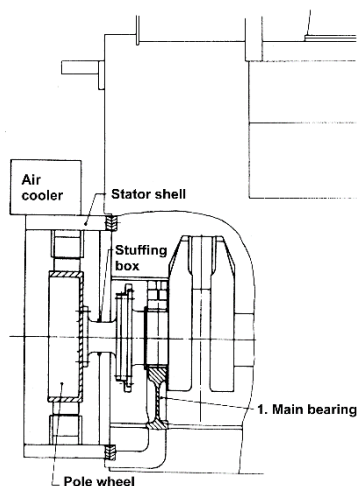
Standardne veličine generatora koje se mogu ugraditi na BW III/RCF jedinicu su: 2600, 2300, 2000, 1700, 1400, 1100, 900, 700, 550 i 400 (HP). Moguća je ugradnja i generatora većih snaga.



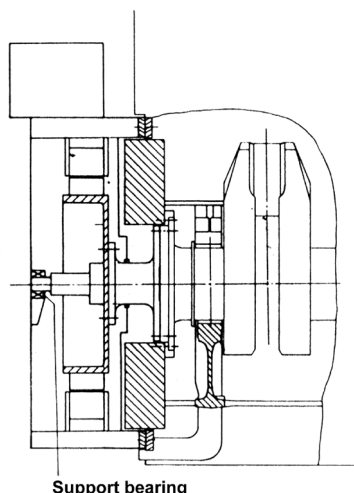
Slika 3.24. Osovinski generator kod MAN-B&W serije MC motora, [3]

DMG/CFE Generatori

Alternativna izvedba 9 na Slici 3.23 pokazuje generator označen DMG/CFE (Direct Mounted Generator/Constant Frequency Electrical). Ovdje se radi o generatoru niske brzine vrtnje čiji je rotor direktno spojen s koljenastim vratilom, a stator učvršćen na noseću konstrukciju. Kućište statora odvojeno je od kućišta motora pločom, a rotor se brtvi labirintnom kutijom. Ovaj generator je sastavni dio Diesel motora.



Slika 3.25. Standardni motor s direktno spojenim generatorom (DMG/CFE), [3]

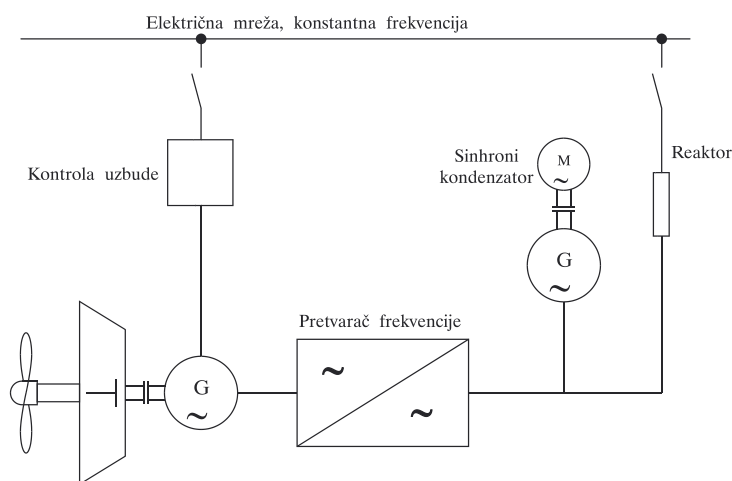


Slika 3.26. Standardni motor s direktno spojenim generatorom i pramčanim zamašnjakom, [3]

DMG/CFE sustav je razvijen u suradnji sa Siemensom i AEG, ali slične generatore proizvode i drugi proizvođači kao npr. Fuji i Shinko iz Japana.

Za generatore normalne izlazne snage rotor nosi prednji glavni ležaj bez prekoračenja normalnog dozvoljenog opterećenja ležaja i takva izvedba prikazana je slikom 3.25. Ako se ovo dozvoljeno opterećenje prednjeg glavnog ležaja premaši kao kod ugradnje pramčanog zamašnjaka problem se rješava ugradnjom malog, elastično nosećeg ležaja u prednjem djelu statorskog kućišta generatora kao što je prikazano slikom 3.26. Kako je DMG direktno spojen na radilicu ima veoma malu brzinu vrtnje i dosljedno tome nisku frekvenciju električnog izlaza - normalno oko 10 Hz. Zbog toga je neophodno koristiti statički konverter između DMG i glavne razvodne ploče. DMG/CFE se standardno koristi kod rada motora pri punom izlazu u rasponu između 100% i 70% i reduciranom izlazu između 70% i 50% brzine motora u specificiranoj *MCR*.

Statički konverter (slika 3.27) sastoji se od statičkog dijela tj. tiristora i kontrolne opreme, i rotirajućeg električnog stroja. Proizvedena trofazna izmjenična struja niske frekvencije iz generatora odlazi u tiristorski konverter gdje se pretvara u istosmjernu struju, a potom se u inverteru (izmjenjivaču) ponovo pretvara u trofaznu izmjeničnu struju odgovarajuće frekvencije.

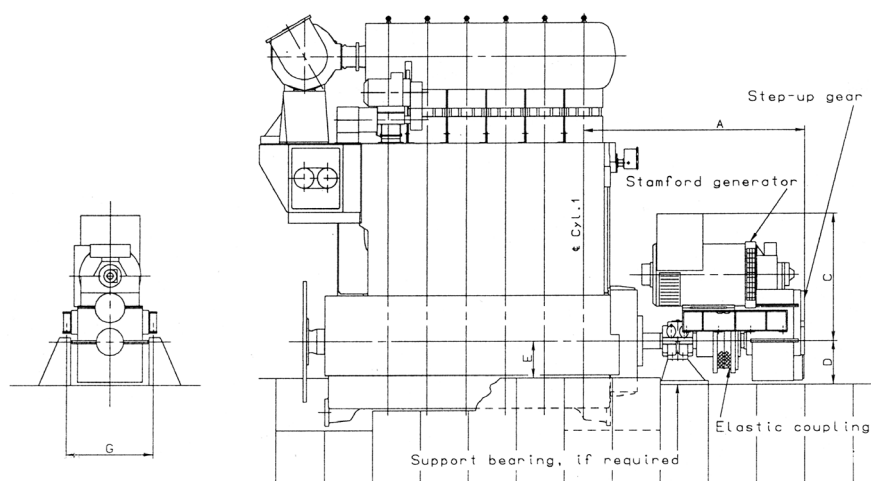


Slika 3.27. Dijagram DMG/CFE sa statičkim konverterom, [3]

Konstantan omjer zupčanika PTO/GCR

Oduzimanje snage tipa BW II/GCR alternativa 11 na slici 3.23 se uglavnom koristi zajedno s motorima tipa L42 MC, L35 MC i S 26 MC ali se može primijeniti i na veće motore.

Sustav je razvijen u suradnji s britanskim proizvođačem "Newbrook" za proizvodnju električne energije na brodovima opremljenim CP propelerima, koji rade s konstantnom brzinom. PTO jedinica se smješta na vrh tanka prednjeg kraja motora, a sam sustav je konstruiran da bude što kraći i kompaktniji zbog zauzimanja što manjeg prostora. PTO generator se uključuje na moru nakon što se brzina motora stabilizira na nivo koji odgovara zahtjevima frekvencije na brodu.



Slika 3.28. PTO/GCR sustav oduzimanja snage, [3]

3.1.3.2 Pomoćna plinska turbina

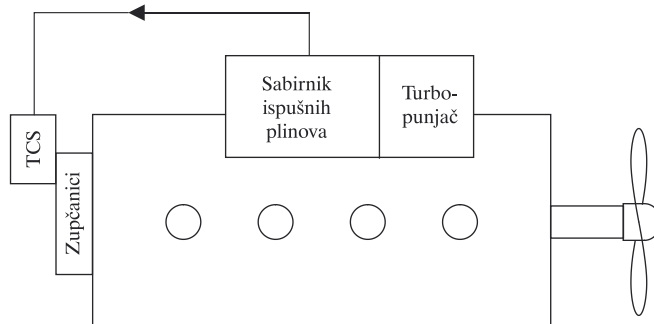
Razvojem turbopuhala pojavio se višak energije u ispušnim plinovima. Umjesto da se beskorisno gubi u atmosferi ili dijelom koristi u kotlovima na ispušne plinove, SULZER i BBC su predložili slijedeće:

Prije ulaza u turbinu turbopunjača ugrađuje se by-pass kojim se odvodi dio ispušnih plinova mimo turbopunjača, a u turbopunjač se odvodi onoliko plinova koliko je potrebno za normalan rad. "Višak" ispušnih plinova odvodi se do pomoćne plinske turbine i pretvara u mehaničku energiju. Ova snaga se može upotrijebiti na razne načine. Jedan od načina je da se snaga proizvedena pomoćnom plinskom turbinom predaje preko sustava zupčanika i hidrauličke spojke izlaznoj osovini glavnog motora odnosno propeleru. Ovaj sustav naziva se Turbo Compound System (TCS).

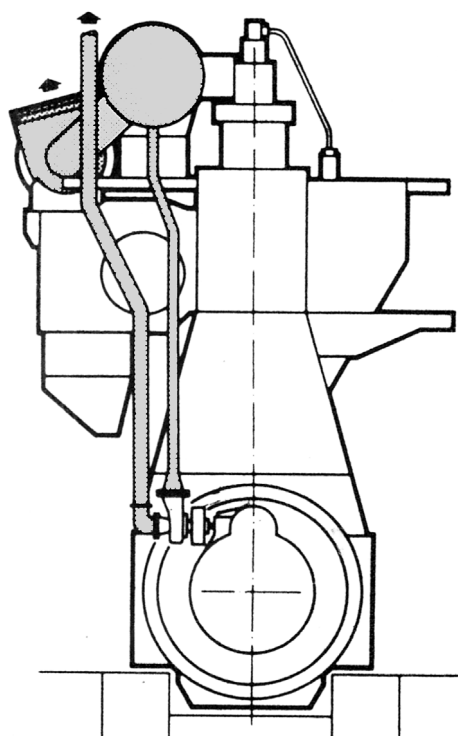
Korištenjem TCS specifična potrošnja goriva se smanjuje, a temperatura ispušnih plinova nakon turbopunjača raste za oko 30 °C.

Pri nižim opterećenjima motora usljed smanjenja količine ispušnih plinova smanjuje se i snaga TCS. Pri 50% optimizirane snage motora snaga TCS/PTI je oko 25% svoje maksimalne vrijednosti, a specifična potrošnja goriva gotovo jednaka specifičnoj potrošnji bez TCS pri istom opterećenju. Zbog toga se automatskim zatvaranjem by-pass ventila sva količina ispušnih plinova usmjerava u turbinu turbopunjača čime se povećava tlak zraka za ispiranje i na taj način smanjuje specifična potrošnja goriva za 2 do 3 (g/HPh). Osim toga, motor u ovom slučaju može raditi bez pomoćnog elektropokretanog turbopunjača pri opterećenju ispod 25%, dok motori sa standardnim turbopunjačem moraju uključiti pomoćne turbopunjače kod smanjenja

opterećenja ispod 40%. Standardni sustav za MAN-B&W motore je označen s TCS/PTI (Turbo Compound System/ Power Take In) i isporučuje se kao kompletna jedinica zajedno s motorom kao što je prikazano slikama 3.29 i 3.30.

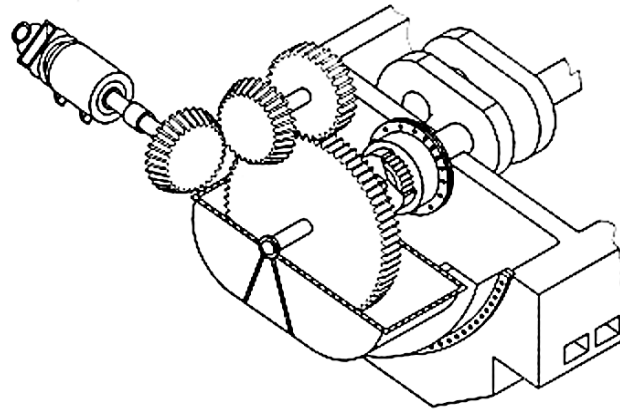


Slika 3.29. TCS/PTI princip rada



Slika 3.30. Skica montaže TCS/PTI na motor [3]

Na slici 3.31 prikazana je veza između turbine snage i koljenastog vratila glavnog motora. TCS se sastoji od planetarnog reduktora, hidrauličke spojke, konusnih zupčanika i reduktora koljenastog vratila. Snaga na radilicu se prenosi preko zupčaste spojke izrađene zajedno sa specijalnom fleksibilnom spojkom.



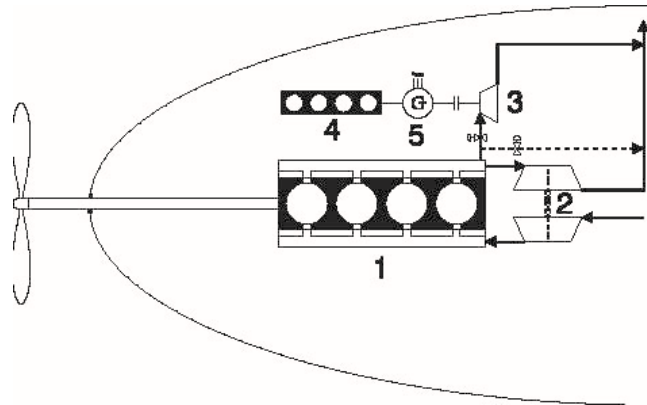
Slika 3.31. Pojačivač snage motora, [3]

Vraćanje izlazne snage pomoćne plinske turbine glavnom motoru najlogičniji je način korištenja snage jer se time smanjuje specifična potrošnja goriva samog motora, odnosno povećava njegova efikasnost. Budući je brzina vrtnje plinske turbine znatno veća od brzine vrtnje motora (posebno sporokretnih) ugrađuje se sustav reduktora, a da bi se snaga prenosila jedino s turbine na motor može se ugraditi centrifugalna spojka. Budući da je turbina neprekretni stroj, posebnom grupom zupčanika moguće je mijenjati brzinu i smjer vrtnje izlaznog vratila.

Izlazna snaga pomoćne turbine može se koristiti i za pogon drugih strojeva, npr. pumpi ili generatora. Pri tome stroj koji prima snagu pomoćne turbine mora prilagoditi brzinu i svojstva brzine i opterećenja svojstvu pomoćne plinske turbine. Kod pogonjenja generatora nema potrebe za ugradnjom reduktora ili za hidrauličkom spojkom. Međutim, budući da nema mehaničke veze sa motorom, brzinu turbine treba regulirati na drugi način. Kod stacionarnih postrojenja brzina pomoćne plinske turbine održava se pomoću frekvencije elektro sustava. Kod brodskih postrojenja količina potrebne električne energije u mnogim je slučajevima istog reda veličine kao snaga koju može proizvesti pomoćna turbina. Zbog toga se brzina turbine ne može regulirati jednostavno kao što se radi kod stacionarnih postrojenja. U ovom slučaju brzinu vrtnje turbine treba aktivno regulirati pomoću elektroničkih sredstava.

Da bi se izlazna snaga pomoćne plinske turbine mogla iskoristiti što je moguće jednostavnije i ekonomičnije BBC je predložio tzv. integralni energetski sustav. U ovom slučaju nije optimiziran samo jedan Diesel motor već cijeli sustav koji proizvodi sveukupnu snagu broda. Slika 3.32 prikazuje znatno pojednostavljeno brodsko postrojenje iz kojega su izostavljeni svi nebitni elementi.

Glavni motor opremljen je turbopunjačem visoke efikasnosti što omogućuje da se dio ispušnih plinova iz motora dovede do pomoćne plinske turbine. Za napajanje brodske mreže električnom energijom osiguran je pomoćni Diesel motor koji pogoni sinhroni generator. Snaga proizvedena u pomoćnoj plinskoj turbini predaje se preko centrifugalne spojke vratilu generatora. Ovisno o izlaznoj snazi pomoćne plinske turbine, pomoćni Diesel motor koji je spojen s druge strane sinhronog generatora daje potrebnu snagu, čime se štedi na gorivu pomoćnog Diesel motora.



- 1 - glavni brodski motor
- 2 - turbopunjač visoke efikasnosti
- 3 - pomoćna plinska turbina
- 4 - pomoćni Diesel motor
- 5 - generator

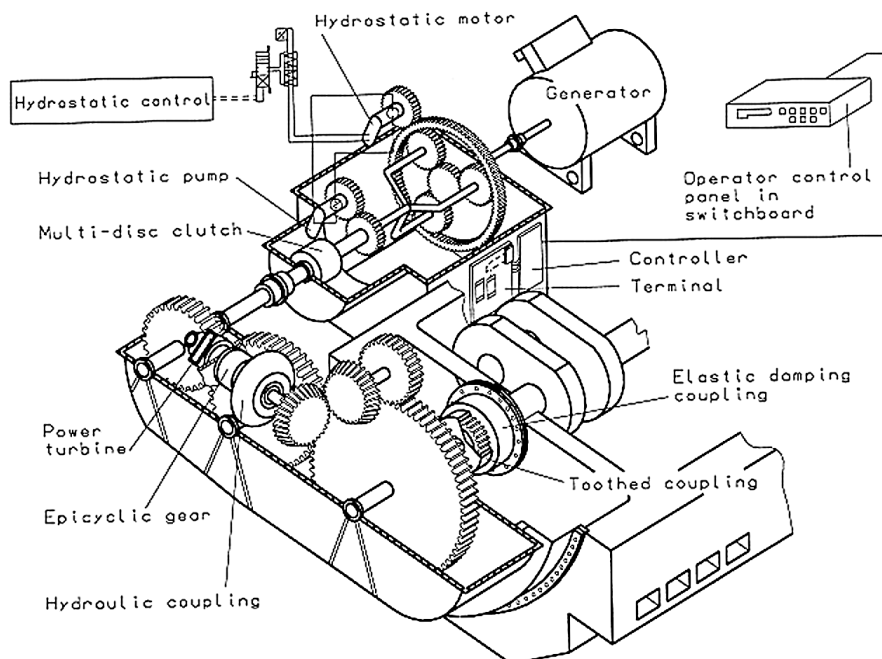
Slika 3.32. BBC-ov integralni sustav za brodsko postrojenje

3.1.3.3 Diesel motor s osovinskim generatorom i pojačivačem snage

Moguća je zajednička ugradnja osovinskog generatora i radne turbine (PTO/PTI) što znači:

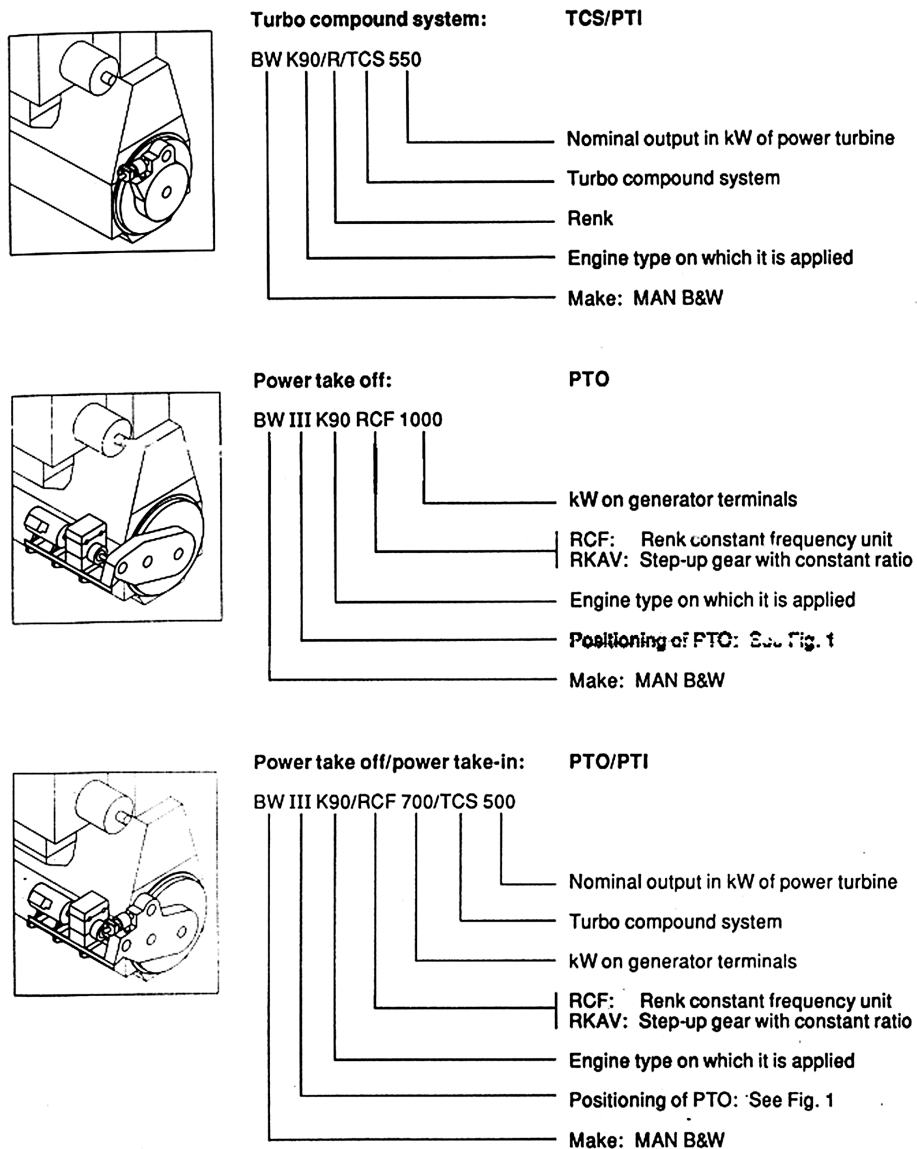
1. Istovremena primjena dva sustava uštede energije.
2. Proporcionalno još niža početna cijena instalacije.
3. Proporcionalno je potreban manji prostor za ugradnju.
4. Moguć je paralelan rad osovinskog generatora s drugim generatorima na brodu.

Smještaj osovinskog generatora i TCS prikazan je slijedećom slikom 3.33.



Slika 3.33. Ugradnja PTO/PTI na B&W MC motore, [3]

Načini označavanja pojačivača snage i osovinskog generatora kod B&W MC motora prikazano je na slijedećoj slici 3.34.

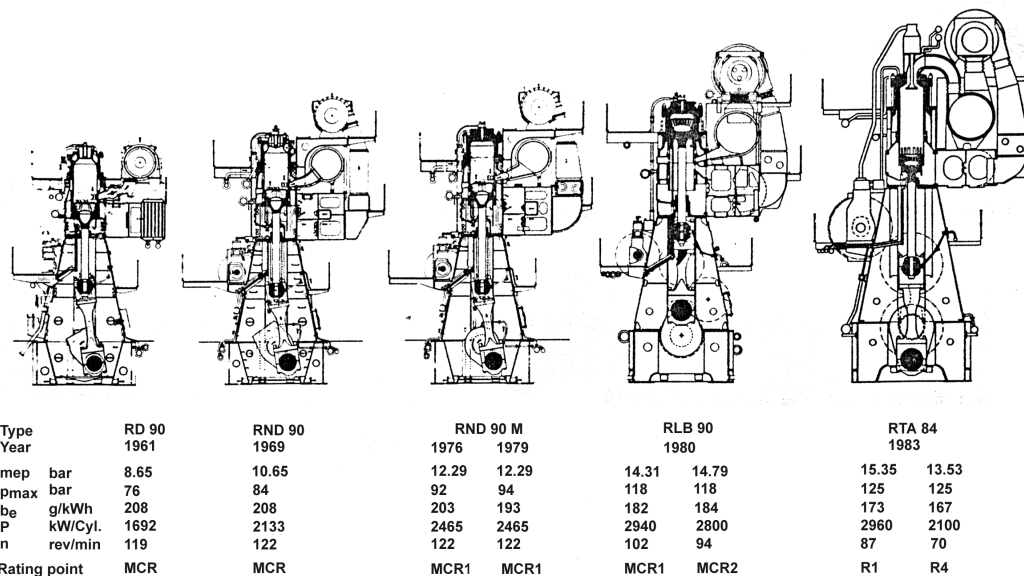


Slika 3.34. Označavanje TCS i PTO

3.1.4 Sporokretni SULZER Diesel motori

SULZER Brothers Ltd je 1989. godine od svog dijela koji se bavio Diesel motorima formirao posebnu kompaniju kao pripremu za pripojenje MAN-B&W Diesel AG. Budući da Njemačka vlada nije dala pristanak za ovo spajanje, uskoro su većinu akcija otkupile Fincantieri iz Italije, Bremer Vulkan i Deutsche Maschinen und Schiffbau iz Njemačke čime je donesen sviježi kapital. Firma se od tada nazivala New Sulzer Diesel sa sjedištem u Winterthuru u Švicarskoj, kao i prije, a imala je svoje pomoćne tvrtke u Francuskoj, Velikoj Britaniji, Hong Kongu, Japanu i USA i pridružene kompanije u Njemačkoj i Južnoj Koreji. U Nantes-u, SULZER Diesel France SA imala je tvornicu za proizvodnju srednjekretnih Diesel motora, ali i sve mogućnosti za proizvodnju i sporokretnih RTA motora. Osim navedenog, u devetnaest zemalja svijeta postojale su tvornice koje po licenci SULZER-a proizvode Diesel motore. U Hrvatskoj 3. maj iz Rijeke proizvodi sporokretne Diesel motore po licenci SULZER-a. Tijekom 1996 WARTSILA je preuzela Sulzera.

SULZER je dugi niz godina proizvodio sporokretne Diesel motore s poprečnim, a potom okretnim ispiranjem. Ovi motori serije RD i RND gradili su se veoma uspješno, međutim kada je zbog smanjenja brzine vrtnje trebalo povećati stapaj odnosno postići omjer s/D veći od 2 pokazalo se to nemogućim uz ovakav način ispiranja. Zbog toga je SULZER nakon neuspjeha s motorima serije RLB (omjer s/D je povećan na svega 2,11), odlučio prijeći na uzdužno ispiranje. Ovdje treba napomenuti da je SULZER u svojoj prošlosti, od 1905. do 1915. godine, te od 1935. do 1945. godine gradio motore s uzdužnim ispiranjem. Također je sedamdesetih godina gradio srednjekretne dvotaktne motore tipa Z40/48 s uzdužnim ispiranjem. Zbog toga je veoma uspješno i relativno brzo izbacio novu generaciju s uzdužnim ispiranjem. To su bili RTA motori s omjerom $s/D = 2,9$.



Slika 3.35. Pet generacija motora R tipa firme SULZER, [4]

Duga tradicija SULZER-a u razvoju Diesel motora rezultirala je mnogim inovacijama od kojih ćemo spomenuti najznačajnije:

- Prvi direktno prekretni dvotaktni Diesel motor.
- Izum principa hlađenja kroz provrte.
- Turbonabijanje konstantnog tlaka za dvotaktne Diesel motore.
- Razvoj suvremenog srednjekretnog Diesel motora s rotirajućem klipom.

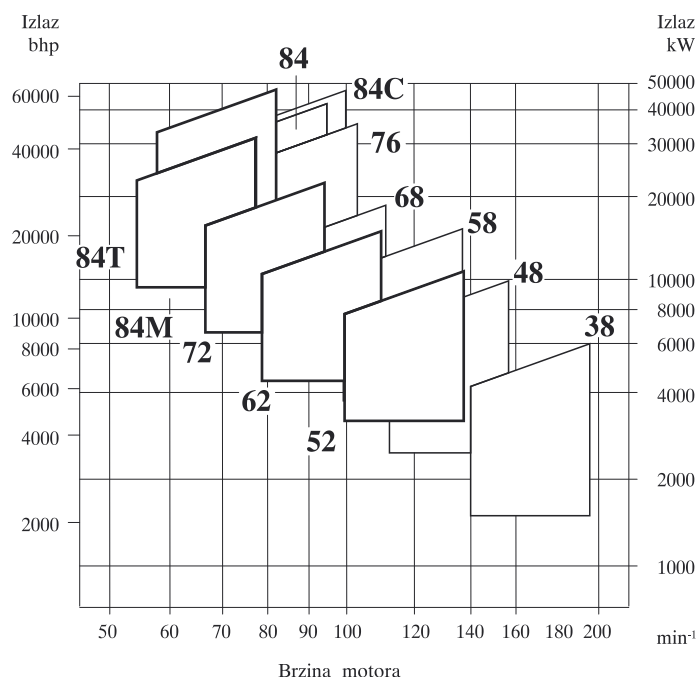
- Uvođenje prve serije superdugogstapaja.
- Prvi motor sa termičkom efikasnosti iznad 50%.
- Prva primjena "turbocompound" principa kod sporokretnih motora.

Usvajanjem istosmjernog ispiranja i uvođenjem RTA serije koncem 1981. godine SULZER se uspio održati kao proizvođač sporokretnih Diesel motora, ali je prvo mjesto morao prepustiti udruženom MAN-B&W proizvođaču. (Prvi RTA motor ušao je u eksploataciju 1983. godine). U početku RTA generacija uključuje šest raznih tipova motora RTA 38, 48, 58, 68, 76 i 84 (broj označava promjer cilindra u centimetrima). Ova serija se označava kraticom RTA-8 i omjer stapaj/promjer iznosi oko 2,9. 1984. godine uvedena je RTA-2 serija kod koje je stapaj još više povećan i omjer s/D iznosi otprilike 3,5. To su RTA 52, 62, 72, 84M. Budući da je potražnja za velikim kontejner brodovima posljednjih godina zanatno porasla SULZER je 1990. godine izbacio model RTA 84C koji je posebno konstruiran za ovu namjenu.

To je motor povećane snage po cilindru i veće brzine vrtnje uz $s/D=2,9$, pa se RTA 84 više ne nudi.

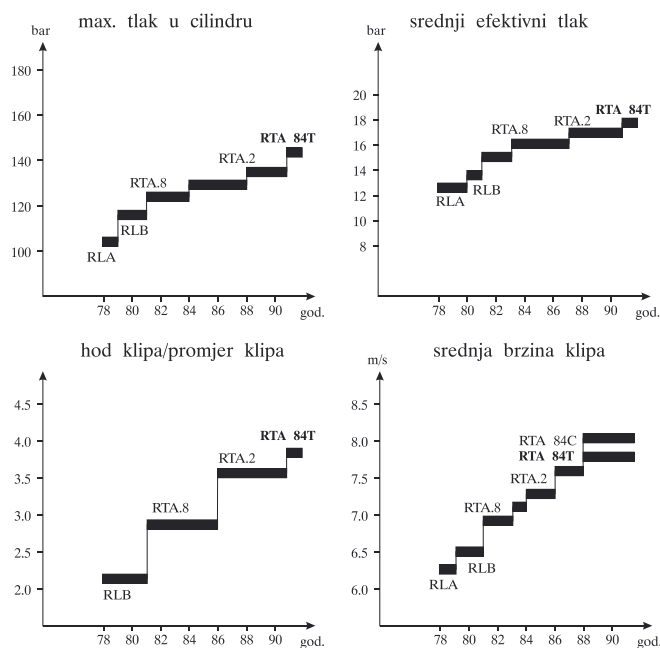
Najnoviji sporokretni motor RTA serije je RTA 84T konstruiran specijalno za velike tankere i bulk-carrier-e.

Na slijedećoj slici 3.36 prikazana je RTA obitelj sporokretnih brodskih motora firme SULZER.



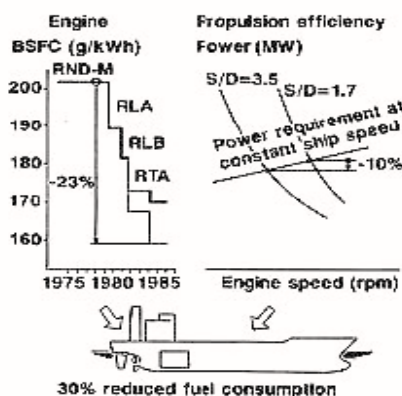
Slika 3.36. Područje RTA obitelji sporokretnih brodskih motora firme SULZER, [4]

Što se tiče parametara sporokretnih motora firme SULZER, jasno je da je svaka nova R generacija imala sve bolje karakteristike. SULZER je posebnu pozornost uvijek pridavao maksimalnom tlaku izgaranja budući da on snažno utječe na efikasnost motora. S druge strane visoki maksimalni tlakovi zahtijevaju robusnu konstrukciju što znači veliku težinu, a što je nepovoljna karakteristika SULZER motora. Osim maksimalnog tlaka, rastao je i srednji efektivni tlak što je prvenstveno zasluga poboljšane efikasnosti turbopunjača. Produženje stapaja, posebno nakon uvođenja uzdužnog ispiranja omogućilo je smanjenje brzine motora, a time i propelera, čime je omogućeno povećanje efikasnosti propulzije.



Slika 3.37. Osnovni parametri četiri generacije sporokretnih brodskih motora SULZER od 1978. do 1991. godine

U razdoblju od svega sedam, osam godina došlo je do smanjenja potrošnje goriva za oko 23%. Istovremeno se zbog smanjenja brzine vrtnje propelera efikasnost propulzije povećala za 10%. Zbrajanjem ova dva parametra zaključujemo da se odgovarajući brod može pogoniti istom brzinom plovljenja uz oko 30% nižu specifičnu potrošnju goriva.



Slika 3.38. Poboljšanje ekonomije goriva brodskog pogona, [5]

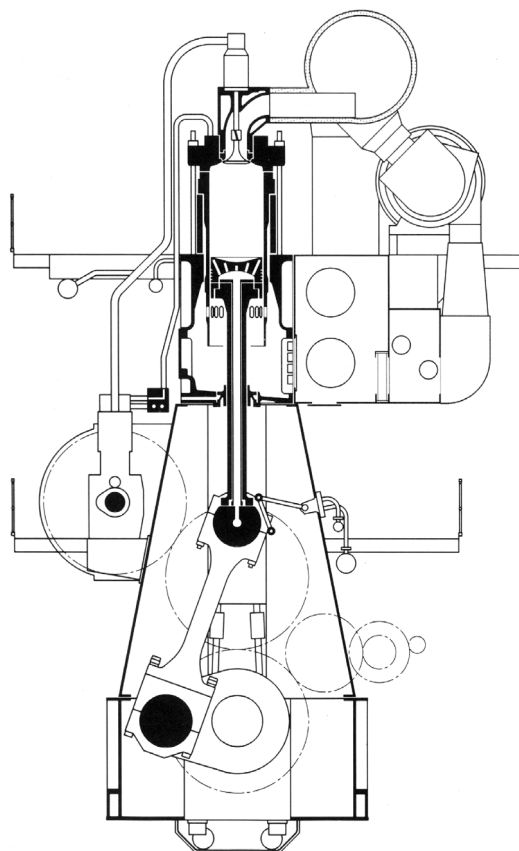
3.1.4.1 Konstrukcijske karakteristike RTA serije

Postoje određene konstrukcijske specifičnosti motora RTA obitelji. Iako je ova generacija prva s uzdužnim ispiranjem, RTA motori nastavljaju tradiciju SULZER-a u gradnji veoma uspješnih motora R tipa s križnom glavom. Struktura motora, prijenosnici snage, raspored elemenata prednabijanja, pogon razvodne osovine, VIT oprema za ubrizgavanje i upravljanje motorom su praktički nastavak RL serije, naravno prilagođeni znatno dužem stapaju i uzdužnom ispiranju. Nove komponente odnose se samo na one direktno vezane za ispiranje

motora obzirom na prijelaz s okretnog na uzdužno ispiranje.

Najveći promjer RTA serije je 840 mm uvjetovan ograničenjem u mnogim SULZER-ovim proizvodnim tvornicama. Međutim, zbog produženja stapaja ukupne dimenzije RTA motora su znatno veće od predhodno građenih motora. RTA 84 se više ne gradi u prvotnoj verziji već izvedbe RTA 84M, RTA 84C i RTA 84T.

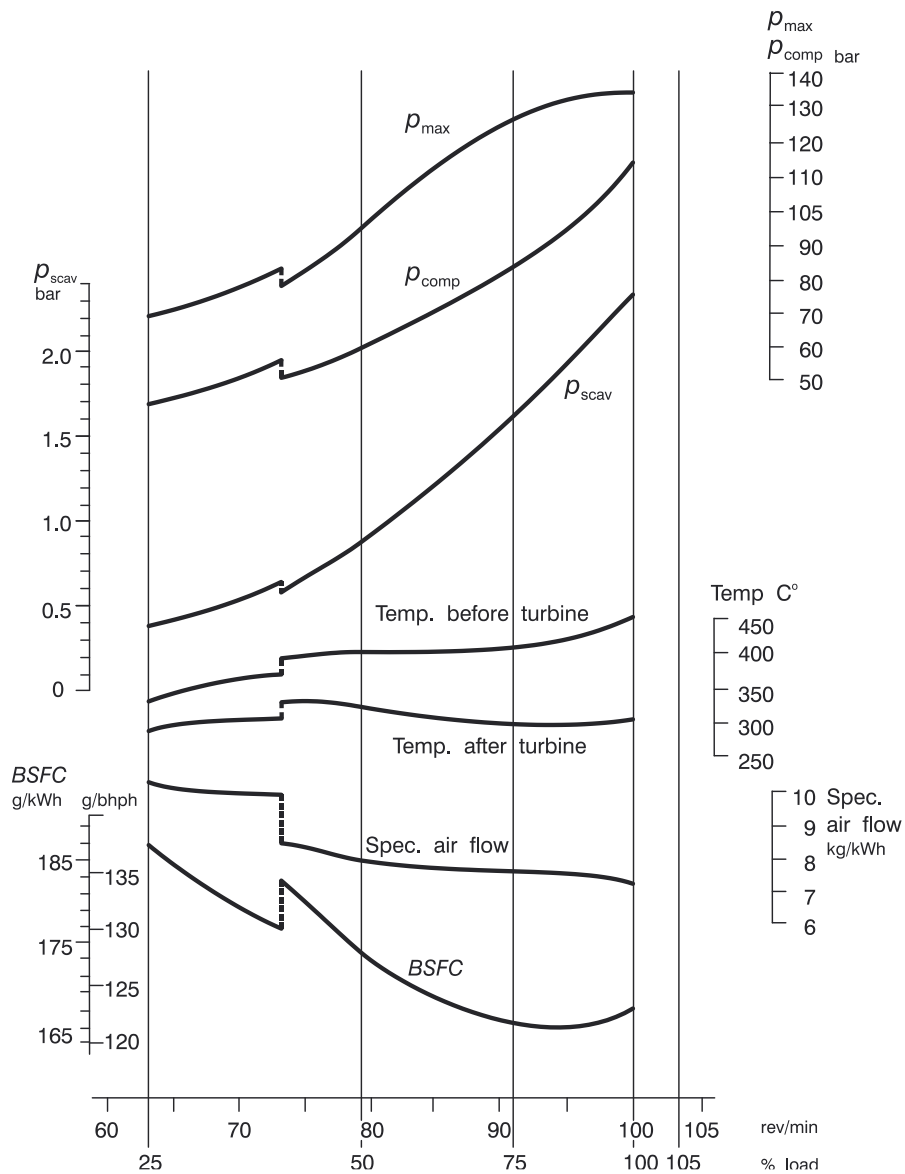
SULZER RTA motori su direktno prekretni, dvotaktni, jednoradni, turbo nabijeni, istosmjerno prehranjivani, sporokretni i s križnom glavom motori s unutrašnjim



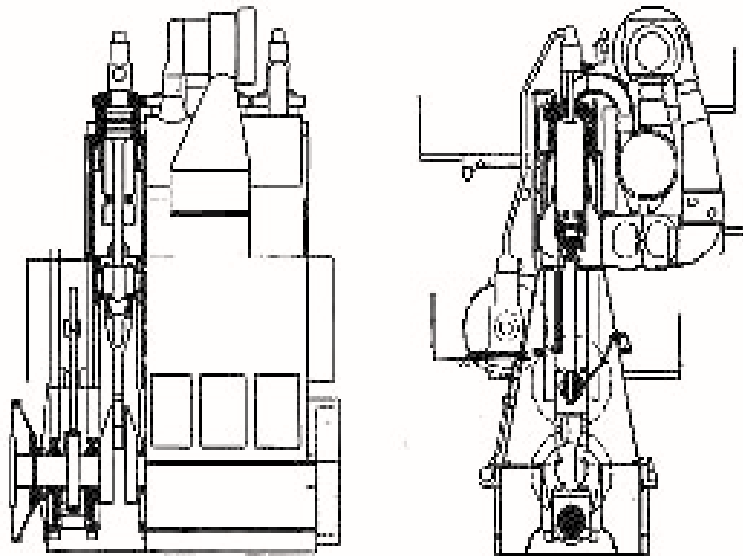
Slika 3.39. Sporokretni dvotaktni Diesel motor RTA 84C, [5]

Ova obitelj motora može ispuniti zahtjeve kupca unutar:

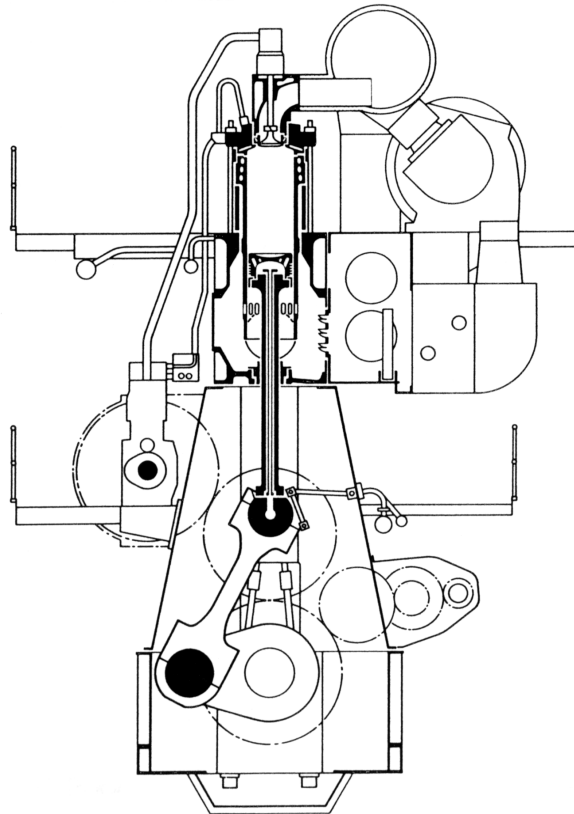
- 54 do 196 (min^{-1})
- 1 480 do 45 840 (HP) izlazne snage po motoru
- 156 do 181 (g/HPh) specifične potrošnje goriva



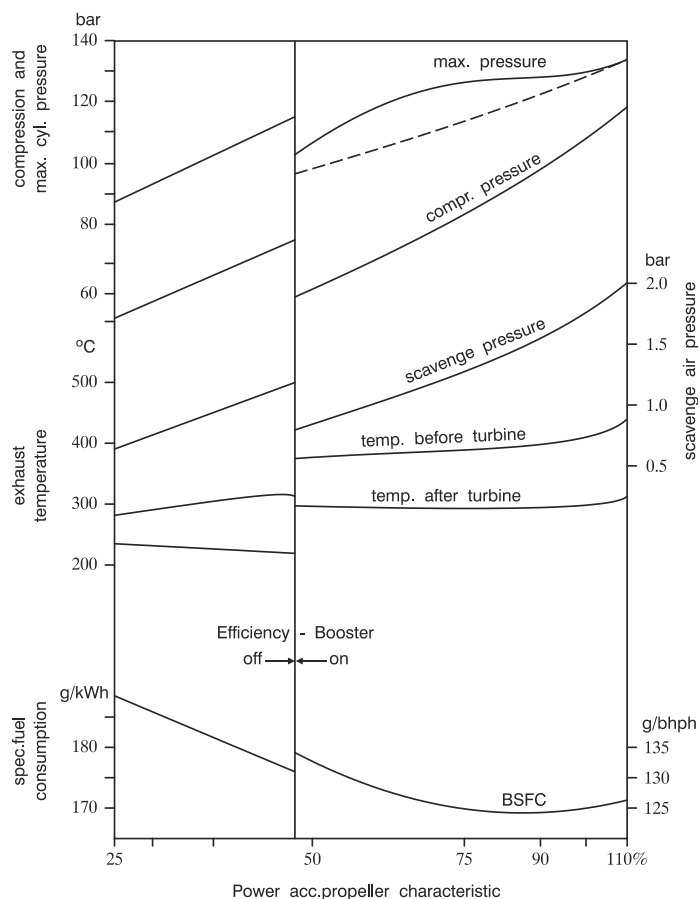
Slika 3.40. Rezultati testiranja DU-SULZER 9RTA 84C motora s plinskom turbinom snage prema propelernoj karakteristici. Motor razvija 46 800 (HP) (34 380 (kW)) pri 100 (min^{-1})



Slika 3.41. Uzdužni i poprečni presjek serije RTA-8 motora



Slika 3.42. Poprečni presjek RTA 62 motora iz serije RTA-2, [5]

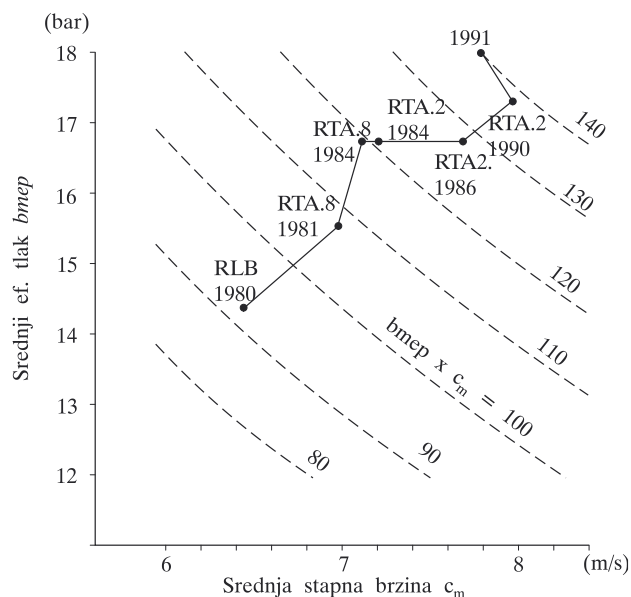


Slika 3.43. Neke karakteristike 4RTA 62 prototipnog motora

Tablica 3.2 Glavni parametri motora RTA serije, promjera 840 (mm)

	PRETHODNI		SADAŠNJI		
	RTA84	RTA84M	RTA84M	RTA84C	RTA84T
Izlazna snaga MCR	4760	4700	5070	5200	5275
Brzina (okr./min)	95	78	81	100	74
Srednja stapna brzina (m/s)	7,6	7,54	7,8	8,0	7,8
Srednji efektivni tlak (bar)	16,6	16,6	17,2	17,2	18
Max. tlak izgaranja (bar)	130	130	135	135	140
bsfc-puno opt. MCR (g/HPh)	126	125	125	126	125
bsfc-min. potrošnja s turbinom snage pri 85% opt. (g/HPh)	121	120	120	121	

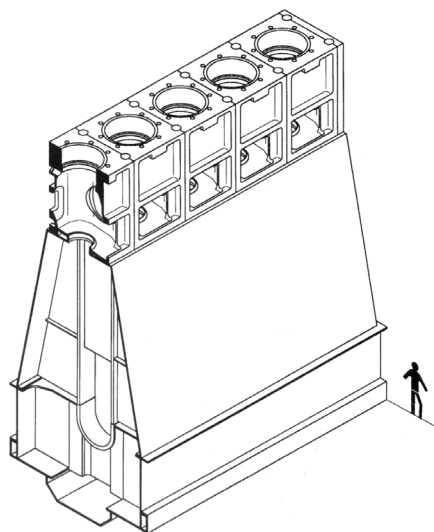
Od 1980. godine do 1990. specifična snaga ($b_{mep} \cdot C_m$) znatno je porasla i kod današnjeg RTA 84C motora iznosi: $17,2 \text{ (bar)} \cdot 8 \text{ (m/s)} = 137,6 \text{ (bar m/s)}$, a kod RTA 84T $140,4 \text{ bar (m/s)}$.



Slika 3.44. Specifična snaga dvotaktnih brodskih motora SULZER

3.1.4.2 Struktura motora

Struktura RTA motora (temeljna ploča, stalak i blok motora) veoma je slična prethodnoj RL seriji, i u zajedničku cjelinu spojena prednapregnutim kotvenim vijcima.



Slika 3.45. Struktura RTA 84C motora, [5]

Temeljna ploča je zavarene konstrukcije i sadrži odzivni ležaj.

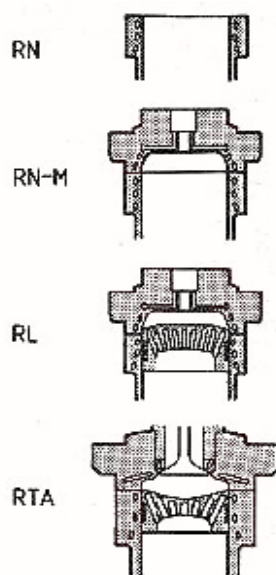
Stalci se izrađuju za svaki cilindar posebno od robusnih A oblika spojenih krutim pločama, ili kao monoblok konstrukcije.

Kod motora većih promjera plaševi cilindara izrađuju se zasebno iz ljevanog željeza, te spajaju međusobno vijcima da tvore kruti cilindarski blok. Kod motora manjih promjera blok se lijeva u komadu za više cilindara.

Temeljenje motora može biti konvencionalno s podloškama iz ljevanog željeza ili s epoxy ispunom.

3.1.4.3 Komponente prostora izgaranja

Hlađenje kroz provrte uvedeno kod košuljica cilindara RN serije postepeno se širilo da bi kod RTA serije na taj način se hladili osim košuljice i poklopca cilindra, prstenasto sjedište ispušnog ventila te kruna stapa. Ovakvo hlađenje omogućilo je povećanje maksimalnih tlakova odnosno mehaničkih i toplinskih naprezanja komponenti prostora izgaranja.



Slika 3.46. Primjena hlađenja kroz provrte

Tijekom rada motora dolazi do trošenja pojedinih dijelova od kojih je posebno važan sklop košuljica/prsteni. Manje istrošenje znači veći razmak zamjene ovih dijelova. Kod RTA serije istrošenje košuljice cilindra je ispod $0,1(\text{mm})/1000 (h)$, a istrošenje prstenova ispod $0,4 (\text{mm})/1000 (h)$. Uzrok trošenju je prvenstveno korozija koja nastaje kod rada motora pri malom opterećenju na teška goriva s visokim sadržajem sumpora. Pri takvim radnim uvjetima temperatura stijenke je preniska pa dolazi do kondezacije sumporne kiseline. Drugi razlog je adhezivno trošenje koje se javlja kod rada motora pri višim opterećenjima na teška goriva s nižim sadržajem sumpora. Abrazivne čestice koje se uvedu u motor gorivom uzrokuju abrazivno trošenje.

Istrošenje veoma ovisi o temperaturi stijenke košuljice, a one su pod snažnim utjecajem ugovorene MCR točke (u obliku *b_{mep}* i brzine). U cilju povećanja otpornosti trošenja sklopa košuljica/prstenovi SULZER kod RTA serije primjenjuje slijedeće:

1. U rashladne provrte košuljice umeću se izolirajuće cijevi koje modificiraju raspodjelu temperatura u cilju izbjegavanja problema kondezacije. Točna dužina i pozicija ovih plastičnih cijevi otpornih na temperaturu je veoma važna. Pri tome se temperatura rashladne vode plašta cilindra mora održavati na preporučenoj vrijednosti.
2. Otpornost trošenju povećava se i izborom materijala. Košuljica se izrađuje iz sivog lijeva legiranog bronom kombinirano s tehnologijom lijevanja u metalni kalup, dok je jezgra iz pijeska. Materijal košuljice je G 625-K, Tarkalloy ili sl.
3. Raspodjela ulja za podmazivanje na površini košuljice je izuzetno važna kako bi se postiglo što bolje podmazivanje uz što manju potrošnju cilindarskog ulja.

SULZER je razvio novi koncept podmazivanja na više nivoa. Ustvari, za podmazivanje

košuljice koriste se dva reda cilindarskih mazalica. Gornji red dovodi oko 30% količine ulja i osim podmazivanja svrha mu je da neutralizira korozivne produkte u plinovima izgaranja. Kroz drugi red dovodi se oko 70% ulja kako bi se u srednjem dijelu stapaja razvio debeli film ulja radi sprječavanja abrazivnog trošenja.

Za manje provrte (i kraće stapaje) koriste se jednoredne mazalice ali na nižem nivou u odnosu na predhodne serije.

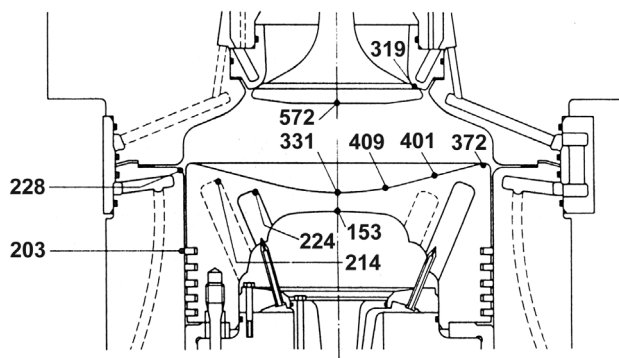


Slika 3.47. Podmazivanje košuljice na više nivoa, [5]

Na slikama 3.46 i 3.47 prikazan je i presjek kroz stap RTA motora. Kao što smo ranije naveli hlađenje krune stapa je kroz provrte. Rashladno sredstvo kod većine motora RTA serije je ulje, dok je kod RTA 58, RTA 68 i RTA 76 motora slatka voda.

Rashladno sredstvo dovodi se do križne glave zglobnim cijevima. Ukoliko se radi o ulju ono je iste kvalitete kao i ulje za podmazivanje ležajeva. Voda ima visoku specifičnu toplinu pa je potrebna količina oko tri puta manja od količine ulja. Međutim, ako dođe do miješanja rashladne vode s uljem za podmazivanje može doći do teških havarija.

Rashladno ulje se dovodi do unutrašnjeg dijela krune stapa kroz prstenasti prolaz (s vanjske strane umetnute cijevi u provrt kroz stapajicu), a odvodi se kroz cijev. Hlađenje se dijelom postiže raspršivanjem ulja kroz mlaznice prema pojedinim provrtima unutar stapa.



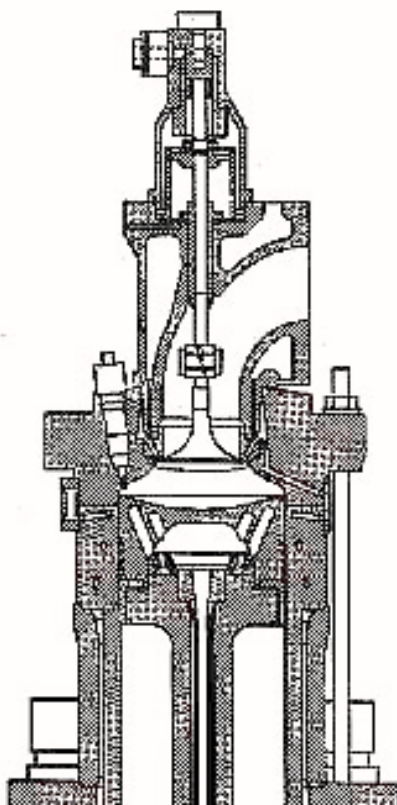
Slika 3.48. Prostor izgaranja motora RTA 62 s uljem hlađenim klipom. Izmjerene temperature u °C su pri 100% R1 opterećenju ($b_{mep}=16,6$ (bar) i 106 (min^{-1})), [5]

Ovi mlazevi ulja osim hlađenja, onemogućavaju formiranje naslaga koksa koji se može stvarati pri povišenim temperaturama. Uslijed oscilatornog kretanja stapa ubrizgano ulje se treska i veoma efikasno hladi stap. Pravilnim dimenzioniranjem rashladnih provrta u kruni

stapa, postiže se veoma efikasno hlađenje, odnosno niske temperature na hlađenoj strani i sa strane prostora izgaranja uz niska mehanička naprezanja stapa i pored povećanih tlakova izgaranja.

U kovani poklopac cilindra umetnuto je sjedište ispušnog ventila koje se hladi posebnim slijepim provrtima usmjerenim na površinu nalijeganja ventila. Sjedište ventila s gornje strane zatvara kućište ventila koje je vijcima spojeno na poklopac. Kućište ventila se hladi rashladnom vodom.

Ispušni ventil se izrađuje iz Nimonic 80A koji je otporan na visokotemperaturnu koroziju. Otvaranje se vrši hidraulički, a zračna opruga vrši zatvaranje. Impeler na vretenu omogućuje rotaciju ventila čime se čisti dosjedna površina i ujednačava temperatura ventila.



Slika 3.49. Presjek sklopa ispušnog ventila, [5]

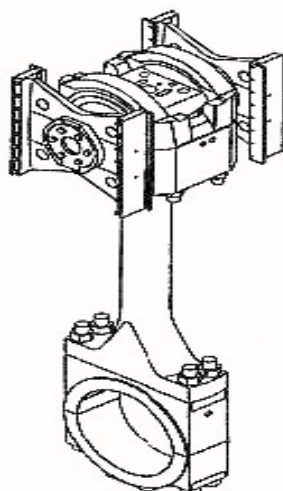
3.1.4.4 Pokretni dijelovi motora

Snaga razvijena u cilindrima prenosi se na koljenasto vratilo preko dvodjelnog stapa, stapajice, križne glave s dvostranim klizačima, te ojnice.

Koljenasto vratilo je polusastavljeno (semi-built), što znači da se posebno izradi koljeno kovanjem, a posebno osnak temeljnog ležaja pa se onda zajedno steznim spojem sastave. Materijal koljenastog vratila (koljeno + osnak) je M56 minimalne čvrstoće $550 \text{ (N/mm}^2\text{)}$ nakon toplinske obrade. Materijal koljena alternativno može biti od lijevanog čelika oznake TS.54.

Za sve temeljne i leteće ležajeve koriste se dvoslojni ležajevi iz bijele kovine. Kod vodom hlađenih stapova svaka križna glava ima par tanko slojnih ležajeva iz legure kositar-aluminij,

dok kod stapova hlađenih uljem križna glava ima jednodijelni ležaj iz bijele kovine. Tako križna glava kod RTA-2 konstrukcija ima čep iz jednog komada i ležaj iz bijele kovine izrađen iz jednog komada.

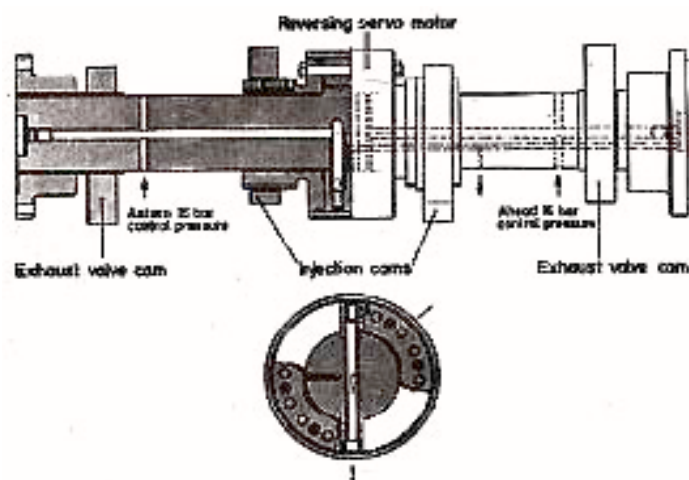


Slika 3.50. Sklop križne glave i ojnice, [5]

U oba slučaja podmazivanje se vrši uljem visokog tlaka od 12 bar koji uz pomoć džepova u ležaju stvara hidrostatičku silu koja podiže čep iz blazinice ležaja kod svakog okretaja i ispunjava ovaj razmak svježim hladnim uljem prije svakog radnog ciklusa. Klizne staze podmazuju se niskotlačnim sustavom ulja kojim se vrši i hlađenje stapa.

Obilježje sporokretnih SULZER motora je pogon razvodne osovine zupčanicima koji se smještaju na pogonskom kraju motora, ili po sredini kod većih promjera i većeg broja cilindara. Po visini, razvodna osovina nalazi se na pola visine motora što je pogodno zbog zupčastog pogona i omogućava lagan pristup radi održavanja i kontrole. (Kod RTA 38 razvodna osovina se nalazi u gornjem dijelu).

Pumpa za ubrizgavanje i aktuator ispušnog ventila izrađuju se kao zajednička jedinica i to za po dva cilindra.



Slika 3.51. Segment razvodne osovine RTA 38 motora, [5]

3.1.4.5 Prekretanje motora

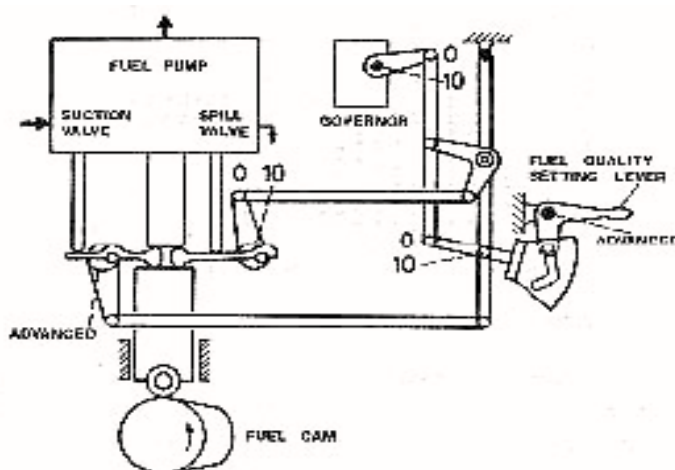
Za motore istosmjernog ispiranja s prednabijanjem pri konstantnom tlaku, otvaranje i zatvaranje ispušnog ventila je gotovo simetrično u odnosu na donji centar (donja mrtva točka). Zbog toga nije potrebno zakretati brjegove ispušnog ventila u odnosu na koljenasto vratilo za optimalan pogon krmom. Međutim, potrebno je pomaknuti brijeg za gorivo za određeni kut. Kvrge ili brjegovi ispušnih ventila koji su vanjski par brjegova na svakom segmentu razvodne osovine su zbog toga fiksirani na njoj. Svaki par brjegova za gorivo koji se nalaze u središnjem dijelu segmenta razvodne osovine je u kombinaciji s malim hidrauličkim servo motorom koji zakreće brjegove iz pozicije naprijed u poziciju krmom i obratno kada se to od njega zahtijeva. Kod vožnje krmom može se postići ista snaga kao i kod vožnje naprijed.

3.1.4.6 Sustav ubrizgavanja goriva

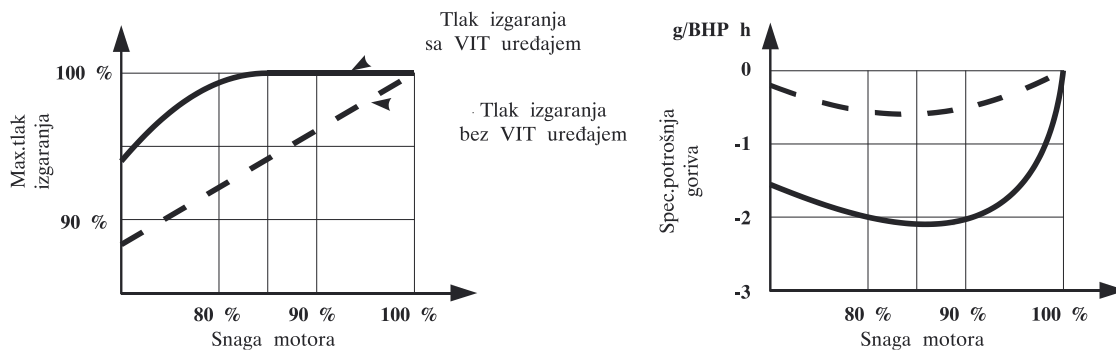
Zadatak sustava za ubrizgavanje goriva je raspršivanje goriva što je bolje moguće, i njegova raspodjela kroz prostor izgaranja s ciljem da se što bolje izmiješa i izgori s prisutnim kisikom u zraku i tako osigura što kraće vrijeme izgaranja bez stvaranja dima. Od najveće je važnosti prostorna kontrola procesa izgaranja u svrhu postizavanja što niže temperature ispušnog ventila. Ovi ciljevi se trebaju postići u visokom rasponu snaga i s mogućnošću korištenja goriva visokog viskoziteta pri zadanoj referentnoj temperaturi. Osim toga, potrošnja snage sustava za ubrizgavanje goriva treba biti minimalna, tj. manja od 1% izlazne snage motora.

Osnovni dijelovi sustava za ubrizgavanje goriva jesu: visokotlačna pumpa goriva pogonjena razvodnom osovinom, visokotlačna cijev goriva i ventil goriva.

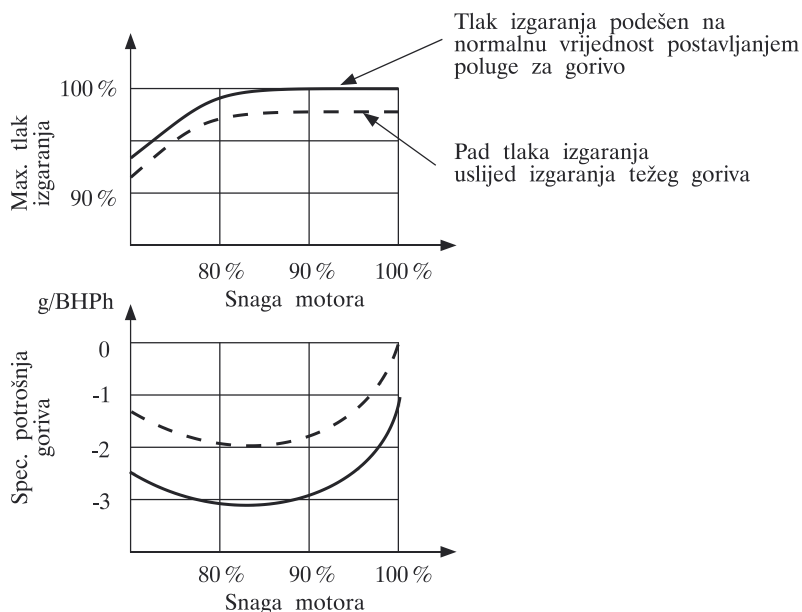
VIT (variable injection timing) sustav uveden na RLB motorima primjenjuje se i kod RTA serije. VIT uređaj u čijem sastavu je i visokotlačna pumpa goriva automatskim djelovanjem bregastim mehanizmom mijenja početak ubrizgavanja ovisno o opterećenju motora. Smanjenje spec. potrošnje goriva postiže se ranijim ubrizgavanjem pri visokom opterećenju održavajući maksimalni tlak ubrizgavanja, a kasnijim početkom ubrizgavanja pri niskim opterećenjima. Kod goriva loše kvalitete upaljivosti maksimalni tlak izgaranja će opasti uslijed kasnog izgaranja što rezultira povećanjem potrošnje goriva.



Slika 3.52. VIT sustav SULZER-ovih sporokretnih motora, [5]



Slika 3.53. Radne karakteristike motora sa i bez VIT sustava



Slika 3.54. Radne karakteristike motora sa normalnim vrijednostima i sa radom na teško gorivo

Ručna regulacija motke VIT sustava omogućava kompenzaciju ove tendencije ranijim početkom ubrizgavanja. Na taj način specifična potrošnja goriva može se dovesti na svoju originalnu vrijednost. Tlak ubrizgavanja na kojeg se regulira ubrizgač je isti bez obzira koristi li se Marine Diesel ili teško gorivo. Za motore RTA 72, 84M i 84C početak ubrizgavanja počinje pri 400 bar. Za motore RTA 38, 48, 58, 68, 76, 84 te 52 i 62 početak ubrizgavanja je na 320 (bar).

Posljednjih godina trajanje ubrizgavanja se smanjivalo i zbog toga je smanjena potrošnja goriva. Ovo skraćivanje ubrizgavanja ima smisla sve dok je formiranje smjese zadovoljavajuće. Kod prekratkog ubrizgavanja stvaranje smjese postaje slabije pa se povećava specifična potrošnja goriva i dolazi do pojave dima.

I pored korištenja relativno dugih visokotlačnih cijevi goriva, budući da se razvodna osovina nalazi po sredini visine motora, zadovoljavajuće ubrizgavanje se postiže pri trajanju od oko 20° kuta koljenastog vratila. Kod RTA 38 motora zbog malih dimenzija i monoblok konstrukcije cilindarskih plaštava, razvodna osovina smiještena je na visini glave cilindra. Uslijed vrtložnog strujanja zraka u cilindru, koje potječe od procesa ispiranja, čini se da je moguće i kraće trajanje ubrizgavanja.

Ovisno o promjeru cilindra ugrađuju se dva do četiri ventila goriva po cilindru. Ventili goriva se ne hlade vodom što znatno smanjuje radove na cjevovodima oko poklopca cilindra. Kod zaustavljanja motora vrši se recirkulacija ulja radi održavanja temperatura tako da ne dolazi do zgušnjavanja goriva pa je u svim režimima moguć rad bez prelaska na Diesel gorivo. Za vrijeme stajanja motora zagrijano gorivo cirkulira kroz sustav za ubrizgavanje pod niskim tlakom, dok se tijekom procesa ubrizgavanja cirkulacija automatski prekida.

3.1.4.7 Specifičnosti RTA 84T motora

Prvi RTA 84T motor treba biti izrađen i testiran 1992. godine u "Diesel United" Japan te isporučen do konca godine.

Najveće prednosti ovog motora su kod rada pri djelomičnom opterećenju. U tu svrhu opremljen je uređajima za promjenjivo zatvaranje ventila VEC (Variable Exhaust Closing) i s promjenljivim početkom ubrizgavanja VIT (Variable Injection Timing). Kao rezultat ugradnje ovih uređaja specifična potrošnja goriva je 166 (g/HPh) ili 163 (g/HPh) s pojačivačem snage pri 65% opterećenja motora. Druga pogodnost je da se temperatura ispušnih plinova drži na optimalnom nivou preko raspona djelomičnog opterećenja.

VEC sustav radi između 100-80% MCR i njegova zadaća je da održava konstantan tlak kompresije (p_{comp}) i tako postigne nepromjenljiv omjer p_{max} / u tom rasponu opterećenja. VIT je dobro poznat i djeluje između 80-65% MCR održavajući konstantnim p_{max} pomjeranjem unaprijed početka ubrizgavanja. Oba uređaja su elektronički upravljana i signali su izvedeni iz tlaka zraka za ispiranje, a ne iz indikatora opterećenja.

Niže brzine su rezultat dužeg stapaja 3 150 mm prema 2 900 mm kod M verzije, ali je ukupna visina motora nešto niža budući je stapajica kraća za 200 mm i ispušni kolektor smješten niže. Razmak među cilindrima je smanjen za 100 mm pa je dužina motora skraćena. Kompaktne dimenzije pridonose nižoj cijeni koštanja.

Povećani stapaj znači da je komora izgaranja dublja. Zbog toga su umjesto dvije sapnice postavljene tri sapnice čime se kompenzirala tendencija pogoršanja bsfc povećanjem s/D na 3,75 kod T motora sa 3,5 kod M verzije. Dodatna pogodnost tri sapnice je niža emisija dima i bolja raspodjela temperatura komponenti prostora izgaranja.

Da bi se izbjegla hladna korozija kroz cijelo područje opterećenja motora temperature košuljice moraju biti iznad točke kondenzacije što se postiže podijeljenim dovodom vode za hlađenje cilindra. Dio vode za hlađenje cilindra vodi se na košuljicu dok glavna količina ide direktno u poklopac cilindra, a omjer se regulira ventilom u skladu s opterećenjem motora. Odavde proizlazi da više nema potrebe izolirati provrte za hlađenje.

Stap je modificiran, plašt nije više učvršćen između glave stapa i motke već je direktno vijcima spojen na glavu što joj daje povećanu krutost.

Hladnjak zraka za ispiranje je postavljen uspravno i vijcima spojen na stranu kolektora. Sapnice za raspršivanje vode su postavljene na vrh hladnjaka s ciljem da poboljšaju čišćenje. Odvajač vode se sada radi iz plastike budući je time znatno otporniji na koroziju, 2,5 puta lakši i 50% jeftiniji od odvajača izrađenog iz aluminija.

3.1.4.8 Prednabijanje kod sporokretnih SULZER motora

Prednabijanjem motora se prvenstveno u isti radni volumen povećava dobava zraka, a također se vrši ispiranje cilindra i hlađenje komponenata komore izgaranja. Sa današnjim omjerima tlakova turbokompresora oko 3, dovedena toplinska energija ispušnih plinova u turbinu doseže vrijednosti od 30% nominalne izlazne snage motora. Međutim, do oko 75%

izlazne snage motora razvijeno je upravo zahvaljujući turbonabijanju.

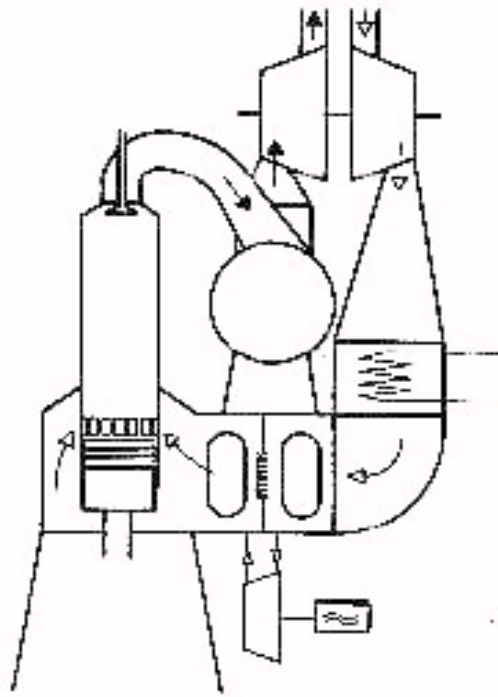
Motor, turbopunjač i sustav prednabijanja moraju se razmatrati zajedno. U suprotnom nije moguće postići visoku efikasnost motora. Očito je želimo li efikasan motor moramo imati i efikasan turbopunjač čime se direktno povećava srednji efektivni tlak. Iz slijedeće tablice 3.3 vidimo da je razvoj sporokretnih SULZER motora (važi i za ostale proizvođače), paralelan razvoju turbopunjača.

Tablica 3.3. Sustavi prednabijanja dvotaktnih SULZER motora s križnom glavom od 1958. godine

tip motora	BMEP bar	tražena ukupna efikas. T.P.(%)	Sustav prednabijanja		Pomoćna puhalo	
			impulsno	konst. tlak	pumpanje donjom stranom stapa	Elekt. pomoć. punjač (%opt.)
RD, 1958	<9	>55	x	-	x	-
RND, 1968	<11	>58	-	x	x	do 50%
RND-M, 1976	<13	>62	-	x	do 60% opt.	do 45%
RL, 1979	<15	>65	-	x	do 60% opt.	do 40%
RTA, 1983	>15	>65	-	x	-	do 25%

Prelaskom na turbonabijanje konstantnog tlaka ispušnih plinova kod RND motora uspjelo se premašiti srednji efektivni tlak od 10 bar. Pri opterećenjima motora ispod 50% moralo se uključiti pomoćno puhalo električno pogonjeno dok se donja strana stapa također u toj verziji koristila za pumpanje zraka za ispiranje. Sustav prednabijanja pri konstantnom tlaku još uvijek zahtijeva pomoćno turbopuhalo pri djelomičnom opterećenju. Budući da uzdužno ispiranje ima manje gubitke tlaka u cilindru, kod RTA serije nema više potrebe da se donja strana stapa primjenjuje za dodatnu kompresiju ispirnog zraka u kombinaciji s električno pogonjenim pihalom. Ustvari, dilema je koji od ova dva sustava primjeniti kod rada motora pri malom opterećenju kada energija ispušnih plinova nije dovoljna za potrebni porast tlaka zraka za ispiranje. Najveća mana pomoćnog električno pogonjenog turbopuhala u odnosu na primjenu donje strane stapa je potreba električne energije za pogon. Budući da je ukupno vrijeme rada glavnog motora ispod 25% opterećenja kratko, pa je i utrošak električne energije malen, SULZER se opredijelio za električno pogonjena pomoćna turbopuhala. Broj pomoćnih turbopuhala po motoru je dva, dok broj glavnih turbopunjača ovisi o provrtu i broju cilindara i kod RTA serije maksimalno iznosi četiri. Modeli RTA 38 i RTA 48 imaju samo jedan turbopunjač. Kao i kod četverotaktnih motora ovi punjači se nalaze na jednom kraju motora.

Hladnjak zraka je standardno trostupanjske izvedbe radi korištenja odvedene topline. Iza hladnjaka zraka za ispiranje smješteni su odvajajući vlage, odnosno vode koja kondenzira hlađenjem zraka. Kod plovidbe broda u tropima može se raditi o nekoliko tona vode na dan pa je potrebna ugradnja posebnog drenažnog tanka umjesto ispuštanja ove vode u kaljužu. Budući da sabirnik ispirnog zraka nema strukturnu funkciju to je obična cilindrična cijev. Ispušni sabirnik u kojemu se ujednačuje tlak ispušnih plinova je također cilindričnog oblika čije sekcije su spojene ekspanzijskim kompezatorima.



Slika 3.55. Shematski prikaz sustava prednabijanja RTA motora

3.2 ELEKTRONIČKI UPRAVLJANI SPOROKRETNI BRODSKI MOTORI MAN SERIJE ME

U ovom udžbeniku obrađene su izvedbe inteligentnog motora dvaju proizvođača, motor tvrtke MAN B&W oznake ME i motor tvrtke Wärtsilä oznake Sulzer RT-flex. Svaka izvedba bit će detaljno objašnjena po sustavima i komponentama specifičnim za taj elektronički upravljani motor. Oba proizvođača imala su pred sobom iste ciljeve, koje su naravno i postigli ali međusobno različitom izvedbom elektronički upravljaniog razvodnog sustava radnog medija. Ciljevi koji su bili postavljeni pred ove motore su posljedica ekonomskih, ekoloških i praktičnih potreba. Ciljevi su bili postići:

- Optimalnu potrošnju goriva pri svim radnim opterećenjima,
- Smanjenje emisija štetnih ispušnih plinova (čadja i dim, NO_x),
- Veću stabilnost pri svim radnim opterećenjima, naročito pri najnižim opterećenjima zbog poboljšanja manevarskih sposobnosti.

Od početka razvoja sporokretnih dvotaktnih motora serije MC, rasprskavanje goriva i rad ispušnih ventila, sinkronizirani su s položajem koljenastog vratila pomoću lančanog prijenosa koji povezuje koljenasto i razvodno/bregasto vratilo. Razvodno vratilo na sebi sadrži brjegove određenog profilnog oblika i tim brjegovima se uslijed rotacije aktivira visokotlačna pumpa goriva i hidraulički aktuator ispušnog ventila. Ovaj mehanizam je izrazito pouzdan, međutim nedostatak je taj što je takav motor optimiziran za rad u području trajnog radnog opterećenja što je otprilike na nekih 70 – 85% maksimalnog opterećenja motora. Izvan tih granica ovi motori nisu mogli biti kvalitetno optimizirani. Pri najnižim radnim brzinama javljaju se problemi s nepouzdanim radom, tlakom rasprskavanja goriva, neekonomičnom potrošnjom goriva i nepotpunim izgaranjem goriva. Ovo se događa iz razloga što su ovi motori ograničeni profilnim oblikom brjegova razvodnog vratila jer s pomoću VIT sklopa je samo do određene granice moguće utjecati na početak rasprskavanja goriva, nije moguće utjecati na tlak rasprskavanja goriva.

Elektronički upravljani motori serije ME-C ne koriste razvodno vratilo, a to znači da nisu ograničeni mehaničkim komponentama određenog oblika. Glavni razlog zbog čega su elektronički upravljani motori nazvani inteligentnim motorima dan je u sljedećoj rečenici. Upravljački elektronički sustav ME-C motora pomoću osjetnika određuje položaj koljenastog vratila te u ovisnosti o radnom opterećenju motora i zadanom režimu rada određuje točan trenutak, količinu i tlačni profil rasprskanog goriva a istovremeno i trenutak otvaranja i zatvaranja ispušnog ventila. Možemo ustvrditi da se ovdje radi o kontinuiranom elektroničkom profiliranju imaginarnog razvodnog brijega u ovisnosti o: položaju koljenastog vratila, radnom opterećenju i zadanom režimu rada. Tlak rasprskavanja a time i kvaliteta rasprskavanja goriva uvijek je zadovoljavajuća jer se ostvaruje pomoću zasebnog visokotlačnog elektrohidrauličkog sustava s aktuatorima koji se aktiviraju pilot ventilima preko elektroničkog upravljačkog sustava. Rad ovog sustava ne ovisi o broju okretaja motora. Rad motora ovim je stabilan i pouzdan u rasponu od 10% opterećenja pa naviše, što je bitno za vrijeme manevre. S ovom tehnologijom, u cijelom rasponu opterećenja rad motora je optimiziran i toplinsko i mehanička opterećenja cilindara su ujednačena.

3.2.1 Elektrohidraulički sustav za upravljanje izmjene radnog medija u cilindru ME-C motora

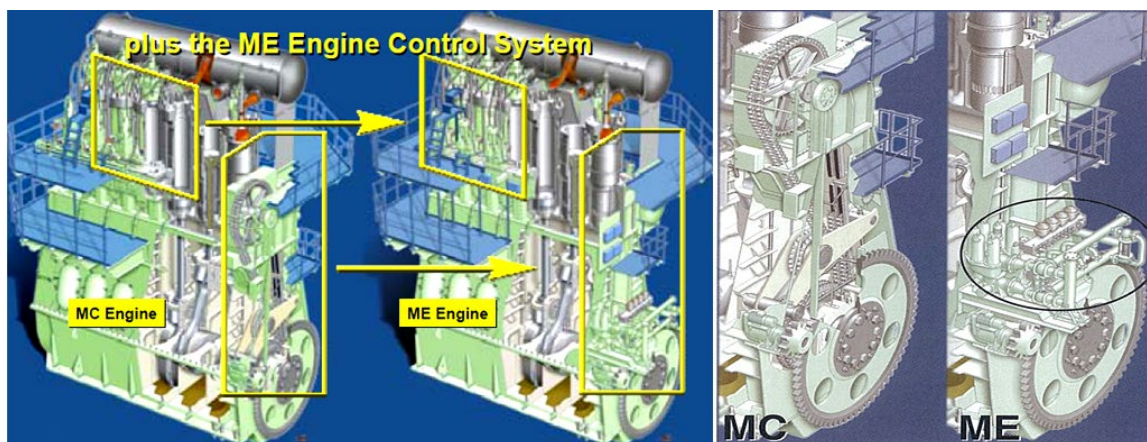
Razvoj tehnologije za kontrolu i upravljanje izmjene radnog medija u cilindru kod elektronički upravljanih motora, izostavio je iz daljnje upotrebe određen broj konvencionalnih elemenata motora. Konvencionalne elemente koje su izostavljene kod ME-C motora su sljedeće:

- Lančani prijenos i njegovo kućište,
- Razvodno vratilo,
- Visokotlačne pumpe goriva,
- Hidraulički aktuatori ispušnih ventila,
- Distributor uputnog zraka,
- Regulator motora,
- Mehanički lubrikatori cilindarskih košuljica (tzv. mazalice) i
- Lokalni upravljački pult.

Elementi karakterističnog elektronički upravljanih motora zajedno čine visokotlačni elektrohidraulički sustav za kontrolu i upravljanje izmjene radnog medija u cilindru su:

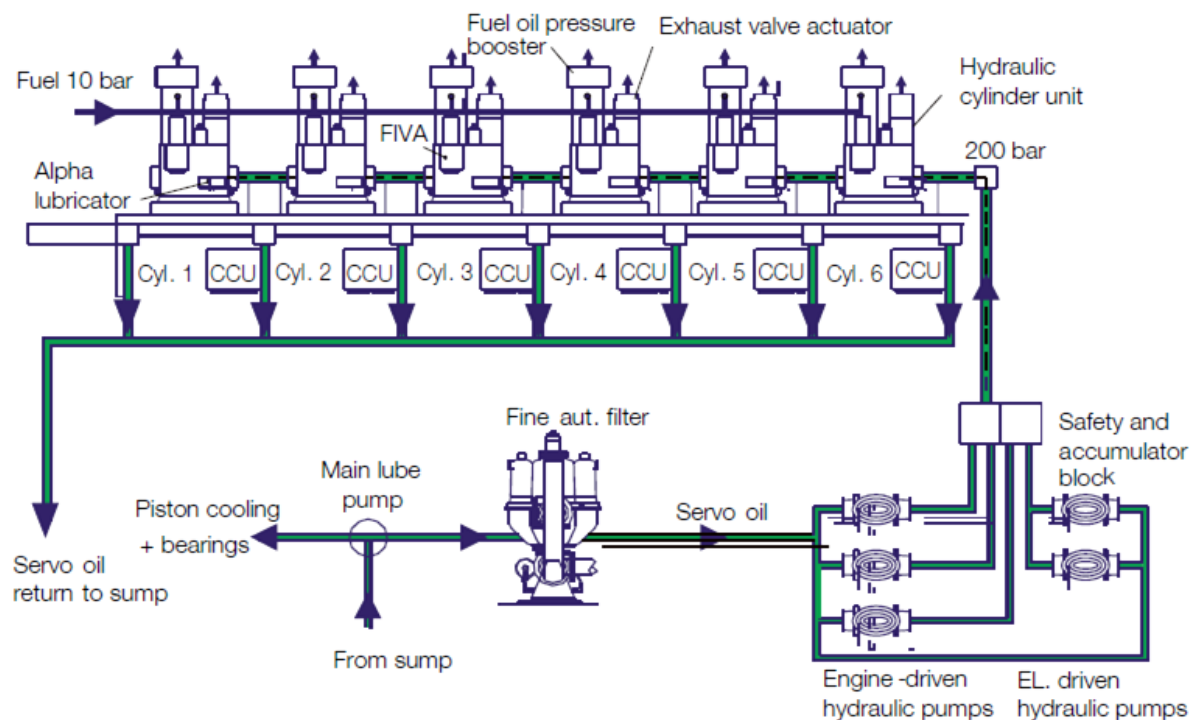
- Jedinica za opskrbu hidrauličkom snagom (engl. Hydraulic Power Supply Unit – HPS),
- Hidrauličke jedinice cilindara (engl. Hydraulic Cylinder Units - HCU),
- Upravljački sustav motora (engl. ME Engine Control System – ME ECS),
- Sustav uputnog zraka,
- Davači/osjetnici položaja koljenastog vratila,
- Integrirani elektronički Alfa sustav podmazivanja cilindara te
- Lokalni upravljački panel (eng. Local Operating Panel - LOP).

Gore navedenu izmjenu sastavnica motora prikazuje slika 3.56.



Slika 3.56. Razlika u mehaničkim sastavnicama MC-C i ME-C motora, [2]

Na slici 3.57. se vidi da se nakon pumpe sistemskog ulja jedan dio ulja odvodi u visokotlačni hidraulički sustav preko filtera samočistioca (engl. Fine automatic filter). Filtrirano ulje se pomoću klipnih pumpi (engl. Engine/El. Driven hydraulic pumps) tlači na radni tlak od 200 bar i nadalje se preko hidrauličkog akumulatorskog bloka (engl. Safety and accumulator block) tlači prema hidrauličkim jedinicama cilindra (engl. HCU's). Postoji jedna hidraulička jedinica za svaki cilindar glavnog motora a sve te jedinice se nalaze na zajedničkom postolju u razini cilindra glavnog motora. Hidrauličke jedinice cilindra su povezane međusobno i s jedinicom za opskrbu hidrauličkom snagom pomoću visokotlačnih vodova s dvostrukom stjenkom. Hidrauličko ulje nakon izvršenog rada u hidrauličkim jedinicama cilindra, slijeva se u tank sistemskog ulja u dvodnu broda. Svaka hidraulička jedinica cilindra je elektronički upravljana vlastitom upravljačkom jedinicom cilindra (engl. CylinderControlUnit - CCU) koja je sastavni dio upravljačkog sustava ME motora (engl. ME enginecontrol system - ME ECS) koji se općenito sastoji od niza povezanih višenamjenskih regulatora (engl. Multi Purpose Controller, MPC). Upravljačka jedinica cilindra upravlja radom upravljačkog razvodnika za akciju rasprskavanja goriva i otvaranja ispušnog ventila (eng. Fuel Injection and Valve Actuation valve – FIVA valve).

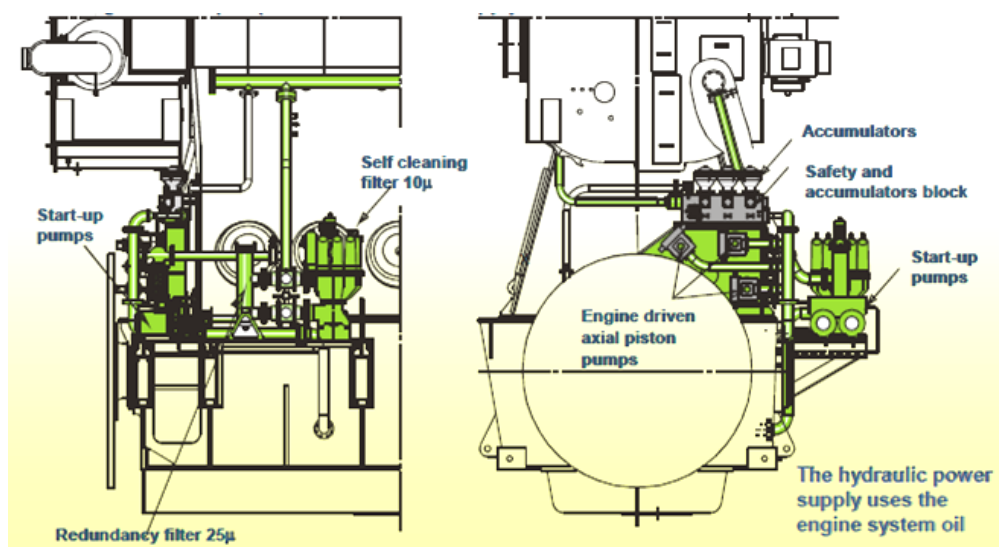


Slika 3.57. Visokotlačni elektrohidraulički sustav spojen na sustav sistemskog ulja motora, [3]

3.2.2 Jedinica za opskrbu hidrauličkom snagom

Jedinica za opskrbu hidrauličkom snagom (eng. Hydraulic Power Supply Unit – HPS) smještena je poviše zamašnjaka (Slika 3.58) i sastoji se od:

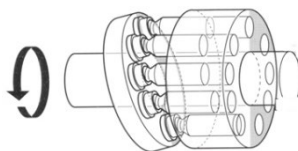
- Filtera samočistioca,
- Klipnih pumpi promjenjive dobave,
- Hidrauličkog akumulatorskog bloka te
- Elektroničkog kontrolnog sustava radnog tlaka.



Slika 3.58. Jedinica za opskrbu hidrauličkom snagom ME-C motora, [3]

Osim automatskog filtera ulja ugrađen je još jedan filter zbog potrebne zalihosti. Automatski filter samočistioc zadržava čestice iz ulja promjera većeg od 6 (μm) odnosno 10(μm) ovisno o odabiru, a redundantni filter zadržava čestice promjera većeg od 25(μm).

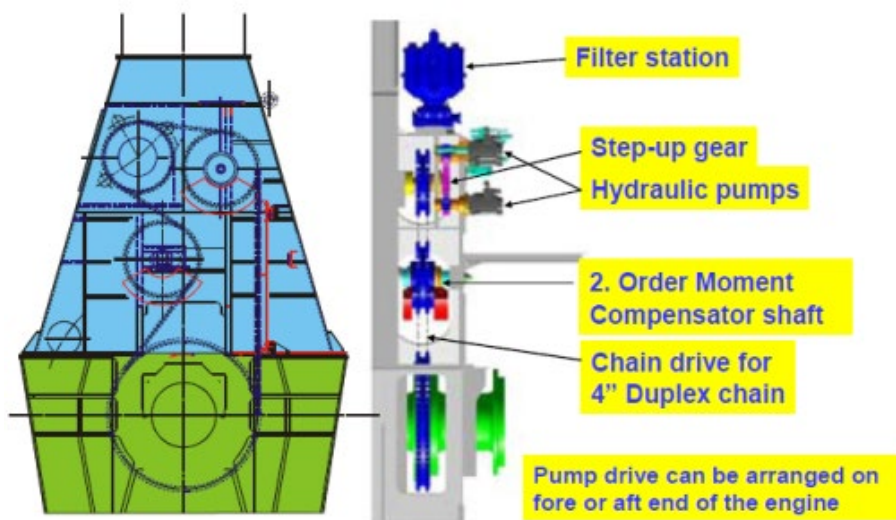
Jedinica za opskrbu hidrauličkom snagom, ovisno o veličini i snazi pogonskog motora, sadrži određen broj aksijalnih klipnih pumpi s nagibnom pločom (Slika 3.59.) koje imaju mogućnost promjenjive dobave ulja. Crpke se dijele na elektromotorno pogonjene i privješene.



Slika 3.59. Aksijalna klipna pumpa s nagibnom pločom

Minimalno dvije pumpe moraju biti pogonjene elektromotorom i koriste se pri upućivanju ovog hidrauličkog sustava, ostale pumpe su privješene na zamašnjak motora i

preuzimaju opterećenje nakon upućenja motora. Jedinica za opskrbu hidrauličkom snagom ima vlastiti elektronički sustav za kontrolu dobave ulja a time i radnog tlaka ovog sustava. Uputne elektromotorno pogonjene pumpe osiguravaju radni tlak ulja do 175 (bar) dok privještene pumpe osiguravaju tlak do 250 (bar). Rad ovih pumpi treba biti izbalansiran vibracijskim kompenzatorima drugog reda (engl. 2. Order Moment Compensator shaft) prikazanima na slici 3.60.

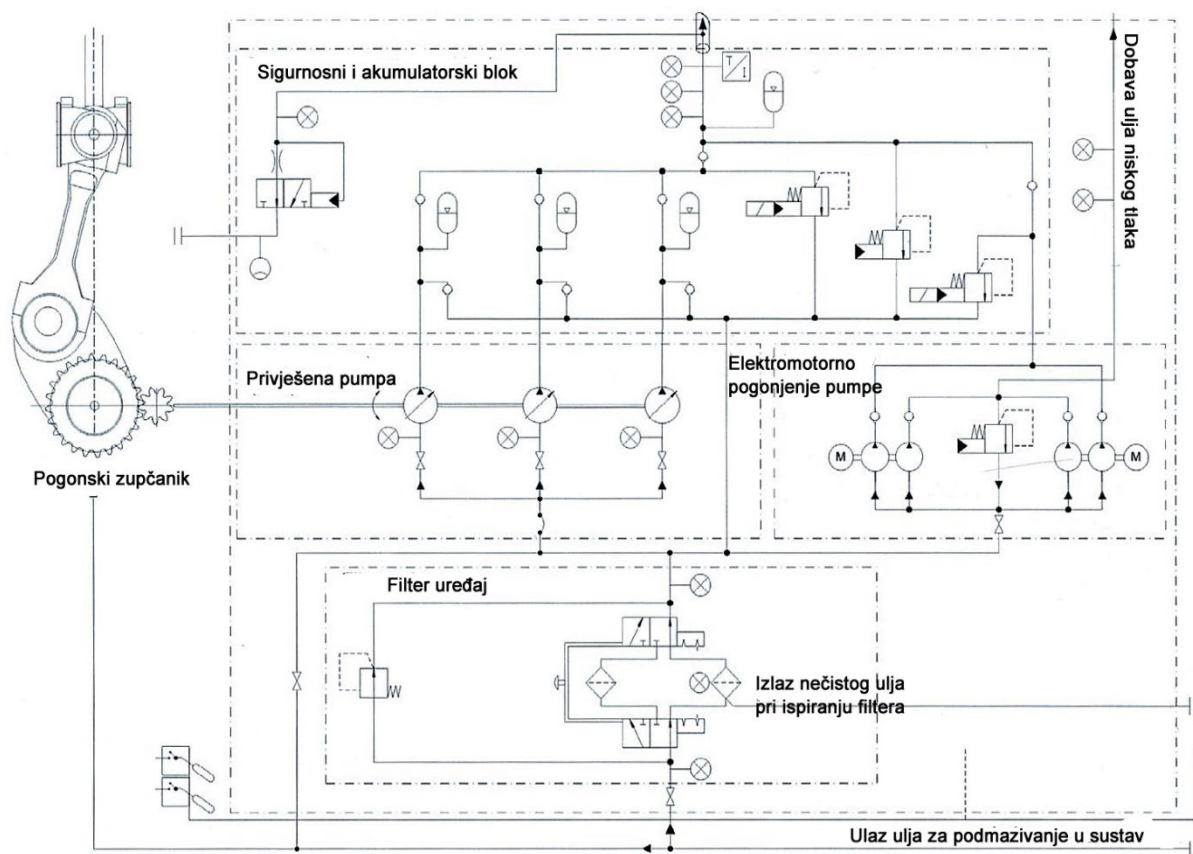


Slika 3.60. Vibracijski kompenzatori drugog reda u pogonu privješene pumpe ulja, [2]

Koliko će biti privješene pumpe ulja, hoće li biti pokretane lančanim ili zupčastim prijenosom, ovisi o snazi glavnog motora. Moguć je odabir smještaja pumpi na slobodnom i pogonskom kraju glavnog motora.

Jedinica za opskrbu hidrauličkom snagom (Slika 3.58.) predviđena je da koristi sistemsko ulje motora kao hidrauličko ulje, ovo se vidi na shematskom prikazu na slici 3.57., i hidrauličkoj shemi slike 3.61. Sistemskim uljem se podmazuju ležajevi i hlade stapovi motora. Ako se to želi, moguća je zatvorena izvedba visokotlačnog hidrauličkog sustava s vlastitim hidrauličkim uljem, odvojeno od sustava sistemskog ulja motora.

Slika 3.61. prikazuje kako se iz sustava za podmazivanje glavnog motora uzima sistemsko ulje i filtrira kroz filter uređaj te prosljeđuje do privješene i elektromotorno pogonjene pumpe. Pumpe tlače ulje kroz hidraulički i sigurnosni blok dalje prema ostatku visokotlačnog hidrauličkog sustava i nakon izvršenoga rada ulje se slijeva u tank dvodna sistemskog ulja.



Slika 3.61. Hidraulička shema HPS jedinice za opskrbu hidrauličkom snagom ME-C motora, [2]

3.2.3 Hidraulička jedinica cilindra

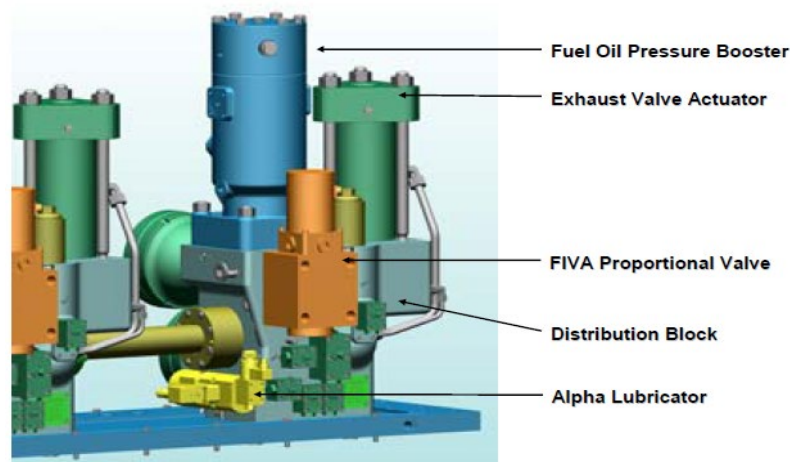
Hidraulička jedinica cilindra je složena elektrohidraulička jedinica u kojoj dolazi do pretvorbe električnih upravljačkih signala u mehanički rad aktuatora koji pripadaju:

- Sustavu inteligentnog rasprskavanja goriva nazvanim InFI jedinica (engl. Intelligent Fuel Injection Unit - InFIUnit),
- Sustavu akcije ispušnog ventila zvanim InVA jedinica (eng. Intelligent Valve Actuation Unit – InVAUnit) i
- Integriranom Alfa sustavu podmazivanja cilindara ME-C motora.

Hidraulička jedinica cilindra (Slika 3.62.) sastoji se od hidrauličkog razvodnog bloka na koji su postavljeni:

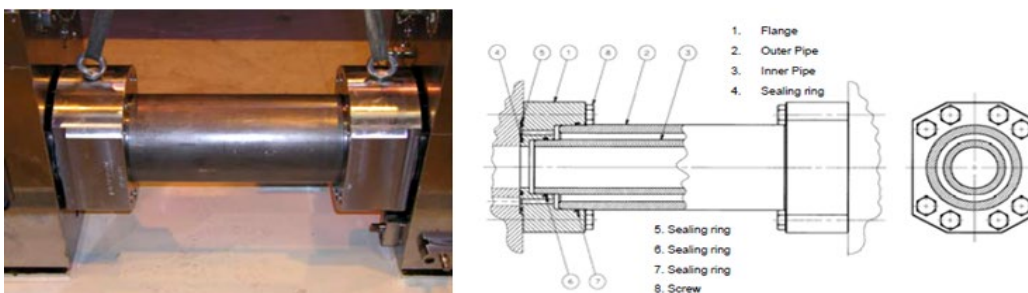
- Hidraulički aktuator ispušnog ventila koji pripada InVA jedinici (engl. Exhaust Valve Actuator),

- Visokotlačna pumpa goriva koja pripada InFI jedinici (eng. Fuel Oil Pressure Booster),
- Hidraulički akumulator,
- Integrirani Alfa lubrikator (engl. Integrated Alpha Lubricator) i
- Upravljački proporcionalni FIVA razvodnik za aktivaciju aktuatora u sustavu goriva i ispušnog ventila (engl. FuelInjection and Valve Actuation Control Valve – FIVA Proportional Valve).



Slika 3.62. Hidraulička jedinica cilindra 12K98ME-C motora, [2]

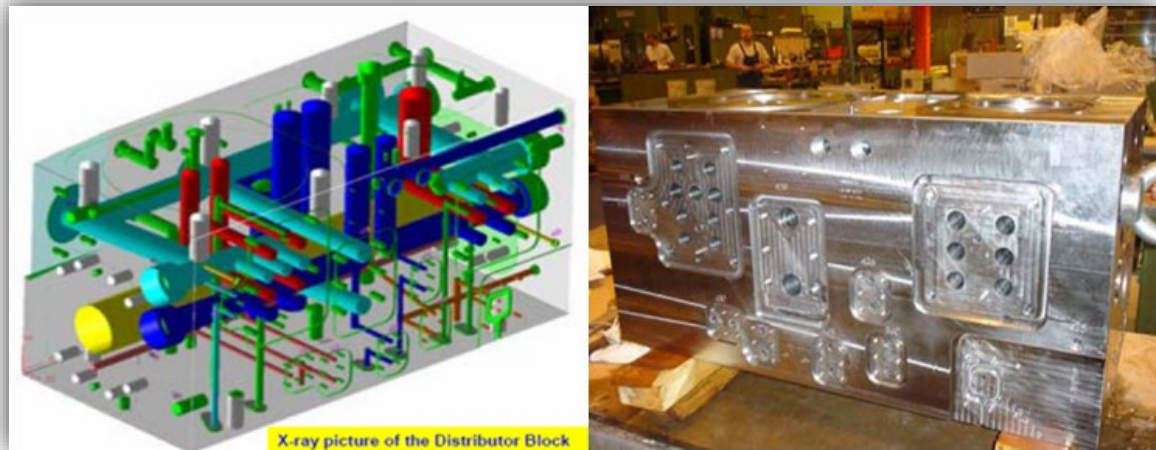
Postoji po jedna hidraulička jedinica cilindra za svaki cilindar motora. Hidrauličke jedinice su međusobno povezane cijevima s dvostrukom stjenkom (Slika 3.63.) za dovod ulja iz jedinice za opskrbu hidrauličkom snagom.



Slika 3.63. Hidraulička cijev s dvostrukom stjenkom S70ME-C motora i njen prikaz u poprečnom presjeku, [2]

Hidraulički razvodni blok (Slika 3.64. desno) sadrži vodove za hidrauličko ulje, a izrađen je iz jednog komada kako bi se onemogućio nastanak kvara. Omogućeno je da se ručno

upravljanim isključnim ventilima (engl. Shut-offvalves) prekine dovod hidrauličkog ulja do svake pojedine sastavnice postavljene na ovaj blok za slučaj da je potrebno vršiti ikakve radove.

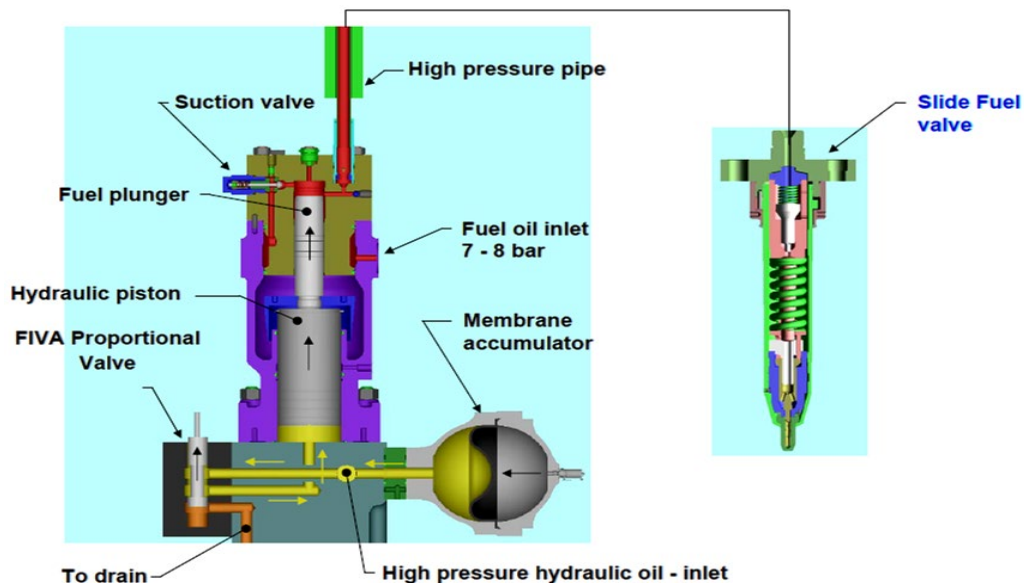


Slika 3.64. Razvodni hidraulički blok jedinice cilindra 12K98ME-C motora i njegov 3D računalni prikaz unutarnjih vodova, [2]

3.2.4 Sustav inteligentnog rasprskavanja goriva ME-C motora nazvan InFI jedinica

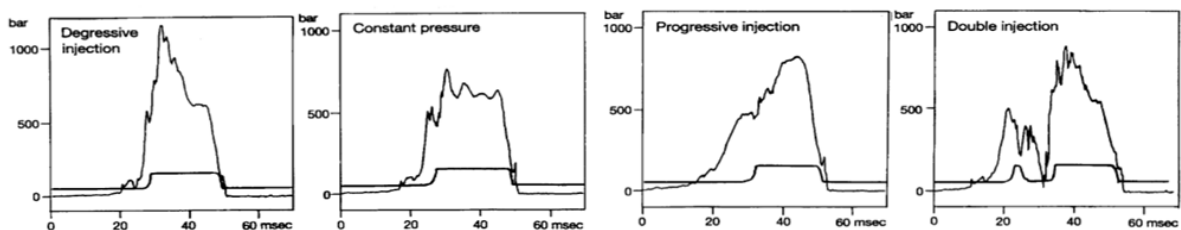
Ovaj sustav se naziva InFI jedinica (engl. Intelligent Fuel Injection Unit - InFI) odnosno jedinica za inteligentno rasprskavanje goriva (Slika 3.65.) zbog sposobnosti ovog sustava da precizno rasprska potrebne količine goriva u točno određenom trenutku pod određenim tlakom. InFI jedinica sastoji se od:

- visokotlačne pumpe goriva (engl. Fuel Oil Pressure Booster),
- visokotlačnih cijevi goriva (engl. High pressure pipes) i
- rasprskača goriva kliznog tipa (engl. Slide-type fuel valves) (Slika 3.67.).



Slika 3.65. Sustav inteligentnog rasprskavanja goriva nazvan InFI jedinica, [3]

Princip rada InFI jedinice se vidi na slici 3.65. Upravljački sustav ME-C motora generira električne signale za upravljački FIVA razvodnik ovisno o položaju koljenastog vratila, opterećenju motora i zadanom režimu rada. Po djelovanju električnog signala FIVA razvodnik propušta hidrauličko ulje koje zatim djeluje na aktuator (engl. Hydraulic piston) visokotlačne pumpe goriva koji silu prenosi na klip goriva (engl. Fuel plunger) iznad kojega je cilindar s pripremljenim gorivom od 7-10 (bar) koje se nadalje tlači visokotlačnim cijevima do rasprskavača goriva na potreban tlak rasprskavanja. Visokotlačna pumpa goriva ove izvedbe manje je podložna habanju jer ima puno veću površinu brtvljenja u usporedbi s klasičnom visokotlačnom (Bosch) pumpom goriva čime je produljen njen radni vijek. Radni tlak hidrauličkog ulja može biti i do 250 (bar) dok se tlakovi rasprskavanja goriva koje ostvaruje ovaj sustav kreću od 600 do 1000 (bar).

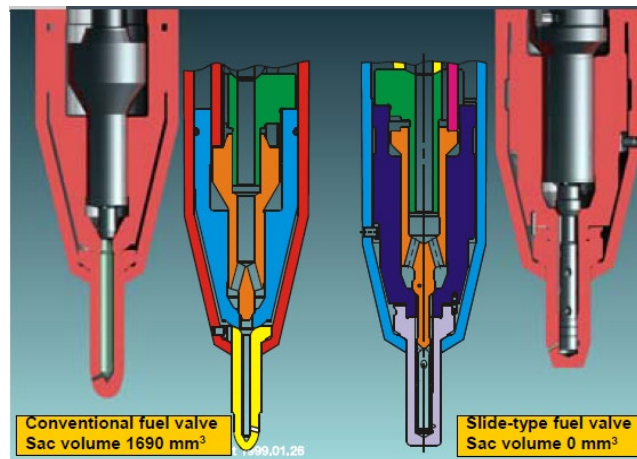


Slika 3.66. Karakteristični primjeri indikatorskih dijagrama tlaka rasprskavanja i rada igle rasprskavača goriva, [1]

Slika 3.66. prikazuje četiri karakteristična primjera indikatorskih dijagrama rasprskavanja goriva u cilindar motora a to su:

- Degresivno rasprskavanje (engl. Degressive injection),

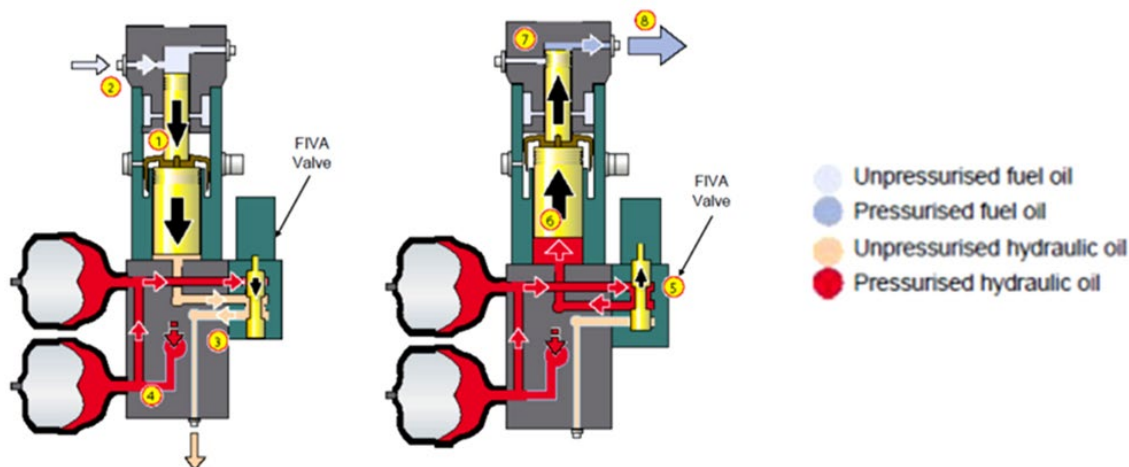
- Rasprskavanje konstantnog tlaka (engl. Constant pressure injection),
- Progresivno rasprskavanje (engl. Progressive injection) te
- Dvostruko rasprskavanje (engl. Double injection).



Slika 3.67. Usporedba rasprskavača goriva konvencionalne i klizne izvedbe, [2]

Najbitnija razlika, koju prikazuje slika 3.67., u konstrukciji između konvencionalnih rasprskavača goriva i suvremenih rasprskavača kliznog tipa je u veličini štetnog volumena goriva ispod igle rasprskavača. Gorivo iz toga prostora rasprskavača neželjeno kapa u komoru izgaranja i time smanjuje ukupnu kvalitetu izgaranja goriva. Kod konvencionalne izvedbe rasprskavača ovaj volumen iznosi i do 1690 (mm³) ovisno o veličini rasprskavača dok kod suvremene izvedbe rasprskavača kliznog tipa ovaj volumen takoreći iznosi 0 (mm³).

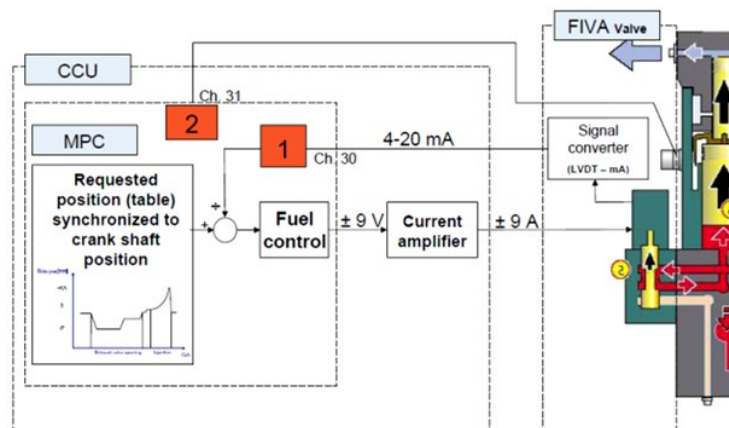
Princip rada hidrauličkog sustava po kojem se izvršava rasprskavanje goriva prikazan je slikom 3.68. i opisan u 8 koraka kako slijedi:



Slika 3.68. Princip rasprskavanja goriva ME-C motora, [2]

1. Upravljački FIVA razvodnik je aktiviran prema dolje što omogućava povratak klipa goriva zajedno s hidrauličkim akuatorom u početan položaj uslijed djelovanja tlaka goriva od 7-10 (bar) koje puni cilindar goriva visokotlačne pumpe,
2. Gorivo prolazi nepovratni ventil i puni cilindar goriva visokotlačne pumpe goriva,
3. Hidrauličko ulje iz cilindra hidrauličkog akuatora otječe preko upravljačkog FIVA razvodnika kroz hidraulički blok prema tanku sistemskog ulja,
4. Akumulatori hidrauličkog bloka pune se hidrauličkim uljem iz jedinice za opskrbu hidrauličkom snagom jer upravljački FIVA razvodnik zatvara izlazni vod hidrauličkih akumulatora,
5. Upravljački FIVA razvodnik je aktiviran prema gore i propušta hidrauličko ulje pod radnim tlakom u cilindar hidrauličkog akuatora visokotlačne pumpe goriva,
6. Hidraulički akuator i klip goriva kreću se prema gore uslijed djelovanja sile nastale djelovanjem radnog tlaka hidrauličkog ulja na dno hidrauličkog akuatora, počinje tlačenje goriva,
7. Nepovratni ventil je zatvoren uslijed tlačenja goriva u cilindru visokotlačne pumpe,
8. Tlak goriva u visokotlačnom sustavu raste i u jednom trenutku nadjača silu opruge rasprskavača i tada počinje rasprskavanje goriva u cilindar motora.

Upravljanje i regulaciju rada upravljačkog FIVA razvodnika, kako prikazuje slika 3.69., obavlja kontrolna jedinica cilindra motora (engl. Cylinder Control Unit - CCU) koja je sastavnica upravljačkog sustava ME-C motora. Sastavni dio svake kontrolne jedinice je računalo odnosno višenamjenski regulator (engl. Multi Purpose Controller - MPC).

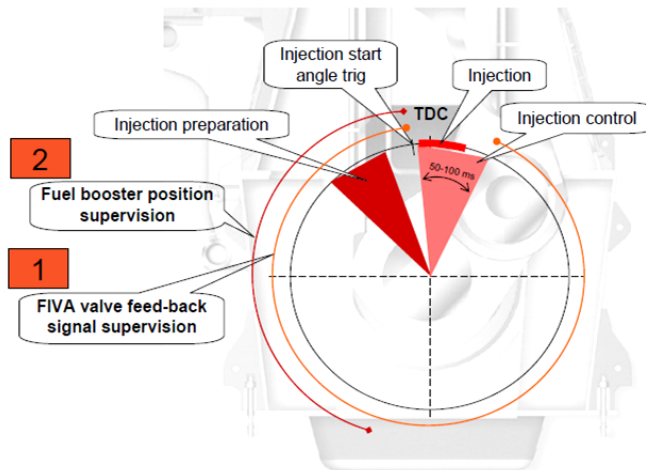


Slika 3.69. Upravljanje i regulacija rada upravljačkog FIVA razvodnika, [2]

Važno je istaknuti da je računalni program izrađen tako da kontinuirano nadzire ispravnost dvaju informacija/signala a to su:

1. Povratni signal položaja upravljačkog FIVA razvodnika (engl. FIVA valve feed-back signal supervision). Signal je ispravan ako mu je jakost unutar domene 4-20 (mA), izmjerena brzina gibanja klipa FIVA razvodnika je unutar fizički moguće domene i ako je položaj klipa FIVA razvodnika na ispravnom mjestu ovisno o položaju koljenastog vratila.
2. Signal položaja aktuatora u visokotlačnoj pumpi goriva (engl. Fuel booster position supervision). Ovaj signal upozorava na nedozvoljeno pomicanje klipa goriva za vrijeme takta kompresije u cilindru motora.

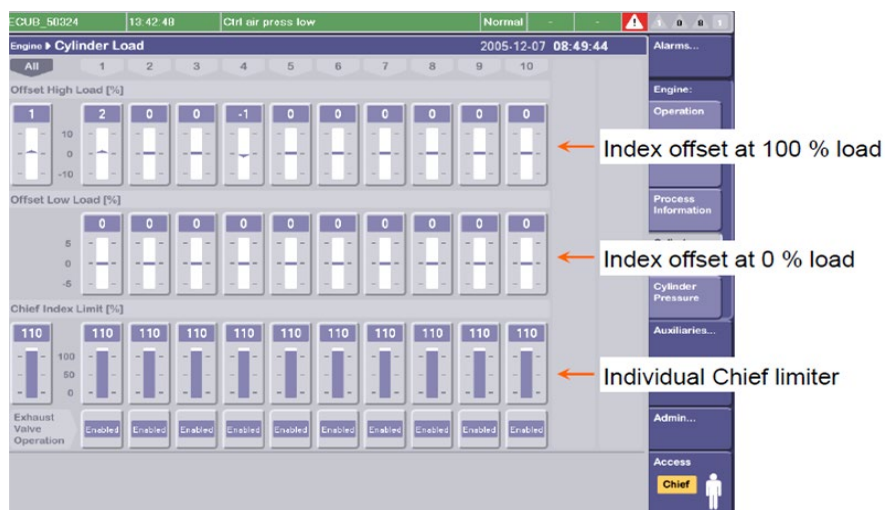
Ovo shematski prikazuje slika 3.70. na kojoj su ovi signali jednako numerirani. Na slici se vide označeni periodi: pripreme rasprskavanja goriva (engl. Injection preparation), period rasprskavanja (engl. injection) te period nadzora izgaranja (engl. Injection control). Prije GMT (engl. TDC) je trenutak upućivanja naredbe za rasprskavanje goriva (engl. Injection start angle trig)



Slika 3.70. Shematski prikaz nadzora ispravnosti signala o položaju FIVA razvodnika i klipa goriva ovisno o položaju koljenastog vratila ME-C motora, [2]

U slučaju da je iti jedan od ovih signala neispravan, upravljački sustav reagira izdavanjem naredbe za otvaranje ispušnog ventila što se naziva sigurnim zakazivanjem ili pad u sigurno (engl. Failsafe).

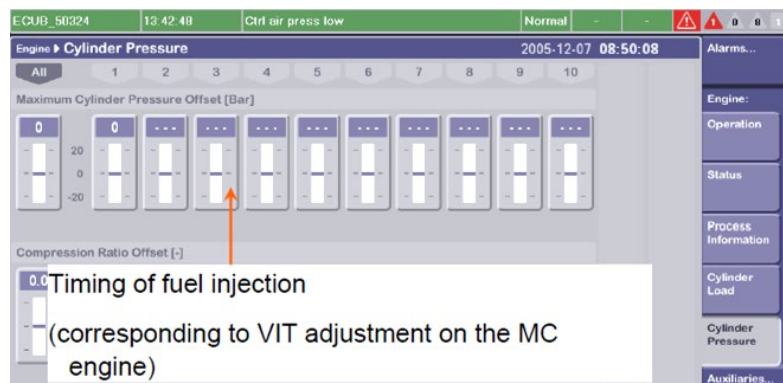
Slika 3.71. prikazuje grafičko sučelje upravljačkog panela preko kojeg je operateru omogućeno ujednačavanje opterećenja (engl. Index offset) svih cilindara ME-C motora što poboljšava ukupnu izbalansiranost motora te produljuje radni vijek potrošnih sastavnica zbog ujednačenih mehaničko toplinskih opterećenja.



Slika 3.71. Prikaz mogućnosti pojedinačnog podešavanja opterećenja cilindara ME-C motora, računalno preko upravljačkog panela, [2]

Slika 3.72. prikazuje grafičko sučelje upravljačkog panela preko kojeg se podešava vrijednost maksimalnog tlaka izgaranja (engl. Maximum Cylinder Pressure Offset) pojedinačno u cilindrima ME-C motora promjenom trenutka rasprskavanja goriva (engl. Timing of fuel

injection) što odgovara podešavanju istog parametra pomoću VIT uređaja (engl.Variable Injection Timing - VIT) kod konvencionalnih MC-C motora.

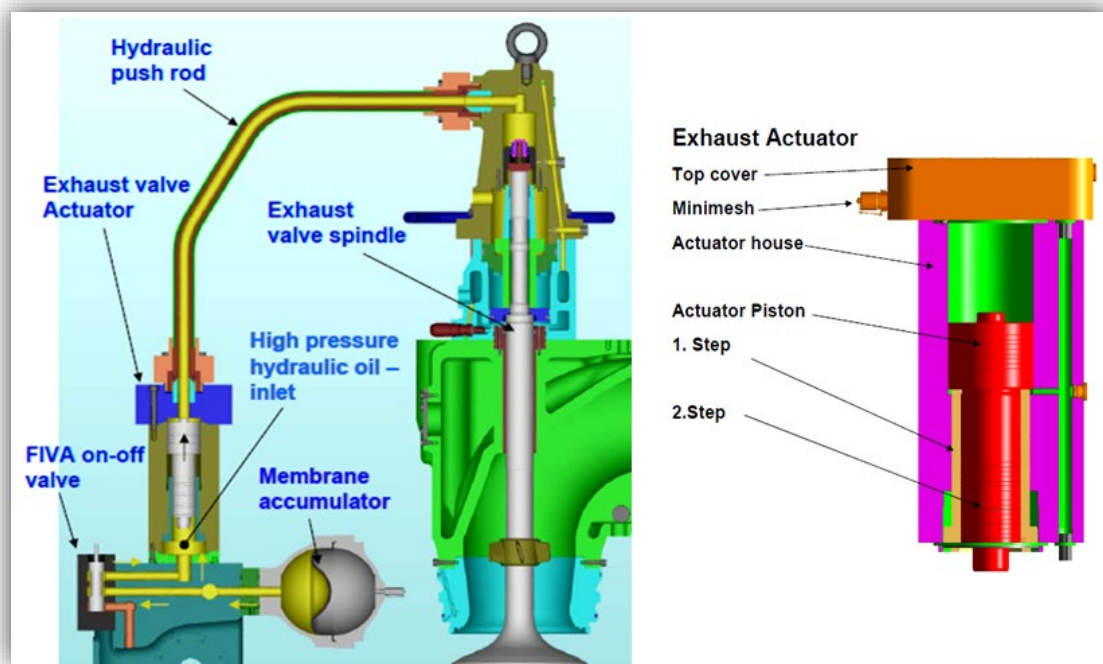


Slika 3.72. Podešavanje maksimalnog tlaka izgaranja u cilindrima ME-C motora, računalo preko upravljačkog panela, [2]

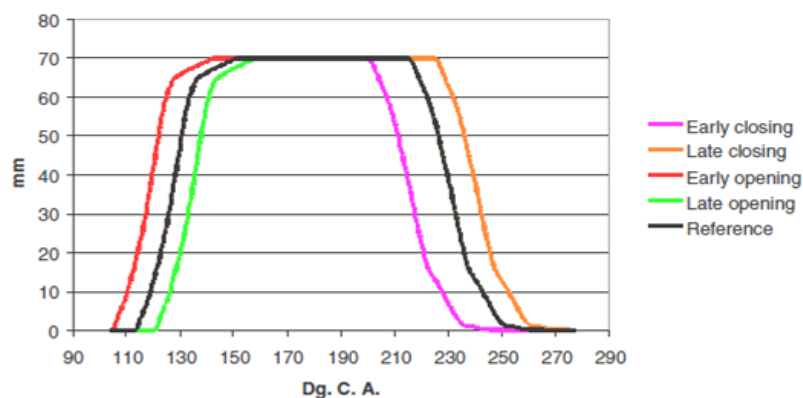
3.2.5 Sustav aktucije ispušnog ventila ME-C motora nazvan InVA jedinica

Sustav aktucije ispušnog ventila (Slika 3.73.) naziva se InVA jedinica (engl.Intelligent Valve Actuation Unit – InVAUnit) zbog sposobnosti da otvori i zatvori ispušni ventila kada je to potrebno kako prikazuje slika 3.74. InVA jedinica se sastoji od:

- Hidrauličkog aktuatora ispušnog ventila (engl.Exhaust valve actuator),
- Visokotlačnog voda hidrauličkog ulja (engl.Hydraulic push rod) i
- Jedinice ispušnog ventila.

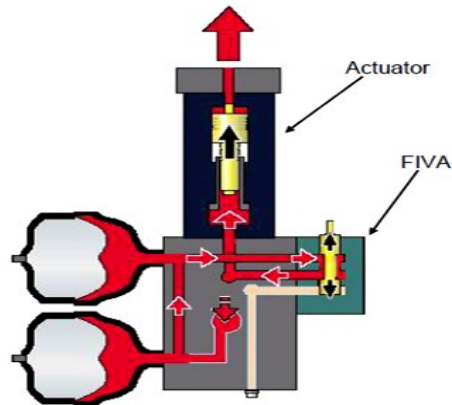


Slika 3.73. Sustav aknuacije ispušnog ventila ME-C motora nazvan InVA jedinica, [2]



Slika 3.74. Prikaz mogućnosti promjenjivog otvaranja i zatvaranja ispušnog ventila InVA jedinice ME-C motora, [3]

Princip aknuacije ispušnog ventila prikazuje slika 3.75. Nakon izvršenog dijela radnog takta u cilindru ME-C motora FIVA upravljački razvodnik se okreće i u pogodnom trenutku otvara vod hidrauličkom ulju pod radnim tlakom prema aknuatoru, tlak se prenosi visokotlačnim vodom do jedinice ispušnog ventila gdje se ostvaruje potrebna sila za otvaranje ventila. Hidraulički sustav drži ispušni ventil otvoren dok traje ispiranje cilindra motora.. Po završetku ispiranja cilindra motora FIVA razvodnik se okreće pa hidraulički sustav više ne drži ispušni ventil otvoren i on se tada pomoću zračne opruge zatvara a ulje iz cilindra hidrauličkog aknuatora otječe u prema tanku sistemskog ulja.



Slika 3.75. Principi aktucije ispušnog ventila ME-C motora, [2]

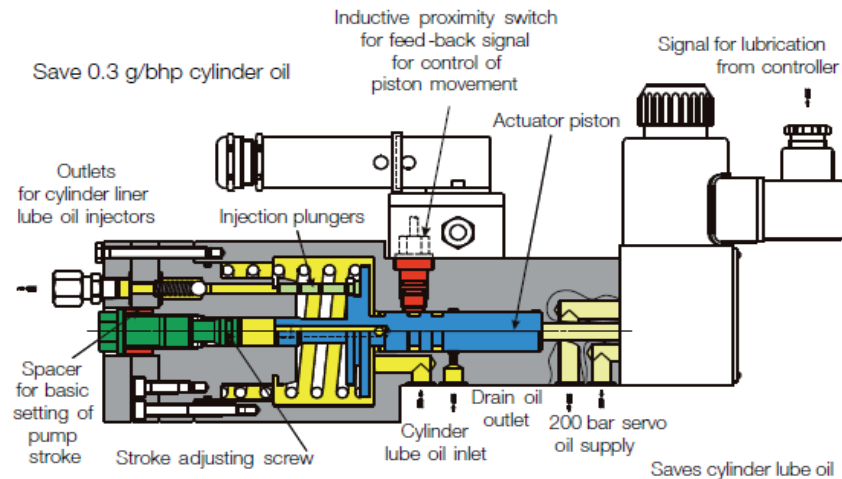
Slika 3.76. prikazuje grafičko sučelje upravljačkog panela preko kojeg se podešava trenutak zatvaranja ispušnog ventila pri kraju ispiranja cilindra (engl. Adjustment of exhaust valve closing time) te trenutak otvaranja ispušnog ventila pri kraju radnog takta ME-C motora (engl. Adjustment of exhaust valve opening time).



Slika 3.76. Podešavanje rada jedinice za aktuciju ispušnog ventila ME-C motora, [2]

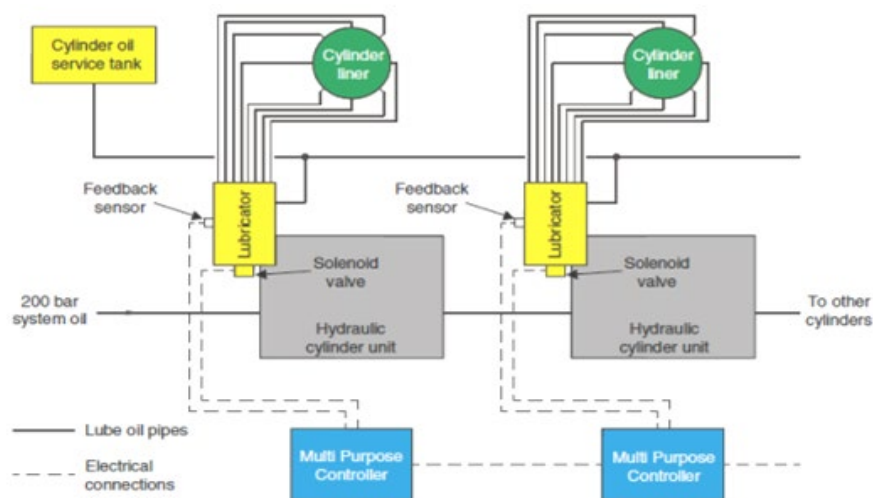
3.2.6 Integrirani Alfa sustav podmazivanja cilindara ME-C motora

Svaki cilindar motora ima vlastiti Alfa lubrikator (Slika 3.77.) smješten na razvodnom bloku hidrauličke jedinice cilindra (Slika 3.62. i 3.64., HCU). Princip rada Alfa lubrikatora je takav da na upravljački signal (engl. Signal for lubrication from controller) pilot ventil propušta hidrauličko ulje (engl. 200 (bar) servo oil supply) koje djeluje na aktuator (engl. Actuator piston) koji pokreće tlačne klipove cilindarskog ulja (engl. Injection plungers). Po prekidu upravljačkog signala upravljački pilot ventil prekida dovod hidrauličkog ulja i time prestaje rasprskavanje cilindarskog ulja. Dužina hoda aktuatora se ručno podešava graničnim vijkom (engl. Stroke adjusting screw). Pokretanje aktuatora kontrolira se povratnim signalom indukcijskog osjetnika (engl. Inductive proximity switch). Povrat aktuatora se vrši oprugom.



Slika 3.77. Poprečni presjek Alfa lubrikatora cilindra motora, [2]

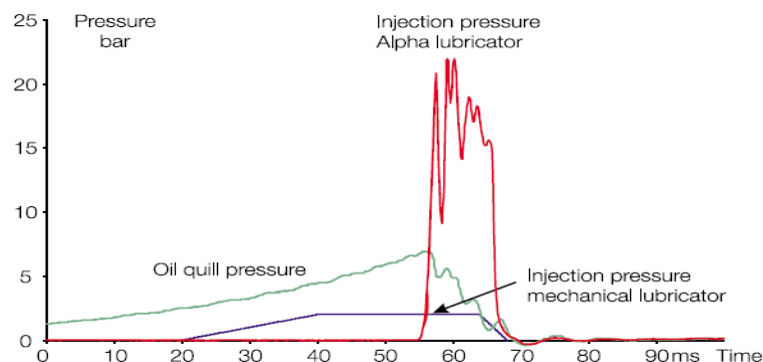
Prednosti Alfa lubrikatora, osim što omogućava manju potrošnju cilindarskog ulja, dolaze do izražaja u potpunosti kod ME-C motora jer je cijeli sustav Alfa lubrikatora (Slika 3.78.) integriran u visokotlačni elektrohidraulički sustav motora. Integriranost u sustav znači da se upravljanje sustavom Alfa lubrikatora vrši elektroničkim upravljačkim sustavom motora (engl. ME ECS) a za aktuaciju Alfa lubrikatora koristi se visokotlačni hidraulički sustav ME-C motora. Moguća je samostalna ugradnja Alfa sustava lubrikatora na konvencionalne motore s tim da je tada potrebna ugradnja pumpne stanice i elektroničke upravljačke jedinice.



Slika 3.78. Shematski prikaz integriranog Alfa sustava podmazivanja cilindra motora, [2]

Slika 3.78. prikazuje Alfa lubrikatore (engl. Lubricator) smještene na hidrauličkim jedinicama cilindra (engl. Hydraulic cylinder unit) pokretane hidrauličkim uljem (engl. 200 bar system oil). Upravljački sustav preko višenamjenskih elektroničkih regulatora (engl. Multi Purpose Controller) upravlja radom Alfa lubrikatora tako da aktivira pilot ventil lubrikatora (engl. Solenoid valve). Rad se kontrolira osjetnikom položaja (engl. Feedback sensor).

Slika 3.79. prikazuje usporedbu tlakova podmazivanja Alfa lubrikatora (engl. Injection pressure Alfa lubricator) i mehaničkog lubrikatora (engl. Injection pressure mechanical lubricator) te tlaka u uljnim vodovima sustava lubrikatora (engl. Oil quill pressure). Vidljivo je da Alfa lubrikatori omogućavaju veću preciznost i kvalitetu rasprskavanja za vrijeme rada motora što rezultira smanjenjem potrošnje cilindarskog ulja.

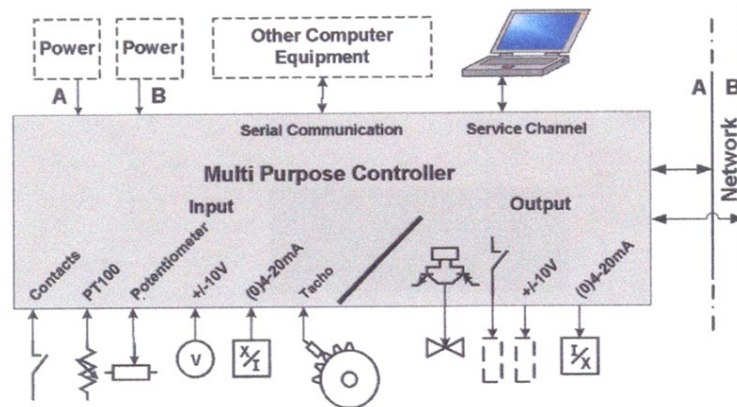


Slika 3.79. Usporedan prikaz tlakova rasprskavanja cilindarskog ulja kod Alfa lubrikatora i mehaničkog lubrikatora ovisno o vremenu, [2]

3.2.7 Upravljački sustav motora

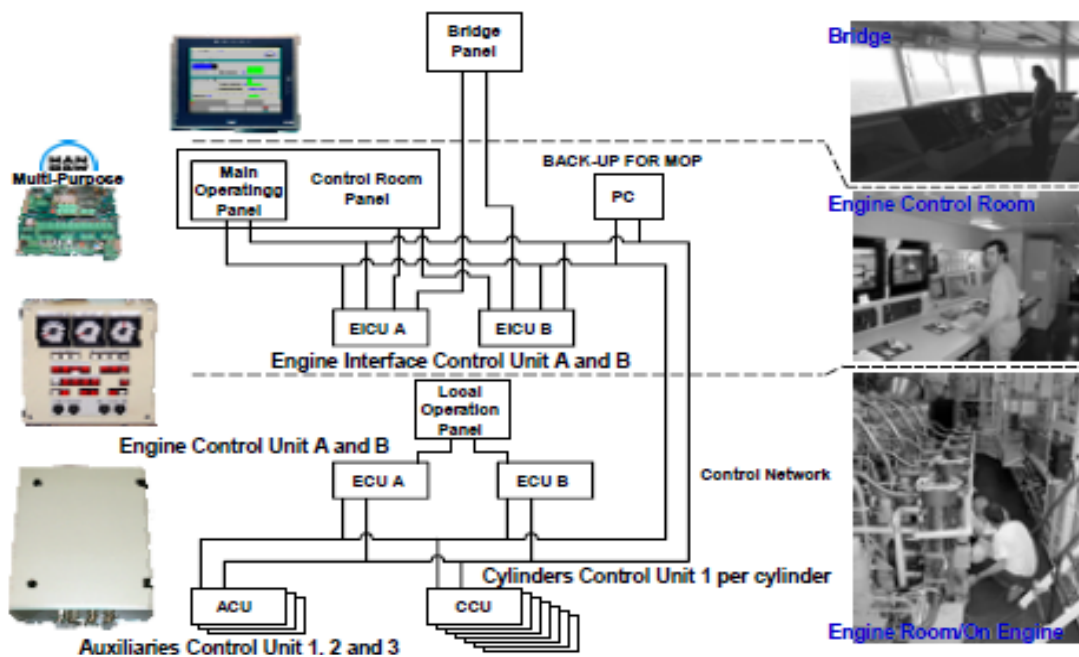
Upravljački sustav ME-C motora (Slika 3.82.) sastoji se od niza međusobno umreženih upravljačkih jedinica, čiji je sastavni dio višenamjenski regulator (engl. Multi Purpose Controller – MPC), kojima je dodjeljena određena uloga u upravljačkom sustavu motora. Višenamjenski regulatori (Slika 3.80.) fizički su identični i koriste se u svim upravljačkim jedinicama a to su:

- Pomoćne upravljačke jedinice (engl. Auxiliary control units, ACU), postoje tri jedinice zbog redundantnosti. Upravljaču i nadziru rad pomoćnih sustava, jedinice za opskrbu hidrauličkom snagom i pomoćnih puhala motora.
- Upravljačkim jedinicama cilindra motora (engl. Cylinder control units, CCU), Postoji jedna za svaki cilindar motora. Upravljaču rasprskavanjem goriva, radom ispušnog ventila, radom Alfa lubrikatora te ventilima uputnog zraka.
- Upravljačkim jedinicama motora (engl. Engine control units, ECU), postoje dvije jedinice. Vršu ulogu regulatora motora za različite radne režime.
- Upravljačkim jedinicama operativnog/korisničkog sučelja motora (engl. Engine interface control units, EICU), postoje dvije jedinice koje su zadužene za upravljačke panele.



Slika 3.80. Višenamjenski regulator (engl. MPC) tvrtke MAN B&W, [2]

Uloga višenamjenskih regulatora je definirana onda kada ih se ugradi u upravljački sustav i u njih instalira računalni program potreban za vršenje određene uloge upravljačke jedinice u upravljačkom sustavu. Slika 3.81. jest shematski prikaz višenamjenskog regulatora razvijenog od tvrtke MAN B&W, kojeg se koristi za izgradnju upravljačkog sustava inteligentnog motora. Ovime je osiguran određen standard kvalitete i mogućnosti ove komponente upravljačkog sustava kao i njena jednostavna narudžba i dobava u slučaju kvara.



Slika 3.81. Shematski prikaz upravljačkog sustava ME-C motora, [2]

Pravilo redundancije je ovdje najbitnije i kaže da kvar jedne jedinice ne smije onemogućiti sustav da vrši svoju funkciju. Ovo se kod upravljačkog sustava motora ostvarilo na način da:

- Postoji zalihost/redundancija svih vrsta upravljačkih jedinica u sustavu,

-
- Svaka upravljačka jedinica je u potpunosti autonomna odnosno sposobna je preuzeti rad na sebe u slučaju kvara druge,
 - Umreženje upravljačkih jedinica je udvostručeno,
 - Napajanje električnom energijom je osigurano iz dva neovisna izvora el. energije i
 - Broj najbitnijih osjetnika i aktuatora je udvostručen (davači položaja koljenastog vratila).

Znači pojedinačan kvar u upravljačkom sustavu motora neće rezultirati gubitkom manevarabilnosti broda.

Upravljački sustav motora (engl. ME Engine Control System – ME ECS) preko za to zaduženih upravljačkih jedinica upravlja:

- Elektroničkim profiliranjem rasprskavanja (engl. Electronically Profiled Injection - EPIC),
- Hidrauličkim aktuatorom ispušnog ventila,
- Hidrauličkim aktuatorom visokotlačne pumpe goriva,
- Redoslijedom radnji pri upućivanju i preokretanju motora,
- Regulacijom rada motora pri zadanom režimu rada,
- Ventilima uputnog zraka i
- Pomoćnimpuhalima motora.

Panel s upravljačkim jedinicama (Slika 3.82.) planirano se nalazi na središnjoj platformi glavnog motora na strani za manevriranje s lokalnim upravljačkim panelom. Ovisno o želji ili potrebi panel s upravljačkim jedinicama može biti smješten drugdje.



Slika 3.82. Panel s upravljačkim jedinicama 6S70ME-C motora i pogled unutar jedne od njih, [2]

3.2.8 Upravljački paneli ME-C motora

Upravljački panel općenito podrazumijeva mjesto odakle je moguće upravljati glavnim motorom i nadzirati njegov rad. Novost kod upravljačkih panela konvencionalnog motora i elektroničkog je u tome što upravljačka mjesta sada sadrže računalo za upravljanje te uz dosadašnji lokalni panel, glavni panel i upravljački panel na mostu, osiguran je i identični redundantni panel glavnog upravljačkog panela. Na shemi upravljačkog sustava (Slika 3.81.) vidljiva su navedena četiri upravljačka panela:

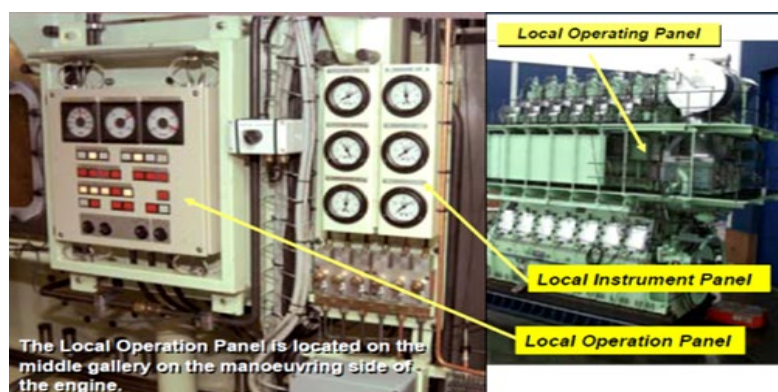
- Glavni upravljački panel (engl. Main Operation Panel - MOP) na slici 3.83.,
- Lokalni upravljački panel (engl. Local Operating Panel - LOP) na slici 3.84.,
- Upravljački panel na brodskom mostu (engl. Bridge Operating panel - BOP) i
- Redundantni glavni upravljački panel (engl. MOP back up).

Upravljački paneli osim lokalnog panela sadrže računala koja su tehnički prilagođena brodskim radnim uvjetima te uz potreban osnovni računalni operativni sustav imaju instaliran programski paket koji omogućava nadzor i upravljanje glavnim brodskim motorom i pomoćnim brodskim sustavima. Računalne upravljačke panele još se naziva i sučeljem između motora i operatera (engl. Human Machine Interface - HMI). Računalni programi tvrtke MAN B&W su tako izrađeni da su stvarni sustavi iz brodske strojarne predočeni mimik dijagramima na kojima se prikazuju svi mjereni parametri a moguće je i upravljati tim sustavima na daljinu koristeći se ulaznim jedinicama kao što su tastatura i miš računala i upravljačkim naredbama postavljenim na navedenim mimik dijagramima sustava.



Slika 3.83. Glavni upravljački panel u upravljačkoj kabini strojarnice (engl. Main Operating Panel - MOP) , [2]

Slika 3.84. prikazuje lokalni upravljački panel smješten na međuplatforni glavnog motora uz kojeg se obično nalazi brodski telegraf i panel s pokazivačima vrijednosti najbitnijih parametara za pokretanje motora.

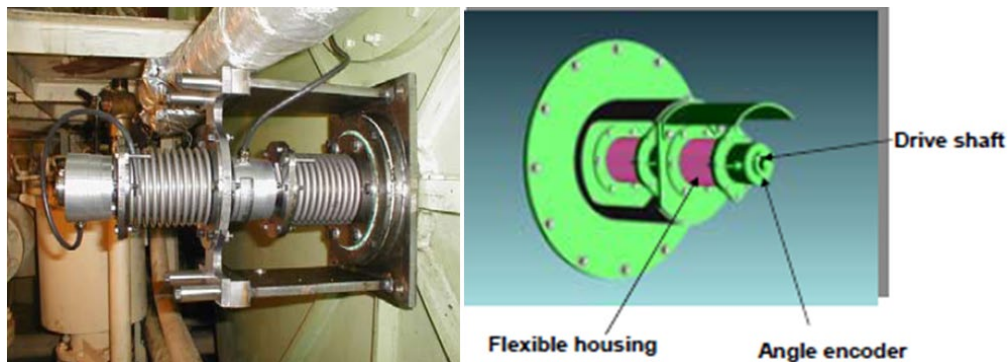


Slika 3.84. Lokalni upravljački panel na glavnom motoru (engl. Local Operating Panel - LOP), [2]

Četvrto redundantno upravljačko računalo koje je izvedbom identično računalo na glavnom upravljačkom panelu u kontrolnoj kabini strojarnice, postavlja se izvan kontrolne kabine strojarnice ovisno o potrebi ili želji. Važno je da mjesto postavljanja bude sigurno i pogodno zaštićeno od mogućih okolnih utjecaja. Važno je istaknuti da na početku rada za upravljačkim računalom, potreban je unos šifre koja definira razinu ovlasti odnosno ograničenja u korištenju sustava.

3.2.9 Davači položaja koljenastog vratila

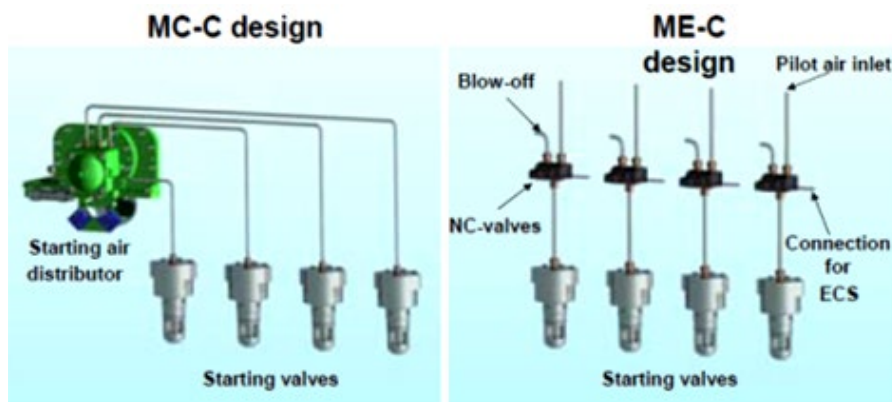
Davači položaja (Slika 3.85.) koji se koriste su optički kutni enkoderi (engl.Angle encoder). Radi se o paru davača zbog potrebne redundantnosti od kojih uvijek jedan mora biti ispravan inače ne postoji mogućnost upravljanja elektronički upravljanim motorom. Ugradnja i testiranje zbog certifikacije ovog para enkodera je znatno jednostavnija i brža od dotada korištenog sustava s davačima koji su registrirali položaj koljenaste osovine prema okidačima postavljenim na zamašnjaku Osjetnici se pogone preko vlastite privješene osovine (engl.Drive shaft), zaštićeni su elastičnim kućištem (engl.flexible housing).



Slika 3.85. Optički kutni enkoderi kao davači položaja koljenastog vratila, [2]

3.2.10 Sustav uputnog zraka ME-C motora

S elektroničkim upravljanjem sustav uputnog zraka doživio je maksimalno pojednostavljenje. Distributor uputnog zraka (engl. Starting air distributor) i sve vezano za njega je stvar prošlosti. Slika 3.86. prikazuje usporedno sustav uputnoga zraka kod konvencionalnih MC i elektroničkih ME motora. Kod ME-C motora se svi postupci pri upućivanju i prekretanju motora vrše upravljačkim sustavom (engl. ECS) motora koji upravlja elektropneumatskim ventilima (engl. NC valves) pilot zraka, tlaka 7 bar koji nadalje aktiviraju ventile uputnog zraka (engl. Starting valves) propuštajući time uputni zrak tlaka do 30 bar u cilindre motora sinkronizirano s položajem koljenastog vratila. Ovakav sustav drastično je jednostavniji po pitanju održavanja i testiranja zbog certifikacije.

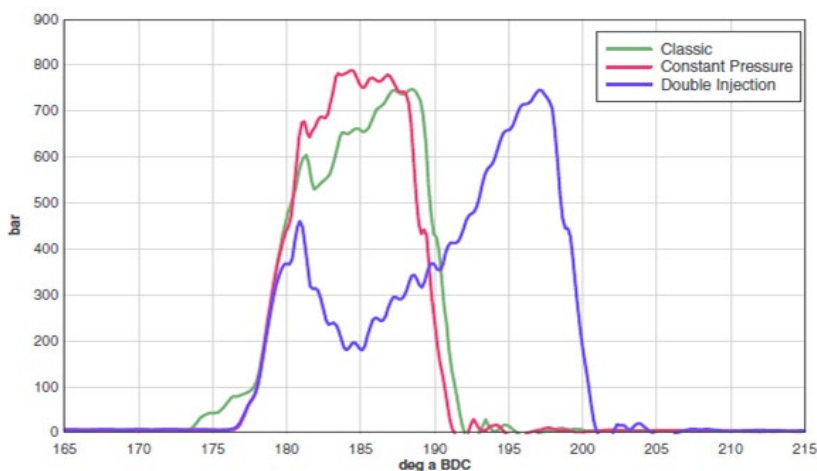


Slika 3.86. Usporedan prikaz sustava uputnoga zraka kod konvencionalnih MC i elektroničkih ME motora (engl. ME control system)

3.3 USPOREDBE KARAKTERISTIKA MAN MC-C I ME-C MOTORA

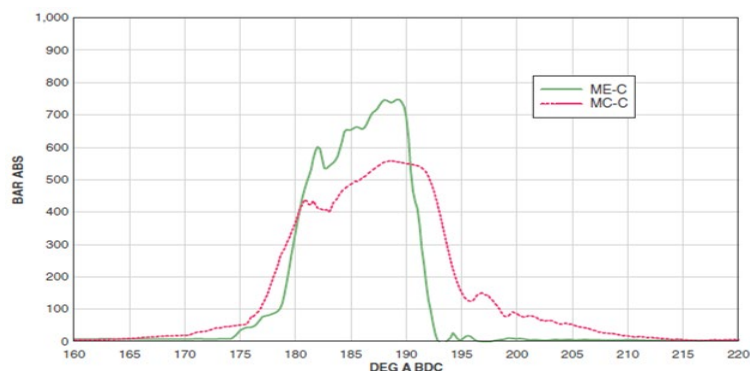
Primjer u ovom poglavlju je usporedba dvaju motora, konvencionalnog 7S50MC-C i elektroničkog 7S50ME-C u najvažnijim karakteristikama: tlakovi rasprskavanja goriva, tlakovi izgaranja u cilindru, razvijanje topline u cilindru, specifična potrošnja goriva, emisija NOx. Testovi su izvedeni pri 75% trajnog radnog opterećenja (engl. Maximum Continuous Rating - MCR) što će biti istaknuto, ili u rasponu opterećenja od 50-100%. Ovaj primjer jednostavno dokazuje gore navedene tvrdnje o superiornosti elektronički upravljano motora nad konvencionalnim motorom zbog: mogućnosti profiliranja tlakova rasprskavanja goriva, optimizirane potrošnje goriva i bezdimnom radu pri bilo kojem radnom opterećenju, razvijanje većih snaga, stabilan rad i pri najmanjim brzinama vrtnje pri manevri itd.

Slika 3.87. prikazuje mogućnost profiliranja tlakova rasprskavanja goriva kod elektroničkog 7S50ME-C motora. Primjeri su klasično rasprskavanje (engl. Classic), rasprskavanje konstantnog tlaka (engl. Constant Pressure) te dvostruko rasprskavanje (engl. Double injection).



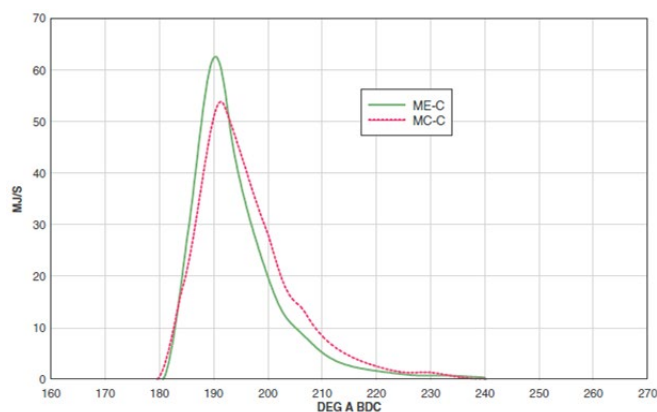
Slika 3.87. Tlačni profili rasprskavanja goriva 7S50ME-C motora pri 75% trajnog radnog opterećenja, [3]

Slika 3.88. prikazuje usporedbu dijagrama rasprskavanja goriva 7S50MC-C i 7S50ME-C motora pri 75% trajnog radnog opterećenja. Ono što je vidljivo je veći tlak rasprskavanja kod ME-C motora što omogućava kvalitetnije rasprskavanje goriva u cilindru.



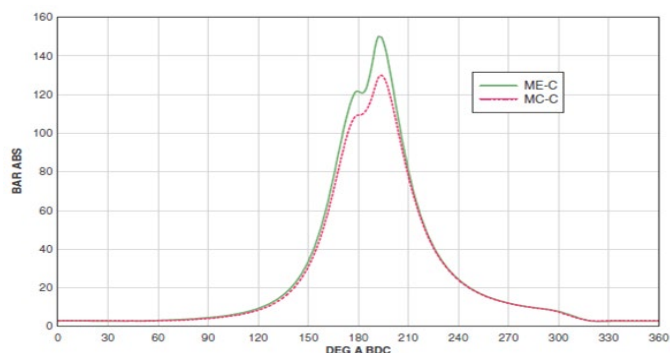
Slika 3.88. Usporedba tlakova rasprskavanja goriva 7S50ME-C i 7S50MC-C motora pri 75% trajnog radnog opterećenja, [3]

Slika 3.89. prikazuje usporedbu razvijanja topline u cilindru 7S50MC-C i 7S50ME-C motora pri 75% trajnog radnog opterećenja. Ovo ukazuje na mogućnost povećanja termodinamičkog koeficijenta iskoristivosti motora, koji ujedno i jest veći kod elektroničkih motora. Ovu sposobnost utjecanja na razvijanje topline koristi se i na način da se onemoguće vršne temperature u procesu koje pogoduju formiranju dušikovih oksida.



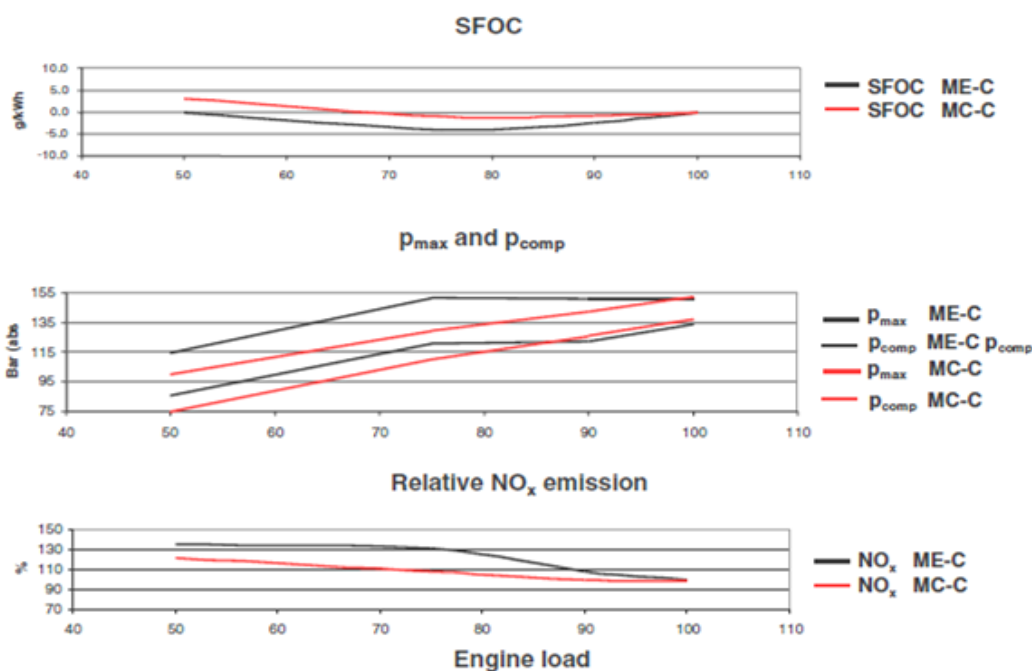
Slika 3.89. Razvijanje topline u cilindru 7S50ME-C i 7S50MC-C motora pri 75% trajnog radnog opterećenja, [3]

Slika 3.90. prikazuje usporedbu otvorenih indikatorskih dijagrama 7S50MC-C i 7S50ME-C motora pri 75% trajnog radnog opterećenja. Kako se vidi, radni tlakovi koji se postižu u cilindrima su veći kod elektroničkih motora. Dovođenje topline pri višim tlakovima dovodi do većeg termodinamičkog stupnja iskoristivosti i veće snage koju motor razvija. Kod elektroničkog motora je moguće ugađanje rada na način da je razlika veličine između tlaka kompresije i maksimalnog tlaka izgaranja unutar određenih pogodnih granica zbog štetnosti udarnih mehaničkih opterećenja uslijed velikih i naglih tlačnih skokova u cilindrima motora.



Slika 3.90. Tlakovi izgaranja u cilindru 7S50ME-C i 7S50MC-C motora pri 75% trajnog radnog opterećenja, [3]

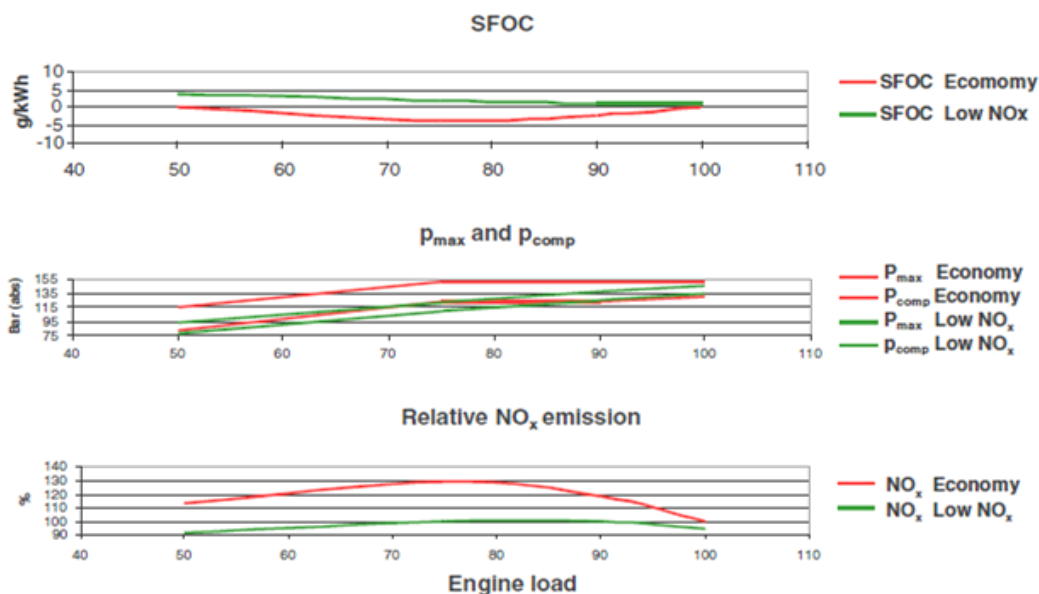
Slika 3.91. prikazuje usporedbe karakteristika specifične potrošnje goriva, radnih tlakova i emisije dušikovih oksida 7S50MC-C i 7S50ME-C motora u rasponu od 50% do 100% trajnog radnog opterećenja. Karakteristike pokazuju da je specifična potrošnja goriva manja kod elektroničkih motora te da rade pri većim radnim tlakovima međutim, emisije dušikovih oksida su veće kod elektroničkih motora zbog većih temperatura i tlakova u cilindru tijekom procesa izgaranja.



Slika 3.91. Usporedba karakteristika 7S50ME-C i 7S50MC-C motora, [3]

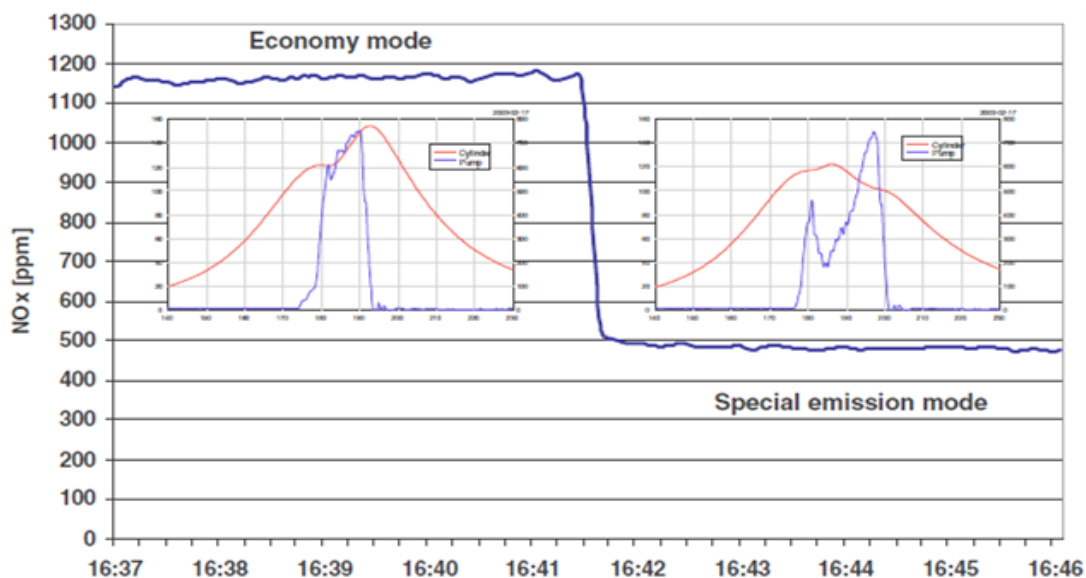
Slika 3.92. prikazuje usporedbu karakteristika specifične potrošnje goriva, radnih tlakova i emisije dušikovih oksida elektroničkog 7S50ME-C motora ovisno u kojem režimu rada radi:

- Ekonomični režim rada, koji je režim rada niske specifične potrošnje goriva ili
- Režim rada niske emisije dušikovih oksida (NO_x).



Slika 3.92. Usporedba karakteristika 7S50ME-C motora pri radu u režimu ekonomične potrošnje goriva i režimu niske emisije NO_x, [3]

Elektronički motori emitiraju veće količine dušikovih oksida zbog prosječno većih radnih temperatura i tlakova što se kompenzira time da je razvijen režim rada za koji je specifično dvostruko rasprskavanje goriva, odnosno koristi se predrasprskavanje goriva u cilindar, rezultat čega su smanjenje vršne temperature izgaranja goriva u cilindru a time i nastanak dušikovih oksida. Gore navedeno je prikazano na slici 3.93., te razlika u profilu rasprskavanja goriva i kao rezultat toga emisije dušikovih oksida.



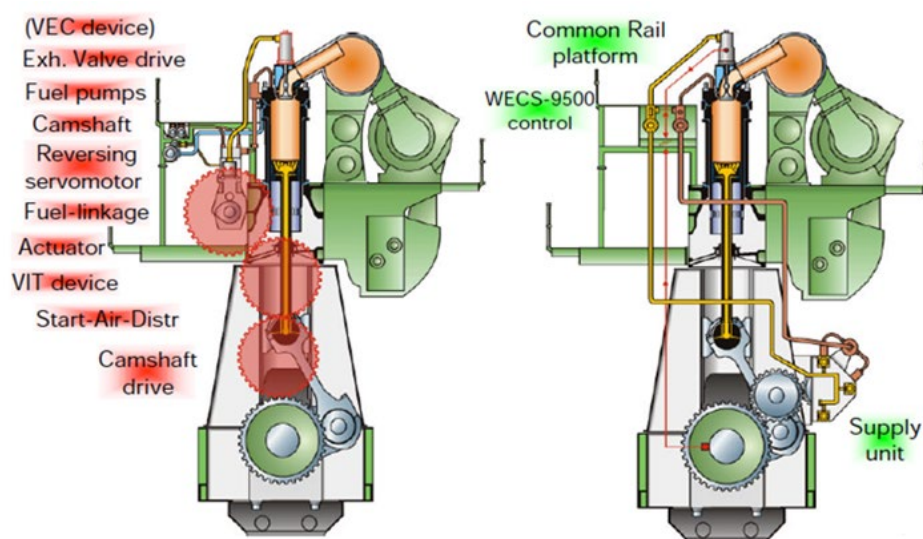
Slika 3.93. Prikaz prijelaza iz režima ekonomične potrošnje goriva u režim rada niske emisije NO_x kod 7S50ME-C motora pri 75% trajnog radnog opterećenja, [3]

3.4 ELEKTRONIČKI UPRAVLJANI WÄRTSILÄ RT-FLEX MOTORI

Wärtsilä, tj. bivši Sulzer, je 1981. godine započeo razvoj nove generacije dvotaktnih dizelskih motora (deset godina prije MAN-B&W) kao nadogradnju na seriju RTA. Taj koncept bio je vrlo sličan sustavu kojeg danas koristi MAN-B&W. To je bila prva generacija s elektronički kontroliranim ubrizgavanjem nazvana RTX serija. Nakon toga koncept se nadgradio drugom generacijom, kada je uvedena elektronička kontrola otvaranja i zatvaranja ispušnog ventila a to je bilo 1990. godine. 1998. godine, Sulzer mijenja koncept i prelazi na sustav ubrizgavanja goriva sa zajedničkim vodom (sabirnicom) tzv. CommonRail, koji je u brodsku eksploataciju uveden početkom 2001. godine i nazvan je RT Flex sustav.

Tehnologija zajedničke sabirnice u sustavu goriva sada je već standard svih četverotaktnih motora koji se koriste u prijevoznim sredstvima kako na kopnu tako i na moru. Wärtsilä RT-flex je prvi dvotaktni sporokretni motor u svijetu, proizveden od tvrtke Wärtsilä 1998 godine, na kojem je primijenjena tehnologija zajedničke sabirnice u sustavu goriva pa i više od toga kako je nadalje izneseno.

Slika 3.94. prikazuje kako je cjelokupan konvencionalni sustav razvoda s razvodnim vratilom Wärtsilä RTA motora (slika lijevo) zamijenjene elktrohidrauličkim sustavom razvoda (slika desno) u kojem je primijenjena tehnologija zajedničkog voda u sustavu goriva i sustavu hidrauličkog ulja (engl. Common Rail platform) kojima se upravlja elektroničkim upravljačkim sustavom (engl. WECS-9500 control) te je time ostvaren koncept elektronički upravljanoeg Wärtsilä RT-flex motora.



Slika 3.94. Razlika mehaničkih sastavnica između konvencionalnog Wärtsilä RTA i elektroničkog Sulzer RT-flex motora, [4] .

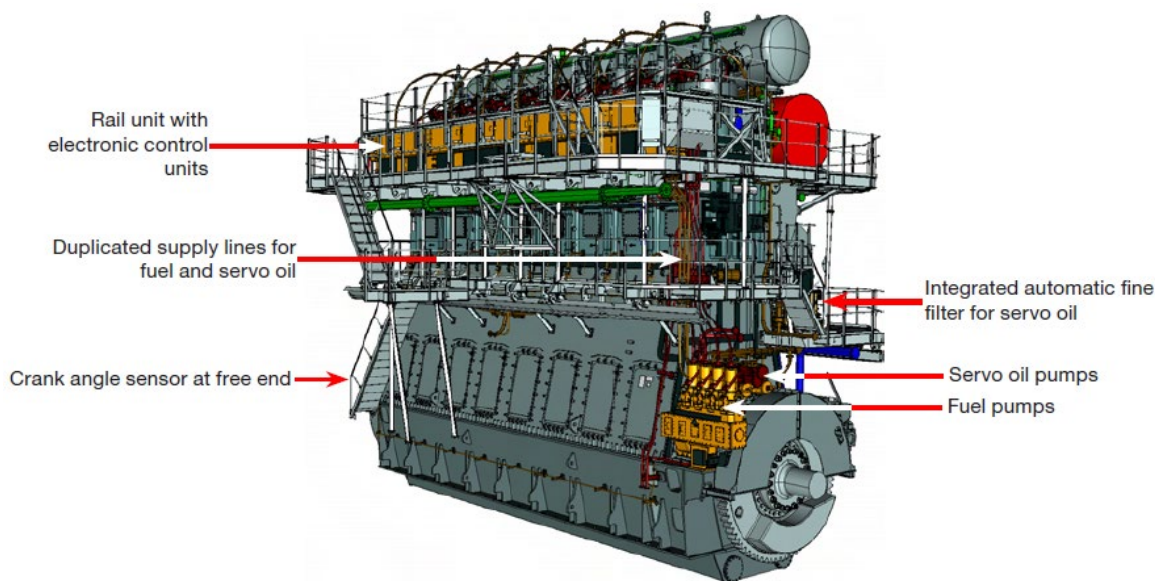
Sastavnice konvencionalnog Wärtsilä RTA motora (Slika 3.95.) izostavljene kod RT-flex motora su:

- Razvodno vratilo zajedno s zupčastim prijenosom (eng. Camshaft, Camshaft drive),
- Visokotlačne pumpe goriva sa VIT napravom (engl. Fuel pumps, VIT device),

- Hidraulički aktuatori ispušnih ventila sa VEC napravom (eng.Exh. Valvedrive, VEC device),
- Distributor uputnog zraka (eng. Start-Air-Distr) te
- Mehanizam za preokretanje motora (eng.Reversing servomotor).

Sastavnice karakteristične za RT-flex motor, kako prikazuju slike 3.95. i 3.97., su:

- Jedinica s pumpama za opskrbu zajedničkih vodova goriva i hidrauličkog ulja (eng.Supply Unit, Fuel pumps, Servo oil pumps) smještena na pogonskom kraju motora,
- Automatski filter hidrauličkog ulja (eng.Servo oil filter unit),
- Jedinica sa zajedničkim vodovima goriva i hidrauličkog ulja (eng.Rail unit, Fuel rail, Servo oil rail)
- Elektronički upravljački sustav (eng.Wärtsilä Electronic Control System - WECS).

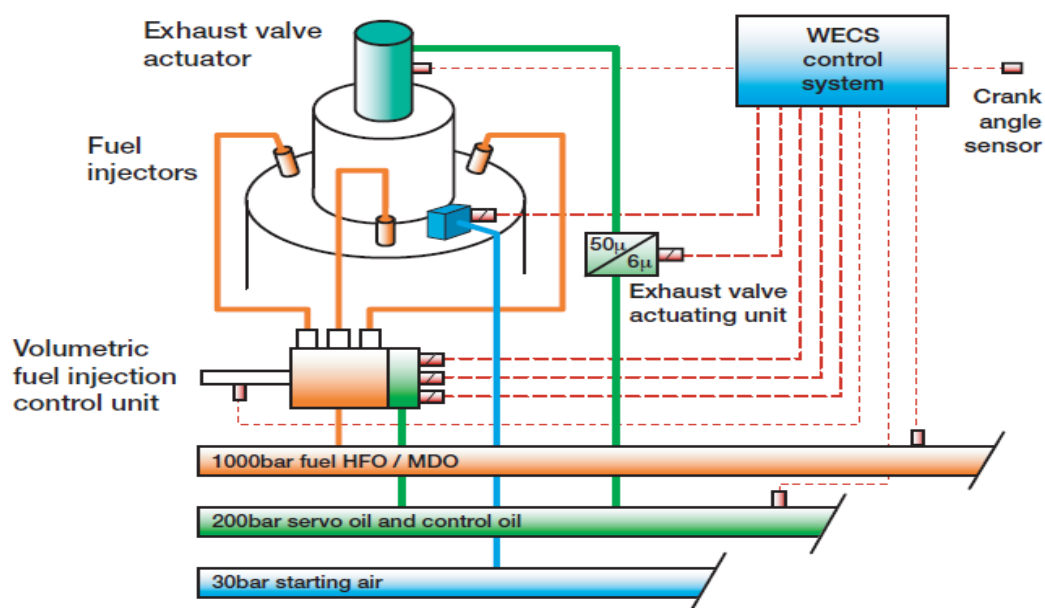


Slika 3.95. Prikaz smještaja karakterističnih sastavnica RT-flex motora Wärtsilä, [5]

Jedinica za opskrbu zajedničkih vodova primarno opskrbljuje vlastite akumulatore goriva i hidrauličkog ulja, od kojih se nadalje visokotlačnim cijevima s dvostrukim stjenkama opskrbljuje jedinica sa zajedničkim vodovima goriva i ulja. Treba istaknuti da su dobavne visokotlačne cijevi udvojene zbog redundantnosti te da je svaka pojedinačno kapacitetom samodostatna za rad motora.

3.4.1 RT-FLEX motori

Slika 3.96. shematski prikazuje koncept RT-flex tehnologije. Vidljivo je da je tehnologija zajedničkog voda primijenjena u tri osnovna sustava: sustavu goriva, sustavu hidrauličkog ulja i sustavu uputnog zraka. Radni tlakovi u zajedničkom vodu goriva kreću se do 1000 bar, radni tlakovi u zajedničkom vodu hidrauličkog ulja su do 200 bar dok je uputni zrak tlaka do 30 bar. Fluidima u navedenim sustavima upravlja se pomoću elektrohidrauličkih razvodnih ventila kojima upravlja elektronički upravljački sustav WECS sinkronizirano s položajem koljenastog vratila.



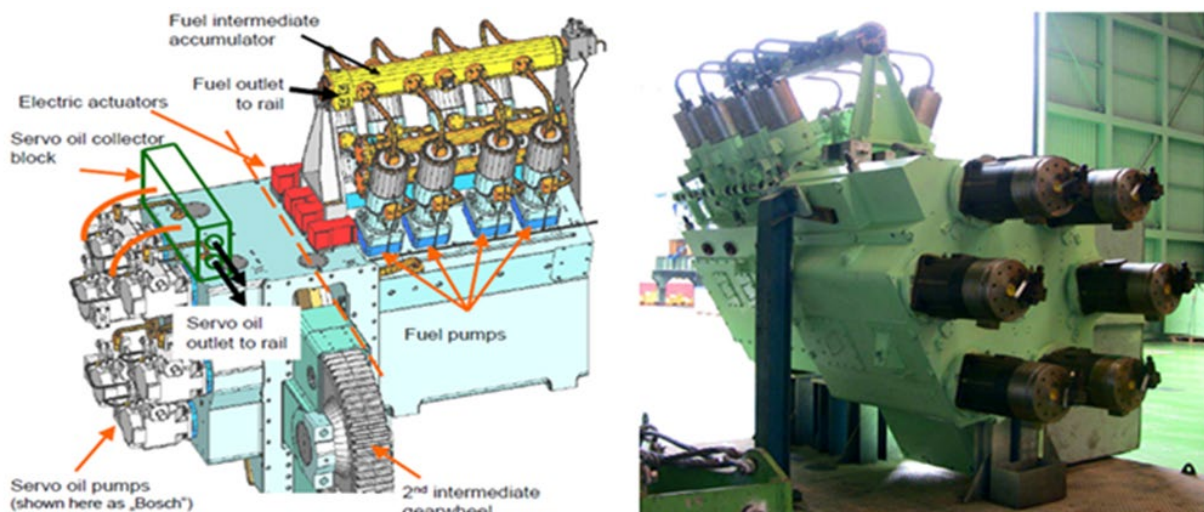
Slika 3.96. Shematski prikaz koncepta RT-flex motora, [4]

Proizvodni program RT-flex motora broji jedanaest veličina motora podijeljenih u skupine: flexI, flexII, flexIII i flexIV. Karakteristične sastavnice RT-flex tehnologije stoga se proizvode u nekoliko standardiziranih veličina i na taj način se pokriva potreba cijelog proizvodnog programa.

3.4.2 Jedinica s pumpama za opskrbu zajedničkih vodova goriva i hidrauličkog ulja

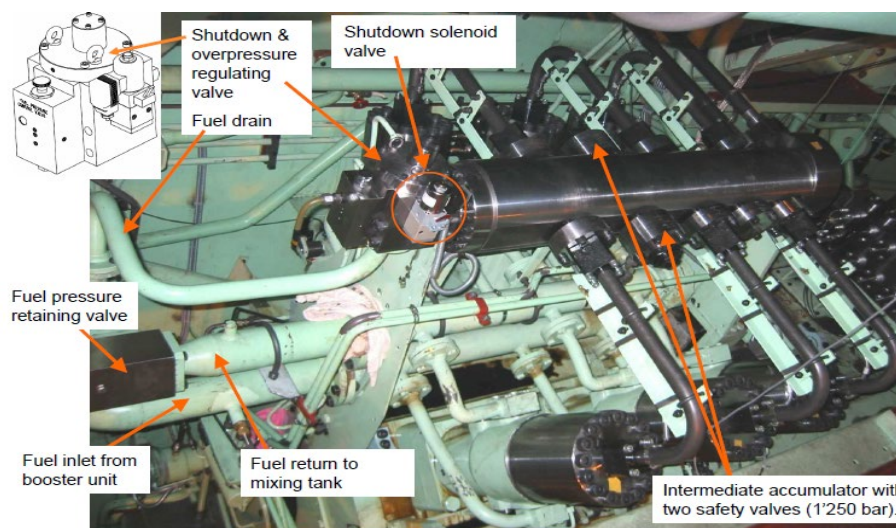
Jedinica s pumpama za opskrbu zajedničkih vodova goriva i hidrauličkog ulja (eng. Supply Unit) je jedinica čije se pumpe pokreću zupčanim prijenosom uzubljenim sa zamašnjakom koljenastog vratila. Smještaj ove jedinice je s pogonske strane motora uz njegovo kućište dok kod motora većih od 7 cilindara jedinica se smješta po sredini motora na međuplatformi, istovremeno se jedinica zajedničkih vodova goriva i ulja podijeli na dva dijela isto zbog veličine motora odnosno broja cilindara.

Slika 3.97. prikazuje prvotnu izvedbu opskrbnice jedinice s pumpama goriva (eng. Fuel pumps) međusobno postavljenim u V položaju koje pune zajednički međuvod goriva (eng. Fuel intermediate accumulator) a njemu je priključak cjevovoda za zajednički vod goriva (engl. Fuel outlet to rail). Letve pumpi goriva se pokreću pomoću električnih aktuatora (engl. Electric actuators). Letve pumpi goriva se pokreću pomoću električnih aktuatora (engl. Electric actuators).



Slika 3.97. Prvotna izvedba jedinice s pumpama za opskrbu zajedničkih vodova goriva i hidrauličkog ulja, [4]

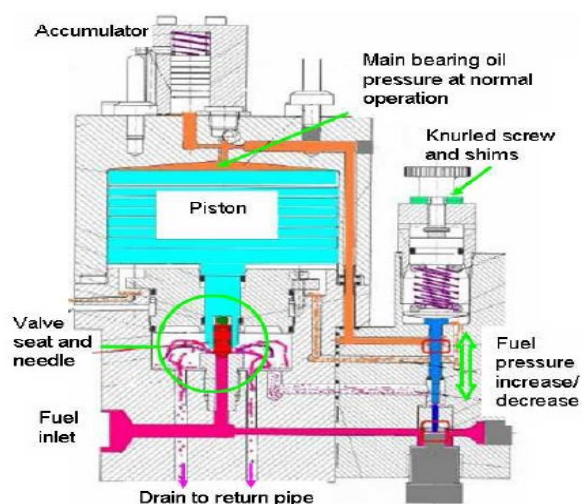
Slika 3.98. prikazuje zajednički međuvod goriva kako je opremljen sigurnosnom hidrauličkom armaturom i iz njega se udvojenim visokotlačnim cijevima opskrbljuje zajednički vod goriva.



Slika 3.98. Armatura sa strane goriva opskrbnice pumpne jedinice (eng. Supply Unit), [4]

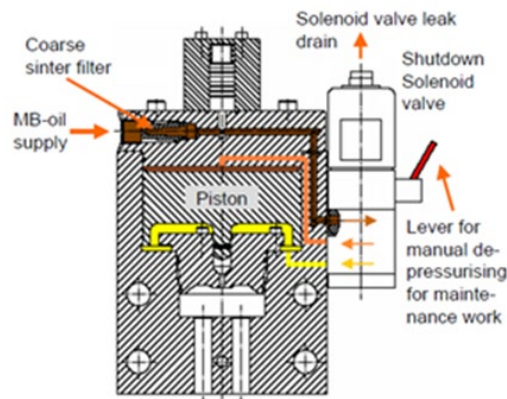
Slika 3.99. prikazuje shemu prekotlačnog regulacijskog ventila goriva (engl. Fuel Over pressure Regulating Valve) koji je smješten na zajedničkom međuvodu goriva kako se vidi na slici 3.98. Tlak otvaranja ovog ventila je tvornički podešen oprugom (nacrtana ljubičasto) koju se sabija pomoću vijka i distantnih prstenova (eng. Knurled screw and shims). Kada je vijak pritegnut do kraja granica tlaka goriva u zajedničkom vodu iznosi 1050 (bar) a kada je vijak maksimalno otpušten granica tlaka iznosi 500 (bar) i tada je motor još uvijek moguće

eksploatirati. Tlak sistemskog ulja za podmazivanje ležaja (eng. Main bearing oil) djeluje na klip (eng. Piston) i onemogućava otjecanje tlačenog goriva u povratni vod (eng. return pipe). U slučaju da tlak goriva prijeđe narinutu granicu sile u opruzi, ispušta se sistemsko ulje zbog gorivom podignutog vretena (nacrtan tamnoplavom bojom) i pad tlaka sistemskog ulja iznad klipa (nacrtan svijetloplavom bojom) omogućava otjecanje pretička tlačenog goriva. Isto tako u slučaju da dođe do pada tlaka sistemskog ulja za podmazivanje ležajeva motora uzrokovano nekim kvarom, navedeni prekotlačni regulacijski ventil ostaje trajno otvoren i sustav goriva je isključen iz rada što je najbitnija mjera zaštite glavnog motora.



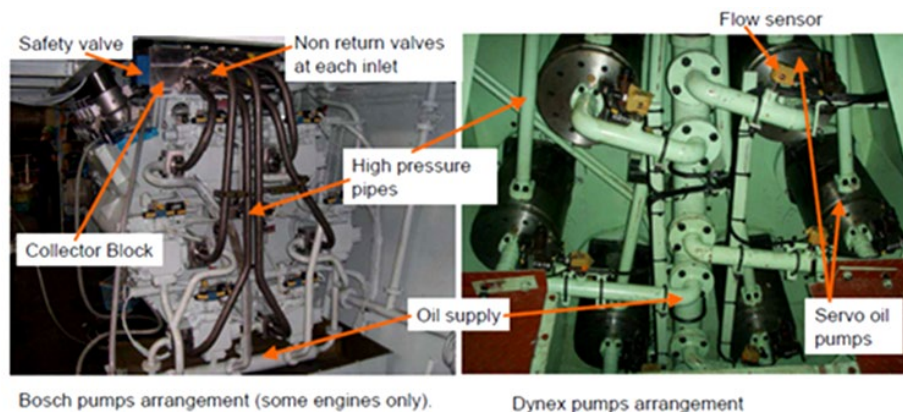
Slika 3.99. Shema prekotlačnog regulacijskog ventila goriva (eng. Fuel Over pressure Regulating Valve) smještenog na zajedničkom međuvodu goriva, [4]

Dodatno uz gore opisani prekotlačni regulacijski ventil goriva postavljen je isključni ventil za slučaj nužnosti (eng. Shut down Valve) čiji je princip rada identičan kao kod prethodno opisanog ventila. Aktiviranjem ventila prestaje djelovanje tlaka ulja (eng. MB-oil supply) na klip (eng. Piston) i gorivo iz visokotlačnog sustava se propušta u povratni vod čime se onemogućuje rasprskavanje goriva. Ovaj ventil se aktivira elektronički pilot ventilom (eng. Shut down solenoid valve) od strane zaštitnog sustava glavnog motora, ne od upravljačkog sustava WECS. Omogućeno je ručno prekratanje pilot ventila ugrađenom polugom što se općenito koristi pri izvođenju zahvata održavanja u sustavu.



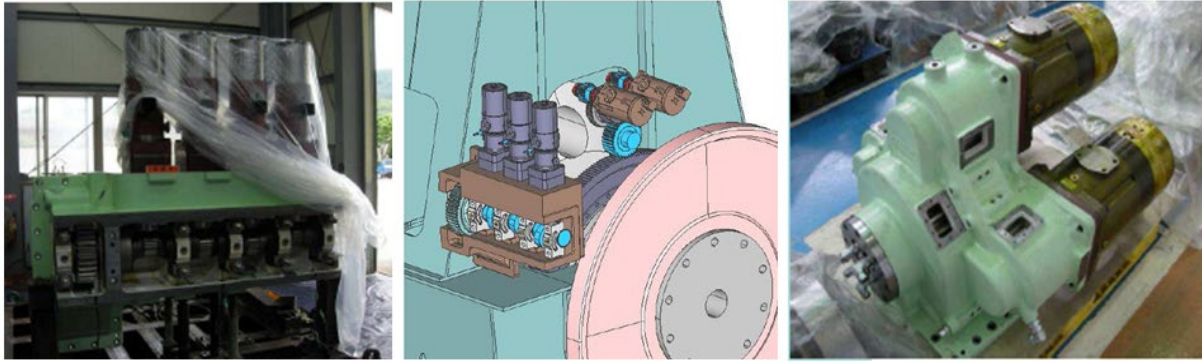
Slika 3.100. Isključni ventil za slučaj nužnosti (eng. Shut down Valve) smješten na zajedničkom međuvodu goriva, [4]

Slika 3.101. prikazuje pumpe hidrauličkog ulja (engl. Servo oil pumps) smještene na svom dijelu bloka jedinice, radijalno u odnosu na pogonski zupčanik, pune hidraulički akumulator (eng. Servo oil collector block) iz kojeg se udvojenim visokotlačnim cijevima opskrbljuje zajednički vod hidrauličkog ulja.



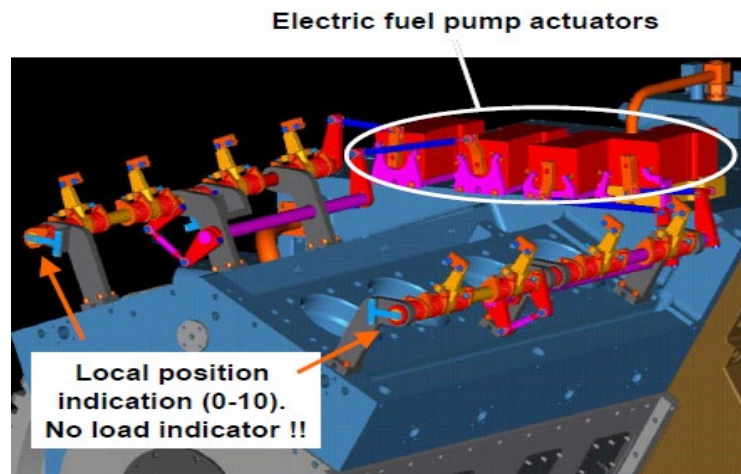
Slika 3.101. Prikaz pumpi i armature sa strane ulja opskrbne pumpne jedinice, [4]

Nedostatak prvotne izvedbe bio je glomaznost koja je riješena novijom kompaktnijom izvedbom prikazanom na slici 3.101. Na slici 3.102. vidi se da novija izvedba opskrbne pumpne jedinice podrazumijeva odvojene blokove pumpi goriva i pumpi hidrauličkog ulja što olakšava ugradnju na okvir tj. A stalak motora. Treba istaknuti da novija izvedba opskrbne pumpne jedinice radi na isti način kao i prvotna izvedba jedinice čiji je detaljniji opis ovdje izložen.



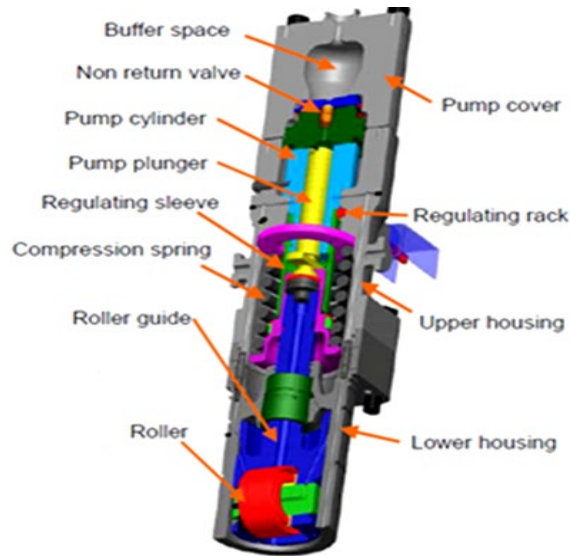
Slika 3.102. Novija izvedba jedinice s pumpama za opskrbu zajedničkih vodova goriva i hidrauličkog ulja, [4]

Slika 3.103. prikazuje mehanizam letvi goriva za regulaciju pumpi goriva a pokretan je Woodward ProActIV elektronički upravljanim aktuatorima (eng. Electric fuel pump actuators) od strane upravljačkog WECS sustava. Svaki aktuator podešava rad dviju pumpi goriva.



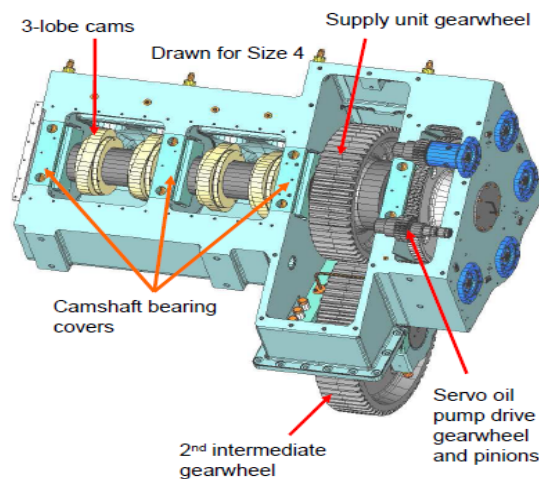
Slika 3.103. Mehanizam letvi pumpi goriva pokretan Woodward ProActIV elektroničkim aktuatorima, [4]

Pumpe goriva koje se koriste, prikazane modelom na slici 3.104., proizvode se u dvije standardne veličine a njihov broj se kreće od dvije do osam pumpi. Nacrt za izvedbu ovih visokotlačnih pumpi goriva preuzet je od visokotlačnih pumpi goriva koje se koriste kod četverotaktnih srednjekretnih motora s tim da su poduzete određene konstrukcijske prilagodbe kako bi se te pumpe prilagodile novoj ulozi i kako bi se maksimalno povećao volumni koeficijent pumpe. Dobava pumpe goriva se ovisno o opterećenju motora, određuje položajem letve goriva (eng.Regulatin grack) koja zakreće klip goriva (eng.Pump plunger) pumpe i time određuje količinu rasprskanog goriva. Zbog mogućnosti da se dobavlja i tlači približno potrebna količina goriva u zajednički vod goriva, opskrba pumpna jedinica troši minimalno potrebnu količinu mehaničkog rada na tlačenje fluida. Isti princip rada vrijedi i za sustav hidrauličkog ulja jer pumpe goriva i hidrauličkog ulja imaju mogućnost upravljanja količinom dobave.



Slika 3.104. Pumpa goriva opskrbne pumpne jedinice, [4]

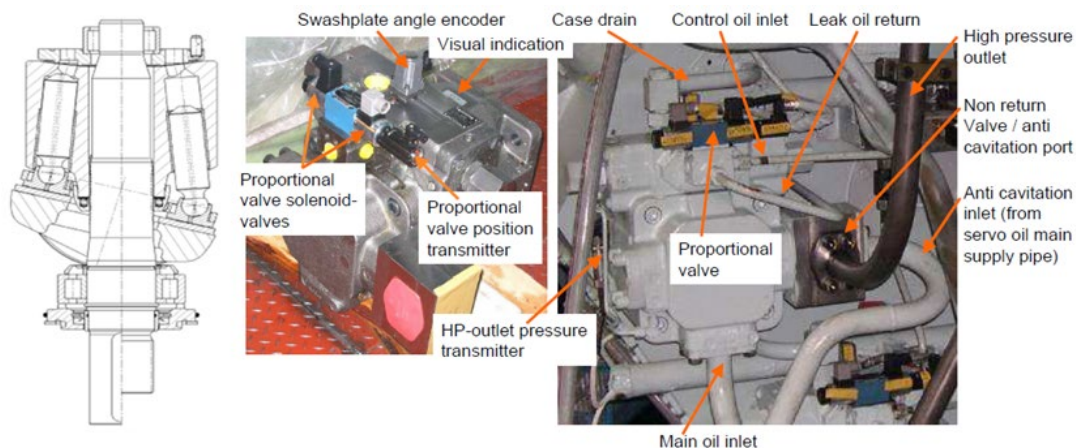
Zupčasti prijenos (eng. Gear drive) prikazan na slici 3.105. koji pogoni sve pumpe ustvari je multiplikator broja okretaja koji pokreće pogonsko bregasto vratilo pumpi goriva te pokreće hidrauličke pumpe ulja. Treba istaknuti da su brjegovi na pogonskom vratilu pumpi trostruki (eng. 3-lobe cams), s obzirom da se vratilo pumpi pokreće preko multiplikatora, pumpa goriva tijekom jednog okretaja koljenastog vratila motora učini višekratan broj taktova tlačenja goriva.



Slika 3.105. Prikaz zupčastog prijenosa/multiplikatora opskrbne pumpne jedinice i pogonskog bregastog vratila pumpi goriva, [4]

Pumpe hidrauličkog ulja na slici 3.106. su standardizirane aksijalne klipne pumpe s nagibnom pločom Bosch izvedbe, a uz njih se koriste i hidrauličke pumpe Dynex. Broj pumpi ulja u opskrbenj pumpnoj jedinici se kreće od tri do šest pumpi a redundantnost omogućava kvar jedne od pumpi bez ugrožavanja operativnosti sustava i motora. Hidrauličko ulje je sistemsko ulje glavnog motora koje se iz sustava, preko automatskog filtera samočistioca od 6

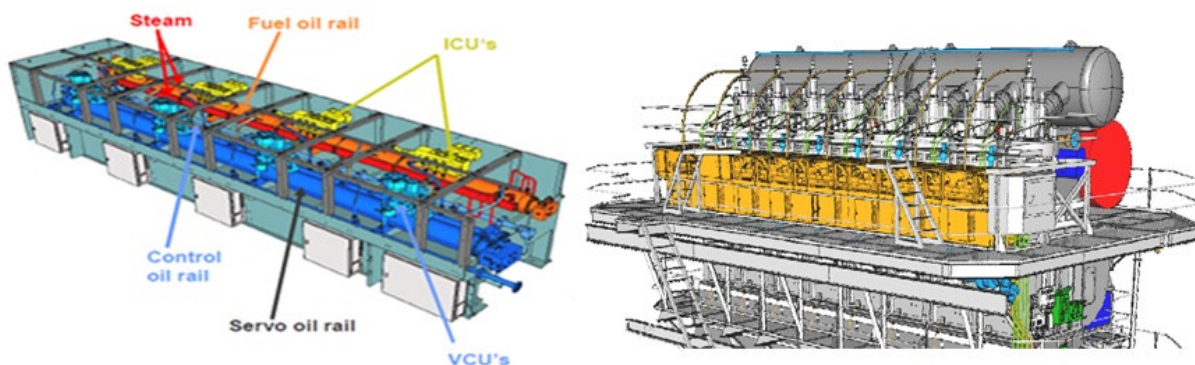
(μm) i hidrauličkih pumpi dobavlja u zajednički vod hidrauličkog ulja. Redundantni filter u sustavu je finoće od 36 (μm).



Slika 3.106. Pumpa ulja Bosch s potrebnim osjetnicima i armaturom, [4]

3.4.3 Jedinica sa zajedničkim vodovima goriva i hidrauličkog ulja

Jedinica sa zajedničkim vodovima goriva i hidrauličkog ulja (engl. Rail Unit) postavljena je na glavnom motoru u razini cilindara motora i svojom dužinom prati dužinu motora (Slika 3.107.) Kod motora s više od 7 cilindara, jedinica s zajedničkim vodovima se sastoji od dvije standardno izrađene jedinice koje su spojene visokotlačnim cjevovodima. Ova se jedinica sastoji od nosive konstrukcije u kojoj su smješteni zajednički vodovi sa svom pripadnom armaturom. S prednje strane u podnožju su postavljena kućišta elektroničkih jedinica cilindara FCM-20 koje pripadaju upravljačkom sustavu WECS-9520. Pristup sastavnicama ove jedinice je moguć odozgo i sprijeda kada se uklone zaštitna kućišta i rešetke.



Slika 3.107. Jedinica zajedničkih vodova goriva i hidrauličkog ulja, [4]

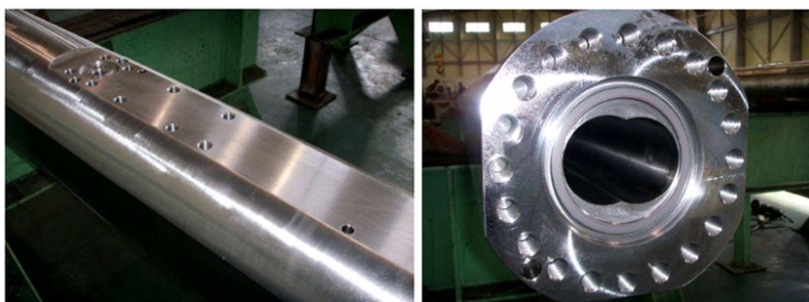
Sastavnice objedinjene unutar jedinice zajedničkih vodova:

1. Zajednički vod goriva (eng.Fuel oil rail),
2. Parni vodovi za grijanje voda goriva (eng.Steam trace heating),
3. Jedinice za upravljanje rasprskavanjem (eng.Injection Control Units – ICU's),
4. Zajednički vod hidrauličkog ulja (eng.Servo oil rail),

5. Jedinice za upravljanje ispušnim ventilima (eng.Valve Control Units – VCU's),
6. Vod upravljačkog ulja (eng.Control oil rail) te
7. Sigurnosni isključni elektroventil (eng.Shut-offvalve) na priključku svakog voda u jedinici.

3.4.4 Zajednički vodovi goriva i hidrauličkog ulja

Zajednički vod goriva (engl. Fuel rail unit) se izrađuje iz jednog dijela kako se vidi na slici 3.108., na koji se ugrađuju ostale sastavnice. Prednosti ovakve izrade su te da je spajanje maksimalno pojednostavljeno minimalnim brojem spojnih mjesta što ujedno smanjuje rizik od propuštanja stlačenog goriva. Postavljanje cjevovoda za grijanje goriva parom ili termalnim uljem je oblikom zajedničkog voda također pojednostavljeno. Presjek unutarnjeg provrta zajedničkog voda goriva je specifičan, oblika je „kikirikija“ što rezultira time da su vlačna opterećenja oko provrta za priključenje upravljačkih jedinica izuzetno niska/pogodna. Ovime je izbjegnuto pucanje materijala uslijed zamora pri visokim radnim tlakovima zajedničkog voda goriva od 600-1000 (bar).

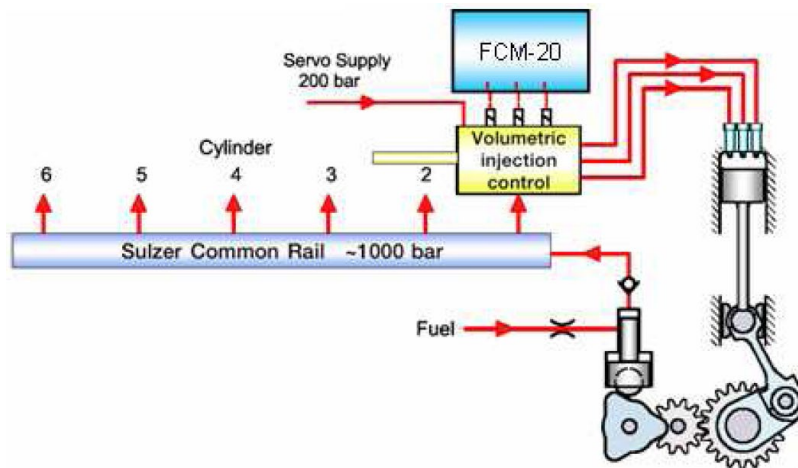


Slika 3.108. Jednodijelna izrada zajedničkog voda RT-flex96C motora, [4]

Unutarnji volumen zajedničkog voda goriva/ulja je usklađen s dobavljanom količinom fluida tako da je radni tlak unutar zajedničkog voda praktički neometan radom upravljačkih jedinica pojedinih cilindara (ICU i VCU jedinica) i nije potrebna upotreba ikakvih hidrauličkih akumulatora s plinskom oprugom. Izvedba zajedničkog voda hidrauličkog ulja nije problematična pošto se radi o višestruko nižim radnim tlakovima, nominalno do 200 (bar) dok se prekotlačni ventil otvara na 230 (bar).

3.4.5 Jedinica za upravljanje rasprskavanjem goriva

Jedinica za upravljanje rasprskavanjem goriva (eng.Injection Control Unit – ICU) nalazi se, ako gledamo sustav goriva, između zajedničkog voda goriva i rasprskavača goriva označena kao „Volumetric injection control“ na slici 3.109.. Broj ovih jedinica je jednak broju cilindara motora i fizički su smještene na zajedničkom vodu goriva (engl. Fuel oil rail).



Slika 3.109. Shematski prikaz visokotlačnog sustava goriva i izvedbe upravljanja rasprskavanjem goriva u cilindar, [4]

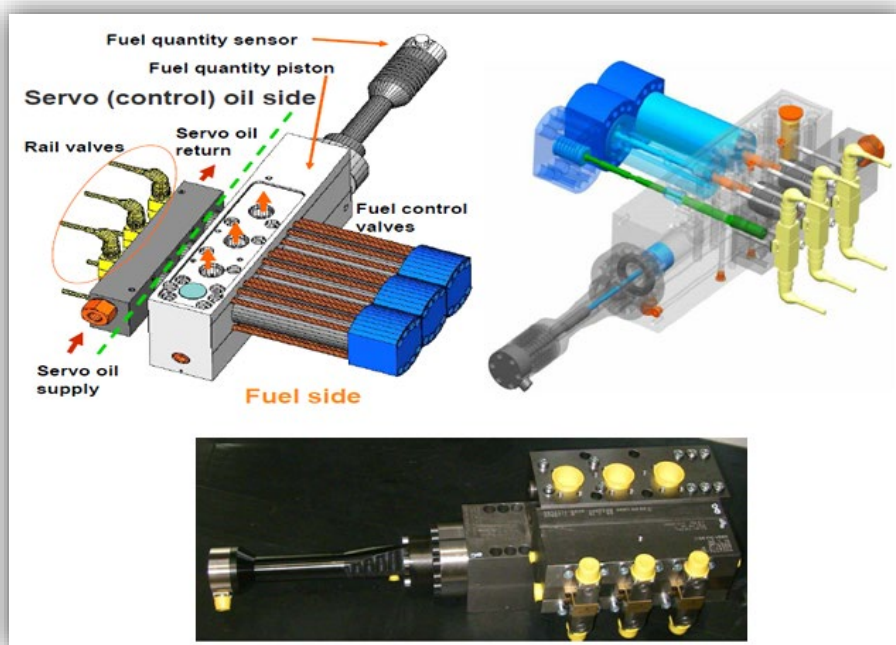
Sam naziv jedinice opisuje njenu ulogu u sustavu goriva. Ona omogućava upravljanje rasprskavanjem goriva i kao takva ona je u svojoj izvedbi, kako prikazuje slika 3.109., svrsishodno ujedinjenje mogućnosti triju sustava: upravljačkog elektroničkog sustava WECS-9520, sustava hidrauličkog ulja i visokotlačnog sustava goriva. Upravljački sustav WECS-9520 odnosno njegovi upravljački moduli FCM-20 zaduženi za pojedine cilindre motora, ovisno o bitnim parametrima određuju:

- količinu rasprskanog goriva,
- trenutak rasprskavanja ,
- tlačni profil rasprskavanja te
- eventualnu potrebnu korekciju koja se primjenjuje na iduće rasprskavanje.

ICU Jedinica za upravljanje rasprskavanjem goriva omogućava realizaciju svega što određuje upravljački sustav WECS 9520. Određen broj stupnjeva prije nego stap dođe u GMT upravljački modul FCM-20 izračunava potreban kut za početak rasprskavanja goriva uzimajući pri tom u obzir potrebu za promjenom kuta rasprskavanja goriva VIT (eng. Variable Injection Timing - VIT) i svojstvo kvalitete goriva FQS (engl. Fuel Quality Setting - FQS). Nadalje se pribraja vrijeme kašnjenja odziva sustava (eng. Dead time) od trenutka izdavanja naredbe do trenutka u kojem počinje realizacija rasprskavanja goriva. Ovo vrijeme kašnjenja odziva kontinuirano se mjeri i bilježi. Osjetnik količine rasprskanog goriva na izdanku ICU jedinice daje povratnu informaciju o izmjerenoj rasprskanoj količini koju nadležna FCM-20 jedinica uspoređuje sa zadanom rasprskanom količinom. Početak i kraj rasprskavanja na ovaj način određuje FCM-20 modul koji je nadležan za dotični cilindar motora.

Slika 3.110. prikazuje ICU, jedinicu za upravljanje rasprskavanjem goriva koja se sastoji od:

- Strane hidrauličkog ulja (eng.Servo/control oil side) a fizički je čine tri elektronički upravljana pilot ventila (eng.Rail valves) postavljena na hidrauličkom razvodnom bloku ICU jedinice,
- Strane goriva (eng.Fuel side) koju fizički čine tri ventila za upravljanje rasprskućima goriva (eng.Fuel injection control valves) postavljena na razvodnom bloku goriva koji u sebi sadrži klip za regulaciju rasprskane količine goriva po rasprskuću (eng.Fuel quantity piston) te
- Elektroničkog dijela koji čine špule/elektromagneti u pilot ventilima te osjetnik količine goriva za rasprskavanje (eng.Fuel quantity sensor).

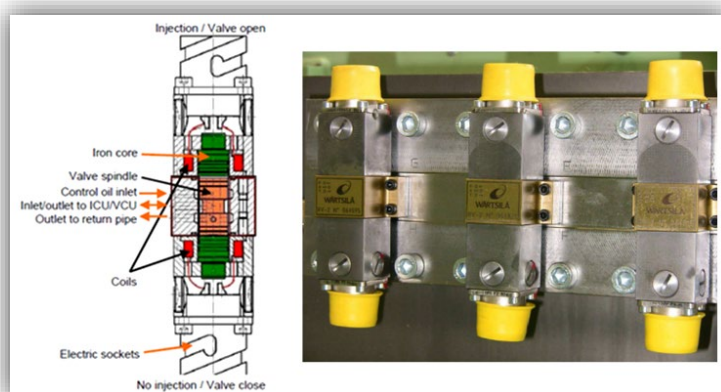


Slika 3.110. ICU jedinica za upravljanje rasprskavanjem goriva, [4] .

Pilot ventil (eng.Rail valve) kada je elektronički aktiviran propušta hidrauličko ulje koje pomiče aktuator unutar hidrauličkog razvodnog bloka koji nadalje aktivira pripadni ventil za upravljanje rasprskućem goriva postavljen na razvodnom bloku goriva koji u sebi sadrži klip za doziranje količine goriva čiji položaj osjetnikom prati upravljački sustav WECS. Za manje promjere cilindara motora, ICU jedinica objedinjuje dva para navedenih ventila jer motor ima dva rasprskuća goriva po cilindru, dok se za veće promjere cilindara radi naravno o tri para navedenih ventila po ICU jedinici cilindra. Osjetnik količine goriva je promišljeno postavljen na izdanku regulacijskog klipa ICU jedinice kako bi ga se poštedilo termičkog opterećenja razvodnog bloka goriva ICU jedinice.

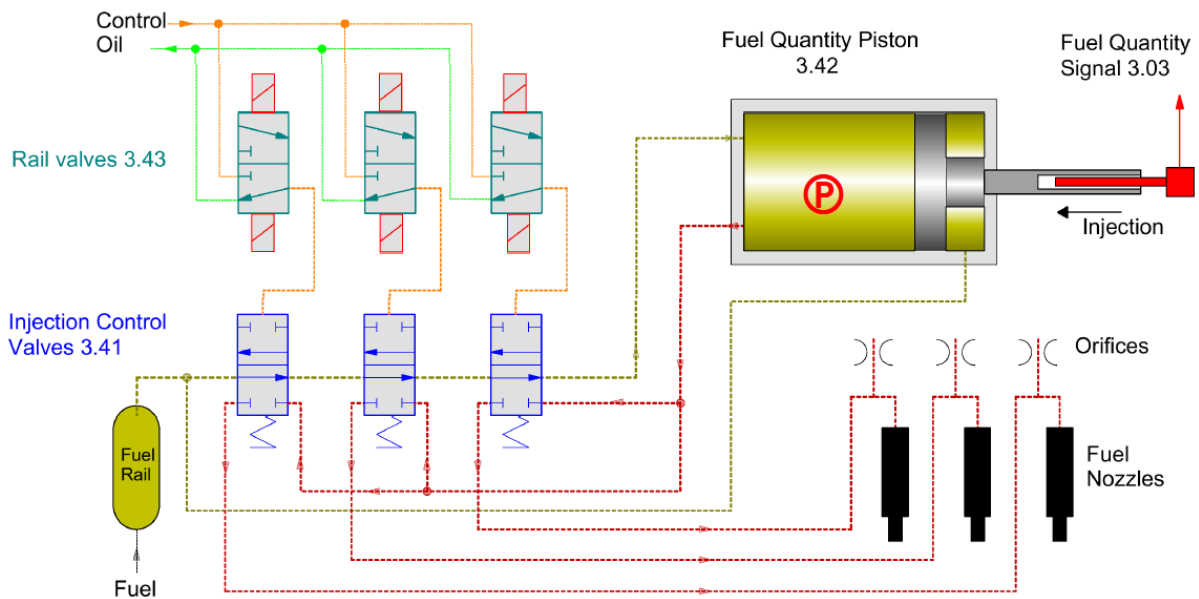
Elektronički upravljani pilot ventili (eng.Rail valves) su po svojoj izvedbi hidraulički 3/2 ventili, bistabili visoke radne frekvencije (Slika 3.111.). Potrebno vrijeme za prekretanje iznosi

$\approx 1 \div 4.5$ (ms) a duljina radnog hoda iznosi $\approx 0,3$ (mm), što je razumljivo jer igraju bitnu ulogu u odvijanju rasprskavanja goriva. Njihov rad kontrolira i upravlja upravljački sustav WECS-9520 preko pripadne FCM-20 upravljačke jedinice cilindra motora. Ovisno o položaju, propuštaju/zatvaraju protok hidrauličkog ulja iz zajedničkog voda ulja prema pripadnim aktuatorima u ICU i VCU jedinicama.



Slika 3.111. Pilot ventili (eng. Rail valves) ICU jedinice za upravljanje rasprskavanjem goriva, [4] .

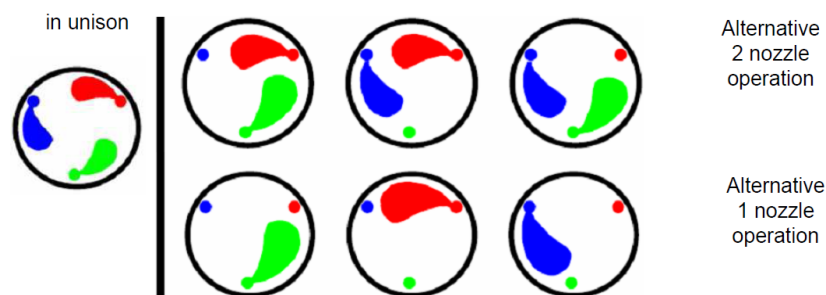
Slika 3.112. prikazuje hidrauličku shemu ICU jedinice iz koje se vidi nadalje opisan princip rada. Pilot ventili (eng. Rail valves) su normalno u zatvorenom položaju i električno pokretani. Kada upravljački sustav aktivira špulu pojedinog pilot ventila on se prekreće u otvoren položaj i propušta ulje iz zajedničkog voda hidrauličkog ulja (eng. Servo rail) koje djeluje na servo klip/aktuator (što je na shemi izostavljeno) koji prekreće njemu pripadni upravljački ventil rasprskavača goriva (eng. Fuel injection control valve) u položaj za rasprskavanje goriva. Upravljački ventili rasprskavača goriva (eng. Fuel injection control valves) su normalno u položaju otvorenom za punjenje cilindra s klipom za doziranje količine goriva (eng. Fuel quantity piston) unutar razvodnog bloka goriva, indirektno su aktivirani servo klipom/aktuatorom (nije prikazano) a povrat im je pomoću opruge. Gorivo iz zajedničkog voda goriva (eng. Fuel rail) istovremeno djeluje tlakom na stranu klipa i stranu klipnjače u cilindru za doziranje goriva tako da će zbog veće sile sa strane klipa u početnom položaju upravljačkih ventila uvijek puniti cilindar za doziranje goriva. Prekretanjem ventila za upravljanje rasprskavačem goriva zatvara se punjenje cilindra za doziranje količine goriva, tlak goriva iz zajedničkog voda i dalje djeluje na stranu klipnjače u cilindru pa je pražnjenje goriva iz cilindra sa strane klipa moguće preko upravljačkog ventila rasprskavača nadalje prema pripadnom rasprskavaču goriva i vrši se rasprskavanje goriva u cilindar motora.



Slika 3.112. Hidraulička shema ICU jedinice za upravljanje rasprskavanjem goriva u položaju prije rasprskavanja goriva, [4] .

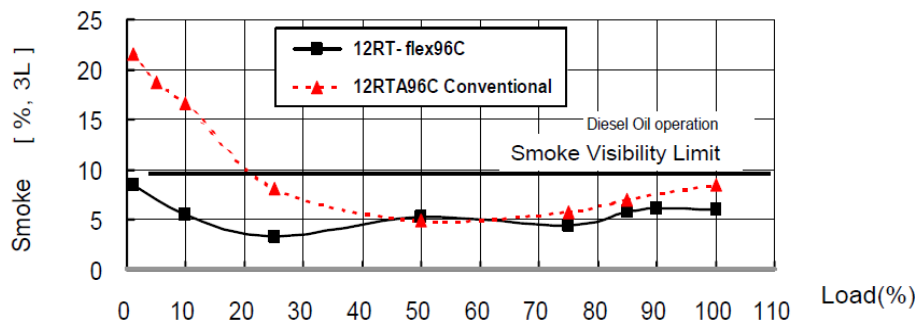
Pojednostavljeno rečeno, od aktivacije pilot/rail ventila prođe vrijeme kašnjenja odziva nakon kojeg počinje rasprskavanje goriva. Osjetnik rasprskane količine goriva analogno obavještava nadležnu FCM-20 jedinicu koja isključuje pilot/rail ventil a time i rasprskavanje nakon što je zadovoljena naredba za rasprskavanje WECS sustava.

Kod RT-flex sustava je rad pri niskim opterećenjima, kako prikazuje slika 3.113., izveden tako da WECS-9520 od tri rasprskavača goriva po cilindru isključi jedan ili dva. Ovime se smanji potrošnja goriva i postiže izgaranje goriva bez dima. Štetno djelovanje neujednačenog termičkog opterećenja košuljica cilindra se onemogućilo tako da se svakih 20 (min) koristi idući rasprskavač goriva. Ovo se napravi u svim cilindrima s međusobnim razmakom od 10 (s) da se izbjegne dimljenje.



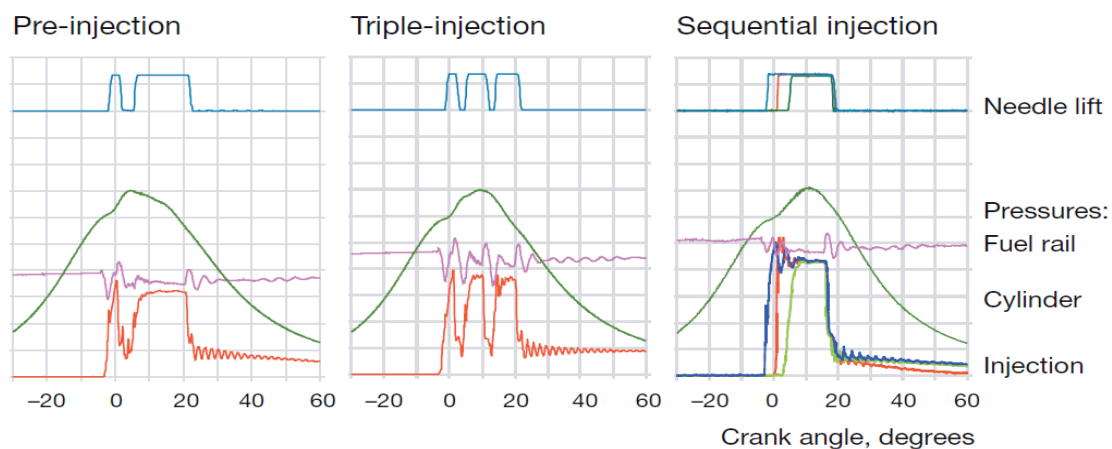
Slika 3.113. Bezdiman rad RT-flex motora pri najnižim opterećenjima isključenjem jednog ili dva rasprskavača goriva, [4] .

Bezdiman rad pri svim opterećenjima je svojstvo svih RT-flex motora. Slika 3.114., prikazuje rezultate usporednog testa konvencionalnog i RT-flex motora, vidi se da konvencionalni motor ima problema s dimljenjem pri niskim opterećenjima dok je rad RT-flex motora bezdiman.



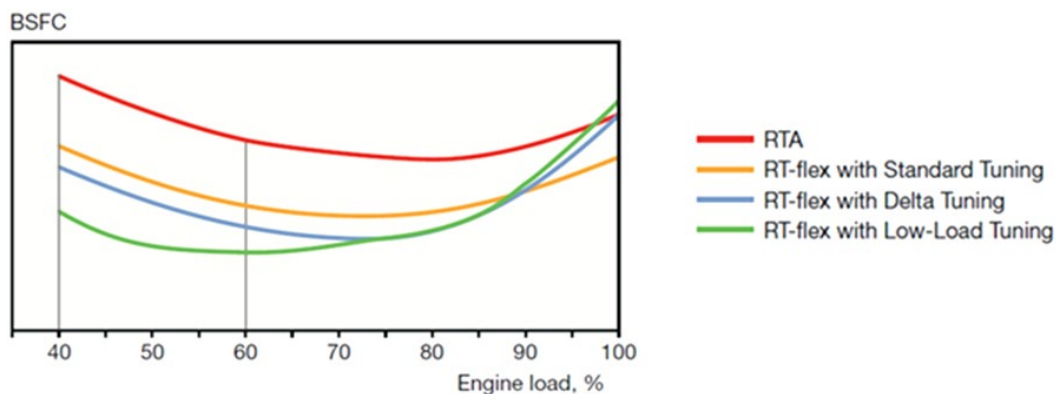
Slika 3.114. Dijagram dimljenja ovisno o opterećenju 12RT-flex96C motora i konvencionalnog 12RTA96C motora, [4]

Slika 3.115. prikazuje tri karakteristična tlačna profila rasprskavanja goriva (engl. Injection pressure) paralelno s tlakom u cilindru (engl. Cylinder Pressure), zajedničkom vodu goriva (engl. Fuel rail pressure) i podizanjem igle rasprskavača (engl. Needle lift). Karakteristična rasprskavanja goriva su: predrasprskavanje (eng. Pre-injection), trostruko rasprskavanje (engl. Triple-injection) te sekvencijalno rasprskavanje (engl. Sequential injection).



Slika 3.115. Primjeri profiliranja tlakova rasprskavanja goriva RT-flex motora, [4]

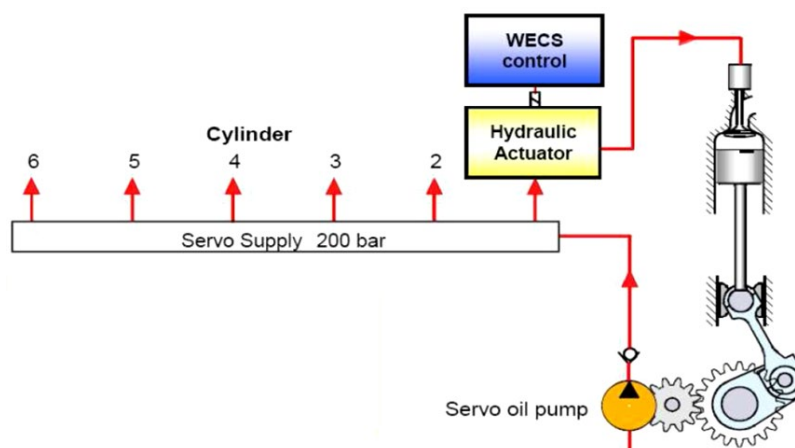
Slika 3.116. prikazuje mogućnosti podešavanja (eng. Tuning) rada RT-flex motora na različite specifične potrošnje goriva pri kočenju (eng. Brake Specific Fuel Consumption - BSFC) pri različitim radnim opterećenjima (eng. Engine load %). Prikazane su krivulje specifične potrošnje ovisno o opterećenju za RTA motor i RT-flex motor sa standardnim podešenjem (eng. Standard tuning), delta podešenjem (engl. Delta tuning) te podešenjem za niska radna opterećenja (engl. Low-load tuning).



Slika 3.116. Primjeri mogućih podešavanja potrošnje goriva (engl. Tuning) RT-flex motora pri zadovoljenoj IMO Tier II regulativi, [4]

3.4.6 Jedinica za upravljanje ispušnim ventilom

Jedinice za upravljanje ispušnim ventilima (eng. Valve Control Units – VCU's) fizički su smještene na zajedničkom vodu hidrauličkog ulja kako se vidi na slici 3.117.. Broj ovih jedinica jednak je broju cilindara motora odnosno ispušnih ventila. Kako naziv jedinice kazuje, ona omogućava izvršenje upravljačkih naredbi WECS sustava za rad ispušnog ventila posredstvom hidrauličkog ulja. Slika 3.117. shematski prikazuje kako upravljački sustav (eng. WECS Control) odnosno FCM-20 modul upravlja radom upravljačke jedinice ispušnog ventila koja za aktivaciju ventila koristi tlak hidrauličkog ulja iz zajedničkog voda. Ovakva izvedba omogućava odabir pogodnog trenutka otvaranja/zatvaranja ispušnog ventila.



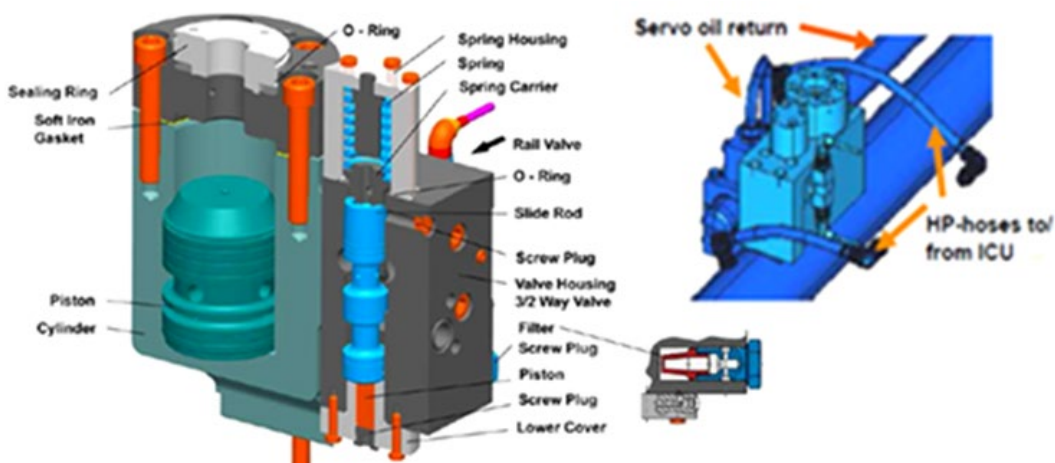
Slika 3.117. Shematski prikaz sustava hidrauličkog ulja i izvedbe upravljanja ispušnim ventilom motora, [4] .

Kut otvaranja ispušnog ventila izračunava nadležna FCM-20 upravljačka jedinica iz WECS sustava, uzimajući u obzir nominalni kut otvaranja i potrebu za promjenom trenutka otvaranja VEO (eng. Variable Exhaust-valve Opening) ispušnog ventila. Isto tako se u obzir uzima promjena trenutka zatvaranja VEC (eng. Variable Exhaust-valve Closing) i vrijeme

kašnjenja odziva cijelog sustava (eng. Dead time) te se upravlja u skladu s tim značajkama. Položaj ispušnog ventila se kontinuirano prati s dva analogna osjetnika i koristi za izračun u FCM-20.

Slika 3.118. prikazuje upravljačku jedinicu ispušnog ventila u uzdužnom presjeku s označenim sastavnicama te prikazuje njen smještaj na zajedničkom vodu hidrauličkog ulja i način na koji je ona povezana s pripadnom ICU jedinicom cilindra motora. Jedinica se sastoji od:

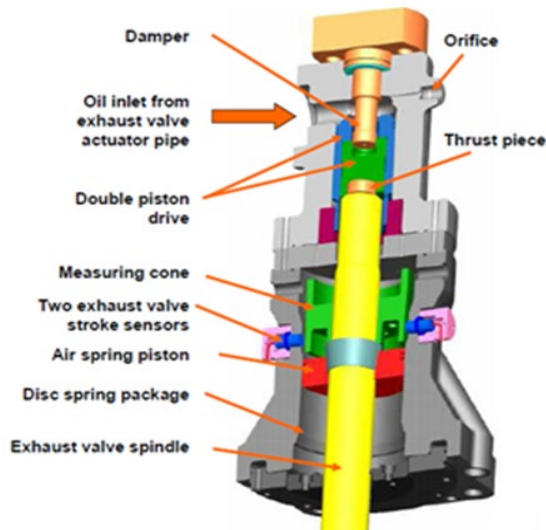
- strane cilindra s hidrauličkim aktuatorom (eng. Actuator piston) koji pri djelovanju hidrauličkog ulja (eng. Servo oil) potiskuje sistemsko ulje u jedinicu ispušnog ventila koje nadalje djeluje tlakom na tamošnji aktuator dvodijelne izvedbe (eng. Double piston drive) te otvara ispušni ventil;
- strane hidrauličkog ulja kojim se manipulira pomoću 3/2 razvodnog ventila, aktiviranog indirektno hidraulički preko pilot ventila (eng. Rail valve) kojim upravlja WECS, povrat ventila je oprugom.



Slika 3.118. Jedinica za upravljanje ispušnim ventilom (eng. Valve Control Unit – VCU), [4] .

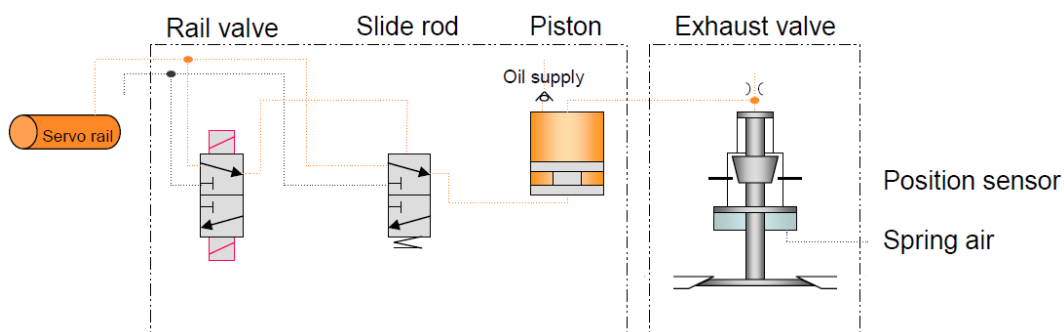
Slika 3.119. prikazuje RT-flex izvedbu jedinice ispušnog ventila u uzdužnom presjeku sa označenim sastavnicama. Značajne razlike u odnosu na konvencionalnu izvedbu su:

- Dvodijelni hidraulički aktuator (eng. Double piston drive) koji uzrokuje manji volumni potrošak ulja a time i smanjen potrošak energije na tlačenje hidrauličkog ulja,
- Dva osjetnika položaja ispušnog ventila (eng. Stroke sensors) s mjernim konusom (eng. Measuring cone).



Slika 3.119. Jedinica ispušnog ventila RT-flex izvedbe u uzdužnom presjeku, [4] .

Slika 3.120. prikazuje hidrauličku shemu VCU jedinice iz koje se vidi princip rada koji je nadalje opisan. Hidrauličko ulje iz zajedničkog voda zaustavljeno je pilot ventilom (eng. Rail valve) i 3/2 razvodnikom (eng. Slide rod), oba ventila su u početnom položaju zatvoreni. Kada upravljački sustav WECS upravljačkim signalom prekrene pilot ventil propušta se hidrauličko ulje te ono prekreće 3/2 razvodnik što otvara prolaz hidrauličkom ulju iz zajedničkog voda ulja prema cilindru s hidrauličkim aktuatorom (eng. Piston) upravljačke jedinice ispušnog ventila. Hidraulički aktuator pokretan hidrauličkim uljem tlači sistemsko ulje (eng. Oil supply) koje pokreće aktuator u jedinici ispušnog ventila čime se otvara ispušni ventil. Upravljački signal na pilot ventilu traje dok god je potrebno da je ispušni ventil otvoren, po prestanku djelovanja signala hidraulička sila je manja od sile zračne opruge (eng. Springair) koja zatvara ispušni ventil.



Slika 3.120. Hidraulička shema jedinice za upravljanje ispušnim ventilom (eng. ValveControlUnit – VCU) , [4] .

3.4.7 Upravljački sustav RT-flex motora

Cjelokupni upravljački sustav RT-flex motora sastoji se od dvije cjeline odnosno od osnove cjelokupnog upravljačkog sustava i ostalih neizostavnih sustava. Prva cjelina koja čini samu osnovu cjelokupnog upravljačkog sustava je upravljački sustav WECS-9520 (engl. Wärtsilä Electronic Control System 9520 – WECS-9520). Druga cjelina cjelokupnog upravljačkog sustava broji ostale sustave koji su neizostavni:

- Sustav daljinskog upravljanja iz upravljačke kabine strojarnice i brodskog mosta (eng. ECR, bridge),
- Sustav zaštite glavnog motora (engl. Safety System),
- Elektronički regulator motora (engl. Electric Governor) te
- Sustav nadzora i alarma (engl. Alarm Monitoring System).

Mora biti jasno da navedeni sustavi nisu proizvod tvrtke Wärtsilä kao što je to spomenuti WECS-9520 sustav. Koriste se proizvodi triju proizvođača navedenih sustava a to su: „Kongsberg Maritime“, „NABTESCO“ i „Lyngsø“. Navedeni proizvođači proizvode i upravljačke panele koji se koriste. Naredbe sa upravljačkih panela se preko sabirnica upućuju WECS-9520 sustavu, naredbe su:

- Upućivanje/kočenje uputnim zrakom,
- Stop, naprijed, natrag, te
- Sporo okretanje (engl. slow turning).

Sustavi navedenih proizvođača se otkupljuju i kao gotov proizvod nadograđuju na sustav WECS-9520 čineći tako cjelokupan upravljački sustav RT-flex motora.

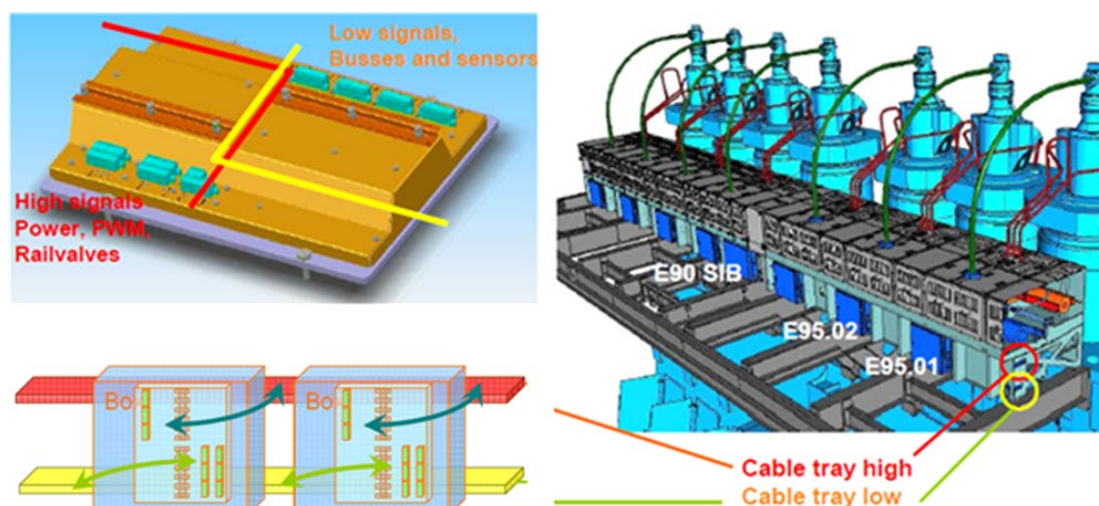
FlexView je računalni program koji je proizvod tvrtke Wärtsilä i ima svrhu da objedini sve funkcije navedenih sustava koji čine cjelokupni upravljački sustav na upravljačkom panelu. Upravljački panel je sučelje između motora i operatera, znači da je svrha FlexView računalnog programa olakšati posao operateru tako da poveća preglednost pri nadzoru i omogućiti jednostavno i brzo upravljanje svim sustavima s pojedinog upravljačkog mjesta.

3.4.8 Upravljački sustav WECS-9520

WECS-9520 vrši upravljanje, regulaciju i aktuaciju unutar sustava koji se tiču procesa u cilindrima glavnog motora, koncept RT-flex, a to je:

- Nadzor i regulacija radnih tlakova jedinice sa zajedničkim vodovima goriva i hidrauličkog ulja,
- Nadzor i upravljanje radom rasprskavača goriva, ispušnih ventila i uputnih ventila motora,
- Realizacija radnih režima motora te
- Međusobna komunikacija WECS sustava sa ostatkom cjelokupnog upravljačkog sustava preko CANopen i MOD sabirnica.

WECS-9520 nema središnje računalo već se sastoji od umreženih FCM-20/E95 upravljačkih jedinica (engl. Flex Control Module 20) od kojih je svaka zadužena za svoj cilindar motora uz dodatno ugrađenu identičnu redundantnu jedinicu oznake SIB/E90 (engl. Shipyard Interface Box). Sustav WECS-9520 koji se sastoji od FCM-20 upravljačkih jedinica smješten je s prednje strane jedinice zajedničkih vodova goriva i hidrauličkog ulja kako prikazuje slika 3.121.



Slika 3.121. Prikaz smještaja WECS-9520 sustava i povezanosti njegovih upravljačkih jedinica FCM-20, [4] .

Na slici 3.122. se vidi kako su upravljačke jedinice FCM-20 podijeljene na visokoenergetski dio (engl. High signals, Power, PWM, Rail valves) koji je spojen na visokoenergetske električne vodove (eng. Cable tray high) te niskoenergetski dio (engl. Low signals, Busses and sensors) spojen na niskoenergetske električne vodove (engl. Cable tray low) dio zbog čega su i sabirnice koje povezuju ta odjeljenja međusobno odijeljene i izolirane kako bi se onemogućio negativan međutjecaj.

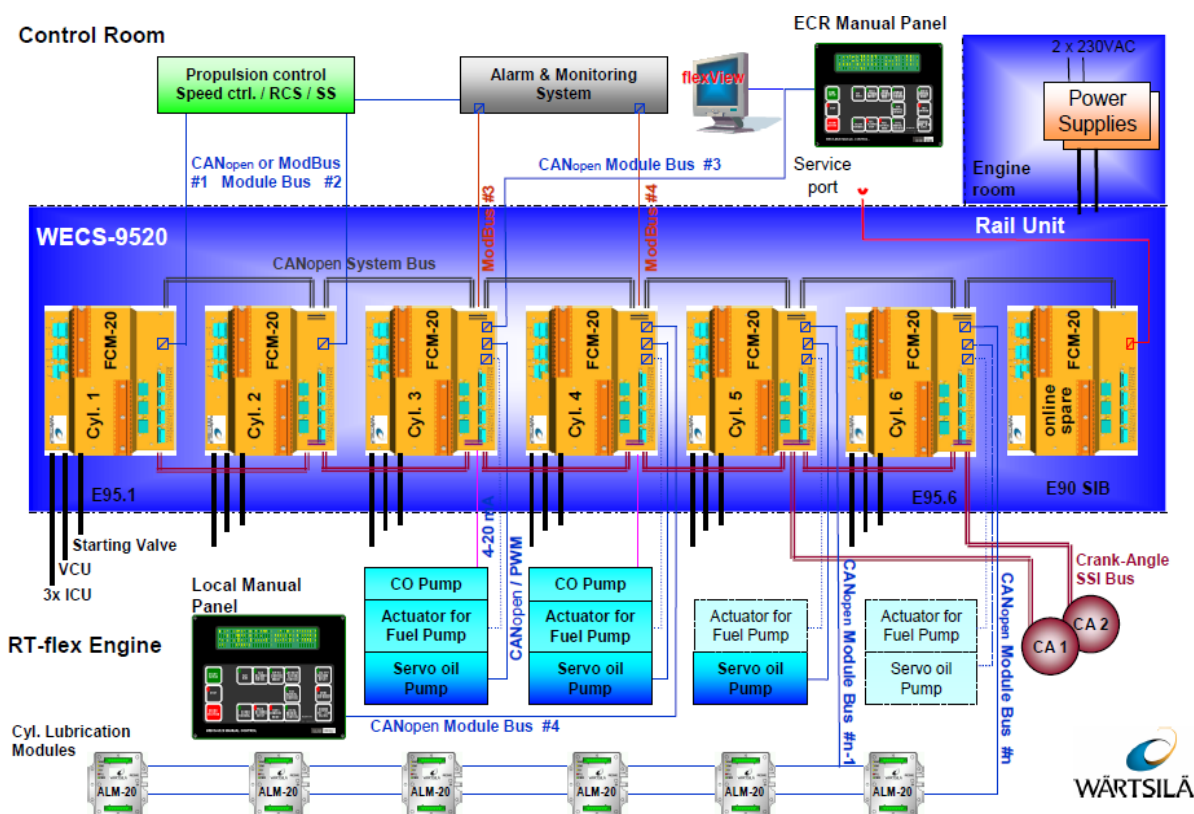
Da bi se omogućila razmjena informacija unutar cjelokupnog upravljačkog sustava koriste se tri vrste, ukupno četiri sustava, umreženja/sabirnica koja se vide na slici 3.122.. a to su:

- CANopen sabirnica upravljačkog sustava (engl. CANopen system bus; CAN-Controller Area Network), međusobno povezuje FCM-20 upravljačke jedinice;
- CANopen sabirnica za povezivanje podsustava cjelokupnog upravljačkog sustava rt-flex motora;
- MOD sabirnica (engl. MOD bus - Module bus) kao sabirnica redundantnosti te
- SSI sabirnica podataka o položaju koljenastog vratila (engl. Crank Angle SSI bus – Synchronous Serial Interface Bus). Ovo je sabirnica za serijski prijenos podataka o

položaju koljenastog vratila motora od osjetnika tipa apsolutnog kutnog enkodera za informiranje FCM-20 upravljačkih jedinica.

Sa slike 3.122. još se vidi da je cjelokupno umreženje tako izvedeno da kvar jedne sabirnice ne onemogućava upravljački sustav za rad što je glavno pravilo pouzdanosti sustava. Sustav se napaja iz dva neovisna izvora električne energije. Svaka FCM-20 upravljačka jedinica je umrežena međusobno sCANopen i MOD sabirnicom te sa sustavom:

- daljinskog upravljanja,
- zaštite glavnog motora,
- elektroničkog regulatora motora i
- nadzora i alarma



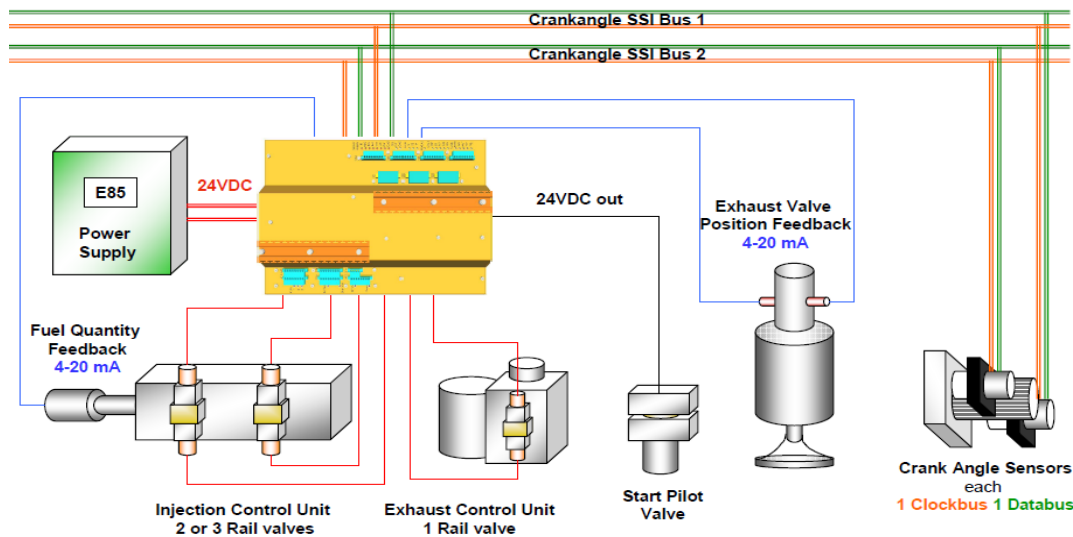
Slika 3.122. Upravljački sustav WECS-9520, [4].

3.4.9 Upravljačka jedinica FCM-20

Upravljačke jedinice FCM-20 (engl. Flex Control Module 20) vrše određene zadaće koje se dijele u dvije skupine:

1. Vlastite zadaće vezane za upravljanje procesima u cilindru motora za koji su zadužene
2. Zajedničke zadaće.

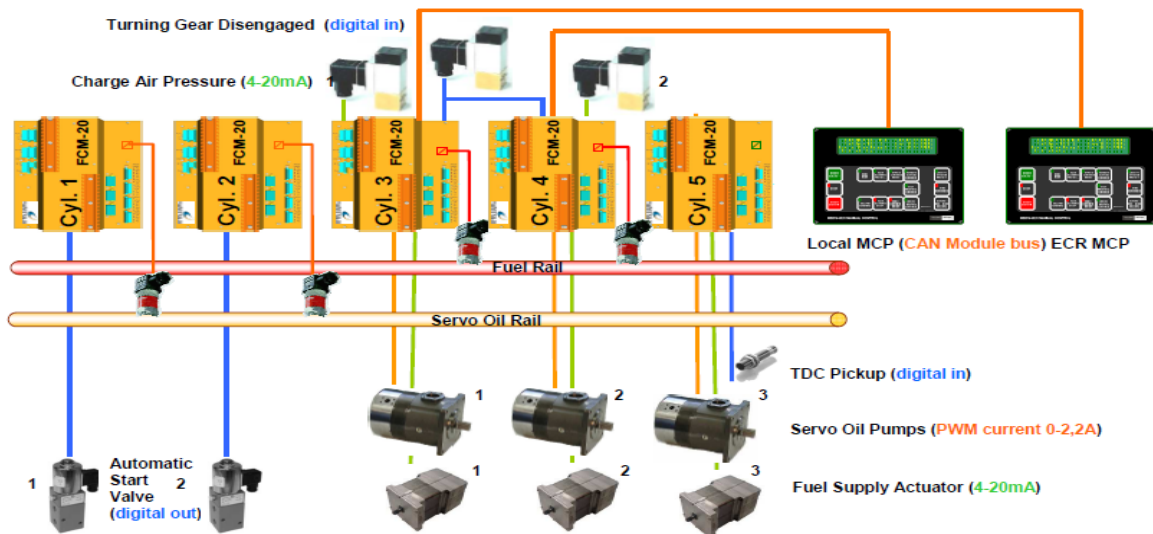
- Slika 3.123. prikazuje zadaće svake jedinice FCM-20 za vlastiti cilindar motora a to su:
- Sinkronizacija rada upravljačkih ventila s položajem koljenastog vratila motora kontinuirano prateći brzinu vrtnje, smjer vrtnje i trenutni kut koljenastog vratila te
 - Upravljanje uputnim ventilima, ispušnim ventilima i rasprskaačima goriva ovisno o naredbama operatera i parametrima osiguranim od bitnih osjetnika preko sabirnica.



Slika 3.123. Vlastite zadaće FCM-20 jedinice vezane za upravljanje procesima u cilindru motora, [4].

Zajedničke zadaće jedinica FCM-20 vide se na slici 3.124. i one su sljedeće:

- Upravljanje i nadzor tlaka u zajedničkim vodovima goriva i hidrauličkog ulja,
- Obrada i skladištenje podataka (IMO, opće i za taj motor specifične podatke i postavke),
- Nadzor WECS sustava (opskrba el. energijom, ispravnost ventila i osjetnika, nadzor vrijednosti parametara),
- Izračun i obrada općih upravljačkih parametara (VIT, VEC, VEO i opće stanje motora),
- Komunikacija sa ostalim podsustavima i upravljačkim panelima,
- Indikacija kvarova i nepravilnosti te
- Upravljanje pomoćnim puhalima ovisno o tlaku ispirnog zraka.



Slika 3.124. Zajedničke zadaće FCM-20 jedinica, [4] .

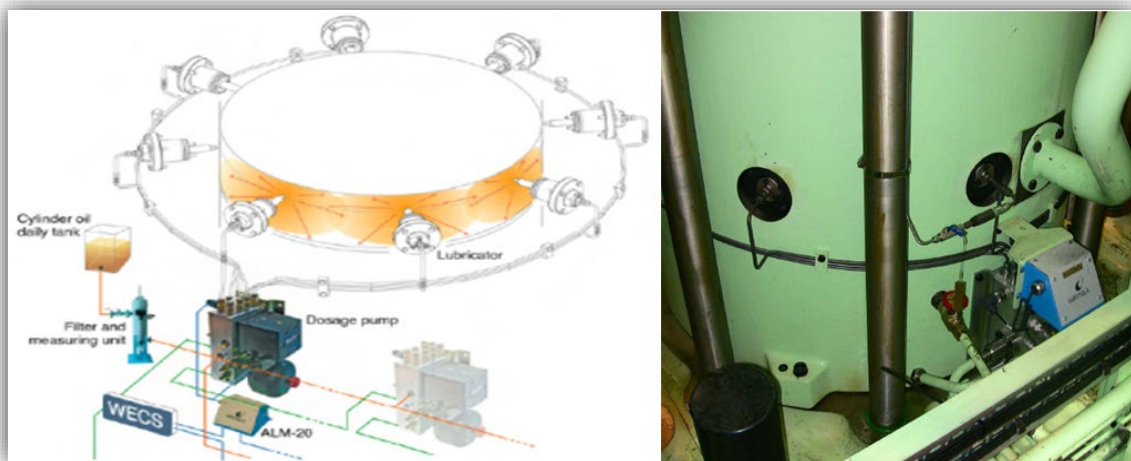
3.4.10 Pulsni sustav za podmazivanje cilindarskih košuljica CLU-4

Zadaća pulsno g sustava za podmazivanje cilindarskih košuljica CLU-4 (engl. Pulse lubricating system CLU-4) je podmazivanje cilindarskih košuljica i stapnih prstenova minimalno potrebnom količinom cilindarskog ulja u najpogodnijem trenutku. Za ovaj sustav je karakteristično brzo/pulsno podmazivanje gdje se 20% količine ulja dostavlja na plašt stapa a 80% količine ulja direktno u set stapnih prstenova. Ulje dostavljeno na stapne prstenove se raspodjeljuje po obodu prstenova i košuljice cilindra dok se raspodjela ulja uzdužno po stijenci vrši tako da jedan puls ulja prethodi stapu na putu prema GMT a drugi puls ulja prethodi stapu kada je na putu prema DMT. Pulsni sustav CLU-4, kako se vidi na slici 3.125., broji sljedeće sastavnice:

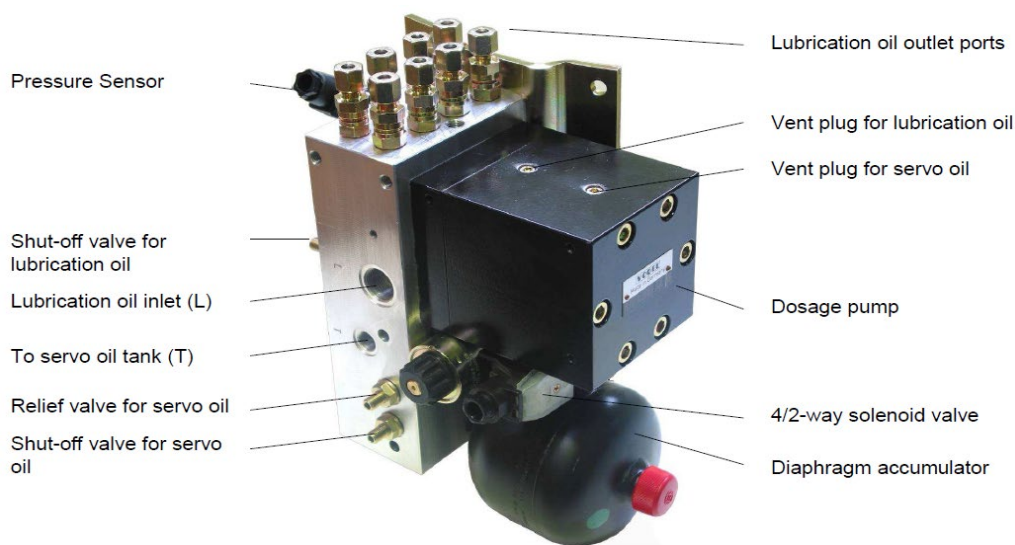
- Filtar cilindarskog ulja s mjeracem protoka (engl. Filter and measurin gunit),
- Pulsna lubrikatorska jedinica (engl. Dosage pump) prikazana na slici 3.126., koja objedinjuje klip za tlačenje i doziranje cilindarskog ulja prema lubrikatorima, te upravljački 4/2 razvodnik upravlj an od ALM-20. Broj pulsni h lubrikatorski h jedinica je jednak broju cilindara motora,
- Osam lubrikatora (eng.lubricators) u kompletu za pojedini cilind ar motora, paralelno su spojeni na pulsnulubrikatorsku jedinicu,
- Upravljačka jedinica ALM-20 (Slika 3.128.),
- Dvostruki davač položaja koljenastog vratila (za motore RTA serije),
- Opskrbna jedinica hidrauličkog ulja za pogon pulsni h lubrikatorski h jedinica (za motore RTA serije) te
- Jedinica za redukciju tlaka ulja uzetog iz zajedničkog voda hidrauličkog ulja (za motore RT-flex serije).

Cilindarsko ulje iz dnevnog tanka cilindarskog ulja prolazi kroz jedinicu s filterom i mjeracem protoka i dotječe do pulsni h lubrikatorski h jedinica (eng.Dosage pumps). Svaka pulsna jedinica podmazuje vlastiti cilind ar motora s osam lubrikatora postavljenih po obodu

cilindra. Kod RTA motora se ugrađuje pumpna jedinica hidrauličkog ulja za pogon pulsnih lubrikatorskih jedinica dok se kod RT-flex motora za to koristi ulje iz zajedničkog voda čiji se tlak reducira na potreban radni tlak. Iz navedenoga je se vidi da je ovo sustav cilindarskog ulja koji je samostalan za korištenje na motorima RT-flex i RTA serije.

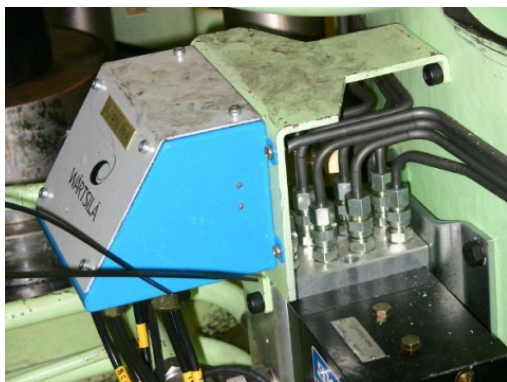


Slika 3.125. CLU-4 pulsni sustav za podmazivanje cilindarskih košuljica (eng. Pulse lubricating system), [4] .



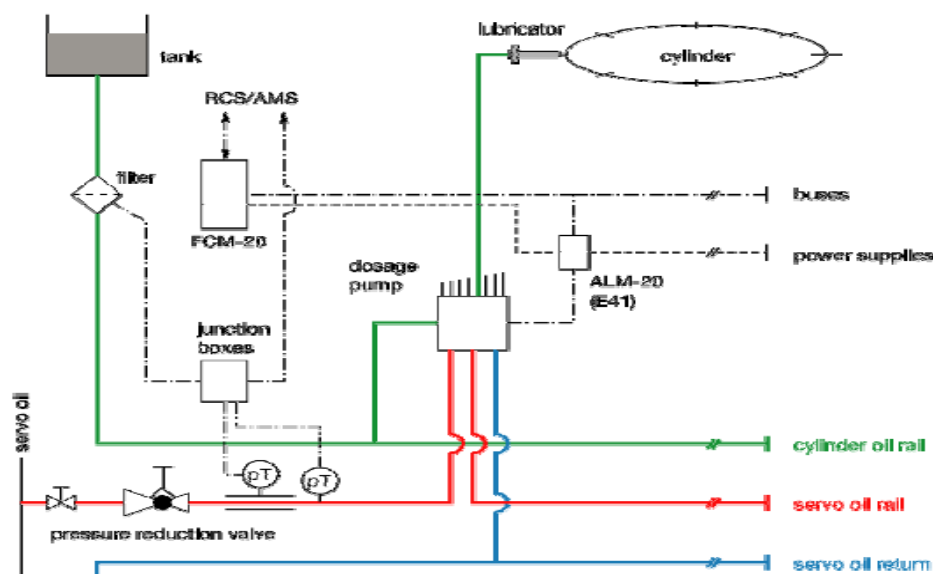
Slika 3.126. Pulsna lubrikatorska jedinica (engl. Dosage pump), [4] .

Upravljačka jedinica ALM-20 prikazana na slici 3.127., kontinuirano prati položaj koljenastog vratila pomoću osjetnika a time prati i položaj stupnih prstenova pojedinih cilindara motora, te ovisno o opterećenju motora generira upravljačke signale za potrebnu količinu cilindarskog ulja i trenutak podmazivanja.



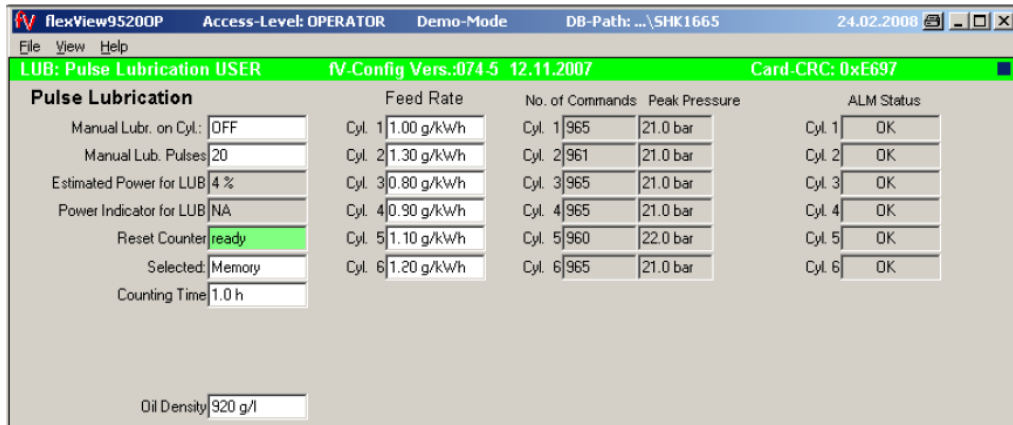
Slika 3.127. ALM-20 upravljačka jedinica pulsog sustava podmazivanja cilindra, [4] .

Na slici 3.128. se vidi da je pulsni sustav cilindarskog ulja je povezan s upravljačkim sustavom motora preko svoje upravljačke jedinice ALM-20 s upravljačkom jedinicom FCM-20 upravljačkog sustava WECS 9520 što omogućava nadzor rada pulsog sustava i upravljanje njime preko upravljačkih panela/sučelja.



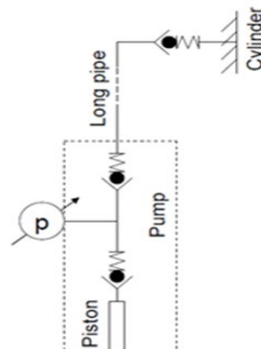
Slika 3.128. Shematski prikaz pulsog sustava cilindarskog ulja CLU-4 i njegove povezanosti sa sustavom hidrauličkog ulja te upravljačkim sustavom WECS preko FCM-20, [4] .

Slika 3.129. prikazuje kako izgleda upravljanje CLU-4 sustavom pomoću računalnog programa flexView na upravljačkom panelu/računalu. Vidljivo je da se nadzor i upravljanje vrši po svakoj jedinici pojedinačno jer su zadane i izmjerene vrijednosti jedinstvene za svaki cilindar motora.



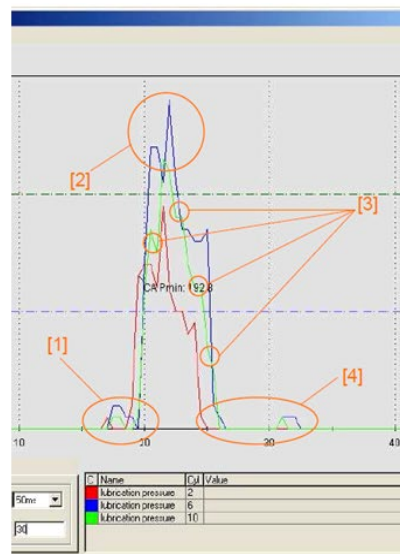
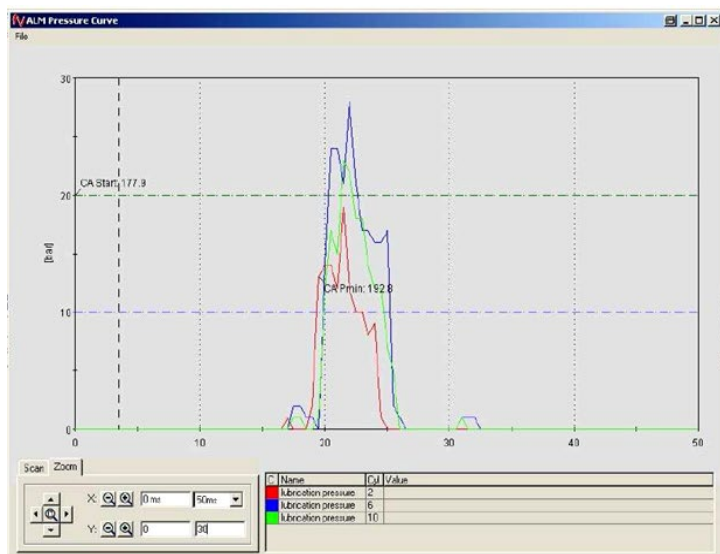
Slika 3.129. Prikaz upravljanja sustavom CLU-4 pomoću flexView računalnog programa sa upravljačkog panela WECS sustava, [4] .

Zanimljivo je da je ponašanje svake pulsne jedinice pri podmazivanju jedinstveno što se pripisuje dinamici uzrokovanoj velikim dužinama cjevčica koje povezuju lubrikatore s pulsним lubrikatorskim jedinicama te zbog triju nepovratnih ventila postavljenih po svakoj pulsnoj jedinici kako to prikazuje slika 3.130. Tlakovi se indiciraju osjetnikom postavljenim između prvog i drugog nepovratnog ventila.



Slika 3.130. Shematski prikaz izvedbe indiciranja tlakova podmazivanja pulsних lubrikatorskih jedinica C.

Upravljački sustav WECS 9520 omogućava dijagnostiku CLU-4 sustava što prikazuje slika 3.131. Dijagnostika se vrši indiciranjem tlakova podmazivanja pulsних lubrikatorskih jedinica za svaki cilindar motora.



Slika 3.131. Prikaz dijagnostike rada sustava CLU-4 pomoću flexView računalnog programa sa upravljačkog panela WECS sustava, [4] .

Na slici 3.131. desno su označene specifične faze jednog podmazivanja triju cilindara motora. Svaki od triju indiciranih tlakova je jedinstven ali zadovoljavaju karakterističnosti podmazivanja, što znači da su sve pulsne jedinice koje su nadzirane u ovom primjeru ispravne u radu. Karakterističnosti indiciranih tlakova podmazivanja su:

1. Početak podmazivanja kada u pulsnoj lubrikatorskoj jedinici aktuator pokreće klipove i oni počinju tlačiti ulje prema pripadnim lubrikatorima. Ovu fazu karakterizira vidljiva tromost koja inače postoji u svakom sustavu;
2. Vrhunac podmazivanja kada ulje u vodu postiže najveću brzinu i najveći tlak dok su sva tri nepovratna ventila otvorena;
3. Promatrajući krivulje pojedinačno, svaka će bilježiti onoliko promjena u intenzitetu pada tlak koliko ima stupnih prstenova. U ovom su slučaju četiri stupna prstena koji svojim prolazom preko lubrikatora mijenjaju intenzitet pada tlaka te
4. Prestanak podmazivanja uz karakterističnu oscilaciju tlaka uslijed zatvaranja nepovratnih ventila u sustavu.

3.4.11 Wartsila RT Flex tipovi motora

Hardver u sustavu RT Flex razvija se u četiri glavne veličine za šest tipova motora koji su trenutno u programu. Šest tipova motora RT Flex pokrivaju raspon snage od 8100 do 80.080 kW (11.000 do 108.920 KS). To ilustrira jednu od prednosti Common-Rail sustava u tome što je hardver standardiziran za skupine tipova motora, a ne samo za različite brojeve cilindara, [3].

Tablica 3.4. Wartsila RT Flex tipovi motora, [3]

Enginetype	RT-Flex50	RT-Flex58TB	RT-Flex60C	RT-Flex68TB	RT-Flex84TD	RT-Flex96C
Bore, (mm)	500	580	600	680	840	960
Stroke, (mm)	2050	2416	2250	2720	3150	2500
Power,R1(kW/cyl)	1620	2180	2360	3070	4200	5720
Speed, (min ⁻¹)	124	105	114	95	76	102
BMEP, (bar)	19.5	19.5	19.5	19.6	19.0	18.6
Pistonspeed, (m/s)	8.5	8.5	8.6	8.6	8.0	8.5
No.cylinders	5-8	5-8	5-9	5-8	5-9	6-12,14
RT-FlexSize	0	I	I	II	IV	IV

3.4.12 RT-FLEX50

S pet do osam cilindara, brodski dizelski motor s malim brojem okretaja Wartsila RT-flex50, slika 1.132, pokriva raspon snage od 5800 do 13.280 kW pri 99 do 124 o/min. Stoga je idealno pogodan za pogon brodova za rasute terete u velikoj paleti Handymax do Panamax, tankere i brodove za kontejnere.

Wartsila RT-flex50 temelji se na RTA motoru koji su zajednički razvili Wartsila i Mitsubishi Heavy Industries Ltd u Japanu. Umjesto tradicionalnih sustava s upravljanjem bregastom osovinom RTA50, RT-flex50 uključuje najnoviju elektronički kontroliranu Common-Rail tehnologiju za ubrizgavanje goriva i aktiviranje ventila. Nova tehnologija pruža veliku fleksibilnost u podešavanju motora, donoseći prednosti nižom potrošnjom goriva, nižim minimalnim brzinama rada, bezdimnim radom pri svim brzinama i boljom kontrolom ostalih ispušnih plinova. Ovaj motor dizajniran je da zadovolji potrebe tržišta za izvanrednom pouzdanošću, visokom učinkovitošću, kompaktnošću i ekološkim zahtjevima. Kao i svi novi brodski motori u današnje vrijeme, u potpunosti je usklađen s propisom o emisiji Nox iz Priloga VI konvencije MARPOL 1973/78. [1]



Slika 1.132. Warstila RT Flex50, [5]

3.4.13 RT-FLEX58T-B

Wartsila RT-flex58T brodski dizelski motor za male brzine posebno je dizajniran da osigura ekonomičan i pouzdan pogon za rasute brodove i tanker za ulje nosivosti 2000 do 150000 t. Primjenjiv je za sve vrste brodova. Zapravo je u praksi prvi motor RT-flex bio upravo šestocilindrični model RT-flex58T-B, a ispitan je 2001.godine i instaliran kao pogon na brodovima za rasuti teret, [3].

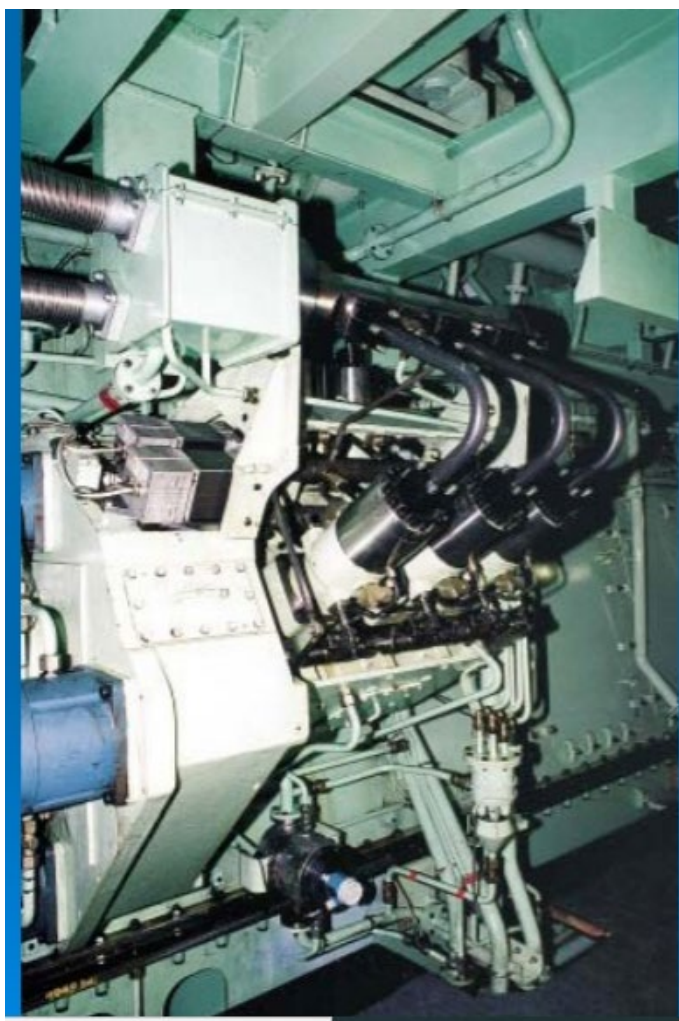


Slika 3.133. Wartsila RT Flex58T-B, [5]

3.4.14 RT-FLEX60C

Wartsila RT-flex60C je motor usmjeren prema naprijed i nudi novi niz pogodnosti vlasnicima brodova. Ne samo da donosi nove prednosti elektronički kontroliranog ubrizgavanja goriva preko zajedničkog voda, poput niskih emisija i vrlo sporog rada, već utjelovljuje postupna poboljšanja u osnovnoj tehnologiji dizelskih motora koja će brodarima pružiti bolju pouzdanost i dulje vrijeme između remonta.

S dimenzijama cilindra od 600 (mm) u otvoru pri hodu od 2250 (mm), Wartsila RT-flex60C ima maksimalnu kontinuiranu snagu od 2360 (kW/cilindar) pri 114 (min^{-1}). Dostupan je s pet do devet cilindara koji pokrivaju ukupni raspon snage od 8250-21.240 (kW) pri 91-114 okretaja u minuti. Stoga nudi optimalne snage i brzine za širok raspon „bržih“ brodova kao što su brodovi za kontejnere srednje veličine, nosači automobila, grebeni itd. [4]



Slika 3.134. Napojna jedinica na RT Flex60C, [5]

3.4.15 RT-FLEX84T-D

Wartsila RT-flex84T brodski dizelski motori niske brzine posebno su dizajnirani za ekonomičan pogon vrlo velikih tankera sirove nafte (VLCC I ULCC) do više od 300000(t). Parametri ovih motora temelje se na potrebama VLCC novogradnje. Na primjer, VLCC od 285000(t) treba prosječnu instaliranu snagu od oko 27000(kW) za brzinu u službi od 15,5 čvorova. Standardno odabrana brzina propelera od nekih 70 do 79(o/min), je izravna posljedica težnje za „optimalnom pogonskom“ instalacijom u okviru široko prihvaćenih MARPOL-ovih preporuka za odabir promjera propelera.

Prednosti koje imaju ovi motori su:

- Optimalna snaga i brzina,
- Najniža moguća potrošnja goriva u cijelom radnom rasponu,
- Period od tri godine između remonta,
- Niski troškovi održavanja,
- Potpuno poštivanje propisa o Nox emisijama.

Osim toga ovi motori imaju i dodatne prednosti a to su:

- Bezdimni rad pri svim brzinama,
- Bolja potrošnja goriva u rasponu djelomičnog opterećenja,
- Niže stabilne brzine rada,
- Smanjeni zahtjevi za održavanjem jednostavnijim podešavanjem motora i produljenim vremenom između remonta. [7]

3.4.16 RT-FLEX96C

Wartsila RT-flex96C je dizajniran za velike kontejnerske brodove i njegova najveća verzija je 14-cilindarski motor koji ima visinu od 13,5 metara i proizvodi snagu od 80080(kW) pri 102(min⁻¹). Inačica s 14 cilindara prvi put je započela komercijalnu upotrebu 2006. godine na brodu Emma Maersk. Dizajn je sličan starijem motoru RTA96C ali s Common-Rail tehnologijom. To osigurava maksimalne performanse pri nižim okretajima u minuti, smanjuje potrošnju goriva i emitira niže razine štetnih emisija.

Ovaj motor smatra se najvećim i najsnažnijim klipnim motorom na svijetu. Osim već spomenutih prednosti koje pruža Common-Rail sustav, druga važna značajka ovog motora točnije prve brodske instalacije 14RT-flex96C je visoko učinkoviti sustav za uporabu otpadne topline. Doprinosi velikoj uštedi u potrošnji goriva i smanjenju emisija ispušnih plinova. Ispušni plinovi glavnog broskog motora prolaze kroz ekonomajzer ispušnih plinova stvarajući paru za turbinski generator. Komplet turbogeneratora također uključuje turbinu s pogonom na ispušne plinove koju pokreće dio ispušnih plinova preusmjeren iz glavnog protoka kroz turbopuhala motora.

Ovo postrojenje za uporabu otpadne topline visoke učinkovitosti može pružiti električnu snagu do oko 12% snage glavnog motora. Stvorena električna energija isporučuje se na glavnu brodsku razvodnu ploču i koristi u osovinskom motoru za pomoć u pogonu broda. Dio pare iz ispušnog štednjaka koristi se u brodskim uslugama grijanja. Oporavak energije maksimizira se prilagođavanjem motora nižim temperaturama usisa zraka koje su dostupne izvlačenjem usisnog zraka izvan broda umjesto iz brodske strojarnice. Turbopuhala su prilagođena nižim temperaturama usisa zraka, čime se povećava energija ispuha bez utjecaja na protok zraka kroz motor. Stoga nema povećanja toplinskog opterećenja motora i nema negativnog utjecaja na pouzdanost motora, [2].



Slika 3.135. Wartsila RT Flex96C, [5]

LITERATURA:

- [1] The Intelligent Engine: Development Status and Prospects;
<http://www.mandieselturbo.com/files/news/files0f769/Int%20Eng%20Prospects.pdf>
- [2] Service Experience 2006, ME and MC engines;
<http://www.docstoc.com/docs/49811160/Service-Experience-2006-ME-and-MC-Engines>
- [3] ME Engines-the New Generation of Diesel Engines;
<http://www.mandiesel.com/files/news/files0f2810/p412-0503.pdf>
- [4] WÄRTSILÄ RT-flexEngine;
http://www.ihl.co.jp/du/skills/data/du_sulzer_rt_flex_english.pdf
- [5] Wärtsilä <https://www.wartsila.com/services-catalogue#/marine/>
- [6] The Sulzer RT-flexCommon-Rail System Described;
http://emapublic2.ihmc.us/rid=1159369460928_1571362083_813/rtflex_description_02.pdf
- [7] Wartsila-Sulzer RT-flexmotora: RT-flex Training ,2008.
- [8] Radica G.: Inteligentni brodski motori, Pomorski fakultet, Split, 2012.

4 SREDNJEKRETNI ČETVEROTAKTNI MOTORI

U ovu veliku skupinu brodskih pogonskih strojeva ubrajamo motore od 350 do 1200 (min¹) i uglavnom su to četverotaktni Diesel motori. Srednjekretne dvotaktne motore jedino proizvode „Bolnes Motoren Fabriek“ iz Nizozemske, „AS Wichmann“ iz Norveške, „General Motors Corp.“, „Fairbanks Morse“ iz USA i „Hu Dong“ iz Kine.

Četverotaktni srednjekretni Diesel motori kao glavni pogonski strojevi odlučnije se uvode sredinom pedesetih godina 20. stoljeća. Slijedi njihov postojani uspon da bi sedamdesetih godina došlo do nadmetanja sa sporokretnim dvotaktnim motorima. Naftna kriza, teže prilagođavanje na rad s teškim gorivima, kao i veći specifični potrošak goriva i maziva, potisnuli su srednjekretne motore u drugi plan. Danas se srednjekretni brodski Diesel motori uglavnom koriste kod specijaliziranih brodova.

Srednjekretni Diesel motori ugrađuju se kao pogonski strojevi u sljedećim slučajevima:

- ako se zahtijeva ekstremno niska brzina propelera koju omogućava isključivo instalacija s reduktorom ili Diesel-električna propulzija
- ako se zahtijeva propulzijski sustav s više pogonskih strojeva da bi se postigao visok stupanj fleksibilnosti i obilje izlazne snage
- ako je na raspolaganju ograničen prostor za ugradnju motora i kod brodova koji zahtijevaju malu visinu strojarnice
- ako je bitna visoka koncentracija snage (KS/kg) kao u slučaju kompaktnih brodova
- ako se posebno zahtijeva visoka akceleracija i brzo opterećenje kao što je slučaj brodova ledolomaca i trajekata posebnih ruta plovidbe.

Srednjekretni brodski Diesel motori našli su primjenu posebno na sljedećim sustavima:

- 1) Pogonskim strojevima brodova za duboka mora,
 - 2) Pogonskim strojevima obalnih i lučkih brodova,
 - 3) Pogonskim strojevima brodova vodenih plovnih puteva na kopnu,
 - 4) Off shore objektima,
 - 5) Brodovima bagerima,
 - 6) Brodovima ledolomcima,
 - 7) Pomoćnim brodski strojevi,
 - 8) Proizvodnji električne energije na kopnu,
 - 9) Lokomotivskim strojevima.
- 1) U ovoj grupi su Ro-Ro brodovi, general cargo/container brodovi, product tankeri, veliki trajekti, putnički brodovi za krstarenja, oceanski remorkeri i ribarice, te brzi putnički brodovi s mlaznom propulzijom. Ovi brodovi zahtijevaju visoku pouzdanost i raspoloživost pogonskog postrojenja. Neplanirano kašnjenje ili odustajanje od planiranog putovanja može uzrokovati visoke troškove. Pogonsko postrojenje s više motora povećava ukupnu raspoloživost sustava. Također, brodovi koji tipično imaju srednjekretne motore plove u širokom rasponu brzine.
 - 2) U ovu grupu spadaju remorkeri, lučki remorkeri, remorkeri za dokovanje, ribarski brodovi, kočice, manji trajekti, teretni brodovi male obalne plovidbe, otočni tankeri, vodonosci, razni brzi putnički brodovi itd.. Budući da ovi motori imaju preveliku brzinu vrtnje, a premali moment uobičajeno je da se prema propeleru vrši redukcija brzine vrtnje. Kod ugradnje propelera fiksnog uspona mora se ugraditi prekretna spojka. Sve više se koriste propeleri

-
- promjenjivog uspona, Voith- Schneider propeleri i vodeno mlazna propulzija. Kod remorkera i kočarica ugrađuje se sapnica koja poboljšava svojstva propulzije pri vuči.
- 3) Vodeni promet rijekama, jezerima i kanalima je veoma intezivan, posebice u Evropi. Razni tipovi brodova: teretni, putnički, remorkeri plove ovim vodenim putovima. Kod transporta tereta često se koriste snažni gurači koji ispred sebe guraju do 12 barži. Gurači imaju dva ili više propelera u sapnici radi veće efikasnosti propulzije.
 - 4) U ovu grupu spadaju brodovi snabdijevači platformi, remorkeri, brodovi za sidrenje platformi, protupožarni brodovi itd. Osim toga, na samoj platformi četverotaktni Diesel motori koriste se za pogon bušaćih garnitura i proizvodnju električne energije.
 - 5) Kod brodova bagera isti Diesel motori služe za pogon broda i za pogon muljnih pumpi. Pumpe su obično smještene u strojarnici, a usisne cijevi s rotirajućim kopačem na vrhu spuštaju se na dno. Iskopani, a potom usisani mulj, pijesak i šljunak zajedno s velikom količinom vode tlače se kroz tlačni cjevovod te izbacuju vani. Svrha brodova bagera je dubljenje plovnih puteva, te nasipanje plitkih i močvarnih terena. Radi povećanja dubine kopanja pumpa se može smjestiti u usisnu cijev.
 - 6) Srednjekretni motori su podesni za Diesel električnu propulziju s AC ili DC sustavom. Zbog visoke cijene instalacije i umanjene efikasnosti ovakva rješenja se koriste za ledolomce i brodove polagače kabela koji zahtijevaju visoki zakretni moment, a male brzine vrtnje propelera. Diesel električna propulzija koristi se kod pogonjenja istraživačkih brodova i nekih putničkih brodova radi bešumnosti pogona i ograničenih vibracija.
 - 7) Četverotaktni Diesel motori najčešće srednjekretni primjenjuju se kao brodski pomoćni strojevi na brodovima svih veličina i namjena za pogon generatora, kompresora i specijalnih pumpi.
 - 8) Kod izgradnje manjih električnih centrala Diesel motor je idealni primarni stroj. Ove kopnene centrale uglavnom se rade kao "emergency" centrale u bolnicama, centrima za obradu informacija, TV i radio centrima, zračnim lukama, tvornicama koje u procesu proizvodnje ne smiju ostati bez električne energije, itd.
 - 9) Četverotaktni Diesel motori se koriste kao primarni strojevi u Diesel električnom pogonu na lokomotivama.

Pregledom podataka srednjekretnih Diesel motora može se ustanoviti da su im snage rasle do 1975. veoma brzo da bi uslijed porasta cijene goriva taj rast bio zaustavljen. Nakon toga slijedi razdoblje posvećeno smanjenju specifične potrošnje goriva i prilagođavanju na teška goriva do 380(cST), a potom i do 700 (cST/50°C). Upravo najveće brzine pri kojima se može uspješno izgarati teško gorivo je granica između srednjekretnih i brzokretnih motora. Iz tog razloga u grupu srednjekretnih motora spadaju motori s brzinom vrtnje do 1200(min⁻¹), i danas se grade s promjerima cilindara od 180 do 620(mm).

U grupu velikih provrta spadaju motori visoke snage kao TM620 firme Stork-Wärtsilä snage 12700(KS) iz 9 cilindara L izvedbe i npr. V48/60 razvijen zajedno od MAN-B&W Diesel i S.E.M.T. Pielstick koji iz 18 cilindara razvija snagu od 17550(KS). Ovo su veliki i snažni motori visoke ekonomičnosti i pouzdanosti te minimalnog održavanja.

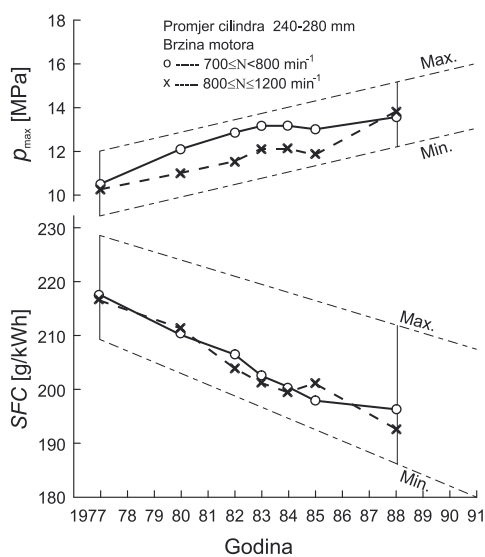
Na drugom kraju skale srednjekretnih motora su uglavnom motori konstruirani za vojne namjene i brza plovila. Kod njih se posebna pažnja poklanja što manjoj težini i volumenu dok ekonomičnost i dugotrajnost nisu toliko važni. U ovu skupinu proizvođača spadaju MTU, IsottaFraschini, Deutz, MWM i Paxman. Između ovih ekstrema su motori oko četrdesetak

proizvođača.

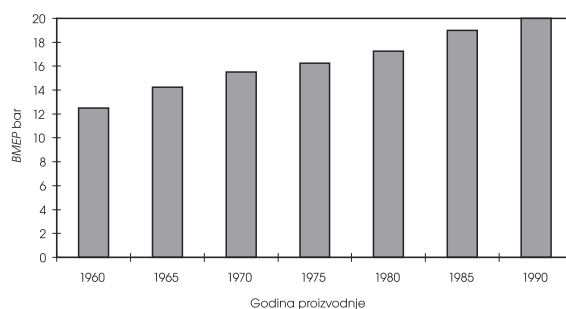
Golema većina srednjekretnih Diesel motora su prednabijani s međuhlađenjem, konstrukcije s četiri ventila u cilindarskoj glavi i s direktnim ubrizgavanjem. Izrađeni su uglavnom iz ljevanog željeza i čelika i imaju košuljice i glave cilindra hladene vodom, a klip hladen uljem.

Usporedba pojedinih motora je veoma teška. Osnovne karakteristike su brzina i snaga motora, ali su veoma važni specifična potrošnja goriva, srednji efektivni tlak, broj cilindara, konfiguracija, promjer cilindara, stapaj. Za ocjenu kvalitete konstrukcije važni su i maksimalni tlak izgaranja, srednja klipna brzina, tlak prednabijanja, masa motora i usisni volumen, te potrošnja ulja za podmazivanje i štetne emisije.

Da bi se postiglo povećanje toplinske efikasnosti motora neophodno je povećati maksimalni tlak izgaranja što je vidljivo na sljedećoj slici. Pri tome su veliku ulogu imali nova znanja o materijalima, kvalitetnije konstrukcije motora i povećanje efikasnosti turbopunjača, budući da s povećanjem p_{max} raste i opterećenje komponenti motora. Posebno se to odnosi na komponente prostora izgaranja, klip i cilindarsku glavu koje su istovremeno izložene sve višim mehaničkim, ali i toplinskim napreznjima. Maksimalni tlakovi izgaranja današnjih četverotaktnih Diesel motora iznose 200(bar). Pri tome se postižu srednji efektivni tlakovi do 25(bar), a tipične vrijednosti su između 15 i 24(bar) s većinom u rasponu od 18 do 21(bar).



Slika 4.1. Trend p_{max} i SFC prosječnih srednjekretnih četverotaktnih Diesel motora



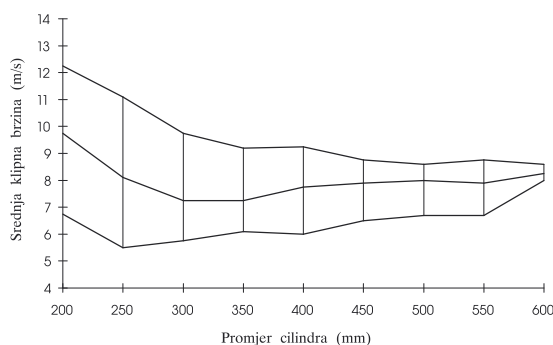
Slika 4.2. Rast srednjeg efektivnog tlaka (prosječni podaci) srednjekretnih četverotaktnih Diesel motora

Motori konstruirani za nisku emisiju štetnih sastojaka u ispušnim plinovima rade s

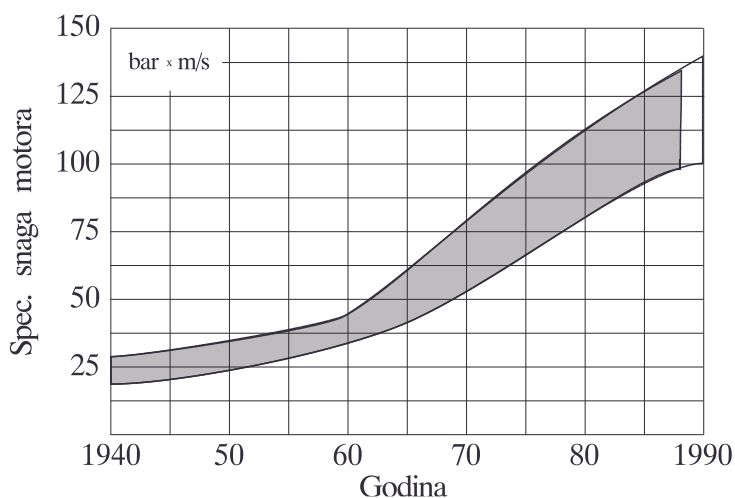
kasnijim ubrizgavanjem da bi se smanjila proizvodnja NO_x , što dozvoljava visok stupanj kompresije 14:1 ili 15:1 (radi se o turbonabijanim motorima) bez prekoračenja dozvoljenog maksimalnog tlaka u cilindru. Gornja vrijednost b_{mep} ograničena je stupnjem kompresije i raspoloživom zraku u cilindru koji ovisi o omjeru tlakova turbopunjača. Današnji turbopunjači jednostupanjskim nabijanjem postižu omjer tlakova 4:1 do maksimalno 5:1. Visoki srednji efektivni tlak može zahtijevati nizak stupanj kompresije da bi se ograničio maksimalni tlak izgaranja. Pri tome treba upamtiti da ako je stupanj kompresije niži od 11,5:1 motor teško starta pri niskim temperaturama okoline bez grijača ili nekog drugog pomoćnog sredstva za startanje.

Potrošnja srednjekretnih motora varira od 170 do 230(g/KSh). Motori velikih provrta i nižih brzina vrtnje imaju i nižu specifičnu potrošnju goriva budući su gubici trenja smanjeni dok su volumetrijska efikasnost, efikasnost izgaranja i efikasnost turbopunjača visoki. Podaci za srednji efektivni tlak i srednju specifičnu potrošnju goriva odnose se na rad motora na Diesel gorivo pa se kod rada na teško Diesel gorivo ovi podaci mogu nešto razlikovati. Kod razmatranja nominalne snage treba ispitati uključuje li ili ne potrošnju energije za rad pumpi vode, goriva i maziva.

Kao srednji efektivni tlak, i visoka srednja klipna brzina će smanjivati ukupne dimenzije i težinu motora. Na nesreću, dok se omjer snaga/težina povećava linearno s klipnom brzinom, inercijske sile će rasti s kvadratom klipne brzine što će utjecati na konačnu težinu i trajnost pokretnih dijelova i košuljice.



Slika 4.3. Srednja klipna brzina u funkciji provrta srednjekretnih četverotaktnih Diesel motora



Slika 4.4. Povećanje specifične snage ($b_{mep} \cdot c_m$) srednjekretnih motora

Kao što se vidi na slici 4.3 manji srednjekretni Diesel motori mogu imati srednje klipne

brzine između 6-12 m/s dok motori promjera cilindra iznad 300(mm) su ograničeni maksimalnom klipnom brzinom od 9,5(m/s). Srednje klipne brzine nemaju tendenciju rasta, a ekonomičan rad motora zahtijeva nešto niže brzine.

Za zadanu snagu motora i broj cilindara, izbor provrta, stapaja i brzine vrtnje direktno će utjecati na konačnu težinu i performance motora. Za odabranu klipnu brzinu kraći stapaj će dozvoliti veću brzinu vrtnje. Smanjenje omjera s/D će smanjiti specifični volumen i težinu budući da raspoloživa snaga raste s kvadratom provrta, a linearno sa stapajem. Omjer s/D je često 1,1 ali ide i do 1,5.

S povećanjem brzine vrtnje specifična potrošnja goriva također raste, efikasnost izgaranja se smanjuje uslijed smanjenja vremena boravka klipa oko GMT. Geometrija prostora izgaranja može uzrokovati probleme kod velikih provrta i kratkih stapaja premda je za zadani volumen povećana površina ventila.

Trenje motora također raste s brzinom pa su zbog navedenih razloga motori manje brzine vrtnje efikasniji, veći i teži, dok brzokretniji motori kraćeg stapaja su znatno lakši i kompaktniji i zbog toga jeftiniji, ali s većom specifičnom potrošnjom goriva.

Sustav za ubrizgavanje mora isporučiti točno izmjerene količine goriva pod visokim tlakom u precizno određenim intervalima preko širokog raspona opterećenja i brzina. Za efikasan rad gorivo mora izgoriti brzo i to se postiže malim kapljicama goriva (srednjeg promjera oko 0,015(mm)) dobro raspoređenim u svim djelovima prostora izgaranja. Period ubrizgavanja pri punom opterećenju kod suvremenih motora iznosi točno od 32 do 36° KV a tlak ubrizgavanja između 1300 i 1500(bar) za destilate ili je nešto viši za rezidualna goriva. U razvoju su sustavi ubrizgavanja do 2000(bar). U gotovo svim izvedbama ubrizgači su centralno smješteni i uobičajeno imaju 8 do 10 sapnica.

4.1 SEMT PIELSTICK

U uvođenju i razvoju srednjekretnih motora kao glavnih brodskih strojeva SEMT Pielstick je odigrao pionirsku ulogu. Osim srednjekretnih PC motora Pielstick je i proizvođač brzokretnih PA četverotaktnih Diesel motora.

Motori PC tipa su prvenstveno namijenjeni za brodsku propulziju (putnički trajekti, Ro-Ro brodovi, container brodovi, tankeri, teretni brodovi, brodovi bageri), i za stacionarna postrojenja snage 12 do 100(MW).

PA motori rade se u verziji PA4 s 1500(min^{-1}) i PA6 s 1050(min^{-1}). PA6 se prema danas važećoj podjeli više ne smatraju brzokretnim motorima već spadaju u srednjekretne.

Pielstick motori imaju veliku primjenu u ratnoj mornarici, posebno PA4 i PA6 motori. PA6 motori primjenjuju se u CODAG i CODAD konfiguraciji na fregatama i korvetama, a PC motori uglavnom na većim pomoćnim ratnim brodovima.

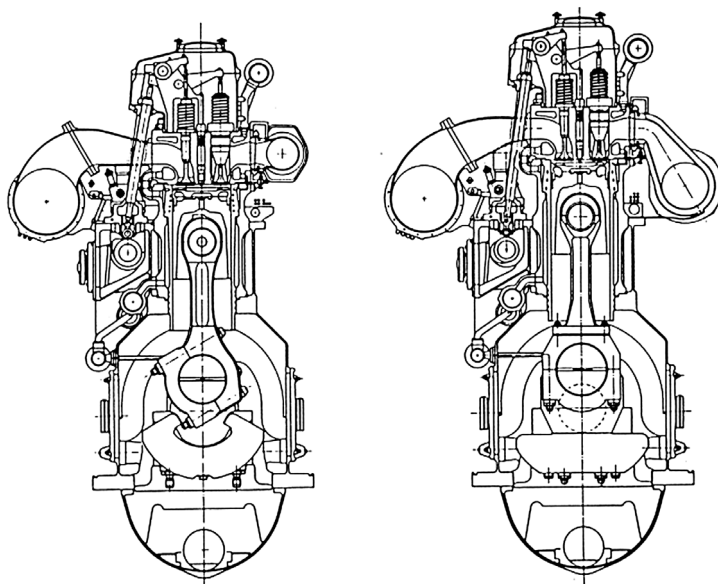
Nova obitelj srednjekretnih Pielstick motora su PC 20, PC 30 i PC 40 motori koji imaju i svoju ekonomičnu verziju s 10% manjom izlaznom snagom. Za sada se grade samo u linijskoj izvedbi. Na tabeli 4.1 prikazane su osnovne karakteristike PC motora.

Tablica 4.1 Usporedbe karakteristika motora

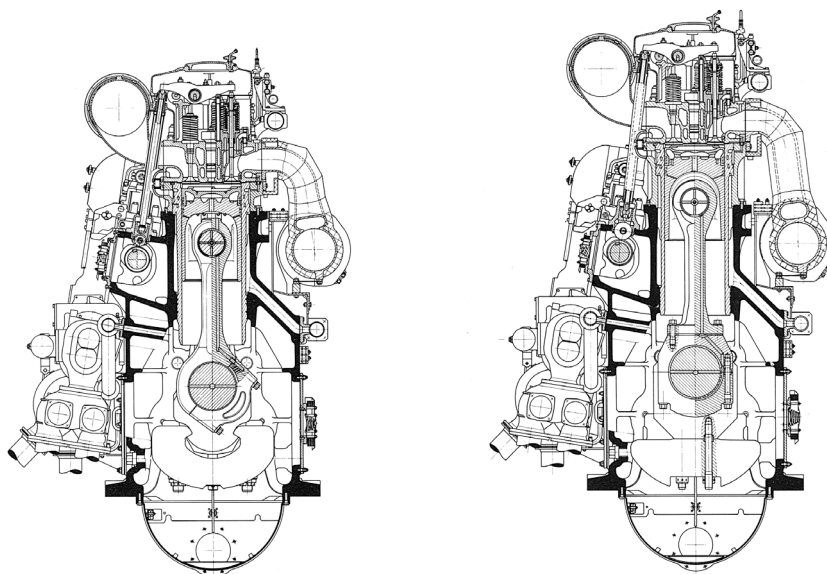
Model		PC 20	PC 30	PC 40
Promjer	mm	400	425	570
Stapaj	mm	550	600	750
Omjer s/D	-	1,375	1,412	1,316
Volumen cilindra	l	69,08	85,07	191,4
Broj cilindara	-	6-9	5-9	5-9
Snaga po cilindru	kW/cil	607	736	1215
Brzina vrtnje	1/min	475	450	350
Sred. klipna brzina	m/s	8,7	9,0	8,75
Kompresijski omjer	-	13,4/1	-	14/1
Sred. efekt. tlak	bar	22,19	23,05	21,77
Max. tlak izgaranja	bar	150	180	155
Snaga po radnom volumenu	HP/l	8,79	8,65	6,35
Spec. potrošnja	g/HPh	176	158*	168 (160*)
Područje snage	HP	3642-5463	3680-6625	6075-10935

(Uz pomoć dodatne turbine snage *)

Modeli PC20 i PC40 predstavljaju razvoj svojih predhodnika, motora PC2 i PC4. Promjeri su zadržani, ali je stapaj produžen. Model PC30 nema direktnog predhodnika jer je PC3 promjera 480(mm) i stapaja 520(mm). PC30 je mehanički i termički najopterećeniji. Srednji efektivni tlak je čak 23(bar), dok je maksimalni tlak izgaranja podignut na 180(bar). Srednja klipna brzina je također povećana i iznosi 8,7 odnosno 9,0 m/s.



Slika 4.5. Poprečni presjek motora PC4-2L i PC40



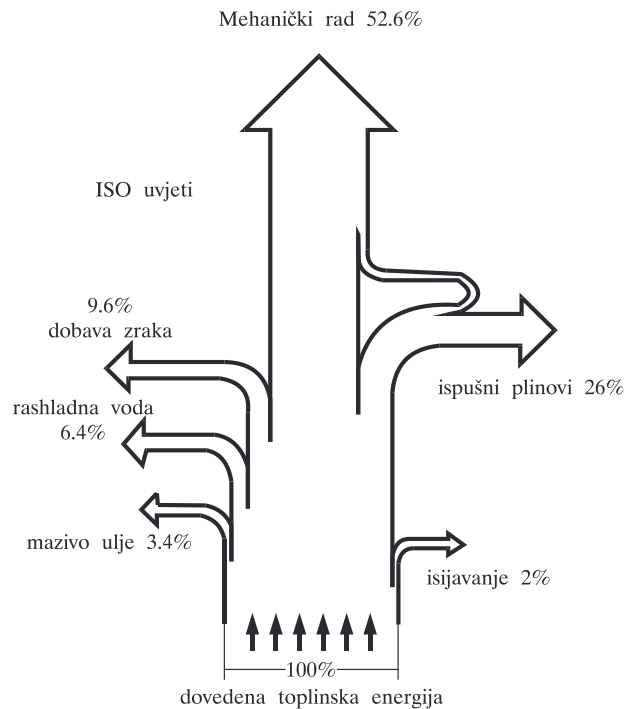
Slika 4.6. Poprečni presjek motora PC2-6 i PC20 [1]

U odnosu na prethodnu generaciju ovi motori imaju slijedeća poboljšanja:

- smanjena potrošnja goriva,
- produžen vijek trajanja komponenti uz smanjenje troškova održavanja,
- usavršen rad pri svim opterećenjima pri radu na HFO viskoziteta do 700(cST/50°C),
- kompaktnu konstrukciju.

Smanjenje specifične potrošnje goriva postignuto je:

- Povećanjem maksimalnog tlaka izgaranja.
- Korištenjem sustava prednabijanja s visoko efikasnim turbopunjačima, i korištenjem dva by-pass sustava (jedan da poveća pretičak zraka pri djelimičnom opterećenju i drugi da optimizira maksimalni tlak izgaranja pri radnom opterećenju). Pielstick koristi MPC (Modular Pulse Converter) sustav prednabijanja koji je kompromis između impulsnog prednabijanja i prednabijanja konstantnog tlaka.
- Skraćivanjem ciklusa ispiranja uvođenjem novog sustava prednabijanja.
- Povećanjem omjera s/D i na taj način smanjivanjem vremena izgaranja (izraženog u stupnjevima koljenastog vratila) i povećanjem kompresionog omjera bez prekomjernog smanjivanja visine i prostora izgaranja.



Slika 4.7. Toplinska bilanca motora PC30 optimizirana pri 0,85 MCR s dodatnom turbinom snage

4.1.1 Konstrukcijske karakteristike PC20, PC30 i PC40 motora

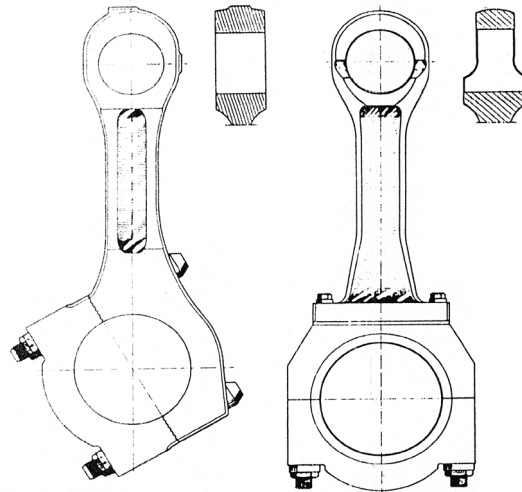
Motori ove serije koncipirani su prvenstveno za brodsku propulziju što omogućuje veću slobodu u izboru nominalne brzine vrtnje. Zbog toga, a zahvaljujući i produženom stapaju postignuta je i manja brzina vrtnje što omogućuje korištenje jeftinijih reduktora.

Duži stapaj, povećani maksimalni tlak izgaranja i smanjena brzina motora zahtijevaju novu konstrukciju nekih komponenti: koljenastog vratila, klipnjače, klipa i sustava ubrizgavanja. Oni dijelovi motora koji su dokazali svoju pouzdanost na predhodnoj seriji zadržani su i ovdje.

Kućište motora je s visećim temeljnim ležajevima i izrađuje se lijevanjem ili zavarivanjem. Kućišta iz sivog lijeva SL25 teža su od zavarenih, ali imaju izvanrednu otpornost prema zamoru i prirodno svojstvo prigušenja vibracija. Zavarena čelična kućišta lakše se popravljaju i žilavija su od željeznih iste konstrukcije zbog većeg modula elastičnosti. Međutim, zavareni spojevi imaju slabiju čvrstoću od osnovnog materijala, ponekad i svega 20%. Iz tog razloga kritične površine se često proizvode iz lijevanog željeza te naknadno ugrađuju u kućište. Cilindarski blok se ne radi u sekcijama već svaki cilindar posebno.

Koljenasta osovina je izrađena iz krom-molibden čelika 42 CD4 (prema francuskom standardu AFNOR). Protutezi su nove konstrukcije, a dva hidraulički pritegnuta vijka daju sklopu dovoljnu čvrstoću da izdrži prekoračenje brzine vrtnje dvostruko veće od nominalne vrijednosti.

Klipnjača iz dva dijela i koso sječene velike pesnice zamijenjena je trodjelnom klipnjačom „brodskog“ tipa. Mala pesnica ima sužen gornji dio čime se povećava najopterećenija površina ležaja i smanjuje naprezanje na savijanje u osovinici.



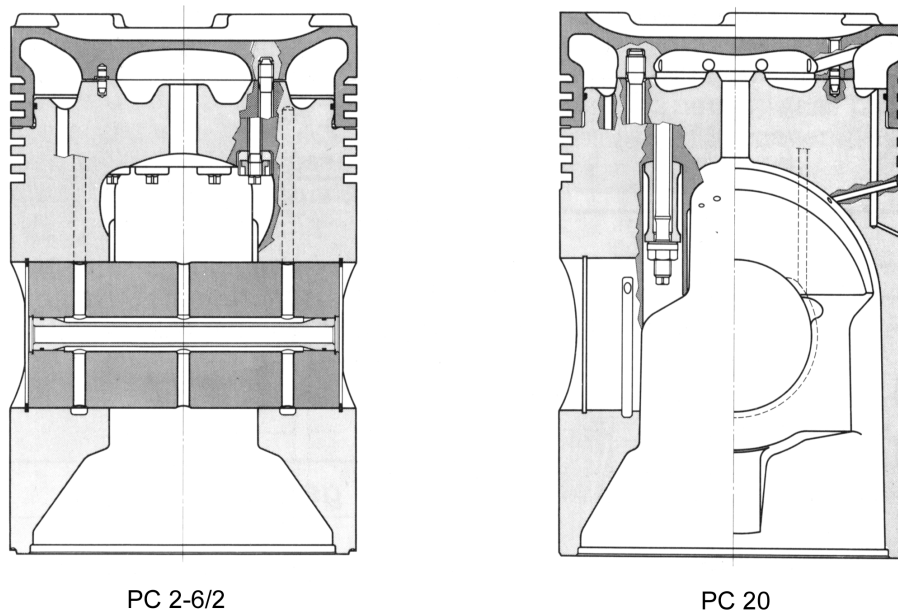
Slika 4.8. a) Dvodjelna klipnjača koso sječene donje glave motora PC4-2L
b) Klipnjača „brodske“ izvedbe motora PC40

Prednosti "brodske" izvedbe klipnjače su:

- smanjenje visine strojarnice kod vađenja klipa s klipnjačom
- leteći ležajevi mogu ostati na radilici kod vađenja klipa pa sustav podmazivanja i geometrija ležajeva ostaju netaknuti
- kompresijski omjer se može modificirati na konomičnu verziju umetanjem nitriranih podloški između motke klipnjače i velike glave (Klipnjače su izrađene iz krom-molibden čelika 35 CD4-AFNOR)
- lakša proizvodnja.

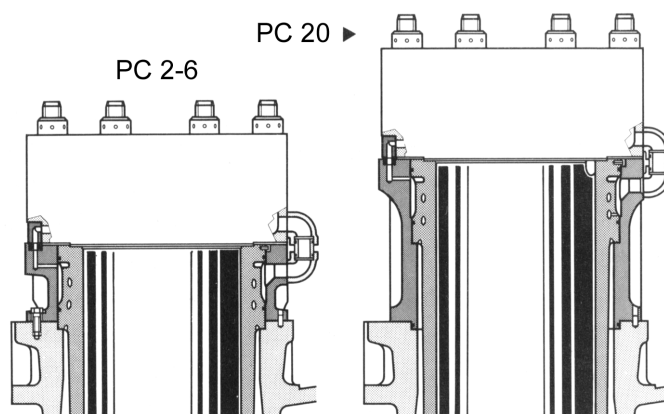
Klip se izrađuje iz dva dijela. Gornji dio se radi iz čelika otpornog na visoka termička i mehanička naprezanja (kovani čelik 42 CrMo 4V-DIN). Konstrukcijski je izveden da je omogućeno dobro hlađenje prskanjem ulja koje se dovodi kroz klipnjaču. Utor gornjeg klipnog prstena se kromira da bi se smanjilo trošenje. Plašt se radi iz aluminijske legure 124V-DIN. U razvoju je dvodijelni klip s donjim dijelom iz sivog ljeva. Time će se smanjiti razmak između košuljice cilindra i plašta klipa i poboljšati vođenje bez obzira na promjene u temperaturi vode za hlađenje.

Kao i kod prethodne serije osovinica klipa se izrađuje iz površinski nitriranog čelika.



Slika 4.9. Klip, [1]

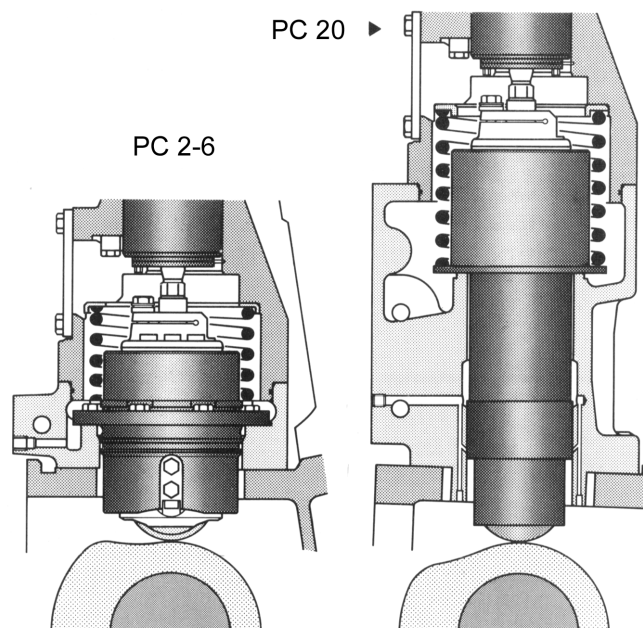
Cilindar. Produženi stapaj uzrokovao je veći razmak između glave cilindra (izrađene iz legiranog sivog lijeva SL25) i bloka motora, te duži rashladni omotač gornjeg dijela košuljice cilindra. S porastom srednjeg efektivnog tlaka iznad 18(bar) bilo je neophodno uvesti hlađenje kroz provrte dijela košuljice koji zatvara prostor izgaranja. Da bi se izbjegla sumporna korozija košuljice temperatura vode za hlađenje se regulira čime se u povratu regulira temperatura usisnog zraka.



Slika 4.10. Cilindri, [1]

Pumpa za ubrizgavanje goriva. U svrhu skraćanja vremena ubrizgavanja povećani su promjeri klipa za ubrizgavanje. Budući je cilindarska glava zbog produženog stapaja udaljenija od razvodne osovine promijenjena je konstrukcija kontrolnog mehanizma pumpe goriva.

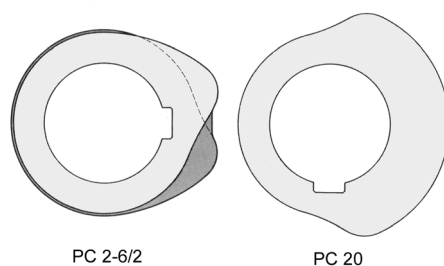
Kotačiću podizača je povećana širina i promjer da bi se zadržao isti nivo dodirnog pritiska i pored povećanja srednjeg efektivnog tlaka ubrizgavanja *imep* i do 1800(bar).



Slika 4.11. Kontrolni mehanizam pumpe za ubrizgavanje, [1]

PC motori imaju po cilindru jednu visokotlačnu pumpu i jedan ventil goriva centralno smješten. Tlak otvaranja ventila goriva je 300(bar), a gorivo se ubrizgava kroz 9 rupica promjera 0,68(mm) kod PC20 ili 10 rupica promjera 1,05(mm) kod PC40.

Razvodna osovina i prekret motora. Prekret motora vrši se aksijalnim pomakom razvodne osovine. Za vrijeme aksijalnog pomicanja kotačići podizača ventila kližu s brijega za vožnju naprijed prema brijegu za vožnju krmom ili obrnuto. Kod najnovije generacije PC motora koristi se jedan brijeg za vožnju naprijed i krmom veće širine. Kod konstrukcije brijega za gorivo izbjegava se nagla promjena profila (time i akceleracija pumpe) da bi se spriječilo pulziranje dobave, preveliko habanje i sekundarno ubrizgavanje.



Slika 4.12. Brijegovi za ubrizgavanje

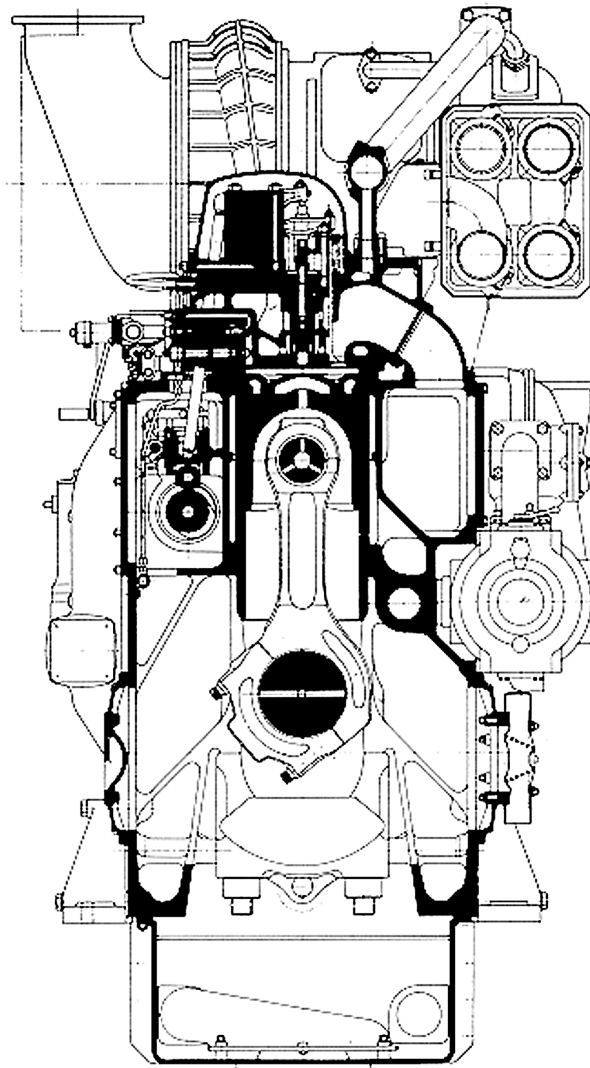
4.1.2 PA6-280 motori

Pielstick proizvodi i srednjekretne PA6 motore koji su po ranijoj podjeli spadali u grupu brzokretnih motora. Osnovni podaci četverotaktnog Diesel PA6-280 motora prikazani su sljedećom tabelom.

Tablica 4.2 Karakteristike motora

Promjer	mm	280
Stapaj	mm	290
Broj cilindara	-	L-izvedba 6-8-9 V-izvedba 12-14-16-18
Omjer s/D	-	1,063
Usisni volumen	dm ³	17,88
Kompresijski omjer	-	12,5/1
Brzina	1/min	1050
Srednja klipna brzina	m/s	10,15
Snaga/cilindru	kW	295
Srednji efektivni tlak	bar	18,8
Maksimalni tlak izgaranja	bar	134
Specifična potrošnja goriva	g/kWh	215
Izlazni tlak iz kompresora	bar	207

PA6 motor ima veoma široku primjenu: brodska propulzija posebno tegljača, remorkera i gurača, za proizvodnju električne energije na pomorskim objektima i na kopnu, pogon lokomotiva a također i za bušaća, pumpna i kompresorska postrojenja. U ratnoj mornarici najveću primjenu ima kod brzih patrolnih brodova. Motor PA6 može izgarati i teško gorivo viskoziteta 3500 R1"/100° F, sadržaj vanadija 100(ppm), sadržaj sumpora 3,5% i CCR 12%. Kod rada na teško goriva ventili su Rotocap tipa, a ubrizgači se hlade vodom za hlađenje iz posebnog sustava. Pri tome je snaga ograničena na 257(KS/cil) pri 1050(min⁻¹).



Slika 4.13. PA6-280 Poprečni presjek, [2]

Kućište je izrađeno iz jednog komada iz nodularnog lijeva. Košuljice cilindra direktno su umetnute u provrte na kućištu. Vodeni prostor između cilindara kod V izvedbe omogućava hlađenje košuljica cilindra. Izvedba kućišta je s visećim temeljnim ležajevima.

Ležajevi koljenastog vratila su visećeg tipa i sastoje se od polovica; ljuska je iz mekog čelika prekrivena slojem bronze koji je presvučen tankim slojem bijele kovine. Time bi se trebala poboljšati kvaliteta podmazivanja i trenja posebno kod uhodavanja motora. Čelična cijev umetnuta u kućište kod lijevanja snabdijeva ležajeve u kućištu uljem za podmazivanje.

Koljenasto vratilo je kovano u jednom komadu iz legiranog čelika. Na oba kraja nalaze se konusi za montažu prigušivača vibracija, prirubničke spojke ili elastične spojke. Kompletan sklop koljenaste osovine s odgovarajućim kontrautezima je dinamički balansiran.

Razvodna osovina sastavljena je iz nekoliko sekcija, smještena je unutar kućišta i rotira u ležajevima sa slojem bronze. Pogonski sklop razvodne osovine sastavljen je od zupčanika i smješten je na kraju motora do prigušivača vibracija. Preko ovih zupčanika pokreću se pumpe ulja i pumpe vode za hlađenje. Direktno prekretni PA6280 motor snabdjeveni su pneumatskim sustavom koji omogućava aksijalno pomicanje razvodne osovine na kojoj se nalaze dupli

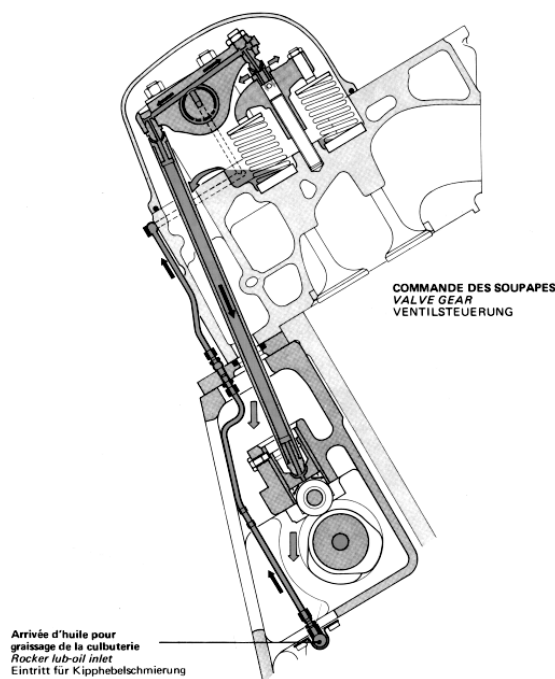
brijegovi, za vožnju naprijed i vožnju krmom.

Košuljice su izrađene pojedinačno iz centrifugalnog sivog lijeva i umetnute izvana u provrte kućišta. Gornji dio košuljice je većeg vanjskog promjera i naslanja se na kućište. Stezanjem poklopca cilindra učvršćuje se gornji dio košuljice koja tako zatvara vodeni prostor s gornje strane. Toplinsko izduženje košuljice moguće je prema unutrašnjosti kućišta, a brtvljenje donjeg dijela izvodi se s tri silikonska O-prstena. Rashladna voda ulazi na donjem dijelu, oplakuje i hladi košuljicu s vanjske strane te kroz četiri provrta prelazi u cilindarsku glavu.

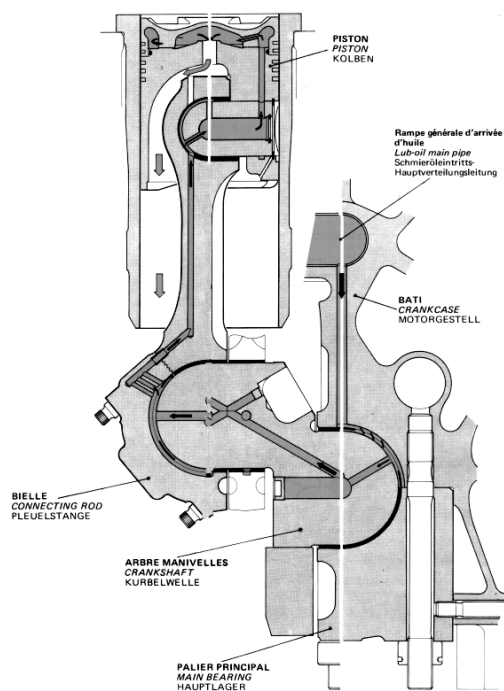
Cilindarska glava i ventili. Glave cilindra su izrađene iz sivog lijeva pojedinačno, i učvršćene su na kućištu s četiri hidraulički pritegnuta vijka. U glavi se nalaze dva ispušna i dva usisna ventila, jedan ubrizgač centralno smješten, jedan sigurnosni ventil, te jedan ventil za startanje ako je startanje motora komprimiranim zrakom. Rashladna voda dolazi kroz provrte iz prostora između košuljice i kućišta, struji prema centralnom dijelu, a potom se podiže i sakuplja u sabirnoj cijevi iznad cilindarske glave.

Brtvljenje prostora izgaranja postignuto je plosnatim metalnim prstenom. Sjedišta pladnja su umetnuta za ispušne i za usisne ventile, a vretena su nitrirana. Vodilice ventila izrađene su iz sivog lijeva i nabijene u cilindarsku glavu. Kod rada motora na teško gorivo ispušni ventili imaju ugrađen Rotocapuredjaj za automatsku rotaciju.

Klipovi su kompozitni, sastavljeni od tankostijene čelične krune navijene na plašt iz legure Si-Al. Intezivno hlađenje klipa postiže se „bučkanjem“ ulja koje se dovodi u klip kroz klipnjaču. U gornjem dijelu klipa smješteni su jedan kromirani i jedan kompresijski prsten, a u donjem dijelu nalaze se još jedan kompresijski i dva uljna prstena. Svi prstenovi nalaze se poviše osovinice klipa.



Slika 4.14. Ventilski sklop i sustav podmazivanja, [2]



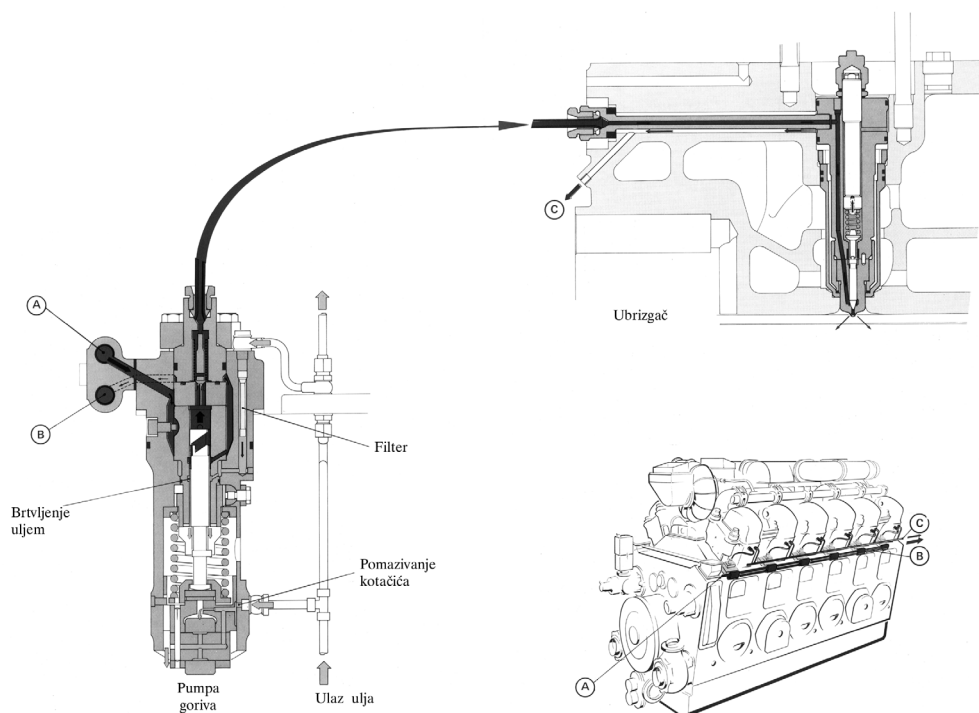
Slika 4.15. Shema unutrašnjeg podmazivanja, [2]

Klipnjača je iz kovanog čelika i donja glava joj je koso sječena. Nakon podmazivanja temeljnih i letećih ležajeva ulje struji kroz provrte unutar tijela klipnjače do osovinice koju također podmazuje, a potom odlazi u klip kojeg hladi.

Ubrizgavanje goriva. Ubrizgač s više sapnica slika 4.16 smješten je u držaču koji je čvrsto pritegnut na cilindarsku glavu. Propušteno gorivo u ubrizgaču sakuplja se i odvodi kroz odvod C.

Visokotlačna pumpa s zakretnim klipom izvodi se za svaki cilindar posebno i smještena je unutar kućišta.

Podmazivanje pumpe vrši se uljem čime se sprječava propuštanje i curenje goriva u kućšte.



- A - dovod goriva u VT pumpu
- B - povrat goriva iz VT pumpe
- C - povrat goriva iz ventila goriva

Slika 4.16. Ubrizgavanje goriva, [2]

Kod PA6-280 BTC motora s dvostrukim prednabijanjem za vojne namjene koristi se dvostruko ubrizgavanje zbog problema koje uzrokuje nizak kompresijski omjer 8,5/1 pri radu motora na malom opterećenju. Ovi motori rade na destilate goriva.

PA6-280 motori imaju obično prigradene pumpe koje se pogone preko zupčanika razvodne osovine. Dvije pumpe vode, jedna za visokotemperaturni krug (motor+turbopunjač) i druga za niskotemperaturni krug (međuhladnjak zraka i hladnjak zraka) su centrifugalne s radijalnim impelerom. Zupčasta pumpa siše ulje direktno iz kartera i tlači ga u glavni vod odakle odlazi u hladnjak ulja i filter.

Zupčasta cirkulacijska pumpa goriva smještena je na kraju jedne razvodne osovine.

Turbopunjač. Normalno se ugrađuje jedan turbopunjač za motore L-izvedbe odnosno dva turbopunjača za motore V-izvedbe. Uobičajeno se koriste turbopunjači firme Hispano-Suiza ili Brown-Boveri kao i međuhladnjaci koji se kod V izvedbe smještaju u centralni dio. Kod motora za vojnu primjenu koristi se dvostruko prednabijanje.

Startanje motora PA6-280 može se izvršiti:

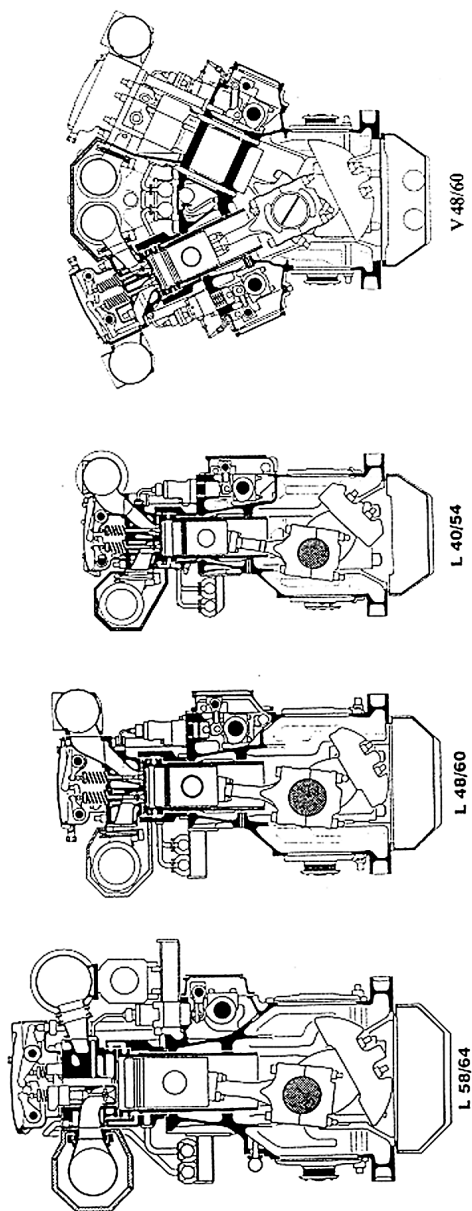
- korištenjem komprimiranog zraka tlaka 30(bar) koji se dovodi u cilindre kroz ventile za startanje. Otvaranje i zatvaranje ovih ventila kontrolira se rotacionim razvodnikom.
- korištenjem električnog ili zračnog pokretača koji pogoni nazubljeni zupčanik uklinjen na izlaznoj spojci.

4.2 MAN

MAN je jedan od vodećih svjetskih proizvođača srednjekretnih četverotaktnih Diesel motora. U proizvodnom programu danas imaju slijedeće tipove motora:

Diesel motori Tip	Raspon snage (kW)	Brzina (min ⁻¹)
L-V 20/27	450-1 800	900-1000
L 23/30	525-1 215	720-750
L-V 25/30	1 080-3 960	900-1 000
L-V 28/32A	875-3 960	720-750
L-V 32/40	2 200-7 900	720-750
L-V 40/45	3 300-10 890	600
L 40/54	3 300-5 985	500-514
L-V 48/60	4 440-17 550	428-450-500
L-V 52/55B	4 440-13 950	428-500
L 58/64	5 790-11 925	400-428
Alpha Diesel propulzijski sustavi:		
L-V 20/27 VO	500-1 800	1 000
L-V 23/30-KV/VO	625-1 620	825
L-V 28/32A-VO	1 320-3 520	750
Motori na dvojno gotivo:		
L-V 20/27 DG	405-1 620	900-1 000
Plinski Otto motori:		
L-V 20/31 NG	250-1 008	900-1 000

4.2.1 Srednjekretni motori L-V 32/40, L 40/54, L-V 48/60 i L 58/64



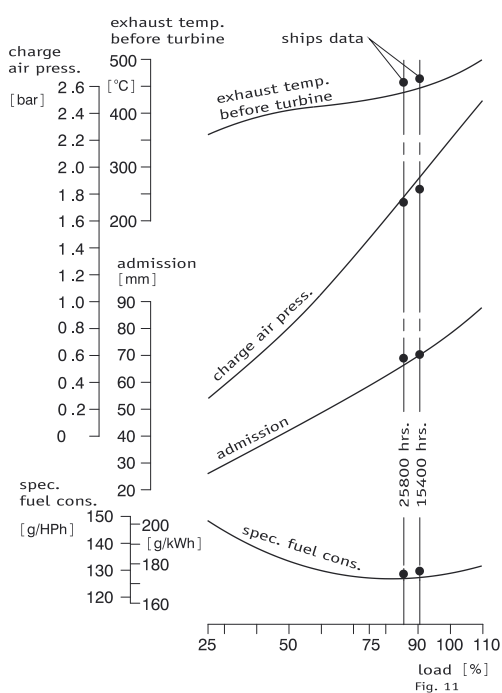
Slika 4.17. Usporedba MAN srednjekretnih motora, [3]

Posebno interesantna je obitelj srednjekretnih motora s produženim stapajem razvijena posljednjih godina, L-V 32/40, L 40/54, L-V 48/60 i L 58/64 gdje je motor 48/60 u V izvedbi razvijen u suradnji s firmom „Semt-Pielstick“. Osnovni podaci ove obitelji dani su tablicom 4.3.

Tablica 4.3. Usporedba radnih karakteristika MAN srednjekretnih motora

Tip motora		L-V 32/40	L 40/54	L 48/60	V 48/60	L 58/64
Promjer cil.	mm	320	400	480	480	580
Stapaj	mm	400	540	600	600	640
s/D	-	1,25	1,35	1,25	1,25	1,10
Usisni volumen	dm ³	32,17	67,80	108,5	108,5	169
Srednji efektivni tlak	bar	22,8 21,9	22,9	21,7	21,5 23,9	21,9
Broj cilindara		5-16	6-9	6-9	12, 14, 16, 18	6-9
Snaga/cilindru	kW	440	665	885	975	1325
Brzina	1/min	720, 750	514	450	500, 450	428
Srednja klipna brzina	m/s	9,6 10,0	9,25	9,0	10,0 9,0	9,1
Spec. potroš. goriva	g/kWh	180	182	177	178	180
Max. tlak izg.	bar				180	

Kao što je uobičajeno svi ovi motori su razvijeni za brodsku primjenu, ali isto tako i za stacionarna postrojenja. Napomenimo još da MAN-B&W kao i SULZER spada u proizvođače Diesel motora koji se prvenstveno bave razvojem i ispitivanjem motora, te servisiranjem i prodajom rezervnih dijelova. Proizvodnja je uglavnom locirana kod firmi korisnika licence.



Slika 4.18. Radne karakteristike 6L 58/64 MAN-B&W srednjekretnog motora

4.2.1.1 Konstrukcijske karakteristike

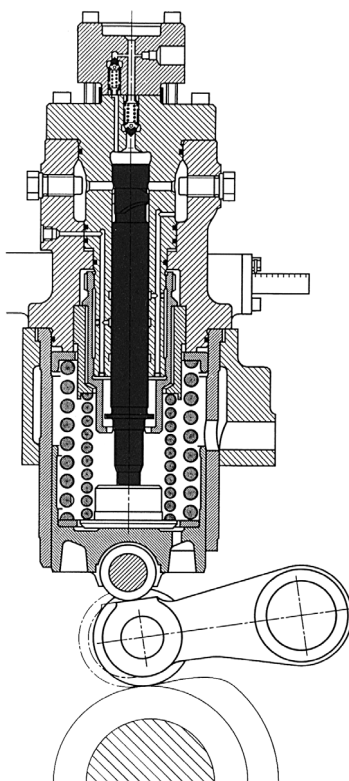
Prednabijanje motora vrši se sustavom konstantnog tlaka.

Sustav ubrizgavanja izveden je na način da je moguće održavati konstantan tlak izgaranja u rasponu od 85 do 100% MCR čime se poboljšava specifična potrošnja goriva preko čitavog raspona djelomičnog opterećenja.

Gorivo se ubrizgava pod visokim tlakom što omogućava dobru atomizaciju goriva.

Povoljan omjer $p_{\max}/bmep$ rezultira niskom specifičnom potrošnjom goriva.

Regulacija početka ubrizgavanja vrši se balanserom koji se nalazi između visoko tlačne pumpe i brijega razvodne osovine. Ekscentrična osovina omogućava pomak balansera u horizontalnom smjeru i time mijenja početak ubrizgavanja. Na taj način moguće je npr. podešavati tlak izgaranja kod primjene goriva različite kvalitete.

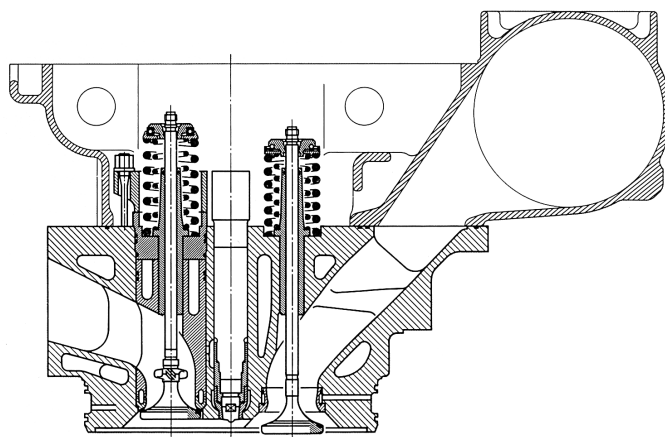


Slika 4.19. Regulacija početka ubrizgavanja balanserom

Danas troškovi goriva iznose 60% troškova eksploatacije broda s tendencijom rasta. Zbog toga je neophodno postići što nižu specifičnu potrošnju goriva, a također motor mora efikasno raditi s gorivima viskoziteta do 700(cST/50°C). Ova serija motora je konstruirana da radi na goriva još lošije kvalitete i uključuje CIMAC H/K 55 specifikaciju.

Usklađivanjem rada turbopunjača konstantnog tlaka i motora omogućen je rad na teško gorivo pri svim opterećenjima.

Visoki omjer zrak/gorivo omogućava efikasno izgaranje i niska toplinska naprežanja komponenti motora. Plitko udubljenje na klipu stvara slabo usmjereno strujanje zraka pa je dobro miješanje goriva i zraka osigurano visokim omjerom zrak/gorivo te ubrizgavanjem goriva pod izuzetno visokim tlakom kroz više sapnica na centralno smještenom ubrizgaču.

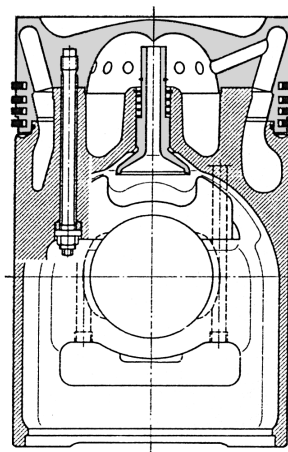


Slika 4.20. Cilindarska glava s ventilima i ubrizgačem

Ventili. Zbog niske temperature ventila nema pojave visokotemperaturne korozije. Sjedišta ispušnih ventila su presvučena zaštitnim slojem, a vodilica ispušnog ventila je smještena u kavez koji je intenzivno hlađen vodom. Rotacijom ventila održava se dosjed ventila i sjedišta čistim. Rotacija ispušnog ventila postiže se propelernim lopaticama na vretenu, a kod usisnog „rotocap“ uređajem.

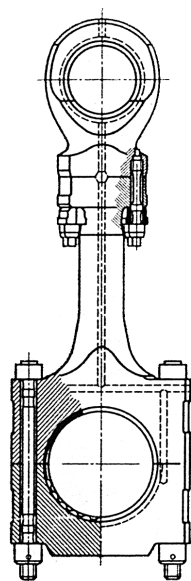
Cilindarska glava je konstruirana da izdrži najviše tlakove izgaranja, posebno donji dio koji apsorbira vertikalne sile plinova. Da bi se omogućilo dobro hlađenje donjeg dijela izbušeni su provrti do utora za hlađenje sjedišta ventila.

Klip. Klipovi se izrađuju kao kompozitni. Kruna je iz kovanog čelika visoke kvalitete otpornog na deformacije i pri tlakovima izgaranja od 160 do 180(bar). Plašt se izrađuje iz nodularnog lijeva što rezultira boljom otpornošću na tlakove izgaranja i dozvoljava manji raspor između klipa i cilindarske košuljice. Jedino kod motora L 58/64 plašt se izrađuje iz aluminija. Efikasno hlađenje krune klipa postignuto je štrcanjem i bučkanjem ulja u unutrašnjom dijelu krune, uz zadržavanje dovoljno visokih temperatura utora klipnih prstenova kako bi se izbjegla vlažna korozija. Smanjenje mehaničkih naprezanja klipnih prstenova postignuto je malim rasporom između klipa i cilindra čime se sprječava nakupljanje abrazivnih čestica i štiti uljni film za podmazivanje cilindra. Dug život utora klipnih prstenova postignut je indukcijским kaljenjem. Trajnost klipnih prstenova postiže se plazma zaštitnim slojem prvog kompresijskog prstena i kromiranjem drugog i trećeg prstena. Svi kompresijski prstenovi nalaze se u čeličnoj kruni klipa.



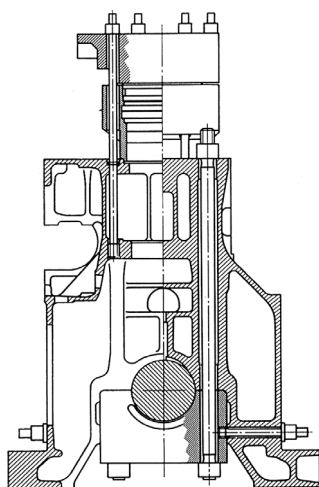
Slika 4.21. Klip i klipni prstenovi srednjekretnih MAN-B&W motora

Klipnjača ili ojnica srednjekretnih MAN-B&W motora izrađuje se iz tri dijela s time da je gornja glava ili mala pesnica spojena vijcima za tijelo klipnjače. Na taj način znatno se smanjuje visina strojarnice, odnosno visina iznad motora neophodna za izvlačenje klipa. Također nije neophodno razdvajanje donje glave pri vađenju klipa. U gornjoj glavi umetnut je tuljak od fosforne bronce koji služi kao ležaj osovinici klipa. Donja glava spojena je vijcima i u njoj se nalazi troslojni ležaj. Posljednjih godina primijećeno je da troslojni ležajevi koji su se godinama uspješno koristili imaju sve veće fino istrošenje. To se odnosi na glavne ležaje i na ležajeve klipnjače. Bez sumnje uzrok je veoma loša kvaliteta goriva koja se izgara u Diesel motorima. Kod ovih motora MAN-B&W dosta uspješno primjenjuje žlijebaste konstrukcije blazinice koja je produžila trajnost ležajeva.



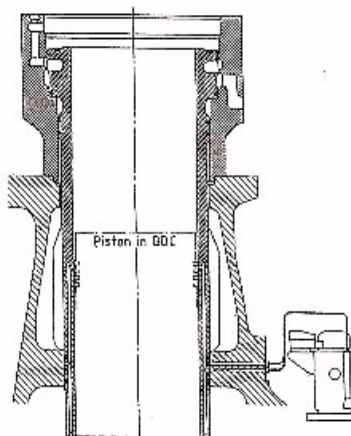
Slika 4.22. Klipnjača

Blok motora je krute monoblok lijevane izvedbe. Kotveni vijci spajaju donji dio glavnog ležaja s monoblokom, a vijci glave cilindra spajaju je s gornjim dijelom kućišta. Ovakvom izvedbom kućište se ne hladi rashladnom vodom što onemogućava koroziju i nema opasnosti da voda prodre u ulje za podmazivanje. Ovakva konstrukcija bloka motora je podesna za elastično temeljenje.



Slika 4.23. Blok srednjekretnog MAN-B&W motora

Košuljica i plašt cilindra. Debelostijena košuljica cilindra i plašt cilindra prikazani su slikom 4.24. Kao što je vidljivo svaki cilindar ima svoju košuljicu i svoj plašt odvojeno. Hladi se samo gornji dio cilindra, toplinski najopterećeniji. Rashladna voda dolazi kroz provrt na plaštu cilindra, hladi gornji dio košuljice koji je zbog visokih tlakova izrađen debelih stijenki, a potom odlazi u cilindarsku glavu. Na ovaj način održava se dobra raspodjela temperatura kroz košuljicu i sprječava korozija. Ulje za podmazivanje cilindra dovodi se kroz provrte koji se nalaze u nivou između prvog i drugog kompresijskog prstena dok je klip u donjem centru (tj. donjoj mrtvoj točki). Ovakav sustav hlađenja i podmazivanja pokazao se uspješnim što se odrazilo na trajnost košuljice.



Slika 4.24. Hlađenje i podmazivanje cilindra

Turbopunjač. Da bi se održao dug život, posebno komponenti koje okružuju prostor izgaranja, neophodno je da se tijekom eksploatacije motora temperatura komponenti ne mijenja. Bitan utjecaj na temperaturu ovih dijelova ima zrak za ispiranje i izgaranje. Da bi se postigao ovaj cilj neophodno je da se tlak prednabijanog zraka i efikasnost turbopunjača održava konstantnim, uspješnim čišćenjem turbine i kompresora. Ovo čišćenje se vrši povremenim ubacivanjem vode kako u kompresor, tako i u turbinu. Turbopunjači novije izvedbe više se ne hlade (rashladnom vodom) već se ulaz u turbinu i izlazno kućište toplinski izoliraju. Temperatura ispušnih plinova ekspanzijom kroz turbinu održava se iznad temperature kondenzacije kako bi se spriječila niskotemperaturna korozija.

Temeljenje motora. Kod kruto temeljenih motora tava za ulje primarno ispunjava funkciju tanka ulja, dok kod elastično temeljenih motora pridonosi čvrstoći čitave strukture motora. Kruto temeljeni motori imaju tavu za ulje bez unutrašnjeg orebrenja. Sve glavne sile se apsorbiraju kućištem i postoljem motora. Unutrašnje orebrenje može imati samo lokalni efekt, a ne opći u sprječavanju ovih deformacija. Kod elastično temeljenih motora struktura motora apsorbira unutrašnje sile bez pomoći postolja.

4.2.2 MAN L-V 20/27 četverotaktni Diesel motor

Od serije četverotaktnih motora L-V 52/55B, L-V 40/45, L-V 32/36 i L-V 20/27 u proizvodnji je ostao jedino motor 20/27 koji se radi u verziji na tekuće gorivo, ali i kao Diesel plinski motor kod kojeg je promjena s tekućeg na plinsko gorivo i obrnuto moguće i za vrijeme rada bez obzira u kojoj pogonskoj točki motor radi. Ovakvi motori podesni su za LNG i LPG brodove kao i za stacionarna energetska postrojenja. Osim L-V 20/27 Brodograđevna industrija u Splitu proizvodi i plinski Otto motor MAN-B&W 20/31.

Ovdje ćemo prikazati samo osnovne podatke L-V 20/27 motora na tekuća goriva. Motor

20/27 građen je za brodsku propulziju, za proizvodnju električne energije na brodovima i za stacionarna postrojenja. Radi se o motoru s direktnim ubrizgavanjem. Prednabijanje se vrši turbopunjačima konstantnog tlaka. Optimiziranjem sustava ubrizgavanja maksimalni tlak izgaranja održava se konstantnim između 85 i 100% MCR.

Motor može raditi na teška goriva viskoziteta do 380(cST/50 °C).

Referentni uvjeti za brodsku propulziju:

Temperatura zraka 318 K (45 °C)

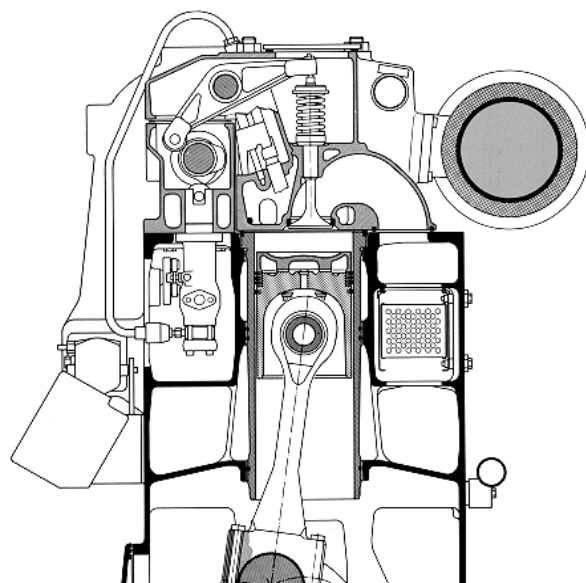
Barometarski tlak 1 (bar)

Temp. rashladne vode prije hladnjaka zraka 305 K (32 °C).

Referentni uvjeti za brodske pomoćne motore: ISO uvjeti.

Tablica 4.4. Karakteristike motora MAN 20/27

Tip motora		L-V 20/27
Broj cilindara	L	4-5-6-7-8-9
Broj cilindara	V	12-14-16-18
Promjer cilindra	mm	200
Stapaj	mm	270
Omjer s/D	-	1,35/1
Kompresioni omjer	-	13,4:1
Površina klipa	cm ₂	314
Radni volumen cilindra	dm ³	8,48
Srednji efektivni tlak	bar	14,15 na Diesel gorivo; 12,7 na HFO
Brzina vrtnje	1/min	1000 (900)
Srednja klipna brzina	m/s	9,0
Snaga po cilindru	kW	100 na Diesel gorivo; 90 na HFO
Specifična potrošnja goriva na DO i HFO	g/kWh	200 pri 100%P i 85%P za L; 199 pri 100%P i 85%P za V
Radni tlak ventila za ubrizgavanje	bar	910 na Diesel gorivo; 940 na HFO



Slika 4.25. Četverotaktni srednjekretni Diesel motor MAN-B&W L-V 20/27, [6]

4.2.3 MAN L-V 23/30A i L-V 28/32A četverotaktni Diesel motori

Originalna konstrukcija B&W motora s oznakom 23 datira u sredinu šezdesetih godina. Sedamdesetih godina ovaj motor je postao veoma popularan i ugrađen je u veliki broj priobalnih teretnih brodova i veliki broj snabdijevača platformi. Kada je 1980. godine MAN preuzeo aktivnosti B&W u Copenhagen-u, a time i aktivnosti firmi Alpha i Holeby Diesel, nastavljen je razvoj ovog motora i 1983. godine izbačena je serija označena 23/30 s 5, 6 i 8 cilindara u L izvedbi. Alpha je razvila kompletan propulzijski sklop čije karakteristike su kompaktnost, s reduktorom ugrađenim neposredno uz motor, a na motor su prigradene pumpe ulja i vode, hladnjaci, termostatski ventili itd. Na sličan način kompletiran je i 12 cilindrični motor u V izvedbi 1986. godine.

Motor 23/30 dobro je prihvaćen od tržišta posebno za ribarske brodove zbog dobre ekonomije pogona te pouzdanosti čak i pod najtežim pogonskim uvjetima.

Kontinuiranim razvojem i zajedničkim naporima „MAN“-a iz Augsburga, „Holebya“ i „Alphe“ došlo je 1991. godine do povećanja izlazne snage za 18,5% uz 9% povećanja brzine vrtnje. Uz to je motor izuzetno kompaktne konstrukcije i označen je s 23/30A.

Motor 28/32A uveden je 1988. godine. Snaga mu je iznosila 220 KS/cil. pri 750(min⁻¹). četverogodišnje iskustvo omogućilo je povećanje snage i brzine, pa se od 1992. godine izrađuje s 245 KS/cil pri 775(min⁻¹).

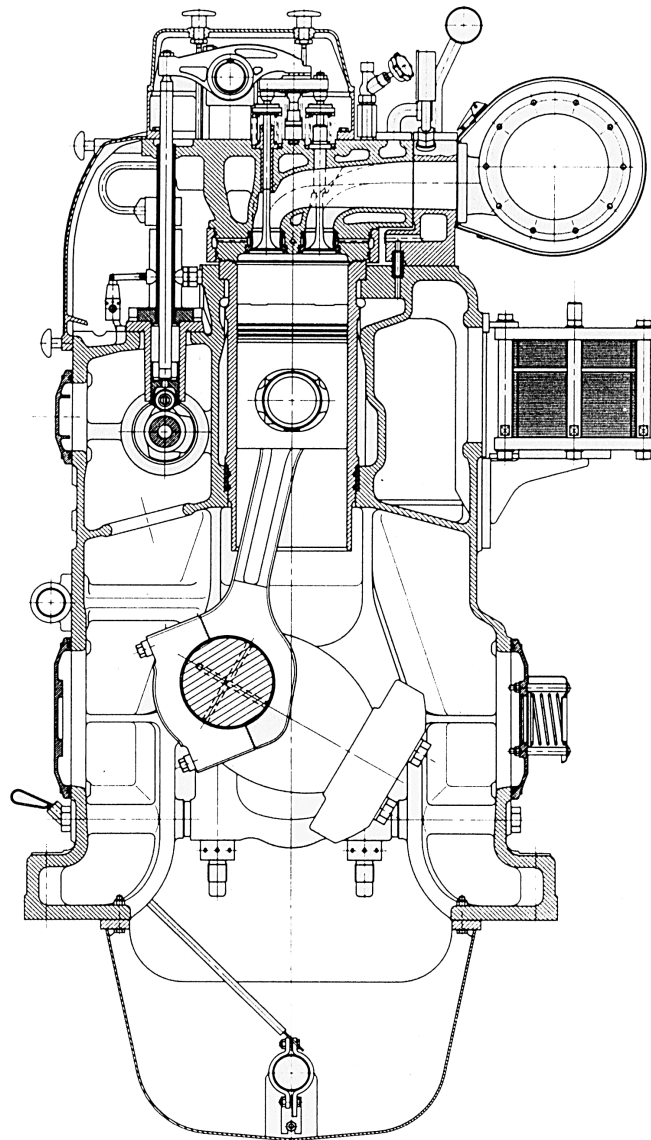
Osnovni podaci motora 23/30A i 28/32A prikazani su u tablici 4.5..

Tablica 4.5. Karakteristike motora MAN 23/30A i 28/32A

Tip motora		23/30A	28/32A
Promjer klipa	mm	225	280
Stapaj	mm	300	320
Omjer s/D	-	1,33	1,14
Brzina	1/min	900	775
Srednja klipna brzina	m/s	9,0	8,25

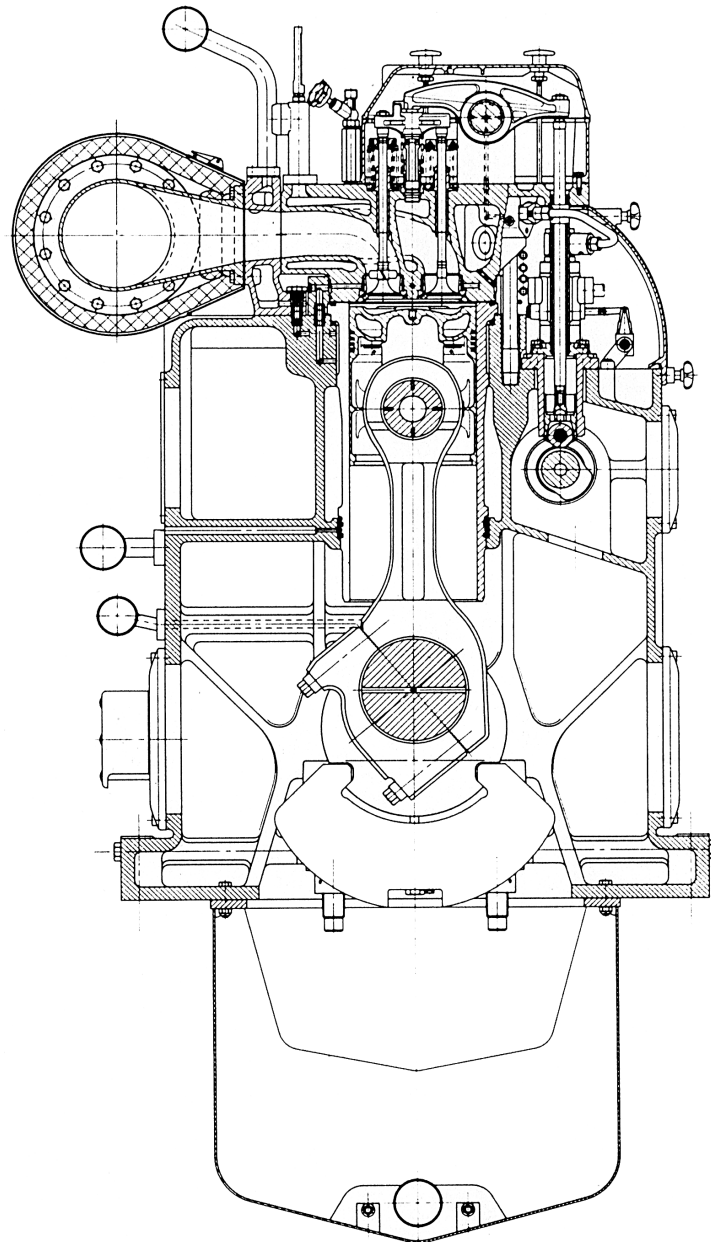
Srednji efektivni tlak	bar	17,9	19,3
Snaga	kW/cil	160	245
Broj cilindara	-	5,6,8 u L 12 u V izvedbi	6,7,8,9 u L 12,16 u V
Područje rasp. snage	kW	800-1920	1470-3920
Površina klipa/cilin.	cm ²	398	616
Usisni volumen cilin.	l	11,9	19,7
Kompresijski omjer	-		13,9:1
Max. tlak izgaranja	bar	135	145
Princip turbonabijanja		5,6,8L Konst. tlak 12V pulzirajući tlak	6,7,8,9L i 16V Konst. tlak 12V pulzirajući tlak
SFOC	g/kWh	194	192
SLOC	g/kWh	1	1

Iz tablice 4.5. vidimo da je specifična potrošnja goriva veoma povoljna i pored niskog omjera s/D i umjerenih maksimalnih tlakova izgaranja. Ovako niska potrošnja postignuta je usavršenim strujanjem zraka i ispušnih plinova, te ugradnjom visokoeffikasnog MAN-B&W turbopunjača i sustava konstantnog tlaka. Srednja klipna brzina i srednji efektivni tlak imaju umjerene vrijednosti što daje niska dinamička i temperaturna naprezanja. Na taj način ostvaruje se visoka pouzdanost i dugi intervali između pregleda i remonta. Dodatna važna karakteristika ovih motora je mogućnost rada na teška goriva viskoziteta do 700(cST/50 °C).

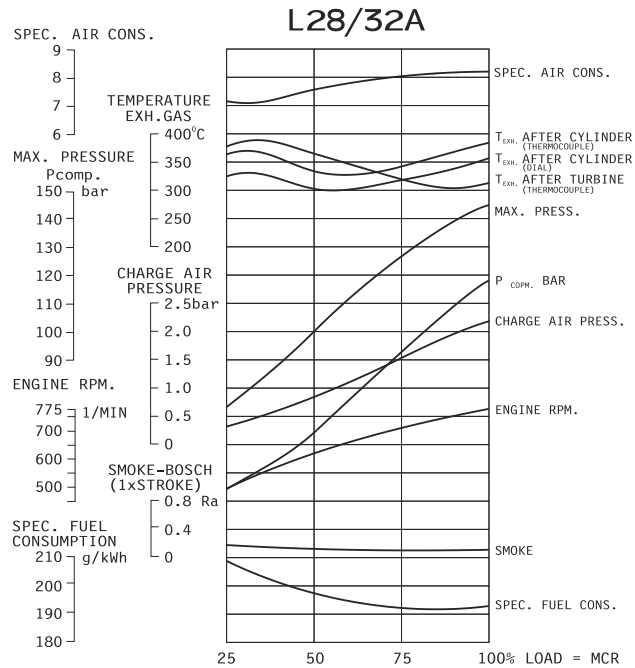


Slika 4.26. Poprečni presjek motora L 23/30A, [4]

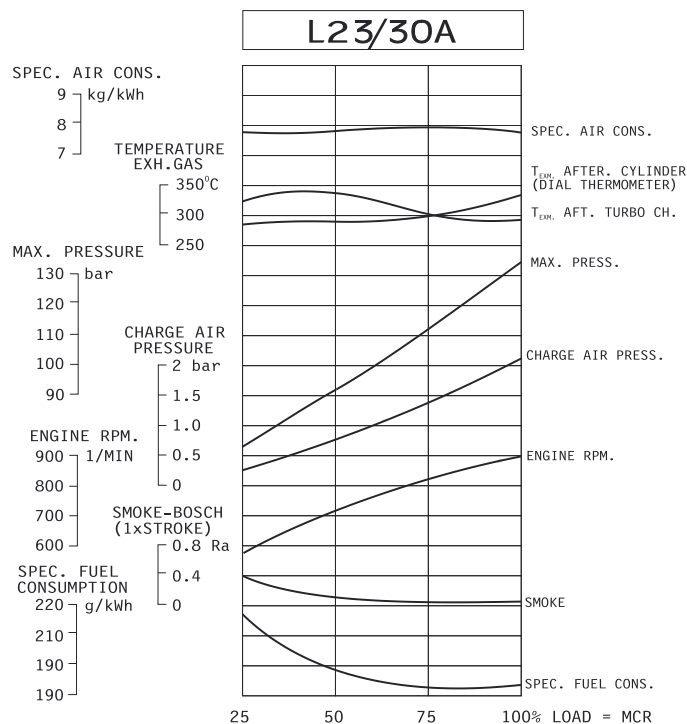
Povoljna strana je posebno kada se radi o propulzijskim motorima, što MAN-B&W Alpha proizvode osim Diesel motora i reduktore, CP propelere te upravljačke sustave. To je i omogućilo ovako kompaktnu konstrukciju. Također, na zadnjem kraju motora poviše reduktora smješten je modul Flexstar PTO koji daje mogućnost do 10 izbora pozicija oduzimanja snage sa i bez posebno daljinsko upravljanim hidrauličkim spojkama.



Slika 4.27. Poprečni presjek motora L 28/32A, [5]



Slika 4.28. Performance motora L 28/32A

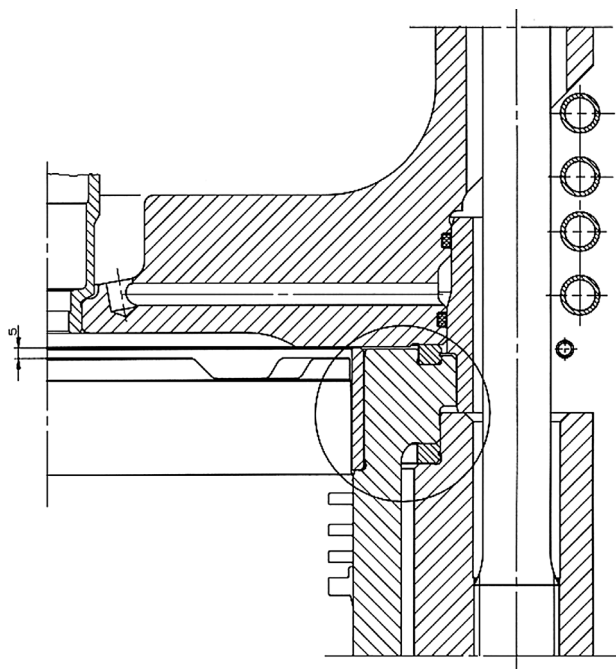


Slika 4.29. Performance motora L 23/30A

4.2.3.1 Konstrukcijske karakteristike

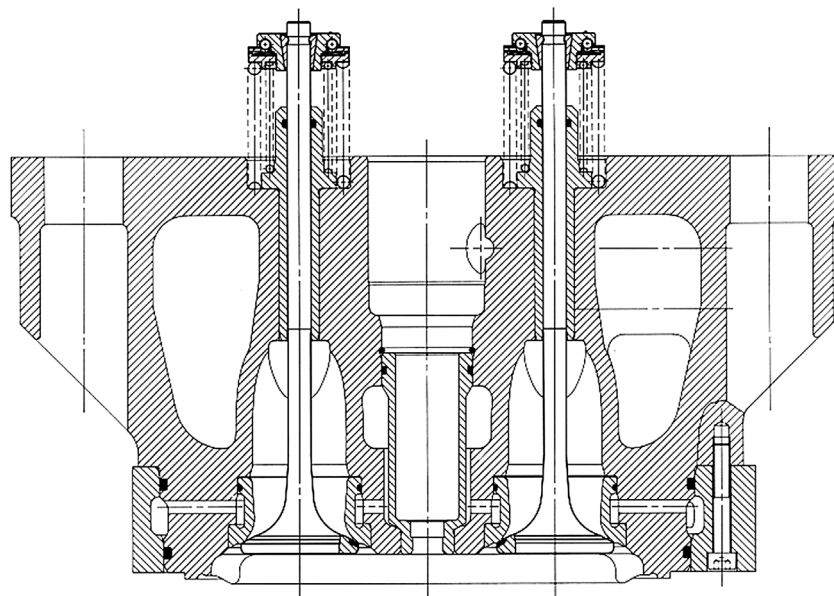
Kućište motora je viseće monoblok konstrukcije koje u sebi sadrži i cilindarski blok. Izrađuje se iz nodularnog lijeva što mu osigurava visoku čvrstoću i žilavost. Sabirnik zraka za ispiranje i kućište razvodne osovine i pogona su također sastavni dijelovi izljeveni u jednom komadu zajedno s blokom motora. Na bočnim stranama kućišta nalaze se poklopci kojima se omogućava pristup razvodnoj osovini i koljenastom vratilu. Dio poklopca ima na sebi sigurnosne ventile za slučaj da se zapale uljne pare u kućištu.

Košuljica cilindra je izrađena iz fino zrnatog perlitnog lijevanog željeza i umetnuta je u blok motora. Između košuljice i poklopca cilindra i između košuljice i bloka umetnuti su zamjenjivi brtveni prsteni iz sivog lijeva. Košuljica je učvršćena poklopcem cilindra i vođena je u donjem dijelu rashladnog prostora blokom motora. Na taj način košuljica se može slobodno širiti prema dolje uslijed zagrijavanja kod rada motora. Brtvljenje rashladne vode postiže se gumenim O-prstenovima koji su umetnuti u utore košuljice. Rashladna voda se dovodi na donjem dijelu rashladnog prostora i napušta ga kroz provrte na vrhu bloka prema gornjem rashladnom omotaču i potom ide prema cilindarskoj glavi. U gornji dio košuljice umetnut je nehladeni plameni prsten. Prsten se lako umeće bez specijalnog alata, i kod vađenja klipa se gura prema gore rubom klipa.



Slika 4.30. Cilindarska košuljica s nehladenim plamenim prstenom

Cilindarska glava. Izrađena je iz nodularnog lijeva s čvrstim donjim dijelom. Ventil goriva je smješten centralno, a u glavi se nalaze po dva usisna i dva ispušna ventila, sigurnosni ventil i indikatorski ventil. Cilindarska glava je pričvršćena s šest vijaka koji su uvijeni u blok motora. Matice se pritežu hidraulički.



Slika 4.31. Cilindarska glava i raspored ventila s hlađenim prstenastim sjedištima

Usisni i ispušni ventili. Izrađeni su iz metala otpornog na visoke temperature. Na sjedištu pladnja navaren je tvrdi metal. Na vretenu ispušnog ventila nalaze se propelerna krilca i aksijalni ležaj. Krilca uzrokuju rotaciju ventila kod prostrujavanja ispušnih plinova. Vretena usisnih ventila opremljena su rotocap uređajem koji kod svakog otvaranja ventila malo zakrene vreteno.

Sjedište ventila. U cilindarsku glavu umetnuta su prstenasta sjedišta ventila izrađena iz čelika otpornog na visoku temperaturu. Sjedišta su vodom hlađena da bi se osigurala niska temperatura ventila i dugi intervali između remonata. Prstenasta sjedišta usisnih ventila izrađena su s izdankom da uzrokuju usmjereno strujanje zraka čime se poboljšava miješanje goriva i zraka i izgaranje.

Uređaj za otvaranje ventila. Klackalice su upravljane preko kotačića, vodilice kotačića (podizača) i podizne motke. Vodilice kotačića pumpe goriva usisnih i ispušnih ventila smještene su u zajedničko kućište za svaki cilindar. Kućište je vijcima stegnuto na blok motora. Svaka klackalica aktivira dva ventila preko mosta s oprugama. Uređaj za otvaranje ventila podmazuje se uljem iz centraliziranog sustava podmazivanja.

Uređaj za ubrizgavanje goriva sastoji se od pumpe za ubrizgavanje, ventila goriva i visokotlačne cijevi. Pumpa za ubrizgavanje učvršćuje se s četiri vijka u zajedničko kućište s pogonom ventila. Pumpa se aktivira kvrgom za gorivo preko podizača s valjkasto oblikovanim kotačićem.

Pumpa se podmazuje da bi se izbjeglo zaljepljenje. Ubrizgač se montira u tuljak i centralno je smješten. Kod rada na teško gorivo sapnice se hlade dok se kod rada na MDO ne vrši hlađenje. Visokotlačna cijev vodi se kroz provrt u cilindarskoj glavi i okružena je zaštitnom cijevi. Zaštitna cijev ima dvije rupe kojima se drenira propušteno gorivo van cilindarske glave. Kompletan oprema za ubrizgavanje nalazi se ispod poklopca.

Klip je uljem hlađen i izrađen iz jednog komada od nodularnog lijevanog željeza. Na njemu se nalaze tri kompresijska prstena i jedan strugač ulja. Korištenjem kompresijskih prstena različitih valjkastih profila i kromiranih površina, komplet prstenova je optimiziran za što bolje brtvljenje i minimalno trošenje te nisku potrošnju ulja za podmazivanje. Rashladni prostor blizu je čela klipa i zona utora klipnih prstenova. Hlađenje čela klipa je uslijed bučkanja

koje nastaje oscilirajućim kretanjem klipa. Rashladni medij je ulje iz sustava podmazivanja. Osovinica klipa je u labavom dosjedu i aksijalno pomicanje je ograničeno Seger-ovim osiguračima.

Klipnjača je izrađena kovanjem iz krom-molibden čelika. Velika glava je koso rezana da bi bilo moguće izvući je kroz košuljicu cilindra prilikom demontaže. Dodirna površina klipnjače i donjeg poklopca ležaja je nazubljena da se osigura precizna lokacija i spriječi relativno gibanje ovih dijelova. Klipnjača je probušena radi dovoda ulja iz velike u malu glavu.

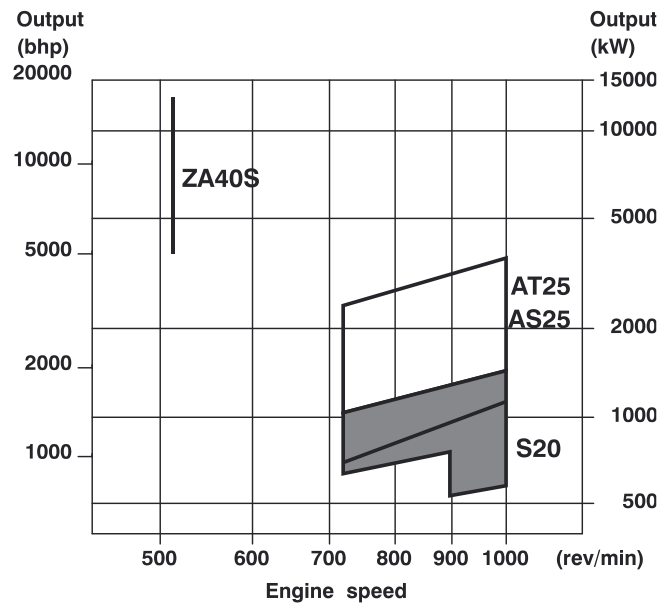
Prigušivač vibracija. Montira se na koljenasto vratilo radi prigušenja torzijskih vibracija. U osnovi se sastoji od teškog prstena umetnutog u lagano kućište. Između kućišta i prstena je mala zračnost, a ovaj prostor je ispunjen fluidom visokog viskoziteta. Kućište je kruto spojeno na prednji kraj koljenastog vratila, a jedina veza između koljenastog vratila i prigušnog prstena je preko viskoznog fluida. Pri uvjetima bez vibracija kućište i prigušni prsten teže da rotiraju kao jedna jedinica budući da je sila smicanja viskoznog fluida znatna. S povećanjem amplituda torzijskih vibracija kućište slijedi gibanje koljenastog vratila dok prsten teži da rotira jednoliko uslijed sile inercije, te se javlja relativno gibanje između prstena i kućišta. Film viskoznog fluida se zbog toga podvrgava smicanju i energija vibracija se apsorbira te pretvara u toplinu.

Razvodna osovina upravlja radom pumpi goriva te usisnih i ispušnih ventila. Razvodna osovin pogoni se zupčanikom na koljenastom vratilu preko međuzupčanika i okreće se brzinom upola manjom od brzine koljenastog vratila. Smještena je u ležajevima koji su umetnuti u provrte unutar bloka motora. Svaki ležaj je zamjenjiv. Vodeći prsten montiran na zamajcu vodi razvodnu osovinu u uzdužnom smjeru. U cilju povećanja količine zraka za proces izgaranja kao i održavanja niske temperature ispušnih ventila, razvodna osovin i brijegovi su konstruirani da osiguraju maksimalne protočne površine unutar konstrukcijskog vremena otvaranja ventila s najmanjim mogućim prekrivanjem usisnih i ispušnih ventila.

Sustav prednabijanja konstantnog je tlaka osim za motor 12V. Sustav se sastoji od sabirnika ispušnog plina, turbopunjača, hladnjaka zraka i sabirnika zraka za ispiranje koji je sastavni dio bloka motora. Kod V motora koriste se po dva turbopunjača i dva hladnjaka zraka. Hladnjak zraka je kompaktne konstrukcije cijevnog tipa s velikom rashladnom površinom. Rashladna voda prolazi dva puta kroz hladnjak. Sabirnik ispušnih plinova izrađen je iz lijevanih sekcija, (jedna za svaki cilindar) i spojenih zajedno kompenzatorima kako bi se spriječilo prekomjerno naprezanje u cijevima uslijed toplinske ekspanzije. Da bi se izbjegli preveliki toplinski gubici i osigurala dovoljno niska površinska temperatura, sabirnik ispušnih plinova je toplinski izoliran. MAN-B&W nehlađeni turbokompresori su radijalnog tipa, s efikasnosti iznad 0,625 preko širokog raspona rada. Zbog niskog momenta inercije postignute su izvredne karakteristike ubrzanja.

4.3 SULZER

U području srednjekretnih motora SULZER proizvodi motore promjera 400(mm) i promjera 250 i 200(mm).



Slika 4.32. Četverotaktni Sulzer motori, [10]

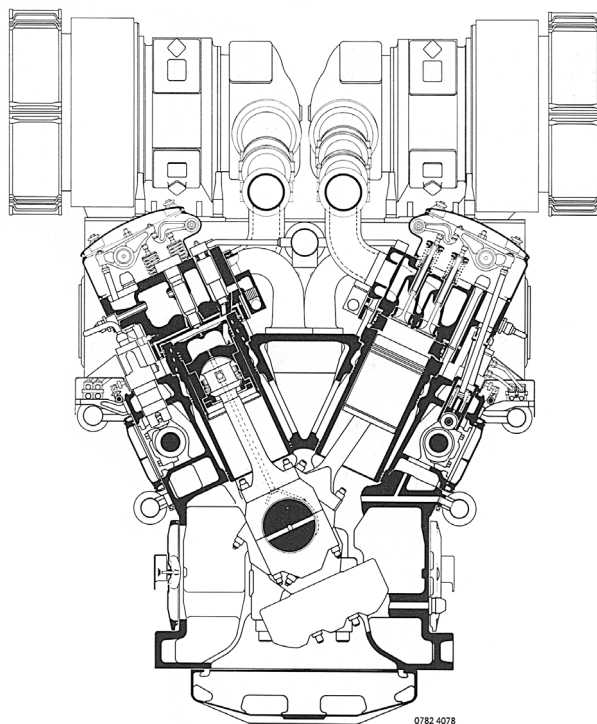
4.3.1 Generacija Z motora

Sulzer-ova obitelj Z motora promjera 400(mm) započeta je dvotaktnim ZH 40 srednjekretnim motorom. Prvi motori ušli su u službu u svibnju 1967. godine. Prva primjena bila mu je serija Arktičkih ledolomaca i putničkih brodova za krstarenje. Od samog početka Z motori su imali rotirajući klip. Slijedeća verzija bila je četverotaktni Z40 motor koji je uveden u službu 1973. godine. Potom slijedi ZA40 od 1984. godine, a već u svibnju 1987. godine ZA40S motori s produženim stapajem započinju službu na trajektu "Pride of Dover". Ovaj tip motora naišao je na široku primjenu, a posebno kod putničkih brodova za krstarenja, trajekata, velikih koča i Ro-Ro brodova, a često se koriste u proizvodnji električne energije na kopnenim instalacijama.

Tablica 4.6. Karakteristike motora ZA40 i ZA40S

		ZA40	ZA40S
Promjer cilindra	mm	400	400
Stapaj	mm	480	560
Omjer Stapaj/promjer		1,2	1,4
Volumen cilindra	dm ³	60,32	70,37
Snaga po cilindru	kW/cil	640	720
Brzina vrtnje	1/min	580	510
Srednja klipna brzina	m/s	9,28	9,52
Maksimalni tlak	bar	150	-
Sred. efektivni tlak	bar	21,9	24,07
Spec. potrošnja ulja	g/KSh	-	0,7-1
Spec. potrošnja goriva	g/KSh	190 -L motori 189 -V motori	185 -L motori 183- V motori

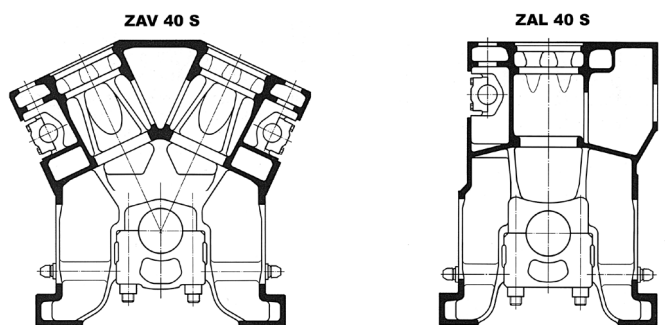
U početku su Z motori bili dvotaktni, potom su se nudili dvotaktni i četverotaktni, a već duže vrijeme samo kao četverotaktni. Za razliku od većine drugih proizvođača koji nude više promjera, SULZER proizvodi srednjekretne motore promjera 400(mm) i znatno niže promjere 250 i 200(mm). Široko područje snaga pokriva brojem cilindara. U linijskoj izvedbi Z motori se rade s 6, 8 i 9 cilindara, a u V izvedbi s 12, 14, 16 i 18 cilindara. Danas Sulzer tržištu nudi verziju ZA40 i ZA40S. Motor ZA40S može raditi od luke do luke na gorivo potpuno iste kvalitete kao i serija RTA motora, tj. na goriva viskozitetu do 700(cST/50°C) (prema ISO specifikaciji klase RMH55).



Slika 4.33. Poprečni presjek SULZER ZA40S motora, [9]

4.3.1.1 Konstrukcijske karakteristike

Blok motora ZA40 i ZA40S je identične izvedbe osim dimenzija zbog razlike u stapaju. I kod L i V verzije izliven je iz jednog komada jake i krute strukture. Materijal je SL što omogućava relativno sigurno i lako lijevanje uz smanjeni rizik škarta. Kruto i žilavo kućište neophodno je za elastično temeljenu ugradnju. Mana mu je veća težina od nodularnog lijeva ili zavarene konstrukcije.



Slika 4.34. Blok ZA40S motora V i L izvedbe, [9]

Kao što se iz slike 4.34 vidi karakteristika konstrukcije bloka ili kućišta motora je viseća izvedba temeljnih ležaja. Temeljni ležaji zatvaraju se s donje strane i kompletan ležaj visi na kućištu. Iz tog razloga kućište mora biti dovoljno kruto u uzdužnom i poprečnom smjeru da bez većih deformacija primi na sebe sile koje preko klipnog mehanizma djeluju na njega.

Košuljica cilindra. Budući da košuljica cilindra zajedno s cilindarskom glavom i klipom zatvara prostor izgaranja, njen gornji dio je visoko toplinski i mehanički opterećen. Osim djelovanja plinova, na košuljicu motora bez križne glave djeluje i bočna sila klipa koja je promjenjiva po veličini i smjeru. Ova sila izaziva vibracije tankih košuljica uslijed čega se javlja kavitacija na vanjskoj površini. Prema tome košuljica cilindra je izložena:

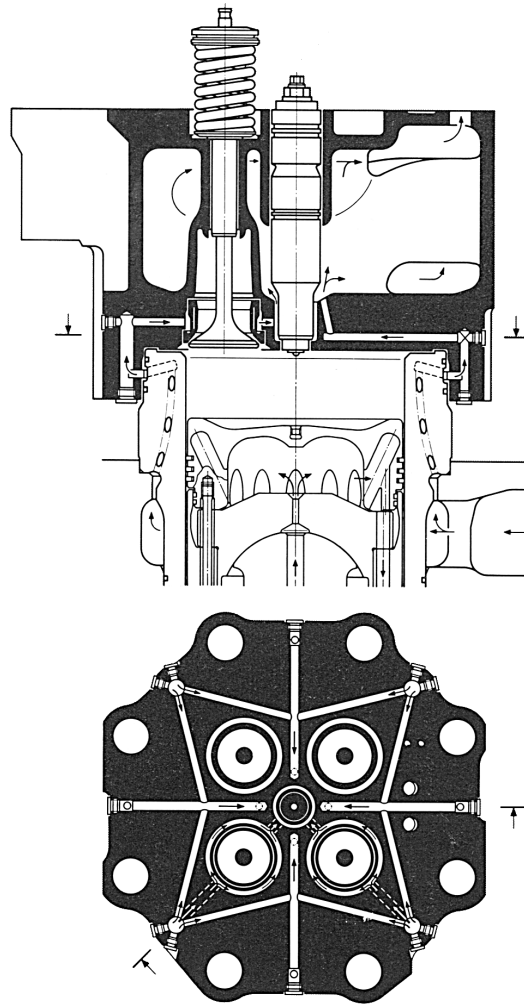
- tlakovima plinova u cilindru
- visokoj temperaturi uslijed izgaranja goriva
- normalnoj sili uslijed pritiska klipa na košuljicu
- trošenju uslijed trenja klipnih prstenova o košuljicu
- koroziji uslijed djelovanja produkata izgaranja
- koroziji i kavitaciji s vanjske strane oplakivane vodom za hlađenje.

Trošenje košuljica cilindra na Sulzer-ovim Z40 motorima kod rada na MDO je nisko kao i kod motora ostalih proizvođača. Prelaskom na rad sa srednje teškim gorivima u kojima se nalazi visok sadržaj sumpora došlo je do nejednolikog trošenja posebno pri visinama klipnih prstena u gornjem centru. Pokazalo se da se radi o niskotemperaturnoj koroziji koja je spriječena slijedećim modifikacijama:

- upotrebom odgovarajućih alkalnih ulja za podmazivanje
- povećanjem nivoa temperature rashladne vode
- hlađenjem gornjeg dijela košuljice kroz provrte s lokalno izoliranim cijevima
- usavršavanjem sustava podmazivanja cilindra.

Ovim modifikacijama postignuta je trajnost košuljica kod rada na HFO gotovo jednaka radu motora na MDO.

Glava cilindra je jedan od dijelova koji zatvara prostor izgaranja, te je visoko toplinski i mehanički opterećena. Budući da se u glavi nalaze ventili i ubrizgač koje treba dobro hladiti, rashladni prostor treba tako konstruirati da rashladna voda dođe što bliže tim dijelovima, a da se pri tome mehanički ne oslabi. To je riješeno hlađenjem kroz provrte koji su primijenjeni kod ZA40 i ZA40S motora. Izmjerena deformacija dna uslijed tlaka plinova je samo 1/3 od deformacije glave Z40 motora, a i mehanička naprežanja su smanjena u istom iznosu. Izbušeni rashladni provrti dozvoljavaju podešavanje temperature unutar nekoliko stupnjeva na donjem željenom nivou. Malo toplinsko izvitoperenje glave kao i visoka mehanička krutost su premise dobrog brtvljenja sjedišta ventila i poboljšanog prijenosa topline na sjedišta ispušnih ventila.



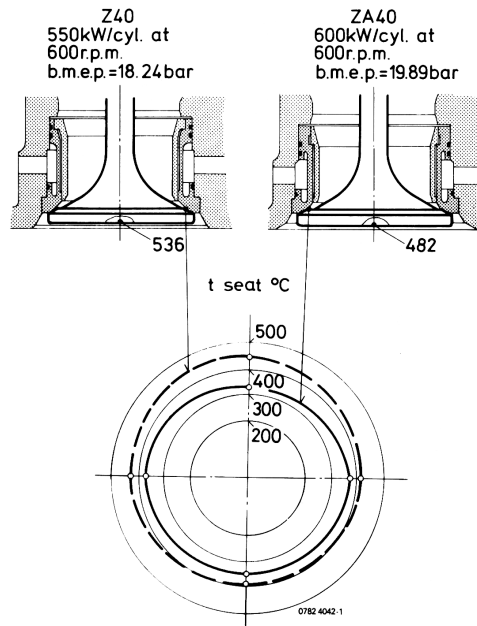
Slika 4.35. Hlađenje cilindarske košuljice i glave motora ZA40, [9]

Usisni i ispušni ventili su bez sumnje vitalni dijelovi i uvelike određuju miran i zadovoljavajući rad instalacije.

Povećanje specifične izlazne snage motora i pogoršanje kvalitete teškog goriva prouzrokovalo je brza oštećenja ventila, posebno ispušnih. Sprovedena istraživanja dovela su do značajnih poboljšanja koja se primjenjuju na motorima ZA40 i ZA40S.

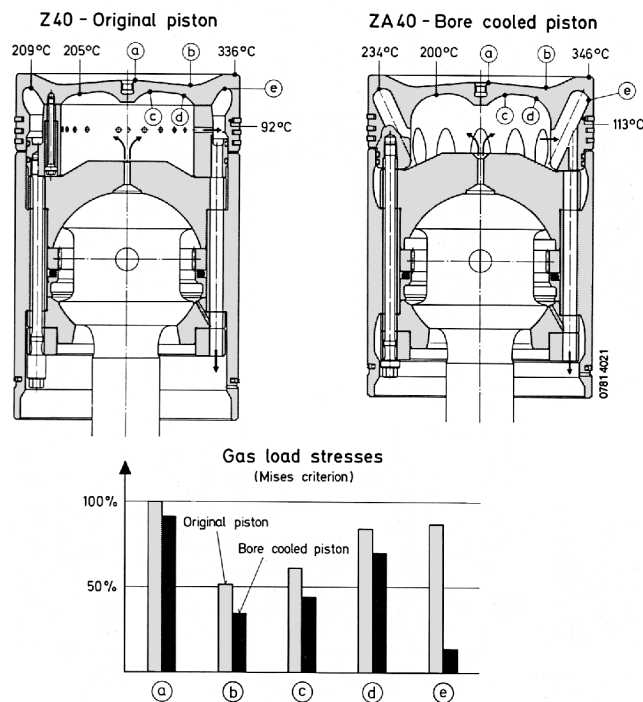
Cilindarska glava hlađena kroz provrte zajedno s poboljšanjem sustava izgaranja, te primjene visokoeffikasnih turbopunjača rezultirali su smanjenjem nivoa temperatura na ispušnim ventilima. Prosječna temperatura ventila na brtvenoj površini je smanjena sa 425 na 355(°C), a temperatura u centralnom dijelu sa 536 na 482(°C).

Izvedba ispušnih ventila iz Nimonic 80A zajedno s rotiranjem ventila Rotocap uređajem znatno je produžila njihovu trajnost i pouzdanost.



Slika 4.36. Temperatura ispušnih ventila

Rotirajući klip. Primjena rotirajućeg klipa, a također i princip hlađenja kroz provrte datira iz 1936. godine. Ulje za hlađenje klipa dovedeno kroz centralni dio bučka se i hladi sredinu krune, potom kroz bočne provrte hladi vanjski dio krune, a odatle se slijeva u karter. Zbog hlađenja i jednolike raspodjele temperature (kruna rotirajućeg klipa nema određenu usisnu ili ispušnu zonu), nema pojave visokotemperaturne korozije i kod rada na teška goriva s ekstremno visokim sadržajem vanadija. Jednolika i niska temperatura zajedno sa sfernim ležajem ojnice rezultira malim i simetričnim deformacijama krune klipa u uvjetima pogona. Ovo omogućava nominalne raspore između krune, prstenova i plašta klipa prema košuljici cilindra i na taj način optimizira se brtvljenje i radni uvjeti prstenova.

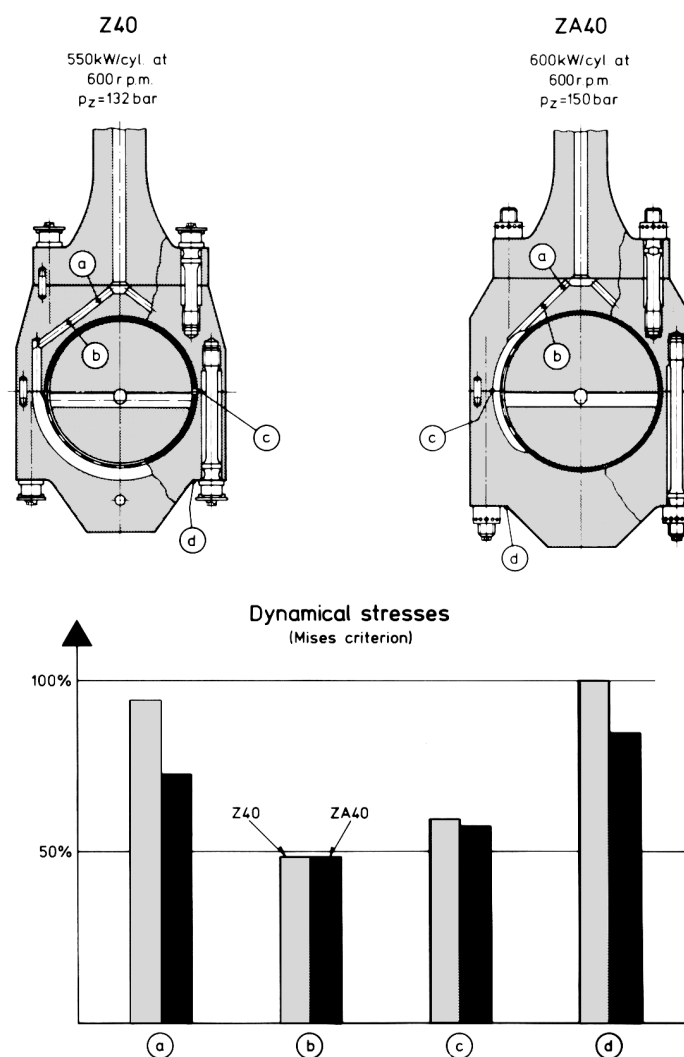


Slika 4.37. Izmjerene temperature i dinamička naprezanja u dva tipa rotirajućih klipova, [12]

Utori kompresijskih prstenova kod rada motora na teško gorivo se kromiraju s donje i gornje strane. Kompresijski prstenovi se također kromiraju, a rubovi su im skošeni radi boljeg uhodavanja. Strugač ulja se postavlja pri dnu plašta klipa. Kod remonta zamjenjuju se svi prstenovi na klipu. Plašt klipa se izrađuje iz sivog lijeva i ima malu zračnost u odnosu na košuljicu. To je omogućeno rotacijom klipa i njegovom neznatnom deformacijom uslijed sfernog oblika gornjeg kraja klipnjače.

Ležajevi. Kod motora Z40 glavni ležajevi su bili iz bijele kovine koja se preferira zbog otpornosti na trošenje i zbog lakog prilagođavanja osloncu. Međutim, postaje jasno da je ležaj iz bijele kovine dosegao svoje praktično granične vrijednosti. Materijal glavnih ležajeva postaje legura Al-Sn s oblogom, to se tiče letećih ležajeva, kod Z40 motora primjenjivali su se ležajevi iz bronce s oblogom i općenito su davali zadovoljavajuće rezultate. Međutim, ležajevi iz Al-Sn legure zamijenili su i ove ležajeve zbog nešto bolje otpornosti na oštećenja, boljeg prilagođavanja osloncu i boljeg ponašanja kod "emergency" rada.

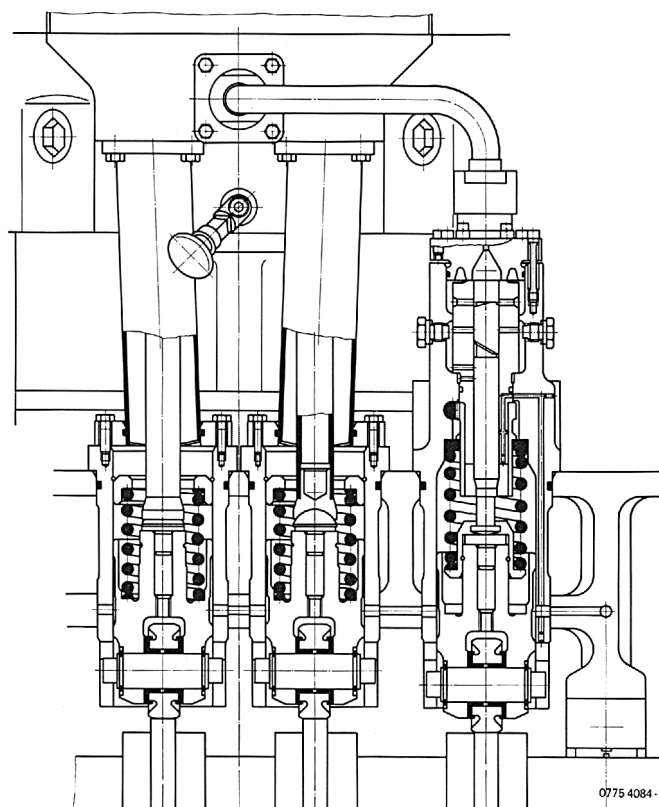
Klipnjača. Gornja glava klipnjače kuglastog je oblika i u njoj je smješten mehanizam koji ravnomjerno okreće klip za vrijeme rada motora. Raspodjela specifičnog pritiska pod djelovanjem tlaka plinova u cilindru znatno je ravnomjernija nego kod standardnih izvedbi s osovinicom klipa. Donja ili velika glava klipnjače ZA40 motora je brodske izvedbe koja zahtijeva manji prostor za demontažu.



Slika 4.38. Donja glava klipnjače i izmjerena dinamička opterećenja, [12]

Sustav ubrizgavanja goriva. Visokotlačna pumpa s zakretnim klipom (po jedna za svaki cilindar) uobičajeno se primjenjuje kod srednjekretnih četverotaktnih Diesel motora, pa tako i kod ZA40 i ZA40S motora. Kapanje i gubitak goriva iz pumpe spriječen je barijerom ulja za podmazivanje u donjem dijelu vodilice klipa.

Recirkulacija predgrijanog goriva do visokotlačne pumpe omogućava rad motora od startanja do zaustavljanja na teško gorivo.



Slika 4.39. Razvodna osovina, podizači ventila i pumpa za ubrizgavanje

Pumpe pogonjene motorom. Karakteristika SULZER-ovih srednjekretnih motora je mogućnost prigradnje pumpi morske vode, slatke vode za hlađenje cilindara, vode za hlađenje sapnica, ulja za podmazivanje kartera, ulja za podmazivanje cilindra, i goriva. Na taj način moguće je startanje motora bez električne energije za pomoćne uređaje i motor je znatno kompaktniji.

4.3.2 Generacija A motora

U razdoblju od 1964 do 1967. godine Sulzer je razvio prvu verziju srednjekretnih Diesel motora (tada brzokretnih) A tipa kao zamjenu za tada veoma uspješne B motore. Ovom konstrukcijom željelo se dobiti univerzalni motor za različite primjene u brodskoj i stacionarnoj izvedbi. Osnovna načela konstrukcije bila su:

- robustan i kompaktan motor
- dovoljno rezerve za naknadno povećanje izlazne snage
- dobar i lagan pristup svim važnijim komponentama

- ekonomična proizvodnja.

Motori su se izvodili u linijskoj izvedbi s 5, 6, 8 i 10 cilindara i u V izvedbi s 12, 16 i 18 cilindara. Promjer cilindra bio je 25(cm) te je motor nazvan A25. Na istim načelima naknadno je konstruiran i manji motor promjera 20(cm), nazvan A20.

1973. godine Sulzer uvodi motor AS25 s mogućnošću rada na sve lošija goriva koja se javljaju na tržištu uz istovremeno smanjenje specifične potrošnje goriva i povećanje izlazne snage po cilindru. AS25 motori imaju četiri ventila umjesto dva koliko ih je imala verzija A25. Od 1973. godine do danas učinjena su brojna poboljšanja na AS25 motoru uz prilagodbu na sve teža goriva da bi se danas ovi motori nudili samo na Diesel gorivo.

Sve nepovoljniji zahtjevi zbog pojave goriva sve lošije kvalitete primorale su Sulzer da 1981. godine ponudi tržištu motor AT25 koji može izgarati goriva najlošije kvalitete. Budući da motor koji služi kao glavni pogonski stroj je u nepovoljnijim uvjetima od pomoćnog motora, verzija AT25 za pomoćne svrhe može izgarati najteža rezidualna goriva viskoziteta do 700cSt/50 °C, a kao glavni motor izgara goriva do 380cSt/50 °C. U međuvremenu, na tržištu se umjesto A20 motora pojavio motor S20 produženog stapaja s mogućnošću izgaranja goriva viskoziteta do 700cSt/50 °C u svim aplikacijama. Za očekivati je da će u bliskoj budućnosti SULZER ponuditi tržištu i motor S25 koji bi mogao imati omjer s/D oko 1,5.

Svi ovi srednjekretni Sulzer motori su neprekretni, ali korištenjem propelera promjenjivog uspona, Voith-Schneider-ovog propelera ili vodenomlazne propulzije, su pogodni za propulziju manjih plovnih jedinica. Ugradnjom prekretnog reduktora moguće je i korištenje propelera fiksnog uspona. Dodatne zajedničke karakteristike AS25, AT25 i S20 motora su da se radi o četverotaktnim motorima s direktnim ubrizgavanjem i da imaju po dva usisna i dva ispušna ventila.

Osnovne značajke AS25 i AT25 motora prikazane su slijedećim tabelama.

Donja ogrjevna vrijednost je 42707 (kJ/kg).

ISO uvjeti okoline:

- totalni barometarski tlak 1,0(bar),
- temperatura usisnog zraka 27(°C),
- temperatura rashladne vode zraka 27(°C),
- relativna vlažnost 60%.

Tablica 4.7. Karakteristike motora AS25 i AT25

		AS 25	AT 25
Promjer cilindra	mm	250	250
Stapaj	mm	300	300
s/D	-	1,2	1,2
Volumen cilindra	dm ³	14,73	14,73
Kompresijski omjer	-		13:1
Tlak izgaranja	bar		
Tlak ubrizgavanja	bar	920	920

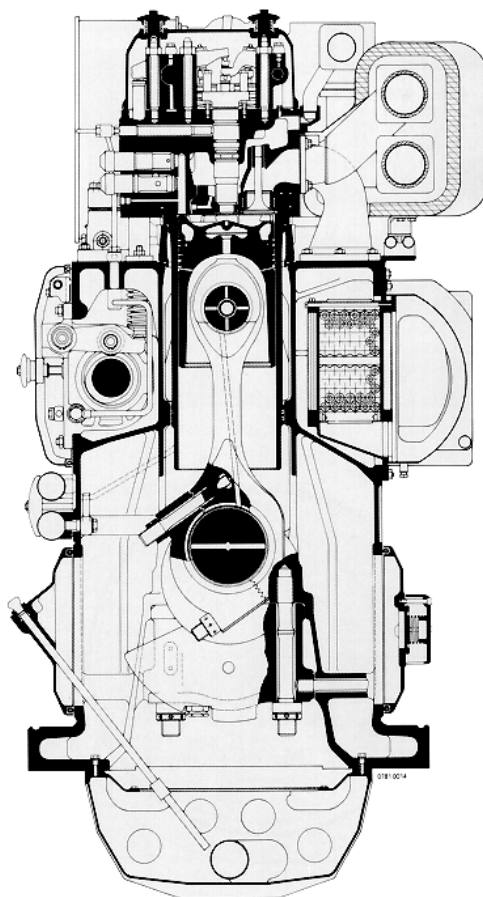
Tablica 4.8. AT25 rad na teško gorivo

Brzina	1/min	1000	900	750	720
Sred. klipna brzina	m/s	10,0	9,0	7,5	7,2
Sred. efektivni tlak	bar	16,29	16,30	15,75	15,84
Snaga	kW/cil	200	180	145	140
Snaga	HP/cil	270	245	200	190
<i>SFC +3% pri MCR</i>	g/kWh	197	195	192	192
<i>SFC +3% pri MCR</i>	g/HPH	145	143	141	141
Broj cilindara	L	6,8	6,8	5,6,8	5,6,8
Broj cilindara	V	12,18	12,18	12,18	12,18

Tablica 4.9. AT25 rad na Diesel gorivo

Brzina	1/min	1000	900	750	720
Sred. klipna brzina	m/s	10,0	9,0	7,5	7,2
Sred. efektivni tlak	bar	17,93	18,11	17,38	17,54
Snaga	kW/cil	220	200	160	155
Snaga	HP/cil	300	270	220	210
<i>SFC +3% pri MCR</i>	g/kWh	199	197	195	195
<i>SFC +3% pri MCR</i>	g/HPH	146	145	143	143
Broj cilindara	L	6,8	6,8	5*,6,8	5*,6,8
Broj cilindara	V	12,18	12,18	12,18	12,18

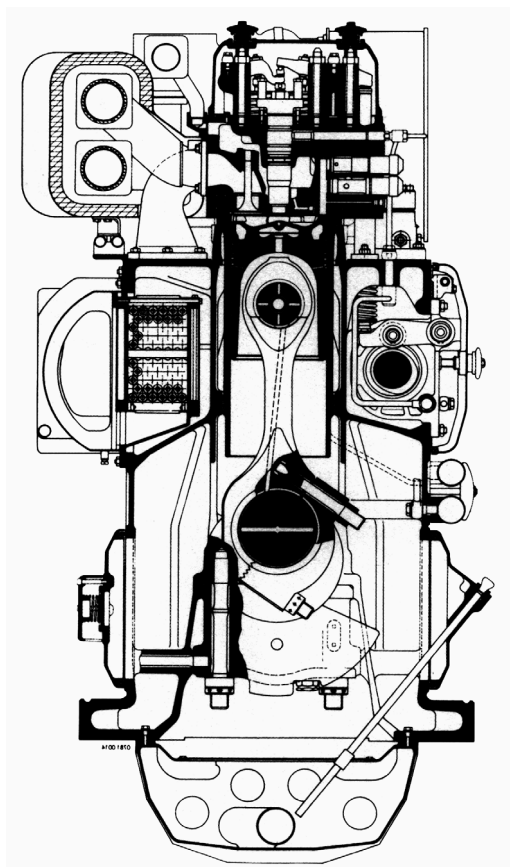
* Izlazna snaga motora s 5 cilindara treba se smanjiti 5%, a specifična potrošnja goriva povećati za 2%.



Slika 4.40. Motor AT25, [11]

Tablica 4.10. AS25 rad na Diesel gorivo

Brzina	1/min	1000	900	750	720
Sred. klipna brzina	m/s	10,0	9,0	7,5	7,2
Sred. efektivni tlak	bar	16,29	16,75	17,38	17,54
Snaga	kW/cil	200	185	160	155
Snaga	HP/cil	270	250	220	210
SFC +3% pri MCR	g/kWh	212	209	202	202
SFC +3& pri MCR	g/HPh	156	154	149	149
Broj cilindara	L	6,8,10	6,8,10	5,6,8, 10	5,6,8, 10
Broj cilindara	V	12,18	12,18	12,18	12,18



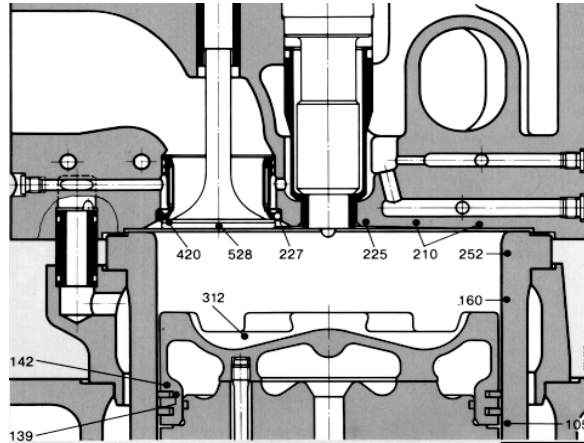
Slika 4.41. ASL 25/30, [11]

4.3.2.1 Konstrukcijske karakteristike

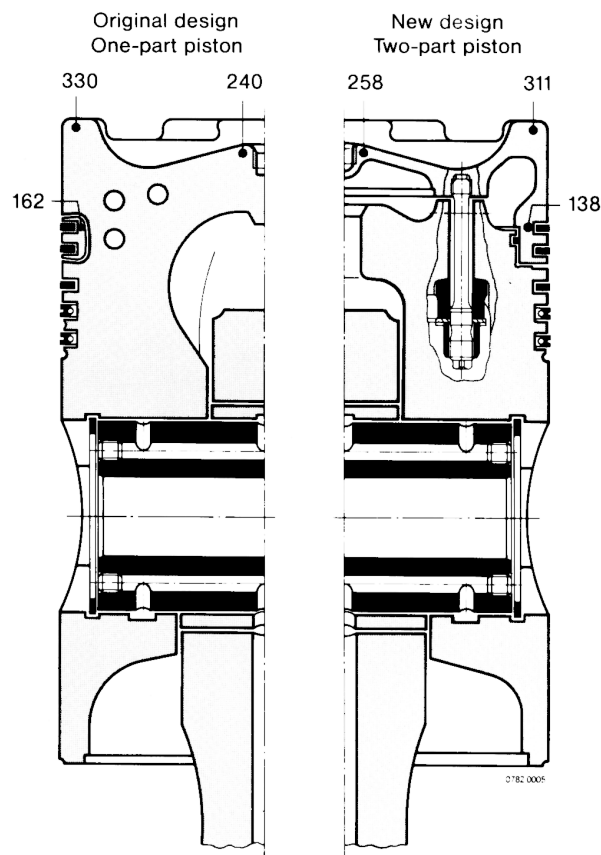
Kućište i blok cilindra su izljevjeni u jednom dijelu iz sivog lijeva. Ovakva izvedba zajedno s visećim ležajevima koljenastog vratila osigurava niska naprezanja, direktan prijenos sila s cilindarske glave na glave ležajeva, visoku krutost i prigušenje vibracija. Horizontalno spojna motka prenosi horizontalnu komponentu naprezanja ležaja na kućište.

Košuljica cilindra. Konvencionalno je hlađena i naslanja se na blok cilindra preko simetrično oblikovanog rashladnog plašta.

Glava cilindra ima dva usisna i dva ispušna ventila. Kod rada na teško gorivo i visoke specifične izlazne snage SULZER primjenjuje svoju patentiranu konstrukciju hlađenja glave cilindra kroz provrte. Takvom konstrukcijom krutost, a time i mehanička sigurnost se znatno povećavaju. U poređenju sa standardnom konstrukcijom glave s dvostrukim dnom, amplitude naprezanja i deformacije su smanjene gotovo za tri puta. Iz tog razloga cilindarska glava s hlađenjem kroz provrte može biti izrađena iz sivog lijeva umjesto iz nodularnog lijeva ili čeličnog lijeva koji zahtijevaju viši stupanj tehnologije.



Slika 4.42. Glava cilindra AT25 motora (Izmjerene temperature su u $^{\circ}\text{C}$ pri: $200(\text{kW/cil})$ pri $1000(\text{min}^{-1})$ $b_{\text{mep}}=16,29(\text{bar})$), [11]



Slika 4.43 Konstrukcija klipa AT25 motora (Temperature su izmjerene kod $200(\text{kW/cil})$ pri $1000(\text{min}^{-1})$, rad na teško gorivo), [11]

Kao što se i iz prethodne slike vidi sjedišta ventila su također hlađena. Ovakvom konstrukcijom glave cilindra postignuto je slijedeće:

- Maksimalne temperature sjedišta ventila niže su $70(^{\circ}\text{C})$ uslijed intenzivnog hlađenja

vodom.

- Temperature, a s time i toplinske deformacije plamene površine i sjedišta ventila su znatno smanjene. Podesnim smještajem rashladnih provrta i korektnim izborom brzine strujanje rashladne vode omogućava se ujednačena raspodjela temperatura. Brtvljenje sjedišta ventila je poboljšano smanjenim toplinskim naprezanjima, ali također i manjim mehaničkim deformacijama.
- Poboljšanje performanci ispušnih ventila postignuto je korištenjem uređaja za rotaciju ventila. Rotacija ventila izjednačava temperaturne razlike koje dolaze od nejednolikih raspodjela temperatura u komori izgaranja. Toplinska opterećenja diska ventila postaju zbog toga praktički simetrična što je od izuzetne važnosti za dobro brtvljenje ventila.

Klip. Dvodjelne je izvedbe. Plašt klipa je iz aluminijskog, a krana iz lijevanog čelika. Hlađenje klipa, a posebno krune izvodi se uljem. Radi povećanja tendencije stvaranja depozita u utorima prstenova pri radu na teško gorivo potrebno je dobro hlađenje i niža temperatura posebno gornjeg utora. Prstenovi se radi trajnosti kromiraju, a komplet sadrži tri kompresijska i dva strugača ulja.

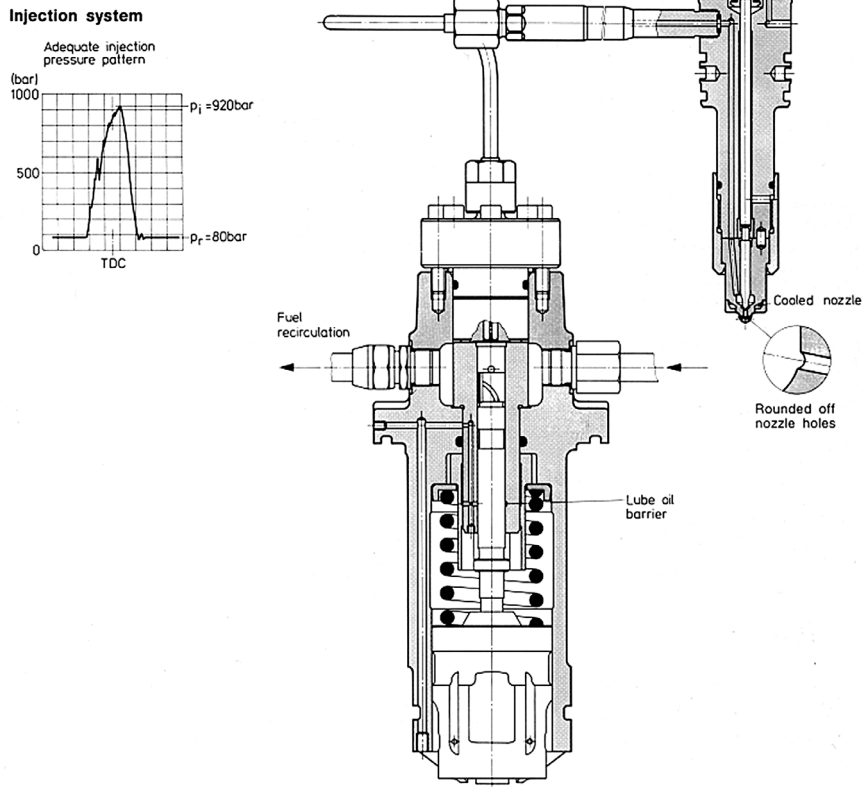
Klipnjača. Izrađuje se iz čelika, a donja (velika) glava je dijagonalno prerezana radi mogućnosti vađenja klipa i klipnjače s gornje strane.

Razvodna osovina. Sastoji se od segmenata spojenih vijcima. Dužina svakog segmenta odgovara razmaku središta susjednih cilindara. Pojedini segmenti su identični za sve vrste L motora i također i za sve vrste V motora.

Sustav ubrizgavanja Sulzer-ovih motora AS25 i AT25 prikazan je slikom 4.44. Budući da je za pravilan rad brzokretnih Diesel motora, posebno na teško gorivo potrebno što finije raspršivanje tlakovi ubrizgavanja su visoki i dosežu 920(bar).

Uprkos mnogih tehničkih poboljšanja kod rada motora na teško gorivo radi omogućavanja ekonomične eksploatacije preporuča se slijedeće:

- Sniženje snage za 10% u odnosu na rad motora s Diesel gorivom kako bi se postigli prihvatljivi intervali remonta ventila i klipova.
- Kod primjene AT25 motora za brodski pogon preporuča se rad na HFO do 380(cST/50°C dok kod primjene istog motora kao pomoćnog broskog stroja moguć je rad i s HFO do 700(cST/50 °C). To je zbog toga što glavni motor radi pri otprilike 90% nominalne snage dok pomoćni najčešće pri 50-60%. Uz to glavni motor je izložen naglim promjenama opterećenja tijekom manovre što je dodatni nepovoljni faktor.
- Grijanje zraka u hladnjaku zraka kod rada motora pri niskim opterećenjima.



Slika 4.44. Sustav ubrizgavanja AT25 i AS25 motora, [11]

Slaba upaljivost teškog goriva posebno kod rada motora pri niskim opterećenjima kroz duži period vremena uzrokuje znatno onečišćenje dijelova komore izgaranja i turbine na ispušne plinove. Ranije se kod opterećenja ispod 25 ili 30% MCR iz navedenih razloga prelazilo na rad s Diesel gorivom što je veoma nepraktično. Grijanje zraka pri niskim opterećenjima motora skraćuje period kašnjenja paljenja i omogućava čišće izgaranje čime se smanjuje stvaranje naslaga u komori izgaranja. Danas motori rade pri svim opterećenjima, uključujući startanje i zaustavljanje na teško gorivo osim u slučaju remonta sustava goriva ili dužeg perioda u kojem motor ne radi.

4.3.2.2 AS25 motori na dvojno gorivo

Usljed sve manjih zaliha sirove nafte raste potražnja za korištenjem raspoloživih prirodnih resursa kao što su prirodni plin, kanalizacijski plin, itd. SULZER je jedan od proizvođača motora na dvojna goriva koji služe za proizvodnju električne i toplinske energije. AS25 motori na dvojna goriva pri $1\ 000(\text{min}^{-1})$ proizvode oko 150(KS) po cilindru.

4.3.3 S20 četverotaktni motor dugog stapaja

Kao zamjenu za motor A20 SULZER je 1988. godine uveo srednjekretni motor s dugim stapajem S20. Kod koncipiranja ovog motora, a na osnovi analize tržišta pošlo se od slijedećih

željenih karakteristika:

1. Raspon snage treba biti između 500 i 1500(kW) što je u načelu raspon snage za brodске pomoćne motore na teško gorivo i nadopuna programa AT25 motora.
2. Tipična primjena uključuje brodске pomoćne motore za veće brodove, propulziju za sve tipove manjih brodova i proizvodnju el. energije na kopnu.
3. Linijska konfiguracija s maksimalnom brzinom 1000(min^{-1}).
4. Motor treba biti podesan za izgaranje goriva najlošije kvalitete raspoložive na tržištu i za goriva koja će se pojaviti u budućnosti.
5. Motor mora imati visoki stupanj ekonomije u radu, posebno obzirom na potrošnju goriva i maziva, i dug period između remonta. Pri tom mora biti izdržljiv i pouzdan u radu.
6. Prodajna cijena mora biti niska.
7. Mora se izrađivati i kao standardni Diesel generator set odnosno propulzijska jedinica radi lake ugradnje. Glavni parametri motora prikazani su tablicom 4.11..

Tablica 4.11. Osnovni parametri motora S20

Promjer * stapaj	mm*mm	200*300			
Nom. brzina	1/min	1000	900	750	720
Za MDO:					
Snaga po cil.	kW	145	130	110	105
<i>bsfc</i> *	g/kWh	195	192	191	191
Srednja klipna brzina	m/s	10,0	9,0	7,5	7,2
<i>bmep</i>	bar	18,5	18,4	18,7	18,6
Broj cil. Izlazna snaga					
6	kW	870	780	660	630
8	kW	1160	1040	880	840
9	kW	1305	1170	990	945
Za HFO:					
Snaga po cil.	kW	130	117,5	97,5	95
<i>bsfc</i> *	g/kWh	193	190	189	189
Srednja klipna brzina	m/s	10,0	9,0	7,5	7,2
<i>bmep</i>	bar	16,6	16,6	16,6	16,8
Broj cil. Izlazna snaga					
6	kW	780	705	585	570
8	kW	1040	940	780	760
9	kW	1170	1058	878	855

* *bsfc* u MCR korištenjem goriva $H_d = 42707(\text{kJ/kg})$ pod ISO standardnim uvjetima s 3% tolerance i bez privješnih pumpi

Kao što je bilo za očekivati veće nominalne brzine (1000 i 900(min^{-1})) daju i veću

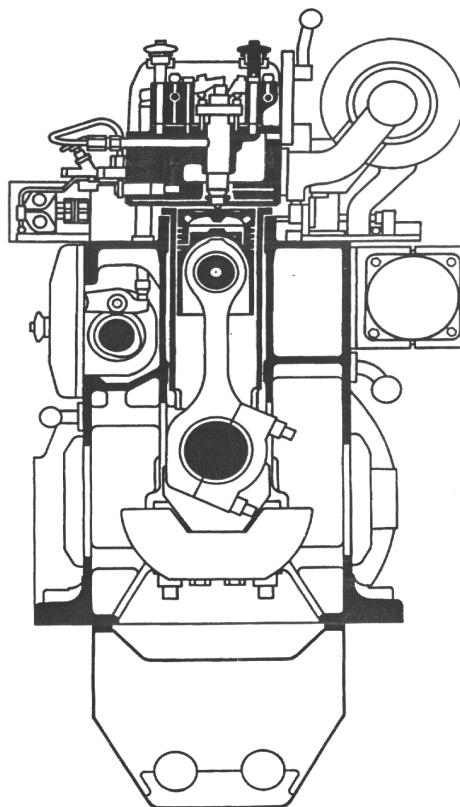
koncentraciju snage, dok niže brzine (750 i 720(min^{-1})) više odgovaraju primjenama gdje ekonomija goriva ima prioritet. Vrijednosti srednjeg efektivnog tlaka i srednje klipne brzine odabrane su da zadovoljavaju uvjet veće koncentracije snage uz veliku pouzdanost i izdržljivost. Slično, maksimalni tlak izgaranja od 145(bar) je konzervativno odabrana vrijednost kompatibilna s dobrom pouzdanosti i izdržljivosti.

Međutim, osnovna konstrukcija motora izvedena je da omogući daljnji razvoj prvenstveno glede korištenja viših tlakova i veće izlazne snage.

Što se tiče goriva, motor S20 može izgarati goriva najlošijih kvaliteta do klase H55 prema CIMAC-u viskoziteta do 700(cST/50°C) što je veoma pogodno za instalaciju jedinstvenog goriva na većim brodovima.

Usljed visokog omjera s/D izgaranje je čisto čak i pri djelomičnom opterećenju. Koristi se visoko efikasan sustav ubrizgavanja i prilagodljiv sustav turbonabijanja bez potrebe korištenja specijalnog rashladnog sustava.

Motor je konstruiran da radi na teško gorivo najmanje dvije godine bez većeg remonta, odnosno do četiri godine kod rada na MDO.



Slika 4.45. Poprečni presjek četverotaktnog Diesel motora S20, [8]

Omjer stapaja prema promjeru od 1,5 veći je od omjera ostalih motora ove klase. Visoki s/D omogućava nisku specifičnu potrošnju i korištenje najtežih goriva. Kod izgaranja teškog goriva potreban je visoki kompresijski omjer zbog postizavanja što više temperature na kraju kompresije pri uvjetima niskog opterećenja. Na taj način smanjuje se period zakašnjelog paljenja, a izgaranje teče mekše što je prednost čistog i termodinamički efikasnog izgaranja. Kod motora s manjim omjerom s/D , kompresijski omjer je ograničen minimalnom visinom prostora izgaranja pa je potrebno grijati ispirni zrak da bi se postigla zahtjevana temperatura potrebna za pravilno izgaranje. Produženi stapaj može povlačiti za sobom povećanje visine

motora, ali zbog kratko izvedene klipnjače motor S20 ima gotovo iste dimenzije kao i njegov prethodnik A20 istog promjera cilindra, ali kraćeg stapaja, $s/D = 1,2$.

4.3.3.1 Konstruktivske karakteristike

Blok motora je izliven u jednom komadu iz sivog lijeva s visećom izvedbom temeljnog ležaja. Poklopci za pregled i remont nalaze se s obje strane bloka i dovoljno su veliki da omoguću dobar pristup ležajevima. Na pojedinim poklopcima nalaze se sigurnosni ventili. Kada za ulje pričvršćena je vijcima za blok. U bloku su izbušeni provrti kroz koje struje ulje za podmazivanje i voda za hlađenje.

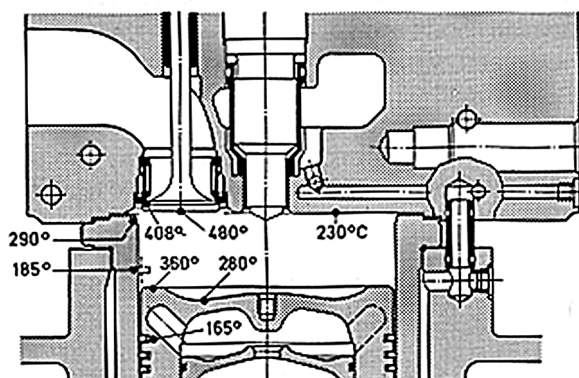
Koljenasto vratilo iskovano je u jednom komadu iz niskolegiranog čelika. Protutezi se postavljaju na sva koljena radi kompletnog uravnoteženja rotirajućih masa. Prigušivač torzijskih vibracija se normalno smješta na slobodnom kraju. Na istom kraju nalazi se sklop zupčanika za pogon pomoćnih uređaja. Na slobodnom kraju može se smjestiti i dodatno oduzimanje snage.

Glavni ležajevi i ležajevi velike glave klipnjače su tankoslojni i izrađeni iz aluminija i kositra.

Klipnjača je na velikoj glavi dijagonalno sječena i nazubljena. Izrađena je kovanjem iz legiranog čelika i potpuno strojno obrađena. Uzdužno je izbušena kako bi omogućila dotok ulja za podmazivanje osovinice i hlađenje klipa.

Klip se izrađuje iz dva dijela, laganog plašta iz nodularnog lijeva i krute krune hladene uljem kroz provrte. Sve komponente prostora izgaranja hlade se kroz provrte što je karakteristika motora na teško gorivo. Klip je konstruiran za tlakove u cilindru iznad 160(bar).

Prednost plašta iz nodularnog lijeva u poređenju s aluminijским je manja zračnost pri svim opterećenjima. Mala zračnost omogućuje da se bočni potisak kratke klipnjače jednoliko raspodjeli preko visine plašta klipa. Također se postižu i bolji uvjeti podmazivanja.



Slika 4.46. Presjek prostora izgaranja S20 motora s prikazom hlađenja kroz provrte cilindarske glave i krune klipa, ispušnog ventila i vodom hlađenog umetnutog sjedišta. Mjerene temperature odnose se na izlaznu snagu od 160 kW/cil pri 1000(min⁻¹), [8]

Cilindarska košuljica je izrađena iz centrifugalnog sivog lijeva dobrih mehaničkih svojstava i visoko otporna na koroziju i trenje. Gumeni prstenovi odvajaju vodeni prostor od prostora kućišta.

Poklopci cilindra su izrađeni iz legiranog sivog lijeva. Donja debela plamena ploča je hlađena kroz provrte što joj daje visoku čvrstoću i omogućava dobro brtvljenje ventila. Svaki poklopac ima centralno smješten ventil goriva, dva ispušna ventila iz Nimonica s rotatorima i intezivno hlađenim sjedištima, dva usisna ventila, jedan ventil zraka za upućivanje motora i jedan indikatorski pipac.

Razvodna osovina je sastavljena iz segmenata, jedan za svaki cilindar, spojenih zajedno pri rubnicama. Razvodna osovina se pogoni sklopom zupčanika. Na pogonskom kraju razvodne osovine nalazi se razvodnik zraka za upućivanje.

Turbonabijanje je izvedeno s jednim turbopunjačem radijalnog tipa smještenom na slobodnom kraju motora. Turbopunjač se ne hladi, a ležajevi mu se podmazuju uljem iz sustava podmazivanja motora. Novo razvijeni RR tip turbopunjača ima ukupnu efikasnost iznad 60%. Ispušni sustav je iz jedne cijevi sastavljene iz segmenata. Viši tlakovi prednabijanja daju bolju potrošnju goriva pri djelomičnom opterećenju i omogućavaju brzo preuzimanje opterećenja. Male mase RR punjača također omogućuju brze akceleracije. Prekoračenje tlaka koji se usljed toga može desiti pri punom opterećenju može se izbjeći ugradnjom propusne zaklopke za ispuhivanje viška zraka za ispiranje.

Najveći utjecaj na nisku specifičnu potrošnju ima omjer $p_{\max}/bmep$ koji iznosi oko 8 ili više. Utjecaj p_{\max} na $bsfc$ je značajno određen omjerom p_{\max}/p_{comp} pa je potreban visoki kompresijski omjer r_c da bi se postigao željeni omjer p_{\max}/p_{comp} . Kod motora S20 visoka kompresija olakšana je visokim omjerom s/D .

Ograničenje kompresijskog omjera uslovljeno je dubinom prostora izgaranja kod položaja klipa u gornjem centru. Veći omjer s/D daje veću slobodu u povećanju omjera kompresije, a da istovremeno dozvoljava duboki prostor izgaranja što omogućuje dobro raspršivanje goriva bez udaranja mlaza o stijenke. Viši omjer s/D također dozvoljava prostor za otvaranje ventila dok je klip u GC, tj. odabiranje najpovoljnijeg ventilskog razvoda.

Visoki omjer kompresije motora S 20 daje visoku temperaturu pri kraju kompresije što omogućava brzo paljenje i čisto izgaranje teškog goriva, posebice pri malom opterećenju.

I pored znatno većeg omjera s/D , zbog kratke klipnjače motor S20 je gotovo iste visine kao i njegov prethodnik A20.

4.4 KARAKTERISTIKE SUSTAVA SREDNJEKRETNOG MOTORA CATERPILLAR 3600

4.4.1 Sustav goriva

Velike razlike u cijeni teških goriva u odnosu na cijenu lakih goriva utjecale su na konstrukciju motora i brodskih uređaja vezano za pripremu teškog goriva. Prvo su se razvijale prikladne konstrukcije velikih sporokretnih motora, a danas se proizvode i srednjekretni motori koji se pogone teškim gorivom.

Pritom, danas je najrašireniji sustav kojim se pri obustavljanju rada motora na duže vrijeme koristi lako gorivo, a za manevriranje brodom i za trajan pogon u jednom režimu teško gorivo. Stoga sustav teškog goriva možemo podijeliti na dva podsustava i to:

- sustav skladištenja i prijenosa teškog goriva i
- sustav dobave goriva.

4.4.1.1 Sustav skladištenja i prijenosa teškog goriva

Sustav skladištenja i prijenosa teškog goriva prikazan je na slici 4.47. Protočna (transfer) pumpa goriva dobavlja gorivo temperature 38(°C) iz brodskih skladišnih tankova preko usisnog filtera, i tlači ga u taložne tankove gdje se iz goriva talože krute čestice i voda. Da se izbjegne miješanje teškog goriva različitih karakteristika, svaki brod mora imati odgovarajući broj skladišnih tankova sposobnih da održavaju temperaturu na minimalno 10 °C iznad točke staništa. Gorivo iz taložnih tankova, temperature iznad 75 °C, preko dobavne pumpe separatora i predgrijača dotječe separatorima teškog goriva. Zbog slabe kvalitete visoko viskoznog goriva potrebno je imati dva automatska programibilna separatora za odstranjivanje preostale vode i krutih nečistoća u gorivu. Očišćeno gorivo iz separatora, temperature 100 °C, tlači se u dnevni tank teškog goriva gdje se održava temperatura teškog goriva na ~ 60 °C

Pripadni dijelovi sustava skladištenja i prijenosa teškog goriva su:

Protočne (transfer) pumpe goriva

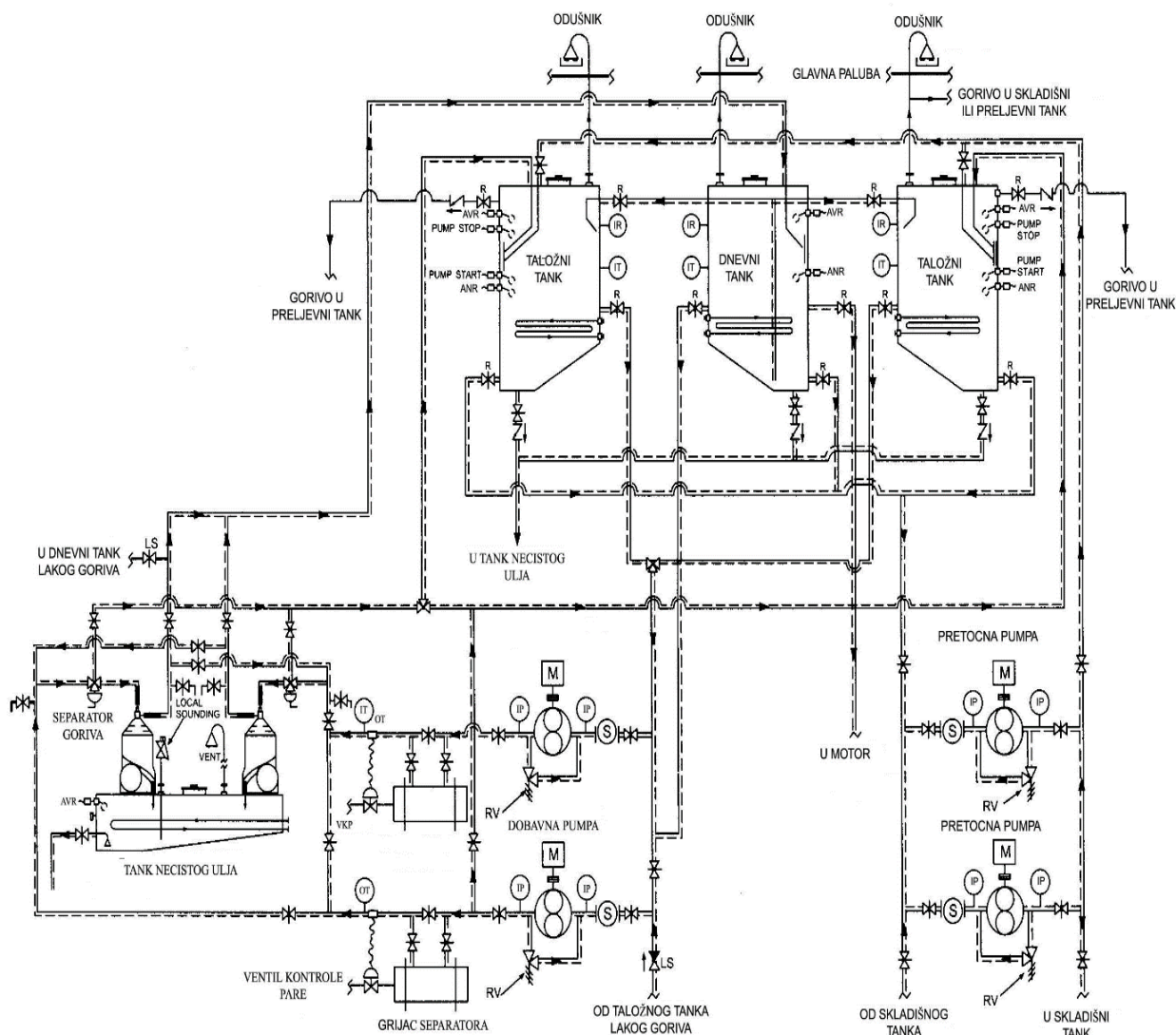
Pumpe su vijčanog tipa da se smanji emulgiranje vode prilikom prebacivanja goriva. Moraju biti dimenzionirane tako da mogu ispuniti taložni tank za manje od dva sata.

- radna temperatura (38 °C),
- viskozitet prema kojem treba proračunati pumpu (1000 x 10⁻⁶ m²/s).

Taložni tank teškog goriva

Trebaju biti ugrađena dva taložna tanka da bi se omogućilo odgovarajuće taloženje krutih čestica i vode iz goriva i da se izbjegne miješanje goriva različitih skladišnih tankova. Zapremina tanka mora omogućiti 24 satne potrebe motora za gorivom pri punom opterećenju, a on se može izračunati iz slijedećeg izraza:

$$VOLUMEN (m^3) = 5,9 \cdot SNAGA MOTORA (W)$$



Slika 4.47. Sustav pripreme teškog goriva, [13]

Tank bi trebao biti pregrađen prema bokovima broda, toplinski izoliran tako da se smanje gubici topline, a dno tanka nagnuto tako da se stvori prostor za talog. Cijevni grijači u tanku trebali bi biti sposobni zagrijati gorivo na zahtijevanu temperaturu u vremenskom intervalu od 2÷3 sata.

Temperatura tanka ovisi o viskoznosti goriva i prikazana je u tablici 4.12..

Tablica 4.12. Međuovisnost viskoziteta i temperature taloženja teškog goriva

TEMPERATURA TALOŽNOG TANKA	
viskozitet goriva (m ² /s)	temperatura (°C)
80	45
81-180	55
181-380	60
381-700	65

Usisni filteri dobavne pumpe separatora

Filteri se sastoje od čelične košare s perforacijama takve veličine da se zaštiti dobavna pumpa od krutih nečistoća do promjera od 0,8(mm).

Dobavne pumpe centrifugalnog separatora

Pumpe su vijčanog tipa otporne na visoke temperature. Dimenzioniranje se vrši prema maksimalnom viskozitetu goriva i kapacitetu centrifugalnih separatora.

- radni tlak goriva (5×10^5 Pa),
- radna temperatura fluida goriva (100°C),
- maksimalni viskozitet goriva (1000×10^{-6} m²/s)

Predgrijač centrifugalnog separatora

Predgrijač se dimenzionira prema kapacitetu dobavne pumpe separatora i prema zahtijevanom temperaturnom prirastu između taložnog tanka i temperature separiranja.

Minimalna količina topline koju predgrijač treba predati gorivu je :

$$P = m \cdot c_p \cdot \Delta T \text{ gdje je:}$$

- P - potrebna količina topline (kW),
- m - kapacitet dobavne pumpe separatora (kg/s)
- ΔT - temperaturni prirast u predgrijaču (K)
- c_p - specifični toplinski kapacitet (kJ/kgK)

Temperaturne površine zagrijača moraju imati temperaturu ispod temperature kreiranja goriva. Da bi se izbjegla evaporacija vodene brtve separatora, maksimalna temperatura predgrijavanja za gorivo, čija je specifična gustoća manja od 1000(kg/m³), ne smije biti veća od 98(°C). Temperatura goriva prilikom separiranja određuje se u ovisnosti o viskozitetu :

Tablica 4.13. Međuovisnost viskoziteta i temperature separiranja teškog goriva

TEMPERATURA SEPARIRANJA	
viskozitet goriva (m ² /s)	temperatura (°C)
80	80-98
81-180	90-98
181-380	98
381-700	98

4.4.1.2 Centrifugalni separatori

Gustoća goriva je glavni faktor pri dimenzioniranju centrifugalnog separatora. Zbog slabe kvalitete goriva, ugrađuju se dva separatora, tako da mogu raditi paralelno ili serijski.

Kod paralelnog rada, kapacitet se može smanjiti za 50%, što poboljšava kvalitetu pročišćavanja. U serijskom radu, prvi separator odstranjuje vodu sadržanu u gorivu, a drugi izdvaja krute čestice, dok u paralelnom radu svaki od separatora odstranjuje i vodu i krute čestice.

Potreban kapacitet, obzirom na količinu goriva koja izgara u motoru, može se proračunati pomoću izraza :

$$Q = \frac{P \cdot b \cdot 24 \cdot 1.15}{\rho \cdot t} \quad \text{gdje je:}$$

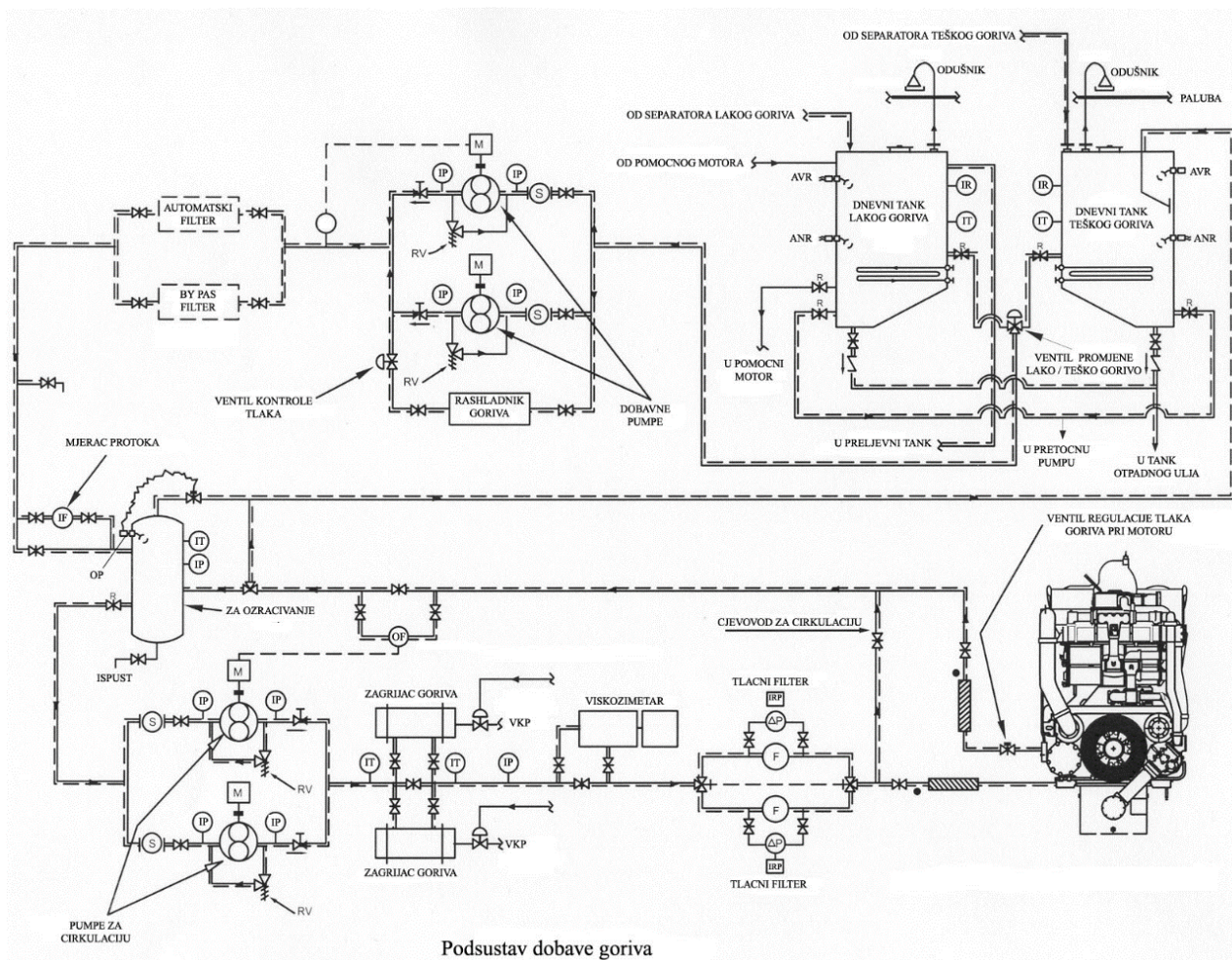
- Q - zahtijevani protok, (m³/h),
- P - maksimalna kontinuirana snaga motora, (kW),
- b - specifična potrošnja goriva, (g/kWh),
- ρ - gustoća goriva, (kg/m³),
- t - vrijeme separiranja goriva po danu (23 ili 24 sata) ,
- $k = 1,15$ - koeficijent sigurnosti koji uzima u obzir različite radne uvjete.

4.4.1.3 Tank otpadnog goriva

Potrebno je smjestiti otpadni tank ispod i što je moguće bliže centrifugalnim separatorima. Cjevovod koji vodi u otpadni tank mora biti izveden bez horizontalnih dijelova i s konstantnim nagibom prema dolje.

Kapacitet ovog tanka je određen s:

- čistoćom goriva,
- vremenom pražnjenja,
- brojem, veličinom i tipom centrifugalnih separatora i ostalim uređajima koji su spojeni na otpadni tank.



Slika 4.48. Sustav dobave goriva, [13]

4.4.1.4 Sustav dobave goriva

Prelazak na lako gorivo može uzrokovati stvaranje nezduživih mješavina u sustavu goriva te dovesti do začepjenja sustava ubrizgavanja, pa su Caterpillar motori projektirani za manevriranje brodom na teško gorivo, što je danas uobičajena praksa. Međutim, kod zaustavljanja motora na duže vrijeme ili potrebnog održavanja sustava goriva, potrebno je da motor radi na lako gorivo. Promjena dobave goriva vrši se troputnim ventilom prikazanim na slici 4.48. Gorivo iz dnevnog tanka lakog ili teškog goriva, preko troputnog ventila i usisnih filtera, dolazi do dobavnih pumpi. Na izlazu iz pumpe ugrađuje se zračni hladnjak goriva kojim se sprječava zagrijavanje goriva kada dobavne pumpe rade, a motori ne. Gorivo iz dobavne pumpe, preko automatskog filtera, odlazi u tank za odzračivanje i miješanje gdje se odvajaju plinovi i zrak iz goriva i omogućuje miješanje lakog i teškog goriva. Cirkulacijske pumpe goriva usisavaju gorivo iz tanka za odzračivanje i tlače preko grijača, viskozimetra i završnog tlačnog filtera goriva na visokotlačnu pumpu goriva, odnosno rasprskaača, u radni cilindar motora.

Dijelovi sustava dobave goriva su:

4.4.1.5 Dnevni tank teškog goriva

Volumen tanka mora omogućiti 24 satni rad motora pri punom opterećenju. Tank treba biti pregrađen pregradnim pločama, tako da smanji gibanje goriva pri ljuljanju broda i tako smješten da osigura predtlak od $0,42 \cdot 10^6$ (Pa) na usisu dobavne pumpe. U ovisnosti o viskozitetu goriva, zagrijač tanka treba otprilike održavati temperaturu goriva od $60(^{\circ}\text{C})$ pri radu motora, a tank mora biti toplinski izoliran da se smanji gubitak topline.

4.4.1.6 Dnevni tank lakog goriva

Poseban i dodatni centrifugalni separator se koristi za čišćenje lakog goriva. Kapacitet separatora se obično odabire tako da udovoljava potrebama pomoćnih motora. Međutim kada se upotrebljavaju glavni motori pogonjeni teškim gorivom, minimalni kapacitet dnevnog tanka lakog goriva trebao bi biti takav da omogući 8-satni neprekidni rad glavnih motora, a mora također imati grijače, jer ako temperatura padne ispod točke zamućivanja može dovesti do stvaranja kristala voska u gorivu.

4.4.1.7 Ventil promjene teško/lako gorivo

To je troputni ventil, obično daljinski upravljani. Tijelo ventila treba biti napravljeno od lijevanog čelika ili od bronce, a brtve trebaju biti otporne na temperaturu goriva.

4.4.1.8 Usisni pročistač

Svaka dobavna pumpa mora imati ugrađen pročistač. Usisni pročistač se izvodi u obliku košare od nehrđajućeg čelika sa perforacijama koje zaštićuju dobavnu pumpu. Tijelo pročistača se obično izvodi od lijevanog čelika ili bronce.

4.4.1.9 Dobavne pumpe

Obično su to vijčane pumpe otporne na visoke temperature. Gubici tlaka u cjevovodu zajedno s gubicima u automatskom filteru i mjeraču protoka, trebaju se uzeti u obzir.

Karakteristike pumpe su:

- projektni tlak ($6,9 \times 10^5$ Pa),
- maksimalna radna temperatura goriva (75°C),
- maksimalni viskozitet goriva (1000×10^{-6} m²/s),
- maksimalni kapacitet (150% potrošnje goriva).

Rashladnik goriva dobavne pumpe

Na izlazu iz dobavne pumpe ugrađuje se rashladnik goriva. Time se sprječava prekomjerno podizanje temperature goriva u dnevnom tanku kada rade dobavne pumpe a motor ne radi.

Prekotlačni ventil dobavne pumpe

Prekotlačni ventil održava tlak goriva na zahtijevanoj razini. Ventil je tako dimenzioniran da vraća gorivo na usis dobavne pumpe :

- kada motor nije u radu (100% kapaciteta dobavne pumpe),
- kada je motor pri punom opterećenju (33 % kapaciteta dobavne pumpe).

Ventil se može ugađati, a obično je postavljen na vrijednosti od 3,5 do $4 \cdot 10^5$ Pa.

Automatski filter goriva

Paralelno s automatskim filterom trebaju postojati povratni (engl. bypass) filteri u slučaju nužde.

Karakteristike automatskog filterasu:

- radni tlak (do 10×10^5 Pa),
- radna temperatura fluida (38 °C do 140 °C),
- viskozitet (prema specifikaciji goriva),
- kapacitet (prema dobavnoj pumpi),
- finoća filtera (90% pročišćavanja čestica iznad $5 \mu\text{m}$),
- finoća „bypass“ filtera (20 μm nominalna, 35 μm maksimalna),
- maksimalni pad tlaka - čisti filter ($0,21 \times 10^5$ Pa),
 - nečisti filter ($0,85 \times 10^5$ Pa),
 - alarm ($1,52 \times 10^5$ Pa).

Tank za odzračivanje

Tank za odzračivanje je ugrađen da bi se odvojili plinovi ugljikovodika i zrak i isparila voda koja se nalazi u gorivu uslijed grijanja. Volumen tanka treba biti takav da omogući 10 - 15 minutni rad motora, pri polovičnom opterećenju. Tank mora biti dimenzioniran na radni tlak od $9,65 \cdot 10^5$ (Pa) i odobren od klasifikacijskog društva.

Cirkulacijske pumpe goriva

Cirkulacijske pumpe moraju osigurati dovoljan dotok goriva odgovarajuće viskoznosti i temperature za ubrizgavanje. Tlak na izlazu pumpe trebao bi biti otprilike od $6,9-8,8 \times 10^5$ Pa, tako da se mogu svladati gubici tlaka u cjevovodima, zagrijačima, filteru i viskozimetru, a da ubrizgaču osigura tlak od $5 \div 6,9 \cdot 10^5$ Pa.

Karakteristike cirkulacijskih pumpi su:

- projektni tlak ($9,65 \times 10^5$ Pa),
- radna temperatura fluida (do 140°C),
- viskozitet prema kojem se dimenzionira snaga motora pumpe (500×10^{-6} m²/s),
- kapacitet (3 puta veći od maksimalne potrošnje goriva).

Zagrijač goriva

Zagrijavanjem goriva se snižava viskoznost goriva, evaporacija vode i jako isparljivih ugljikovodika, rastapanje čvrstih voskova, te se sprječava koksiranje i gumiranje goriva na ubrizgačima. Maksimalna dopuštena temperatura goriva je 140°C . Izlazna temperatura iz zagrijača treba biti veća za 4°C da bi se kompenzirali gubici topline u cjevovodu između zagrijača i motora. Zagrijači se dimenzioniraju tako da svaki može prihvatiti sveukupni tok goriva prema motoru, a trebaju održavati viskozitet od 15×10^{-6} m²/s $\pm 5\%$ na ubrizgačima. Minimalni dozvoljeni viskozitet je $1,4 \cdot 10^{-6}$ m²/s zbog mogućnosti oštećenja ubrizgača od visokog tlaka goriva.

Minimalni toplinski kapacitet zagrijača može se izračunati kao:

$$P = m \cdot c_p \cdot \Delta T$$

gdje je:

- P - potrebna količina topline (kW),
- m - kapacitet cirkulacijske pumpe (kg/s),
- ΔT - temperaturni prirast u zagrijaču (K),
- c_p - specifični toplinski kapacitet (kJ/kgK).

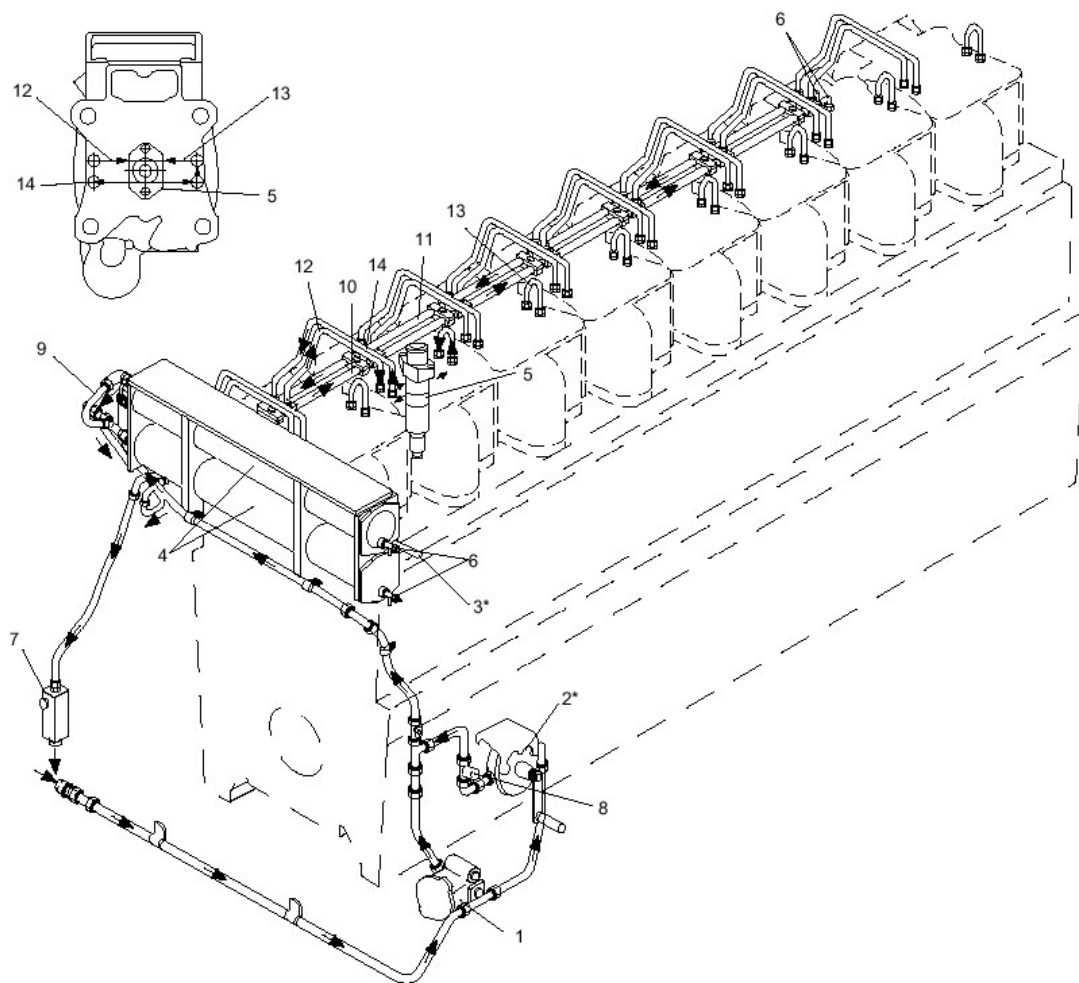
4.4.1.10 Tlačni filter goriva

Ugrađuju se na dobavnom vodu goriva, točno ispred motora. Oni obrađuju ukupni cirkulacijski tok goriva. Filteri se griju, a sadrže diferencijalne mjerače tlaka, alarm i usmjerne ventile, u slučaju promjene rada filtera uslijed zaprljanja.

Karakteristike filtera su slijedeće:

- radna temperatura (38°C do 140°C),
- viskozitet goriva (15×10^{-6} m²/s $\pm 5\%$),
- projektni tlak (do 10×10^5 Pa),
- finoća filtera 5 μm
- maksimalni pad tlaka - čisti filter ($0,14 \times 10^5$ Pa),
 - nečisti filter ($0,84 \times 10^5$ Pa),
 - alarmno stanje ($1,03 \times 10^5$ Pa).

Izvedba sustava goriva koji se nalazi na motoru prikazana je na slici 4.49.



- | | | | |
|----|---|-----|--------------------------|
| 1. | Pretočna pumpa goriva (smještena na motoru) | 8. | Spoj za nuždu |
| 2. | Ručna predpumpa goriva | 9. | Izlaz filtriranog goriva |
| 3. | Filter goriva (kućište) | 10. | Dobavni cjevovod goriva |
| 4. | Filter goriva | 11. | Cjevovod povrata goriva |
| 5. | Rasprskič sa VT pumpom | 12. | Gorivo u rasprskič |
| 6. | Ispust | 13. | Mimovod goriva |
| 7. | Regulator tlaka goriva | 14. | Povrat goriva |

Slika 4.49. Dio sustava goriva smješten na motoru, [13]

4.4.2 Sustav ulja

Pored podmazivanja (smanjivanja trenja), ulje hladi, štiti od korozije, ispire motor od nečistoća i poboljšava brtvljenje, pa stoga sustav ulja možemo podijeliti na sustav

podmazivanja, koji je tvornički instaliran i testiran kao integralna komponenta motora i sustav skladištenja i održavanja ulja, kao nezavisnu cjelinu.

4.4.2.1 Sustav podmazivanja

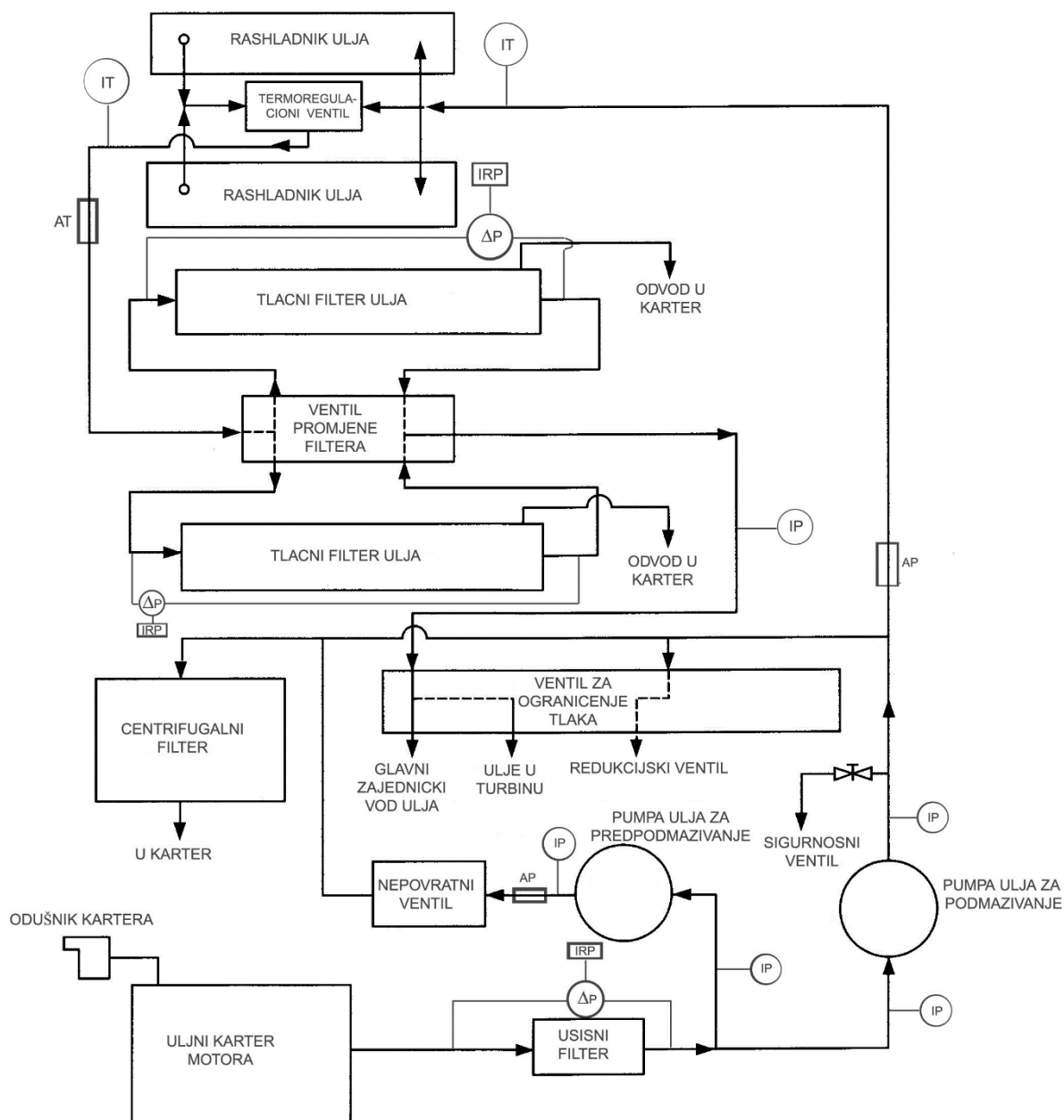
Shema sustava podmazivanja prikazana je na slici 4.50., gdje je prikazan sustav ulja kojeg glavnog motora. Pumpa ulja usisava ulje preko usisnog filtera iz kartera motora, te kroz termoregulacijski ventil, rashladnik i trostruki fini filter tlači ulje u glavni zajednički vod, odakle se ono dovodi ograncima do svakog ležaja posebno. Jednim dijelom ulje iz ležaja curi nazad u karter motora, a drugim dijelom se preko ležajeva ojnice raspršuje i podmazuje košuljicu cilindra. Na tlačnom vodu odmah iza pumpe ulja postavlja se ventil za ograničenje tlaka koji se sastoji od sigurnosnog ventila, te se ulje vraća natrag u karter motora da se spriječe oštećenja na komponentama sustava za podmazivanje i od redukcijskog ventila (eng. bypass), šaljući višak ulja natrag u karter motora; održavajući tako konstantan tlak u sustavu ovisno o varijacijama ulaznog tlaka.

Ventil za ograničenje tlaka ima još zadatak održavati konstantan tlak ulja za podmazivanje ležaja turbopuhala. Pomoću termoregulacijskog ventila, dio ulja se propušta mimo rashladnika, čime se osigurava održavanje temperature ulja na zadanoj vrijednosti. Pumpa predpodmazivanja mora biti u sustavu, jer ulje prije upućivanja motora mora zadovoljiti kriterije viskoznosti, temperature i tlaka. Na tlačnoj strani pumpe predpodmazivanja mora biti ugrađen nepovratni ventil, koji služi za sprječavanje toka ulja visokog tlaka kroz nju za vrijeme rada motora. U svrhu čišćenja ulja od sitnih nečistoća, propušta se za vrijeme rada motora 3÷4% ulja kroz centrifugalni filter u tank motora. Pri višekratnoj cirkulaciji postepeno se tako sve ulje očisti.

Dijelovi sustava podmazivanja su:

Usisni filter ulja

Usisni filter ulja smješten je između usisne rešetke i usisne cijevi. Kućište filtera je od nehrđajućeg čelika, a ima mrežicu s 650 mikronskim ekranom i magnetskim ulošcima. Usisni filter je opskrbljen s diferencijalnim tlačnim mjeračima, koji će pokazuju kada je potrebno ručno čišćenje filtera.



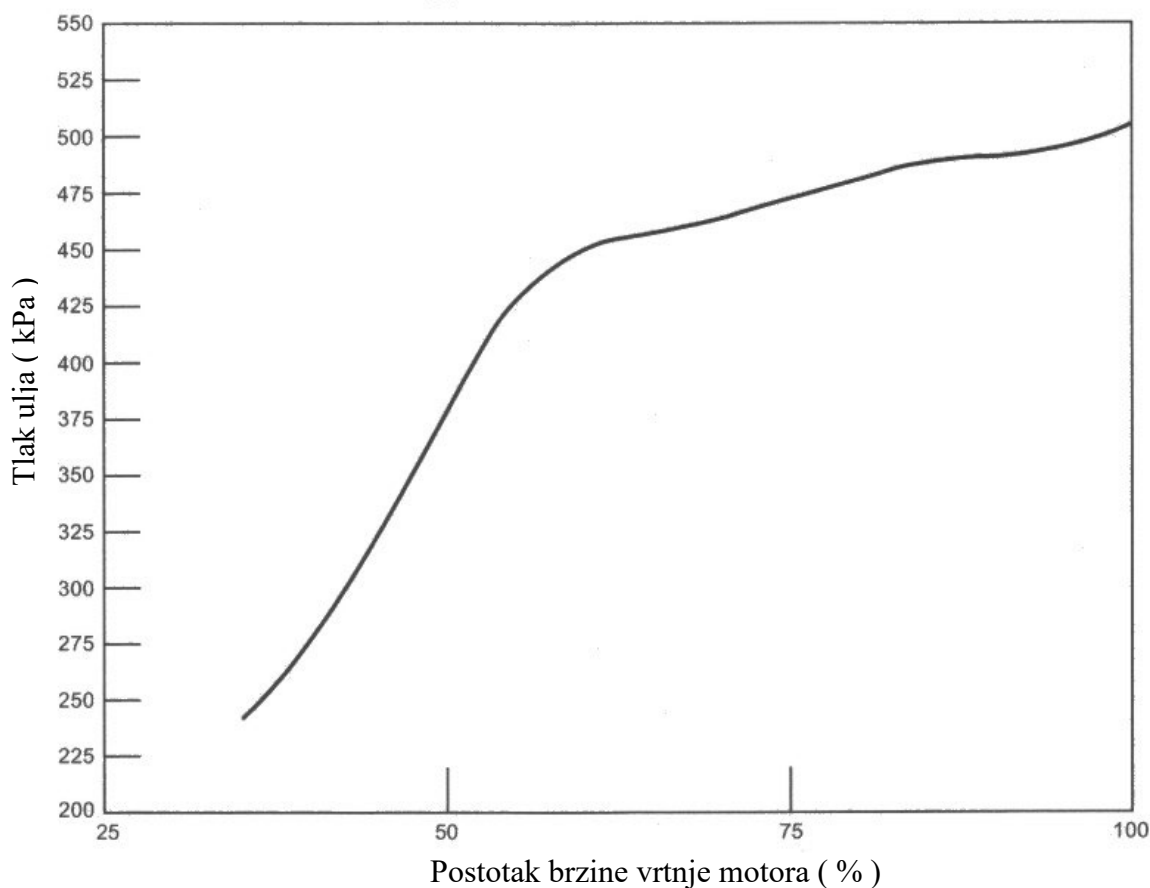
Slika 4.50. Sustav ulja glavnog motora, [13]

Pumpa ulja za podmazivanje

Uglavnom se koriste zupčaste pumpe uljaza podmazivanje motora, jer nisu osjetljive na visoki viskozitet ulja. One su samosisne pumpe s kontinuiranom dobavom. Pumpa ulja za podmazivanje je privješana. Dobavljaju više ulja nego što motor zahtjeva pri određenom režimu rada, a time se postižu viši tlakovi podmazivanja pri malim brojevima okretaja motora, te osigurava dovoljna količina ulja kada je motor istrošen, kao što je prikazano na slici 4.51.

Glavni parametri pumpe ulja su (Caterpilla 3600) :

- protok ulja (0,013 m³/s),
- radni tlak (4,3 x 10⁵ Pa),
- radna temperatura ulja (90°C),
- viskozitet ulja (75 x 10⁻⁶ m²/s).



Slika 4.51. Međuovisnost brzine vrtnje motora i tlaka ulja

Pumpa ulja za predpodmazivanje

Neke pumpe za predpodmazivanje mogu biti ugrađene na motoru, dok se pumpe većih kapaciteta zasebno ugrađuju. Mogu biti pogonjene elektromotorima ili komprimiranim zrakom. Da bi se spriječila pojava kavitacije na usisu pumpe, maksimalna brzina uljnog toka ne smije biti veća od 1,5(m/s).

Karakteristike pumpe za predpodmazivanje (Caterpillar 3600):

- protok (1,3 x 10⁻³ m³/s),
- radni tlak (1,72 x 10⁵ Pa),
- radna temperatura (21°C),
- viskozitet za projektiranje (340 x 10⁻⁶ m²/s).

Rashladnik ulja

Rashladnik ulja mora održavati predviđenu temperaturu ulja motora od 85 °C. Upotrijebljiva je cjevasti uljni rashladnik s dvostrukim tokom strujanja vode za hlađenje kroz cijevi i jednostrukim tokom strujanja ulja oko cijevi, s usmjerivačem toka strujanja. Rashladnik ulja treba biti tako projektiran da ulje u njemu ima najmanji viskozitet pri najvećoj mogućoj temperaturi vode za hlađenje. Brzina strujanja ulja je od 1.0 do 1.5 m/s, a vode 0.5 do 1.2 m/s. Površina rashladnika se izračunava prema izrazu :

$$P = k \cdot A \cdot \Delta t \quad \text{gdje je:}$$

- P - količina topline odvedena u hladnjaku u jedinici vremena (W)
 A - rashladna površina rashladnika (m²)
 k - koeficijent proalza topline (W/m² K) ; obično iznosi od 230 - 470 (W/m² K)
 ΔT - temperaturna razlika između prosječne temperature rashladne vode i prosječne temperature ulja

Karakteristike rashladnika ulja su (Caterpillar 3600) :

- protok ulja (0,013 m³/s),
- maksimalni pad tlaka na uljnoj strani (0,5 x 10⁵ Pa),
- maksimalni viskozitet ulja (1000 x 10⁻⁶ m²/s),
- viskozitet ulja (75 x 10⁻⁶ m²/s pri 50°C).

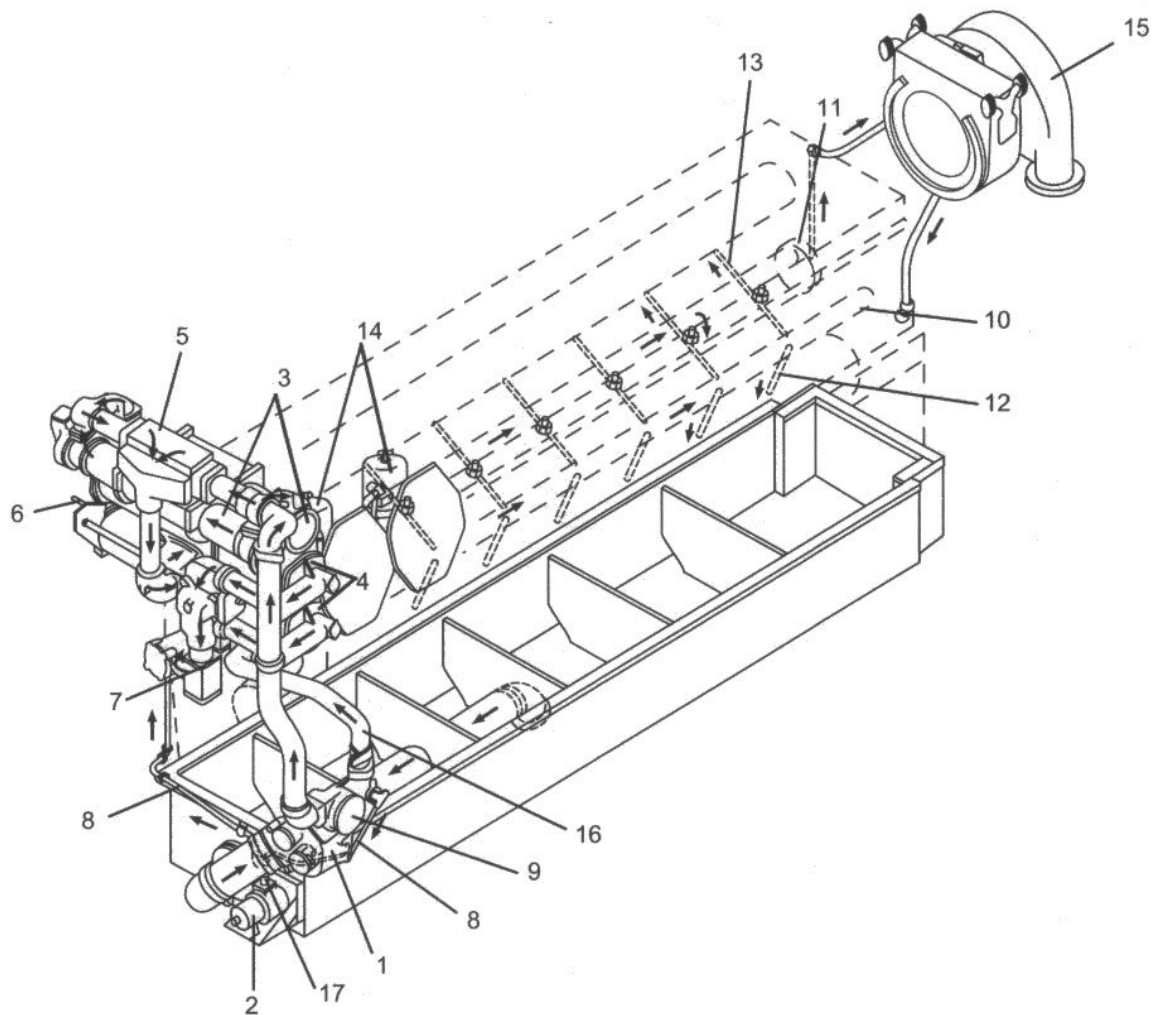
Tlačni fini filteri

Tlačni fini filteri zadržavaju sitne čestice 20(μm), a osim toga i smolasto asfaltne tvari, te organske kiseline. Za filtriranje se upotrebljavaju ulošci napunjenifilterskim materijalom, koji se mogu mijenjati dok motor radi. Maksimalni vijek trajanja filtera je 1000 sati ili kad pad tlaka kroz filter bude veći od 1,04 x 10⁵(Pa).

Centrifugalni filteri

Često se za fino filtriranje upotrebljavaju centrifugalni filteri koji se pogone silom reakcije ulaznog ulja. Oni su prikladni i za odstranjivanje vode iz ulja, a uklanjaju vrlo male, mikronske veličine krutih čestica i mogu produžiti vijek trajanja tlačnih filtera, ali ne preko 1000 sati. Svaki centrifugalni filter ima kapacitet do 3,6 kg nečistoća i zahtjeva čišćenje nakon 1000 radnih sati.

Shema izvedbe ovog sustava na (Caterpillar 3600) motoru prikazana je na slici 4.52.



- | | | | |
|----|-------------------------------|-----|---------------------------------|
| 1. | Pumpa ulja | 10. | Vod ulja za turbopuhalo |
| 2. | Pumpa ulja predpodmazivanja | 11. | Vod ulja za podmazivanje ležaja |
| 3. | Rashladnik ulja | 12. | Ulje u ležajeve |
| 4. | Tlačni filter ulja | 13. | Ulje na bregastom vratilo |
| 5. | Kućište termostatskog ventila | 14. | Centrifugalni filteri |
| 6. | Ventil promjene rada filtera | 15. | Turbopunjač |
| 7. | Ventil za ograničenje tlaka | 16. | Mimovod ulja |
| 8. | Ulje u centrifugalne filtere | 17. | Nepovratni ventil |
| 9. | Ispust ulja u nuždi | | |

Slika 4.52. Komponente sustava podmazivanja na Caterpillar-ovom motoru serije 3600, [13]

4.4.2.2 Sustav skladištenja i održavanja ulja

Na slici 4.53. prikazana je shema cjevovoda i tankova ulja za podmazivanje, a sastoji se od:

- skladišni tank čistog ulja,
- skladišni tank prljavog ulja,
- skladišni tank regeneriranog (obnovljenog) ulja,
- pričuvna pumpa ulja i predpodmazivanja (iste karakteristike kao i privjesne),
- protočna (transfer) pumpa ulja,
- separator ulja sa grijačem i dobavnom pumpom.

Skladišni tankovi čistog, prljavog i regeneriranog ulja

Prilikom projektiranja kapaciteta tankova čistog, prljavog i regeneriranog ulja treba uzeti u obzir :

- broj instaliranih motora,
- volumen kartera ; ovisi o snazi motora i iznosi $1,5 \text{ dm}^3/\text{kW}$,
- potrošnja ulja ; $0,5 \div 1 \text{ g/kWh}$,
- sadržaj ulja u sustavu podmazivanja ; iznosi $1 \text{ dm}^3/\text{kW}$.

Svaki tank mora imati sljedeće priključke: naljevni ventil, cijevne sonde za mjerenje razine, nivokazno staklo, termometar, odušnik i grijače. Potrebno je održavati temperaturu ulja u tankovima od $38 \text{ }^\circ\text{C}$. Motor se može ispuniti s čistim uljem preko transfer pumpe, centrifugalnog separatora ili gravitacijski. Kada se koristi pročišćavanje ulja preko centrifugalnog separatora s punim protokom, tada se koristi tank nečistog ulja. Ulje se iz motora treba prebaciti u tank nečistog ulja s transfer pumpom, a zatim se preko separatora nakon taloženja, očisti i prebaci u tank regeneriranog ulja gdje se izvrši analiza i dodaju potrebni aditivi. Takvo ulje je spremno za ponovnu upotrebu. S povećanjem ekoloških zahtjeva i uvođenjem novih propisa, odlaganje istrošenog ulja za podmazivanje nije uvijek moguće, pa se kod Caterpillar-ovih motora serije 3600 omogućuje izgaranje ulja za podmazivanje zajedno s lakim gorivom. Udio isluženog ulja u odnosu na lako gorivo ne smije prijeći 5% jer može doći do preranog začepljenja filtera.

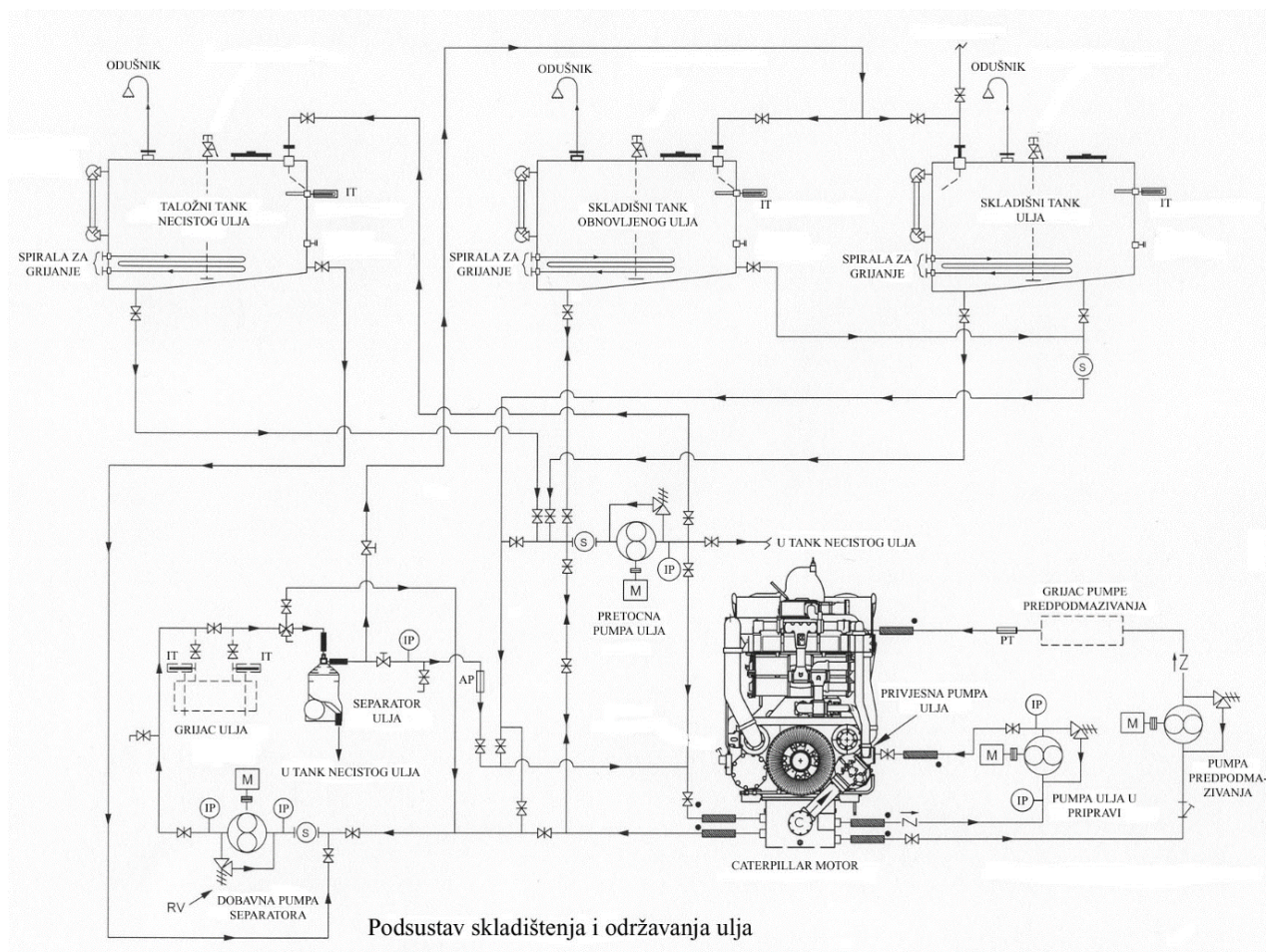
Pretočna transfer pumpa ulja

Za pretočnu transfer pumpe ulja koriste se vijčane pumpe, zbog velikog kapaciteta i neosjetljivosti na viskozitet i nečistoću medija. Pumpa je pogonjena preko reduktora i zaštićena sa prekotlačnim ventilom. Karakteristike pumpe su sljedeće (Caterpillar 3600) :

- kapacitet ($3,2 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$),
- radni tlak ($3,45 \times 10^5 \text{ Pa}$),
- radna temperatura ($130 \text{ }^\circ\text{C}$),
- viskozitet za dimenzioniranje el. motora ($1000 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$).

Centrifugalni separator ulja

Ulje za podmazivanje diesel motora onečišćeno je metalnim česticama, ostacima od izgaranja (garež), hrđom i produktima oksidacije asfalta. Voda je također prisutna u ulju kao kondenzat ili zbog propuštanja iz rashladnog sustava. Upotreba teških goriva za rad kod motora znatno utječe na onečišćenje, jer određene količine organskih ili anorganskih kiselina, nastalih za vrijeme izgaranja u cilindru, uz stap cilindra, djelomično ulaze u karter motora. Zbog toga je važno da se nečistoće kontinuirano odstranjuju iz ulja, što se kvalitetno obavlja u centrifugalnom separatoru.



Slika 4.53. Sustav ulja s tankovima, [13]

Centrifugalni separator ulja je samočistilac i predviđen je za neprekidnu separaciju. Količina toka ulja ovisi o režimu rada motora, tj. o izlaznoj snazi motora. Ulje se mora kontinuirano pročišćavati s minimalnim tokom od $0,13 \text{ dm}^3/\text{kWh}$. Dopušta se da motor može raditi maksimalno osam sati bez čišćenja ulja. Za određivanje veličine ili protočnog kapaciteta koristi se izraz:

$$Q = \frac{P \cdot q}{\rho}$$

gdje je:

- Q - zahtijevani protok (m^3/h),
- P - maksimalna kontinuirana snaga motora (kW),
- ρ - gustoća ulja (kg/m^3),
- q - minimalni specifični protok ulja (kg/kWh).

Grijači centrifugalnog separatora

Snaga grijača centrifugalnog separatora se određuje prema kapacitetu dobavne pumpe, odnosno kapacitetu centrifugalnog separatora i prema zahtjevanom temperaturnom prirastu između kartera i separatora. Konačna izlazna temperatura je od $80^\circ C \div 90^\circ C$, zavisno o vrsti i kvaliteti ulja. Ostali zahtjevi za su :

- temperatura ulja $98^\circ C$, za motore kod kojih se centrifugiranje odvija za vrijeme rada motora (mimovodni način separiranja),
- ako centrifugalni separatori rade kad je motor van pogona, grijač treba zagrijavati ulje da se omogući separiranje punim protokom,
- na predgrijaču mora se ugraditi termostat koji će održavati temperaturu ulja unutar $62^\circ C$.

Dobavna pumpa centrifugalnog separatora

Dobavne pumpe centrifugalnog separatora su vijčanog tipa, otporne na visoke temperature. Dimenzioniranje se vrši prema maksimalnom viskozitetu ulja i kapacitetu centrifugalnih separatora.

Parametri pumpe su :

- radni tlak ($3 \times 10^5 Pa$),
- radna temperatura ulja ($95^\circ C$),
- maksimalni viskozitet ulja ($1000 \times 10^{-6} m^2/s$).

Pumpa ulja u pripremi također ima iste karakteristike.

4.4.3 Sustav rashladne vode

Održavanje dozvoljenih temperatura u režimu rada diesel motora moguće je samo odvođenjem dijela topline koja nastaje izgaranjem goriva i dijela topline koja nastaje zbog trenja u ležajevima.

Odvođenje topline hlađenjem smanjuje količinu topline koja se može pretvoriti u mehanički rad. Zbog toga količina topline, koja se odvodi hlađenjem, mora biti minimalna količina topline

koja osigurava normalan rad motora. Blok shema sustava rashladne vode prikazana je na slici 4.54. Ona predstavlja kombinirani krug (poznat kao jedan krug) sustava rashladne vode, a karakterizira ga jedan izmjenjivač topline koji se hladi morskom vodom. Sastoji se od kruga nisko-temperaturne vode koja služi za rashlađivanje ispirnog zraka i ulja za podmazivanje, te visoko-temperaturne vode koja odvodi toplinu s bloka motora.

U cilju sprječavanja previsokih temperatura ispirnog zraka, proračunska temperatura rashladne vode nisko temperaturnog kruga je 32 °C, imajući u vidu maksimalnu temperaturu mora. Pumpa nisko-temperaturnog kruga usisava vodu temperature 32 °C iz ekspanzijskog tanka motora i paralelno je tlači u rashladnik ispirnog zraka i rashladnik ulja za podmazivanje. S obzirom da su odvedene topline iz tih rashladnika različite, i temperature vode na izlazima iz rashladnika su različite, pa u cilju izjednačavanja temperature rashladna voda odvodi u komoru za miješanje.

Na usisu pumpe visoko-temperaturnog kruga nalazi se termoregulacijski ventil koji održava temperaturu rashladne vode prije ulaza u motor na 93 °C, uzimajući vodu nisko-temperaturnog kruga iz komore za miješanje, sa dijelom zagrijane izlazne vode iz motora. Tako regulirana rashladna voda ulazi u rashladni prostor motora gdje odvodi toplinu iz bloka motora, cilindarske glave i kućišta turbopunjača. Zagrijana voda iz motora temperature 99(°C), zajedno s djelom rashladne vode nisko-temperaturnog kruga, odvodi se preko komore za izjednačavanje (temperatura) i termoregulacijskog ventila u rashladnik vode i natrag u ekspanzijski tank.

Ekspanzijski tank

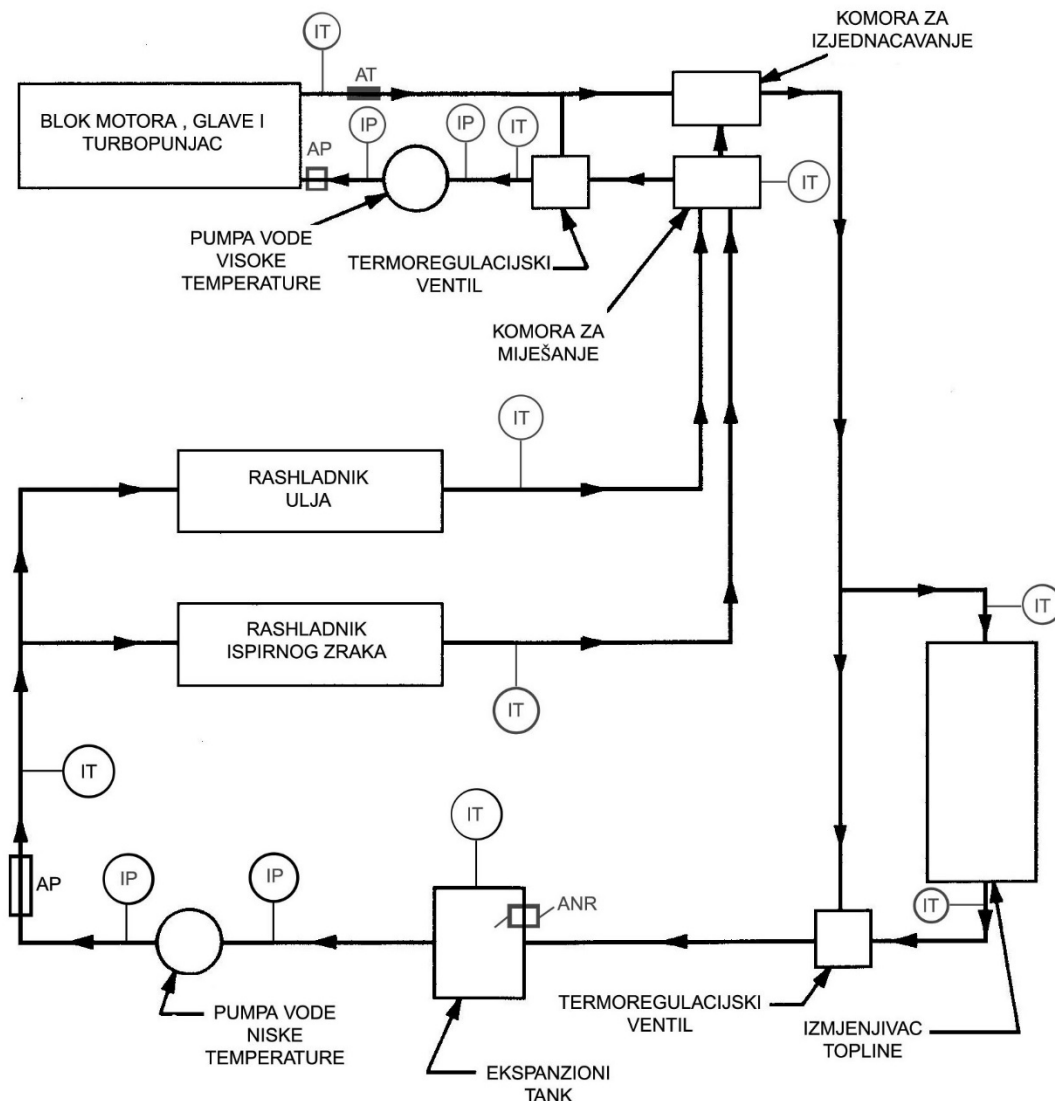
Ekspanzijski tankovi sadržavaju:

- potreban volumen za rashladni medij,
- alarm razine rashladnog medija,
- vodokazno staklo,
- prostor za odzračivanje,
- termometar,
- priključak za odvod i dovod.

Minimalna razina vode u ekspanzijskom tanku treba biti na najvišoj točki sustava rashladne vode, u bilo kojem položaju broda zbog sprečavanja stvaranja zračnih jastuka u sustavu. Prostor za odzračivanje mora biti takve veličine i pregrađen da usporava tok vode na 0,6(m/s), jer se zrak od vode odvaja tek pri malim brzinama. Volumen ekspanzijskog tanka mora biti dostatan za širenje rashladnog medija, a računa se prema izrazu :

$$V_T = V_V + V_{VP}$$

- V_T - min. volumen eks. Tanka (m³)
- V_V - ekspanzionivolemen = ukupni volumen sustava x proračun ekspanzije, (m³),
- proračun ekspanzije; uzima se iz tablica, a ovisi o radnom mediju,
 - ukupni volumen sustava ; volumen rashladnog prostora motora + volumen vanjskih krugova,
- V_{VP} - rezerva kapaciteta = 5÷10 % V_V



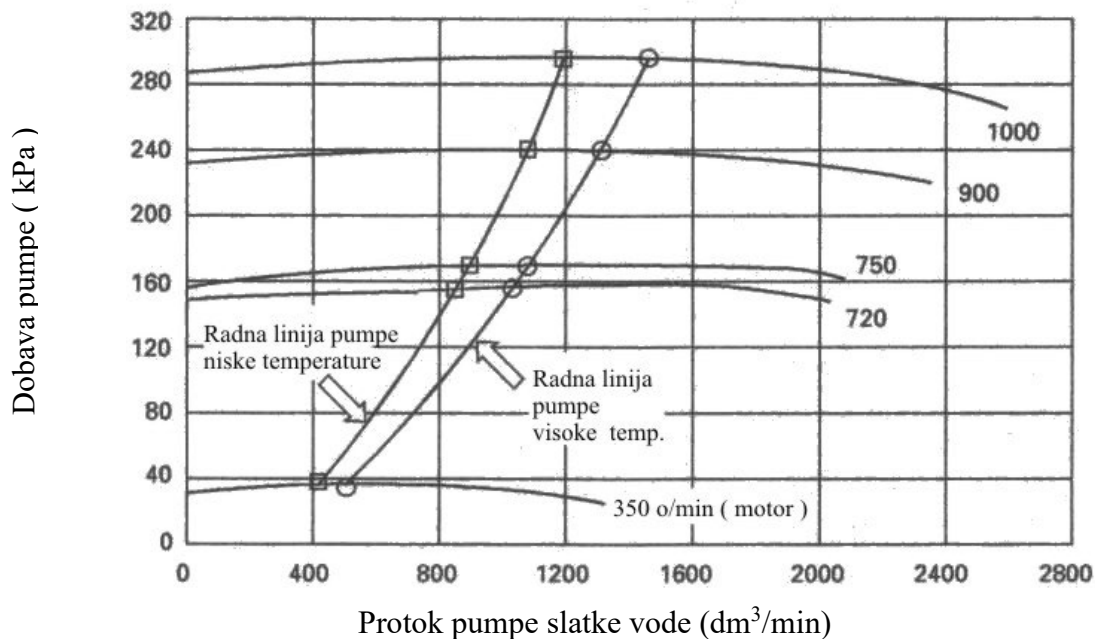
Slika 4.54. Sustav rashladne vode, [13]

Pumpa rashladne vode niske temperature (Caterpillar 3600)

Pumpa je centrifugalnog tipa

- protok rashladne vode ($0,2 \text{ m}^3/\text{s}$),
- razlika tlaka ($2,3 \times 10^5 \text{ Pa}$),
- normalna radna temperatura ($32 \text{ }^\circ\text{C}$),
- radna temperatura (max. $38 \text{ }^\circ\text{C}$).

Kapacitet pumpe mora biti s tolerancijom od 0% do 10% i mora omogućiti hlađenje glavnog motora. Razlika u tlaku između pumpi mora biti određena na bazi ukupnog pada tlaka u motoru. Karakteristika pumpe slatke vode prikazana je na slici 4.55..



Slika 4.55. Međuviznost tlaka i protoka rashladne centrifugalne pumpe slatke vode

Rashladnik ispirnog zraka

Rashladnik ispirnog zraka je sastavni dio motora.
Glavni parametri rashladnika su (Caterpillar 3600) :

- toplina koja se odvodi (341 kW),
- protok rashladne vode (0,02 m/s),
- pad tlaka na strani rashladne vode ($0,5 \times 10^5$ Pa),
- temperatura ulazne rashladne vode (32 °C),
- maksimalna temperatura ulazne rashladne vode (38 °C).

Rashladnik ulja motora

Glavni parametri rashladnika ulja su (Caterpillar 3600):

- toplina koja se odvodi (185 kW),
- protok rashladne vode (0,02 m/s),
- pad tlaka na strani rashladne vode ($0,2 \times 10^5$ Pa),
- temperatura ulazne rashladne vode (32 °C),
- maksimalna temperatura ulazne rashladne vode (38 °C).

Pumpa vode visoko-temperaturnog kruga

Pumpa je centrifugalnog tipa.
Glavni parametri pumpe su (Caterpillar 3600) :

- protok rashladne vode ($0,024 \text{ m}^3/\text{s}$),
- razlika tlaka ($2,3 \times 10^5$ Pa),
- nazivna radna temperatura (93 °C),

- odvođenje topline kroz blok motora (373 kW).
Kapacitet pumpe mora biti s tolerancijom od 0% do 10% . Navedeni kapacitet dostatan je samo za glavni motor.

Termoregulacijski ventil rashladne vode visoko-temperaturnog kruga

Temperaturno kontrolni sustav rashladne vode je opremljen sa troputnim ventilom za miješanje vode, koji dio ili svu rashladnu vodu niskotemperaturnog kruga usmjerava kroz blok motora. Senzori se postavljaju na ulazu glavnog motora, a temperatura se održava od 88°C do 98°C.

Termoregulacijski ventil rashladne vode niskotemperaturnog kruga

To je troputni ventil (miješajući ventil) koji dio ili svu rashladnu vodu usmjerava kroz rashladnik. Osjetnik je postavljen na izlazu iz termoregulacijskog ventila, a područje regulacije temperature je od 27°C do 37°C.

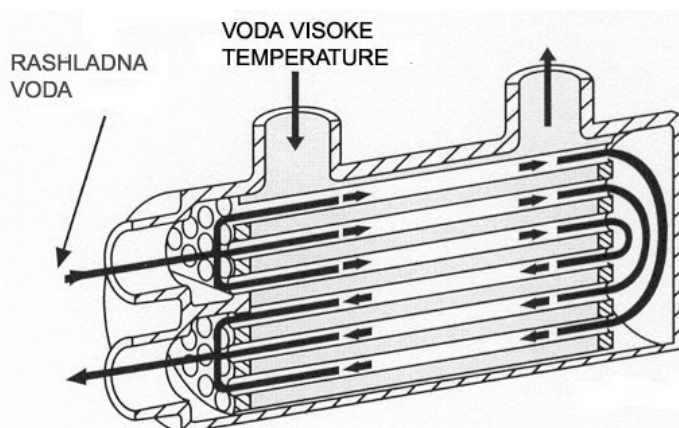
Rashladnik vode motora

Minimalna veličina rashladnika vode mora osigurati da temperatura rashladnog medija na usisu pumpe nisko-temperaturnog kruga ne smije prelaziti 38 °C, uz maksimalnu očekivanu temperaturu okoline, pri maksimalnoj snazi motora, kod maksimalne temperature morske vode, te uz uvjet onečišćenosti morske vode. Izvedba izmjenjivača topline ovisi o protoku morske vode i razlici temperature, a prikazane su na slici 4.56..

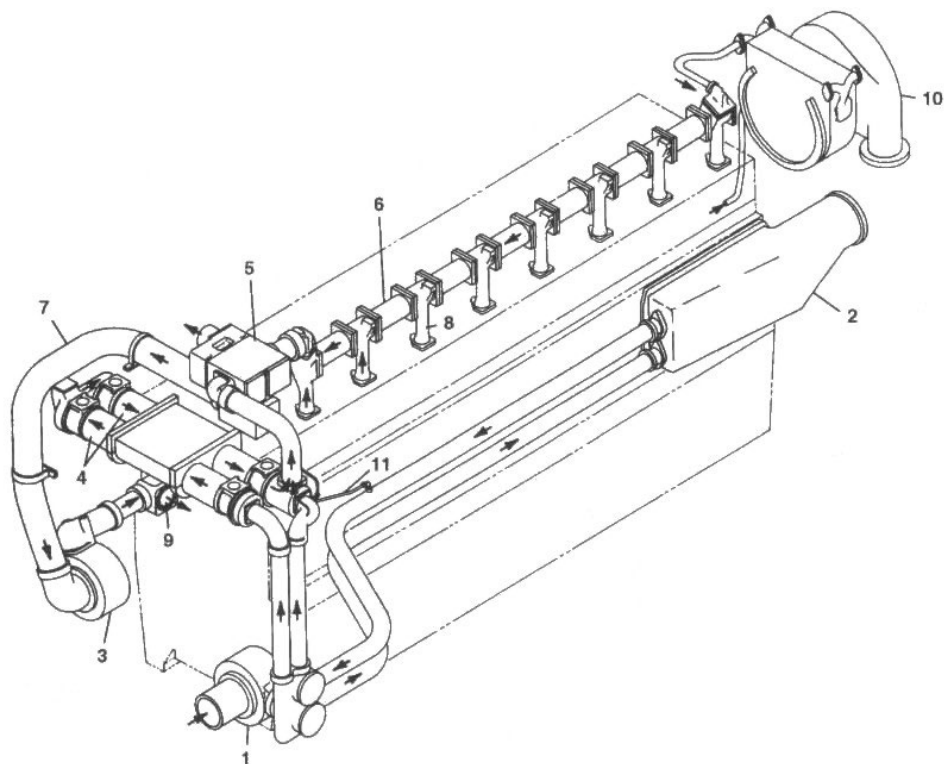
Da bi se cijevi rashladnika vode mogle lako očistiti, morska voda obično prolazi kroz cijevi, a rashladni medij motora oplakuje cijevi. Na slici 4.57. prikazan je sustav ugradnje rashladnog sustava na glavnom motoru.

Parametri rashladnika su (Caterpillar 3600):

- odvođenje topline (899 kW),
- protok rashladne vode (0,022 m³/s),
- maksimalni pad tlaka na vodenoj strani (0,2 x 10⁵ Pa).



Slika 4.56. Rashladnik vode glavnog motora, [13]



- | | |
|----------------------------------|---------------------------|
| 1. Pumpa vode niske temperature | 7. Mimovod |
| 2. Rashladnik ispirnog zraka | 8. Voda iz glava motora |
| 3. Pumpa vode visoke temperature | 9. Voda u blok motora |
| 4. Rashladnik ulja | 10. Turbopunjač |
| 5. Termostat | 11. Cijev za odzračivanje |
| 6. Glavna cijev vode | |

Slika 4.57. Prikaz ugradnje rashladnog sustava na glavnom motoru(Caterpillar 3600), [13]

4.4.4 Sustav morske vode

Na prvim brodskim rashladnim sustavima morska voda se koristila izravno za hlađenje porivnih i pomoćnih Diesel motora i za rashlađivanje zraka u međustupnjevima zračnih kompresora. Glavni nedostatak ovakvog sustava je nemogućnost korištenja visokih temperatura rashladnog sredstva, što utječe na smanjenje efektivne snage motora i povećanje specifičnog potroška goriva, kao i nemogućnost njegovog održavanja.

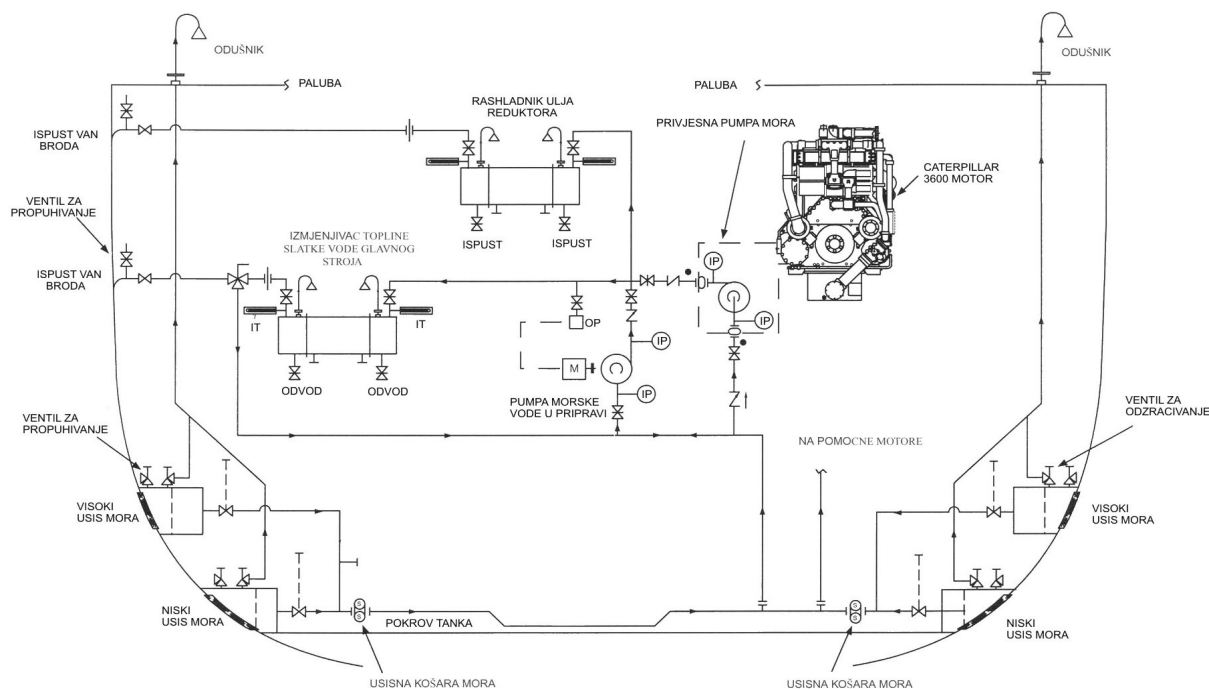
Danas se sustav morske vode većinom primjenjuje kao indirektan sustav hlađenja, tj. za hlađenje rashladne vode. Slika 4.58. prikazuje tipični jednostavni sustav rashladne morske vode za brodске motore. Rashladna voda se hladi morskom vodom koja je temperature 5(°C) do 32(°C). Budući da su ulje za podmazivanje i ispirni zrak hlađeni direktno vodom iz kruga rashladne slatke vode, potreban je samo jedan izmjenjivač topline, što smanjuje sustav cjevovoda morske vode, a samim time i troškove ugradnje. Rezultat toga je veća trajnost, manji problemi s korozijom i manji troškovi održavanja.

Morsku vodu usisava privjesno centrifugalna pumpa morske vode preko usisnih košara, glavnog ventila mora i usisa mora. Pumpa tlači morsku vodu u rashladnik slatke vode i ulja za podmazivanje reduktora, te se cjevovodom preko nepovratnog ventila vraća u more. Da bi se mogla regulirati ulazna temperatura morske vode, postavljen je vod s kojim se izlazni tok morske vode može preko ventila za usmjeravanje miješati s usisanom morskom vodom. Ovaj sustav sadrži pumpu morske vode u pripravnosti, koja je na električni pogon i kao privjesna postavljena je ispod minimalnog gaza broda, da bi se omogućio minimalni tlak na usisu pumpi.

Dijelovi sustava morske vode su:

Usis mora

Sa svake strane broda izveden je po jedan niski usis mora i po jedan visoki usis mora za plovidbu u plitkim vodama. Postavljeni su i konstruirani tako da smanjuju ulazne gubitke, i da zadržavaju što manje mulja i zraka od spoja izvan broda. Usis morske vode mora imati galvaniziranu rešetku smještenu na oplati broda. Rešetka mora imati minimalnu slobodnu površinu 1,5 puta veću od površine usisne strane glavnog ventila mora. Usis mora mora sadržavati ventil za odzračivanje koji je smješten između pregrade i oplate broda i ventil pare ili komprimiranog zraka za čišćenje rešetke. Unutrašnjost usisa se zaštićuje premazima protiv obraštanja i cinkovim anodama.



Slika 4.58. Sustav morske rashladne vode, [13]

Usisne košare mora

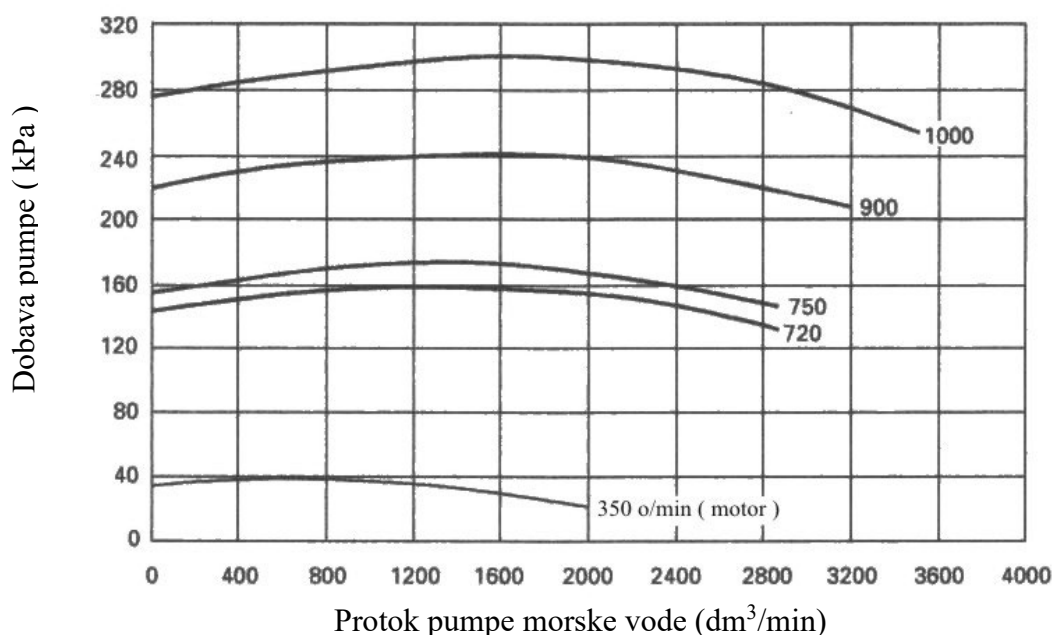
Da bi se zadržale krute nečistoće i na taj način zaštitile pumpe od oštećenja koriste se usisne košare morske vode. Smještene su na glavnom cjevovodu mora i postavljene tako da je omogućeno njihovo čišćenje. Obično su napravljene od bronce i galvaniziranog lijevanog čelika, a sito je napravljeno od nehrđajućeg čelika s promjerom otvora od 5(mm). Veličina otvora mora biti manja od promjera otvora na izmjenjivaču topline, da bi se smanjilo prolaz

nečistoća kroz izmjenjivač. Svaka košara mora biti opremljena s diferencijalnim manometrom ili alarmom za rano upozorenje začepljenja košara, ako je maksimalni pad tlaka veći od $0,7 \times 10^5$ (Pa). Košare moraju imati također zaštitnu cink anodu. Pumpa morske vode

Pumpa je centrifugalnog tipa, a glavni parametri su (Caterpillar 3600):

- protok morske vode ($0,018 \text{ m}^3/\text{s}$),
- razlika tlaka ($2,5 \times 10^5 \text{ Pa}$),
- normalna radna temperatura ($10 \div 32 \text{ }^\circ\text{C}$).

Kapacitet pumpe morske vode određuje se u ovisnosti o tipu korištenog rashladnika, o gubitku topline kroz blok motora i ulaznoj temperaturi mora.



Slika 4.59. Međuovisnost protoka i tlaka centrifugalne pumpe mora

Rashladnik s morskom vodom

Glavni parametri rashladnika s morskom vodom su (Caterpillar 3600):

- odvođenje topline (899 kW),
- protok rashladne slatke vode ($0,022 \text{ m}^3/\text{s}$),
- protok morske vode ($0,081 \text{ m}^3/\text{s}$),
- maksimalni pad tlaka na strani rashladne vode ($0,2 \times 10^5 \text{ Pa}$),
- maksimalni pad tlaka na strani morske vode ($0,2 \times 10^5 \text{ Pa}$),
- maksimalna temperatura ulazne morske vode ($32 \text{ }^\circ\text{C}$).

Gubici topline i protok morske vode uzimaju u obzir tropske uvjete i to temperaturu morske vode $32(^\circ\text{C})$. i temperaturu zraka $45(^\circ\text{C})$.. Ventili se moraju ugraditi prije i poslije rashladnika, da bi se mogla regulirati brzina protoka mora i tako izbjegnula erozija u cijevima rashladnika vode. Maksimalna brzina kroz cijevi rashladnika ne smije prelaziti $2,5(\text{m/s})$.

Rashladnik ulja reduktora

Brodski reduktori imaju iskoristivost 97% pa se približno odvedena toplina može izračunati prema izrazu:

$$Q = P \times f$$

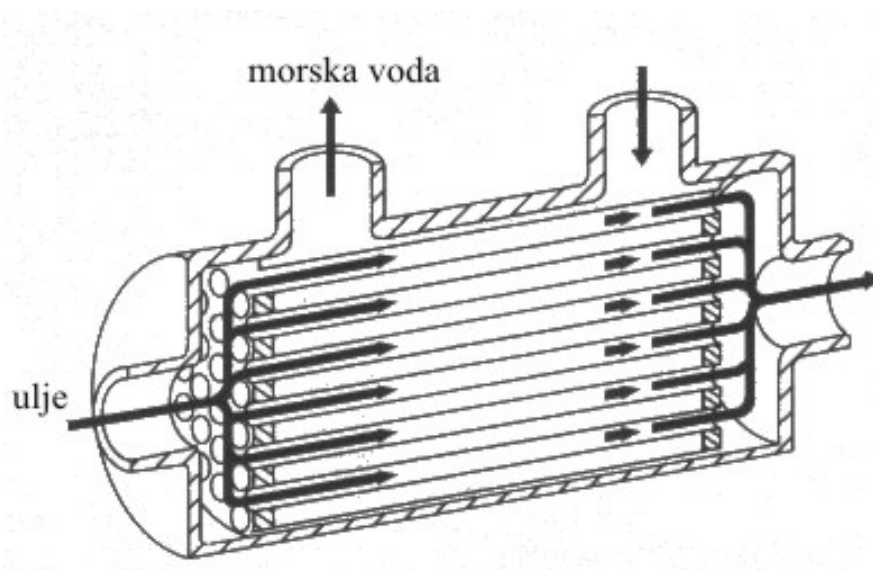
gdje je:

- Q - odvedena količina topline (kW),
- P - snaga motora (kW),
- f - koeficijent gubitka snage reduktora, a iznosi 0,03.

Glavni parametri rashladnika ulja su (Caterpillar 3600) :

- protok ulja (0,017 m³/s),
- protok morske vode (0,081 m³/s),
- maksimalni pad tlaka na strani ulja (0,5 x 10⁵ Pa),
- maksimalni pad tlaka na strani morske vode (0,2 x 10⁵ Pa),
- temperatura ulja na izlazu iz rashladnika (45 °C).

U cilju sprječavanja znatnog porasta viskoziteta ulja ulazna temperatura morske vode u rashladnik, prikazan na slici 4.60., ne smije biti niža od 5(°C).



Slika 4.60. Rashladnik ulja reduktora, [13]

4.4.5 Dijagnostički sustavi

U okviru pojedinih sustava motora prate se pojedini parametri kao što su temperatura, tlak, protok i broj okretaja motora. Na osnovu tih parametara, uz poznavanje teorije rada tih sustava, vrijednosti njihovih parametara pri optimalnom radu sustava (dobivenih tijekom probnih vožnji), te njihovih pripadnih matematičkih simulacijskih modela, ekspert može doći do zaključaka o stanju sustava i njegovih elemenata. Praćenjem tih parametara u određenom vremenskom periodu moguće je odrediti trend ponašanja vrijednosti pojedinih parametara te na osnovu toga dijagnosticirati stanje unaprijed, tj. predvidjeti moguće stanje pojedinih sustava ili njihovih komponenti u budućnosti.

Parametri Diesel-ovog motornog sustava relevantni za dijagnostiku preporučeni su od proizvođača, s rasporedom osnovnih mjernih mjesta, a njihovo određivanje obradit će se sustavima i to tabelarno uz naznaku vrste signala i njegovog utjecaja na stanje radnog procesa motora (Tablica 4.14.).

Simboli označavaju:

IP	indikator tlaka (pritiska),
IT	indikator temperature,
IR	indikator razine,
IV	indikator viskoziteta,
IF	indikator protoka,
IRP	indikator razine tlaka s alarmom,
ANR	alarm niske razine,
AVR	alarm visoke razine,
AP	alarm tlaka,
AT	alarm temperature,
OT	osjetnik temperature za nadzor,
OP	osjetnik tlaka za nadzor,
OF	osjetnik protoka,
RV	regulacijski ventili,
VKP	ventil kontrole pare,
PF	kontaktor protoka,
PP	kontaktor tlaka,
PT	kontaktor temperature.

Tablica 4.14. Vrijednosti dijagnostičkih parametara za brodski motor Caterpillar serije 3600, [14]

Redni broj Simbol	Nadzirani parametri	Položaj mjernih vrijednosti	Alarm graničnih vrijednosti	Nominalne vrijednosti	Zaštitno djelovanje	Zaustavljanje rada stroja
1.1.	SUSTAV GORIVA					
1.1.1.	Sustav za skladištenje i prijenos teškog goriva					
IP	Tlak pretočne pumpe goriva	Iza pumpe		Po zahtjevu cjevovoda		
IP	Usis pretočne pumpe goriva	Ispred pumpe		$-0.5 \cdot 10^5$ Pa		
IR	Razina goriva	Taložni tankovi	Min / Max			
IT	Temperatura goriva	Taložni tankovi		60 °C		
IP	Usis dobavne pumpe goriva separatora	Ispred pumpe		$-0.5 \cdot 10^5$ Pa		
IP	Tlak dobavne pumpe goriva separatora	Iza pumpe		$5 \cdot 10^5$ Pa		
OT	Temp. davač regulatora pare	Iza grijača separatora		98 °C		
AVR	Razina taloga	Tank taloga	Max			
IR ANR/ AVR	Razina goriva	Dnevni tank teškog goriva	Min / Max			
IT	Temperatura goriva	Dnevni tank teškog goriva		60 °C		
IT	Temperatura goriva	Iza grijača separatora		98 °C		
1.1.2.	Sustav dobave goriva					

Redni broj Simbol	Nadzirani parametri	Položaj mjernih vrijednosti	Alarm graničnih vrijednosti	Nominalne vrijednosti	Zaštitno djelovanje	Zaustavljanje rada stroja
IR ANR/AVR	Razina goriva	Dnevni tank lakog goriva	Min / Max			
IT	Temperatura goriva	Dnevni tank lakog goriva		30 °C		
IP	Usis dobavne pumpe lakog goriva	Ispred pumpe		- 0.5·10 ⁵ Pa		
IP	Tlak dobavne pumpe goriva	Iza pumpe		6.9·10 ⁵ Pa		
OP	Tlak dobavne pumpe	Iza pumpe	Min 2.6·10 ⁵ Pa		Automatski uklj. pumpe u pripremi	
IF	Količina protoka	Tlačni vod goriva				
PF	Kontrola ventilacije	Tank za odzračivanje				
IT	Temperatura goriva	Tank za odzračivanje		60 °C		
IP OP	Tlak goriva	Tank za odzračivanje	Max 7·10 ⁵ Pa	5·10 ⁵ Pa	Regulacija odušnika tanka	
IP	Usis pumpe za cirkulaciju	Ispred pumpe		0.5·10 ⁵ Pa		
IP	Tlak pumpe za cirkulaciju	Iza pumpe		4.3÷6.7 · 10 ⁵ Pa		
IT	Temperatura goriva	Prije zagrijača goriva		60 °C		
IT	Temperatura goriva	Iza zagrijača goriva	Max / Min – ovisno o viskozitetu	130 °C	Uključiti / isključiti dodatni zagrijač	
IP	Tlak goriva na V.T. pumpe	Prije tlačnog filtera goriva	Min	4.3÷6.7 · 10 ⁵ Pa	Regulacija tlaka	
IRP	Pad tlaka kroz filter	Na filteru goriva	Max 0.7·10 ⁵ Pa	0.14·10 ⁵ Pa	Prebaciti protok na filter u pripremi	
OF	Protok goriva za cirkulaciju	Na povratnom vodu goriva iz motora	Min	33 l / min	Aut. uklj. pumpe za cirkulaciju u pripremi	

Redni broj Simbol	Nadzirani parametri	Položaj mjernih vrijednosti	Alarm graničnih vrijednosti	Nominalne vrijednosti	Zaštitno djelovanje	Zaustavljanje rada stroja
1.2.	SUSTAV ULJA					
1.2.1.	Sustav podmazivanja					
IRP	Pad tlaka kroz filter	Na usisnom filteru ulja	Max	$0.2 \cdot 10^5$ Pa	Izvršiti čišćenje filtera	
IP	Usis pumpe ulja	Iza pumpe ulja		$-0.5 \cdot 10^5$ Pa		
IP	Tlak pumpe ulja	Iza pumpe ulja	Min $3.2 \cdot 10^5$ Pa	$4.3 \cdot 10^5$ Pa	Automatski uklj. pumpe ulja u pripravi	$2.6 \cdot 10^5$ Pa
IT	Temperatura ulja	Iza rashladnika ulja		$90 \div 95$ °C		
T	Temperatura ulja	Iza rashladnika ulja	Max 92 °C	85 °C	Smanjenje opterećenja	98 °C
IRP	Pad tlaka kroz filter	Na tlačnom filteru ulja	Max $1.0 \cdot 10^5$ Pa	$0.2 \cdot 10^5$ Pa	Prebaciti protok ulja na filter u pripremi	
IP	Tlak ulja iza filtera	Na ulazu u motor		$4 \cdot 10^5$ Pa		
IP	Usis pumpe ulja za predpodmazivanje	Ispred pumpe za predpodmazivanje		$-0.5 \cdot 10^5$ Pa		
IP PP	Tlak ulja pumpe za predpodmazivanje	Iza pumpe za predpodmazivanje	Min	$1.72 \cdot 10^5$ Pa	Automatski uklj. pumpe predpodmazivanja u pripremi	
1.2.2.	Sustav skladištenja i održavanja ulja					
IT	Temperatura ulja	Na skladišnim tankovima ulja		38 °C		
IP	Tlak pretočne pumpe ulja	Iza pretočne pumpe ulja		$3.5 \cdot 10^5$ Pa		
IP	Usis dobavne pumpe separatora ulja	Ispred pumpe		$-0.5 \cdot 10^5$ Pa		
IP	Tlak dobavne pumpe separatora ulja	Iza pumpe		$3 \cdot 10^5$ Pa		

Redni broj Simbol	Nadzirani parametri	Položaj mjernih vrijednosti	Alarm graničnih vrijednosti	Nominalne vrijednosti	Zaštitno djelovanje	Zaustavljanje rada stroja
IT	Temperatura ulja	Na ulazu u grijač		80÷90 °C		
IT	Temperatura ulja	Na izlazu iz grijača		98 °C		
IP AP	Tlak očišćenog ulja	Na ulazu iz separatora	Min	2·10 ⁵ Pa	Isključenje separatora	
IP	Usis pumpe ulja u pripremi	Ispred pumpe ulja u pripremi		- 0.5·10 ⁵ Pa		
IP	Tlak pumpe ulja u pripremi	Iza pumpe ulja u pripremi		4.3·10 ⁵ Pa		
PT	Temperatura ulja	Iza uljnogrijača	Min	60 °C	Uključiti grijač ulja	
1.3.	SUSTAV RASHLADNE VODE					
ANR	Razina vode u ekspanzionom tanku	Ekspanzioni tank	Min			
IT	Temperatura vode niske temperature	Ekspanzioni tank	Max 38 °C	32 °C		
IP	Usis pumpe niskotemperaturnog kruga	Ispred pumpe vode niske temperature	Min 0.5·10 ⁵ Pa	- 0.7·10 ⁵ Pa		
IP AP	Tlak pumpe vode niske temperature	Iza pumpe vode niske temperature	Min 1.7·10 ⁵ Pa	3 · 10 ⁵ Pa	Automatski uklj. pumpe vode niske temp. u pripremi	
IT	Temperatura vode niske temperature	Iza rashladnika ulja	Max 75 °C	60 °C		
IT	Temperatura vode niske temperature	Iza rashladnika ulja		50 °C		
IT	Temperatura vode	U komori za miješanje		55 °C		
IT	Temperatura vode visoke temperature	Iza termoregulacijskog ventila	Max 96 °C Min 85 °C	93 °C		

Redni broj Simbol	Nadzirani parametri	Položaj mjernih vrijednosti	Alarm graničnih vrijednosti	Nominalne vrijednosti	Zaštitno djelovanje	Zaustavljanje rada stroja
IP	Usis vode visoke temperature	Ispred pumpe vode visoke temperature	Min $0.3 \cdot 10^5$ Pa	$0.5 \cdot 10^5$ Pa		
IP AP	Tlak vode visoke temperature	Iza pumpe vode visoke temperature	Min $1.7 \cdot 10^5$ Pa	$3 \cdot 10^5$ Pa	Automatsko uklj. pumpe vode visoketemp. u pripremi	$1.5 \cdot 10^5$ Pa
IT	Temperatura vode visoke temperature	Iza pumpe vode visoke temperature	Max 100°C	99 °C	Smanjenje opterećenja	104 °C
IT	Temperatura vode	Ispred rashladnika vode		70 °C		
IT	Temperatura vode	Iza rashladnikavode		32 °C		
1.4.	SUSTAV MORSKE VODE					
IP	Usis pumpe morske vode	Ispred pumpe morske vode	Min $0.3 \cdot 10^5$ Pa	$- 0.5 \cdot 10^5$ Pa		
IP	Tlak pumpe morske vode	Iza pumpe morske vode		$2.5 \cdot 10^5$ Pa		
OP	Tlak morske vode	Iza pumpe morske vode	Min $0.35 \cdot 10^5$ Pa + hidrost. Tlak		Automatski uklj. pumpe morske vode u pripremi	
IT	Temperatura morske vode	Na ulazu u rashladnik vode		~ 20 °C		
IT	Temperatura morske vode	Na izlazu u rashladnik vode		~ 30 °C		
IP	Usis pumpe mora u pripremi	Ispred pumpe mora u pripremi		$- 0.5 \cdot 10^5$ Pa		
IP	Tlak pumpe mora u pripremi	Iza pumpe mora u pripremi		$2 \div 25 \cdot 10^5$ Pa		
IT	Temperatura morske vode	Na ulazu u rashladnik ulja reduktora		~ $10 \div 20$ °C		
IT	Temperatura morske vode	Na izlazu iz rashl.uljareduktora		~ $20 \div 30$ °C		

4.4.6 Metode mjerenja

Dijagnosticiranje stanja je osnova za optimalno vođenja pogona. Budući da dijagnosticiranje nije moguće bez mjerenja, to je poznavanje mjernih i dijagnostičkih metoda od vrlo velike važnosti za projektiranje i optimalno vođenje pogona termotehničkih postrojenja.

Metode mjerenja mogu se podijeliti na:

- apsolutne metode mjerenja,
- usporedne (indirektne) metode mjerenja,
- direktne metode mjerenja.

U sustavima radnih medija brodskih Diesel motora od bitne važnosti za regulaciju su sljedeće fizikalne veličine: temperatura, tlak, protok i razina fluida.

4.4.6.1 Mjerenje temperature

Za mjerenje temperature koriste se termometri. Rad termometara se zasniva na promjeni pojedinih fizikalnih svojstava krutih, tekućih i plinovitih tvari pri promjeni temperature.

Pri tome se koriste promjene sljedećih svojstava tvari s promjenom temperature :

- rastezanje krutih, tekućih i plinovitih tvari,
- promjena električnog otpora,
- promjena termonapona (engl. Seebeck – efekt),
- jakost svjetla i toplinsko zračenje.

Termometri punjeni tekućinom

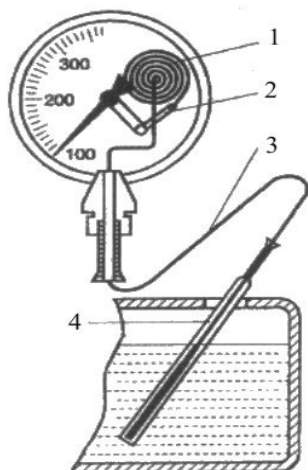
Stakleni termometri punjeni tekućinom često se zbog svoje jednostavnosti primjenjuju u brodskim sustavima. Primjenjuju se u mjernom području od -200 do $+750$ °C s točnošću od ± 0.1 °C . Stakleni termometri se mogu puniti različitim tekućinama zavisno o željenom mjernom području.

Tablica 4.15. Mjerna područja termometra u ovisnosti o tekućini kojom je napunjen

Tekućina	Temperaturno mjerno područje
Pentan	$-200 \div +20$ (°C)
Alkohol	$-110 \div +50$ (°C)
Toluol	$-70 \div +100$ (°C)
Živa bez plinskog mjerenja	$-30 \div +280$ (°C)
Živa s plinskim mjerenjem	$-30 \div +750$ (°C)

Rastezni opružni termometri

Opružni termometri su također punjeni tekućinom. Tekućina se nalazi u tikvici osjetnika koja je pomoću kapilarne cjevčice spojena s opružnom cijevi. Rastezanjem tekućine u osjetniku, povećava tlak u opružnoj cijevi te se pomiče kazaljka instrumenta slika 4.61. Porast tlaka u sustavu ovisi o promjeni temperature po sasvim određenom fizikalnom zakonu. Mjerna stakla ovih instrumenata ne moraju biti neposredno uz mjerno mjesto već mogu biti i udaljena.



1. Opružna cijev
2. Poluga
3. Kapilarna cjevčica
4. Tikvica osjetnika

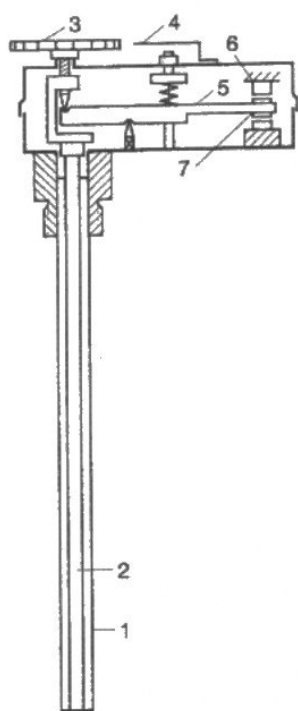
Slika 4.61. Rastezni opružni termometar punjen tekućinom [14]

Metalni rastezni termometri

Metalni rastezni termometri se zasnivaju na svojstvu rastezanja dvaju različitih metala s različitim koeficijentima linearnog rastezanja. Uglavnom se primjenjuju dva tipa metalnih termometara :

- štapni rastezni termometar
- bimetalnitermometar.

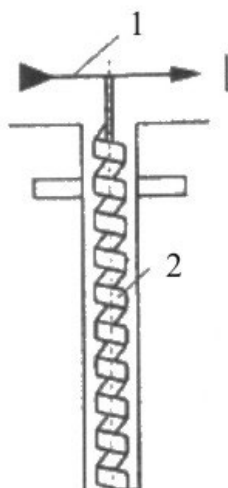
Štapni rastezni termometar prema slici 4.62. se sastoji od metalnog štapa (2) s malim koeficijentom linearnog istežanja (invar ili porculan) i cijevi (1) s velikim koeficijentom linearnog istežanja (mjed). Ovaj par je rastezni termometar. Male promjene duljine koje nastaju pri promjeni temperature trebaju se prijenosom uvećati. Ovi termometri mogu biti opterećeni velikim silama pomaka i reagiraju vrlo brzo. Te karakteristike omogućuju primjenu ovih termometara u funkciji termostata i jednostavnih regulatora.



1. Zaštitna cijev
2. Unutarnji štap
3. Pomična skala
4. Kazaljka
5. Prijenos
6. Graničnik
7. Kontakt

Slika 4.62. Štapni rastezni termometar, [14]

Bimetalni termometar se sastoji od dvije međusobno lemljene metalne trake s različitim koeficijentima linearnog istezanja. Pri promjeni temperature, bimetalna traka se savija na jednu ili drugu stranu. Bimetalna traka se obično oblikuje u spiralu kako je prikazano na slici 4.63.



1. Kazaljka
2. Bimetal

Slika 4.63. Bimetalni rastezni termometar, [14]

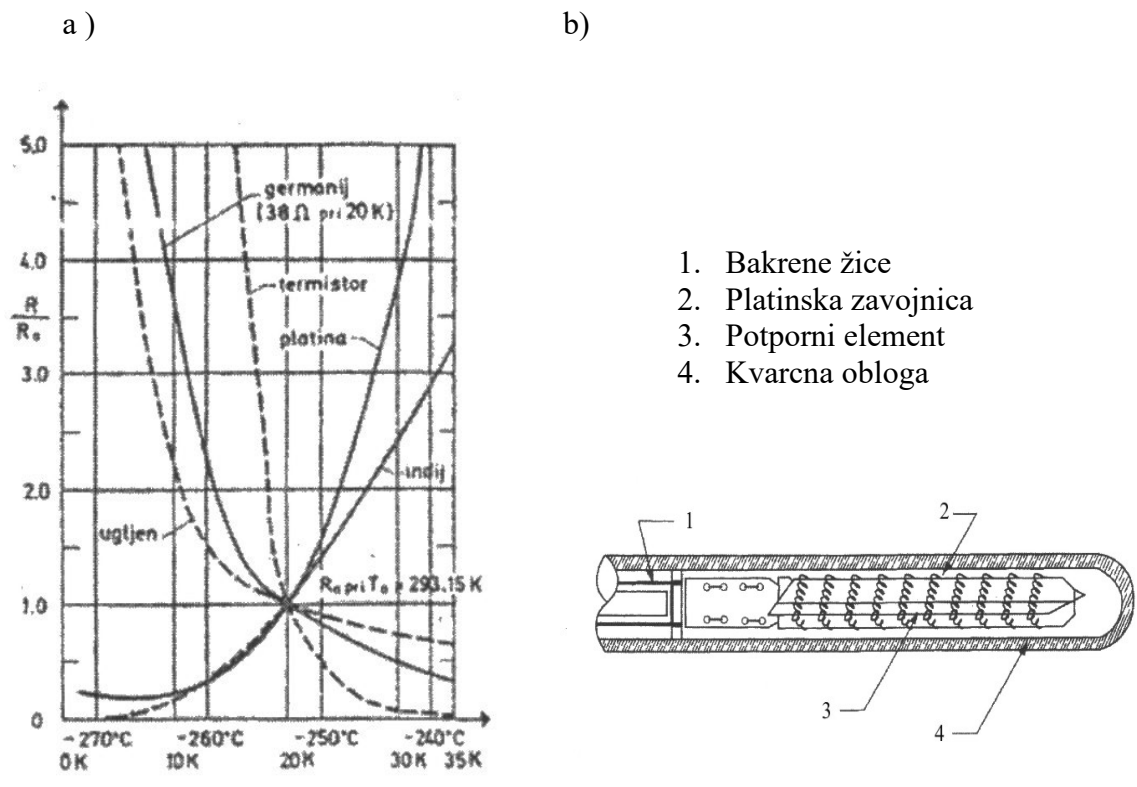
Termometar s otpornikom

U ovim termometrima se mjerenje temperature zasniva na promjeni električnog otpora metala ili poluvodiča prikazanog na slici 4.64. a). Za mjerna područja temperature koja se javljaju u termotehnici koriste se platina i nikal. Ovi termometri se uvelike primjenjuju zbog

velike točnosti mjerenja i zbog činjenice da je mjerena vrijednost neovisna o mjestu očitavanja tj. o udaljenosti skale instrumenta od mjernog mjesta.

Termometri s platinom prikazani na slici 4.64. b). se primjenjuju u mjernom području od -200 do $+850$ ($^{\circ}\text{C}$) s promjenom otpora od 0.4 (Ω / K), a s niklom od -70 do $+150$ ($^{\circ}\text{C}$) uz promjenu otpora od 0.6 (Ω / K).

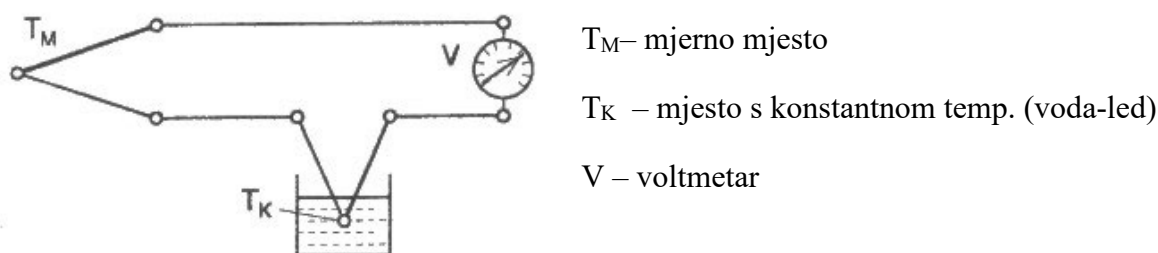
Umjesto metala mogu se koristiti poluvodiči germanij ili silicij. Otporni termometri se primjenjuju kao termostati i kao kanalni termometri, a zbog male mase reagiraju vrlo brzo.



Slika 4.64. Termometar s otpornikom: a) Katrakersitke; b) shema, [14]

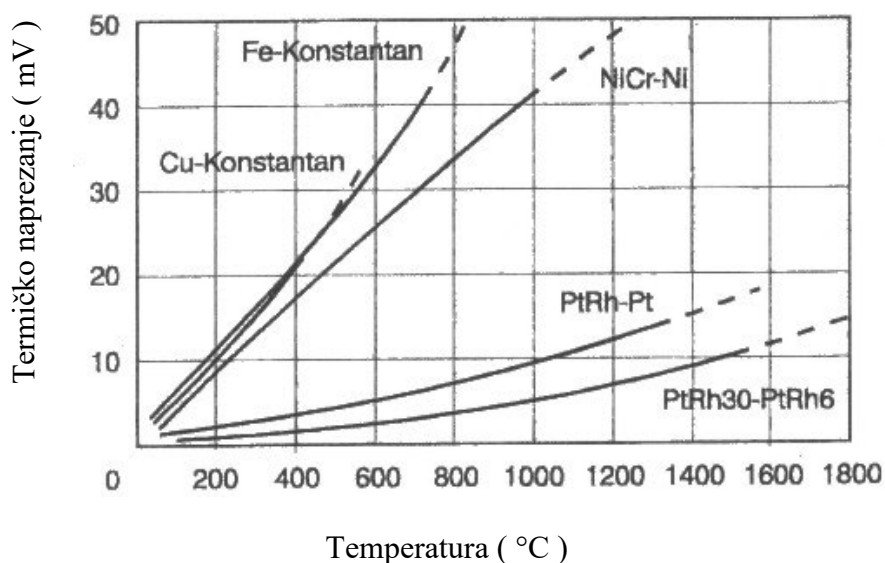
Termoelementi

Ako se spojno mjesto dvaju različitih metala (npr. bakar i konstantan) zagrijava, a drugo mjesto drži na konstantnoj temperaturi javlja se elektromotorna sila skoro linearno proporcionalna s razlikom temperature između toplog i hladnog spojnog mjesta. Elektromotorna sila se može očitati na priključenom voltmetru. Jedno spojno mjesto se nalazi na mjernom mjestu, a drugo na mjestu konstantne temperature kao što je prikazano slikom 4.65.



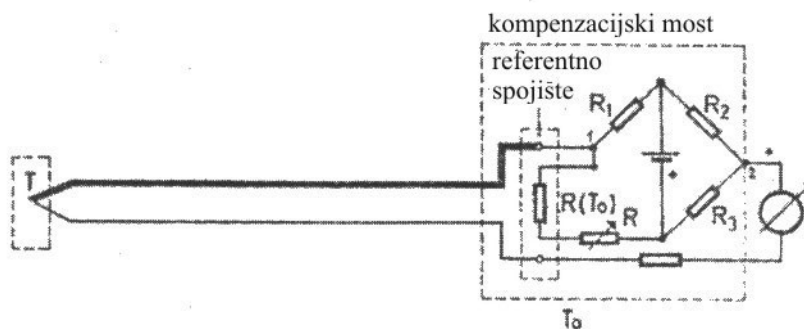
Slika 4.65. Termoelement, [14]

Prednosti termoelemenata u usporedbi s otpornim termometrima su jednostavnija izvedba, univerzalna primjena i velika točnost mjerenja i kod većih mjernih područja. Najčešće upotrebljavane kombinacije metala termoelemenata su dane slikom 4.66.



Slika 4.66. Međuovisnost termičkog naprezanja i temperature uobičajenih termoparova, [14]

Za točnost mjerenja termootpornicima posebno je važno održavanje nepromijenjene temperature na referentnom spojištu. U brodskim uvjetima to uglavnom nije ispunjeno, već je referentno spojište – hladni kraj termoelementa izložen promjenljivoj temperaturi okoline. Zbog toga je nužna kompenzacija hladnog kraja termopara koja se obično vrši ugrađivanjem posebnog kompenzacijskog mosta prikazanog na slici 4.67., u kojem se kao korekcijski otpornici često koriste odgovarajući termootpornici.



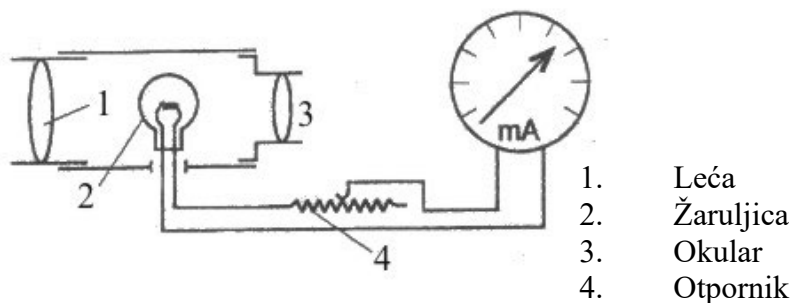
Slika 4.67. Kompenzacijski most, [14]

Optički termometri (pirometri)

Tijelo zagrijano na oko 500 (°C) počinje svijetliti. Zračenje tijela brzo raste s porastom temperature. Mjerenjem zračenja možemo ocijeniti temperaturu tijela. Postoje dva tipa pirometara :

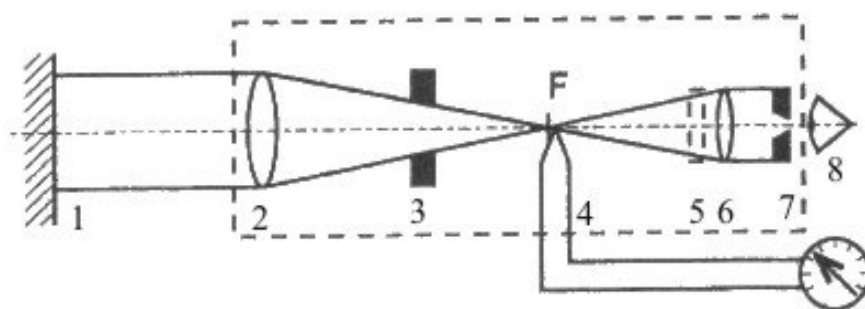
- pirometar djelomičnog zračenja ili optički termometar
- pirometar potpunog zračenja.

Optički pirometar mjeri jakost svjetlosnih zraka koje emitira užareno tijelo i to valne duljine od 0,4 do 0,8 (μm). Primjenjuje se za mjerenje temperature iznad 800 (°C). Na slici 4.68. prikazana je izvedba optičkog pirometra. Optički pirometar sadrži leću, žaruljicu, okular, otpornik i miliampermetar. Svjetloća užarenog tijela se uspoređuje sa svjetlošću žaruljice koja se ugađa pomoću promjenjivog otpornika.



Slika 4.68. Izvedba optičkog pirometra, [14]

Pirometar potpunog zračenja sakuplja (sumira) ukupno zračenje koje emitira užareno tijelo tj. toplinsko i svjetlosno zračenje, preko optičkog sustava prikazanog slikom 4.69. Sabirna leća sakuplja svjetlosne i toplinske zrake i fokusira ih u točku F, gdje se nalazi spojno mjesto termoelementa. Na skali instrumenta se temperatura izravno očitava, pri čemu treba uzeti u obzir i sposobnost apsorpcije užarenog tijela. Pritom je točnost instrumenta relativno malena. Koristi se za mjerenje temperature iznad – 80 (°C).



1. Užareno tijelo
2. Sabirna leća
3. Prigušnica
4. Termoelement
5. Filter
6. Okular
7. Prigušnica
8. Oko

Slika 4.69. Pirometar potpunog zračenja, [14]

4.4.6.2 Mjerenje tlaka

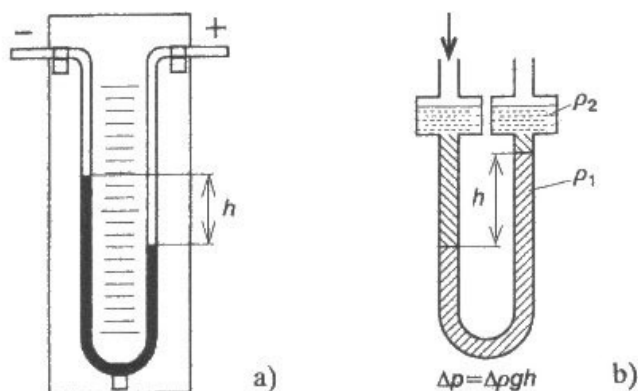
U tehnici je mjerenje razlike tlaka važnije od mjerenja apsolutnog tlaka. U tu se svrhu koriste različiti tipovi instrumenata od kojih će se razmatrati samo oni koji se u nadzoru i vođenju brodskog pogona najviše primjenjuju.

U – manometri

„U – manometar“ se sastoji od staklene cijevi U – oblika kao na slici 4.70. koja je dijelom ispunjena tekućinom. To su najjednostavniji instrumenti za mjerenje bilo podtlaka ili pretlaka. Pune se živom, alkoholom ili vodom. Mjerno područje im je između 0 i 100(mm) stupca tekućine. Za male tlakove koristi se U – cijev (slika 4.70. b) u kojoj se iznad specifično teže tekućine nalije specifično lakša tekućina npr. benzin ili alkohol.

Svi manometri U – tipa se mogu upotrebljavati za mjerenje razlike tlaka pri čemu treba mjerne priključke spojiti na krakove U – cijevi. Pomoću U – cijevi se mogu mjeriti i apsolutni tlakovi. U tom slučaju je u jednom kraku približno vakuum. Kod U – manometra, mjeri se visina stupca između razina tekućine u oba kraka U – cijevi. Tlak se dobije tako da se očitana duljina pomnoži s gustoćom tekućine i gravitacijskom konstantom.

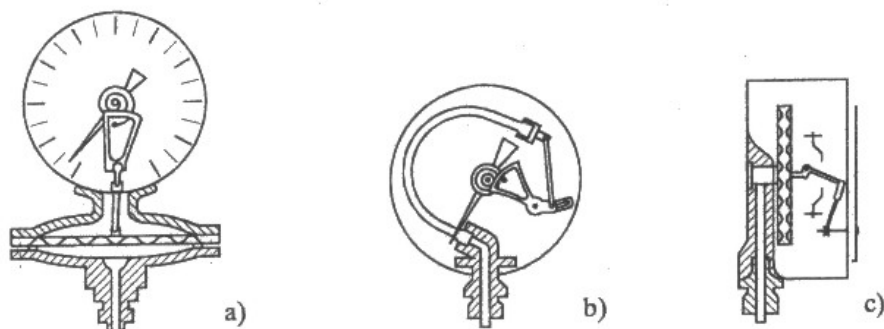
$$p = \rho \cdot g \cdot h \quad (\text{Pa})$$



Slika 4.70. a) U – manometar b) U – manometar punjen s dvije različite tekućine, [14]

Deformacijski manometri

Svi opružni manometri funkcioniraju na bazi sile u opruzi različite izvedbe. Na slici 4.72. prikazana su tri tipa opružnih manometara.

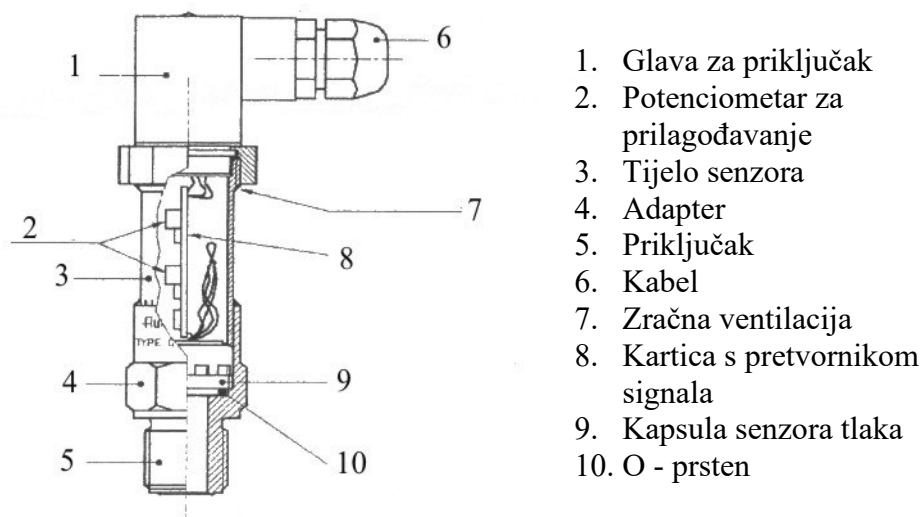


Slika 4.71. Opružni manometri: a) membranski; b) cijevni; c) s mijehom, [14]

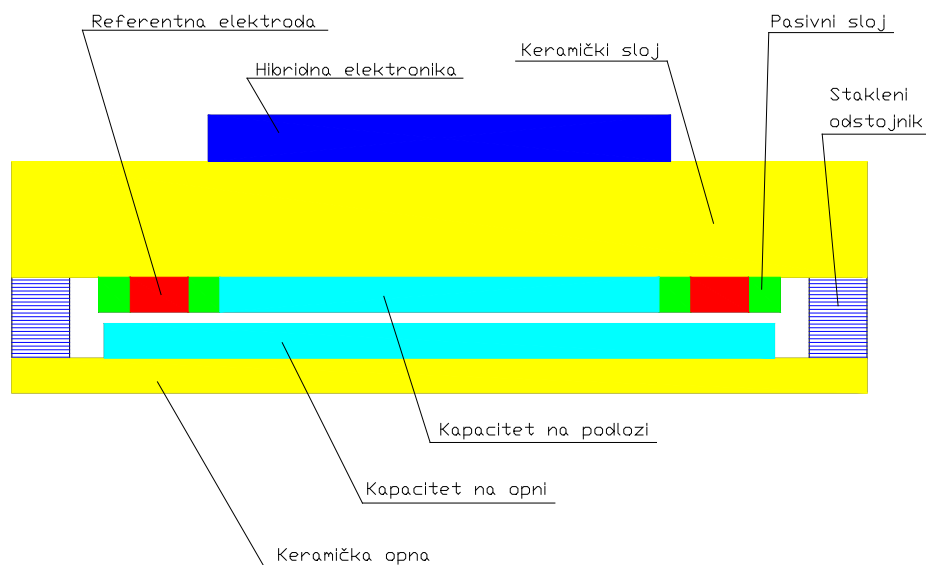
- Pločasti opružni manometar ili membranski manometar s kružnom pločastom oprugom izveden je s prstenastim valovitim udubinama i izbočinama da se postigne linearna karakteristika membrane. Prostor u kome je smještena ova opruga, hermetički je zatvoren, a što omogućuje mjerenje predtlaka, podtlaka i razlike tlakova.
- Cijevni opružni manometar ima oprugu u obliku cijevi (Bourdonova cijev). Na jednom kraju cijevi nalazi se kazaljka, a drugi kraj se spaja na mjerno mjesto tlaka. Projekcijska površina unutrašnje polovice cijevi manja je od projekcijske površine vanjske polovice, uslijed čega se javlja sila koja nastoji ispraviti cijevi.
- Opružni manometar s mijehom ima znatno veću osjetljivost pomaka, pa je stoga prikladan za mjerenje manjih tlakova. To osjetilo tlaka sastoji se od limene cijevi s tankom stjenkom i plaštom u obliku nabora. Na jednom kraju je zatvorena, a na drugi kraj je ugrađen priključak na mjerni tlak. Materijal za izradu mijeha je isti kao i za izradu membrana.

Kapacitivni davač tlaka

Na slici 4.72.a prikazan je kapacitivni davač tlaka koji u svom kućištu sadrži i elektroničku jedinicu – karticu za obradu i pretvorbu signala u izlazni napon. Ovdje se koristi ravna keramička opna za membranu kao osjetilo tlaka, čija se deformacija prenosi na jednu kapacitivnu elektrodu i time mijenja ukupni kapacitet prema referentnoj elektrodi - slika 4.72.b.



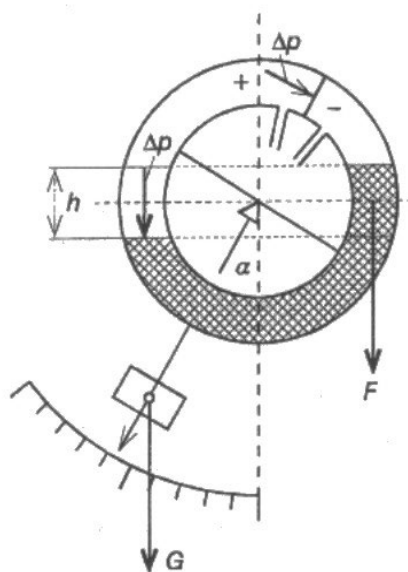
Slika 4.72. a) Kapacitivni davač tlaka s elektroničkom jedinicom, [14]



Slika 4.72. b) Kapacitivni davač-Kartica s pretvornikom signala

Prstenasta vaga

Prstenasta vaga se uglavnom primjenjuje za mjerenje malih razlika tlaka. U prstenastom bubnju - slika 4.73. nalazi se zaporna tekućina. Točka oslonca bubnja nalazi se iznad težišta prstena. Ako na jednoj strani vlada pretlak, pomiče se tekućina i nastaje zakretni moment sile težine tekućine koji zakreće kazaljku instrumenta. Mjerena razlika tlaka je upravo proporcionalna sinus kuta zakreta kazaljke ($\sin \alpha$). Razlika tlaka se mjeri tako da se na priključke spoje mjerna mjesta na kojima se želi kontrolirati razlika tlaka.



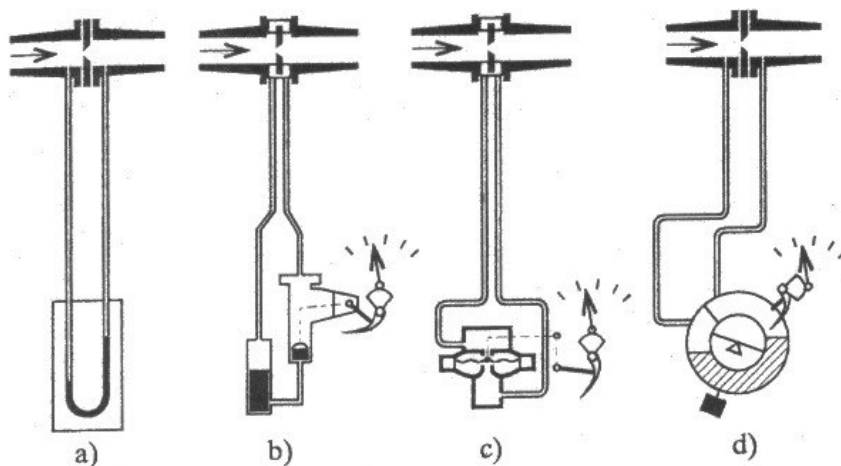
Slika 4.73. Mjerenje tlaka prstenastom vagom, [14]

4.4.6.3 Mjerenje protoka

Protok se definira količinom tekućine koja protječe u jedinici vremena. Može se definirati volumni i maseni protok. Ako se mjeri ukupna količina tekućine koja protječe u određenom vremenskom intervalu tada imamo volumni protok. U osnovi se mjerenje protoka svodi na mjerenje razlike tlaka na zapornici ili brzine vrtnje turbine.

Mjerač protoka s promjenjivim padom tlaka na prigušnici

U cjevovod kojim protječe tekućina smješta se prikladno prigušenje na kojem nastaje pad tlaka u ovisnosti o protoku. Taj pad tlaka se mjeri pretvaračem razlike tlakova i predstavlja mjeru protoka tekućine. Najjednostavniji oblik prigušenja je zaslon, a koriste se i drugi kao što je mlaznica, Venturijeva cijev, kapilarna itd. Kompletni mjerni uređaj protoka prikazan je na slici 4.74.



Slika 4.74. Mjerenje količine protoka, [14]

- a) U – manometar,
- b) Manometar s plovkom,
- c) Pločasti manometar,
- d) Prstenasta vaga.

Osnovni izraz koji se koristi za proračun protoka kroz bilo koju vrstu prigušnice je:

$$Q = \alpha \cdot \varepsilon \cdot A \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}}$$

gdje je

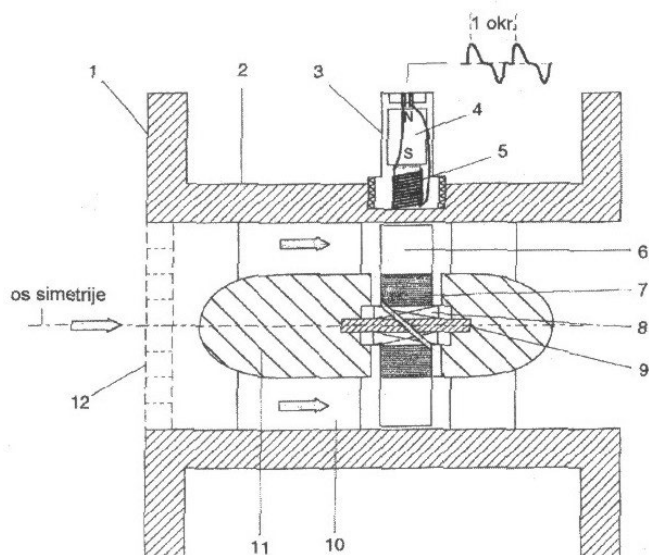
- Q - volumni protok (m^3/s),
- α - koeficijent protoka,
- ε - koeficijent ekspanzije,
- A - površina otvora prigušnice ili sapnice (m^2),
- $\Delta p = p_1 - p_2$ - djelujući tlak (Pa),
- ρ - gustoća medija ispred prigušnice (kg/m^3).

Davači ovog tipa pogodni su za široko područje protoka od 25 do 6500(kg/h). Radi malih dimenzija i odsustva pokretnih dijelova vrlo su pogodni za primjenu na brodovima, a nedostatak im je što se njihova točnost naglo umanjuje ako su protoci manji od 15 do 20 % nominalnog protoka.

Turbinski davač protoka

Turbinski se pretvarač protoka koristi u vrlo širokom mjernom području protoka od $1,6 \times 10^{-7}$ do $0,67 \text{ (m}^3/\text{s)}$ pa i više. Tlak tekućine može biti i do 350 (Mpa) . Primjenjuje se u cjevovodima promjera 1 (cm) do nekoliko desetina (cm) . Na slici 4.75. prikazan je princip mjerenja protoka turbinskim davačem protoka.

Vijak s lopaticama (turbina) postavlja se u cijev kroz koju protječe tekućina. Brzina vrtnje vijka n ovisi o volumnom protoku tekućine V ($n = kd \cdot V$, gdje kd predstavlja koeficijent koji obuhvaća utjecaj svih parametara što utječu na ovisnost brzine vrtnje turbine o protoku). Vijak treba biti u cijevi od nemagnetskog materijala, da bi se brzina vrtnje mogla mjeriti brojanjem prolaza lopatica kraj induktivnog osjetila.



- | | | | |
|----|--------------------|-----|-----------------------------|
| 1. | Prirubnica | 7. | Glavčina rotora |
| 2. | Tijelo mjerača | 8. | Ležaj osovine rotora |
| 3. | Pick-up s magnetom | 9. | Rotorska osovina |
| 4. | Permanentni magnet | 10. | Nosač difuzora |
| 5. | Zavojnica | 11. | Difuzor i usmjerivač fluida |
| 6. | Rotorska lopatica | 12. | Usmjerivačka ploča fluida |

Slika 4.75. Turbinski davač protoka, [14]

Elektromagnetski davač protoka

Elektromagnetski pretvarač se koristi za mjerenje protoka tekućine koje su električki vodljive (slatka ili morska voda). Sastoji se iz para elektromagneta smještenih izvan cijevi iz nemagnetskog materijala i para elektroda koje su u dodiru s tekućinom koja protječe kroz cijev - slika 4.76.

Ovaj pretvarač djeluje na principu Faraday-evog zakona elektromagnetske indukcije. Elektromotorna sila inducirana u vodiču koji se giba kroz homogeno magnetsko polje proporcionalna je brzini gibanja vodiča kroz to polje. Elektromagnetsko polje koje je generirano elektromagnetima okomito je na smjer protjecanja tekućine, a elektrode su smještene okomito na polje i smjer protjecanja.

Tako se na elektrodama javlja elektromagnetna sila (EMS) koja je proporcionalna brzini protjecanja tekućine, a time i protoku :

$$E = B \cdot d \cdot v$$

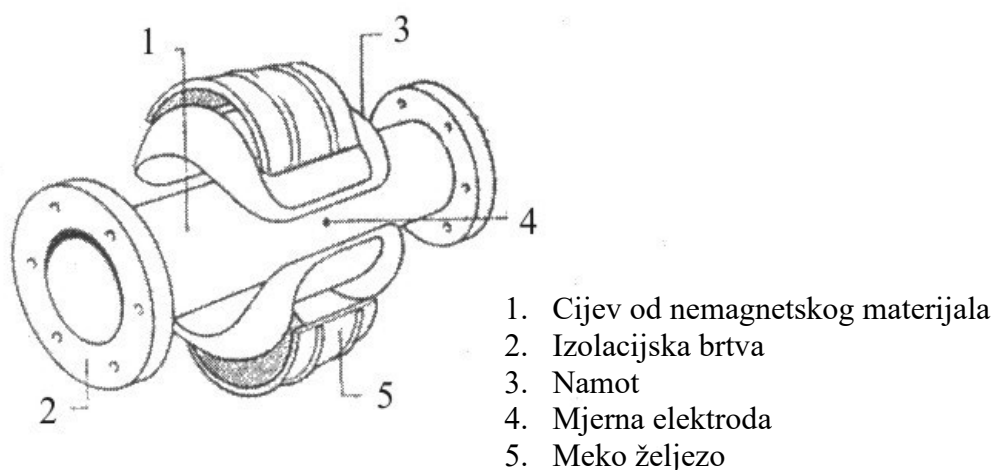
gdje je

B - gustoća magnetskog toka, (T),

d - razmak između elektroda (unutrašnji promjer cijevi), (m),

v - brzina protjecanja tekućine, (m/s).

Za točnost mjerenja ovih pretvarača važno je da cijev bude potpuno ispunjena mjernom tekućinom i da su elektrode čiste. Pogreška mjerenja je reda $\pm 1\%$ izlaza.



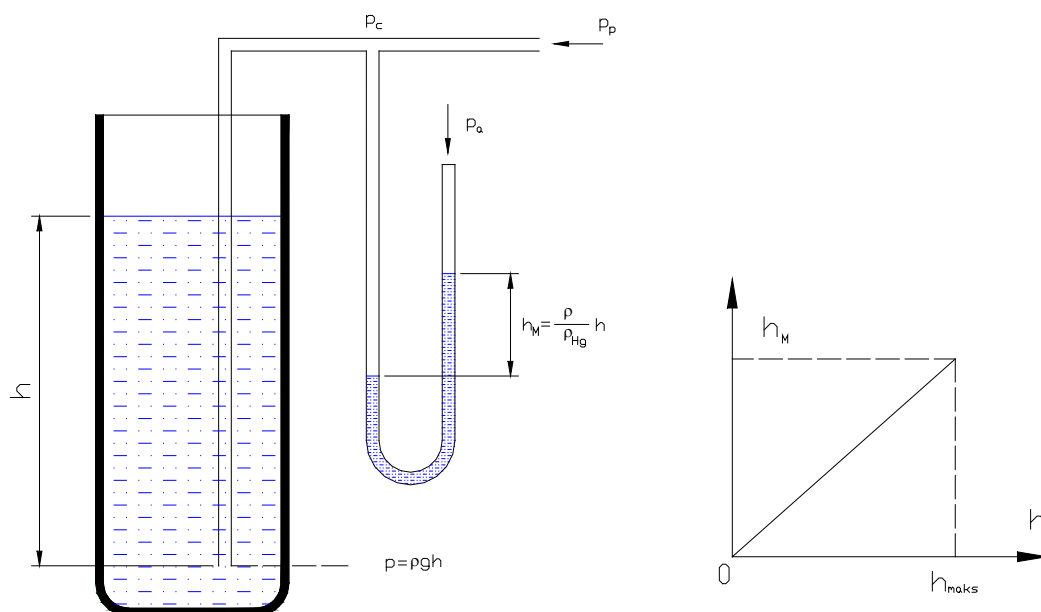
Slika 4.76. Elektromagnetski davač protoka, [14]

4.4.6.4 Mjerenje razine

Koriste se razne izvedbe ovih pretvarača za mjerenje razine tlaka, a upotrebljavaju se za kontinuirano mjerenje razine ili pak dojavu za određene razine (sklopke).

Mjerač razine tlaka preko hidrostatskog tlaka

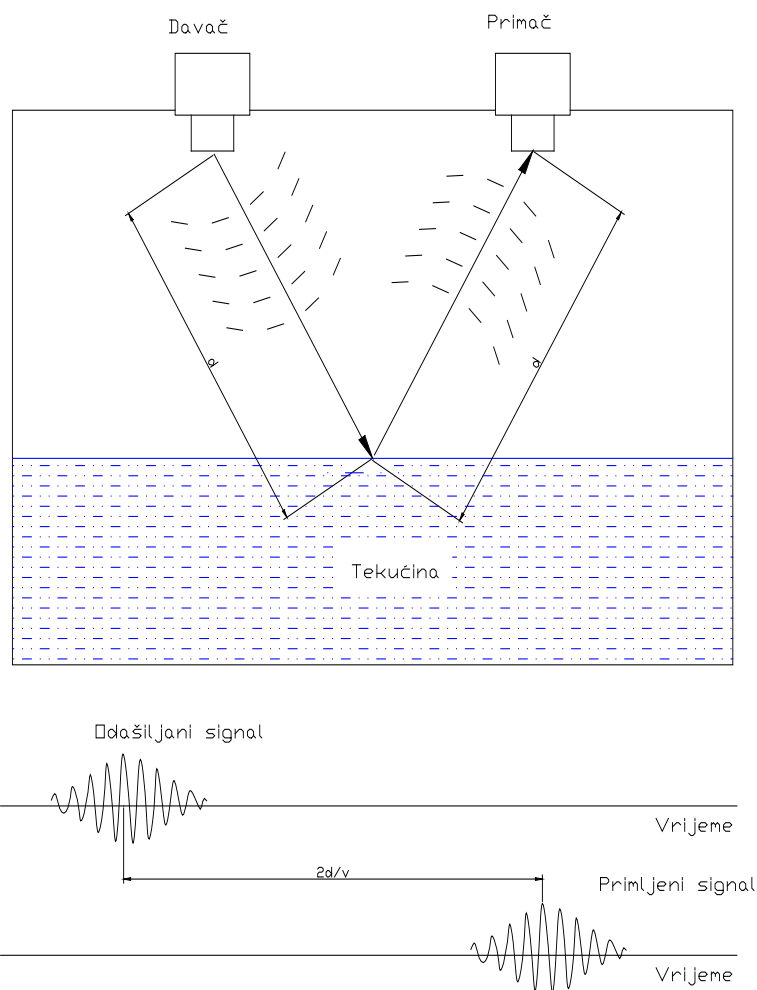
Na slici 4.77. prikazan je način mjerenja razine goriva pomoću hidrostatskog tlaka i s pomoću diferencijalnog manometra. Otpor zraka koji se potiskuje kroz cijev u tanku proporcionalan je razini tekućine u tanku, a taj tlak se koristi za mjerenje razine s pomoću diferencijalnog manometra.



Slika 4.77. Mjerenje razine pomoću hidrostatskog tlaka i diferencijalnog manometra

Ultrazvučni ili radarski mjerači razine

Za mjerenje razine visoko viskoznih goriva na brodu je pogodnija upotreba pretvarača koji ne dolaze u direktni kontakt s gorivom, već razinu mjere posredno. Princip mjerenja razine pomoću mikrovalnih pretvarača prikazan je slikom 4.78. Kao što se iz slike vidi, potrebno je raspolagati s predajnikom i prijemnikom mikrovalnog signala, a razina se određuje na način da se mjeri vrijeme trajanja mikrovalnog vala od davača do primaća.

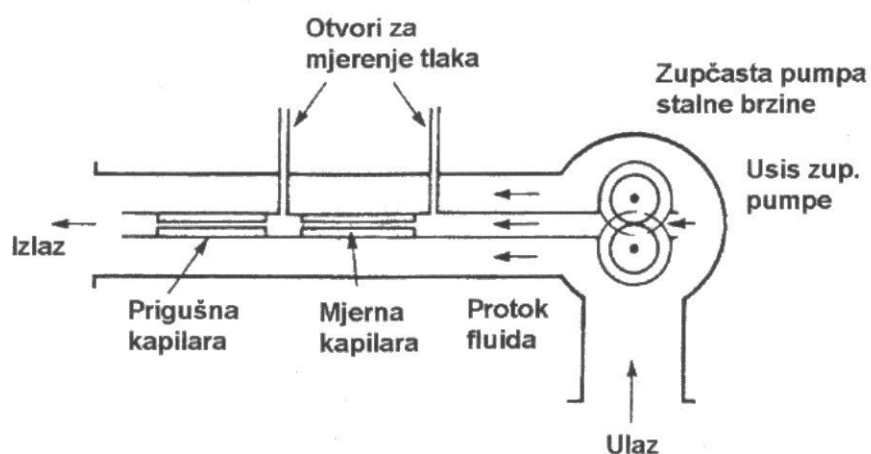


Slika 4.78.. Radarski mjerači razine

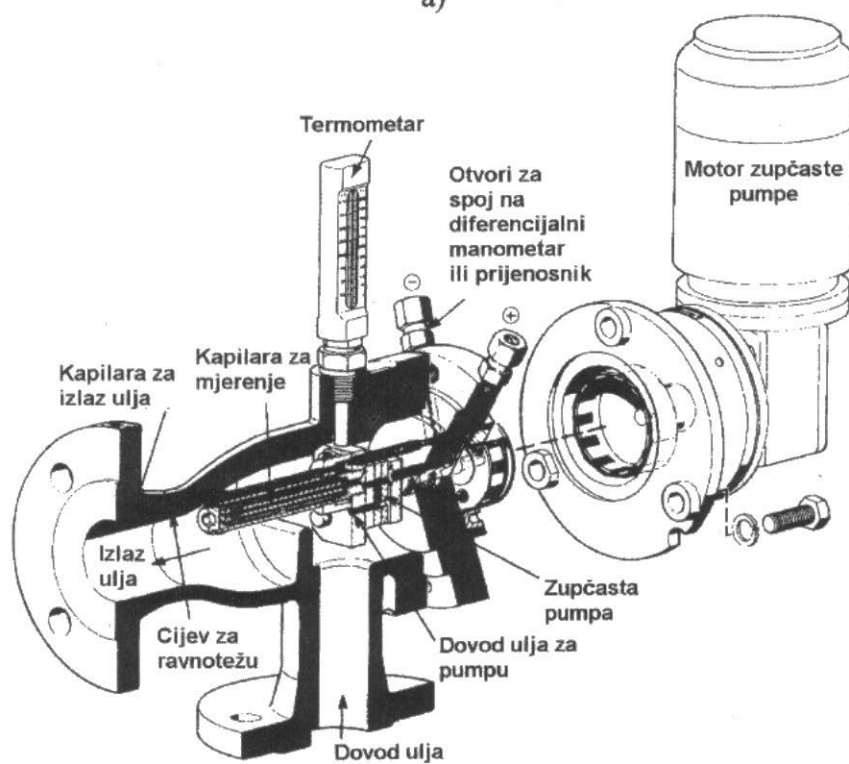
4.4.6.5 Mjerenje viskoznosti

Mjerenje tj. kontrola viskoznosti je važan parametar kada je u pitanju raspršivanje i izgaranje goriva u cilindru. Povećanje temperature goriva će smanjiti viskoznost, tj. otpor tekućine pri strujanju i obrnuto. Različite vrste goriva u istom tanku utječu na promjene viskoznosti pa se gorivo treba zagrijavati da se dobije željeni viskozitet. Princip mjerenja viskoznosti prikazan je na slici 4.79.a), a mjerni davač prikazan je na slici 4.79.b).

Mala brzina zupčaste pumpe tlači određenu količinu fluida kroz kapilarnu cijev. Fluid koji utječe u kapilarnu cijev stvara razliku tlaka koja se mjeri na ulazu i izlazu iz kapilarne cijevi. Diferencijalni mjerač tlaka je tako ugođen da se s njega očitava viskoznost i tlak. Mjerni uređaj sadrži i termometar za očitavanje vrijednosti temperature kod koje se mjeri viskoznost.



a)



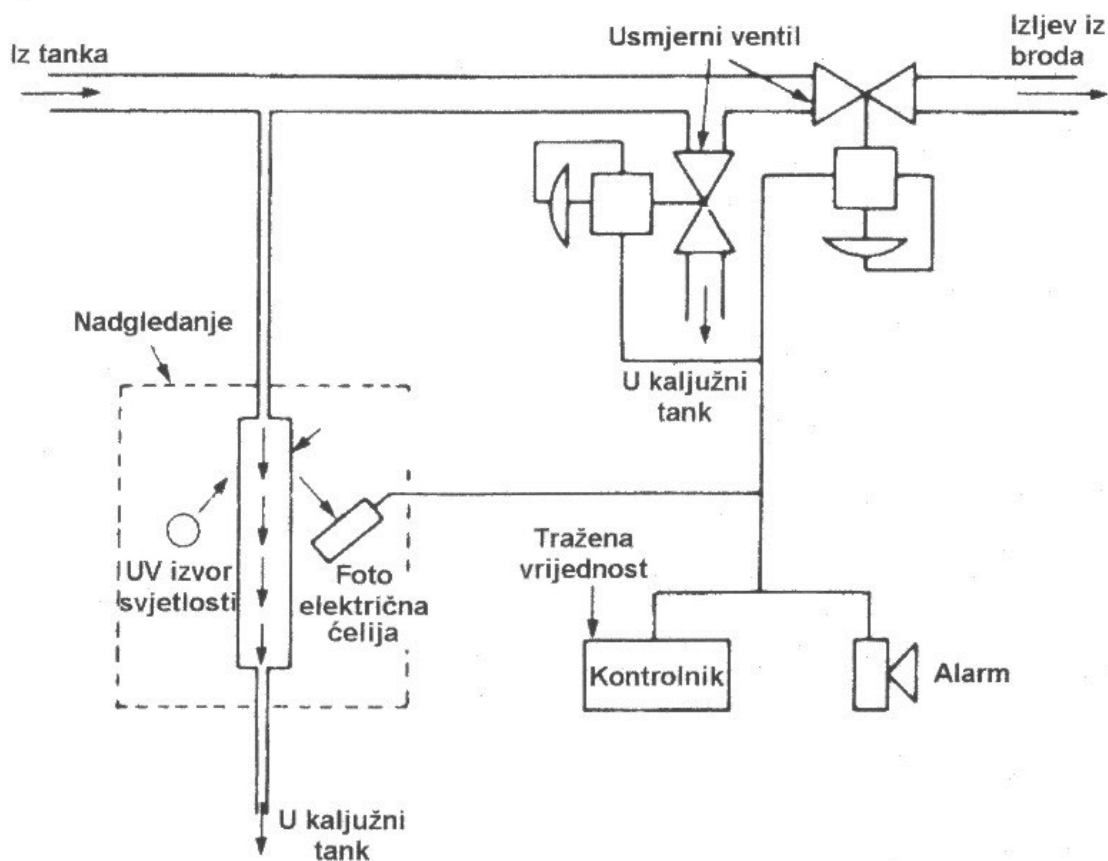
b)

Slika 4.79. Prikaz mjerenja viskoznosti goriva: a) princip mjerenja viskoznosti b) izvedba mjerača viskoznosti, [14]

4.4.6.6 Detektor ulja u rashladnoj vodi

Potrebno je stalno nadzirati rashladnu slatku vodu da bi se odredilo da li ima prelijevanja ulja u vodu tamo gdje postoji mogućnost da se to dogodi, a u slučaju da razina vode ili ulja ostane nepromijenjena.

Koristi se ultraljubičasti fluorescentni princip. Ulje više svijetli od vode, pa se ova pojava koristi za detekciju ulja u vodi. Na slici 4.80. prikazana je shema ovakvog uređaja. Mala količina vode se odvaja i prolazi kroz mjernu ćeliju. Ultraljubičaste zrake iz UV izvora svjetlosti usmjeravaju se na uzorak vode, a dio reflektirane svjetlosti skuplja foto-električna ćelija. Izmjerena svjetlost se uspoređuje s najvećom vrijednosti (gornja granica) u kontrolniku. Tamo gdje je veća razina zaprljanja od dopuštene gornje granične vrijednosti javlja se alarm i voda se usmjerava u kaljužni tank.



Slika 4.80. Fluorescentni detektor ulja u rashladnoj vodi

4.4.7 Analiza utjecaja radnog medija na optimalni rad motora i dijagnostika stanja motora

Motorna ulja, gorivo i voda kao rashladni medij, su vrlo utjecajni na rad brodskih Diesel motora pa je njihova kvaliteta vrlo bitna za sigurnost, ekonomičnost i dugotrajnost motora.

4.4.7.1 Utjecaj goriva

Jedan od osnovnih zadataka svakog Diesel motora je sigurno i lako upućivanje, kao i siguran i ekonomičan rad, što u velikoj mjeri ovisi o gorivu koje se upotrebljava. Caterpillar motori serije 3600 projektirani su da rade na teška goriva koja su smjesa čistih destilata i ostataka poslije destilacije. Loša značajka teških goriva je što s vodom stvaraju emulziju, pa ga je teško očistiti od emulgirane vode koja štetno djeluje na elemente sustava goriva. Da se spriječi stvaranje emulzije, gorivima se prije ukrcanja na brod dodaju aditivi. Pri upotrebi teškog goriva, potrebno je gorivo predgrijati dok se ne dobije viskoznost 10 do $17 \cdot 10^{-6} (\text{m}^2/\text{s})$. Budući da su podaci o viskoznosti ukrcanog goriva često netočni, dobro je viskoznost mjeriti viskozimetrom koji je ugrađen na tlačni vod dobavne pumpe goriva. Ako se potrebna viskoznost ne može postići zagrijavanjem, gorivo se može pomiješati s nekim lakšim destilatom. Vrlo je neprikladno svojstvo teških goriva, koja su bogata ugljikom, da stvaraju koks (karbonski ostaci) u sapnicama rasprskaca i zato upotrijebljeno gorivo treba biti stabilno pri temperaturi koja vlada u sapnicama. Stvaranje koksa i čađe, može biti uzročima abrazivnog trošenja ventila i turbokompresora, pri nižim temperaturama u cilindru, dok se pri punom opterećenju smanjuje. Tvrdi asfalti su velike, teške ugljikovodikove molekule koje sadržavaju teške metale kao što su nikal, željezo i vanadij. Sporije izgaraju pa utječu na proces izgaranja te se zahtijeva redovito čišćenje ispušne strane motora. Sumpor u gorivu povećava trošenje prstenova, košuljica motora i ventila jer se pri izgaranju stvara SO_2 i SO_3 . Bez prilagodbe motora upotrebi teškog goriva i s temperaturama ispod rosišta sumporne kiseline, trošenje košuljice može se povećati deset puta, povećanjem sumpora u gorivu s 0,6 na 3,5 %. Najefikasniji način izbjegavanja trošenja zbog sumpora u gorivu je održavanje temperature košuljice motora i ventila iznad temperature rosišta vode ili neutraliziranje kiseline s visoko lužnatim uljima za podmazivanje. Nadalje treba održavati visoke temperature zraka na usisu dok motor radi pri malim opterećenjima.

Vanadij iz goriva stvara izrazito korozivne spojeve prilikom izgaranja. Oni se tope pri višim temperaturama i stupaju u reakcije s metalnim površinama. Takvim su reakcijama posebno izloženi ispušni ventili. To dovodi do stvaranja kanalića na licu ventila čime se smanjuje nalijeganje na ležište ventila i tako se proces trošenja ventila još više ubrzava. Vanadij se ne može efikasno i ekonomično ukloniti iz teškog goriva. Stoga motor mora biti tako projektiran da smanji trošenje uzrokovano vanadijem. Teško gorivo uz sve navedene primjese sadrži još pepeo koji se pri filtriranju na efikasan način izdvaja. Nadalje postoje i katalitičke čestice koje predstavljaju sitne abrazivne čestice aluminija i silicija koje ako prođu kroz filtere goriva mogu uzrokovati oštećenje elemenata za ubrizgavanje goriva, a također utječu na povećanje trošenja prstena i košuljice motora.

Iz ove analize vidi se da će se gorivo s odgovarajućim povoljnim svojstvima odraziti na zadovoljavajuće karakteristike motora i njegov vijek trajanja.

Tablica 4.16. Granične vrijednosti primjese u goriva za Caterpillar motore

OSOBI NE GORIVA	LAKO GORIVO	TEŠKO GORIVO	
		KOD UKRCAJA	KOD RASPRKAČA
gustoća kod 15(°C), (kg/m ³)	830	1010	1010
viskoznost kod 38(°C), 10 ⁻⁶ (m ² /s)	1,4 ÷ 2,0		
viskoznost kod 50(°C), 10 ⁻⁶ (m ² /s)		700	
viskoznost kod 135(°C), 10 ⁻⁶ (m ² /s)			10 ÷ 17
sumpor, (%)	0,5	5	5
vanadij, (ppm)		600	600
karbonski ostaci,(%)	1,05	22	22
asfalt, (%)		15	15
voda i sedimentacija, (%)	0,1	1,0	1,0
aluminij, (ppm)			
silicij, (ppm)			
pepeo, (%)	0,02	0,2	0,15
cetanski broj	niv 40		
temperatura zamućenja	ne iznad okoline		
gravitacija, API	30 niv; 45max		
točka tečenja	6°C ispod. temp. Okoline		
aroma, (%)	35		

Goriva koja ne odgovaraju minimalnim zahtjevima proizvođača motora sigurno će utjecati na kompresiju, vijek trajanja filtera, sustav ubrizgavanja, dužinu servisnog intervala, pokretanje motora i/ili trajanje ventila, klipova, prstenova, košuljica i ležajeva.

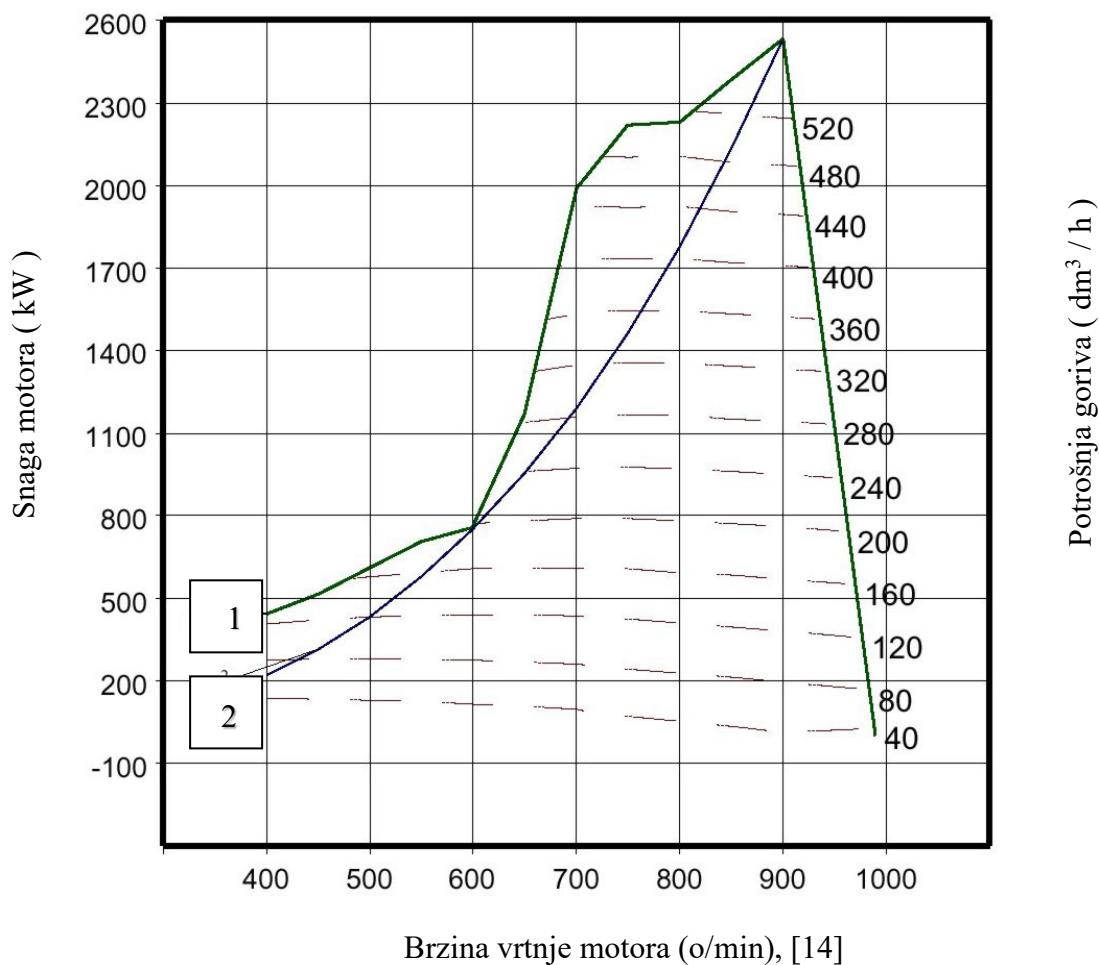
Da bi se zadovoljili kriteriji za teško gorivo u pogledu smanjenja nečistoća, ono se može miješati s lakšim frakcijama goriva. Miješanje se može provesti prema izrazu :

$$P_{TG} = \frac{100}{1 + \left(\frac{A \cdot B \cdot \rho_T}{B - C \cdot \rho_L} \right)}$$

gdje je :

- P_{TG} - postotak teškog goriva u smjesi (%),
- A - postotak nečistoća postojećeg teškog goriva (%),
- B - željeni postotak nečistoća smjese (%),
- C - postotak nečistoća destiliranog goriva (%),
- ρ_T - gustoća teškog goriva (kg/m³),
- ρ_L - gustoća destiliranog goriva (kg/m³).

Potrošnja goriva pri određenoj snazi motora Caterpillar serije 3600 u odnosu na broj okretaja prikazana je dijagramom na slici 4.81.



1. Krivulja zone opterećenja; 2. Krivulja zahtjeva propulzije

Slika 4.81. Međuovisnost brzine vrtnje, snage motora i potrošnje goriva

4.4.7.2 Utjecaj ulja

Izbor ulja za nove Caterpillar-ove motore serije 3600 je mnogo teže i vremenski možda zahtjevnije nego što je to bio slučaj sa starim motorima koji su imali specifičnu manju snagu i pri tome veće troškove nabave i rada. Da bi ulje bilo prihvatljivo mora imati API klasifikaciju CD, CD2 ili CE i mora proći Caterpillar-ov Mikro-oksidacijski test. Mikro-oksidacijski test sastoji se u zagrijavanju uzorka materijala istog sastava kao što je i materijal krune klipa motora serije 3600. Zagrijavanjem se nastoje postići temperature koje se pojavljuju pri radu motora. Mala količina testnog ulja se nanese na površinu metala i onda se mjeri vrijeme koje je potrebno da nastupi brzo taloženje ulja, tzv. indukcijsko vrijeme.

Ako je indukcijsko vrijeme manje od 120 minuta, kvaliteta ulja je neprihvatljiva, a ako je 120 minuta ili više kvaliteta ulja je zadovoljavajuća.

Ulje u pogonu gubi svoju kvalitetu i postaje nečisto. Takva se promjena ulja naziva starenje. U motoru ulje stari zbog unutarnjih tj. kemijskih promjena i zbog vanjskih promjena, tj. zbog primjesa čađe, goriva i vode.

Kemijske promjene nastaju oksidacijom i polimerizacijom. Oksidacija je zavisna o dodiru s kisikom, o temperaturi, katalitičkim djelovanjima metala i o sastavu ulja. Ispod 100 °C ulje polagano oksidira, a kad se temperatura povisi na 110 °C, oksidacija se skoro udvostruči. Da se smanji oksidacija uljima se dodaju aditivi (inhibitori). Vanjsko starenje nastaje uglavnom zbog primjesa. Najveći utjecaj na količinu primjesa imaju izgarni plinovi koji prolaze mimo stapa (koje prstenovi propuštaju) i koji sa sobom povlače gorivo, čađu, vodu i kiseline. Strane primjese dolaze u ulje iz atmosfere i habanjem dijelova u dodiru s uljem.

Produkti starenja loše djeluju na motor, pospješuju trošenje i koroziju, smanjuju mazivost ulju, te pojačavaju stvaranje naslaga i taloga.

Da bi se postigla maksimalna trajnost motornog ulja i osigurala optimalna zaštita dijelova motora, mora se primjenjivati procedura redovitog uzimanja uzoraka ulja (S·O·S analiza). Procedurom se ustanovljava interval izmjene ulja baziran na analizi i zahtijevanim ograničenjima za motor. Za optimalni program, uzorci ulja se moraju uzimati svakih 250 radnih sati motora.

S·O·S analiza sastoji se od dvije test procedure:

- analiza istrošenosti motora i
- analiza stanja ulja.

Analiza istrošenosti motora se obično vrši s atomskom apsorpcijom spektrofotometrom ili plamenom emisijom spektroskopije. Nakon što su uzeta tri uzorka, utvrđuju se trend krivulje za razne dijelove koji se troše. Oštećenja koja uzrokuju smetnje mogu se ustanoviti kada se trend linije počne razlikovati od propisane norme.

Analiza stanja ulja sadrži slijedeće:

- analiza čađe i sumpornih produkata. Indeks čađe je u korelaciji sa sadržajem čađe ili ugljikovih čestica u ulju;
- analiza oksidacije. Oksidacijski nivo je u korelaciji s količinom istrošenog ulja;
- analiza sadržaja vode. Maksimalna dopuštena količina vode je 0,5%;
- analiza količine glikola. Nije dozvoljena nikakva prisutnost glikola;

-
- analiza viskozitetu ulja. Granica upotrebljivosti ulja je kad njegova viskoznost poraste za $3 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ iznad viskoznosti novog ulja.

Početni interval zamjene ulja kod Caterpillar-ovih motora serije 3600 je 1025 sati. Vremenski intervali izmjene ulja se mogu produžavati samo ako rezultati analize pokazuju da je ulje još uvijek unutar funkcionalnih granica. Smjer linije za svaki mjereni parametar mora imati konstantan nagib i ne smije biti izvan granica. Ako je stanje ulja nakon ispitivanja zadovoljavajuće, može se produljivati vremenski interval zamjene ulja za 250 sati.

Potrošnja ulja, zajedno s troškovima održavanja može se upotrijebiti za izračunavanje operativnih troškova. Faktori koji utječu na potrošnju ulja su: radno opterećenje motora, gustoća ulja, dodaci ulju i način održavanja. Potrošnja ulja za nove 3600 motore koji rade pri 100% opterećenja je 0,486 g/kWh. Ova vrijednost može značajno varirati, zavisno od stanja motora, faktora opterećenja i načina održavanja. Također, pri malim potrošnjama se ova vrijednost također može mijenjati. Zbog toga ove vrijednosti treba shvatiti samo kao procjenu za nabavu novog ulja.

Donji izraz može poslužiti za izračunavanje potrošnje ulja po satu :

$$B(\text{dm}^3/\text{h}) = \frac{P \cdot f \cdot b}{\rho}$$

gdje je :

- P - snaga motora, (kW),
- f - faktor opterećenja, (%),
- b - specifična potrošnja, (g/ kWh),
- ρ - gustoća ulja, (g/dm^3); obično iznosi $899 \text{ (g}/\text{dm}^3)$.

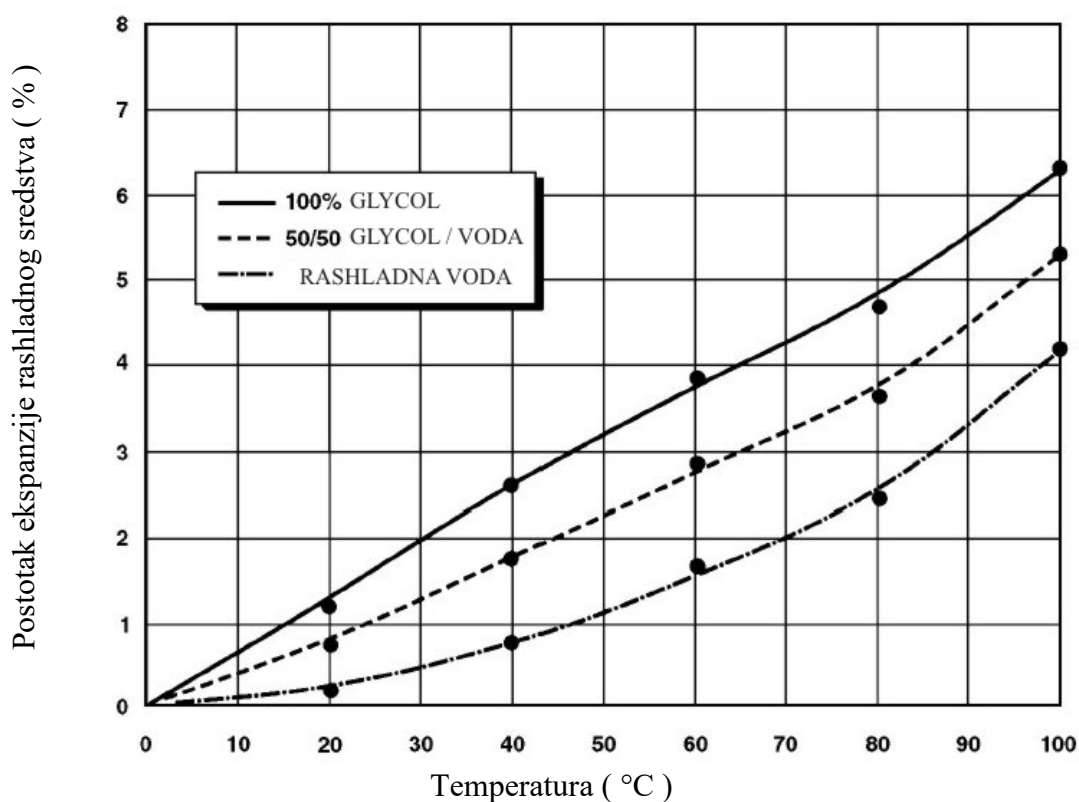
Kada se potrošnja ulja poveća otprilike tri puta u odnosu na potrošnju novog motora, trebalo bi obaviti tehnički pregled motora zbog istrošenosti. Caterpillar motori serije 3600 mogu ipak raditi i pri potrošnji ulja od 2,2 (g/kWh) bez oštećenja. Točno vrijeme kada se treba izvršiti tehnički pregled motora može se odrediti iz krivulje izlazne snage, specifične potrošnje goriva i radnog tlaka u cilindru. Ako motor još uvijek radi na prihvatljivom nivou, ne treba vršiti tehnički pregled.

4.4.7.3 Utjecaj rashladne vode

Naslage na vodenoj strani dijelova motora koje se hlade vodom često uzrokuju trošenje košuljica ili pucanje glava motora. Nažalost, ovo se često ne primjećuje kod pregleda jer kamenac, mulj i oksidirane naslage izgledaju beznačajne. Ustvari, tvorevine manje od 1(mm) uzrokuju značajno povećanje toplinskog gradijenta na dotičnom metalu. Glavni problem kod rashladnih sustava brodskih Diesel motora je korozija. Proces korozije nastaje zbog prisustva oslobođenog kisika u vodi, a voda također može apsorbirati kisik iz zraka u tanku, jer tank nije zračno nepropusan. Drugi problem je kavitacijska korozija, odnosno erozija. Kavitacijsko oštećenje slično rupačastu koroziju, ali je uzrok pojave mehaničke, a ne kemijske prirode. Kavitacija obično nastaje radi vibracija i turbulentnog dotoka vode u sustav. To je rezultat visokotlačnih i niskotlačnih valova u sustavu koji stvaraju parne mjehuriće na metalnim površinama. Mjehurići se šire, a zatim velikom brzinom implodiraju pod visokim dodirnim tlakom. Ovo djelovanje uništava zaštitni sloj oksida na površini metala i prodire u metal. Ukoliko je voda korozivna kavitacijska oštećenja će biti brža i ozbiljnija. Rashladna voda mora

biti pripremljena tako da sprječava kemijsku i elektrokemijsku koroziju unutarnjih stjenki rashladnog sustava. Također treba spriječiti stvaranje taloga koji smanjuje toplinsku vodljivost stjenki sustava radi povećane tvrdoće vode. Stoga se vrši omekšavanje vode, ali ako je voda premekana, tada zajedno s antikorozivnim dodacima nastaje pretjerano pjenjenje. Korozija u rashladnim sustavima brodskih Diesel motora se sprječava dodavanjem korozivnih inhibitora. To su kemikalije koje zaštićuju metale od korodiranja, sprječavaju stvaranje kamenca, smanjuju pjenjenje, te omogućuju PH kontrolu. Ako brod plovi u hladnim područjima, može doći do zamrzavanja rashladne vode, što bi imalo štetne posljedice. Stoga se dodaju kemijska sredstva protiv zamrzavanja na bazi etil-glikola. Pri tome je potrebno ispitati postotak sredstva protiv zamrzavanja prema zahtijevanoj dopuštenoj temperaturi zamrzavanja mješavine vode i etil-glikola. Caterpillar preporuča mješavinu 50-50% glikol-voda.

Koncentracija ispod 30% zahtjeva dodatne inhibitore korozije da bi se održala zadovoljavajuća kvaliteta rashladne vode. Potrebna koncentracija može se odrediti s iz dijagrama na slici 4.82.



Slika 4.82. Dijagram za određivanje glikola u rashladnoj vodi

Voda za hlađenje koja se koristi kod Caterpillar motora, mora imati slijedeće značajke:

- tvrdoća 170 (ppm) max,
- PH 5,5 ÷ 9,
- kloridi 40 (ppm),
- sulfati 100 (ppm),
- silikati 25 (ppm),
- ukupne krute tvari 340(ppm).

4.4.7.4 Utjecaj morske vode

Korozija i obrasline u cjevovodu morske vode djeluju na povećanje otpora strujanja, a time i na smanjenje rashladnog učina u izmjenjivaču topline. Stoga utječu i na smanjenje snage porivnog motora ili pak drugih strojeva. U brodogradnji se za izradu cjevovoda morske vode upotrebljava bakar i njegove legure s niklom i legura aluminij – mjed kao trajni materijali. Uobičajeni materijal je čelik, a cijevi su pocinčane iznutra i izvana.

Na koroziju materijala cijevi i pripadnih elemenata ugrađenih u cjevovod utječe međusobni električni potencijal materijala. Dođu li dva metala u međusobnu vezu preko morske vode kao elektrolita, nastat će električna struja koja ide od pozitivnijeg na negativni element. Pri tome se negativna kovina, koja predstavlja anodu troši, odnosno kaže se da korodira. Kako su u cjevovodima potrebni mnogi zaporni uređaji, treba paziti da materijali tih uređaja ne uzrokuju koroziju cijevi od čelika. Takvi zaporni uređaji se izvode od bronce koja je otporna na koroziju. Ako cijevi treba zaštititi od korozije, primjenjuje se katodna zaštita, kad se kao anoda upotrebljava cink. Posebni elementi cinka, koji se nazivaju cink protektori, štite željezne, odnosno čelične dijelove od trošenja. Osim kod cijevi, upotrebljavaju se i na trupu broda, u rashladnicima, u bloku motora itd. Organizmi koji stvaraju obrasline u unutrašnjosti cijevi kroz koje protječe morska voda, sastoje se iz nakupina algi koje metamorfozom izrastaju u školjke. Čim se primijeti prisustvo algi i školjki, moraju se provesti periodični kemijski tretmani (najčešće klor) ubrizgavanjem u sustav morske vode. Ako morska voda sadrži otpad, koriste se dodatna sita za sprječavanje začepjenja cijevi u izmjenjivačima topline, a u slučajevima velike zamuljenosti i prisutnosti abrazivnih materijala postavljaju se filteri za ispiranje.

Tipični faktori onečišćenja su prikazani slijedećom tablicom. Bazirani na iskustvu s terena, Caterpillar izmjenjivači topline koriste 0,007 faktor onečišćenja.

Tablica 4.17. Faktori onečišćenja

FAKTORI ONEČIŠĆENJA		
Temperatura morske vode za hlađenje	≤ 32 (°C)	
Brzina strujanja morske vode kroz rashladnik	≤ 0,9 (m/s)	≥ 0,9 (m/s)
Rashladni medij prema mjestu uzimanja	Faktor onečišćenja	
Otvoreno more	0,005	0,005
Boćata voda	0,002	0,001
Riječna voda	0,003	0,002
U lukama	0,008	0,006

4.4.8 Održavanje motora po radnim satima

Svaki uređaj namijenjen kontinuiranom radu potrebno je održavati. Održavanje tehničkih sustava je izuzetno složen proces koji traži integralno izučavanje i potpuno razumijevanje u cilju ostvarivanja postavljenih zadataka od početka projektiranja novih tehničkih sustava do njihovog konačnog otpisa.

Složenost konstrukcije tehničkih sustava, u ovom slučaju motornog sustava dovelo je do povećanja raznovrsnosti njihovih sastavnih dijelova, promjene karaktera i nivoa opterećenja, a samim time i do različitih razina pouzdanosti svakog sastavnog djela.

Zbog toga se u instrucijskim knjigama za tako složene sustave mora unaprijed propisati koje dijelove i u kojim vremenskim razmacima treba izvršiti održavanja.

Poslovi održavanja obuhvaćaju:

- a) periodične preglede:
 - preventivni pregledi,
 - čišćenje i zaštita i
 - podmazivanje.
- b) traženje i otklanjanje slabih mjesta na tehničkim sustavima
- c) kontrolni pregledi
- d) planske popravke:
 - male,
 - srednje i
 - velike.

4.4.8.1 Popis intervala održavanja za Caterpillar motore serije 3600

DNEVNO ODRŽAVANJE (ILI PRIJE POČETKA PUTOVANJA):

- provjeriti razinu ulja u zračnom uputniku motora,
- izvršiti odvodnjavanje spremnika zraka,
- provjeriti nivo rashladnog sredstva u sustavu hlađenja,
- provjeriti razinu ulja u motoru,
- izvršiti odvodnjavanje filtera goriva,
- očistiti filter zraka na motoru,
- provjeriti razinu ulja u regulatoru,
- kontrolirati instrument ploču u kontrolnoj kabini,
- izvršiti vizualnu kontrolu pogona (strojnog kompleksa).

ODRŽAVANJE NAKON 250 SATI (ILI ŠEST TJEDANA):

- izvršiti analizu rashladnog sredstva u sustavu hlađenja,
- uzeti uzorak ulja iz motora za analizu,
- provjeriti ispravnost detektora uljnih para,
- testirati prisilno zaustavljanje rada motora,
- provjeriti spojeve polužja regulatora motora.

ODRŽAVANJE NAKON 250 SATI (ILI ŠEST TJEDANA):

- očistiti detektor uljnih para,
- zamijeniti filter detektora uljnih para,
- kontrolirati temelje motora.

ODRŽAVANJE NAKON ŠEST MJESECI:

- uzeti rashladno sredstvo iz sustava hlađenja za analizu.

ODRŽAVANJE NAKON POČETNIH 1000 SATI:

- kontrolirati mehanizam za okretanje ventila (eng. rotocap),
- kontrolirati i podesiti zračnost ventila.

ODRŽAVANJE NAKON 1000 SATI (ILI ŠEST MJESECI):

- provjeriti temelje motora,
- provjeriti sustav za podmazivanje,
- kontrolirati tlakove izgaranja,
- promijeniti elemente tlačnog filtera ulja,
- promijeniti elemente tlačnog filtera goriva,
- promijeniti usisni filter goriva,
- podmazati pumpu za predpodmazivanje.

ODRŽAVANJE NAKON 2000 SATI (ILI JEDNA GODINA):

- odvodniti rashladnik zraka,
- očistiti ili po potrebi zamijeniti detektor uljnih para,
- kontrolirati i podesiti zračnost ventila.

ODRŽAVANJE NAKON 4000 SATI (ILI JEDNA GODINA):

- očistiti i prekontrolirati zračni dio rashladnika zraka,
- očistiti bubanj za podmazivanje zračnog uputnika motora.

ODRŽAVANJE NAKON 8000 SATI (ILI JEDNA GODINA):

- baždariti sigurnosne ventile na glavama motora.

ODRŽAVANJE NAKON 8000 SATI (ILI TRI GODINE):

- promijeniti rashladno sredstvo u sustavu hlađenja,
- zamijeniti termostat vode visoke i niske temperature na motoru,

-
- kontrolirati brjegove bregastog ili razvodnog vratila,
 - kontrolirati utege na koljenastom vratilu,
 - zamijeniti termostat ulja na motoru,
 - kontrolirati zaštitu ispušne cijevi,
 - zamijeniti ulje u regulatoru,
 - kontrolirati turbopunjač,
 - kontrolirati pumpu vode.

ODRŽAVANJE NAKON 16000 SATI:

- promijeniti rashladno sredstvo u sustavu hlađenja.

ODRŽAVANJE IZMEĐU 16000 I 24000 SATI :

- tehnički pregled vrha motora (mala planska opravka).

-popraviti:

- glave cilindra,
- sjedište ispušnog ventila,
- sjedište usisnog ventila,
- opruga ispušnog ventila,
- opruga usisnog ventila,
- ispušni ventil,
- usisni ventil,
- mehanizam za okretanje ventila (eng. rotocap),
- pladanj opruga ventila.

Ako se ne mogu izbrusiti ventil i sjedište ventila, tada treba izvršiti zamjenu.

-zamijeniti:

- ležajeve ojnice motora,
- brtvu glave cilindra,
- brtvu na ispušnoj strani glave motora,
- brtvu na usisnoj strani glave motora,
- brtvu protočne pumpe goriva,
- brtve na rashladniku ulja,
- ležajeve i brtve privjesne pumpe ulja,
- termostat ulja i brtvu termostata,
- ležajeve turbopunjača, blazinice ležajeva i brtve,
- prekotlačni ventil pumpe za podmazivanje,
- ležajeve i brtve privjesne pumpe slatke vode,
- termostat vode visoke i niske temperature i brtvu,
- rasprskič.

-očistiti i kontrolirati:

- uljnu stranu rashladnika ulja,

-
- sito usisnog filtera ulja.

-kontrolirati i zamijeniti:

- košuljicu cilindra,
- zaštitu ispušnog cjevovoda,
- zračni uputnik motora.

ODRŽAVANJE OD 36000 DO 40000 SATI:

Tehnički pregled motora (velika planska opravka):

-popraviti:

- ležajeve centrifugalnog filtera ulja,
- glave motora,
- zračni uputnik motora.

-zamijeniti:

- temeljne i leteće ležaje motora,
- ventile i vodilice ventila na glavama motora,
- brtve ispuha glavi motora,
- zaštitu ispušnih cijevi,
- ležaje zupčanika razvoda motora,
- brtve usisa glavi motora,
- termostat ulja i brtvu termostata,
- rasprskič,
- termostat vode visoke i niske temperature s brtvama,
- izbrusiti sjedišta ventila i ventile.

- kontrola i zamjena:

- rashladnik zraka,
- alarm i kontrolu zaustavljanja motora,
- bregasto vratilo,
- ležajeve bregastog vratila,
- gornji ležaj ojnice,
- košuljicu cilindra,
- ispušni cjevovod,
- zupčanike i međuzupčanike razvoda,
- blazinicu ležaja privjesne pumpe ulja i brtvu pumpu,
- klip i klipne prstene,
- ventil za ograničenje tlaka ulja,
- ležajeve kotačića poluga ventila,
- odrivni ležaj,
- ležaji i blazinice ležaja turbopunjača sa brtvama.

-očistiti i kontrolirati :

- uljnu stranu rashladnika ulja,
- usisni filter ulja.

- zamijeniti brtve na :

- poklopcu bregastog vratila,
- poklopcu pogona bregastog vratila,
- poklopcu centralne strukture,
- sigurnosnim poklopcima kartera motora,
- kućištu razvoda motora,
- cjevovodu goriva,
- protočnoj pumpi goriva,
- rashladniku ulja,
- cjevovodu ulja,
- ventilu za ograničavanje tlaka,
- cjevovodu vode,
- poklopcu ventila na glavi motora,
- poklopcu razvodnika zupčanika i međuzupčanika.

4.4.9 Smjernice za proračun sustava morske vode

Proračun sustava morske vode sastoji se od proračuna promjera cjevovoda, debljine stjenke cijevi te padova tlaka zbog prilagodnih elemenata, zapornih uređaja i izmjenjivača topline; te proračuna pumpe tj. visine dobave, kapaciteta, snage, stupnja korisnosti i osnovnih dimenzija rotora [13, 14, 15].

Cilj nije vršiti projektiranje, već jednostavno prikazati koji sve faktori utječu na pogon sustava morske vode.

4.4.9.1 Smjernice proračuna cjevovoda

Kod konstrukcije cjevovoda, potrebno je svaki njegov dio pravilno odabrati. Ako bi npr. promjer cijevi bio predimenzioniran, bio bi smanjen i koristan prostor, povećala bi se težina, a cijena takvog cjevovoda bi se povećala. S druge strane, ukoliko bi promjer cijevi bio manji od potrebnog, ne bi bilo moguće osigurati potreban protok medija, došlo bi do oštećenja pumpe, i nedovoljnog hlađenja strojeva.

4.4.9.2 Promjer cijevi

Za pravilan izbor promjera cijevi potrebno je više parametara. Osnova za proračun je jednadžba kontinuiteta :

$$Q = A \cdot c$$

gdje je:

Q - protok medija, (m³/s),

A - površina poprečnog presjeka, (m²),

c - brzina strujanja medija, (m/s).

Iz jednađbe kontinuiteta slijedi da je površina poprečnog presjeka :

$$A = \frac{Q}{c} \text{ (m}^2\text{)}$$

Površina presjeka cijevi je :

$$A = \frac{d^2 \cdot \pi}{4} \text{ (m}^2\text{)}$$

Slijedi promjer cijevi :

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot A}{\pi}} \text{ (m)}$$

Odnosno nakon uvrštenja gornje jednađbe slijedi:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{c \cdot \pi}} \text{ (m)}$$

Brzina strujanja kroz cjevovode ovisi o vrsti medija koji protječe, pa za različite medije vrijede slijedeće iskustvene i dopuštene vrijednosti brzine strujanja c u (m/s).

Tablica 4.18. Dopuštene brzine strujanja u brodskim cjevovodima

MEDIJ	c (m/s)
Para	20 ÷ 40
Napojna voda	1 ÷ 2
Tlačni zrak	~ 20
Ispušni plinovi	~ 30
Ulje	~ 1
Slatka voda	~ 2
Morska voda	< 4

4.4.9.3 Debljina stjenke

Debljina stjenke čeličnih i bakrenih cijevi ovisi o radnom tlaku, temperaturi i promjeru cijevi i standardizira se ovisno o promjeru prema nekom od svjetskih standarda.

Za cijevi kroz koje struji medij temperature ≤ 120 (°C), debljina stjenke cijevi prema Hrvatskom i ostalim svjetskim standardima je dana izrazom :

$$\delta = \frac{D \cdot p}{2 \cdot \xi \cdot \sigma_{v,dop}} + c \quad (\text{mm})$$

gdje je:

δ - debljina stjenke cijevi, (mm),

p - nazivni tlak, (MPa),

D - vanjski promjer cijevi, (mm),

C - dodatak zbog korozije, (mm),

($c = 1$ (mm) za čelik)

ξ - faktor slabljenja stjenki (0,6 ÷ 0,9)

($\xi = 1$ za čelične bešavne cijevi)

$\sigma_{v,dop}$ - dopušteno naprezanje materijala, (MPa).

Prema pravilima Hrvatskog registra brodova za tehnički nadzor pomorskih brodova, Dio 8 – Cjevovodi, debljina stjenke metalnih cijevi izvrnutih unutarnjem tlaku može se odrediti prema slijedećem izrazu :

$$s = s_0 + a + b \quad (\text{mm})$$

gdje je:

$$S_0 = \frac{D \cdot p}{2 \cdot \sigma_d \cdot \phi + p} \quad (\text{mm})$$

D - vanjski promjer cijevi, (mm),

p - proračunski tlak, (MPa),

ϕ - faktor čvrstoće,

c - dodatak za koroziju, (mm),

b - dodatak za savijanje, (mm),

a - koeficijent materijala,

$$b = \frac{1}{2.5} \cdot \frac{D}{R} \cdot s_0 \quad (\text{mm})$$

R - srednji polumjer savijene cijevi, (mm),

σ_d - dopušteno naprezanje materijala, (MPa).

4.4.9.4 Pad tlaka u cjevovodu

Pad tlaka zbog otpora strujanja u cijevima

Pri strujanju tekućine nastaju gubici tlaka prilikom svladavanja otpora trenja u ravnim cijevima, zapornim uređajima. Te gubitke mora nadoknaditi odgovarajući tlak pumpe.

Pad tlaka u ravnom dijelu cjevovoda iznosi :

$$\Delta p = \sum_{i=1}^n \lambda \cdot \frac{l_i}{d_i} \cdot \frac{c_i^2}{2} \cdot \rho$$

gdje je:

Δp - pad tlaka, (Pa),

L - duljina cijevi, (m),

d - promjer cijevi, (m),

c - brzina strujanja, (m/s),

ρ - specifična gustoća medija, (kg/m³),

λ - koeficijent otpora.

Koeficijent otpora prema Langu iznosi:

$$\lambda = a + \frac{0.0018}{\sqrt{c \cdot d}}$$

gdje su:

a - koeficijent materijala, (za čelik $a = 0,012 \div 0,020$),

c - brzina strujanja, (m/s),

d - promjer cijevi, (m).

Pad tlaka u zapornim uređajima i suženjima definiran je izrazom:

$$\Delta p = \sum_{i=1}^n \xi_i \cdot \frac{c_i^2}{2} \cdot \rho \quad (\text{Pa})$$

gdje je:

- Δp - pad tlaka, (Pa),
 ζ - koeficijent otpora,
 c - brzina strujanja, (m/s),
 ρ - specifična gustoća medija, (kg/m³)

Ovaj pad tlaka može se usporediti i s padom tlaka određene duljine cijevi različitih promjera prema slijedećoj tablici.

Tablica 4.19. Ekvivalentnost singularnih gubitaka i gubitaka u ravnom dijelu cjevovoda

Zaporni ili fazonski komad	Zamjena duljine cijevi za različite nazivne promjere			
	0 ÷ 100 m	100 ÷ 200 m	200 ÷ 400 m	400 ÷ 800 m
90 ° blago koljeno	2	3	6	12
90 ° oštro koljeno	6	12	25	50
45 ° blago koljeno	1	2	4	8
T - komad	10	20	50	80
Zasun, otvoren	1	3	4	8
Prolazni ventil	15	30
Nožni ventil s usisnim košem	15	25	40	...

Pad tlaka u izmjenjivaču topline

Ukupni pad tlaka u izmjenjivaču topline sastoji se iz dva dijela; od pada tlaka uslijed otpora strujanja unutar cijevi izmjenjivača, te od pada tlaka zbog otpora fluida na ulazu u cijevi.

Pad tlaka uslijed otpora strujanja unutar cijevi izmjenjivača određuje se prema izrazu :

$$\Delta p_1 = \sum_{i=1}^n \xi_i \cdot \frac{c_i^2}{2} \cdot \rho \quad (\text{Pa})$$

gdje je:

- ζ - koeficijent gubitaka

$$\xi = \lambda \cdot \frac{l_C}{d_1}$$

l_C - ukupna duljina jednog prolaza cijevi sa koljenima, (m),

d_1 - unutarnji promjer cijevi izmjenjivača, (m),

λ - koeficijent trenja,

$\lambda = \frac{64 \cdot \Phi}{Re}$ za laminarno strujanje u cijevima

Φ - koeficijent oblika ($\Phi=1$ za okrugle cijevi),

Re - Reynolds-ov broj,

$$Re = \frac{c \cdot d_1}{\nu}$$

ν - kinematički viskozitet fluida, (m²/s),

Pad tlaka u izmjenjivaču zbog otpora medija na ulazu u cijevi definiran je izrazom :

$$\Delta p_2 = n_C \cdot n_P \cdot \zeta \cdot \frac{c^2}{2} \cdot \rho \quad (\text{Pa})$$

gdje je

n_C - broj cijevi u izmjenjivaču topline,

n_P - broj prolaza cijevi kroz izmjenjivač topline,

ζ - koeficijent gubitaka (za oštri ulaz u cijev izmjenjivača = 0,5),

c - brzina strujanja medija, (m/s),

ρ - specifična gustoća medija, (kg/m³).

Ukupni pad tlaka u izmjenjivaču topline iznosi:

$$\Delta p = \Delta p_1 + \Delta p_2 \quad (\text{Pa})$$

4.4.9.5 Smjernice proračuna centrifugalne pumpe

Centrifugalna pumpa se sastoji od fiksnog spiralnog kućišta i rotora pričvršćenog na vratilu, koji se okreće velikom brzinom. Kada se rotor okreće, potiskuje tekućinu koja se nalazi između lopatica. Djelovanjem centrifugalne sile tekućina povećava brzinu koja se dijelom pretvara u tlak.

Kod ovih pumpi, pretvorba dovedene mehaničke energije vrši se u tri faze :

- usisavanje ili upijanje tekućine,
- djelovanje rotora,
- pretvorba u sprovodnom aparatu.

Upijanje se sastoji u stvaranju potrebnog podtlaka u usisnom cjevovodu da bi atmosferski tlak potisnuo tekućinu prema rotoru. Centrifugalne pumpe ne mogu stvarati podtlak potreban za početak usisavanja, pa se potreban podtlak može postići vakuum pumpom ili punjenjem usisnog cjevovoda tekućinom.

Visina dobave pumpe

Ukupan pad tlaka u cjevovodu u izmjenjivaču topline jednak je :

$$\Delta p = \Delta p_C + \Delta p_I \text{ (Pa)}$$

gdje je:

Δp_C - pad tlaka u cjevovodu,

Δp_I - pad tlaka u izmjenjivaču topline.

Pored navedenih padova tlaka, pumpa svojom visinom dobave mora pokriti i razliku tlakova u spremnicima, usisnu visinu (usisni spremnik do pumpe), tlačnu visinu (tlačni spremnik do pumpe), te razliku brzina na ulazu i izlazu iz cjevovoda. Prema tome je visina dobave pumpe :

$$H_m = \Delta p + \Delta p_s + \rho g h_u + \rho g h_t + \rho (c_{iz}^2 - c_{ul}^2) / 2 \text{ (Pa)}$$

Δp - ukupan pad tlaka u cjevovodu i izmjenjivaču topline, (Pa),

Δp_s - razlika tlakova u spremnicima, (Pa),

h_u - usisna visina, (m),

h_t - tlačna visina, (m),

c_{ul} - brzina na ulazu u cjevovod, (m/s),

c_{iz} - brzina na izlazu iz cjevovoda, (m/s),

ρ - specifična gustoća medija, (kg/m³),

g - gravitacijsko ubrzanje, (9,81 m/s²).

Stvarni kapacitet pumpe

$$Q = \dot{m} / \rho \quad (\text{m}^3/\text{s})$$

gdje je:

\dot{m} - protok medija koji pumpa treba dobaviti, (kg/s);

$$\dot{m} = \frac{\Phi}{c \cdot \Delta\vartheta}$$

Q - toplinski tok, (W),

c - specifični toplinski kapacitet medija, (J/kgK),

$\Delta\vartheta$ - porast temperature medija, (°C),

$$\Phi = P \cdot (1 - \eta_m)$$

P - snaga motora, (W),

μ_m - mehanička koisnost motora.

Teoretski kapacitet pumpe

$$Q_t = Q / \mu_v$$

gdje je:

Q - stvarni kapacitet pumpe, (m³/s),

η_v -volumetrijski stupanj korisnosti pumpe.

Snaga i stupanj djelovanja pumpe

$$P = Q H_m \quad (\text{W})$$

$$P_{ef} = Q H_m / \eta_P \quad (\text{W})$$

gdje je:

P - teoretska snaga pumpe, (W),

P_{ef} - efektivna snaga pumpe (na spojci), (W),

H_m - manometarska visina dobave pumpe, (N/m²),

Q - kapacitet pumpe, (m³/s),

η_P - ukupni stupanj djelovanja pumpe,

$$\eta_P = \eta_v \eta_m \eta_h$$

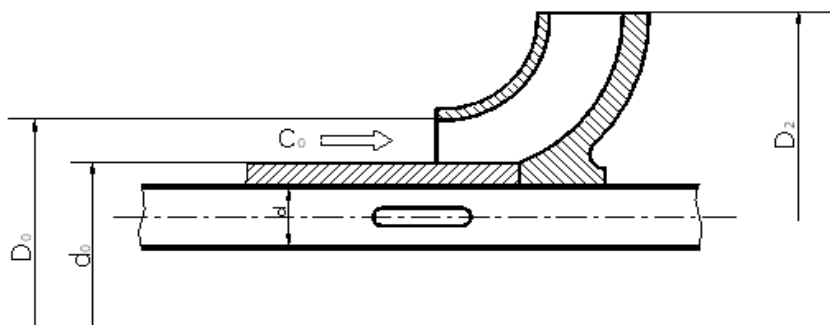
η_m - mehanički stupanj korisnog djelovanja,

η_v - volumetrijski stupanj korisnog djelovanja,

η_h - hidraulički stupanj korisnog djelovanja.

Osnovne dimenzije rotora pumpe

Osnovne dimenzije rotora pumpe prikazane su na slici 4.83.



Slika 4.83. Prikaz osnovnih dimenzija rotora pumpe

Potreban promjer vratila:

$$d_{min} = (16 M_t / \sigma_{dop})^{1/3} \quad (\text{m})$$

gdje je

σ_{dop} - dopušteno tangencijalno naprezanje, (N/mm^2),

M_t - moment torzije koji je potrebno prenijeti vratilom, (Nm),

$$M_t = P / \omega$$

P - snaga na vratilu, (W),

ω - kutna brzina, (s^{-1}),

$$\omega = 2 \pi n \quad (\text{s}^{-1})$$

N - brzina vrtnje pumpe,

Promjer glavine (iskustveni podatak) :

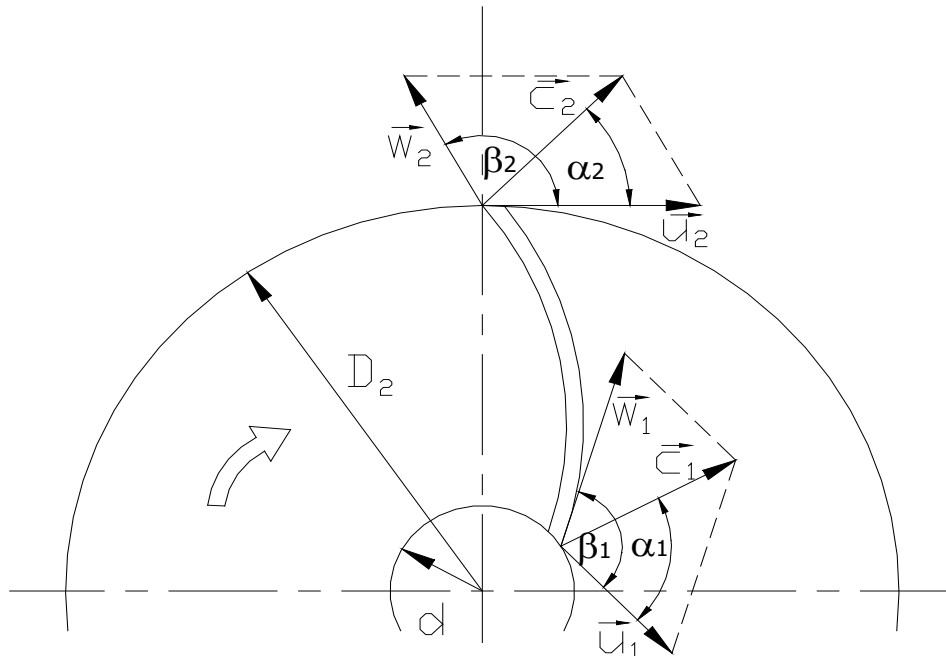
$$d_0 = (1,2 \div 1,4) d_{min} \quad (\text{m})$$

w_1 - relativna brzina medija,

u - obodna brzina,

c_1 - apsolutna brzina,

Brzine tekućine na ulazu i izlazu iz rotora prikazane su na slici 4.84.



Slika 4.84. Brzine na rotoru centrifugalne pumpe

Maksimalan iznos apsolutne brzine medija :

$$c_{0max} = (0,060 \div 0,085) (Q n^2)^{1/3}$$

gdje je:

Q - kapacitet pumpe, (m^3/s),

n - brzina vrtnje pumpe, (okr/s).

Slijedi da je promjer D_0 jednak :

$$D_0 = \sqrt{d_0^2 + 4 \cdot \frac{Q_t}{c_{0max}}} \quad (m)$$

gdje je:

Q_t - teoretski kapacitet pumpe, (m^3/s).

Promjer D_2 se određuje na osnovu iskustvenog odnosa D_2/D_0 za poznat iznos brzohodnosti pumpe (specifičan broj okretaja) n_q :

$$n_q = n \cdot \frac{Q^{\frac{1}{2}}}{Hm^{\frac{4}{3}}} \text{ (okr / min)}$$

Za poznati iznos n_q vrijede slijedeći odnosi D_2/D_0 :

n_q	10	20	30	-
D_2 / D_0	3,50	2,00	1,50	-

Vrijednosti koje nisu definirane tablicom, mogu se odrediti linearnom interpolacijom.

LITERATURA:

- [1] S.E.M.T. PIELSTICK: Societe d'etudes de machinesthermiques PC 20, Saint-Denis, France
- [2] S.E.M.T. PIELSTICK: Moteurs diesel S.E.M.T PIELSTICK PA6-280, Description, Saint-Denis, France
- [3] Bozung H.G.: The MAN-B&W medium speed engine family-proof of a future-oriented concept, ISME KOBE'90, Vol. II
- [4] MAN-B&W: The MAN-B&W AlphaPropulsionEngine L/V 23/30A Frederikshavn, Denmark, May 1992.
- [5] MAN-B&W: The MAN-B&W AlphaPropulsionEngine L/V 28/32A rated 245 kW/cyl, Frederikshavn, Denmark, August 1992.
- [6] MAN-B&W: The VersatileEngine - Four-stroke Diesel engine L+V 20/27, Augsburg, Germany, May 1984.
- [7] Baumgartner: The Sulzer S20-An engine to meet the market requirements of 1990s.
- [8] New Sulzer Diesel: SULZER S20 Marine Generating sets, Project guide, Winterthur, Switzerland 1995.
- [9] Schmid, H.: Advanced propulsionsystems with Sulzer ZA40S mediumspeedengines, ISME KOBE '90, Vol. II
- [10] SULZER: A and AS Diesel Engines, Winterthur, Switzerland, 1988.
- [11] SULZER: AT25/AS25 the high-speedengines for heavy fueleconomy, Winterthur, Switzerland.
- [12] Eckert B.O.: Service experience with Z40-type medium speed engines, Sulzer Brothers Ltd, Winterthur, Switzerland, VIII. 83.
- [13] CATERPILLAR[®] : 3600 Marine Engine; 2001.
- [14] RADICA, G. : Dijagnostika kvarova; Pomorski fakultet, Split, 2000.
- [15] OZRETIĆ, V. : Brodski pomoćni strojevi i uređaji; Liburnija, Rijeka, 1980.

5 BRZOKRETNI ČETVEROTAKTNI MOTORI

5.1 PROIZVOĐAČI ČETVEROTAKTNIH BRODSKIH MOTORA

Brzokretni četverotaktni klipni motori se koriste uglavnom za jahte i manja komercijalna plovila kao i za dizel-generator setove na svim vrstama brodova. Različiti autori različito definiraju granicu brzine vrtnje između srednjekretnih i brzokretnih motora. Ovdje ćemo opisati neke proizvođače brzokretnih motora od 1000 okretaja u minuti i više. Mora se razlikovati brzokretni četverotaktni motor za ugradnju u jahte gdje se težište stavlja na performanse motora u smislu velikih snaga u manjim zapreminama i motora za komercijalnu upotrebu gdje se traži pouzdanost, trajnost, osiguravanje produženih intervala remonta, niski troškovi održavanja i veća ekonomičnost.

Fleksibilni proizvodni sustavi (FMS) omogućili su drugačiji pristup konstrukciji motora. Smanjeni troškovi obrade omogućili su integriranu strukturne konfiguracije. Ukupan broj dijelova tako se može znatno smanjiti u odnosu na ranije motori (do 40 posto u nekim izvedbama), potičući poboljšanu pouzdanost, manje težine i povećanu kompaktnost bez ugrožavanja lakoće održavanja. FMS također olakšava ponudu tržišno prilagođenih rješenja bez povećanja troškova.

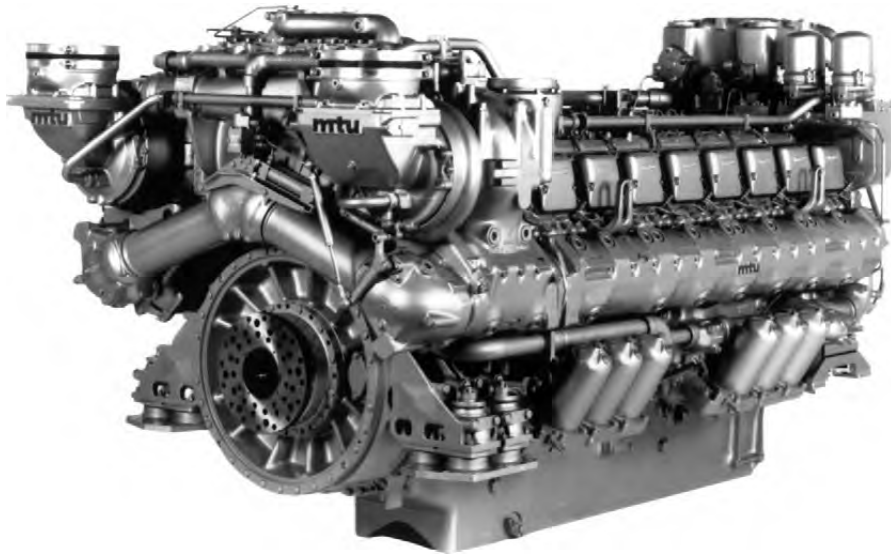
Širenje tržišnog potencijala za brzokretne motore potaknule su 1990.-ih razvoj naprednih novih rješenja za masovnu proizvodnju. Vodeći europski i američki proizvođači vršili su razmjenu istraživanja i razvoja, proizvodnje i marketinga, te su se udružili: „Cummins“ i „Wärtsilä Diesel“, MTU i „Detroit Diesel Corporation“ (DDC), te „Caterpillar“ i MAK,... Nisu svi savezi uspjeli tako da se veza „Cummins“/„Wärtsilä na kraju prekida i „Wärtsilä“ se povlači iz proizvodnje brzokretnih motora.

Inovacije koje su pridonijele razvoju brzokretnih motora su:elektronički kontrolirani sustavi ubrizgavanja goriva, commonrail sustavi ubrizgavanja goriva i sofisticirani elektronički sustavi upravljanja i nadzora.

5.2 MOTOREN- UND TURBINEN-UNION

Tvornica motora MTU (Motoren-undTurbinen-Union) iz Njemačke stvorena je 1969., kada su „Daimler-Benz“ i MAN konsolidirali razvoj i proizvodnja motora MAN i „Maybacha“ s gornjom granicom snage od 9100(kW) nudi. 1989. godine MTU iz Friedrichshafena postao je dio Deutsche Aerospacea, a potom i tvrtke „Daimler-Chrysler“ prije prelaska u „Tognum“ grupu 2006. godine.

MTU-ov motor serije 396 već je dugo poznat brodski motor, promjera cilindra 165(mm) i hodom klipa od 185(mm), te razvija snagu do 2560(kW) pri 2100(okr/min), s V90° konfiguracijom s 8, 12 i 16 cilindara (slika 5.1).

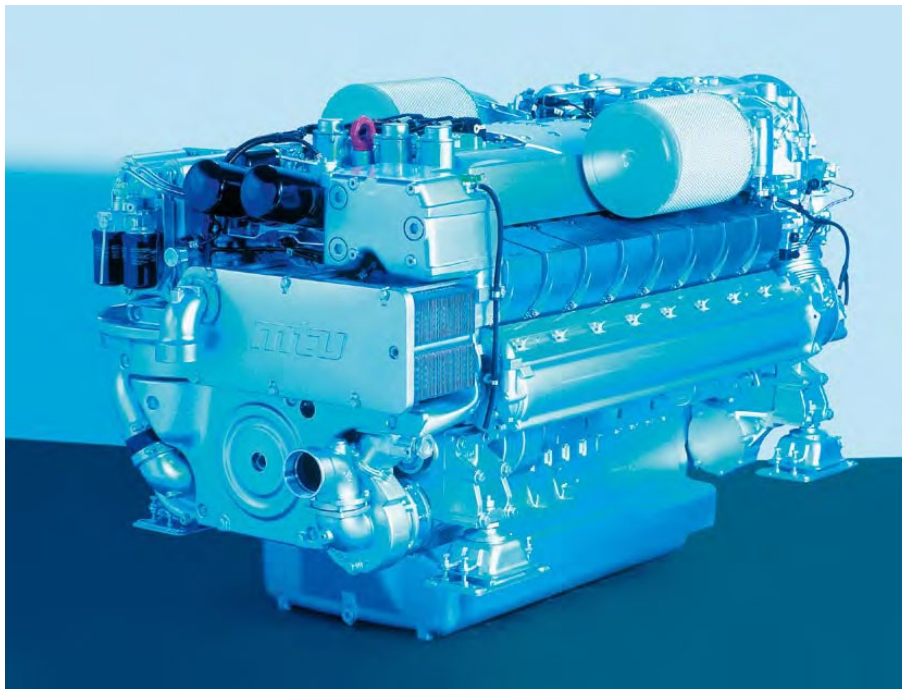


Slika 5.1. Motor MTU 16V 396 TE94, [1]

5.3 MTU / DDC MOTORI

Savez koji je MTU osnovao 1994. godine s DDC-om rezultirao je stvaranjem dva napredna motora Serije 2000 i Serije 4000, koji su počeli proizvodnju 1996. MTU bio je odgovoran za osnovni razvoj motora.

Dizajn serije 2000, s cilindrom promjera od 130(mm) i hodom od 150(mm), temelji se na kamionskom motoru Mercedes-Benz 500 (slika 5.2.). Modeli sa V90° i s 8, 10, 12 i 16 cilindara pokrivaju snage od 500(kW) do 1790(kW).



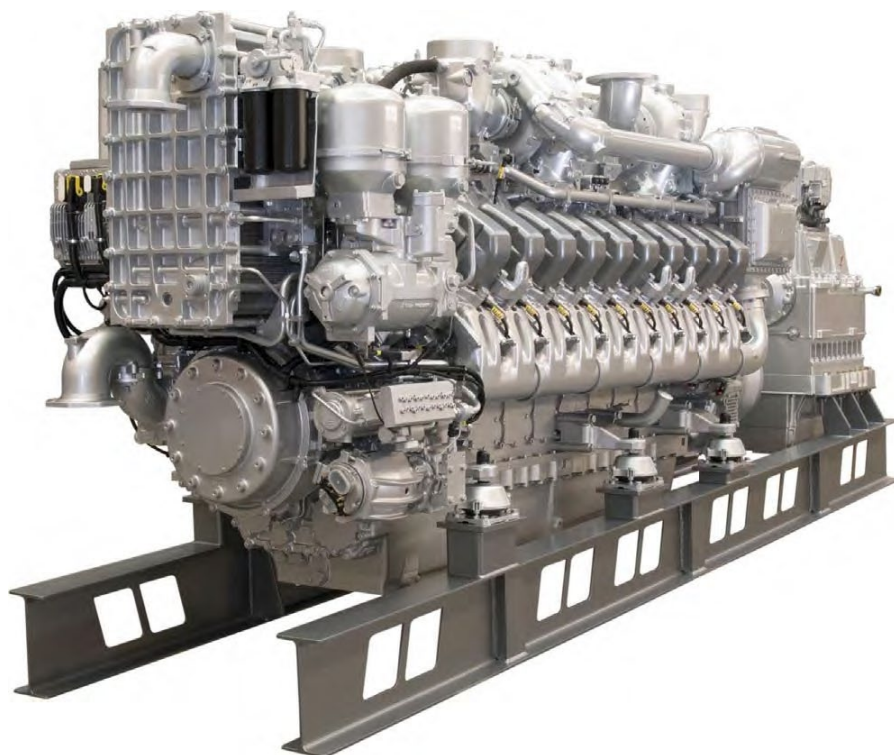
Slika 5.2. Motor MTU Serije 2000CR, s V16 cilindara, [1]

Uvid u razvoj brzokretnih motora vidimo kod svjetskih poznatih proizvođača poput njemačkog MTU. Serije motora 2000 (promjer cilindra 130(mm)) i 4000 (promjer cilindra 165(mm)) pokrivaju snage od 400(kW) do 4300(kW).

MTU je nastojao zadovoljiti zahtjeve brodovlasnika za dužim radnim vijekom i većom pouzdanošću brzih komercijalnih brodova, uz uštedu goriva i maksimalizirani teretni kapacitet.

Na tržištu brzih plovila pojavljuju se sukobljeni ciljevi između ključnih parametara kao što su niska specifična potrošnja goriva, nizak omjer težine i snage i produženi vijek trajanja motora. Ako se jedan parametar poboljša, barem jedan se pokvari. Proizvođači motora su morali optimizirati parametre ovisno o namjeni broda. Znanje o predviđenom profilu opterećenja motora ključno je za utvrđivanje specifična opterećenja koja se moraju riješiti tijekom faze projektiranja motora za uspostavu potrebnih intervala održavanja. Karakteristike opterećenja i performanse motora imaju utjecaj na performanse i trajnost turbopunjača i svih pokretnih dijelova.

Vršni tlak izgaranja ili omjer vršnog tlaka izgaranja/srednjeg cilindarskog tlaka je najvažniji čimbenik koji utječe na specifičnu efektivnu potrošnju goriva. Za visoku učinkovitost, MTU predlaže omjere vršnog tlaka paljenja/srednjeg tlaka od oko 8 (bar). S srednjim cilindarskim tlakom od 22 (bar) (jednostupanjskim turbopunjenjem), vršni tlak izgaranja trebao bi biti u rasponu od 160–180 (bar). Sa dvostupanjskim turbopuhalom, tlakovi izgaranja idu iznad 200 (bar). S dvostupanjskim turbopunjačem, potrošnja goriva može se smanjiti rashladnikom prednabijenog zraka. Specifična potrošnja goriva od 194(g/kWh) smatrala se iznimnom za motor s omjerom snage i težine između 2,7(kg/kW) i 3,5(kg / kW).

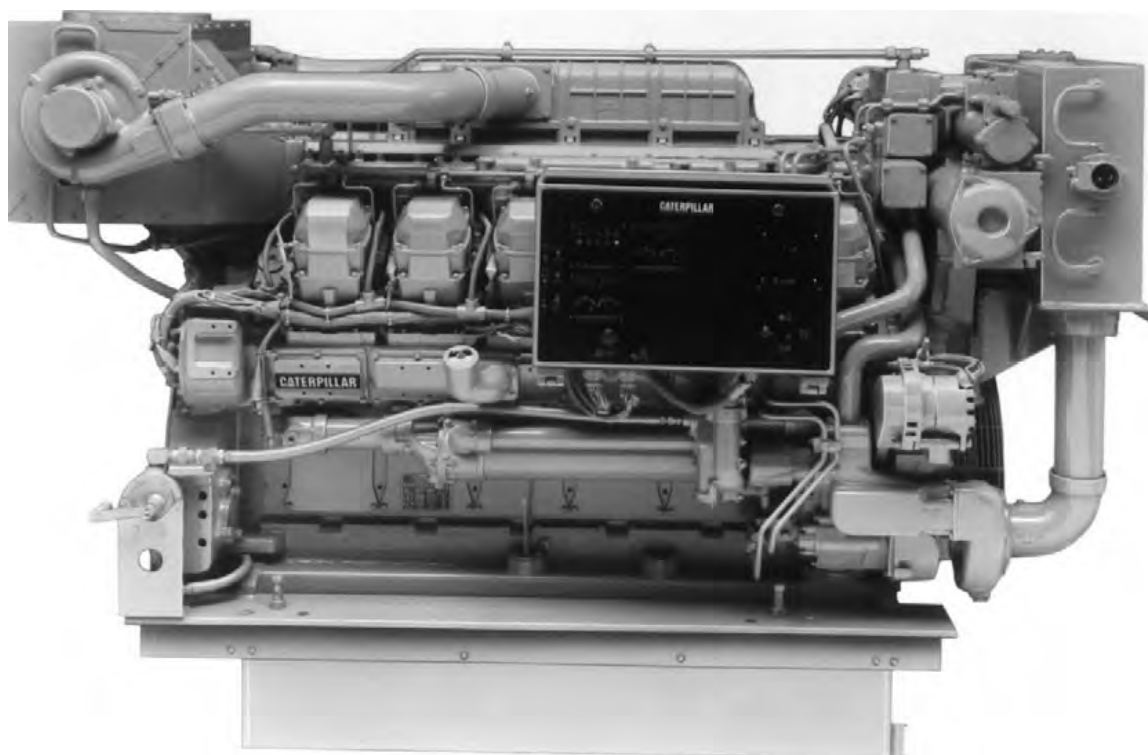


Slika 5.3. Nadograđeni program serije 4000 tvrtke MTU, model V20 cilindra, isporučuje snagu do 4300 kW, [1]

Napredak u sustavima ubrizgavanja goriva, turbopunjača i elektroničkog upravljanja pridonijeli su boljim performansama i nižim emisijama. Nova generacija common-rail sustava ubrizgavanja goriva koristi visokotlačnu linijsku pumpu i LEAD ubrizgače s pojedinačnim akumulatorima goriva za osiguranje gotovo konstantnog tlaka od 1800 bara u cijelom području rada motora. MTU-ova najnovija generacija ADEC (napredna kontrola dizel motora) elektroničkog sustava upravljanja omogućuje trostruke načine ubrizgavanja (pilot, glavnog i naknadno ubrizgavanje) koji postižu optimalnu kontrolu ubrizgavanja za niske emisije, visoko efikasno izgaranje.

5.4 CATERPILLAR

Široki program brzokretnih motora američkog proizvođača Caterpillar obuhvaća modele s promjerima cilindra od 100 (mm) do 190 (mm). Najrelevantnija za ovaj pregled je serija 3500 sa hodom od 1700 (mm) i promjerom 190 (mm), koji se proizvodi u izvedbama cilindra V8, V12 i V16 koji idu do snaga za najteže uvjete rada i do 2542(kW)/1800 (min^{-1}). Motori serije 3500 B (slika 5.4.) imali su brojna konstrukcijska usavršavanja kako bi se u potpunosti iskoristila učinkovitost izgaranja poboljšana elektroničkim sustavom upravljanja (ECS). Elektronički kontrolirane jedinice za ubrizgavanje goriva u kombinaciji sa visoki tlakom ubrizgavanja pomoću napredno projektiranog ubrizgača za poboljšanje raspršivanja i kontrolu vremena ubrizgavanja, daju povećanje izlazne snage do 30 posto u odnosu na ranije modele serije 3500.



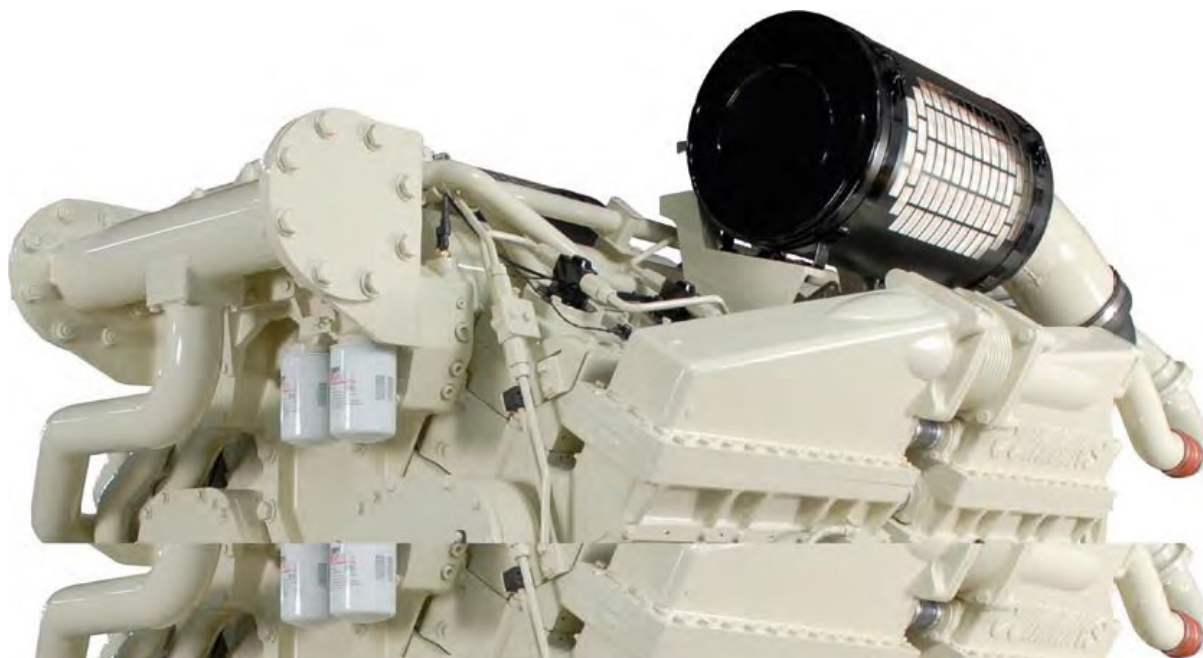
Slika 5.4. Motor „Caterpillar“ 3512B s ECS-om, [2]

Svim motorima Caterpillar 3500 serije-B upravlja mikroprocesorski elektronički upravljački modul (ECM). Podaci se prikupljaju sa motora pomoću senzora i ECM-a koji zatim analizira podatke i podešava vrijeme i trajanje ubrizgavanja kako bi se optimizirala učinkovitost goriva i smanjile štetne emisije ispušnih plinova. Elektronička kontrola također podržava mogućnosti daljinskog nadzora na brodu.

2002. godine predstavljen je motore serije 3500B serije II sa poboljšanjima njihovih elektroničkih sustava upravljanja i nadzora. Nova elektronika uključivala je najnoviju Caterpillar ADEM III kontrolni sustav, omogućavajući kontrolu i praćenje više parametara motora s više točnosti i mogućnosti prijavljivanja kvarova. Caterpillar ACERT sustav ubrizgavanja goriva i upravljanja izgaranjem omogućuje motoru rad u skladu s američkim EPA zahtjevima razine II i pruža temelje za poštivanje još strožih budućih ograničenja. Inovativni WOSR omogućuje operatorima da svoja plovila pokreću punom snagom u širokom rasponu brzina, čime se povećava produktivnost. WOSR je posebno koristan za tegljače koji ne rade pod vučom, ali trebaju se brzinu do mjesta za spašavanje. Sustav je koristan i kod brzih trajekata, opskrbnih brodova i drugih brzih plovila gdje varira broj putnika i tereta.

5.5 CUMMINS

Nova serija brzokretnih porivnih i pomoćnih motora Quantum System američkog proizvođača „Cummins“-a krenula je 2005. godine modelom QSK19, promjera 159(mm) sa šest cilindara i 19 litara. Slična specifikacija, temeljena na common-rail sustav ubrizgavanja goriva i naprednoj elektronici, primijenjena je na V12 i V16 cilindričnim motorima s zapreminama od 38 litara i 50 litara (slika 5.5.), koji razvijaju snagu i do 1716(kW).

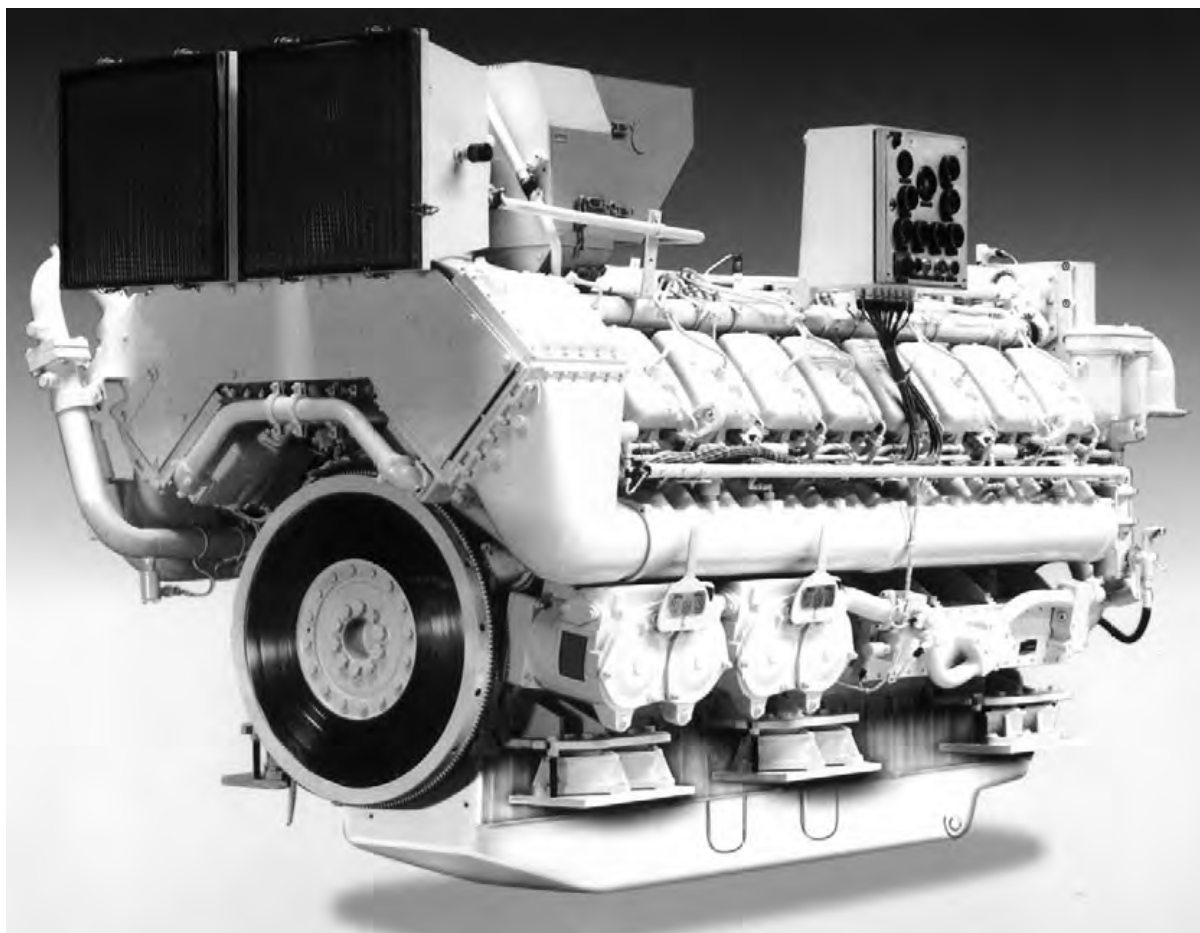


Slika 5.5. „Cummins“-ov motor QSK38 Tier II, V12, [3]

Značajan doprinos ispunjavanju strožih zahtjeva za emisije plinova razine II EPA standarda donosi Cumminsov vlastiti modularni sustav zajedničkog voda za gorivo (MCRS), koji omogućuje višestruko ubrizgavanje za precizno kontrolirano izgaranje.

5.6 DEUTZ

Dugu tradiciju u proizvodnji brzokretnih motora ima „Deutz“, proizvođač iz Njemačka (bivša Deutz MWM). Serija 616 ima promjer cilindra od 132(mm) i hod klipa od 160(mm), te razvija snage od 320(kW) do 1360(kW), pri brzinama do 2300(okr/min), u izvedbama s V8, V12 i V16 cilindara. Serija 620 s promjerom cilindra od 170(mm) i hodom klipa od 195(mm) također obuhvaća V8, 12 i 16 cilindrične verzije koje pokrivaju opseg snage od 829(kW) do 2336(kW) pri 1860(okr/min), (slika 5.6.).



Slika 5.6. V16-cilindarska verzija motora „Deutz“-ove serije 620, [4]

Optimalnom izgaranju uz minimalne emisije plinova pridonose ubrizgavanje goriva pod visokim tlakom (HP) i sustav HALLO-Swirl system za kontrolu usisnog zraka.

Seriya 628 sa promjerom cilindra od 240(mm) i hodom klipa od 280(mm), u linijskoj izvedbi od 6, 8 cilindara i V izvedbe od 12 i 16 cilindara razvijaju snage od 1035(kW) do 3600(kW), a mogu koristiti lako dizelsko gorivo i teška goriva (RMK 35).

5.7 SCANIA

Švedski proizvođač kamionskih motora Scania lansirao je svoju najsnažniji brodski motor 2001. godine. DI16M zamijenio je Seriju DI14M. Novi motor od 16 litara iskoristio je dodatnih 2 litre zapremnine paketu koji je bio i kraći i niži od prethodnika. Povećani okretni moment i niže emisije postignut je sa DI16M, aV8-cilindrični dizajn s dvostrukim turbopunjačem isporučuje snagu od 338 kW do 590 kW pri brzinama od 1800 o / min do 2200 o / min. Najveće snage odnose se na aplikacije za lakše operacije, poput: pilotina, policijska i spasilačka plovila. DI16M je bio prvi brodski motor Scanie koji je koristio elektroničke ubrizgače (EUI) i potpuno novi elektronički sustav upravljanja. EUI omogućuje podešavanje vremena ubrizgavanja goriva kako bi odgovaralo svim uvjetima rada motora, od hladnog starta do praznog hoda i tijekom cijelog raspona snaga.

Elektronički sustav upravljanja motorom u kombinaciji s EUI-jem postiže optimalno izgaranje i omogućuje prikupljanje i obradu podataka svake mikrosekunde za reguliranje vremena ubrizgavanja i ubrizgane količine goriva. Preciznost u kontroli ovih parametara, zajedno s visokim tlakom ubrizgavanja, poboljšava nižu potrošnju goriva i razine emisija, uključujući usklađenost s propisima IMO-a, EU Stage IIIA, US EPA Tier II i CCNR Stage II.

5.8 VOLVO

Niske emisije bile su glavni prioritet za još jednog švedskog stručnjaka za proizvodnju dizelskih motora, Volvo Penta, koja je proizvela svoj 16-litreni brodski TAMD 165 motor. Linijski šesto-cilindrični motor ima poboljšani sustav ubrizgavanja goriva, kao i novi sustav hlađenja napunjenim zrakom, što smanjuje temperaturu ulaznog zraka za oko 10 ° C u odnosu na ranije motore. Navodno su novi klipovi i prstenovi smanjili potrošnju ulja za podmazivanje za 50 posto. Također su ciljani karakteristike poput visoke pouzdanosti, niska razina buke i vibracija. S maksimalnom snagom od 551 kW pri 1900 okretaja / min u Ratingu 2, Volvo Pentin najnoviji D16 motor (slika 5.7.) nudi snagu 110 kW veću od svog prethodnika.



Slika 5.7. Strojarnica broda sa Volvo motorima serije TAMD 165 [5]

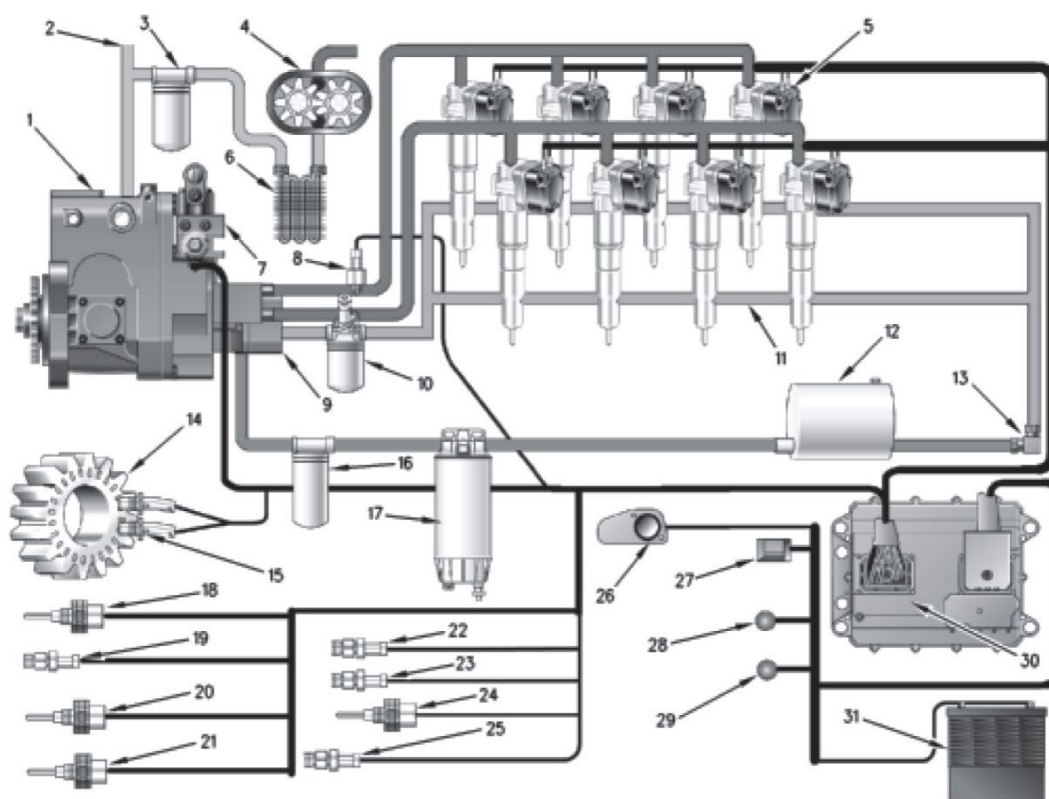
5.9 ELEKTRONIČKI UPRAVLJANI ČETVEROTAKTNI BRODSKI MOTORI

Kod suvremenih brzokretnih četverotaktnih brodskih Diesel motora, elektronički upravljani sustavi sastoje se od niza osjetnika, (tlaka, temperature, položaja i razine) i računala (ECM Electronic Control Modul) u koje se podatci slijevaju. Ti se podatci obrađuju te na osnovu programa u računalu vrši praćenje i regulacija pojedinih vitalnih sustava motora i njihovo dijagnosticiranje, čime se postiže maksimalna ekonomičnost, siguran rad i dug vijek trajanja.

Podatci se korisniku prikazuju na LCD zaslonu, a omogućeno je i interaktivno upravljanje i promjena parametara rada motora.

Slika 5.8. prikazuje kompletan električni sustav upravljanja motora s HEUI jedinicama za ubrizgavanje goriva (engl. HEUI –Hidraulically Actuated Electronically Controlled Unit

Injector), hidrauličkom visokotlačnom pumpom, računalom i svim bitnim osjetnicima, te način upravljanja njenim radom.



- | | |
|--|--|
| 1. Hidraulička pumpa jedinice za ubrizgavanje goriva | 18. Senzor temperature ulja |
| 2. Dovod ulja u motor | 19. Senzor temperature usisnog zraka nakon rashladnika zraka (aftercooler) |
| 3. Uljni filtar | 20. Senzor temperature rashladne tekućine |
| 4. Uljna pumpa | 21. Senzor razine rashladne tekućine |
| 5. Ubrizgači | 22. Senzor tlaka ulja |
| 6. Rashladnih ulja | 23. Senzor tlaka goriva |
| 7. IAP kontrolni ventil | 24. Senzor temperature goriva |
| 8. IAP senzor | 25. Senzor atmosferskog tlaka |
| 9. Dobavna pumpa goriva | 26. Senzor položaja ručice brzine (Throttle position sensor) |
| 10. Sekundarni filtar goriva | 27. Spoj na računalo |
| 11. Sabirno/povratna cijev | 28. Alarm svjetlosni indikator |
| 12. Spremnik goriva | 29. Dijagnostika svjetlosni indikator |
| 13. Regulator | 30. Računalo motora (ECM Electronic Control Module) |
| 14. Zupčanik za mjerenje brzine | 31. Baterija |
| 15. Senzor brzine | |
| 16. Primarni filtar goriva | |
| 17. Separator vode | |

Slika 5.8. Shematski prikaz sustava osjetnika sa sustavom goriva [6]

Rad jedinice za ubrizgavanje goriva (HEUI) vrši se multipliciranjem sile koja nastaje djelovanjem ulja za podmazivanje i ubrizgavanjem dotoka goriva koje je pod stalnim upravljanjem sofisticiranog računala u stalnoj interakciji s osjetnicima.

HEUI sustav goriva potpuno je neovisan i ne traži podešavanje. Promjena performansi motora vrši se promjenom parametara u računalu motora tzv "ECM" (engl. Electronic Control Module).

HEUI upravljani sustav goriva sastoji se od:

- HEUI jedinice za ubrizgavanje goriva,
- Računala motora (ECM),
- Hidrauličke pumpe jedinice za ubrizgavanje goriva,
- Ventila upravljanja tlakom ulja za aktiviranje ubrizgača (IAP upravljački ventil),
- Pumpe goriva,
- Osjetnika za praćenje tlaka aktivacijskog ulja (IAP osjetnik).

5.9.1 Hidraulički aktivirana, elektronički upravljana jedinica ubrizgavanja goriva - HEUI

Precizna dobava goriva regulira performanse motora. Svi sustavi goriva za Diesel motore upotrebljavaju klip i bubanj za podizanje tlaka goriva, koje će se pod visokim tlakom ubrizgati u cilindar.

Da se kod mehaničkog ubrizgavanja osigura pokretanje klipa ubrizgača, upotrebljava se bregasto vratilo, a položaj klipa regulira preciznu količinu goriva koja će se ubrizgati.

Za stvaranje potiska koji pokreće klip ubrizgača kod HEUI sustava, upotrebljava se ulje za podmazivanje motora, koje je prethodno stlačeno hidrauličkom pumpom. Točno tempiranje vremena ubrizgavanja i količina goriva osigurava se elektronički posredstvom računala motora (ECM). Različitost HEUI sustava u odnosu na klasični način ubrizgavanja ogleda se u načinu dijagnosticanja problema koji nastaju u sustavu goriva, što se u slučaju HEUI jedinice za ubrizgavanje goriva, vrši elektronički posredstvom računala (ECM).

Hidraulička pumpa HEUI sustava tlači ulje za podmazivanje na $10 \div 23$ ((MPa)) pretvaranjem rotacijske energije pokretnih dijelova u hidrauličku energiju ulja. Ovaj sustav goriva radi poput tlačnog cilindra. Klip ubrizgača na sebe prima hidraulički tlak ulja za podmazivanje koji se stvara posredstvom hidrauličke pumpe, pretvara ga u mehaničku silu koja se višestruko povećava te u bubnju ubrizgača povećava tlak goriva.

Zahvaljujući višestrukome povećanju tlaka goriva, u odnosu na tlak ulja (omjer tlaka goriva naprema tlaku upravljačkog ulja iznosi 6:1), HEUI sustav stvara visoke tlakove ubrizgavanja goriva potrebne za potpunu atomizaciju, što povećava efikasnost iskorištenja goriva u cilindru motora.

Niski tlak ulja za aktivaciju ubrizgača, koji nastaje pri malom opterećenju motora, rezultira niskim tlakom ubrizgavanja. Ovo je osobito izraženo pri pokretanju motora i pri praznom hodu.

Visoki tlak ulja za aktivaciju ubrizgača, koji nastaje pri velikom opterećenju motora, rezultira visokim tlakom ubrizgavanja. Izraženo kod ubrzavanja motora.

Kod nekih radnih uvjeta motora tlak ubrizgavanja fluktuiru između minimalnog i maksimalnog. S obzirom na opterećenje motora, HEUI sustav goriva omogućava neograničenu kontrolu za osiguranje optimalnog tlaka ubrizgavanja goriva.

Računalo (slika 5.9.) je instalirano na samom motoru, a omogućuje stalno elektroničko praćenje i kontrolu performansi motora, kao i dijagnosticiranje pogrešaka na osnovu prikupljenih podataka sa svih osjetnika postavljenih po motoru. Na osnovu podataka s osjetnika, program ugrađen u ECM podešava vrijeme ubrizgavanja, količinu i tlak goriva. Računalo sadrži i postavke koje definiraju izlaznu snagu i broj okretaja.



Slika 5.9. Elektronička upravljačka jedinica ECM [6]

Većina modernih brodskih Diesel motora opremljena je s ECM koji ima mogućnost reprogramiranja od strane operatera u stvarnim uvjetima. U tu svrhu razvijeni su programski alati (engl. software) koji mijenjaju programske postavke u flash memoriji. Još jedna zadaća ECM-a je memoriranje grešaka nastalih za vrijeme rada motora. Ukoliko neki od osjetnika šalju podatke u ECM koji su van definiranog raspona, signal se tumači kao greška i bilježi u memoriji računala. Po potrebi se mogu pokrenuti dijagnostički elektronički alati koji mogu ispitati greške na motoru, električnom ili elektronskom sustavu.

Visokotlačna hidraulička pumpa ostavljena je na prednjem dijelu motora. Pumpa je aksijalnog tipa s promjenjivom količinom dobave, a pokreće se preko zupčastog prijenosa s koljenastog vratila. Pumpa upotrebljava dio ulja za podmazivanje motora, koga tlači za potrebe HEUI sustava ubrizgavanja.

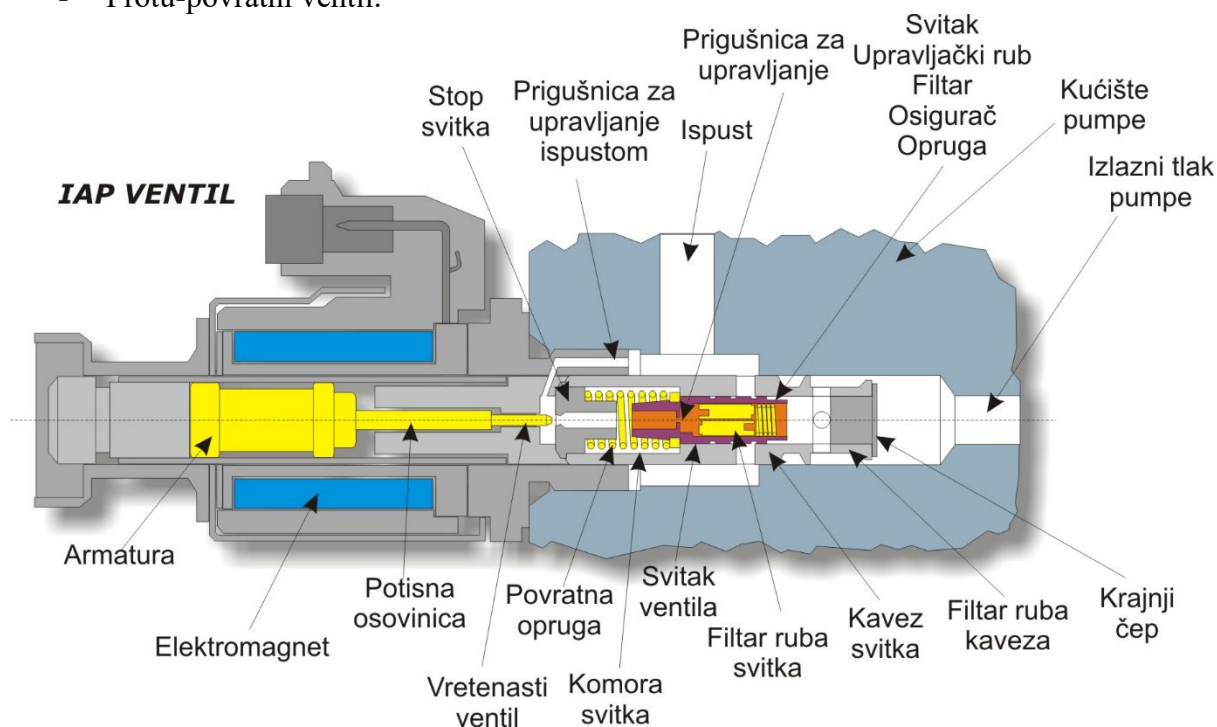
IAP (engl. Injection Actuation Pressure Control Valve) upravljački ventil (slika 5.10.) smješten je na istu stranu kao i hidraulička pumpa jedinice za ubrizgavanje goriva. Ventilski uređaj za regulaciju tlaka upravlja kako tlakom u hidrauličkoj pumpi, tako i izlaznim tlakom hidrauličke pumpe.

Ventilski uređaj za upravljanje tlakom sastoji se od tri komponente:

- Ventil za upravljanje tlakom za pokretanje ubrizgača,
- Kompenzacijski ventilski uređaj,
- Temeljni ventil.

Kompenzacijski ventilski uređaj sadrži tri glavna dijela:

- Svitak za regulaciju opterećenja,
- Svitak za ograničenje tlaka,
- Protu-povratni ventil.



Slika 5.10. Ventil za reguliranje upravljačkog tlaka IAP ventil [6]

IAP upravljački ventil je električno upravljani magnetski ventil koji uz pomoć svitka za regulaciju opterećenja postiže upravljanje izlaznim tlakom pumpe. Ovaj ventil predstavlja električno upravljani hidraulički sigurnosni ventil visoke točnosti.

Svitak za regulaciju opterećenja upravlja protokom ulja prema radnom klipu pumpe. Radni klip upravlja kutom tlačne rotacijske ploče čime se regulira tlak aktivacijskog ulja koji stvara pumpa.

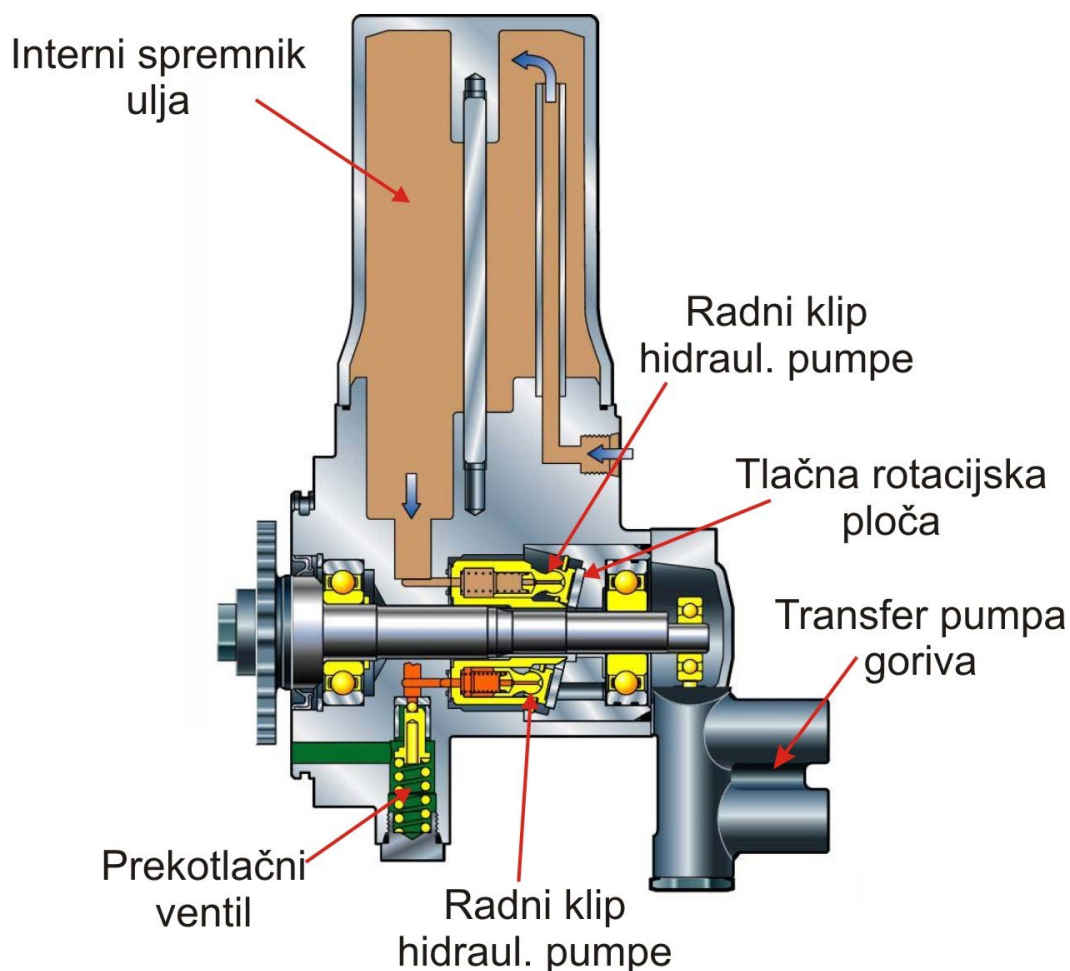
Pojavom greške na pumpi, dolazi do prolaza struje kroz svitak za ograničenje tlaka, pri čemu se on otvara. Ovaj ventil za ograničenje tlaka djeluje kao sigurnosni otpusni ventil s oprugom (koji se otvara na prethodno podešeni tlak) i ispušta visokotlačno ulje iz radnog klipa pumpe (engl. Control piston), pa dolazi do pražnjenja pumpe čime se reducira protok aktivacijskog ulja.

Protu-povratni ventil radi u spoju sa svitkom za ograničenje tlaka. On omogućuje visokotlačnom ulju da teče prema radnom klipu kada je svitak pod naponom – otvoren. Ventil ostaje zatvoren u svim drugim slučajevima.

U većini radnih uvjeta, hidraulička pumpa proizvodi veći protok ulja nego što je potreban. IAP upravljački ventil djeluje na svitak za regulaciju opterećenja kako bi se ispustilo prekomjerno ulje koje teče prema upravljačkom klipu (engl. control piston).

Performanse motora programirane u ECM, sadrže i podatak o željenom upravljačkom tlaku na HEUI za sve uvjete opterećenja motora.

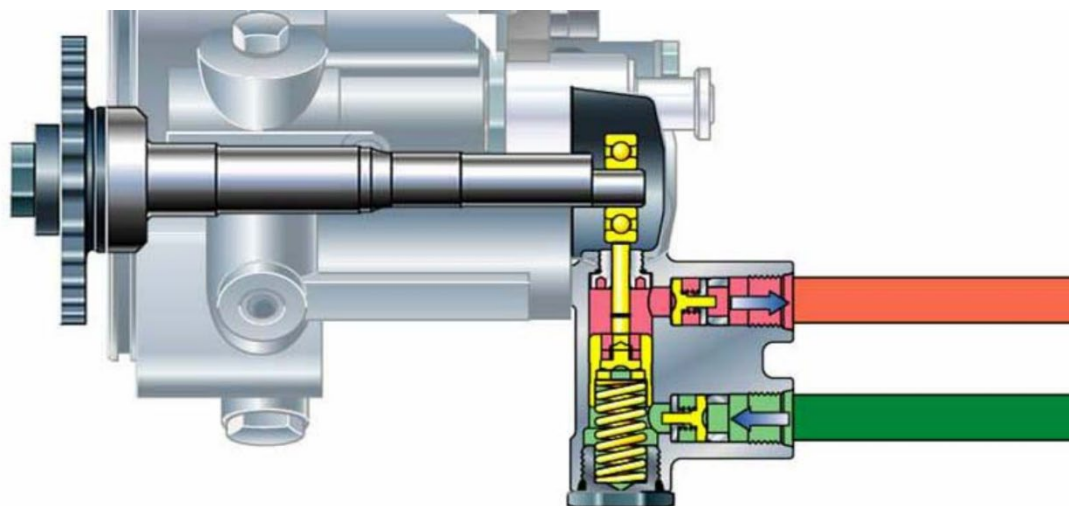
ECM osim što koristi IAP osjetnik kao izvor podataka, upotrebljava i upravljački strujni vod za regulaciju rada IAP upravljačkog ventila. Na taj način postiže se da je stvarni tlak ulja za upravljanje u HEUI što bliži definiranom u ECM.



Slika 5.11. Hidraulička visokotlačna pumpa[6]

Transfer pumpa se postavlja iza hidrauličke pumpe. Ova pumpa mora kao prvo usisati gorivo iz spremnika te osigurati dovoljan protok unutar niskotlačnog sustava goriva. Normalni tlak u niskotlačnom sustavu goriva obično je između 310 ÷ 450 ((kPa)). Ovako stlačeno gorivo kontinuirano se dovodi do ubrizgača.

Pumpa je zupčastog tipa s kontinuiranom dobavom (slika 5.12.). Sadrži integrirani preko-tlačni ventil koji se otvara na ≈ 630 ((kPa)). Višak ulja s tlačne strane pumpe se preko ventila otpušta u interne kanale s vanjske strane pumpe, odatle se vraća nazad na usisnu stranu pumpe.



Slika 5.12. Transfer pumpagoriva [6]

IAP osjetnik prati tlak visokotlačnog ulja koje se dovodi na HEUI sustav ubrizgavanja. Postavlja se u visokotlačni razvodnik ulja koji opskrbljuje ubrizgače s uljem konstantnog tlaka za upravljanje.

ECM kontinuirano prima podatke iz IAP osjetnika o promjenama tlaka, te ih interpretira i po potrebi šalje upravljačke signale prema IAP upravljačkom ventilu radi održavanja konstantnog tlaka u visokotlačnom razvodniku ulja.

5.9.2 HEUI sustav ubrizgavanja

Služi za četiri osnovne funkcije:

- Opskrbljuje ubrizgače potrebnim gorivom,
- Opskrbljuje ubrizgače dodatnim gorivom za potrebe hlađenja,
- Otplavljuje zrak iz sustava posredstvom viška goriva,
- Opskrbljuje računalo gorivom za potrebe hlađenja.

Sastoji se od sedam osnovnih komponenti:

- Spremnik goriva (12),
- Odjeljivač vode (17),
- Primarni filtar ulja (16),
- Dobavna pumpa goriva (9),
- Sekundarni filtar goriva (10),
- Razvodnik tekućina (11),
- Regulator tlaka goriva (13).

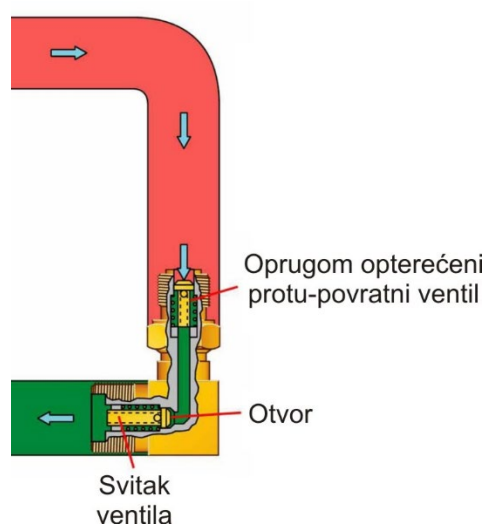
Gorivo se crpi iz spremnika goriva i teče prema separatoru vode (15 ÷ 30 mikronski filtar) koji iz goriva filtrira vodu i velike metalne krhotine. Gorivo dalje teče prema primarnom filtru goriva (ako je postavljen) koji se postavlja prije ulaza goriva u transfer pumpu.

Iz primarnog filtra gorivo dalje teče na usisnu stranu transfer pumpe gdje se nalazi protu-povratni ventil koji sprečava da se gorivo vraća u spremnik. Protok goriva se u transfer pumpi povećava. Maksimalni tlak goriva koji se ovom pumpom može postići ograničen je na 630 (kPa) upotrebom integriranog preko-tlačnog ventila.

S tlačne strane pumpe gorivo teče ka sekundarnom filtru goriva. On otklanja sitne abrazivne čestice. Gorivo nastavlja tok kroz razvodnu cijev postavljenu na glavi cilindara. Iz razvodne cijevi goriva vode kanali izbušeni u glavi cilindra do svakog pojedinačnog otvora predviđenog za postavljanje HEUI ubrizgača. Višak goriva teče van iz razvodne cijevi u povratnu cijev, pa kroz regulator goriva natrag u spremnik.

Regulator tlaka goriva (slika 5.13.) sastoji se od otvora i oprugom opterećenog protu-povratnog ventila. Otvor predstavlja otpor strujanju pa stvara povratni tlak prema razvodnoj cijevi goriva. Ventil se otvara na 410 (kPa) kako bi omogućio prekomjernom gorivu povrat u spremnik. Višak goriva u sustavu goriva koristi se za odvođenje topline. Omjer goriva vraćenog u spremnik prema onom koje izgori u cilindru iznosi 3:1.

Kada je motor ugašen i nema tlaka goriva u sustavu, regulator tlaka goriva je zatvoren čime se sprječava istjecanje goriva iz razvodne cijevi natrag u spremnik.



Slika 5.13. Regulator tlaka goriva [6]

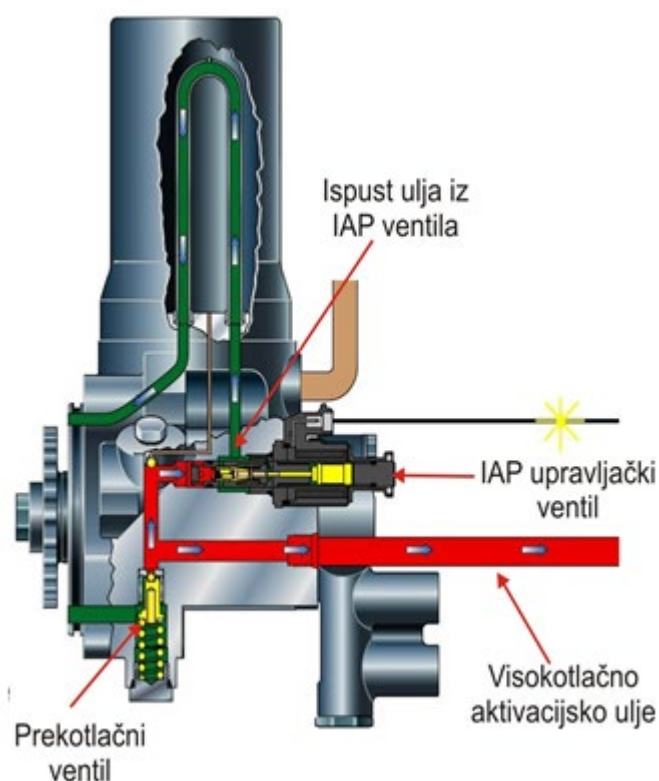
5.9.3 Sustav upravljanja ubrizgačem

Tok upravljačkog ulja izvršava dvije funkcije:

- Stvara visoki tlak ulja za potrebe HEUI ubrizgača,
- Iskorištava upravljanje tlakom aktivacijskog ulja za upravljanje tlakom goriva u ubrizgačima.

Sastoji se od šest osnovnih komponenti:

- Hidraulička pumpa(1),
- Filtar ulja (3),
- Uljna pumpa(4),
- Hladnjak ulja (6),
- IAP upravljački ventil (7),
- IAP osjetnik (8).



Slika 5.14. Tok upravljačkog ulja [6]

Uljna pumpa opskrbljuje uljem hidrauličku pumpu jedinice za ubrizgavanje goriva (HEUI).

Ulje iz uljne kade motora tlači se u uljnoj pumpi sustava podmazivanja, odakle dalje teče preko rashladnika i uljnog filtra u glavnu uljnu galeriju. Kroz odvojeni priključak iz glavne uljne galerije usmjerava se dio ulja za podmazivanje na usisnu stranu hidrauličke pumpe i puni interni spremnik pumpe uljem.

Interni spremnik ima dvojaku namjenu:

- Akumulira ulje za rad hidrauličke pumpe za vrijeme pokretanja motora ,
- Akumulira ulje za potrebe punjenja razvodnika ulja i uljnih kanala dok uljna pumpane ostvari dovoljan tlak za neometan protok.

Kada je motor ugašen i hladi se, količina i tlak ulja u sustavu opada. Protu-povratni ventil u pumpi tada omogućuje da se ulje usisa iz internog uljnog spremnika kako bi se osigurao stalan tlak ulja u razvodnoj cijevi ulja i visokotlačnim kanalima.

Ulje iz internog spremnika pumpe se tlači u hidrauličkoj pumpi i izlazi pod visokim tlakom kroz dva kanala. Dalje prolazi kroz nepovratni ventil čija je namjena sprečavanje povrata visokotlačnih impulsa ulja, generiranih ubrizgačem, natrag prema hidrauličkoj pumpi. Ovi impulsi uzrokuju nepravilan rad IAP kontrolnog ventila što rezultira nestabilnim i nepravilnim tlakom aktivacijskog ulja.

Tok ulja nastavlja se u razvodnu cijev ulja, pa dalje na HEUI ubrizgače. Nakon što preda tlačnu energiju u ubrizgaču odvodi se ispod poklopca ventila i vraća u uljnu kadu preko provrta za ispuštanje ulja u glavi cilindra.

Dijagnostika tlaka upravljačkog ulja se sastoji od:

- Hidrauličke pumpne jedinice za ubrizgavanje goriva (1),
- Uljnog filtra (3),
- Uljne pumpe motora (4),
- Ubrizgača (5),
- Rashladnika ulja (6),
- IAP upravljačkog ventila (7),
- IAP osjetnika (8),
- ECM (30).

Hidraulička pumpa je aksijalna klipna pumpa promjenjive dobave. Protok ove pumpe može oscilirati od minimuma do maksimuma za bilo koje opterećenje motora.

Dijelovi rotacijske skupine pumpe pretvaraju rotacijsko gibanje vratila pumpe u aksijalno gibanje radnih klipova, čime se povećava tlak ulja. Rotacijska skupina sastoji se od tri osnovne komponente:

- Cilindra i klipova (engl. barrel and pistons),
- Tlačna rotaciona ploča (engl. Swash plate),
- Vratilo pumpe (engl. Pump shaft).

Količina ulja koja se tlači, upravlja tlakom u visokotlačnoj razvodnoj cijevi. Protok ulja kroz hidrauličku pumpu smanjuje se ili povećava promjenom kuta tlačne rotacijske ploče.

Tlačna rotacijska ploča pomiče se prema položaju maksimalnog protoka (najveći kut) pomoću opruge. Maksimalan kut stvara maksimalno aksijalno gibanje klipa, a time i maksimalnu dobavu pumpe.

Radni klip je u skupljenom položaju kada je tlačna rotacijska ploča pod maksimalnim kutom. Istovremeno opruga tlačne rotacijske ploče biti će ispružena.

Protok kroz pumpu smanjuje se povećanim protokom ulja prema radnom klipu. Kako tlak na radnom klipu raste, on gura tlačnu rotacionu ploču prema minimalnom kutu, pa protok ulja opada prema minimalnom.

Rasterećenje pumpe (engl. destoking): predstavlja smanjenje kuta od tlačne rotacijske ploče, što vodi ka smanjenju protoka ulja iz pumpe.

Nabijanje pumpe (engl. stroking): predstavlja povećanja kuta tlačne rotacijske ploče kako bi se povećao protok ulja.

Kućište pumpe sadrži slijedeće komponente:

- Rotacijsku skupinu (engl. Rotating group),
- Interni spremnik ulja (engl. Internal oil reservoir).

Ulje iz sustava podmazivanja teče preko internog spremnika na usis rotacijske skupine. Visokotlačno ulje teče dalje s tlačne strane pumpe preko čeličnog cjevovoda prema visokotlačnim razvodnim cijevima (engl. fluid manifolds).

Dok motor nije uključen, opruga potiskuje tlačnu rotacionu ploču do maksimalnog kuta, pa se postiže maksimalna dobava pumpe. Za vrijeme rada motora pumpa proizvodi maksimalan tok. Ovo brzo podiže tlak aktivacijskog ulja sve dok se ne postigne željeni tlak.

Jednom kada tlak aktivacijskog ulja odgovara željenom, ulje se šalje preko IAP kontrolnog ventila na radni klip. Ovo će rasteretiti pumpu – kut tlačne rotacijske ploče je nula, pa nema tlačenja ulja. U uvjetima bez opterećenja ili minimalnog opterećenja traži se minimalan kut tlačne rotacione ploče, kako bi se održao željeni tlak ulja, jer HEUI ubrizgači trebaju vrlo malo aktivacijskog ulja.

Kada se motoru poveća opterećenje, željeni tlak goriva kojeg je potrebno ubrizgati u cilindar poraste, pa je potrebno povećati količinu aktivacijskog ulja.

ECM detektira pad brzine uvjetovan povećanjem opterećenja te poveća uzbudnu struju prema IAP upravljačkom ventilu. Ovo uzrokuje da se kut tlačne rotacijske ploče poveća a time i aksijalno gibanje radnih klipova sve dok stvarni tlak ne bude jednak željenom.

Ako opterećenje motora opadne, protok aktivacijskog ulja smanjuje se kako bi se prilagodio smanjenim zahtjevima motora. ECM detektira povećanje brzine motora i uzbudna struja poslana prema IAP ventilu se smanjuje. Ovo će smanjiti kut tlačne rotacijske ploče i aksijalno gibanje radnih klipova. Izlazni tok ulja iz pumpe i tlak ulja za upravljanje ubrizgavanjem opadaju sve dok stvarni tlak ne odgovara željenom.

Postoje dva tipična stanja tlaka aktivacijskog ulja:

-
- Željeni tlak ulja,
 - Stvarni tlak ulja.

Željeni tlak aktivacijskog ulja je onaj tlak za aktivaciju ubrizgavanja koji treba biti u sustavu ulja za postizanje optimalnih performansi motora. Ovaj tlak uspostavlja se na osnovu postavki u memoriji ECM-a i informacija dobivenih iz osjetnika motora. Željeni aktivacijski tlak ulja se konstantno mijenja ovisno o ulaznim podacima s osjetnika, promjeni brzine motora i opterećenja.

Sljedeće osjetnici, radi proračuna željenog aktivacijskog tlaka, šalju informacije do ECM:

- Osjetnik položaja papučice gasa (engl. Throttle position sensor),
- Osjetnik tlaka zraka za potrebe izgaranje (engl. Engine boost pressure sensor),
- Osjetnik broja okretaja koljenastog vratila (engl. Speed/timing sensor),
- Osjetnik temperature rashladne tekućine (engl. Coolant temperature sensor).

Željeni tlak ulja je stalan samo kod nepromjenjivih uvjeta motora (brzine i opterećenja).

Stvarni tlak ulja je trenutni tlak u sustavu ulja za aktivaciju ubrizgača koji pokreće HEUI ubrizgače. IAP ventil stalno podešava količinu ulja koju pumpa ispušta kako bi stvarni tlak ulja bio što bliži željenom.

Tri komponente rade zajedno na kontroli tlaka upravljanja:

- ECM,
- IAP upravljački ventil,
- IAP osjetnik.

ECM proračunava željeni aktivacijskog tlak ulja usporedbom signala s IAP osjetnika i podataka upisanih u memoriji računala, te šalje uzбудnu struju u IAP ventil za prilagođavanje stvarnog aktivacijskog tlaka ulja. IAP ventil djeluje kao električno upravljani sigurnosni ventil koji reagira na uzбудnu struju iz računala (ECM).

Stvarni tlak ulja za upravljanje mijenja se kada IAP ventil otpusti ulje u ispušt.

IAP osjetnik mjeri stvarni tlak ulja za upravljanje u visokotlačnim kanalima.

Sustav ulja za aktivaciju ubrizgavanja radi u ciklusima. ECM proračunava željeni tlak, pa kada ga odredi šalje električnu struju na IAP ventil. IAP ventil reagira na električnu struju iz ECM-a tako da promijeni granični sigurnosni tlak bitan za upravljanje radnim klipom hidrauličke pumpe, što mijenja stvarni tlak aktivacijskog ulja. IAP osjetnik sada mjeri trenutni tlak i šalje naponski signal natrag u ECM, gdje se ovaj signal obrađuje i uspoređuje sa željenim tlakom ulja, te na osnovu ovih podataka računalo izračunava stvarno potreban tlak ulja za upravljanje.

Ponovo se vrši podešavanje i puštanje uzbudne struje za upravljanje IAP ventilom (veća struja stvara jače elektromagnetsko polje u IAP ventilu). IAP ventil odgovara na promjene struje, preko elektromagneta, djelovanjem na stvarni aktivacijski tlak.

Navedeni proces se ponavlja 60 puta u jednoj sekundi i naziva se "upravljački sustav zatvorene petlje" (engl. Closed loop control system).

Rast uzbudne struje prema IAP upravljačkom ventilu uzrokuje povećanje uzbude elektromagneta koji upravlja vretenastim ventilom. Kako ovaj ventil zatvara otvor za ispuštanje ulja, uljni tok iz svitka za regulaciju opterećenja opada i omogućuje opruzi tlačne rotacijske ploče da nadvlada tlak ulja, tada dolazi do povećanja kuta tlačne rotacijske ploče, aksijalno gibanje radnog klipa se povećava, pa se dobije povećan protok ulja na tlačnoj strani pumpe.

Smanjenje uzbudne struje prema IAP upravljačkom ventilu uzrokuje smanjenje elektromagnetskog polja pa se vretenasti ventil otvori i aktivacijsko ulje može teći prema odvodu. Istovremeno, proporcionalna količina ulja može teći preko svitka za regulaciju opterećenja. Kada svitak za regulaciju opterećenja reagira, ulje se šalje na radni klip hidrauličke pumpe i kut tlačne rotacijske ploče se smanjuje, a s njim i tok ulja na izlazu hidrauličke pumpe.

Ako IAP upravljački ventil, iz nekog razloga, ne dobije uzbudnu struju, jedina sila koja će djelovati na svitak za regulaciju opterećenja biti će mehanička sila opruge svitka. Tlak koji nastaje djelovanjem ove opruge je otprilike $5 \div 6$ (MPa).

Ovaj tlak naziva se granični tlak.

Granični tlak neophodan je za ovaj sustav kako bi se uspostavio zaštitni mod rada (engl. Limp home mode), u slučaju greške u sustavu. Opruga također poboljšava preciznost IAP kontrolnog ventila.

Zaštitni mod rada omogućit će motoru da nastavi rad s vrlo niskim aktivacijskim tlakovima.

Granični tlak nije podešen radi kritičnih situacija. On ne utječe na normalne performanse motora. Ovaj tlak mora biti postavljen dovoljno visoko da održava rad motora u slučaju prekida kabela ili pogreške na IAP ventilu. Previsoko postavljen granični tlak uzrokovat će preveliku količinu goriva u cilindru (engl. Over fueling) i teško upućivanje motora.

Granični tlak, obično se, inicijalno namjesti u tvornici i ne bi se trebao podešavati u uvjetima rada motora na moru. Povećavanje/smanjenje graničnog tlaka ne vodi ka promjeni snage ili performansi motora.

Kombinacijom, sile u opruzi svitka za regulaciju opterećenja i uljni tok zajedno utječu na pozicioniranje svitka za regulaciju opterećenja. Ako se granični tlak mijenja, ECM kompenzira tako što podešava uzbudnu struju za IAP kontrolni ventil kako bi se postigao proračunati aktivacijski tlak.

Hidraulička pumpa sadrži svitak za ograničenje tlaka. Svitak za ograničenje tlaka aktivirat će se samo ukoliko se pojavi izrazito visok tlak u sustavu.

Svitak za ograničenje tlaka drži se u zatvorenom stanju pomoću opruge. Ako zakaže, izlazni tlak ulja iz hidrauličke pumpe može prekoračiti sigurnosni granični tlak. U tom trenutku sila koju generira tlak ulja biti će veća od sile u opruzi pa će doći do njegovog otvaranja i ispuštanja viška ulja.

Ovaj sustav kontrole tlaka također uključuje i jednosmjerni protu-povratni ventil. Protu-povratni ventil neće dopustiti ulju iz radnog klipa da teče u suprotnom smjeru kada se sigurnosni ventil zatvori.

Sigurnosni ventil namješta se u tvornici i ne treba se pre-podešavati. Ako je postavljeni tlak otvaranja prenizak, otvaranje ventila dešavat će se na tlakovima nižim od normalnih radnih tlakova što će uzrokovati pad snage motora.

Ako je postavljeni tlak otvaranja previsok, to neće utjecati na rad motora pri normalnim radnim uvjetima, ali može dovesti do puknuća kućišta pumpe kod nepravilnog rada visokotlačnog sustava ulja. Podešavanje postavki sigurnosnog ventila neće povećati tlak aktivacijskog ulja, snagu ili performanse motora.

Većina visokotlačnog ulja iz hidrauličke pumpe upotrebljava se za upravljanje ubrizgačima. Višak ulja vraća se preko odvoda u kućištu, svitka za regulaciju opterećenja, pa preko kanala koji se nalaze na prednjoj strani pumpe, zupčanika za pokretanje pumpe i zupčastog prijenosa motora, natrag u uljnu kadu.

5.9.4 Način rada IAP upravljačkog ventila

IAP ventil je električno upravljani ventil za upravljanje aktivacijskim tlakom ubrizgavanja. Stvarni aktivacijski tlak ulja mora se stalno podešavati kako bi se postigao željeni tlak, te da bi se na taj način brzina motora i protok pumpe prilagođavali promjenjivim potrebama ubrizgača za aktivacijskim uljem.

IAP upravljački ventil sastoji se od šest osnovnih komponenti:

- Sjedište ventila,
- Armatura,
- Vretenasti ventil,
- Potisna osovinica,
- Elektromagnet.

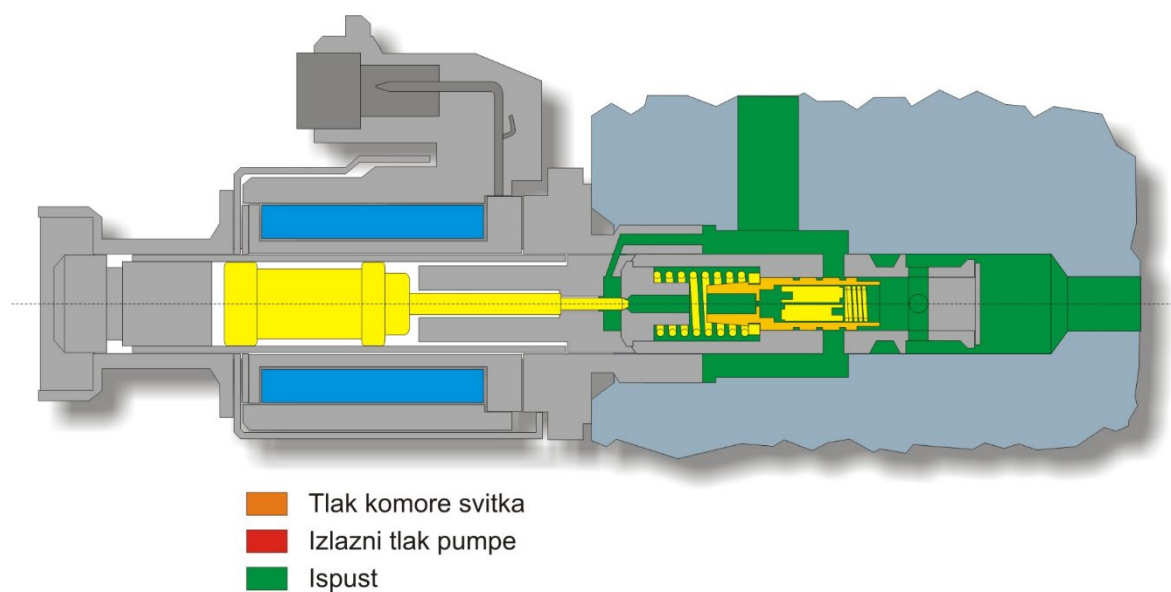
IAP ventil radi upotrebljavajući promjenjivu električnu uzбудnu struju iz ECM-a kako bi stvorila elektromagnetsko polje u elektromagnetu. Ovo magnetsko polje djeluje na armaturu koja stvara mehaničku silu. Mehaničkom silom pomiče se armatura, koja predstavlja kotvu u elektromagnetskom polju, što direktno utječe na položaj potisne osovinice i vretenastog ventila.

Kada je vretenasti ventil u zatvorenom položaju, suprotstavlja se tlaku ulja unutar tijela ventila (komora svitka). Tlak ulja unutar ventilskog tijela pokušava otvoriti vreteno. Kako tlak ulja u svitku ventila raste, sila na vretenast ventil također raste.

Kada ova sila nadjača mehaničku silu nastalu djelovanjem elektromagneta, vretenasti ventil se otvara.

Otvoreno vreteno omogućuje odvod aktivacijskog ulja prema ispustu. Otpuštanjem dijela ulja u ispust postiže se snižavanje hidrauličkog tlaka unutar tijela ventila. Kada ovaj tlak padne ispod tlaka koji elektromagnetska sila stvara na vretenastom ventilu, vreteno se ponovo zatvara.

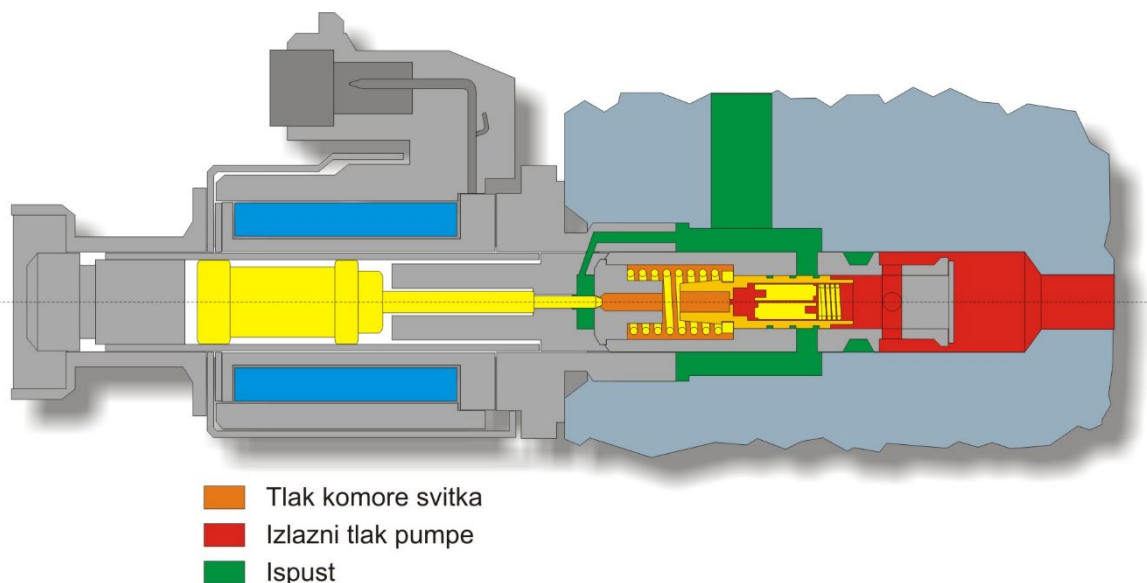
Način rada IAP ventila kada je motor ugašen



Slika 5.15. Motor ugašen, svitak zatvoren, vretenasti ventil otvoren [6]

Kada je motor ugašen, nema tlaka ulja niti struje iz ECM-a koja bi stvarala elektromagnetsko polje, pa je vreteno u otvoreno položaju, a svitak zatvoren.

Način rada IAP ventila kada se motor upućuje



Slika 5.16. Pokretanje motora, svitak zatvoren, vretenasti ventil zatvoren [6]

Za vrijeme upućivanja motora traži se tlak ulja za aktiviranje ubrizgača od 6,2 (MPa). Ovaj niski tlak ulja stvorit će tlak goriva na ubrizgaču od 35 (MPa) (šest puta veći). Aktivacijski tlak ulja nastavit će rasti, dok se ne postigne željeni tlak koji iznosi 7 (MPa).

Da bi se motor što brže pokrenuo tlak upravljačkog ulja za ubrizgače mora brzo rasti. Pošto se hidraulička pumpasinkronizira s brzinom motora, protok ulja je vrlo nizak. Stoga, ECM šalje jaku struju na IAP kontrolni ventil kako bi elektromagnetsko polje pomaklo armaturu i držalo vretenasti ventil čvrsto zatvoren.

Na taj način, onemogućuje se protok ulja kroz vretenasti ventil u ispust, sve dok tlak ulja za ne dostigne 6,2 (MPa). ECM neće slati signal u jedinicu ubrizgavanja sve dok se ovaj tlak ne postigne.

Ako je motor već topao, stvarni tlak za pokretanje motora može biti veći od 6,2 (MPa). Željene vrijednosti tlaka ulja mapirane su u memoriji računala (ECM), a dobivaju se obzirom na podatke koje šalje osjetnik temperature motora

Sve dok se motor ne uputi, ECM šalje uzбудnu struju u IAP ventil kako bi se održavao tlak od 7 (MPa). Istovremeno preko IAP osjetnika ECM dobiva povratnu informaciju o tlaku ulja u sustavu ulja za aktivaciju ubrizgača. Dobivene informacije iz IAP osjetnika, ali i ostalih osjetnika motora, te podatci mapirani u računalu upotrebljavaju se za proračun željenog tlaka aktivacijskog ulja.

Jednom kada je željeni tlak izračunat, ECM uspoređuje izračunati – željeni tlak sa stvarnim tlakom u visokotlačnim uljnim kanalima te ovisno o rezultatima, podešava uzбудnu struju za upravljanje IAP kontrolnim ventilom.

Ulje pod tlakom iz svitka dolazi do vrha vretenastog ventila te počinje djelovati silom u smjeru otvaranja vretena ventila. Ulje pokušava otvoriti ventil i izići kroz ispus. Struja uzbude iz ECM-a stvara u elektromagnetu polje, koje preko armature djeluje na vreteno stvarajući protusilu koja vreteno ventila drži zatvoreno. Ispusni otvor jedini je put kuda ulje može napustiti tijelo ventila. Svitak ventila ispušta ulje direktno u ispusni prostor (engl. Case drain).

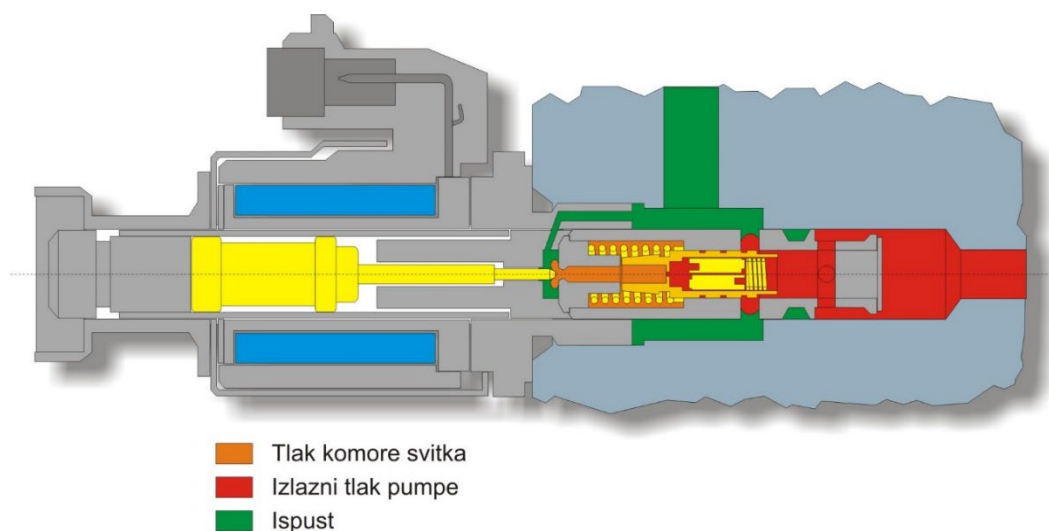
Kako tlak na tlačnoj strani hidrauličke pumpe raste, raste i tlak u tijelu ventila. Sve dok tlak ulja u tijelu ventila ne premaši silu u vretenu, ispus ulja je zatvoren.

Svitak ventila nastaviti će ispuštati ulje pod tlakom u ispusni prostor a kut tlačne rotacione ploče hidrauličke pumpe ostat će na maksimumu.

Kombinacijom sile nastale uslijed djelovanja struje uzbude i niskog tlaka ulja u tijelu ventila, držat će se vreteno ventila u zatvorenom položaju. Vreteno će biti zatvoreno sve dok tlak ulja za aktivaciju ubrizgača ne dosegne 6,2 (MPa).

Jednom kada je motor upućen, struja iz ECM-a upravlja IAP kontrolnim ventilom kako bi se održavao željeni radni tlak. IAP osjetnik prati stvarni tlak unutar visokotlačnih uljnih kanala u razvodnoj cijevi. ECM uspoređuje stvarni i željeni tlak ulja šezdeset (60) puta u jednoj sekundi. Ako su tlakovi različiti, ECM podešava jakost struje koju šalje na IAP ventil.

Jakost struje koja se šalje na elektromagnet određuje jakost elektromagnetskog polja, a time i silu na vretenasti ventil koja se suprotstavlja tlaku ulja. Elektromagnet, armatura i potisna osovinica simuliraju električno upravljanu promjenjivu oprugu. Veća uzbudna struja rezultirat će i većom silom na vretenu.



Slika 5.17. Motor radi, svitak otvoren, vretenasti ventil otvoren [6]

Kada je vretenasti ventil zatvoren tlak u tijelu ventila raste. Kada tlak ulja prekorači silu koja drži vretenasti ventil zatvorenim, on se počne otvarati i ulje koje se nalazi unutar tijela ventila počinje teći prema ispustu. Ovo uzrokuje pad tlaka ulja u tijelu ventila, pa se vreteno ponovno zatvara. Ovaj ciklus se ponavlja.

Navedeni ciklus omogućuje upravljanje položajem svitka koji upravlja tokom ulja prema radnom klipu hidrauličke pumpe.

IAP upravljački ventil koristi tlak aktivacijskog ulja za upravljanje položajem svitka. Sila uslijed hidrauličkog tlaka ulja u komori svitka, u ravnoteži je sa silom u svitku ventila također nastaloj uslijed hidrauličkog tlaka ulja. Kada su tlakovi, odnosno sile, s obje strane prigušnice za upravljanje jednaki, a to je kada je vretenasti ventil zatvoren, svitak ostaje u zatvorenom položaju. Promjenom tlaka u komori svitka mijenja se i položaj svitka ventila.

Kada IAP ventil propusti ulje prema ispustu, svitak se može pomaknuti dublje u komoru svitka. Uljni otvor, što vodi do radnog klipa, je otvoren i kut tlačne rotacijske ploče opada. Ovo efektivno smanjuje stvarni protok ulja prema razvodniku ulja.

Kako tlak pumpe opada, IAP kontrolni ventil zatvara ispušt ulja kroz vretenasti ventil, pa se smanjuje i tok koji dolazi u svitak. Svitak se vraća u početni položaj ,djelomično i uz pomoć povratne opruge, i uljni provrt za radni klip hidrauličke pumpe se zatvara. Sve ovo rezultirat će porastom tlaka ulja na tlačnoj strani pumpe.

Kada je vreteno otvoreno, protok ulja preko svitka se povećava. Položaj svitka se mijenja pa protok ulja prema radnom klipu tlačne rotacijske ploče raste. Kada struja uzbude iz ECM zatvori vreteno, protok ulja preko svitka opada. Ovo usmjerava gibanje svitka prema početnom položaju pa je protok prema radnom klipu smanjen.

Većinu vremena, vreteno i svitak rade u djelomično otvorenom položaju. Vretenasti ventil i svitak potpuno su otvoreni, odnosno zatvoreni, samo u vrijeme slijedećih uvjeta:

- Ubrzavanja,
- Usporavanja,
- Naglih promjena opterećenja motora.

Kada tok ulja iz svitka dođe do početka IAP upravljačkog ventila, mala količina uspije ući u prostor tijela ventila preko filtra ruba svitka. Tlakom ulja u tijelu ventila upravlja se podešavanjem sile na vretenastom ventilu. Regulacijom ovog tlaka postiže se da vretenasti ventil ispusti nešto ulja. Sila na vreteno kontrolira se snagom elektromagnetskog polja koje proizvodi uzbudna struja iz ECM-a.

Vretenasti ventil također reagira na promjene tlaka u tijelu ventila.

Položaj vretena određuje količinu ulja koja će izići kroz ispušt. Količina ulja koja prolazi kroz vreteno određuje položaj svitka, a položaj svitka određuje količinu ulja koja će se preusmjeriti na radni klip tlačne rotacijske ploče.

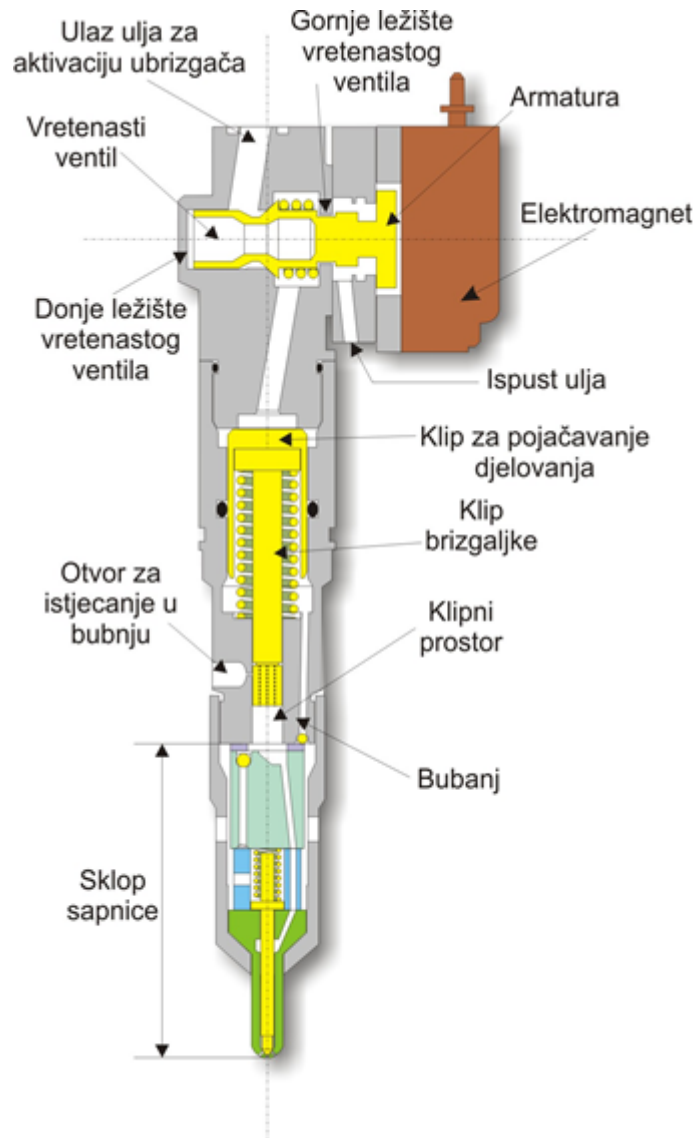
Reakcije na promjene tlaka s bilo koje strane svitka događa se toliko brzo da se svitak zadržava u djelomično otvorenom položaju. Ovo omogućava da se tlak na izlazu hidrauličke pumpe precizno kontrolira.

IAP kontrolni ventil omogućuje neograničenu kontrolu izlaznog tlaka ulja iz pumpe između 6 ÷ 24 (MPa).

HEUI ubrizgač (slika 7.11) ima četverostruku funkciju. Ubrizgač tlači gorivo s 450 (kPa) na 160 (MPa), raspršuje gorivo tjerajući ga kroz rupice na sapnici ubrizgača, raspršeno gorivo pravilno raspoređuje po cijelom prostoru izgaranja, te određuje potrebnu količinu goriva za potrebe izgaranja.

HEUI ubrizgač sastoji se od sedam osnovnih komponenti:

- Elektromagnet (engl.Solenoid),
- Vretenasti ventil (engl.Poppet valve),
- Klip za pojačavanje djelovanja (engl.Intensifier piston),
- Klip brizgaljke (engl.Plunger),
- Klipni prostor/šupljina (engl.Plunger cavity),
- Buban (engl.Barrel),
- Sklop sapnice (engl.Nozzle assembly).



Slika 5.18. HEUI ubrizgač hidraulički pokretan, elektronički upravljani [6]

Kada se u elektromagnet dovede struja uzbude on stvara jako magnetsko polje koje privlači armaturu spoјenu s vretenastim ventilom preko vijka armature. Kada se armatura počne gibati prema elektromagnetu, povlači vretenasti ventil iz donjeg ležišta. Ovim započinje proces ubrizgavanja goriva.

Vretenasti ventil može se nalaziti u dva položaja: otvorenom i zatvorenom. U zatvorenom položaju vreteno se nalazi u svom donjem ležištu pomoću opruge. Ovako zatvoren ventil, u donjem ležištu, sprječava da visokotlačno ulje uđe u jedinicu ubrizgača. U ovom položaju, gornje ležište ventila je otvoreno i omogućuje ispuštanje ulja iz šupljine koja se nalazi iznad klipa za pojačavanje djelovanja u ispušni otvor.

Kada se elektromagnetu dovede uzbuđna struja vretenasti ventil biva izvučen iz svog donjeg ležišta te se nalazi u otvorenom položaju. Donje ležište je sada otvoreno i dopušta visokotlačnom aktivacijskom ulju da uđe u jedinicu ubrizgača. Kada ovo ulje uđe u jedinicu za

ubrizgavanje, stvara tlak na površini klipa za pojačavanje djelovanja. Vretenasti ventil sada zatvara svoje gornje ležište i put za ispust ulja se zatvara. Blokiranjem puta za ispust ulja sprječava se curenje visokotlačnog ulja iz jedinice za ubrizgavanje.

Površina klipa za pojačavanje djelovanja šest je puta veća od površine klipa brizgaljke. Na ovaj način postiže se šesterostruko povećanje sile, tako da 24 (MPa) tlaka ulja za aktivaciju ubrizgača stvara 162 (MPa) tlaka goriva za ubrizgavanje.

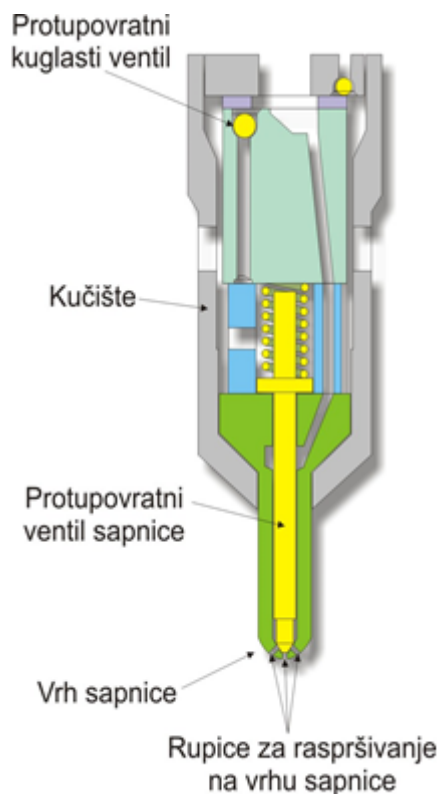
Kada se vretenasti ventil pomakne iz svog donjeg ležišta, visokotlačno ulje uđe u jedinicu za ubrizgavanje, potisne klip za pojačavanje djelovanja, tlak na glavi klipa raste, pa proizvedena sila potisne klip za pojačavanje i klip ubrizgača. Gibanje klipa ubrizgača prema dolje tlači gorivo u klipni prostor, što uzrokuje otvaranje sklopa sapnice i rasprskavanje goriva u prostor izgaranja započinje.

Velika cilindrična šupljina, tzv. O – prsten, oko klipa za pojačavanje djelovanja, razdvaja ulje iznad klipa od goriva koje se nalazi ispod.

Bubanj predstavlja cilindar koji drži i usmjerava klip brizgaljke. Zajedno djeluju poput pumpe. I bubanj i klip su vrlo precizno izrađeni, radna zračnost im je 0,0025 mm. Ovako niska zračnost potrebna je kako bi se postigli tlakovi goriva preko 162 (MPa) bez pretjeranog propuštanja.

Glavni dijelovi sklopa sapnice (slika 5.19.):

- Protu povratni kuglasti ventil (engl. Inlet fill check ball),
- Kućište (engl. Case),
- Protu-povratni ventil sapnice (engl. Check),
- Vrh sapnice (engl. Tip),
- Rupice za raspršivanje goriva (engl. Tip orifice holes).



Slika 5.19.Ubrizgač goriva [6]

Sklop sapnice HEUI jedinice za ubrizgavanje ne razlikuje se od sklopova sapnice svih drugih ubrizgača.

Prethodno stlačeno gorivo teče iz klipnog prostora preko kanala sve do vrha sapnice. Izlaz goriva kroz vrh sapnice onemogućeno je protu povratnim ventilom sapnice koji pokriva rupice za raspršivanje goriva. Sila u opruzi zadržava ventil u zatvorenom položaju. Ovo sprječava curenje goriva preko otvora za raspršivanje u prostor izgaranja s jedne strane, te prodor plinova izgaranja u jedinicu za ubrizgavanje s druge strane.

Kada tlak ubrizgavanja naraste na otprilike 28 (MPa), hidraulička sila goriva savlada silu u opruzi, tada se otvara protu povratni ventil sapnice. Tlak goriva koji je potreban za otvaranje protu povratnog ventila sapnice naziva se tlak otvaranja ventila ili VOP (engl. Valve opening pressure). Gorivo se tada može raspršivati preko rupica u vrhu ubrizgača u prostor izgaranja.

Protu-povratni ventil ostaje otvoren i gorivo ulazi u prostor izgaranja, dok tlak ubrizgavanja goriva ne padne ispod 28 (MPa). Tada se protu-povratni ventil zatvori, a ubrizgavanje goriva prestane. Tlak koji omogućuje zatvaranje protu-povratnog ventila naziva se tlak zatvaranja ventila ili VCP (engl. Valve closing pressure).

VOP i VCP mijenjat će se u ovisnosti o vrsti motora i njegovoj snazi, kako bi se emisija ispušnih plinova držala u standardima. Prethodno navedene vrijednosti uzete su samo kao primjer.

Kuglica protu-povratnog kuglastog ventila se podigne kada se klip ubrizgača giba prema gore kako bi se omogućilo punjenje klipnog prostora. Ova kuglica brtvi, tj. sprečava povrat goriva u klipni prostor za vrijeme gibanja klipa ubrizgača prema dolje i na taj način sprječava curenje goriva pod visokim tlakom natrag u dobavnu cijev.

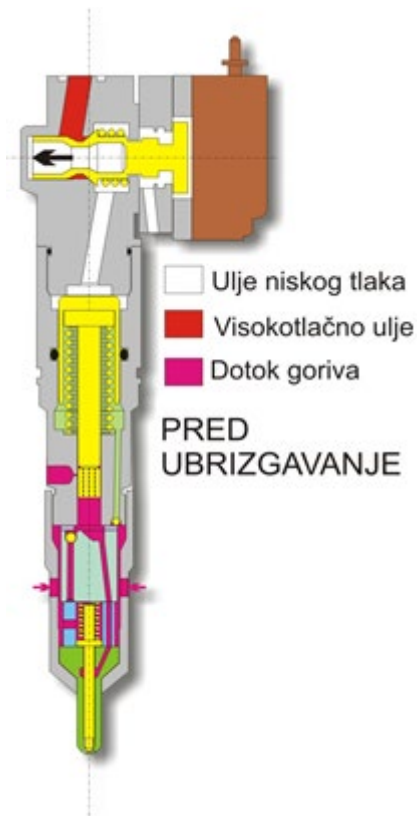
Pet je faza ubrizgavanja s HEUI ubrizgačima:

- Pred ubrizgavanje (engl. Pre-injection),
- Inicijalno ubrizgavanje (engl. Initial Injection ili Pilot Injection),
- Kašnjenje (engl. Delay),
- Glavno ubrizgavanje (engl. Main Injection),
- Završetak ubrizgavanja (engl. End of injection).

Za vrijeme ciklusa pred ubrizgavanja, sve unutarnje komponente vraćene su u položaj s ispruženim oprugama.



Slika 5.20.Pilot ubrizgavanje



Slika 5.21. Hidrauličko pokretani-električno upravljani ubrizgač goriva [6]

U elektromagnet se ne dovodi uzbudna struja i donje ležište vretenastog ventila je zatvoreno.

Vretenasti ventil u donjem ležištu zatvara ulazni otvor visokotlačnog ulja, pa ono ne može ući u jedinicu za ubrizgavanje.

Klip ubrizgača i klip za pojačavanje djelovanja nalaze se u početnom položaju, a klipni prostor napunjen je gorivom.

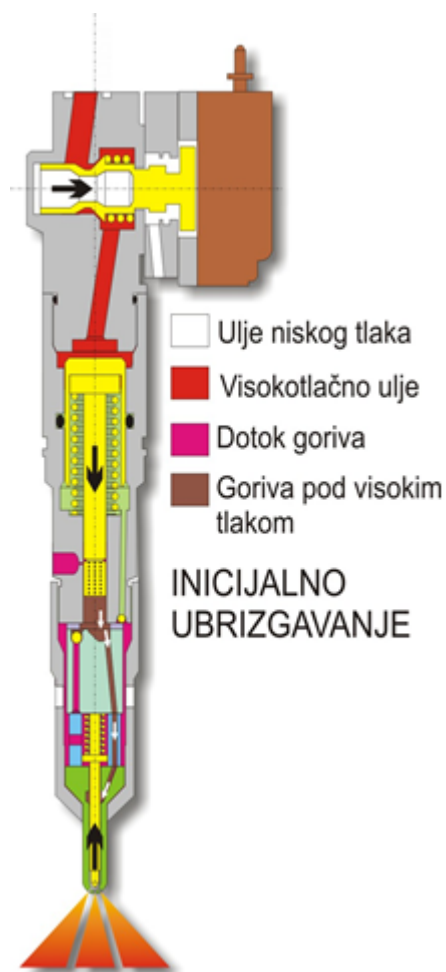
Kada ECM pošalje struju uzbuđuje u elektromagnet, on stvori jako elektromagnetsko polje koje povlači armaturu. Vretenasti ventil je mehanički pričvršćen za armaturu (vijkom) pa dolazi do njegovog povlačenja iz donjeg ležišta u gornje, pri čemu se savladava sila u opruzi i otvara prostor za protok aktivacijskog ulja preko vretenastog ventila sve do prostora iznad klipa za pojačavanje djelovanja.



Slika 5.22. Pilot ubrizgavanje goriva

Gornje ležište ventila je zatvoreno pa ulje ne može izići prema ispustu, a donje je otvoreno.

Klip za pojačavanje djelovanja i klip ubrizgača su, silom koja nastaje uslijed tlaka aktivacijskog ulja, potisnuti prema dolje. Ovo gibanje tlači gorivo u klipnom prostoru i sklopu sapnice. Kada tlak goriva dostigne vrijednost potrebnu za otvaranje ventila ($VOP = 28(\text{MPa})$), protu-povratni ventil sapnice se podiže iz svog ležišta i započinje ubrizgavanje.



Slika 5.23. Inicijalno ugrizgavanje [6]

Mjerenje pred ubrizgavanja (engl. Pre-Injection metering PRIME)

Sustav goriva kod elektronički upravljano brodskog motora ima jedinstvenu karakteristiku koja se naziva PRIME. PRIME načinom ubrizgavanja goriva izbjegava se udarno izgaranje, smanjuje se buka i emisija čađe i dušičnih spojeva NO_x .

Klasični sustavi ubrizgavaju ukupnu količinu goriva potrebnu za jedan ciklus izgaranja u samo jednom velikom mlazu, PRIME ubrizgači ubrizgavaju gorivo u dva odvojena mlaza s različitom količinom goriva.

Prvi mlaz je manja, inicijalna količina goriva iza koje slijedi kratki zastoj – odgađanje ubrizgavanja preostale količine goriva dok se inicijalna količina ne zapali, te plamena fronta raspoređi po cijelom prostoru izgaranja. Zatim se ubrizgava preostala količina goriva koja pošto ulazi u plamenu frontu koja je zahvatila cijeli prostor izgaranja, gotovo trenutno plane i nastavlja izgarati.

Izgaranje goriva na ovaj način je potpuno, nema zakašnjenja izgaranja, kao kod klasičnog izgaranja, pa nema niti opasnosti od eksplozivnog ili udarnog izgaranja koje šteti motoru. Kako je već spomenuto reducira se čađa i NO_x spojevi, a buka i do 50%.

Kad dođe do glavnog ubrizgavanja, klip ubrizgača nastavlja gibanje prema dolje, i ubrizgavanje goriva u prostor izgaranja. Kada se PRIME žlijeb na klipu ubrizgača postavi u liniju s otvorom za istjecanje u bubnju, gorivo koje je pod visokim tlakom u klipnom prostoru sada može istjecati kroz tri provrta u klipu ubrizgača prema gore.

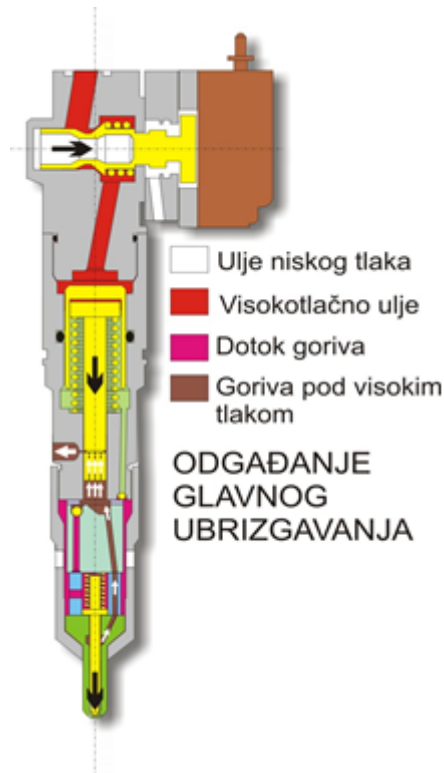
Na taj način gorivo pod visokim tlakom istječe preko provrta i PRIME žlijeba u otvor za istjecanje u bubnju, a odatle natrag u cjevovod za dobavu goriva u ubrizgač.



Slika 5.24.Tlak goriva u ubrizagaču

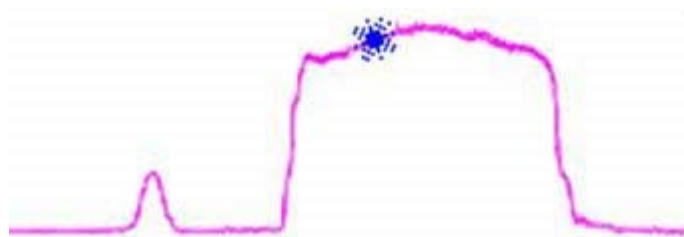
Pad tlaka goriva, nastao na ovaj način, uzrokuje pad tlaka ubrizgavanja ispod tlaka zatvaranja ventila (VCP), opruga protu-povratnog ventila nadjača silu uslijed tlaka goriva i protu-povratni ventil se zatvara, pa ubrizgavanje prestaje.

Ovaj trenutak predstavlja kraj inicijalnog ubrizgavanja i početak kratkog perioda pauze, prije nego se preostalo gorivo ubrizga u prostor izgaranja.



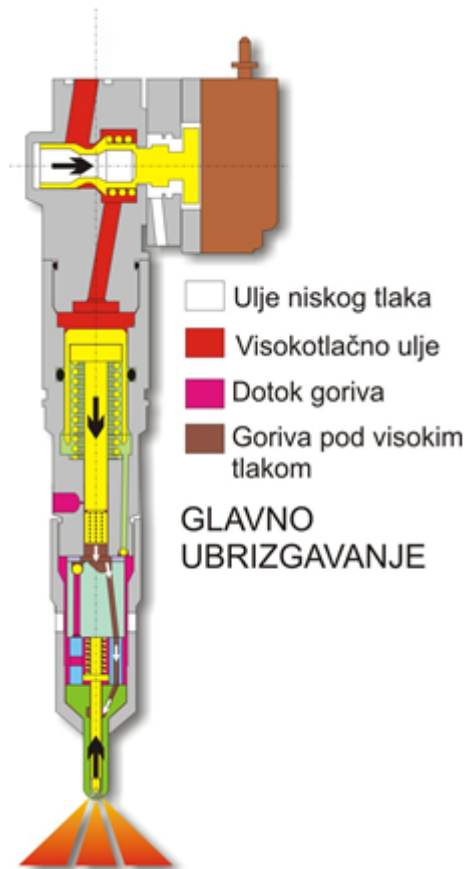
Slika 5.25. Faza kašnjenja glavnog ubrizgavanja [6]

Dok je elektromagnet pod uzбудom, vretenasti ventil ostaje otvoren. Dok je vretenasti ventil otvoren, visokotlačno ulje ulazi u ubrizgač. Tlak ulja pritiska klip za pojačavanje djelovanja i klip ubrizgača prema dolje.



Slika 5.26. Glavno ubrizgavanje

Uslijed tlaka aktivacijskog ulja, klip za pojačavanje djelovanja i klip ubrizgača nastavljaju se gibati prema dolje, a tijelo klipa ubrizgača zatvori otvor za istjecanje u bubnju. Tlak goriva opet poraste iznad tlaka potrebnog za otvaranje ventila (VOP), pa se protu-povratni ventil otvori i ubrizgavanje se nastavlja.



Slika 5.27. Presjek ubrizgača i tok medija kod glavnog ubrizgavanja [6]

Tlak ubrizgavanja goriva varira od $34 \div 162$ (MPa), što ovisi o zahtjevima motora. Ubrizgavanje se nastavlja sve dok ECM ne prestane slati uzбудnu struju u elektromagnet ili dok klip za pojačavanje djelovanja dođe do dna provrta.

Kada prestane ubrizgavanje goriva, ECM prekine dotok uzбудne struje prema elektromagnetu, opruga vretenastog ventila vraća ventil u donje ležište i zatvara dovod visokotlačnog aktivacijskog ulja.

Kraj ubrizgavanja započinje kada ECM prestane slati uzбудnu struju u elektromagnet jedinice za ubrizgavanje goriva.



Slika 5.28. Tlak goriva u cjevovodu

Magnetsko polje nestane pa sila u opruzi vraća vretenasti ventil u donje ležište, pri čemu se zatvara ulazni otvor visokotlačnog ulja.

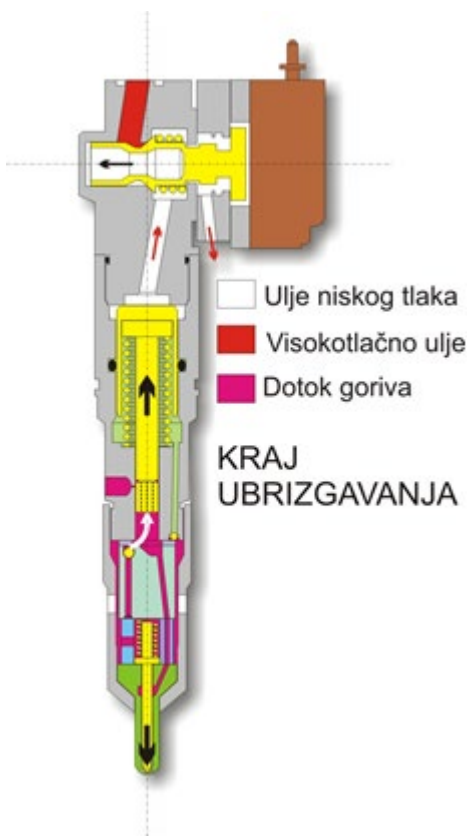
Ulje za aktivaciju ubrizgača više ne ulazi u jedinicu za ubrizgavanje. Kako se donje ležište vretenastog ventila zatvara, gornje ležište se otvara pa je ispus ulja (drenaža) otvoren.

Otvaranjem gornjeg ležišta, a time i ispusnog otvora ulja, aktivacijski tlak ulja u tijelu ventila opada.

Tlak goriva za ubrizgavanje, u klipnom prostoru, stvara potisnu silu na klip ubrizgača i na klip za pojačavanje djelovanja. Pošto tlak ulja iznad klipa za pojačavanje djelovanja opada, sila usmjerena prema dolje na klip za pojačavanje također opada.

Uskoro, sila nastala uslijed tlaka goriva stvara veću silu nego je ona od ulja, što uzrokuje prestanak gibanja klipova prema dolje.

Ulje iznad klipa za pojačavanje djelovanja može istjecati prema ispusnom otvoru kroz otvoreno gornje ležište vretenastog ventila. Kroz ispusni otvor na ubrizgaču ulje dalje teče preko odvoda do prostora klackalice ispod pokrova ventila.



Slika 5.29. Ubrizgač prilikom završetka ubrizgavanja [6]

Kada prestane gibanje klipova prema dolje, zaustavi se i tok goriva. Dok je protu povratni ventil sapnice još otvoren, preostalo gorivo pod tlakom, ubaci u prostor izgaranja malu količinu goriva kroz rupice za raspršivanje. Ovo uzrokuje veliki pad tlaka koji smanji tlak ubrizgavanja ispod VCP. Protutlačni ventil se zatvori, pa ubrizgavanje prestane.

Kada se proces ubrizgavanja zaustavi, započinje proces punjenja. Prostor iznad klipa za pojačavanje djelovanja je preko otvora za ispuštanje ulja otvoren prema atmosferi. Dakle, u tom prostoru tlak naglo opada prema atmosferskom. Opruga klipa ubrizgača koja se vraća u ispušteni položaj, povlači za sobom klip ubrizgača i klip za pojačavanje djelovanja, što uzrokuje potiskivanje ulja prema ispušnom otvoru. Istovremeno, tlak u klipnom prostoru opada prema atmosferskom.

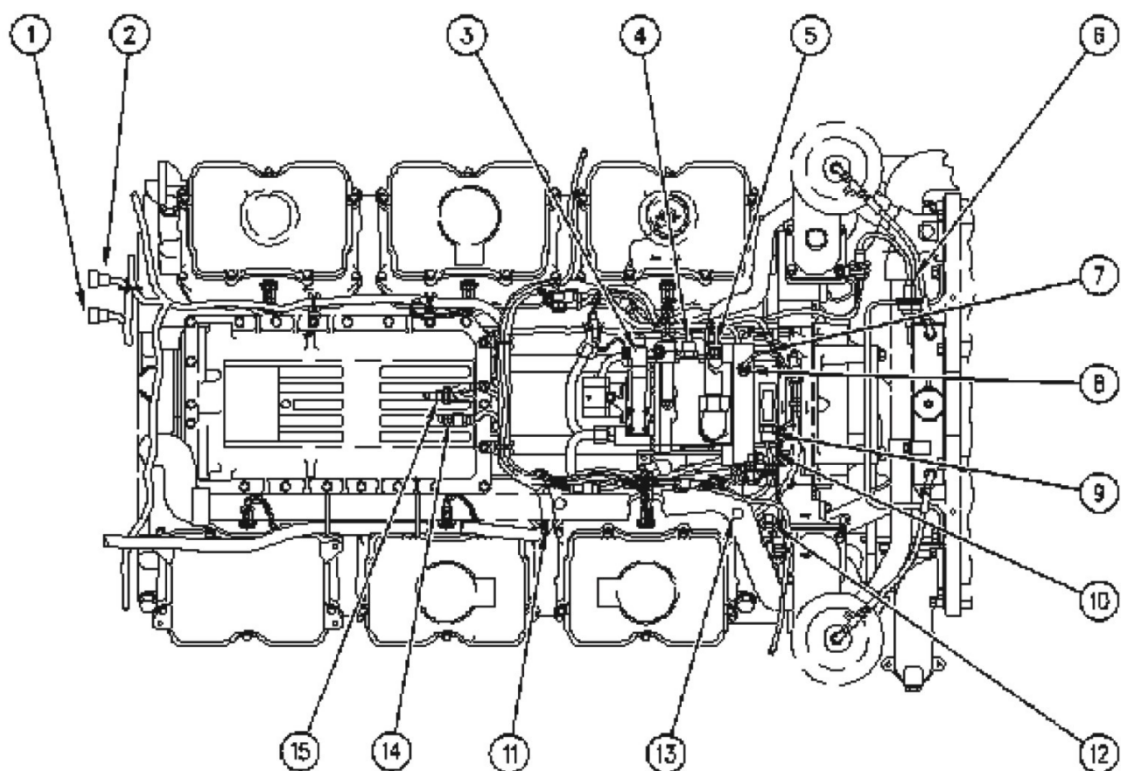
Tlak goriva u dovodu goriva je, otprilike 450 (kPa) te on potpomaže pomicanje klipa ubrizgača, te se uslijed navedenog puni prostor oko protu-povratnog ventila i prostor ispod klipa ubrizgača. Kada je klip za pojačavanje djelovanja potisnut do vrha njegova provrta – početni položaj, proces punjenja gorivom prestaje.

Kada je ciklus punjenja gorivom gotov, prostor klipa je napunjen gorivom i protu povratni kuglasti ventil vraća se u ležište – zatvara se. Tlak iznad klipa za pojačavanje djelovanja i prostora vretenastog ventila jednak je atmosferskom.

Pošto je punjenje jedinice za ubrizgavanje gotovo, jedinica za ubrizgavanje spremna je za početak rada, pa ponovno slijedi ciklus pred ubrizgavanja.

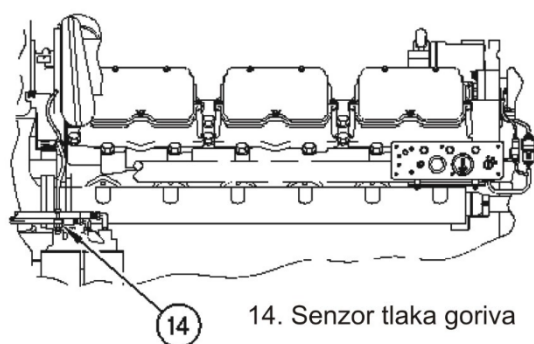
5.9.5 Osjetnici

Slijedeće slike prikazuju fizičke položaje osjetnika na C32 brodskom motoru:



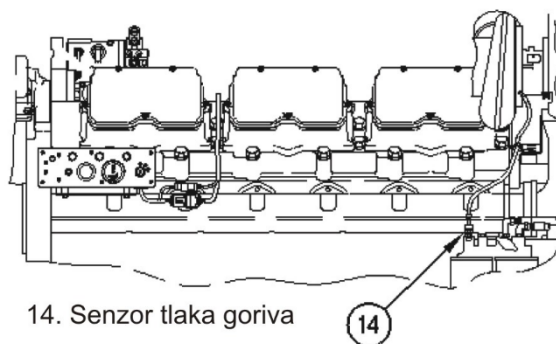
- | | |
|--|--|
| 1. Konektor za senzor tlaka ulja u prijenosu motora | 9. Senzor temperature goriva |
| 2. Konektor za senzor temperature u prijenosu motora | 10. Primarni senzor brzine |
| 3. IAP ventil | 11. IAP senzor |
| 4. Senzor temperature ulja | 12. Senzor temperature rashladne tekućine |
| 5. Senzor tlaka ulja | 13. Senzor izlaznog tlaka zraka iz turbo-punjača kod 3412E brodskih motora |
| 6. Senzor razine rashladne tekućine | 14. Senzor izlaznog tlaka zraka iz turbo-punjača kod C30 brodskih motora |
| 7. Sekundarni senzor brzine | 15. Senzor temperature ulaznog zraka kod C30 brodskih motora |
| 8. Senzor atmosferskog tlaka | |

Slika 5.30. C32 motor sa senzorima [6]



14. Senzor tlaka goriva

DESNA STRANA MOTORA



14. Senzor tlaka goriva

LIJEVA STRANA MOTORA

Slika 5.31. Prikaz položaja osjetnika na C 32 Diesel motoru [6]

-
- Osjetnik atmosferskog tlaka (engl. Atmospheric pressure sensor)



Senzori tlaka: goriva, ulja, zraka, turbopunjača, atmosferskog tlaka, kućišta motora, pomoćni.

Slika 5.32. Osjetnici tlaka [7]

Mjeri atmosferski tlak u kućištu motora. Signal se šalje u računalo (ECM).

Radno područje: 0 ÷ 116 (kPa)

- Osjetnik razine rashladne tekućine (engl. Coolant level sensor)

Ovaj sustav ugrađuje se po zahtjevu korisnika. Upotrebljava se za detektiranje niske razine rashladne tekućine. Podatak o razini šalje u ECM. U slučaju niske razine rashladne tekućine ECM alarmira korisnika preko dijagnostičke lampe ili releja. Problem je jednostavno rješiv, nadolijevanjem rashladne tekućine u sustav hlađenja motora.



Slika 5.33. Osjetnik nivoa [7]

Sustav može biti programiran s jednim od slijedećih opcija:

- "Uključeno" (engl. Enabled) praćenje podataka s osjetnika,
- "Isključeno" (engl. Disabled) praćenje podataka s osjetnika.

U slučaju kada je isključeno praćenje podataka s osjetnika, sve dijagnostičke procedure koje se oslanjaju na podatke s ovog osjetnika biti će automatski blokirane.

Greška na osjetniku razine rashladne tekućine: U slučaju greške na osjetniku neće doći do gašenja motora ili promjene izlazne snage.

- Osjetnik temperature rashladne tekućine (engl. Coolant temperature sensor)

Osjetnik prati temperaturu rashladne tekućine. Podatci s ovog osjetnika upotrebljavaju se za sve dijagnostičke procedure stanja motora. U slučaju visoke temperature rashladnog sredstva ECM alarmira operatera preko dijagnostičke lampe ili releja.



Senzori temperature: rashladnika zraka, rashladne tekućine, ulazne razvodne cijevi zraka, ispuha, pomoćni

Slika 5.34. Osjetnici temperature [7]

Temperatura reakcije osjetnika na visoku temperaturu rashladne tekućine: 103(°C)

Temperatura reakcije osjetnika na vrlo visoku temperaturu rashladne tekućine: 106(°C)

Greška na osjetniku temperature rashladne tekućine: pošto ECM detektira grešku na osjetniku, upozorit će operatera o statusu osjetnika preko dijagnostičke lampe.

U slučaju greške na osjetniku, sve dijagnostičke procedure koje se oslanjaju na podatke s ovog osjetnika biti će automatski blokirane.

U slučaju greške na osjetniku, neće doći do gašenja motora ili promjene izlazne snage.

-
- Osjetnik tlaka ulja (engl. Oil pressure sensor)

Osjetnik tlaka ulja mjeri apsolutni tlak ulja u glavnoj uljnoj galeriji. Podatak se šalje u ECM radi potreba dijagnosticanja.

Radno područje: $0 \div 690$ (kPa)

Upozorenje na niski tlak: Točka podešavanja osjetnika ovisit će o brzini motora. Greška će se detektirati i memorirati u računalu samo ako motor radi više od 15 sekundi.

Upozorenje na vrlo niski tlak: Točka podešavanja osjetnika ovisit će o brzini motora. Greška će se detektirati i memorirati u računalu samo ako motor radi više od 15 sekundi.

Greška na osjetniku tlaka ulja: Kada ECM detektira grešku na osjetniku upozorit će operatera preko dijagnostičke lampe. U slučaju greške na osjetniku, sve dijagnostičke procedure koje se oslanjaju na podatke s ovog osjetnika biti će automatski blokirane.

U slučaju greške neće doći do gašenja motora ili promjene izlazne snage.

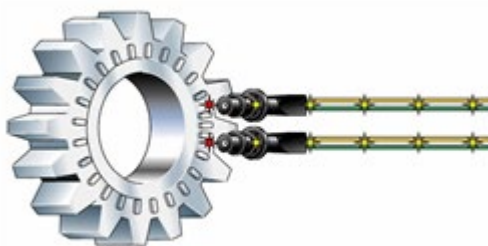
- Osjetnik temperature ulja (engl. Oil temperature sensor)

Prati temperaturu ulja motora. Podatke s ovog osjetnika ECM koristi kako bi podesio vrijeme i tlak ubrizgavanja goriva, te inicijalizaciju tzv. hladnog starta (engl. Cold start strategy).

Radno područje: $40(^{\circ}\text{C}) \div 120(^{\circ}\text{C})$

- Osjetnik brzine vrtnje koljenastog vratila (engl. Speed/timing sensor)

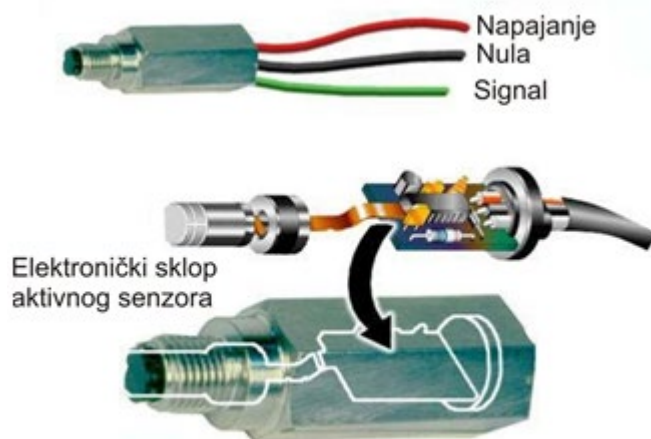
Ovaj osjetnik opskrbljuje ECM podacima o položaju i broju okretaja koljenastog vratila relativno prema položaju gornje mrtve točke, tako što generira impulsni signal svaki put kada zubi referentnog zupčanika prođu pored sonde.



Slika 5.35. Osjetnici brzine vrtnje, [7]

Neke izvedbe dijagnostičkih sustava mogu raditi s dva osjetnika broja okretaja, primarnim i sekundarnim. Jedan je aktivni osjetnik, a drugi pasivni.

Aktivni osjetnik (slika 5.36.) ima tri voda. Prvi ga opskrbljuje s preciznim naponom od $13,2 \pm 0,5V$ iz računala. Drugi vod predstavlja nulu, a treći signalni vod koji šalje naponski signal natrag u ECM. Pošto u kućištu ima pojačalo snage njegov signal je snažniji nego signal s pasivnog osjetnika.



Slika 5.36. Aktivni osjetnik, [7]

Pasivni osjetnik (slika 5.37.) sastoji se od permanentnog magneta i zavojnice oko njega. Promjene u magnetskom polju induciraju napon u zavojnici. ECM čita povećanje/smanjenje napona iz osjetnika i podatak pretvara u položaj i brzinu koljenastog vratila.

Ako ECM ne primi signal s primarnog osjetnika brzine, upozorit će operatera preko dijagnostičke lampe, a greška će se memorirati. Praćenje broja okretaja koljenastog vratila nastaviti će se preko sekundarnog osjetnika. Za vrijeme programskog prebacivanja s jednog osjetnika na drugi, motor može imati prolaznih problema s paljenjem, ali će se vrlo brzo vratiti u normalan rad.

Bez obzira na indiciranu grešku na primarnom osjetniku, ECM će nastaviti i dalje kontinuirano pratiti signale s oba osjetnika (primarnog i sekundarnog).



Slika 5.37. Pasivni osjetnik, [7]

U slučaju zakazivanja rada bilo kojeg osjetnika broja okretaja, potrebno je njegova zamjena.

Opetovane greške na osjetniku brzine uzrokovat će nepravilno upravljanje radom motora.

- Osjetnik tlaka goriva (engl. Fuel pressure sensor)

Ovaj osjetnik prati tlak goriva na izlazu iz filtra. Nizak ili visok tlak neće uzrokovati gašenje motora ili promjenu snage. Tlak goriva koji odstupa od normalnih granica utjeCAT će na performanse motora. Ako je tlak na izlazu iz filtra nizak, potrebno je zamijeniti filter.

Min. dopušteni tlak na transfer pumpi goriva pri punom opterećenju: 415 (kPa).

Maks. Dopušteni tlak u razvodnoj cijevi goriva pri punom opterećenju: 276 (kPa).

- Osjetnik temperature goriva (engl. Fuel temperature sensor)

Prati temperaturu goriva i podatke šalje u ECM kako bi se odredila količina goriva potrebna za ubrizgavanje, te se na taj način, izlazna snaga motora držala konstantnom.

Ovaj osjetnik također služi da upozori operatera na preveliku temperaturu goriva. Visoke temperature goriva mogu indirektno utjecati na performanse motora.

Radno područje: 30(°C) ÷ 70(°C)

- Osjetnik tlaka aktivacijskog ulja-IAP osjetnika (engl. Injection actuation pressure sensor)

Podatke o trenutnom tlaku aktivacijskog ulja dobivene s ovog osjetnika ECM koristi za usporedbu i podešavanje stvarno potrebnog tlaka aktivacijskog ulja koje preko klipa za pojačavanje djelovanja i klipa ubrizgača utječe na tlak goriva koje se ubrizgava u prostor izgaranja.

Dakle, na osnovu signala dobivenih s ovog osjetnika, ECM podešava struju uzbude koju šalje u IAP ventil. Željeni aktivacijski tlak određuje se na osnovu slijedećih parametara motora:

- Količine goriva,
- Tempiranja ubrizgavanja,
- Broja okretaja koljenastog vratila,
- Moda rada motora (prazni hod, puno opterećenje).

-
- Osjetnik tlaka transmisijskog ulja (engl. Transmission oil pressure sensor)

Ovaj se osjetnik ugrađuje samo na zahtjev korisnika (operatera). Po potrebi se postavlja na visokotlačnu stranu transmisije. Podatke, poput svih ostalih osjetnika, šalje u ECM za potrebe dijagnostičkog programa.

Radno područje: $0 \div 2,9$ (MPa).

ECM će podatke o visokom tlaku ulja proslijediti operateru preko dijagnostičke lampe, a stanje memorirati u računalu.

- Osjetnik temperature transmisijskog ulja

Mjeri temperaturu transmisijskog ulja. ECM koristi podatke s osjetnika kako bi upozorio operatera u slučaju previsoke temperature ulja i kako bi dijagnosticirao pogrešku na osjetniku.

Radno područje: $0 \div 120$ (°C)

U slučaju visoke temperature ulja ECM uključuje dijagnostičku lampu i memorira stanje.

- Osjetnik položaja ručice gasa

Signal se s osjetnika šalje u ECM. Podatci s ovog osjetnika su važni jer se koriste za upravljanje opterećenjem (brzinom) motora. Osjetnik se baždari za vrijeme instalacije motora.



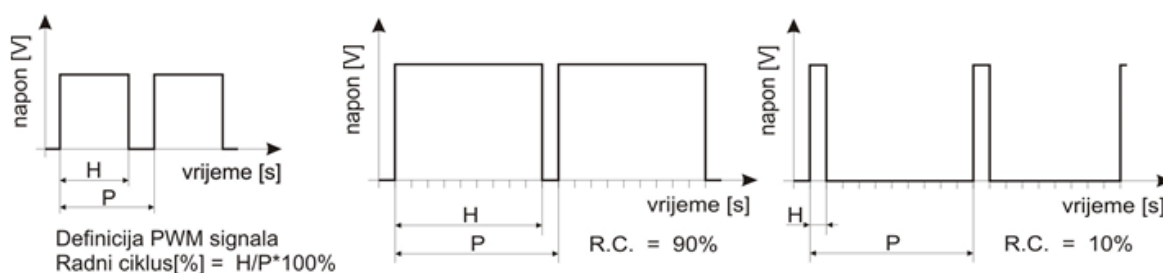
Slika 5.38.Osjetnik položaja ručke goriva, [7]

Osjetnik položaja ima tri električna voda. Prvi vod služi za napajanje osjetnika električnom energijom napona $8 \pm 0,5$ V. Drugi vod predstavlja nulu, a treći je signalni vod preko kojeg signal dolazi u ECM.

Osjetnik daje kvadratni signal konstantne frekvencije sa širinom impulsa koji se mijenja u ovisnosti o poziciji ručice gasa. Izlazni signal je, dakle, signal moduliran širinom impulsa tzv. PWM signal (engl. Pulse width modulated signal) koji se može nalaziti u dva stanja: ima napona i nema napona (on i off).

PWM signal izražen je u postocima od 0 ÷ 100%. Osjetnik će slati signale u obliku radnih ciklusa između 5 ÷ 10%, kada motor radi na minimumu bez opterećenja, odnosno između 90 ÷ 95% kada motor radi na maksimumu bez opterećenja.

Radne cikluse izražene u postocima koje osjetnik šalje, ECM će pretvarati u ekvivalentan položaj ručice gasa.

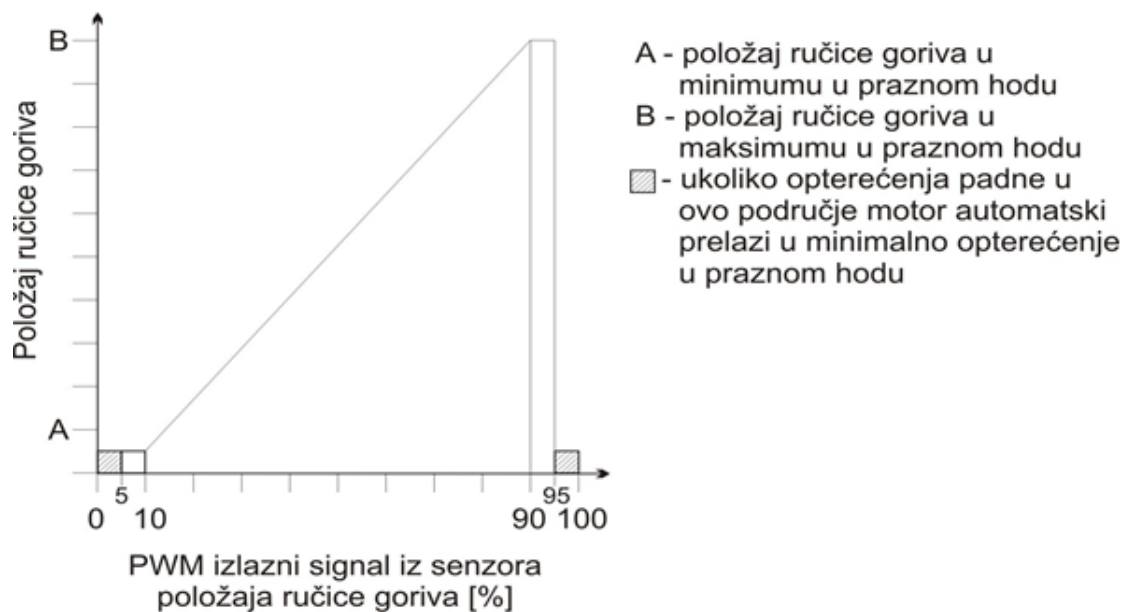


Slika 5.39. Definiranje signala, [8]

Greška na osjetniku položaja: opetovane greške na osjetniku položaja ručice gasa uzrokovat će da se brzina motora mijenja nepravilno.

ECM će izvršiti slijedeće procedure:

- Detektirat će grešku,
- Upozoriti operatera na grešku preko dijagnostičke lampe,
- Postaviti će željenu brzinu motora na vrijednost minimuma pri praznom hodu motora.



Slika 5.40. Dijagram odnosa položaja ručice goriva i izlaznog signala iz senzora

Ako osjetnik položaja ručice gasa zakaže kod broda s dva motora, operater može upotrijebiti prekidač za sinkronizaciju kako bi prebacio upravljanje brzinom s ručice gasa prvog motora na drugu ručicu gasa kod koje osjetnik položaja radi. Tada se brzinom (opterećenjem) oba motora može upravljati s ručice za upravljanje gasom drugog motora. Ukoliko oba osjetnika zakažu, brzina motora će se spustiti na vrijednost minimuma pri praznom hodu.

- Osjetnik izlaznog tlaka na rashladniku zraka

Ovaj osjetnik šalje signal, koji nosi podatak o tlaku zraka na izlazu iz turbopunjača, u ECM. Način upravljanja omjerom zrak/gorivo zasniva se na podacima koji potječu iz ovog osjetnika i osjetnika broja okretaja koljenastog vratila.

Upravljanjem omjerom zrak/gorivo upravlja se i razinom dima u ispušnom sustavu, pogotovo kod nagle promjene režima opterećenja.

Greška na osjetniku izlaznog tlaka zraka iz turbopunjača: pošto ECM detektira grešku na osjetniku upozorit će operatera o statusu osjetnika preko dijagnostičke lampe. U slučaju greške na osjetniku, sve dijagnostičke procedure koje se oslanjaju na podatke s ovog osjetnika biti će automatski blokirane.

Snaga motora će se drastično smanjiti, ali neće doći do gašenja motora.

- Osjetnik temperature zraka okoline

Mjeri temperaturu ulaznog zraka. ECM prati signal s ovog osjetnika i u slučaju previsoke temperature obavještava operatera preko releja ili dijagnostičke lampe.

Greška na osjetniku temperature ulaznog zraka: Greška na osjetniku neće uzrokovati gašenje motora ili promjenu izlazne snage.

5.9.6 Dijagnostički parametri i dijagnostička tablica

Dijagnostički potprogrami upotrebljavaju se kako bi se odredile eventualne greške pri radu motora ili greške na osjetnicima.

Greške/problemi na motoru dijele se u dvije kategorije:

- U prvu kategoriju spadaju greške koje bi mogle utjecati na nastajanje havarije motora npr. preveliki tlak ulja, previsoka temperatura rashladne tekućine ili ulja. Kada ECM detektira grešku prve kategorije, ukoliko ona traje preko 15 sekundi, dolazi do paljenja centralne dijagnostičke lampe (krug s uskličnikom) i zvučnog alarma.
- U drugu kategoriju spadaju sve ostale pogreške/problemi na motoru poput greške vezane za IAP ventil ili osjetnik, začepljenje filtra goriva ili ulja, začepljenje filtra zraka... U slučaju nastanka greške druge kategorije ne pali se centralna dijagnostička lampa, niti zvučnog alarma. Ove greške se memoriraju u računalnom modulu (ECM) i nije ih moguće brisati iz memorije prije nego se otklone. Stoga se kodovi, dvoznamenkasti brojevi koji opisuju operateru o kojoj se greški radi, za ovaj tip greške nazivaju "aktivni kodovi".

Ukoliko je motor opremljen s dijagnostičkom lampom, slijedeće procedure se upotrebljavaju za pregled i praćenje dijagnostičkih kodova:

- Okrene se ključ za paljenje motora u "ON" položaj (uključeno). Motor se ne treba uputiti da bi se dobio dijagnostički kod.
Kada je ključ za paljenje motora u "ON" poziciji vrši se provjera ispravnosti dijagnostičke lampe. Slijedi prikaz bilo kojeg aktivnog dijagnostičkog koda koji se prikazuje preko dvoznamenkastog broja.
- Dijagnostička lampa će bljeskati dvoznamenkasti kod. Razmak između bljeskova će dijagnostički sustav pretvarati u poruku. Svaka znamenka dvoznamenkastog broja određen je brojanjem bljeskova. Dijagnostička lampa bljeska dva puta u sekundi. Lampa će između svakog broja prestati bljeskati jednu sekundu, a dvije sekunde između različitih dijagnostičkih kodova.
Dijagnostička lampa će kontinuirano bljeskati i prikazivati sve aktivne dijagnostičke kodove za one greške, dok se one ne otklone.

Slijedeća tablica prikazuje potencijalni efekt na performanse motora kod određenih aktivnih dijagnostičkih kodova. Ova tablica, također, prikazuje listu svih dijagnostičkih kodova i opis koji moraju zadovoljiti i pravila Hrvatskog registra brodova, [10].

Tablica 5.1. Dijagnostička tablica, [8]

Dijagnostički bljeskajući kodovi		Utjecaj na performanse motora			
		Greška paljenja	Niska Snaga	Smanjenje brzine motora	Gašenje motora
11	Greška na osjetniku temperature goriva		DA		
12	Greška na IAP ventilu	DA	DA	DA	DA
13	Greška na osjetniku razine goriva				
14	Upozorenje na nisku razinu goriva u tanku				
15	Napon akumulatora ispod normalnog		DA		
26	Greška kod dovođenja napona na osjetnike		DA		
27	Greška na osjetniku temperature ulja		DA		
28	Greška na osjetniku tlaka ulja		DA	DA	
29	Upozorenje na izlazni tlak zraka iza turbine		DA		
210	Greška na osjetniku atmosferskog zraka		DA		
211	Greška na osjetniku temperature rashladne tekućine	DA	DA	DA	
212	Potrebno baždarenje osjetnika položaja ručice gasa			DA	
313	Greška na osjetniku položaja ručice gasa			DA	
314	Greška na osjetniku broja okretaja kolj. Vratila	DA			DA ⁽¹⁾
315	Upozorenje na prekoračenje brzine motora				

Dijagnostički bljeskajući kodovi		Utjecaj na performanse motora			
		Greška paljenja	Niska Snaga	Smanjenje brzine motora	Gašenje motora
316	Neočekivano gašenje motora				
317	Greška na osjetniku tlaka goriva				
318	Greška na osjetniku temperature usisnog zraka		DA		
419	Provjera točnosti osjetnika	DA	DA	DA	
420	Greška na IAP osjetniku		DA		
421	Previsok aktivacijski tlak ulja				
422	Gašenje elektromagneta				
423	Upozorenje na nizak tlak ulja		DA	DA	
224	Upozorenje na vrlo nizak tlak ulja		DA	DA	
225	Pretjerana snaga motora				
226	Prekid na akumulatoru	DA			
227	Greška na parametrima dijagnostičkog programa		DA		
228	Greška na ECM	DA	DA	DA	DA
229	Provjera korisničkih /sustavnih parametara		DA		
330	Upozorenje na nisku razinu rashladne tekućine		DA	DA	
331	Upozorenje na vrlo nisku razinu rashladne tekućine		DA	DA	
332	Pokrenut program pogrešnog motora				DA

Dijagnostički bljeskajući kodovi		Utjecaj na performanse motora			
		Greška paljenja	Niska Snaga	Smanjenje brzine motora	Gašenje motora
333	Upozorenje na visoku temperaturu rashladnog sredstva		DA	DA	
334	Upozorenje na vrlo visoku temperaturu rashladnog sredstva		DA	DA	
335	Greška na osjetniku temperature rashladnog sredstva				
336	Upozorenje na tlak goriva				
337	Upozorenje na visoku temperaturu zraka za izgaranje		DA	DA	
338	Upozorenje na vrlo visoku temperaturu zraka za izgaranje		DA	DA	

(1) – ako nastane greška na oba osjetnika broja okretaja, primarnom i sekundarnom doći će do gašenja motora

Dijagnostički bljeskajući kodovi		Utjecaj na performanse motora			
		Greška paljenja	Niska Snaga	Smanjenje brzine motora	Gašenje motora
71	Ubrizgač 1. cilindra	DA	DA		
72	Ubrizgač 2. cilindra	DA	DA		
73	Ubrizgač 3. cilindra	DA	DA		
74	Ubrizgač 4. cilindra	DA	DA		
75	Ubrizgač 5. cilindra	DA	DA		
76	Ubrizgač 6. cilindra	DA	DA		
77	Ubrizgač 7. cilindra	DA	DA		
78	Ubrizgač 8. cilindra	DA	DA		
81	Ubrizgač 9. cilindra	DA	DA		
82	Ubrizgač 10. cilindra	DA	DA		

83	Ubrizgač 11. cilindra	DA	DA		
84	Ubrizgač 12. cilindra	DA	DA		

5.10 POMOĆNI SUSTAV BRODSKIH BRZOKRETNIH ČETVEROTAKTNIH DIESEL MOTORA

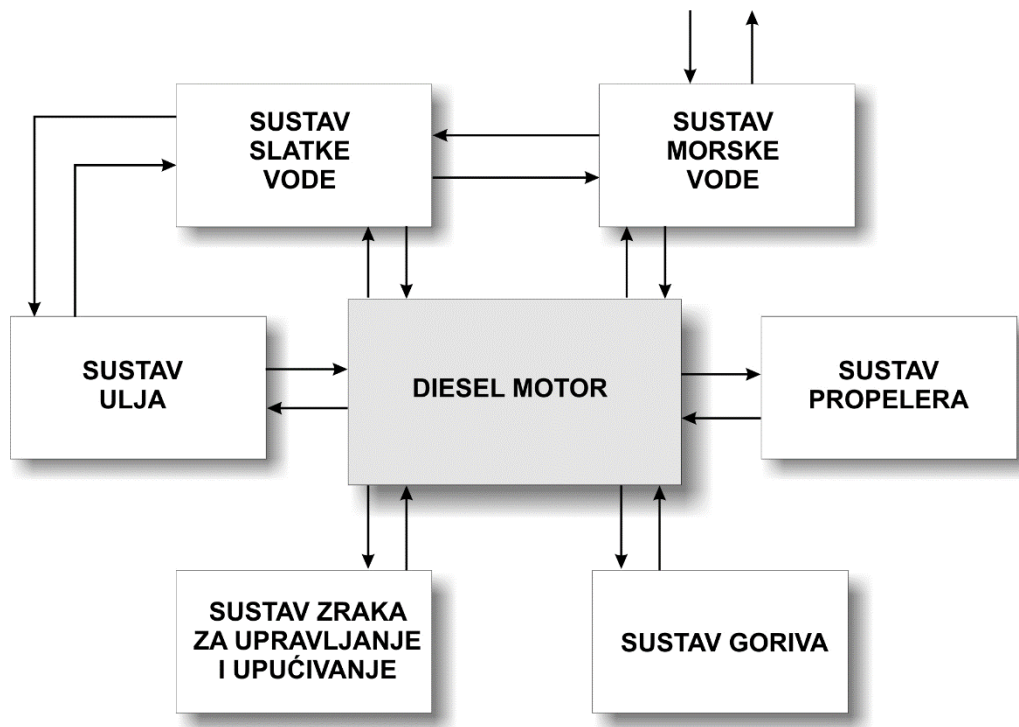
Brodski porivni sustav vrlo je kompleksan, te je, radi lakšeg konstruiranja, održavanja i napokon razumijevanja, podijeljen u više sustava. Brodski porivni stroj čini jezgru porivnog sustava, a u razmatranje su uzeti Caterpillar-ovi brzokretni Diesel motori.

U pod-sustave broskog porivnog stroj spadaju:

- Sustav goriva,
- Sustav ulja za podmazivanje,
- Rashladni sustav (dalje se dijeli na sustav morske i slatke vode),
- Sustav ventilacije,
- Ispušni sustav.

Svi navedeni pod sustavi međusobno su uzročno/posljedično povezani (slika 5.41.) i ne mogu „opstati“, jedan bez drugoga. Štoviše, za dobivanje najboljih performansi motora potrebno je obratiti jednaku pozornost pri proračunu i pri konstruiranju svih sustava jednaku.

Loš rad samo jednog od sustava uzrokovat će, u najboljem slučaju, smanjenje performansi motora, no moguće su i teže havarije. Iz navedenog razloga, jedno poglavlje posvećeno je pod sustavima sustava poriva.



Slika 5.41. Dijagram sustava porivnog stroja s prikazom pod sustava, [8]

5.10.1 Sustav goriva

Caterpillar motori mogu biti opremljeni s tri različita tipa sustava goriva.

Raniji modeli bili su opremljeni visokotlačnom pumpom (jedna za sve cilindre), postavljenom u kućište. Vratilo ove pumpe pokreće se zupčastim prijenosom, direktno s motora.

Visokotlačna pumpa tlači i dobavlja gorivo, pravovremeno i precizno tempirano, do ventila goriva koji su postavljeni na svaki cilindar. Ventili su kod ovog sustava su jednostavni i lako zamjenjivi.

Moderni sustavi goriva kombiniraju pojedinačne visokotlačne pumpe za svaki cilindar i ventile goriva u jedan sustav, pa je stoga opravdan izraz "unit injector". Energija za generiranje visokog tlaka ubrizgavanja postiže se preko koljenastog vratila motora, potisnih poluga (engl. Push rods) i klackalica (engl. Rocker arms).

Kod elektroničkog ubrizgača, također se upotrebljava bregasto vratilo i potisne poluge kako bi se stvorio tlak ubrizgavanja, ali se tempiranje trenutka otvaranja ventila i količine goriva vrši elektronički.

Sustavi dobave goriva napravljeni su tako da dobavljaju više goriva do visokotlačne pumpe, nego što će se ubrizgati. Višak goriva vraća se povratnom cijevi u spremnik goriva.

5.10.2 Gorivo

- Čistoća goriva

Rigorozni zahtjevi za čistoćom goriva povećavaju vrijeme između servisiranja motora i njegove performanse. Nečisto gorivo uzrokovat će:

- Primjetno smanjenje performansi motora i vijeka trajanja filtra goriva.
- Smanjenje vremena između servisiranja sustava ubrizgavanja goriva, ventila, klipova prstena, košuljica i ležaja.

- Zagrijavanje goriva

Veća količina goriva koja se vraća povratnom (recirkulacijskom) cijevi u spremnik goriva, ima višu temperaturu koju je preuzela u motoru i može dovesti do zagrijavanja goriva u spremniku.

Da se poveća vijek trajanja ubrizgača, temperatura goriva koje dolazi u motor ne smije prijeći 66 (°C). Zagrijano gorivo će, također, povećati i specifični volumen, što će uzrokovati ubrizgavanje manje količine goriva u cilindar i pad specifične snage po cilindru od 1%, za svakih 6 (°C) povećanja temperature goriva iznad 29 (°C).

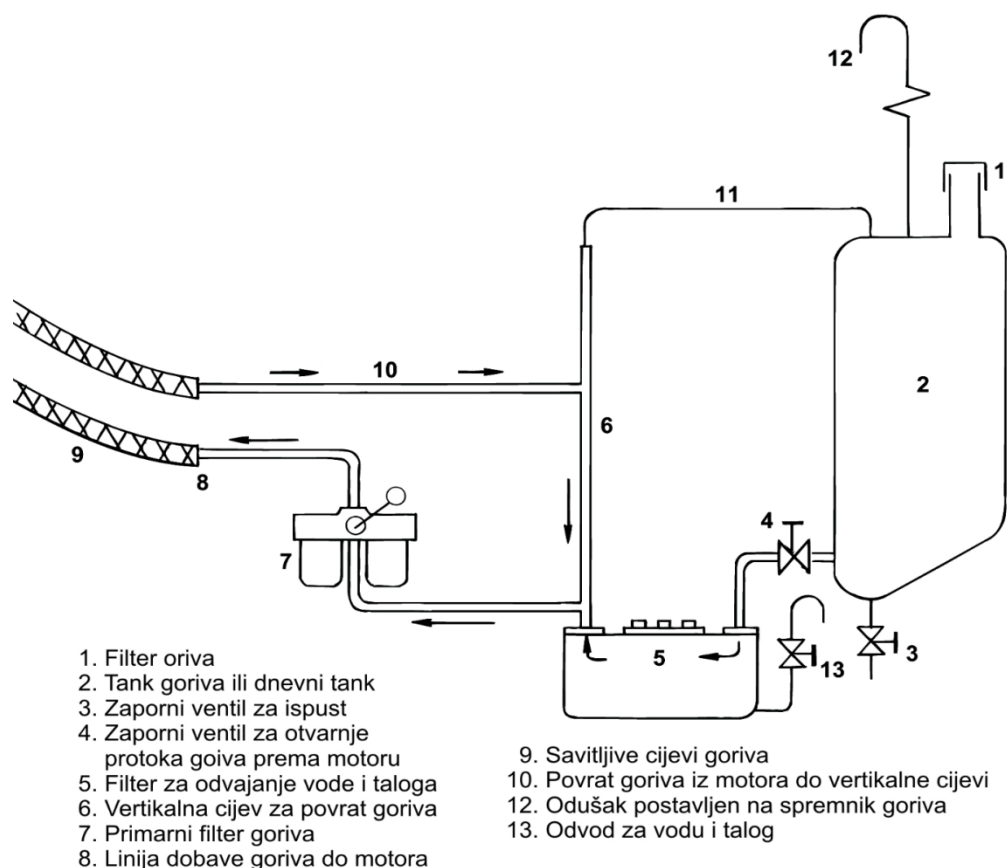
Ako je spremnik goriva tako postavljen i takve veličine da akumulirana toplina neće biti prevelika kada se temperatura stabilizira, tada je problem riješen u početku. No, ako je stabilizirana temperatura u spremniku prevelika mora, se pribjeći hlađenju povratnog goriva.

Plinovi iz goriva odvođe se iz motora preko povratnog goriva nazad u spremnik. Plinovi se moraju izbacivati preko oduška, da se spriječi pad snage porivnog stroja.

Najjednostavniji način za izbjegavanje problema s plinovima u gorivu je instalacija spojne odušne cijevi (engl. stand pipe), između spremnika goriva i motora. Gorivo će teći od tanka goriva do dna odušne cijevi pomoću gravitacije. To je ujedno točka iz koje visokotlačna pumpa usisava gorivo (slika 5.42.).

S vrha odušne cijevi može se odvoditi zrak/plinovi na vrh spremnika goriva ili direktno u atmosferu. Ovakav sustav radi zadovoljavajuće i s većim brojem spremnika goriva.

U sustavu odušne cijevi, između spremnika goriva i motora, ne smije biti nikakvih cijevnih petlji (koje se motaju prema gore), jer bi zarobljeni zrak mogao uzrokovati blokiranje protoka goriva.



Slika 5.42. Sustav dobave goriva (Samo jedan spremnik ili dnevni spremnik, [9])

- Hladnjaci goriva

Prekomjerna količina goriva u povratu (recirkulacija) iz motora može primiti velike količine topline subrizgača i rashladne vode košuljice cilindra. U tom slučaju, za pravilan rad motora, neizbježan je hladnjak.

Slijedeći faktori mogu utjecati na potrebu ugradnje hladnjaka goriva:

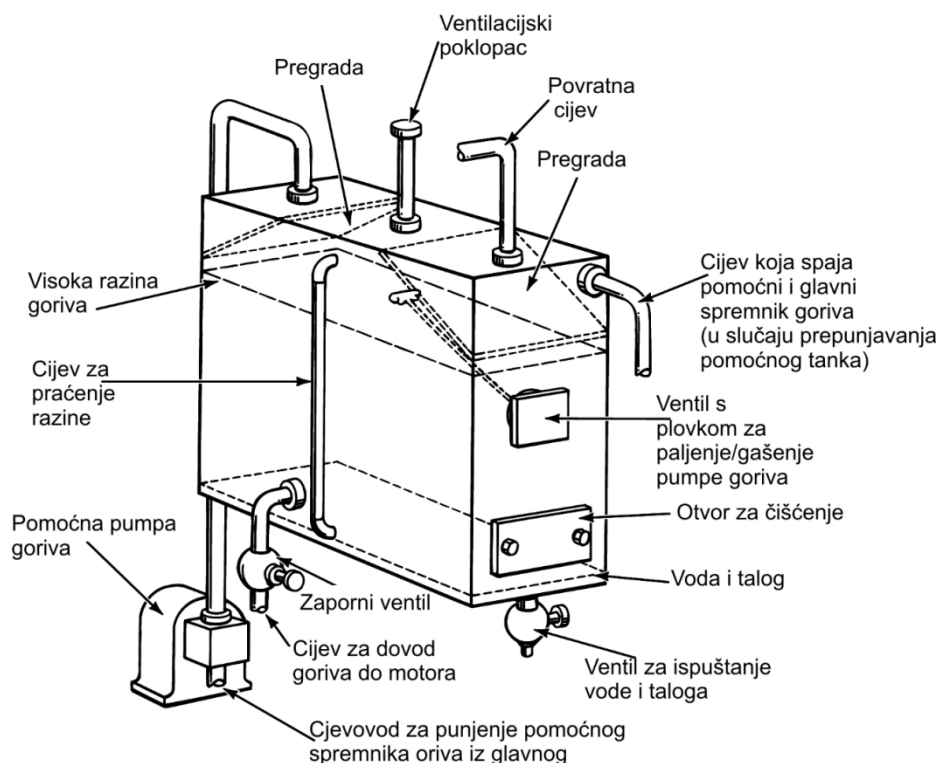
- Vrijeme kontinuiranog rada motora; ako je period rada mali, količina topline koja se s gorivom vraća u spremnik goriva, biti će relativno mala. U tom se slučaju najčešće ne javlja potreba ugradnje hladnjaka goriva.
- Vrijeme između ciklusa rada motora; ako je prazni hod između dva ciklusa rada motora velik akumulirana toplina u gorivu imati će dovoljno vremena da se odvede.
- Volumen spremnika goriva; kod spremnika velikih volumena (veći od 11000 litara) toplinski kapacitet spremnika je velik pa može primiti veliku količinu goriva prije nego se temperatura goriva, koje napušta spremnik i odlazi prema visokotlačnoj pumpi goriva, poveća.
- Sposobnost spremnika goriva da odvodi toplinu pohranjenu u gorivu; ako je spremnik goriva u doticaju sa oplatom broda, toplina koju je gorivo preuzelo sa motora, lako će se odvoditi i temperatura goriva nalaziti će se unutar granica temperature okolne vode

(mora)+/- nekoliko stupnjeva.

- Dnevni spremnici

Pomoćni ili dnevni spremnici goriva (slika 5.43) zahtijevaju:

- Ako je glavni spremnik goriva postavljen dalje od 15,25(m) od motora,
- Ako je glavni spremnik postavljen iznad motora,
- Ako je glavni spremnik goriva postavljen više od 3,65(m) ispod motora.



Slika 5.43. Pomoćni spremnik goriva, [9]

Pomoćni ili dnevni tankovi također imaju ulogu taložnog tanka, pa se zrak, voda i sedimenti mogu razdvojiti od goriva. Pomoćni/dnevni spremnik goriva treba biti postavljen tako da je razina goriva niža od položaja ubrizgača goriva. Ako je razina viša, statički tlak može omogućiti gorivu da curi u komoru izgaranja kada motor ne radi.

Prisustvo tekućeg goriva u komori izgaranja, pred početak pokretanja motora, može uzrokovati grešku na motoru. Spremnik goriva mora biti relativno blizu motoru kako bi ukupna dužina usisne cijevi bila manja od 3,65(m). Što je ova dužina manja motor se lakše upućuje.

Konstrukcija spremnika goriva

Spremnike goriva najbolje je raditi od nisko ugljičnih valjanih čelika. Cink, u obliku navlake ili kao glavna komponenta legure, ne bi se trebao upotrebljavati za Diesel goriva. Cink

je nestabilan u prisustvu sumpora, osobito ako je u gorivu prisutna i voda. Mulj koji se stvara uslijed kemijske reakcije izuzetno je štetan za komponente motora. Zato ga treba izbjeći u svim onim komponentama motora gdje postoji kontinuirani kontakt s Diesel gorivom.

Kapacitet spremnika goriva ili sustava spremnika može se dobiti množenjem srednje snage (u KS) za izvršene radne sate motora, između punjenja spremnika goriva, s brojem 4 za rezultat u litrama. Ovaj proračun ne dopušta rezervni kapacitet.

Cijev za punjenje spremnika goriva i spremnik moraju biti povezani s žicom za izjednačavanje potencijala, ako već nisu električno vezani (metal na metal). Spremnici također mogu biti spojeni u zajednički sustav izjednačenja potencijala.

Ovo je obavezno kako bi se smanjila opasnost od požara koji može nastati uslijed električnih iskri kod izjednačavanja statičkog elektriciteta pri punjenju goriva u spremnik.

Svi spremnici goriva trebaju imati lako pristupačne ispuste za vodu i talog koji se skupljaju na dnu spremnika. Na spremniku je potrebno osigurati i otvore za čišćenje za periodičko skidanje taloga i smeća.

Dobro konstruirani spremnici imaju dovoljno velik otvor da se u donji dio može pristupiti s opremom za čišćenje.

Cjevovod goriva

Cijevi od crnog željeza najbolje su za izradu cijevi za Diesel goriva. Bakrene cijevi mogu zamijeniti cijevi od crnog željeza, ali samo kod cijevi promjera manjeg ili jednakog 13 mm.

Ventili i spojevi mogu biti od lijevanog željeza ili bronce (ne i mjedi). Cink u formi navlake ili kao glavna komponenta legure ne bi se trebao koristiti u onim cijevima kroz koje teče diesel gorivo, iz već prethodno navedenih razloga.

Gdje god je moguće cijevi za gorivo se postavljaju ispod uređaja u strojarnici, pa ukoliko dođe do curenja, gorivo će završiti u kaljuži. Curenje goriva iz cijevi koje bi bile postavljene iznad uređaja strojarnice dovelo bi do zapaljenja istog u kontaktu s vrućim površinama uređaja u strojarnici.

5.10.3 Sustav podmazivanja

Zaribavanje ležaja, zaglavljivanje klipnog prstena te pretjerana potrošnja ulja, klasični su simptomi grešaka na motoru uslijed problema sa sustavom podmazivanja. Postoje brojni načini da se ovi problemi izbjegnu od kojih su tri najvažnija: upotreba adekvatnog tipa ulja, planirane provjere ulja, te stalno održavanje sustava podmazivanja.

Motorno ulje vrši nekoliko osnovnih funkcija:

-
- Čisti motor odnoseći nečistoću i čestice nastale uslijed habanja sve dok ih filter može čistiti,
 - Hladi motor odnoseći toplinu s klipova, košuljica cilindara, ventila i glave cilindra, do rashladnika ulja gdje se predaje rashladnoj tekućini,
 - Ublažava udarce koje trpe ležajevi uslijed izgaranja goriva u cilindrima i promjene smjera hoda klipa,
 - Podmazuje dodirne metalne površine čime smanjuje trenje i habanje,
 - Neutralizira produkte izgaranja koji mogu djelovati korodirajuće na dijelove motora.

Ulje za podmazivanje sastoji se od smjese ulja i određenih aditiva. Ovisno o tipu ulja upotrebljavaju se i različiti aditivi.

Najčešći aditivi su: detergentski, inhibitori oksidacije, disperzijska sredstva, alkalna sredstva, dodatci za smanjenje habanja, sredstva protiv izlučivanja parafina, sredstva za poboljšavanje viskoziteta...

- Detergentski; pomažu u održavanju čistoće motora na način da kemijski reagiraju s produktima oksidacije, čime se zaustavlja stvaranje naslaga nerastvorivih komponenti i taloga.
- Inhibitori oksidacije; sprečavaju povećanje viskoziteta, organskih kiselina i formiranje naslaga ugljika.
- Disperzijska sredstva; sprječavaju stvaranje blata disperzirajući fine čestice u suspenziju s uljem.
- Alkalna sredstva; pomažu pri neutralizaciji kiselina nastalih izgaranjem goriva, osobito sumpora sadržanog u gorivu.
- Dodatci za smanjenje habanja; smanjuju trenje formiranjem tankog filma na površini metala.
- Sredstva protiv izlučivanja parafina; zadržavaju gorivo u tekućem stanju pri niskim temperaturama sprječavanjem izlučivanja i rasta kristala parafina.
- Sredstva za poboljšavanje viskoziteta; sprječavaju smanjenje viskoziteta ulja pri visokim temperaturama.

Razumijevanje TBN zahtijeva određeno znanje o sadržaju sumpora u gorivu, te njegov utjecaj na motor.

Većina Diesel goriva sadrže određenu količinu sumpora. Jedna od funkcija ulja za podmazivanje je neutralizacija kiselina nastalih uslijed izgaranja goriva i formiranja sumpornih oksida koji reagiraju s vlagom. Na taj način sprječava se korozija motora.

Aditivi u ulju sadrže alkalne komponente koje služe za neutralizaciju navedenih kiselina. Mjera ove rezervne alkaličnosti u ulju zove se TBN. Općenito, što je TBN veći, rezervna alkaličnost je veća što znači veću sposobnost ulja da neutralizira kiseline.

Viskozitet je svojstvo ulja koje definira njegov otpor ka tečenju. Direktno je povezan s sposobnošću ulja za podmazivanje i zaštitom metalnih površina u dodiru.

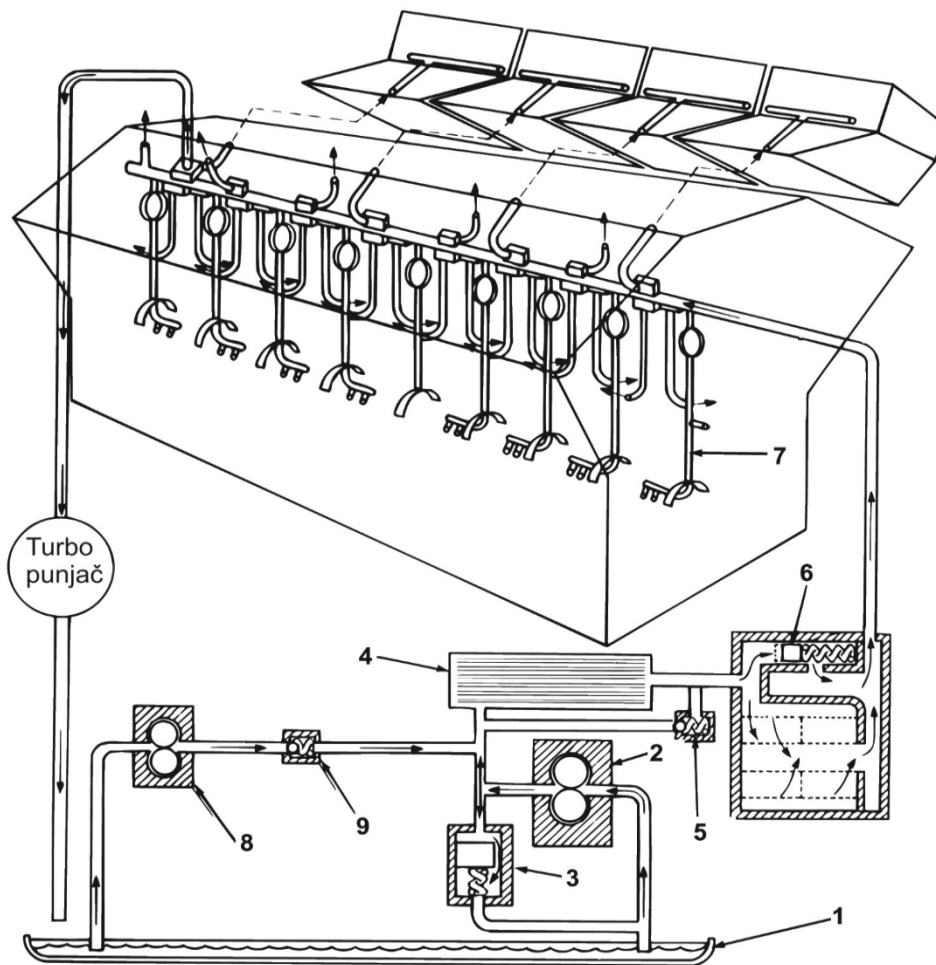
Viskozitet ulja mora biti takav da omogući adekvatnu dobavu svim pokretnim metalnim dijelovima, neovisno o temperaturi. Veći viskozitet, rezultirat će i čvršćim uljnim filmom koji će se teže skidati sa podmazane površine. S druge strane, ulje prevelikog viskoziteta imat će preveliki otpor ka tečenju i stoga će strujanje u dijelovima koji zahtijevaju podmazivanje biti presporo.

Stoga je vrlo važno da ulje ima stalan viskozitet na najvišoj i najnižoj temperaturi rada motora.

Porastom temperature ulje se razrjeđuje, odnosno opada mu viskozitet.

Pri normalnom radu motora stvaraju se različita onečišćenja ulja od mikroskopskih metalnih čestica do korozivnih kemikalija. Ako se motorno ulje ne održava čistim posredstvom filtra, ova onečišćenja bivaju odnesena strujom ulja u motor.

Namjena filtra je odvajanje krutih čestica koje bi mogle oštetiti strojne dijelove iz sustava ulja za podmazivanje. Upotreba filtra preko vremena predviđenog trajanja, rezultirat će njegovim začepljenjem. Začepljeni filtri uzrokuju da se otvori prenosni ventil (engl. by-pass valve) i propusti nečisto ulje u motor. Sve metalne čestice iz ulja tada direktno odlaze u motor. Čak i čestice koje su prethodno izdvojene iz ulja pomoću filtra mogu biti isprane i preko otvorenog ventila završiti u motoru.



1. Uljno korito - ulje za podmazivanje se preko pročistača dovodi iz uljnog korita na ulaz uljne pumpe
2. Uljna pumpa - količina ulja koju dostavlja uljna pumpa do motora veća je od potrebne za podmazivanje kada je motor novi.
3. Ventil regulacije tlaka ulja - regulira tlak ulja u motoru i usmjerava prekomjerno ulje nazad prema koritu
4. Hladnjak ulja za podmazivanje - ulje se hladi vodom za hlađenje košuljice cilindra
5. Premosni ventil hladnjaka ulja - ako viskozitet ulja uzrokuje pad tlaka u hladnjaku premosni ventil se otvara pa ulje premošćuje hladnjak sve dok nije dovoljno zagrijano da se hladnjak može ponovo uključiti.
6. Filtar ulja za podmazivanje - u ovom slučaju filter punog protoka sa premosnim ventilom da se osigura adekvatno podmazivanje i u slučaju začepjenja filtera. Sustav filtera može biti opremljen zamjenskim sitima ili se zamjeni cijeli filter.
7. Prolazi za podmazivanje u motoru - glavni uljni tok je raspoređen kroz prolaze prema unutrašnjim dijelovima motora. Struja ulja odnosi sa sobom toplinu i čestice nastale usljed habanja, a u uljno korito se vraća gravitacijski.
8. Pumpa za pred podmazivanje - upotrebljava se samo za dovođenje ulja u motor prije pokretanja motora.
9. Nepovratni ventil.

Slika 5.44. Shema sustava podmazivanja, [9]

Začepljeni filter može uzrokovati i iskrivljenje elemenata sita. To se dešava ukoliko se poveća razlika tlakova s vanjske i unutarnje strane sita. Iskrivljenje može napredovati do pojave rupa ili puknuća filterarskog papira/sita, što dalje vodi ka prodoru nečistoća u motor.

Ne preporuča se upotreba uranjajućih tipova (engl. Immersion type) grijača ulja zbog mogućnosti pregrijavanja ulja u dodiru s grijanim tijelom. Pregrijavanje uzrokuje pogoršanje svojstava ulja, zamuljuje ga, te može dovesti do oštećenja motora.

Neki brodski motori zahtijevaju mogućnost spajanja sigurnosne pumpe ulja na sustav ulja za podmazivanje.

Ovo je specifičan zahtjev nekih klasifikacijskih društava, za brodske sustave s jednim propulzijskim motorom. Razlog je taj, da se osigura tlak ulja za podmazivanje i cirkulacija ako zakaže glavna uljna pumpa.

Zahtjevi za sigurnosni sustav podmazivanja:

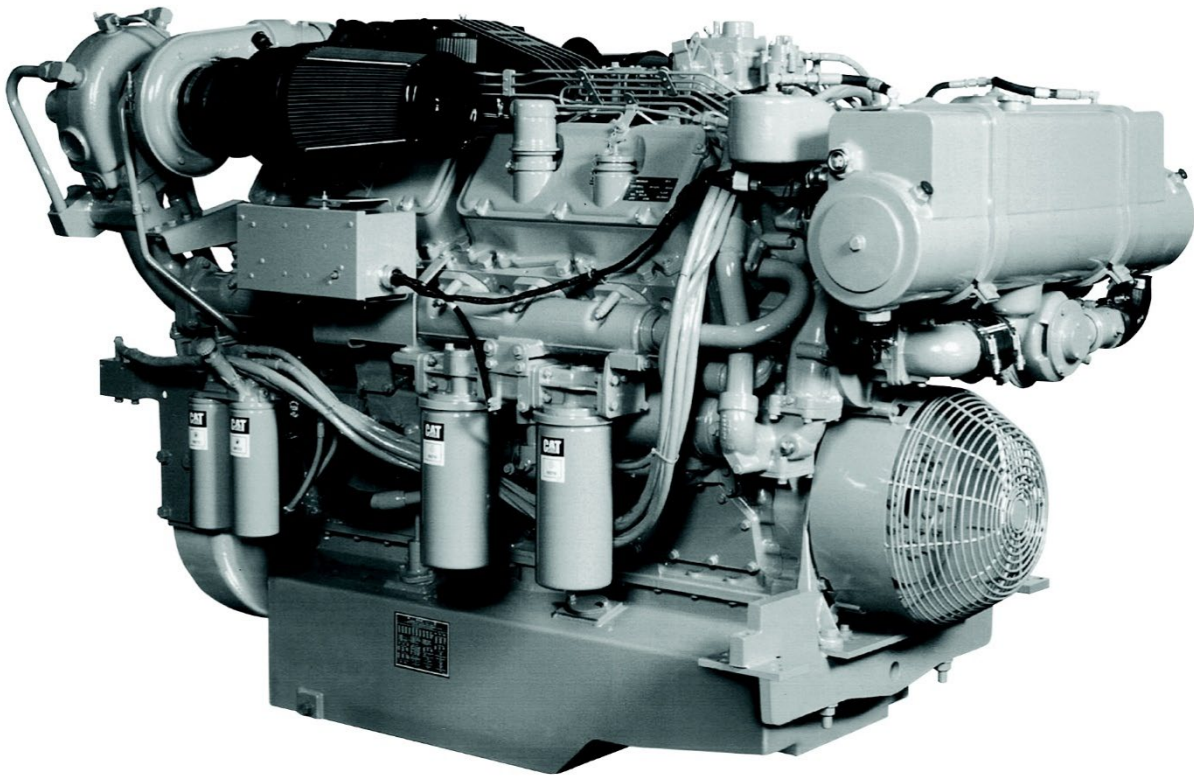
- Održavati pad tlaka uslijed trenja na minimumu, upotrebljavajući kratke cijevi konstantnog presjeka.
- Upotrebljavati cijevi čiji je promjer najmanje isti kao i promjer spojeva za podmazivanje na motoru.
- Postaviti nepovratni ventil (engl. Check valve) malog otpora strujanja između sigurnosne uljne pumpe i ulaznog priključka, za podmazivanje na motoru.

Upotrijebiti ventil za ograničenje tlaka postavljen na 0,862(MPa).

Dupleks sustav uljnih filtra (slika 5.45.) zadovoljava sve standarde za filtre, a kao dodatak, sadrži i pomoćni filter sa potrebnim ventilima i cijevima. Sustav omogućuje zamjenu glavnog ili pomoćnog filtra pri bilo kojem opterećenju stroja.

Na sustav je postavljen indikator koji javlja kada je potrebna zamjena filtra. Odušni ventil služi da se može ispustiti zrak u glavnom ili pomoćnom filtru nakon zamjene. Zrak se mora ispustiti iz zamijenjenog dijela da se izbjegne mogućnost oštećenja turbo-punjača ili ležaja.

Pomoćni sustav mora biti u stanju osigurati adekvatno filtriranje ulja za najmanje 100 sati rada pod punim opterećenjem.



Slika 5.45. Prikaz dupleks filtra [9]

Ukoliko motor mora raditi kroz duži vremenski period prije mogućnosti za zamjenu ulja, potrebno je razmotriti mogućnost ugradnje pomoćnog uljnog korita.

Period zamjene ulja direktno je proporcionalan ukupnoj količini ulja. Dakle, da se udvostruči period između zamjene ulja, dodaje se pomoćno uljno korito s kapacitetom jednakim kapacitetu osnovnog uljnog korita.

Sustav za punjenje uljem sustava podmazivanja motora daje mogućnost dovoda ulja u sve važne ležajne blazinice prije pokretanja stroja.

Razlikujemo dva tipa:

- **Automatski sustav:** uključuje malu pumpu koja puni uljne prostore motora iz uljnog korita sve dok se ulje ne pojavi u gornjem dijelu sustava podmazivanja. Motor se stavlja u pogon automatski tek kada se sustav prethodno napuni uljem.
- **Ručni sustav:** upotrebljava ručnu pumpu uljnog korita kojom se pune svi otvori i uljni prostori na motoru, nakon zamjene ulja, promjene filtra i prije ponovnog startanja motora.

Oba sustava pred-podmazivanja moraju omogućiti operateru za motorom da popuni sve uljne prostore nakon zamjene ulja, promjene filtra i uključivanja motora u pogon.

Na taj način sprječavaju se, ponekad i vrlo teška, oštećenja dijelova motora.

5.10.4 Sustavi hlađenja

Caterpillar brodski motori, načelno, upotrebljavaju jedan ili dva kruga vodenog hlađenja motora.

Jedan sustav hlađenja upotrebljava se za hlađenje košuljice cilindra, a drugi se upotrebljava kod motora s turbo-punjačem i hladnjakom zraka (engl. After cooler) za koga je potrebna rashladna voda niže temperature nego za hlađenje košuljice cilindra.

Hlađenje ulja u sustavu prijenosa izvršava se upotrebom vode iz jednog od prethodno navedenih sustava ili upotrebom odvojenog kruga vode što ovisi o vrsti broskog prijenosa i izvedbi hlađenja motora.

Sustav hlađenja košuljice cilindra

Caterpillar brzokretni brodski motori građeni su za rad s razlikama temperature košuljice hlađene vodom (ulaz/izlaz) otprilike $\Delta t = 8^{\circ\text{C}}$ mjereno pri punom opterećenju.

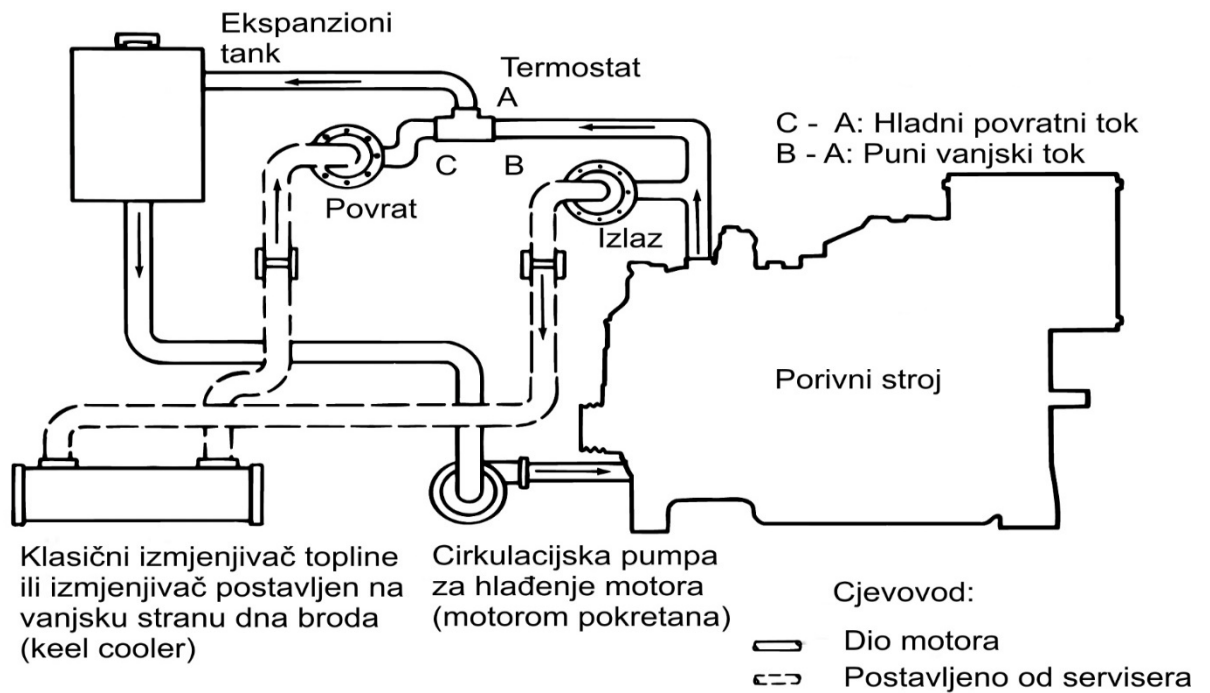
Donja se granična temperatura u košuljici hlađenoj vodom kontrolira termostatima, kako bi se osigurao efikasan rad motora. Gornja granična temperatura kontrolira se dimenzioniranjem rashladnika i protokom rashladne tekućine.

Zatvoreni sustav hlađenja košuljice hlađene vodom sastoji se od rashladnog sustava motora (košuljica hlađena vodom) koja hladi blok motora i glavu cilindra, a sastoji se od cirkulacijske pumpe, regulatora temperature vode, rashladnika ulja, ekspanzijskog tanka postavljenog na stroj i izmjenjivača topline.

Za regulaciju radne temperature vode upotrebljavaju se termostati i prenosnik (engl. bypass). Premosnici usmjeravaju svu, ili dio, rashladne vode koja izlazi iz košuljice hlađene vodom stroja u rashladnik. Ostatak vode preusmjeren je u ekspanzijski tank (slika 5.46.) kod motora s izmjenjivačem topline i motora hlađenih preko izmjenjivača postavljenog na vanjski donji dio trupa broda (engl. Keel cooled engine), odnosno na ulaz cirkulacijske pumpe kod motora hlađenih preko zračnog izmjenjivača topline (engl. Radiator cooled engine) gdje se miješa s ohlađenom vodom prije nego se vrati u košuljicu hlađenu vodom motora.

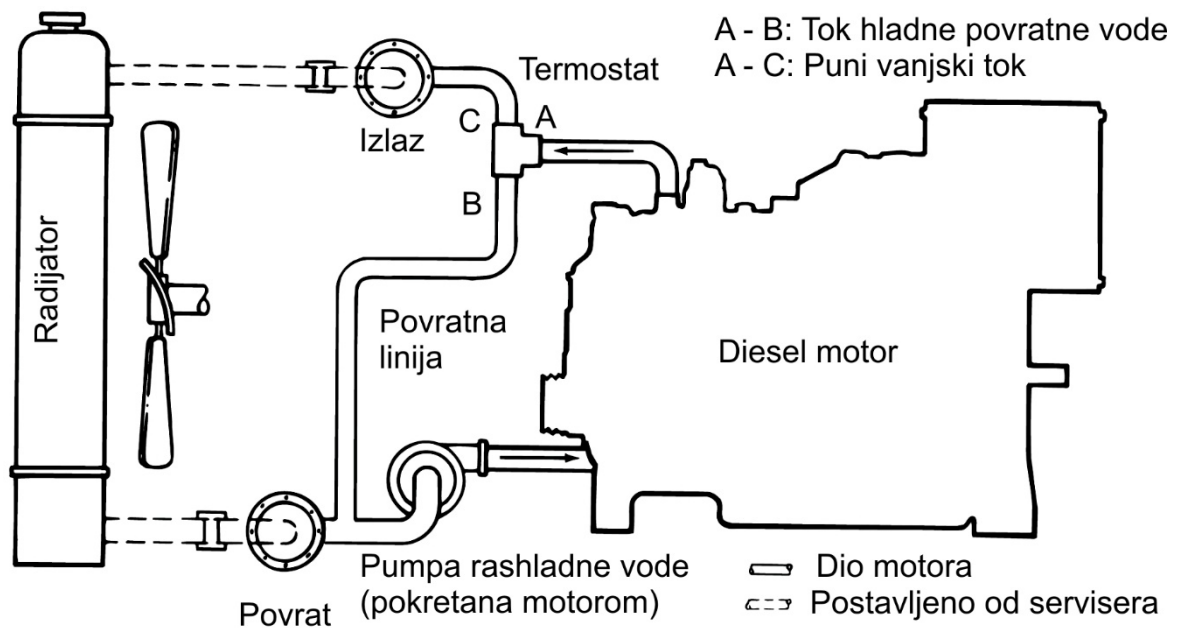
Ovisno o motoru i konfiguraciji termostat može biti postavljen na ulazu ili izlazu u motor.

Radna temperatura u košuljici hlađenoj vodom motora je otprilike ista za svaki sustav kod jednako ili slično postavljenih termostata. Kod ulaznog i izlaznog sustava kontrole temperature vode, položaj termostata i mjerenje temperature košuljice hlađene vodom (a stoga i kontrola premoštavanja – engl. Bypass control) uvijek je na izlazu iz košuljice hlađene vodom.



Slika 5.46. Ekspanzijski tank (Položaj termostata kod kontroliranog ulaza) [9]

Ekspanzijski tank i izmjenjivač topline imaju istu funkciju kao i radiator (slika 5.47.) i ventilator radijatora, te omogućuju protok zraka preko rashladnih rebara (engl. Cooling fins) radijatora, kako bi toplina konvekcijom prešla na zrak. Vanjski sustav dobave vode upotrebljava se da se izvrši prijelaz topline kada se upotrebljava izmjenjivač topline ili hlađenje preko izmjenjivača, postavljenog na vanjsku stranu dna broda.



Slika 5.47. Radijator (Termostatska kontrola na izlazu rashladne tekućine) [9]

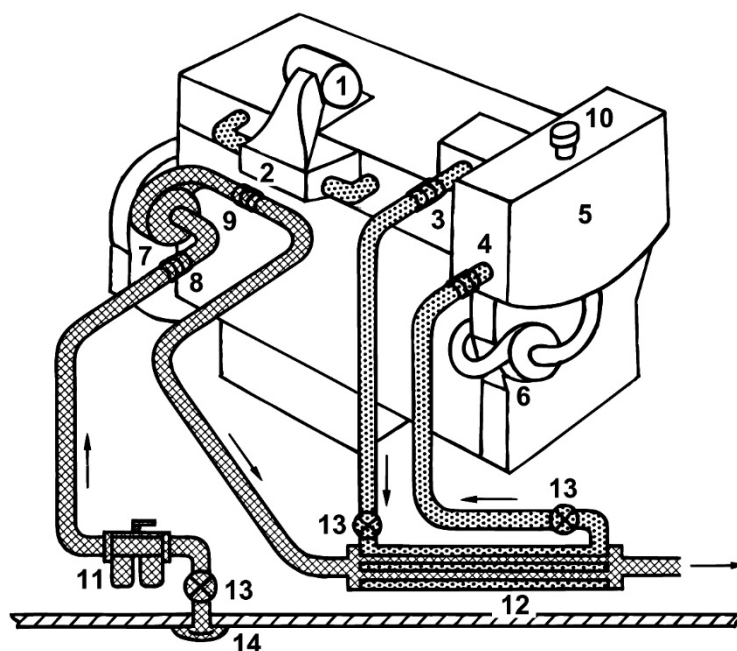
Sustav kontrole ulazne temperature omogućuje manje odstupanje temperature u ciklusu hlađenja, jer se miješanje premoštene rashladne vode (engl. bypass water) iz košuljice hladene vodom i hladnije vode, zbiva pred ekspanzijskim tankom, prije ulaza u cirkulacijsku pumpu.

Kod jednostavnog sustava kontrole izlazne temperature, miješanje se događa u pumpi rashladne vode (ulaz), te promjena temperature može biti mnogo drastičnija. To može uzrokovati ozbiljne probleme kada je temperatura mora niska, pa se često vrši podešavanje sustava hlađenja motora.

Izmjenjivači topline mogu biti postavljeni na sam motor ili izvedeni tako da su fizički odvojeni od samog motora (slika 7.40.). Izmjenjivači topline postavljeni na motor zahtijevaju najmanju prilagodbu cijevi, pošto su spojevi za košuljicu motora hladenu vodom motora i izmjenjivač topline već tvornički izvedeni.

Izmjenjivači topline postavljeni odvojeno od motora zahtijevaju prilagodbu cjevovoda za spajanje, na već tvornički izvedenim ulazima/izlazima za vodu za hlađenje košuljice motora, hladene vodom motora.

Kao što prikazuje slika 5.48., dolje, za cirkulaciju rashladne morske vode upotrebljava se cirkulacijska pumpa morske vode pogonjena motorom.



- | | |
|---|---------------------------------|
| 1. Turbopunjač | 8. Spoj za ulaz morske vode |
| 2. Aftercooler, hlađenje košuljice cilindra | 9. Spoj za izlaz morske vode |
| 3. Spoj za izlaz rashladne tekućine | 10. Tlačni poklopac |
| 4. Spoj za ulaz rashladne tekućine | 11. Duplex pročištač punog toka |
| 5. Ekspanzijski tank | 12. Izmjenjivač topline |
| 6. Vodena pumpa | 13. Zaporni ventili |
| 7. Pomoćna pumpa morske vode | 14. Usis morske vode |

Slika 5.48. Rashladnik zraka (Izmjenjivač topline) [9]

- Izmjenjivači topline postavljeni s vanjske strane donjeg dijela trupa broda (engl. Keel cooling water jacket)

Ovaj izmjenjivač je vanjskog tipa, koji se ili montira za uronjeni dio trupa broda ili se izrađuje kao dio trupa broda. Rashladna voda najčešće cirkulira kroz rashladnik pomoću pumpe vode.

- Sustav hlađenja zraka (engl. aftercooling)

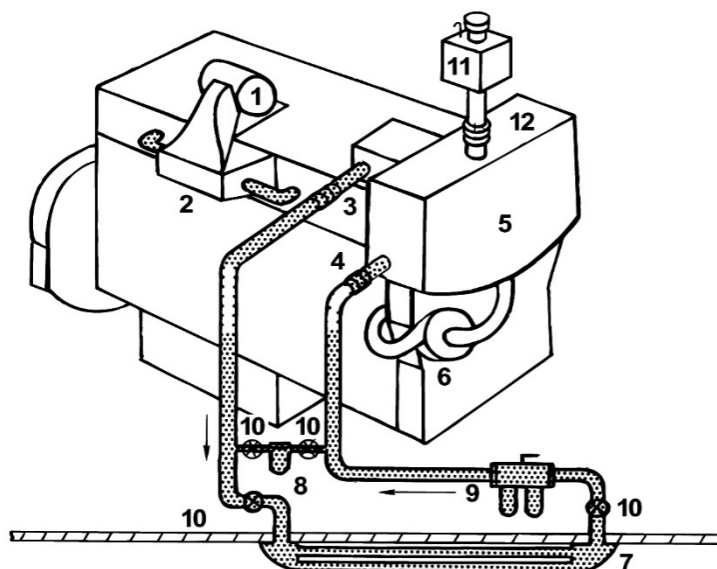
Kod brzokretnih Diesel Caterpillar motora upotrebljavaju se dva tipa rashladnih sustava za hlađenje zraka.

Jedan sustav omogućuje upotrebu vode iz sustava hlađenja košuljice hlađene vodom motora, a drugi je koncipiran kao odvojeni krug hlađenja zraka, neovisan o rashladnom krugu košuljice, hlađene vodom motora.

Kod gotovo svih brzokretnih Caterpillar Diesel motora hlađenje zraka vrši se morskom vodom.

- Sustav hlađenja zraka upotrebom vode za hlađenje košuljice hladene vodom motora

Sustav upotrebljava vodu za hlađenje košuljice hladene vodom motora (slika 5.49.), koja prolazi kroz cijevi izmjenjivača topline, što rezultira da su u ulaznoj sabirnoj cijevi zraka temperature niže nego one kod motora s turbo-punjačem bez hlađenja zraka.



- | | |
|---|--|
| 1. Turbopunjač | 7. Izmj. topline montiran s vanjske strane dna broda |
| 2. Aftercooler, hlađenje košuljice cilindra | 8. Filter premosnika |
| 3. Spoj za izlaz rashladne tekućine | 9. Duplex pročistač punog toka |
| 4. Spoj za ulaz rashladne tekućine | 10. Zaporni ventil |
| 5. Ekspanzijski tank | 11. Pomoćni ekspanzijski tank |
| 6. Vodena pumpa | 12. Fleksibilan spoj |

Slika 5.49. Sustav hlađenja zraka upotrebom vode za hlađenje cilindarske košuljice motora (engl. Keel cooler) [9]

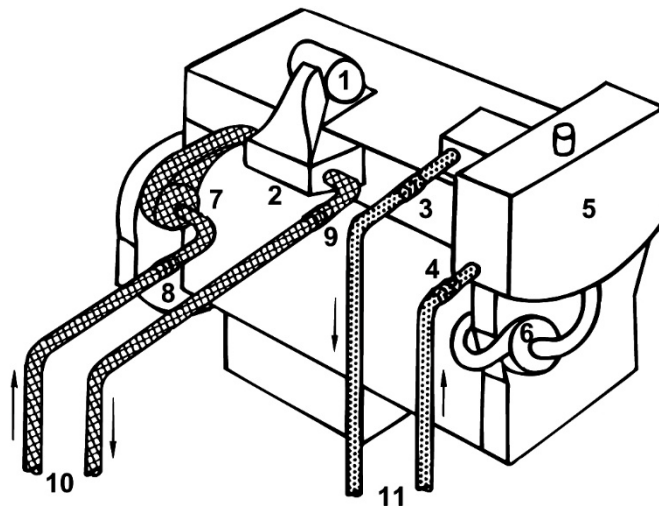
Zahvaljujući hlađenju zraka, temperatura zraka na ulazu u cilindar je niža, a time i gustoća zraka, pa je količina goriva koja se može ubrizgati i izgoriti veća. Ovo kao krajnji rezultat daje povećanje specifične snage po cilindru.

Kompletan sustav postavlja se tvornički.

Odijeljeni krug hlađenja zraka

Tzv. SCAC sustav (engl. Separate circuit after cooler circuit) hladi zrak u posebnom krugu rashladne vode, neovisnom o drugim sustavima hlađenja (slika 5.50.).

Ovaj sustav se upotrebljava da osigura hladniju vodu za kasnije smanjenje temperature zraka u zajedničkoj cijevi ulaznog zraka.



- | | |
|-------------------------------------|---|
| 1. Turbopunjač | 7. Pomoćna vodena pumpa |
| 2. Aftercooler | 8. Pomoćni spoj za ulaz vode |
| 3. Spoj za izlaz rashladne tekućine | 9. Pomoćni spoj za izlaz vode |
| 4. Spoj za ulaz rashladne tekućine | 10. Cijevi za hlađenje rashladnika zraka (morska voda) |
| 5. Ekspanzijski tank | 11. Cijevi za hlađenje rashladnika motora (morska voda) |
| 6. Vodena pumpa | |

Slika 5.50. Odijeljeni krug zračnog hlađenja [9]

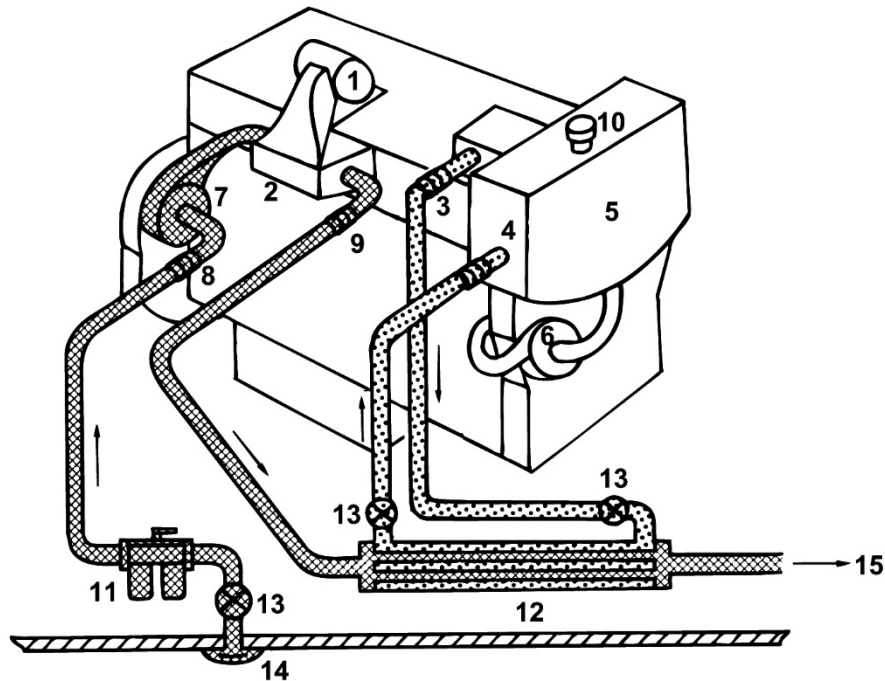
Postoje dvije izvedbe ovog sustava, jedan s otvorenim hlađenjem morskom vodom, a drugi sa zatvorenim sustavom hlađenja slatkom vodom.

- Hlađenje zraka morskom vodom

Motori opremljeni sustavom hlađenja zraka morskom vodom upotrebljavaju netretiranu morsku vodu (slika 5.51.). Ovo hlađenje odnosi se na sustave hlađenja koji koriste netretiranu riječnu ili jezersku vodu pri plovidbi rijekama ili jezerima.

Upotrebom vanjske rashladne vode postižu se niže temperature zraka nego kod sustava hlađenja zraka vodom iz zatvorenog sustava hlađenja vodom iz košuljice hlađene vodom motora ili hlađenjem iz zasebnog sustava rashladne vode.

Ova niža temperatura zraka na ulazu u sabirnu cijev (engl. Inlet manifold) dopušta da omjeri hlađenja kod ovog sustava prekoračuju omjere hlađenja kod sustava hlađenja zraka vodom za hlađenje košuljice hlađene vodom.



- | | |
|--------------------------------------|--------------------------------------|
| 1. Turbopunjač | 9. Izlazni spoj sa rashladnika zraka |
| 2. Aftercooler, hlađen morskom vodom | 10. Tlačni poklopac |
| 3. Spoj za izlaz rashladne tekućine | 11. Dupleks pročistač punog toka |
| 4. Spoj za ulaz rashladne tekućine | 12. Izmjenjivač topline |
| 5. Ekspanzijski tank | 13. Zaporni ventil |
| 6. Cirkulacijska pumpa | 14. Ulaz morske vode |
| 7. Pomoćna pumpa slatke vode | 15. Izlaz morske vode |
| 8. Pomoćni spoj za ulaz slatke vode | |

Slika 5.51. Odijeljeni sustav hlađenja zraka (hlađenje morskom vodom) [9]

- Odijeljeni sustav hlađenja zraka preko izmjenjivača postavljenog s vanjske strane dna broda

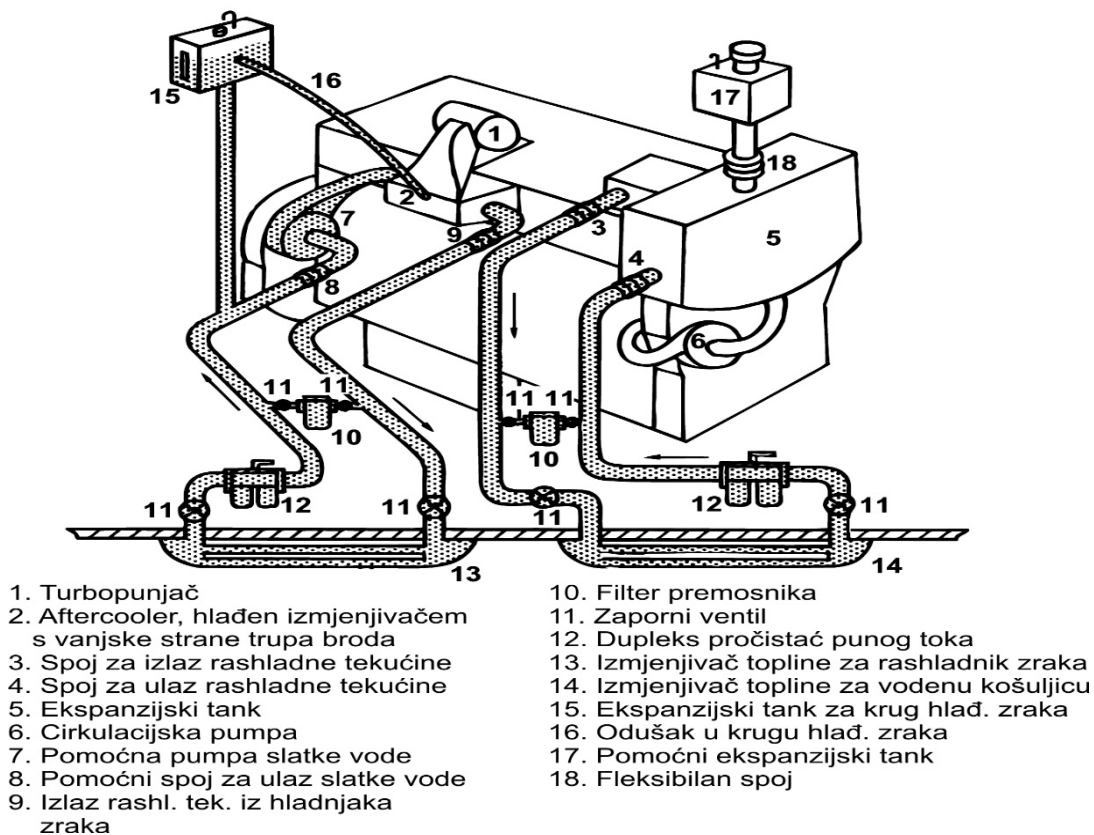
Upotreba hlađenja preko izmjenjivača s vanjske strane trupa broda ili preko oplata (engl. Skin cooling) u sustavu hlađenja zraka omogućava upotrebu nisko temperaturnog sustava hlađenja zraka slatkom vodom (slika 5.52.). Svi zatvoreni sustavi hlađenja slatkom vodom zahtijevaju instalaciju ekspanzijskog tanka.

Mjerni osjetnik temperature zraka ili alarm na ulazu u sabirnik zraka može služiti za ukazivanje na potrebu čišćenja sustava kako bi se održavale željene performanse motora.

Upotreba osjetnika temperature na ulazu u sabirnik zraka najtoplije se preporuča.

Pomoćni dijelovi (prijenosi) motora trebaju biti spojeni na priključak rashladne vode tek nakon što voda napusti izmjenjivač topline za hlađenje zraka (engl. aftercooler), kako bi se izbjeglo grijanje rashladne vode prije nego uđe u spomenuti izmjenjivač.

Povećanje otpora strujanju kada se istim sustavom hlade pomoćni dijelovi motora, mora se držati minimalan da se izbjegne smanjenje protoka vode u izmjenjivaču topline.

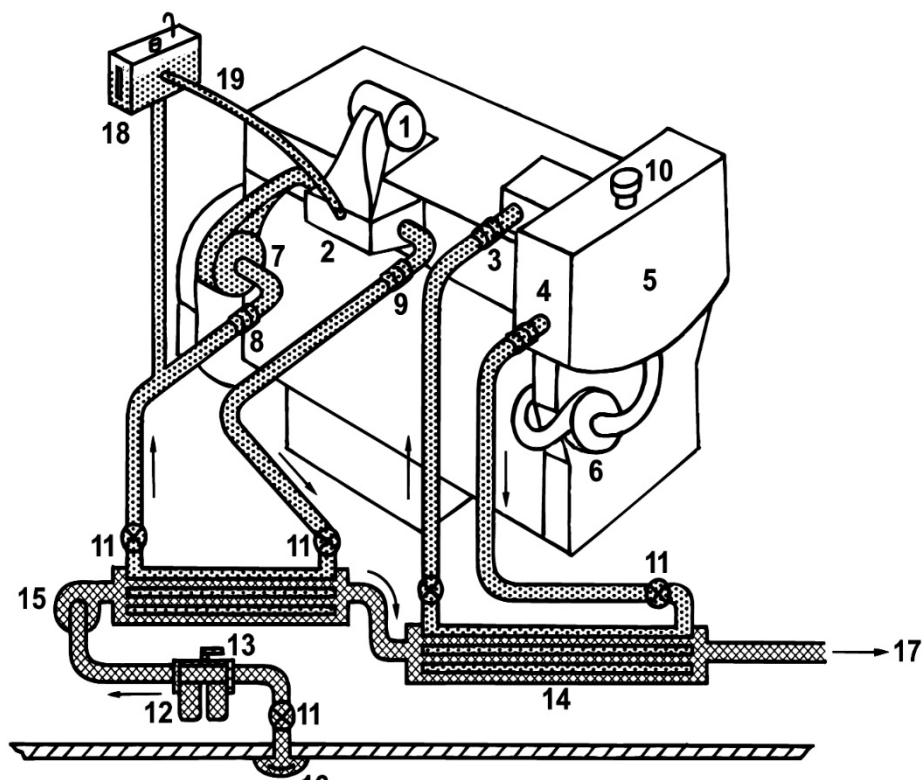


Slika 5.52. Odijeljeni sustav hlađenja zraka (hlađenje izmjenjivačem ispod trupa broda) [9]

Školjkasti (engl. shell) i cijevni tip izmjenjivača topline će također osigurati adekvatno hlađenje slatke vode za hlađenje zraka ako je temperatura morske vode dovoljno niska.

Upotreba unutarnjeg brodskog školjkastog (engl. Inboard shell heatex changer) i cijevnog tipa izmjenjivača topline za sustav rashlađivanja zraka zahtijeva upotrebu pored pumpe slatke vode i pumpu morske vode.

Ekspanzijski tank je također obavezan za sustave rashlađivanja zraka.



- | | |
|--|---|
| 1. Turbopunjač | 11. Zaporni ventil |
| 2. Aftercooler, hlađen izmjenjivačem topline | 12. Dupleks pročistač punog toka |
| 3. Spoj za izlaz rashladne tekućine | 13. Izmjenjivač topline za rashladnik zraka |
| 4. Spoj za ulaz rashladne tekućine | 14. Izmjenjivač topline za vodenu košuljicu |
| 5. Ekspanzijski tank | 15. Pumpa morske vode |
| 6. Cirkulacijska pumpa | 16. Usis morske vode |
| 7. Pomoćna pumpa slatke vode | 17. Izlaz morske vode |
| 8. Pomoćni spoj za ulaz slatke vode | 18. Ekspanzijski tank za krug hlađ. zraka |
| 9. Izlaz rashl. tek. iz hladnjaka zraka | 19. Odušak u krugu hlađ. zraka |
| 10. Tlačni poklopac | |

Slika 5.53. Odijeljeni krug hlađenja zraka (preko izmjenjivača topline) [9]

Odijeljeni sustav rashladnog zraka (slika 5.53.) mora biti proračunat za uvjete najveće temperature morske vode i ambijentalnog zraka kod ekstremnih klimatskih uvjeta.

Ovakvi, ekstremni uvjeti, uzrokovat će kondenzaciju na ulaznom sustavu motora, osobito za vrijeme produženog rada motora kod malog opterećenja.

Ekstremno niske temperature morske vode u sustavu rashlađivanja zraka, također mogu uzrokovati kondenzaciju ukoliko su temperatura zraka i sadržaj vlage relativno visoki.

Da se smanji kondenzacija za vrijeme niskih opterećenja motora, kod odijeljenog sustava hlađenja zraka, poželjno je osigurati temperaturu vode između $38 \div 52$ ($^{\circ}\text{C}$) na ulazu u sabirnik zraka.

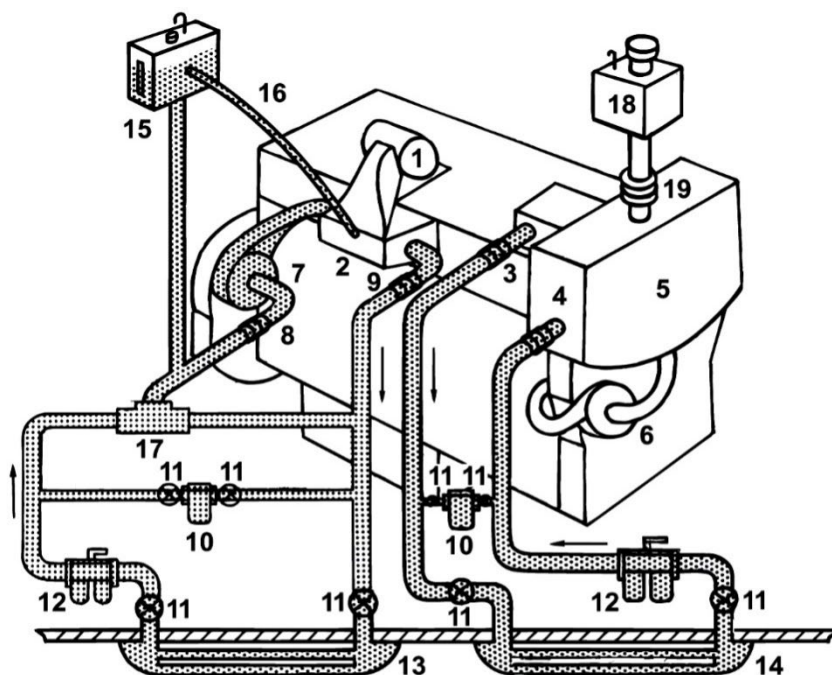
Ovo se postiže usmjeravanjem vode iz rashladnika zraka nazad u motor preko pomoćne vodene pumpe, umjesto u izmjenjivač topline, dok se ne postigne željena temperatura. Voda za hlađenje se tada pomiješa s recirkulacijskom vodom da bi se postigla spomenuta temperatura.

Regulacija temperature vode u izmjenjivaču topline za hlađenje zraka može se kontrolirati upotrebom termostatski kontroliranog troputnog ventila.

Na zatvorenom sustavu hlađenja preko izmjenjivača topline postavljenog s vanjske strane dna broda, voda iz sustava rashlađivanja zraka se premošćuje izvan rashladnika dok ne dostigne željenu temperaturu na ulazu u rashladnik zraka.

Na motorima kod kojih se zrak hladi morskom vodom (slika 5.54.), zagrijana voda iz izmjenjivača topline recirkulira se u rashladnik zraka dok se ne postigne željena temperatura na ulazu u rashladnik zraka.

Upotrijebljeni termostatski ventil mora biti u stanju izdržati neprestanu upotrebu u morskoj vodi, te mora biti opremljen elektrolitski kompatibilnim komponentama.



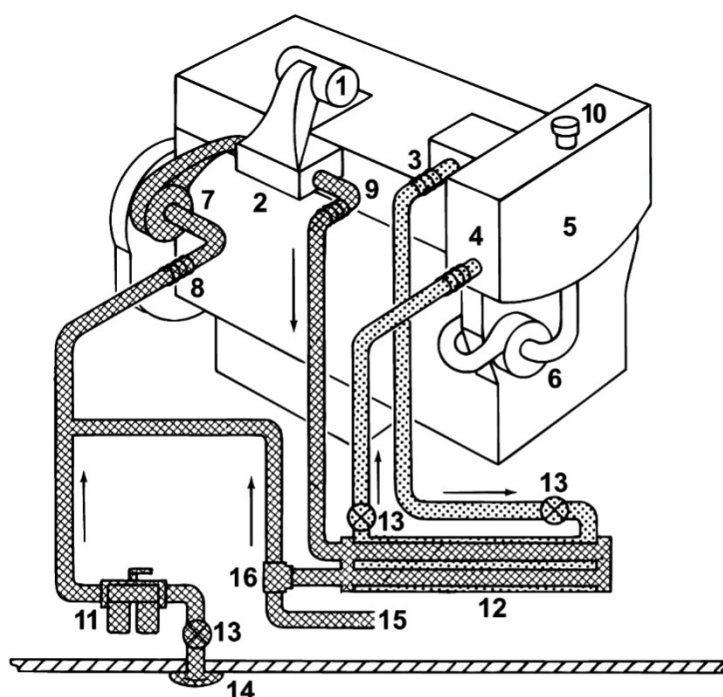
- | | |
|---|---|
| 1. Turbopunjač | 10. Filter prenosnika |
| 2. Aftercooler, hlađen izmjenjivačem s vanjske strane trupa broda | 11. Zaporni ventil |
| 3. Spoj za izlaz rashladne tekućine | 12. Dupleks pročišćivač punog toka |
| 4. Spoj za ulaz rashladne tekućine | 13. Izmjenjivač topline za rashladnik zraka |
| 5. Ekspanzijski tank | 14. Izmjenjivač topline za vodenu košuljicu |
| 6. Cirkulacijska pumpa | 15. Ekspanzijski tank za krug hlad. zraka |
| 7. Pomoćna pumpa slatke vode | 16. Odušak u krugu hlad. zraka |
| 8. Pomoćni spoj za ulaz slatke vode | 17. Termostatski kontrolirani trovodni ventil |
| 9. Izlaz rashl. tek. iz hladnjaka zraka | 18. Pomoćni ekspanzijski tank |
| | 19. Fleksibilan spoj |

Slika 5.54. Odijeljeni krug hlađenja zraka (hlađenje zraka preko izmjenjivača topline na trupu broda) [9]

Upotrijebljeni termostatski ventil ne bi smio dopustiti prolaz vode temperature preko 30 (°C) preko rashladnika zraka.

Vanjski izmjenjivač topline postavljen ispod trupa broda (engl. Keel cooler), izmjenjivač topline i rashladnik ulja za prijenose moraju biti dimenzionirani za najviše moguće temperature. Može se upotrijebiti termostatski upravljani troputni ventil koji je opremljen s daljinskim (udaljenim) osjetnikom za praćenje ulazne temperature zraka u sabirniku zraka.

Udaljeni osjetnik mora biti podešen tako da se osigura zatvaranje recirkulacije kada ulazna temperatura vode dostigne 49 (°C).



- | | |
|--------------------------------------|---|
| 1. Turbopunjač | 9. Izlazni spoj sa rashladnika zraka |
| 2. Aftercooler, hlađen morskom vodom | 10. Tlačni poklopac |
| 3. Spoj za izlaz rashladne tekućine | 11. Dupleks pročistač punog toka |
| 4. Spoj za ulaz rashladne tekućine | 12. Izmjenjivač topline |
| 5. Ekspanzijski tank | 13. Zaporni ventil |
| 6. Cirkulacijska pumpa | 14. Ulaz morske vode |
| 7. Pomoćna pumpa slatke vode | 15. Izlaz morske vode |
| 8. Pomoćni spoj za ulaz slatke vode | 16. Termostatski kontrolirani trovodni ventil |

Slika 5.55. Odijeljeni krug hlađenja zraka (rashladnik zraka hladi se preko recirkulacije morske vode) [9]

5.10.5 Sustav ispuha

Sustav ispuha odvodi ispušne plinove izvan prostora strojarnice u atmosferu.

Dobar ispušni sustav biti će onaj u kojem je tlak što manji, odnosno što bliži atmosferskom.

Povišeni tlak u ispušnom sustavu u osnovi je štetan, jer teži ka redukciji količine usisanog zraka u cilindar (zaostaje veća količina pri ispuhu). Indirektno, povećani tlak u ispušnom cjevovodu teži ka povećanju temperature ispušnih plinova što smanjuje vijek trajanja ventila i turbo-punjača.

Danas postoje dva osnovna tipa ispušnih sustava koji se viđaju na brodovima. To su tzv. suhi i mokri ispušni sustav.

- Mokri ispušni sustav

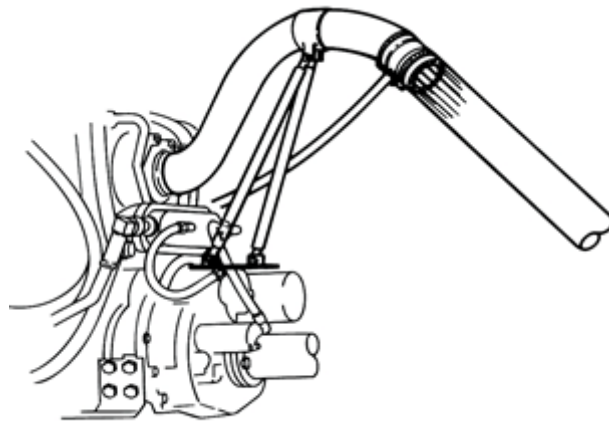
Karakterizira ga slijedeće:

- Ispušni se plinovi miješaju s morskom vodom koja napušta izmjenjivač topline za hlađenje slatke vode, kojom se hladi košuljica hlađena vodom motora.
- Emisija sitnih čestica iz ispušnog sustava se efektivno odstranjuje iz ispušnih plinova, pri čemu se smanjuje zagađenje atmosfere. Ispušni cjevovod koji je u ovom slučaju dovoljno hladan može biti izrađen od npr. staklo-plastike ili gume.
- Vlaga iz ispušnih plinova i morska voda izlaze iz broda u visini vodene linije ili nešto malo više.
- S relativno malom visinskom razlikom između koljena ispušne cijevi i razine mora teško je dizajnirati ispušni sustav koji bi potpuno spriječio ulaz vode u stroj preko ispušnog sustava. Pored čitavog spektra različitih izvedbi ispušnog sustava i upotrebe različitih komponenti za tu svrhu za rješavanje ovog problema najčešće se upotrebljavaju ispušna koljena (engl. exhaustisers) i sifoni (engl. water lift mufflers).

Jedan od načina da se spriječi ulaz vode kroz ispušne cijevi kod mokrih sustava ispuha je da se ispušna cijev izradi s koljenom koje će činiti luk prema gore, a zatim se spuštati prema otvorima za ispušne plinove na trupu broda (slika 7.49.).

Ova koljena moraju biti toplinski izolirana ili hlađena vodom da se spriječi mogućnost ozljeđivanja operatora motora preko ugrijane ispušne cijevi.

Morska voda se ne dovodi u ispušnu cijev dok kut koljena ne počne padati prema dolje, pa je potrebno osobitu pažnju posvetiti na pregrijani početni dio ispušne cijevi, ako se on ne hladi morskom vodom ili nije izoliran.



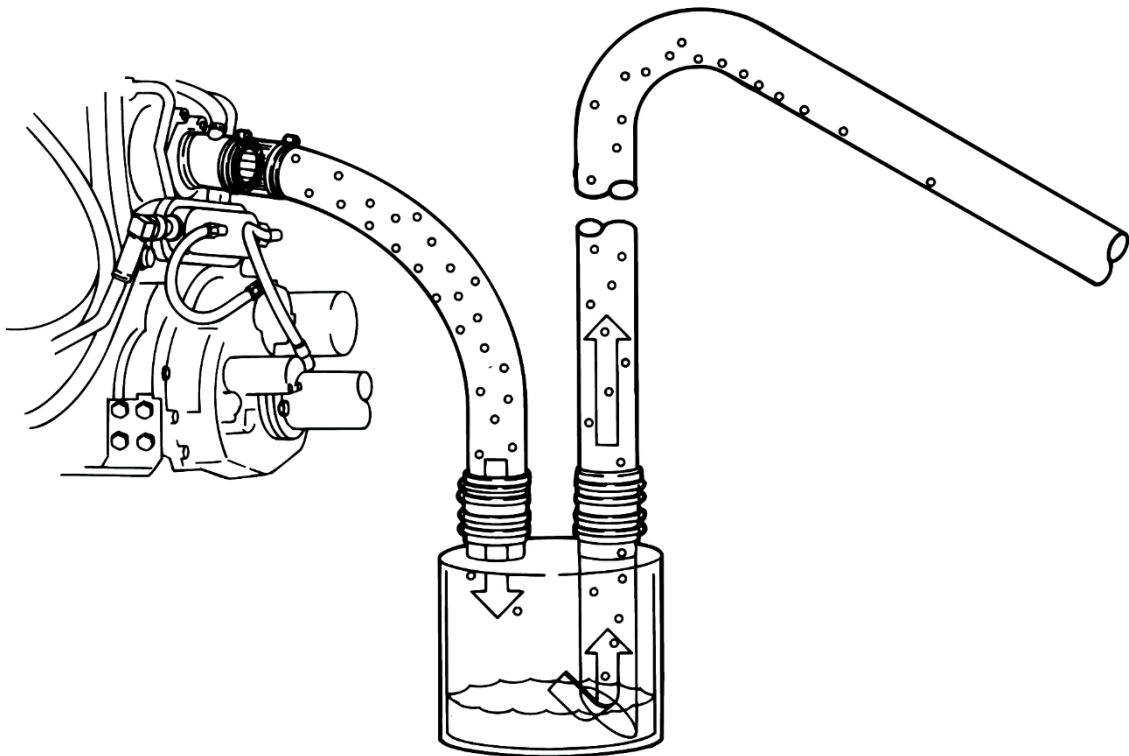
Slika 5.56. Ispušno koljeno

Težina ispušnog koljena mora biti takva da se ono može oslanjati na sustav prijenosa brodskog motora. Nikada se ispušno koljeno ne utvrđuje za nadglavnu palubu jer se tada vibracije s prijenosnika brodskog motora prenose na konstrukciju broda.

Dakle, ispušna koljena moraju biti učvršćena neovisno od brodskog trupa da se izbjegne prijenos vibracija na konstrukciju broda i nastambe.

Drugi način na koji se umanjuje mogućnost povrata mora kroz mokri ispušni sustav je upotreba vodenih ispušnih lonaca (slika 5.57.).

Vodeni ispušni lonci su male, dobro brtvljene posude, montirane na palubu u strojarnici. Posude imaju dva otvora za ulaznu i izlaznu cijev. Ulazna cijev zavarena je na lonac i ne ide do njegova dna, dok je izlazna cijev koso rezana i ulazi gotovo do samog dna lonca.



Slika 5.57. Vodeni ispušni lonac

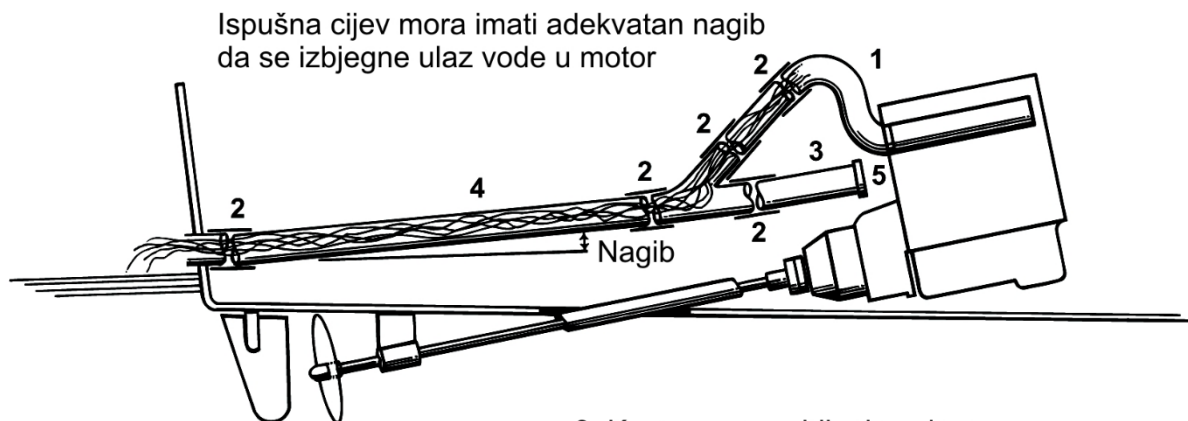
Kako mješavina morske vode i ispušnih plinova ulazi u posudu preko ulazne cijevi, razina vode u posudi se povećava, pa razina vode postepeno smanjuje površinu koso odrezanog otvora izlazne cijevi. Sa smanjenjem površine povećava se brzina istjecanja ispušnih plinova. Konačno, ova velika brzina istjecanja ispušnih plinova razbija tekućinu u finu disperziju i povlači je za sobom u ispušnu cijev.

Kod ovakvih sustava tlak se u ispušnoj cijevi lako prekorači. Izlazna cijev ispušnog lonca koja se nastavlja na ispušnu cijev, mora biti izrađena kao pneumatski podizač tekućine, koji će na osnovu kinetičke energije ispušnih plinova podizati kapljice tekućine sve dok koljeno ne promjeni smjer, kada će kapi uslijed gravitacijske sile sigurno kliznuti u ispušnu cijev.

Stoga izlazna cijev iz vodenog ispušnog lonca mora biti izrađen tako da brzina mješavine ispušnih plinova i vodenih kapi ne bude ispod 25,4 m/s, pri nazivnom opterećenju motora.

Ukoliko se ne postigne navedena brzina, vodene kapljice neće s ispušnim plinovima tvoriti suspenziju već će izlaziti iz sifona poput vodenog stuba, što će uzrokovati povratni tlak u ispušnoj cijevi. Ukoliko se brzina suspenzije drži iznad 25,4 m/s povratni tlak biti će vrlo nizak.

Valovi koji udaraju u otvore za ispuh na trupu broda mogu utjecati da more uđe u sustav ispuha. Ako su valovi veliki, ili ako izvedba ispušnog sustava dopušta, voda može doprijeti sve do motora, što može izazvati ispadanje iz funkcije turbo-punjača ili oštećenje klipa.



1. Vodom hlađeno ispušno koljeno; morska voda hladi koljeno, te izlazi preko spoja na izlaznom dijelu koljena u ispušnu cijev.
2. Gumena, fleksibilna navlaka; na ispušnoj cijevi mora biti otporna na toplinu i ulje.

3. Komora za razbijanje valova; sprječava ulaz morske vode u motor kada je brod u stanju mirovanja krmom okrenut prema nadolazećim valovima
4. Ispušna cijev; treba imati lagani nagib prema izlaznom dijelu.
5. Stražnji poklopac; može se skinuti za potrebe pregleda i čišćenja.

Slika 5.58. Mokri ispušni sustav (motor postavljen iznad vodene linije) [9]

Postoji niz načina na koje se kinetička energija valova koji ulaze u ispuh motora može smanjiti.

Tradicionalna metoda prevencije ulaza mora u ispušni sustav je da se motor postavi dovoljno visoko iznad vodene linije pa more, ako i uđe u sustav ispuha, ne može doprijeti do ispušnog koljena (slika 5.58.).

Pošto je relativna visina motora u odnosu na vodenu liniju nepromjenjiva, moguće je izvesti ispušni sustav koji će štititi motor od ulaza mora.

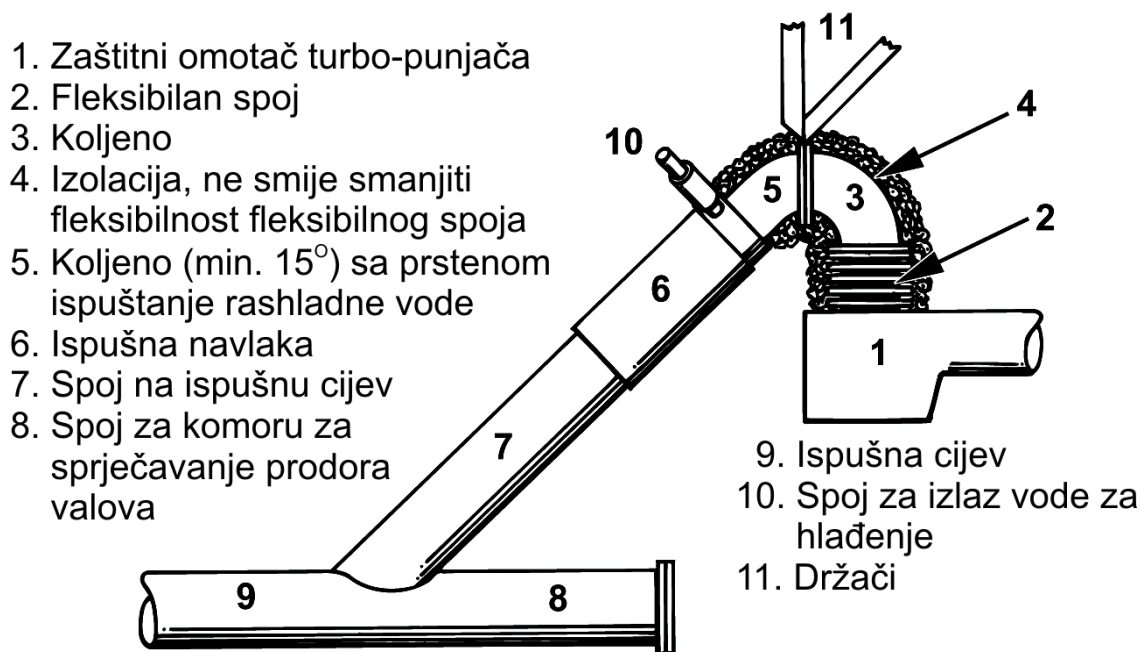
Karakteristike takvog ispušnog sustava uključit će slijedeće:

- Dovoljnu visinsku razliku između vodene linije i najviše točke u ispušnom cjevovodu, da se spriječi ulaz i najmanje količine vode.
- Primjena neke od metoda razbijanja kinetičke energije valova koji uđu u ispušni cjevovod. Što je metoda razbijanja kinetičke energije bolja, to je potrebna manja visinska razlika između vodene linije i najviše točke u ispušnom sustavu.

U nikojem slučaju ne smije visinska razlika između najviše visine ispušne cijevi i otvora za izlaz ispušnih plinova biti manja od 560 (mm).

Komora za sprječavanje prodora valova u ispušni sustav broda postavlja se kao grana ispušnog cjevovoda, odmah do motora, s jednim zatvorenim krajem (slika 5.59.).

Kada val vode uđe u ispušnu cijev i krene kroz cijev prema motoru, ispušni plinovi zarobljeni ispred vala u cijevi komprimiraju se u komoru. Zračni jastuk, sačinjen od sabijenih ispušnih plinova, u komori djelovat će tako da se gotovo svaki val vrati nazad kroz ispušnu cijev.



Slika 5.59. Mokri ispušni sustav (suho ispušno koljeno na ispustu ispušnih plinova iz motora)
 [9]

5.10.6 Suhi ispušni sustav

Odgovornost za izoliranje gorivih dijelova broda i zaštita posade od topline ispušne cijevi, zadaća je inženjera zaduženog za postavljanje motora u trup broda. Izloženi dijelovi ispušnih cijevi kod suhog ispušnog sustava mogu imati temperaturu veću od 650 (°C).

Također, inženjer je odgovoran i za postavljanje pravilnog odvoda i poklopaca na krajevima ispušnih cijevi protiv kiše ili prskanja mora, kako ono ne bi ušlo u ispušni sustav motora.

Produženi rad stroja i ispušnog sustava zahtjeva postavljanje hvataljki za odvođenje vlage. Hvataljke postavljene na najnižoj točki ispušnog cjevovoda, blizu izlaza ispušnih plinova iz motora, sprječava kišu da uđe u motor.

Ispušne cijevi s nagibom, te prigušivač postavljen prije hvataljki, uzrokovat će odvođenje kondenzata. Ukoliko se sam izlaz ispušne cijevi postavi pod određenim kutom, spriječit će se ulaz kiše ili mora u ispušnu cijev. Alternativno, može se na kraju ispušne cijevi postaviti poklopac protiv ulaza kiše.

Zarezivanjem kraja ispušne cijevi u opsegu od 60° , dobivaju se utori koji također služe za odvođenje vode, koja eventualno uđe u ispušnu cijev (slika 5.60.).



Slika 5.60. Zarezivanje kraja ispušne cijevi u opsegu od 60°

Ispušni dimnjaci moraju biti izrađeni dovoljno visoko i u smjeru koji ih drži van utjecaja zračne turbulencije, koja se stvara uslijed vrtloga vjetra oko nadgrađa broda. Pročistač zraka, turbo-punjač i rashladnik zraka, ukoliko su pod utjecajem ispušnih plinova uzrokovat će grešku u radu motora.

Prigušivači i druge velike komponente suhog ispušnog sustava najbolje je postavljati van strojarnice, kako bi se smanjilo dodatno i nepotrebno opterećenje ventilacijskog sustava strojarnice.

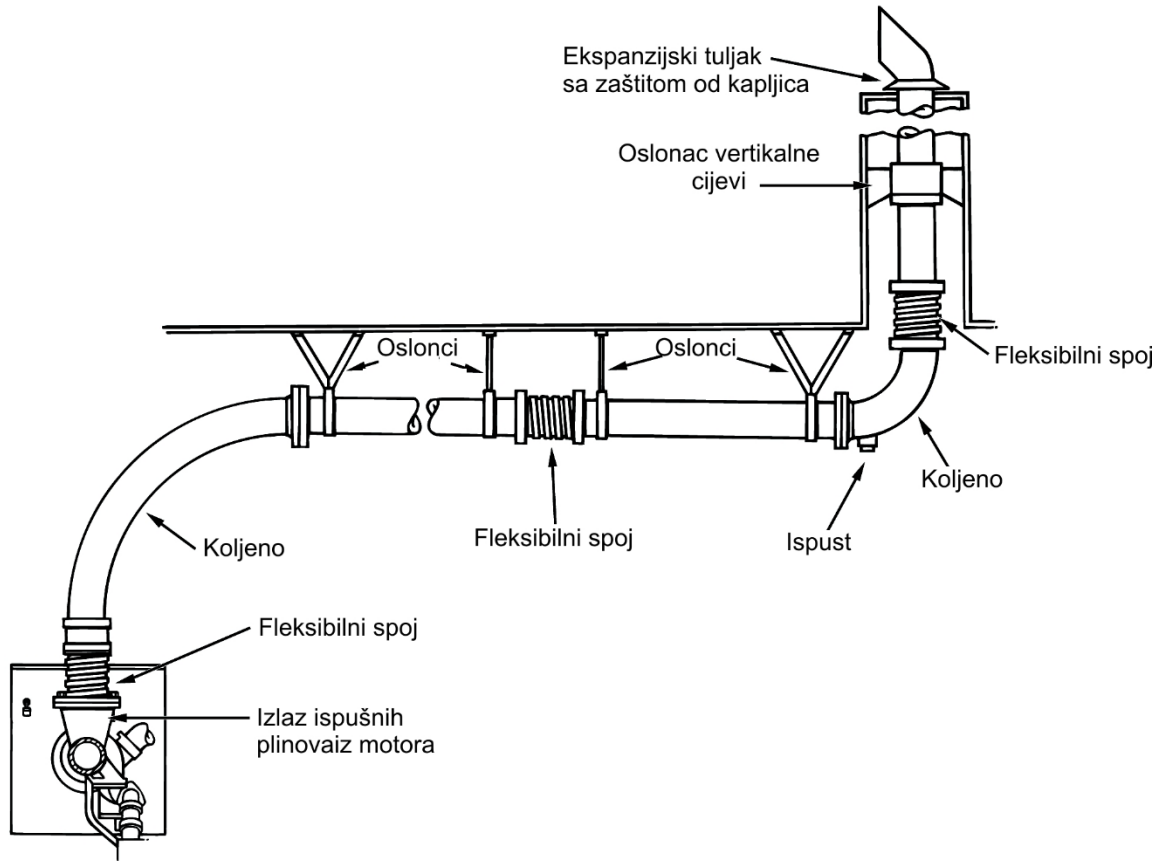
Ispušna cijev se na izlaznu cijev ispušnih plinova na stroju spaja preko fleksibilnog spoja (slika 5.61.).

Fleksibilna spojka u ispušnom sustavu ima tri primarne uloge:

- Rasterećenje motora od težine ispušne cijevi. Masa veća od 28 (kg) ispušnog cjevovoda ne smije opterećivati motor.
- Rasterećenje ispušnih dijelova od prekomjernih vibracijskih naprezanja uzrokovanih radom motora.
- Da omogući relativno pomicanje između referentnih točaka ispušnih komponenti. Ovo pomicanje nastaje zbog niza razloga. Može biti uzrokovano uslijed toplinskog rastezanja i skupljanja radi promjene temperature ili uslijed sporog ali kontinuiranog

puzanja materijala.

Mekoća i fleksibilnost su vrlo važni da se spriječi prekomjerno vibracijsko naprezanje. Fleksibilni spojevi trebaju imati veliku otpornost zamoru kako bi mogli što duže trajati.



Slika 5.61. Suhi ispušni sustav [9]

Mekoća sprječava prijenos vibracija preko spojke. Otpor prema zamoru sprječava pucanje spojki pod utjecajem vibracija ili povratnih naprezanja.

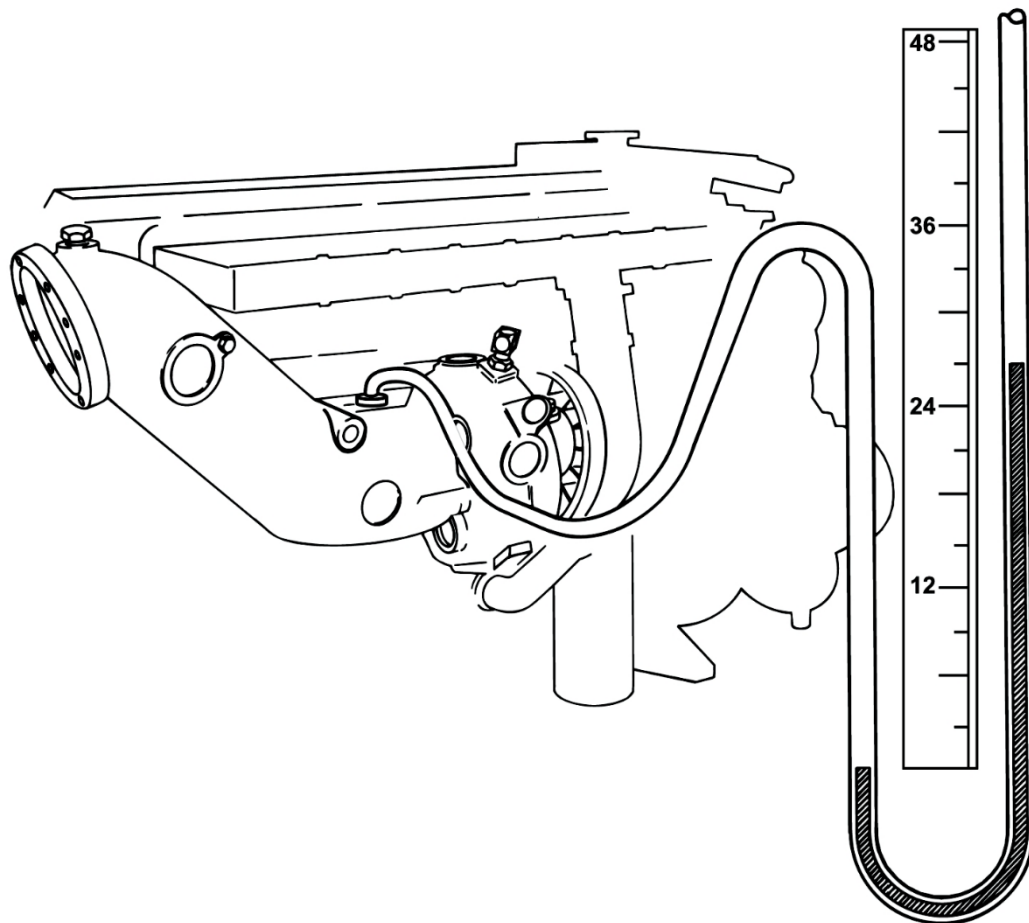
Povećanje ili smanjivanje ispušne cijevi mora biti prethodno planirano, u suprotnom će uzrokovati prekomjerno opterećenje na ispušni cjevovod ili na strukturu za koju se drži.

Velike i duge sekcije cijevi suhog ispušnog sustava uzrokuju vrlo velika naprezanja uslijed širenja i skupljanja.

Od stanja hladnog, nezagrijanog stroja, čelične ispušne cijevi će se za svakih 100 ($^{\circ}$ C) povećanja temperature ispušnih plinova, produžiti za 0,11 (mm/m). To vodi do oko 52 (mm) za povećanje temperature od 35÷ 510 ($^{\circ}$ C).

Razbijanje dugih sekcija ispušnih cijevi na sekcije s fleksibilnim spojevima između, sprječava ovaj problem. Svaka sekcija mora biti učvršćena na jednom kraju, a imati mogućnost širenja na drugom.

Vrlo je važno da je i izolacija fleksibilnog spoja također fleksibilna, te ne ometa pomicanje cijevi uslijed toplinskog širenja ili skupljanja.



Slika 5.62. Način mjerenja tlaka u ispušnom cjevovodu

5.10.7 Sustavi ventilacije

U širem smislu ventilacija podrazumijeva:

- Ventilaciju zraka u užem smislu kojom se posredstvom zraka odvodi toplina prenesena radijacijom s motora i ostalih vrućih elemenata u strojarnici.
- Dovođenje zraka za potrebe procesa izgaranja goriva u komori izgaranja motora.
- Odvođenje dima iz kartera.

Ventilacija strojarnice ima dvije osnovne namjene:

- Osigurava okruženje koje omogućuje strojevima i opremi pouzdano funkcioniranje
- Omogućava ugodno zadržavanje osoblja u strojarnici.

Toplina koja s motora prelazi radijacijom apsorbira se od strane površina u strojarnici. Dio topline odvodi se u atmosferu ili u more preko trupa broda. Preostala apsorbirana toplina mora se odvoditi sustavom ventilacije.

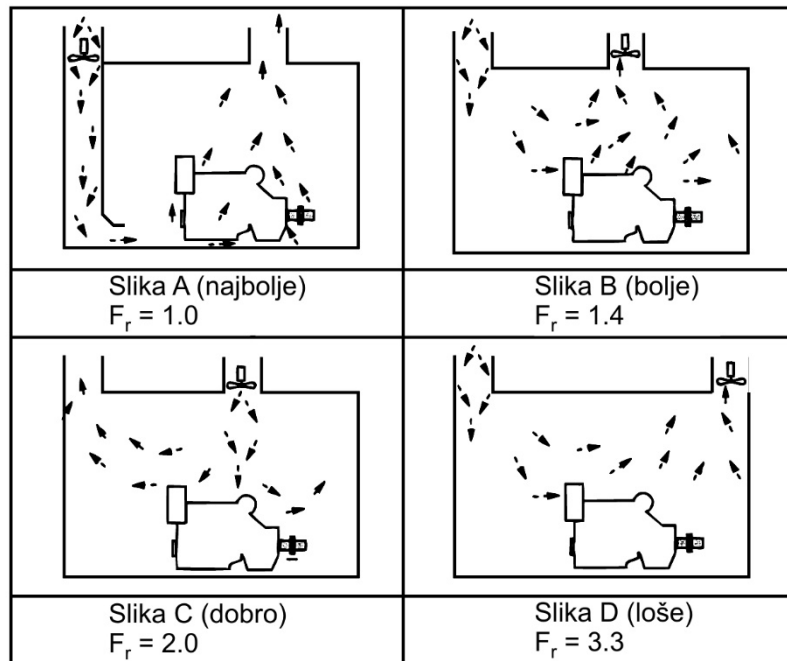
Odvodne cijevi sustava ventilacije zraka iz strojarnice moraju se projektirati istovremeno s brodom i za vrijeme izgradnje broda ugraditi. Ne smije se očekivati da će motor sav višak topline izbaciti preko ispušnih plinova.

Postizanje ugodne temperature zraka u strojarnici nemoguće je izvesti bez pravilnog usmjeravanja svježeg zraka.

Svježi zrak treba ulaziti u strojarnicu koliko je moguće bliže izvoru topline i što je moguće niže. Pošto toplina uzrokuje penjanje zagrijanog zraka prema gore, zbog opadanja gustoće, zagrijani se zrak treba odvoditi s najviše točke u strojarnici, najbolje odmah iznad motora.

Treba spriječiti da struja svježeg hladnog zraka udara direktno u vruće dijelove motora, jer ovo uzrokuje miješanje vrućeg zraka iz strojarnice s nadolazećim hladnim, pri čemu se povećava temperatura zraka u strojarnici.

Slika 5.63. prikazuje relativnu efikasnost različitih sustava ventilacije zraka s obzirom na usmjeravanje strujanja. Varijabla F_r povezuje relativne efikasnosti različitih sustava ventilacije.



Slika 5.63. Relativna efikasnost različitih sustava ventilacije zraka [9]

Ako se kao referentni ventilacijski sustav izabere sustav "A" sa slike (što je logičan izbor obzirom da je $F_r = 1.0$) slijedi:

- Za ventilaciju strojarnice sustavom "B" potrebno je 1,4 puta više zraka nego u slučaju ventilacije referentnim sustavom "A".
- Za ventilaciju strojarnice sustavom "C" potrebno je 2,0 puta više zraka nego u slučaju ventilacije referentnim sustavom "A".
- Za ventilaciju strojarnice sustavom "D" potrebno je 3,33 puta više zraka nego u slučaju ventilacije referentnim sustavom "A".

Dobro proračunat sustav ventilacije strojarnice, održavat će temperaturu zraka u strojarnici za 9 (°C) veću od one okolnog zraka. Maksimalna temperatura zraka u strojarnici ne bi trebala prijeći 49(°C).

Općenito, promjena ukupne količine zraka u strojarnici svake minute ili dvije biti će dovoljna ukoliko je strujanje zraka pravilno usmjereno.

Potrebna količina svježeg zraka koja bi se trebala osigurati iznosi 0,1 ÷ 0,2 (m³/min), po instaliranoj konjskoj snazi na kočnici (glavni motori + pomoćni). Ovo, naravno ne uključuje potreban zrak za izgaranje goriva u komorama izgaranja.

Otpadni zrak nakon što pokupi toplinu treba biti 110 – 120% količine ulaznog zraka.

Višak otpadnog zraka bitan je:

-
- Kompenzacija uslijed termalnog širenja svježeg ventilacijskog zraka koji je pokupio toplinu s vrućih elemenata u strojarnici.
 - Odvođenje stvorenih dimova i para iz strojarnice.

Rad u ekstremno hladnim vremenskim uvjetima zahtijeva smanjenje količine svježeg ventilacijskog zraka, da se izbjegne pad temperature u strojarnici ispod razine pogodne za rad operatera motora.

Ovo se rješava upotrebom ventilatora s dvobrzinskim motorom.

Kako bi zrak mogao doći do strojarnice na trupu broda, moraju biti otvori na trupu broda za ulazne i izlazne ventilacijske cijevi. Sa svake strane trupa broda trebalo bi biti po dva otvora, jedan za ulaz svježeg ventilacijskog zraka, a drugi za izlaz zagrijanog otpadnog zraka. Ako je izvedba s po dva otvora sa svake strane broda praktički neizvediva, potrebno je izbjeći miješanje vrućeg otpadnog zraka i hladnog ulaznog zraka za ventiliranje.

Strojarnica mora imati otvore za ulaz zraka. Zrak može ulaziti u strojarnicu iz akomodacijskih prostorija u kojima boravi posada i putnici ili direktno preko otvora na trupu (palubi) broda.

Dovođenje zraka u strojarnicu preko akomodacijskih prostora može izazvati niz problema. Dovođenje svježeg ventilacijskog zraka u strojarnicu preko akomodacijskih prostorija biti će mnogo kompliciranije, s druge strane na ovaj način se osigurava čistoća zraka od čestica i kapljica uslijed kiše ili prskanja mora.

Otvori za izlaz otpadnog zraka kroz trup ili palubu trebaju biti postavljeni što bliže krmi i to na većoj visini od svih ostalih zračnih otvora, da se spriječi mogućnost prodora otpadnog zraka u sustav ventilacije.

Osnovne upute:

- Otvori za ulaz zraka trebaju biti postavljeni prema pramcu, i ako je zgodno, na nižoj razini od otvora za otpadni zrak iz strojarnice.
- Analogno, otvori za otpadni zrak, trebaju biti postavljeni prema krmi, i moraju biti viši nego otvori za ulaz svježeg ventilacijskog zraka kako bi se smanjila mogućnost prodora otpadnog u sustav svježeg zraka. Zbog poprečnih ili pratećih zračnih struja, navedeni prodor ne može se potpuno izbjeći.

U modernim ventilacijskim sustavima nije praktički primjenjiva prirodna ventilacija (vjetrolovke). Potrebna količina zraka može se osigurati samo prinudnom ventilacijom. Ventilatori za ovu svrhu mogu biti aksijalni ili centrifugalni.

Kada se postavljaju ventilatori u izlaznu ventilacijsku cijev (najpogodnije mjesto) elektromotor ventilatora mora se postaviti tako da nije u doticaju s direktnim tokom vrućeg otpadnog zraka, kako bi mu se povećao radni vijek. Zbog navedenog je centrifugalni ventilator najpogodnije rješenje.

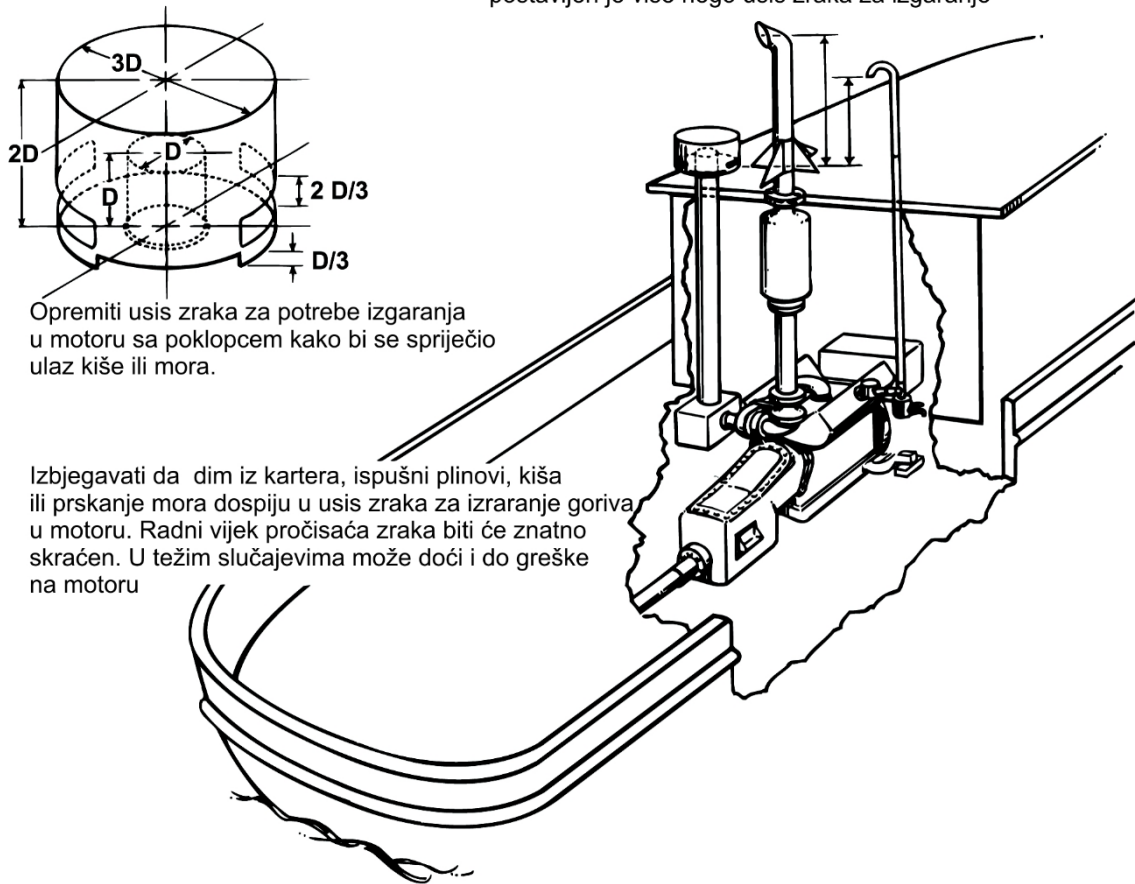
Teoretske karakteristike ventilatora ne znače uvijek stvarno ponašanje ventilatora postavljenog u sustav klimatizacije. Dakle, ako je kao teoretska karakteristika na pločici

ventilatora navedeno da mu je dobava $20 \text{ m}^3/\text{min}$, to ne znači da će on zaista imati navedenu dobavu kroz strojarnicu, što je najviše uvjetovano položajem i dimenzijama ulaznih i izlaznih cijevi ventilacijskog sustava.

Općenito, uvjeti u stvarnom radu ventilatora su daleko složeniji nego teoretski definirane karakteristike.

- Zrak potreban za izgaranje goriva u Diesel motoru iznosi $0,1 \text{ m}^3/\text{min}$ po kW snage mjerene na kočnici.
- Kanali za dovod zraka za potrebe izgaranja trebaju biti izvedeni tako da im je otpor strujanju što manji. (Količina zraka koja struji ovim kanalima je velika, pa se javlja veliki otpor).
- Motor se zaštititi od abrazivnih čestica koje bi u njega mogle dospjeti putem ventilacije. Kod zamjene zračnih filtara na motoru potrebno je koristiti samo one s tvorničkom garancijom.
- Ukoliko postoji opasnost od veće količine tekućine uslijed prskanja mora, prašine ili kukaca postavlja se uz osnovni filter koji se nalazi na motoru i dodatni filter koji će produljiti radni vijek osnovnog filtra.
- Indikator onečišćenja pročistača zraka, ukoliko motor radi pri punom opterećenju, dati će signal za zamjenu/čišćenje filtra kada je indiciran pad tlaka od $7,47 \text{ (kPa)}$. Tada se vrši zamjena elemenata filtra.
- Ukupni pad tlaka u zračnim kanalima uslijed otpora strujanju, ne smije prijeći $2,49 \text{ (kPa)}$ za vrijeme punog opterećenja motora. Pri izvedbi zračnih kanala treba težiti postizanju što manjeg otpora strujanju, jer će ovo također utjecati na produljenje radnog vijeka između dva servisiranja ili zamjene filtra.
- Brzina zraka za potrebe izgaranja u cilindrima ne bi smjela prijeći 610 (m/min) . Veće brzine uzrokovat će neprihvatljivu razinu buke i znatno povećanje otpora.
- U sustav zraka potrebno je ugraditi vodene zamke da se potpuno isključi mogućnost pojave vode u zraku za izgaranje, kako kiša i prskanje mora ne bi uzrokovali začepljenje filterarskog papira. Ovo bi smanjilo protok zraka kroz motor, pri čemu će se povećati temperatura ispušnih plinova, što može voditi ka oštećenju motora.
- Dobro projektirani ventilacijski sustav strojarnice dobavljać će svjež zrak u motor, a temperatura zraka neće biti veća od $8,5(^{\circ}\text{C})$ iznad temperature vanjskog zraka.

Ispust dimova iz kartera i ispušnih plinova postavljen je više nego usis zraka za izgaranje



Slika 5.64. Usisne i ispušne cijevi

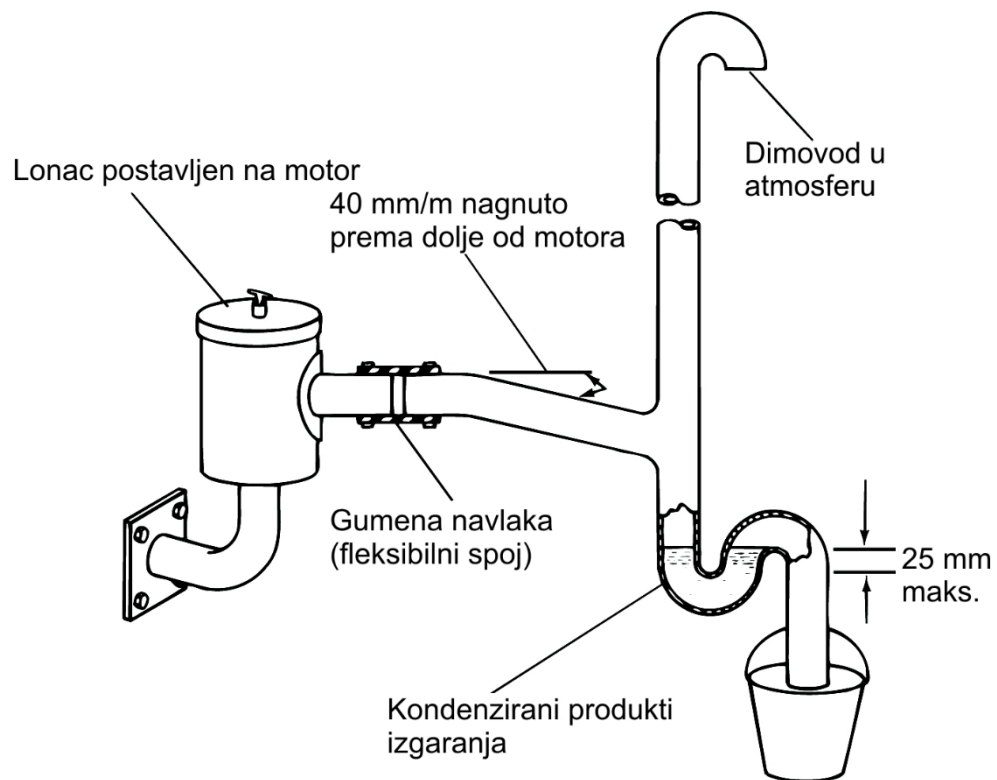
Tlak izgaranja goriva u cilindru uzrokuje da određena količina ispušnih plinova proдре preko klipnih prstena i uđe u karter (engl. Crank case). Da se spriječi stvaranje povišenog tlaka u karteru ugrađuju se odušci (engl. Vent tubes).

Neki tipovi brodskih motora odvoде dim iz kartera u svježi zrak za izgaranje u motoru. Veći Caterpillar brodski motori moraju odvoditi dim iz kartera što dalje od motora kako ne bi došlo do začepjenja elemenata zračnog filtra (filtar papir).

Cijevi dimnog cjevovoda kojim se odvodi dim iz kartera moraju biti istog promjera kao i promjer izvedene dimne cijevi na motoru. Ako je dužina cjevovoda veća od 3 metra ili ako sadrži više od tri koljena kuta 90° , mora se povećati unutarnji promjer dimne cijevi (slika 5.65.).

Vrlo je važno da se dimni cjevovodi više motora ne spajaju u jedan zajednički, već svaki motor mora imati svoj vlastiti.

Dim iz kartera ne smije se odvoditi u kanale za ventilaciju ili ispušne cijevi jer bi brzo došlo do oblaganja istih uljnim naslagama.



Slika 5.65. Odvođenje dima iz kartera

Postoje izvedbe kada su odušne dimne cijevi spojene na sam kraj ispušnih cijevi motora.

Preporuča se da dimne cijevi (odušne) kartera završavaju direktno u atmosferu. Završeci ovih cijevi moraju biti pravilno usmjereni da se spriječi ulaz kiše i morske vode.

LITERATURA

[1] MTU-Detroit: <http://www.detroitdiesel.com/Public/brochures/6SA282.pdf>

<http://www.fdda.com/uploads/documents/32.pdf>

[2] Caterpillar Marine Propulsion Engines

<http://www.cat.com/cda/components/fullArticle?m=37585&x=7&id=99026&languageId=7>

[3] Cummins inc.: http://www.cummins.com/engines/marine_program

[4] Deutz: http://www.deutz.de/live_deutz_com/html/default/fnin-66chjf.en.html

[5] Volvo:

http://www.volvo.com/volvopenta/china/zh-n/marine_commercial_engines/engines/c_diesel_inboard/

- [6] CATERPILLAR: Product Overview – C32 Marine Propulsion Engine, 2004. godina.
- [7] CATERPILLAR: Electronic System Overview, 2003. godina,
- [8] G. Radica: Dijagnostika kvarova, Pomorski fakultet, Split, 2004. godina,
- [9] CATERPILLAR: Marine Engine Application and Installation Guide, 2006. godina,
- [10.] HRVATSKI REGISTAR BRODOVA: Pravila za tehnički nadzor pomorskih brodova DIO 13. - AUTOMATIZACIJA, 2006. godina.

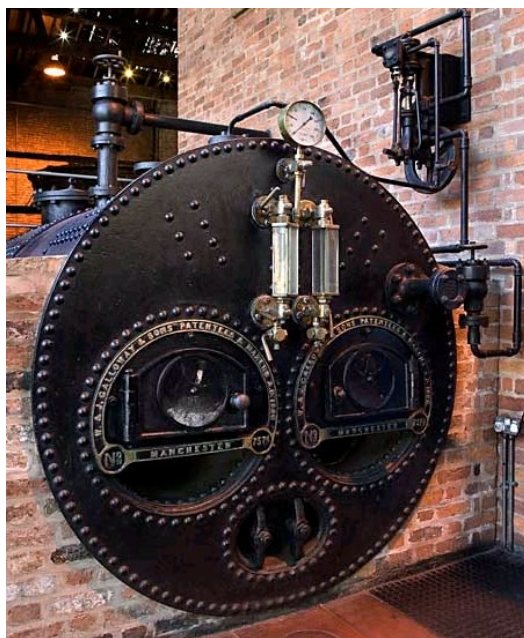
6 TURBINSKI I KOMBINIRANI POGONSKI SUSTAVI

6.1 PARNI TURBINSKI SUSTAVI

6.1.1 Parni kotlovi

Parni kotlovi su dio brodskog postrojenja u kojima se toplina oslobođena izgaranjem goriva predaje vodi. Voda koja dijelom ispunjava parni kotao isparava pod povišenim tlakom u vodenu paru, izlazi iz parnog kotla i odvodi se potrošačima. Osim topline nastale izgaranjem fosilnih goriva u ložištu kotla, mogu se koristiti i drugi izvori topline kao što je toplina ispušnih plinova iz Diesel motora, plinske turbine ili rashladnog medija nuklearnog reaktora.

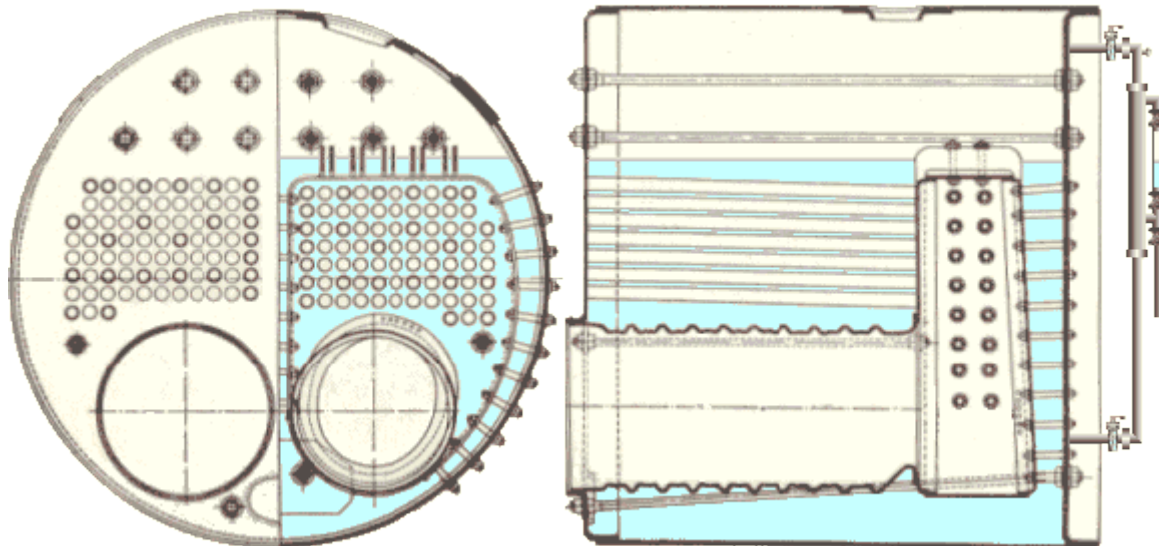
Naziv parni kotao potječe od prvih početaka korištenja parnog stroja, kada je parni kotao bio grijana posuda dijelom ispunjena vodom. Danas se koristi za tlakove do 20(MPa) za više tlakove upotrebljava se naziv generator pare. Premda je bilo i ranijih konstrukcija, Thomas Newcomen-ov kotao značajan je jer je davao paru za Newcomen-ov parni stroj. Njegov kotao iz 1712. godine, bio je kružni kotao s kupolastim vrhom izgrađen iznad ložišta u kojem je izgarao ugljen. Tlak u kotlu bio je svega 0,02 do 0,027(MPa). Veliki dio topline gubio se sa strane ložišta, umjesto da grije kotao. U svrhu dobivanja višeg tlaka do 0,2(MPa), škotski inženjer James Watt je konstruirao 1769. godine kotao u obliku vagona. Oko 1810. godine Richard Trevithick razvio je cilindrični kotao s jednom plamenicom postavljenu uzduž kotla, okruženu vodom, što je znatno povećalo efikasnost prijenosa toplinske energije vodi. Od značajnijih unaprjeđenja, još je William Fairbairn 1844. razvio Lancashire kotao sa dvije plamenice smještene jedna pored druge, što je dodatno povećavalo ogrjevnu površinu.



Slika 6.1. Lancashire parni kotao, [1]

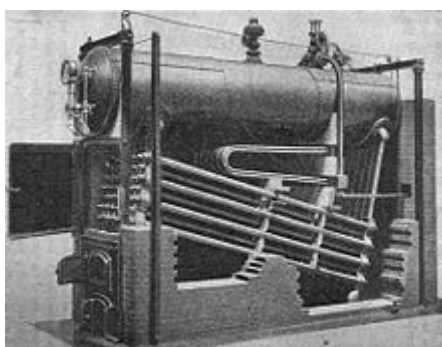
Brodski generator pare javlja se pojavom brodskog strojnog poriva početkom 19. stoljeća. Prvi korak u razvoju brodskih generatora pare bio je Lancashire kotao iz kojega se razvio škotski parni kotao prikazan slikom 6.2. Sastojao se od plašta bubnja u koju su umetnute

jedna ili više plamenica, skretne komore, dimnih cijevi, kotvi, sprežnjaka i parnog doma. Iznad ložišta se nalazio veliki broj plamenih cijevi malog promjera. Dimni plinovi su prolazili kroz ložište do stražnje strane kotla, vraćali se kroz snop cijevi i odlazili prema dimnjaku. Krajevi ovog snopa cijevi su zatim bili umetnuti u dimni prostor izvan plašta kotla.



Slika 6.2. Škotski parni kotao s plamenim cijevima, [2]

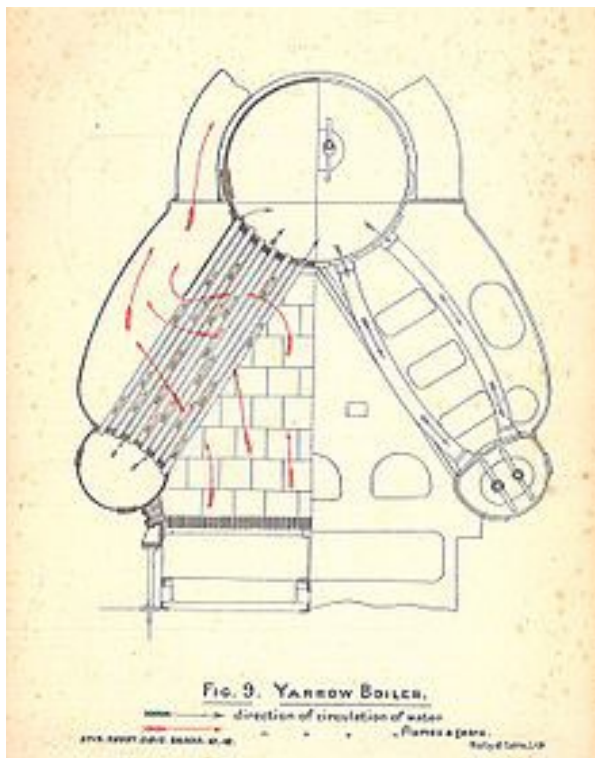
Sve do II. svjetskog rata škotski parni kotlovi su najčešće ugrađivani na brodove. Kod prvih škotskih parnih kotlova limovi su spajani zakivanjem i uglavnom su loženi ugljenom. Kasnije se prešlo na zavarene konstrukcije i loženje tekućim gorivom, najčešće mazutom. Upotreba tekućih goriva omogućila je veće kapacitete, a zavarena konstrukcija smanjenje mase ugrađenih limova i povećanje radnih tlakova. Parametri pare proizvedene u kotlovima cilindričnih konstrukcija, kojima pripada i škotski kotao, uglavnom su odgovarali zahtjevima i potrebama parnih stapnih strojeva. Kada su ti zahtjevi porasli, posebice primjenom parne turbine kao pogonskog stroja, prešlo se na primjenu vodocijevnih generatora pare.



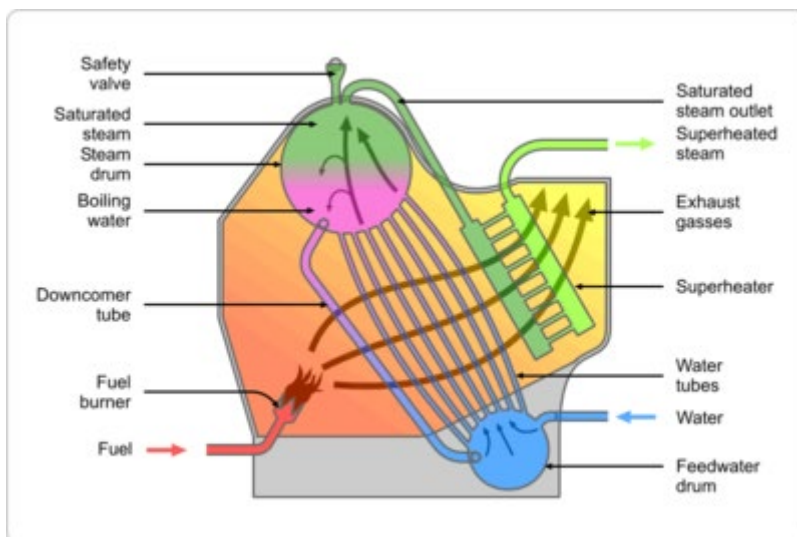
Slika 6.3. Babcock & Wilcox generator pare s kosim cijevima i jednim bubnjem, [3]

Prvi sekcijski vodocijevni generator pare patentirao je 1825. godine J. Eve. Prvi vodocijevni generator pare s kosim cijevima konstruirao je 1856. američki inženjer S. Wilcox, a 1877. izradili su G. Babcock i S. Wilcox prvi sekcijski vodocijevni generator pare s kosim cijevima. U razvoju vodocijevnih generatora pare na brodovima najveću ulogu je imao „Yarrow“ visokotlačni generator pare. Ovaj tip vodocijevnog generatora pare imao je tri bubnja u delta izvedbi spojenih cijevima ispunjenih vodom. Bubnjevi su bili spojeni ravnim cijevima

što je omogućavalo lako čišćenje cijevi. Izvan prostora vrućih plinova nalazio se par hladnih cijevi koji je spajao bubnjeve a koje su služile kao spusne cijevi za hladniju vodu iz parnog bubnja u vodene bubnjeve. Zbog tri bubnja „Yarrow“ generator pare imao je velik sadržaj vode.



Slika 6.4. Shematski prikaz brodskog vodocijevnog Generatora pare, [4]



Slika 6.5. Shematski prikaz brodskog vodocijevnog parnog kotla, [5]

U vodocijevnom generatoru pare voda cirkulira kroz cijevi grijane vrućim plinovima koji nastaju izgaranjem fosilnog goriva, te se koristi za visoke tlakove. Gorivo izgara unutar ložišta formirajući vruće plinove izgaranja koji griju vodu u cijevima. Zagrijana voda i vodena para struje u parni bubanj gdje se zasićena para odvaja i skuplja na vrhu parnog bubnja. Odatve se

para vodi u pregrijač te odlazi u parnu turbinu gdje ekspandira i proizvodi rad. Na kraju ekspanzije para ne smije imati više od desetak posto vodenih kapljica kako ne bi došlo do oštećenja lopatica turbine. Hladnija voda na dnu parnog bubnja vraća se preko silaznih cijevi (eng. *downcomertubes*) u vodeni bubanj gdje predgrijava napojnu vodu. Suvremeni brodski generatori pare za pogon parnih turbina, vodocijevni su kotlovi s ložištem omeđenim ekranskim cijevima u kojima se velik dio prijelaza topline ostvaruje zračenjem, preko 50%. Prostor kojim prolaze dimni plinovi omeđen je konvektivnim isparivačkim cijevima. Loženje je stropno ili tangencijalno s 3 do 4 gorionika. Temperatura pregrijane pare ne premašuje 540(°C). Materijal cijevi pregrijača je niskolegirani čelik legiran molibdenom i kromom.

Na brodu se vodena para, osim kao radni medij glavnog pogonskog stroja – parne turbine, koristi i za ostale brodske potrebe kao što su grijanje tereta, grijanje goriva i ulja, priprema tople vode, pranje tankova, pogon pomoćnih strojeva itd. Prema namjeni dijelimo ih na:

- glavne,
- pomoćne.

Glavni služe za proizvodnju vodene pare koja ekspandira u pogonskim parnim turbinama kojima se pogone brodski vijci u svrhu propulzije broda.

Pomoćni proizvode paru koja služi za pogon pomoćnih brodskih strojeva; generatora električne energije, pumpi tereta i sl. te za potrebe grijanja na brodu.

Prema načinu dobivanja toplinske energije za proizvodnju vodene pare brodski generatori pare dijele se na:

- ložene (u pravilu se koristi HFO),
- utilizatore (koristi se toplina ispušnih plinova iz Diesel motora ili plinskih turbina),
- kombinirane (dio topline dolazi iz ispušnih plinova a dio izgaranjem goriva – HFO),
- nuklearne generatore pare (toplinska energija iz nuklearnih reaktora – fisija).

Prema vrsti medija koji prolazi kroz cijevi razlikuju se:

- vodocijevni generatori pare (u cijevima je voda ili vodena para),
- dimocijevni generatori pare (kroz cijevi struje dimni plinovi).

Prema načinu cirkulacije vode razlikuju se generatori pare s:

- prirodnom cirkulacijom,
- prisilnom cirkulacijom.

Prema položaju cijevi razlikuju se:

- kosocijevni generatori pare,
- strmocijevni generatori pare,
- kutnocijevni generatori pare.

Prema načinu ventilacije ložišta razlikuju se:

-
- generatori pare s prirodnom ventilacijom,
 - generatori pare s prisilnom ventilacijom (tlačnom ili usisnom),
 - generatori pare s induciranom ventilacijom.

Od goriva za loženje brodskih generatora pare najviše se koriste teške frakcije nafte, a vrlo rijetko laka loživa ulja ili plinovita goriva. Na kopnenim termoelektranama, uz mazut se koriste sve raspoložive vrste ugljena uključujući i treset.

Za brodske generatore pare najčešće se ugrađuju vodocijevni kotlovi s prirodnom cirkulacijom vode. Radi veće efikasnosti parnoturbinskog postrojenja koriste se viši tlakovi i više temperature pare. Međutim, zbog sigurnosti pogona parametri pare su niži nego kod kopnenih postrojenja.

Voda se u generatoru pare zagrijava do temperature isparavanja pri određenom povišenom tlaku (zagrijači napojne vode), isparava u isparivačkom dijelu generatora pare i potom pregrijava do potrebne temperature u pregrijačima pare. Pregrijana para se glavnim parovodom dovodi do pogonskog stroja.

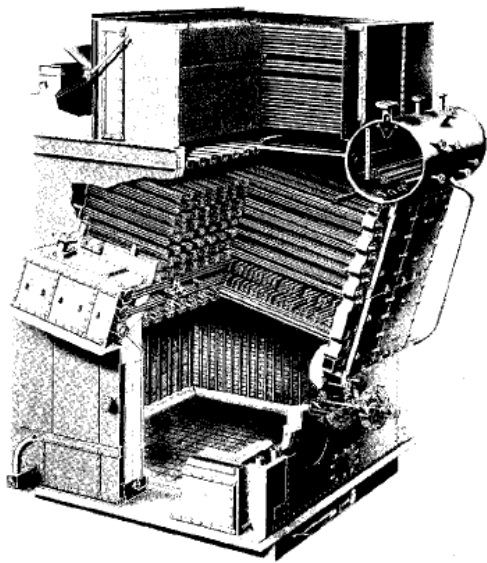
Moderni brodski generatori pare dosegli su efikasnost od 92%. Povećanje opterećenja ogrjevnih površina i time smanjenje dimenzija generatora pare postignuto je usavršavanjem konstrukcije i uvođenjem automatizacije pogona. Daljnji razvoj usmjeren je prema što jednostavnijim konstrukcijama, manjim dimenzijama i smanjenju mase.

Na brodovima se danas ugrađuju cilindrični kotlovi s plamenim cijevima (kroz cijevi prolaze plinovi izgaranja, a voda je oko cijevi) i vodocijevni (kroz cijevi prolazi voda, a oko cijevi struje plinovi izgaranja), sekcijski s kosim i strmim cijevima s prirodnom cirkulacijom vode. Generatori pare s prinudnom cirkulacijom i s ložištem pod tlakom rijetko se koriste.

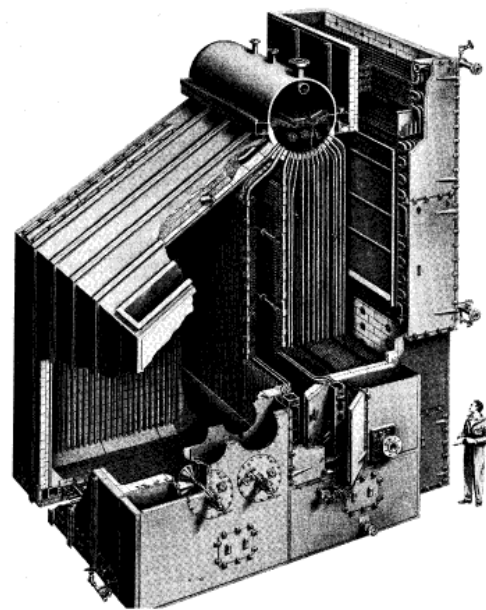
Kapacitet proizvodnje pare brodskih generatora pare dostiže do maksimalno 140(t/h), odnosno normalni kapacitet od 115(t/h), pri tlaku od 140 bara i temperaturi pregrijanja do 540(°C).

Brodske generatore pare karakterizira kompaktna konstrukcija kako bi se što bolje iskoristio raspoloživi prostor. Zbog promjenljivog režima pogona broda moraju imati veliku elastičnost u radu (0 ÷ 120 % snage). Na ratnim se brodovima konstrukcijom osigurava da se najbolji stupanj djelovanja generatora pare postiže kod 25 % snage (brzina krstarenja). Na trgovačkim se brodovima, za razliku od toga, najbolji stupanj djelovanja postiže na punoj snazi. Podgrupe su sličnih karakteristika kao kod stacionarnih generatora pare:

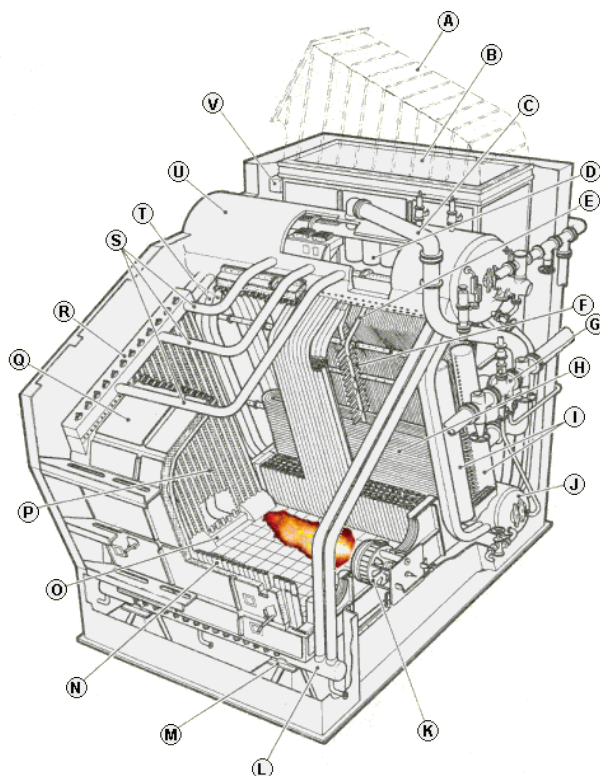
- horizontalni s ravnim cijevima,
- vertikalni sa savinutim cijevima,
- s prisilnom cirkulacijom,
- nuklearni generatori pare.



Slika 6.6. Horizontalni generator pare s ravnim cijevima



Slika 6.7. Vertikalni generator pare s bubnja



Slika 6.8. Vodocijevni generator pare, [6]

- A. **Odvod dimnih plinova**
- B. **Ekonomajzer**
Izmjenjivač topline koji prenosi toplinu dimnih plinova na napojnu vodu.
- C. **Izlaz pare**
Odvod zasićene vodene pare iz parnog bubnja u pregrijač pare

D. Ciklonski uređaji

Uređaj unutar bubnja koji sprječava vodi i krutim nečistoćama prijelaz s parom prema izlazu pare.

E. Cijevi

pregrijača

F. Pričvršćenja

za cijevi pregrijača

G. Izlaz pregrijane pare

H. Pregrijač

Snop cijevi iza generatora pare u ispušnom vodu, u kojima se para pregrijava.

I. Pregrijačke glave

Razdjelni kolektori za pregrijačke cijevi.

J. Vodeni bubanj

K. Gorionik

L. Kolektor cijevi vode

Kolektor i razvodnik cijevi vode.

M. Temeljne stope

N. Vodena stijenka

Snop vodenih cijevi zavarenih zajedno čine pravilno isprepletenu stijenku



O. Kolektor

Kolektor i razvodnik cijevi od vodene stijenke.

P. Zadnja strana vodene stijenke

Q. Pokrov kotla

R. Kolektor

Gornji kolektor vode.

S. Odjeljivači

Smjesa vode i pare odvodi se prema parnom bubnju.

T. Silazne cijevi

Negrijane cijevi kojima se snabdjevaju isparivačke cijevi.

U. Parni bubanj

Razdvaja paru od vode.

V. Kolektor zagrijača napojne vode

Kolektor zagrijača napojne vode cijevi.

6.1.2 Parametri generatora pare

Parametri generatora pare su podaci o tlaku, temperaturi i protoku pare na izlazu iz generatora pare. Parametri generatora pare su obuhvaćeni propisima klasifikacijskih društava i ISO standardima. Parametri generatora pare su:

- Dozvoljeni ili koncesijski tlak. To je najviši dozvoljeni tlak na kojem može raditi parni generator pare, tj. tlak na koji se namješta sigurnosni ventil. Ovaj tlak je osnova za proračun čvrstoće dijelova generatora pare izloženih tlaku;
- Nazivni (radni, pogonski) tlak. To je tlak za 5% niži od dozvoljenog tlaka i predstavlja tlak na kome radi generator pare pri nazivnoj snazi postrojenja;

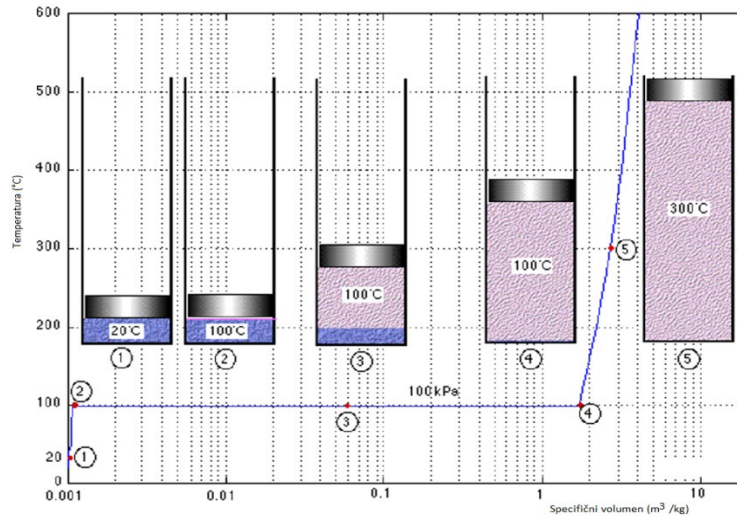
-
- Izlazni tlak je tlak na izlazu iz generatora pare i niži je od dozvoljenog tlaka za 10 ÷ 15%;
 - Ispitni tlak je tlak kojemu se podvrgavaju dijelovi generatora pare prilikom tlačnog ispitivanja;
 - Temperatura pregrijanja pare prema propisima počinje sa 150(°C) i raste po 25(°C). Današnje granice pregrijanja su 540(°C), a za ratne brodove i do 625(°C). Ova je temperatura ograničena čvrstoćom pri datoj temperaturi (pregrijač pare, glavni vod pare):
 - Temperatura napojne vode je temperatura vode na ulazu u generator pare;
 - Normalni učinak generatora pare je kapacitet proizvodnje svježe pare pri nazivnim parametrima generatora pare. Ovaj učinak služi za proračun parnog postrojenja;
 - Maksimalni trajni učinak je maksimalni dozvoljeni kapacitet proizvodnje svježe pare. Ovaj učinak služi za dimenzioniranje protočnih dijelova generatora pare i ogrjevnih površina;
 - Maksimalni trenutni učinak je maksimalni dozvoljeni kapacitet generatora pare u trajanju od 30 minuta unutar 12 sati i približno je 10% veći od maksimalnog trajnog učinka;
 - Tehnički minimalni učinak je minimalni dozvoljeni kapacitet proizvodnje svježe pare pri kome još kotao može raditi u trajnom pogonu, a da ne dođe do prekida proizvodnje pare (gašenja plamena itd.);
 - Efikasnost generatora pare predstavlja odnos toplinske energije predane pari i dovedene toplinske energije.

6.1.3 Termodinamički prikaz proizvodnje vodene pare

Proces proizvodnje vodene pare u generatoru pare može se podijeliti na tri dijela:

- zagrijavanje napojne vode do temperature vrenja koja odgovara tlaku u kotlu 1-2 isparavanje vode u vodenu paru 2-4,
- pregrijanje pare 4-5.

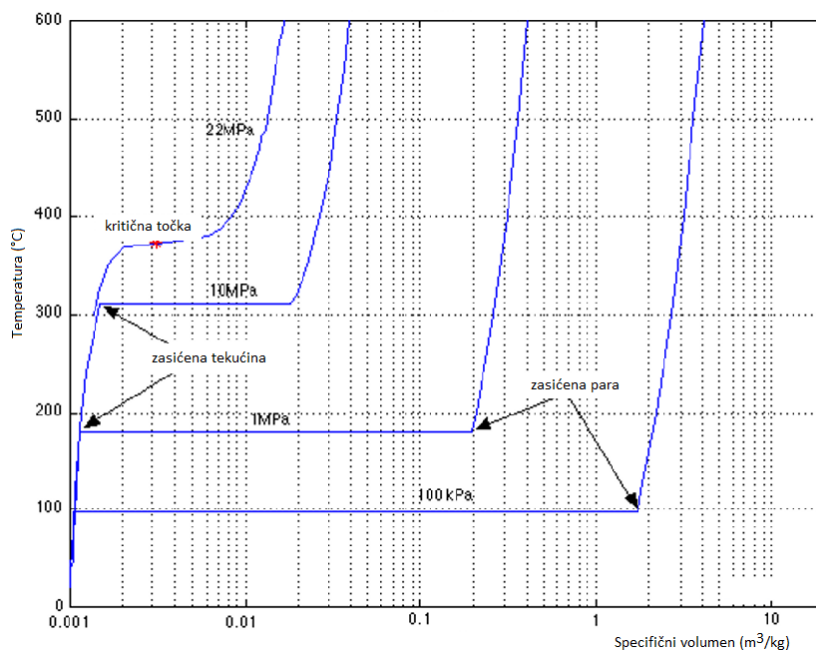
Ukupni proces prikazan je na sljedećoj slici 1.21 u *T-v* dijagramu.



Slika 6.9. Proces proizvodnje vodene pare u (T - v) dijagramu

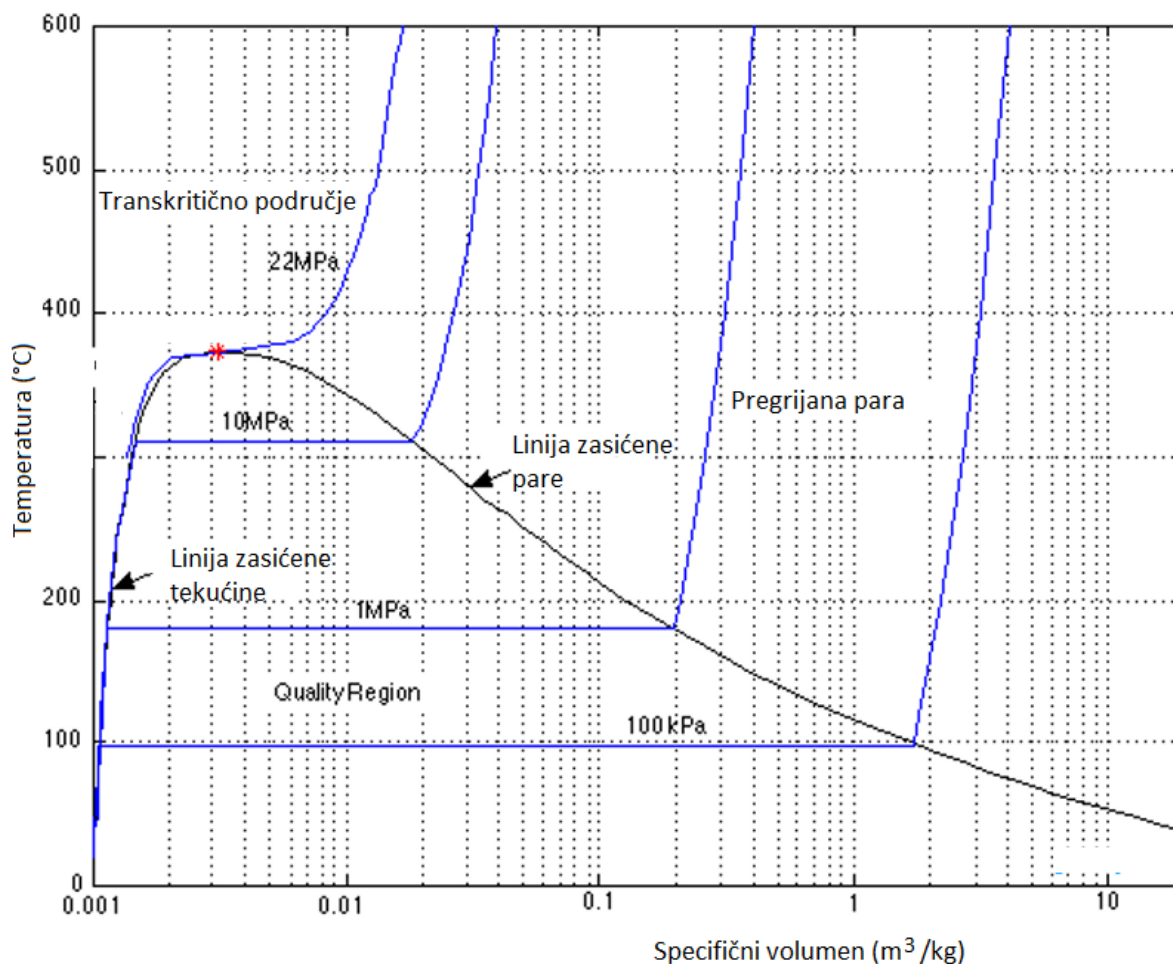
Na slici 6.9. prikazano je zagrijavanje pri se pri konstantnom tlaku od 100(kPa). Od stanja (1) do stanja (2) voda se održava u tekućoj fazi pri čemu se specifični volumen neznatno mijenja sve dok temperatura ne dosegne 100(°C). U točki (2) voda se nalazi u stanju zasićene tekućine. Daljnjim dovođenjem topline, voda progresivno prelazi iz tekućeg stanja u parno stanje pri nepromijenjenoj temperaturi od 100(°C), (3). Nakon što sva voda ispari, vodena para u točki (4) se naziva zasićena para i ne sadrži tekućih kapljica. Ako se grijanje nastavlja, temperatura vodene pare počinje rasti ($T > T_{\text{sat}}$) i takvu paru nazivamo pregrijana para (5). Može se uočiti da se za vrijeme ovog procesa, specifični volumen povećava za više od tri reda veličina, radi čega je primijenjena logaritamska skala za apscise.

Ovaj isti eksperiment, ponovljen je za različite tlakove što je prikazano narednim T - v dijagramom, na slici 1.22.



Slika 6.10. Proces proizvodnje vodene pare pri različitim tlakovima u T - v dijagramu

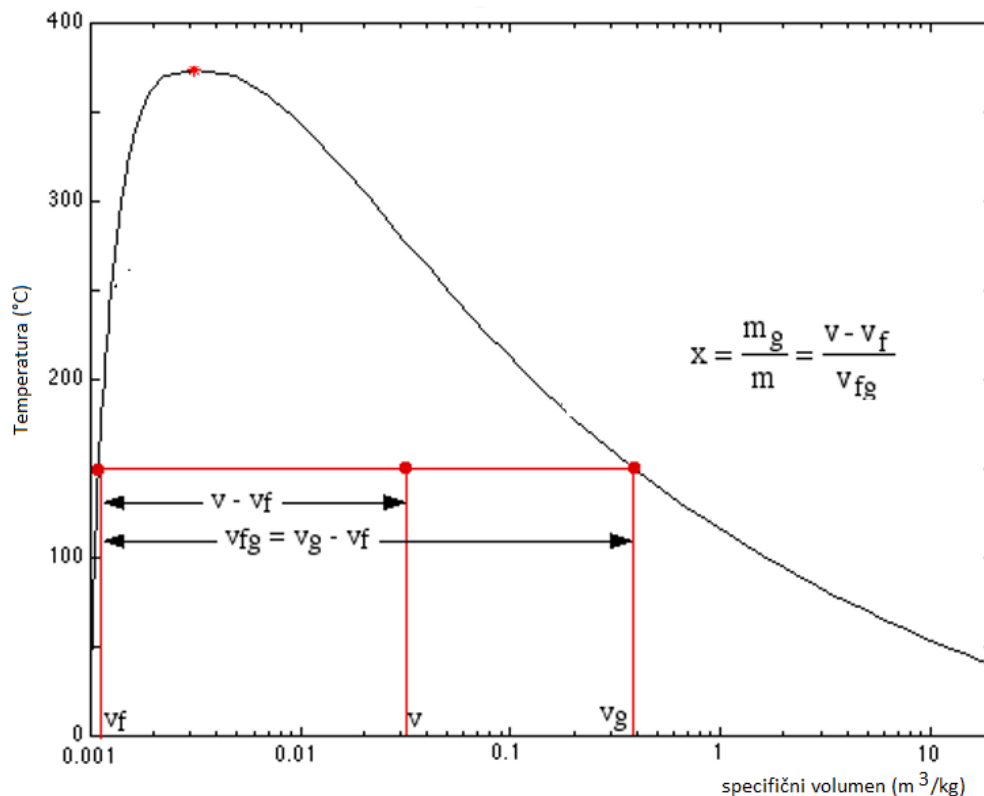
Iz prethodnog dijagrama je vidljivo da se s povećanjem tlaka, područje između zasićene tekućine i zasićene pare smanjuje, sve dok se ne dosegne kritična točka iznad koje nema jasne razlike između tekuće i parne faze. Spajanjem točaka zasićene tekuće faze i točaka zasićene parne faze dobiva se T - v dijagram za vodu-vodenu paru prikazan na slici 6.11.



Slika 6.11. T - v dijagram za vodu-vodenu paru

Lijevo od linije zasićene tekućine do kritične točke nalazi se područje komprimirane tekućine, područje između linija zasićenja je područje vlažne pare, a područje desno od linije zasićene pare je područje pregrijane pare. Transkritično područje iznad kritične točke pripada također području pregrijane pare.

Područje smjese tekuće i parne faze se nalazi između linije zasićenja vode i linije zasićenja pare. U bilo kojoj točki unutar ovog područja, stupanj suhoće pare određuje se na način da se masa vodene pare u toj točki podijeli sa ukupnom masom fluida kao što je prikazano sljedećim dijagramom.



Slika 6.12. T - v dijagram za vlažnu paru

Svojstva koja se odnose na zasićenu tekućinu imaju oznaku „f“, a ona koja se odnose na zasićenu paru imaju oznaku „g“. U svrhu proračuna stupnja suhoće, uzima se da volumen V sadrži masu m zasićene smjese vode i pare.

$$V = V_f + V_g$$

$$m v = m_f v_f + m_g v_g$$

$$m v = (m - m_g) v_f + m_g v_g$$

$$x = \frac{m_g}{m}$$

$$v = (1 - x) v_f + x v_g$$

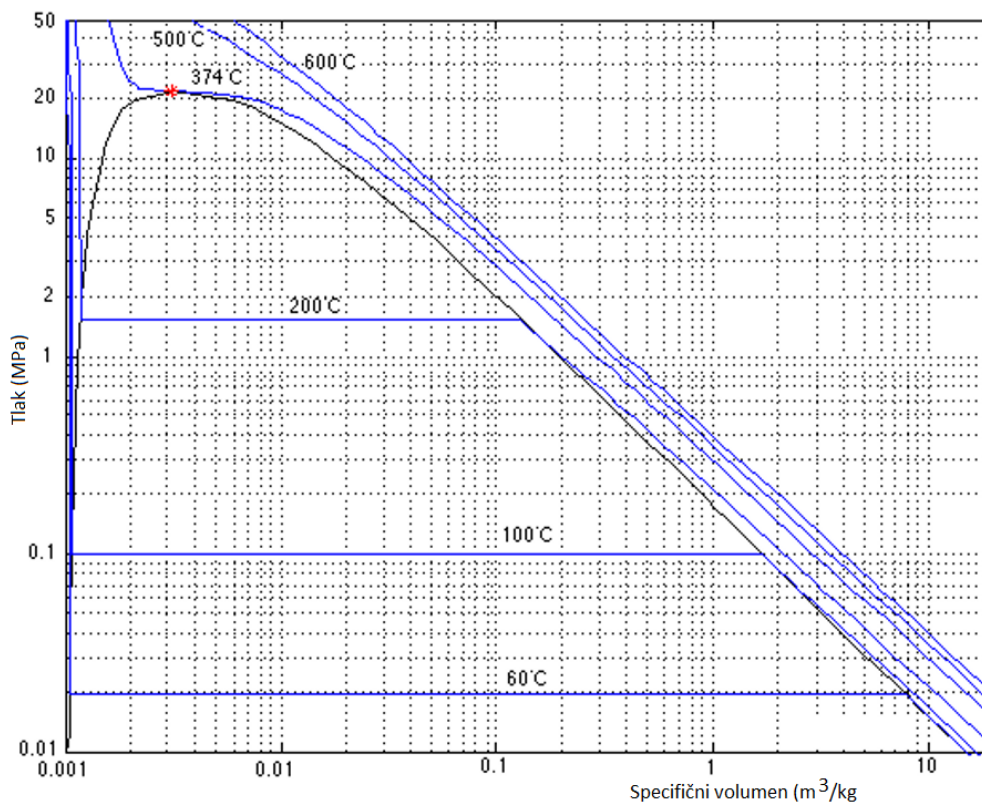
$$v = v_f + x v_{fg}$$

$$x = \left(\frac{v - v_f}{v_{fg}} \right)$$

$$v_{fg} = v_g - v_f$$

Kod definiranja svojstava pare koriste se tri dodatna svojstva: unutrašnja energija u [kJ/kg], entalpija h (kJ/kg), i entropija s (kJ/kg K).

Prethodna razmatranja upućuju da poznavanje bilo koje dvije nezavisne veličine stanja, omogućuje izračunavanje svih preostalih veličina stanja. Međutim, ponekad je prikladnije umjesto T - v dijagrama koristiti p - v dijagram za vodu-vodenu paru s temperaturom kao što je prikazano na slici 1.25.

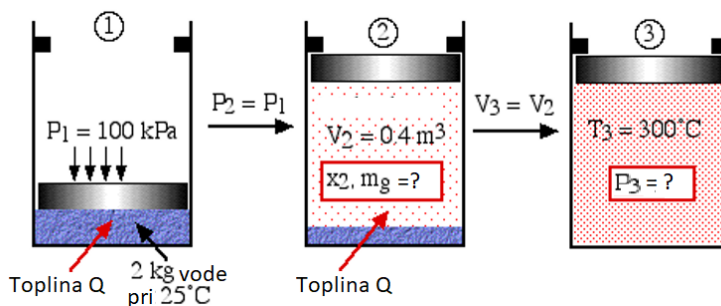


Slika 6.13. P - v dijagram za vodu-vodenu paru

Zbog visokog raspona tlakova i specifičnih volumena, prikladan je prikaz u Logaritamskoj skali. To je veoma neprikladno kod očitavanja vrijednosti, tako da se dijagrami uglavnom prikazuju kao skice u svrhu definiranja problema, a vrijednosti se očitavaju iz parnih tablica.

Primjer 2.1.

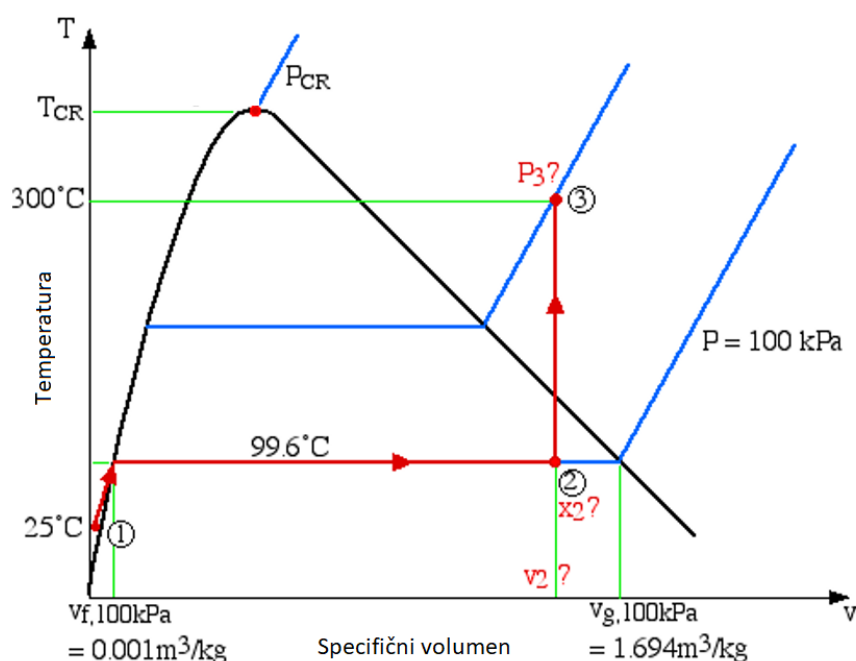
Dva kilograma vode pri 25°C su smještena u uređaju koji se sastoji od cilindra i klipa, pod tlakom od 100 kPa , kako je prikazano na slici 6.14.. Toplina se dovodi vodi pri konstantnom tlaku, dok klip ne dosegne zaustavljače pri ukupnom volumenu od $0,4\text{ m}^3$ (stanje 2). Nadalje još se topline dovodi pri konstantnom volumenu, dok temperatura vode ne dosegne 300°C (stanje 3). Potrebno je odrediti: (a) kvalitetu tekućine i masu isparene tekućine u stanju 2. i (b) odrediti tlak tekućine pri stanju 3.



Slika 6.14. a) Primjer zagrijavanja

Korak 1: Potrebno je uvijek nacrtati kompletni dijagram stanja i procesa problema i uključiti sve relevantne informacije na dijagramu. U ovom slučaju postoje tri stanja i dva procesa (konstantni tlak i konstantni volumen).

Korak 2: U slučaju zatvorenog sustava s tekućinom koja mijenja agregatno stanje, potrebno je nacrtati $T-v$ ili $P-v$ dijagram koji pokazuje sva relevantna stanja i procese na dijagramu. Kako se navelo prije, ovaj se dijagram neće nacrtati u stvarnoj veličini, međutim pomoći će u definiranju problema i pristupu ka rješenju. U slučaju pare, kada se određuju razne vrijednosti iz tablica za paru, te se vrijednosti dodaju u dijagram, kako je prikazano na slici 6.14.b):



Slika 6.14. b) Primjer zagrijavanja

Potrebno je uočiti da je $T-v$ dijagram baziran isključivo na intenzivnim svojstvima, dakle masa nije prikazana na dijagramu. Tako se ukazalo na dijagramu, da bi se odredila kvaliteta u stanju 2., potrebno je prvo odrediti specifični volumen v_2 , koji se tada može usporediti s vrijednostima zasićenja v_f i v_g pri tlaku od 100(kPa).

$$\text{Stoga } v_2 = V/m = 0,4 \text{ (m}^3\text{)} / 2 \text{ (kg)} = 0,2 \text{ (m}^3\text{/kg)}$$

$$x_2 = \left[\frac{v_2 - v_f}{v_g - v_f} \right]_{100kPa} = \left[\frac{0,2 - 0,001}{1,694 - 0,001} \right] = 0,118$$

$$x = \frac{m_g}{m} \rightarrow m_g = xm = 0,118(2 \text{ kg}) = 0,235$$

Što se tiče stanja 3, u pretpostavki problema se nije specificiralo da je u stanju pregrijane pare. Potrebno je prvo odrediti specifični volumen zasićene tekućine v_g pri $300(^{\circ}\text{C})$. ova vrijednost je $0,0216(\text{m}^3/\text{kg})$, što je mnogo manje od specifičnog volumena v_3 koji iznosi $0,2(\text{m}^3/\text{kg})$, te stavlja stanje 3, u područje pregrijane pare. Prema tome, dva intenzivna svojstva koja se koriste za određivanje tlaka u stanju 3 su $T_3 = 300(^{\circ}\text{C})$, i $v_3 = 0,2 (\text{m}^3/\text{kg})$. Kod pregledavanja tablica pregrijane pare, pronađeno je da najbliža vrijednost leži između $1,2(\text{MPa})$ i $1,4(\text{MPa})$, pa je stoga potrebno koristiti linearnu interpolaciju za određivanje stvarnog tlaka P_3 kako je prikazano ispod:

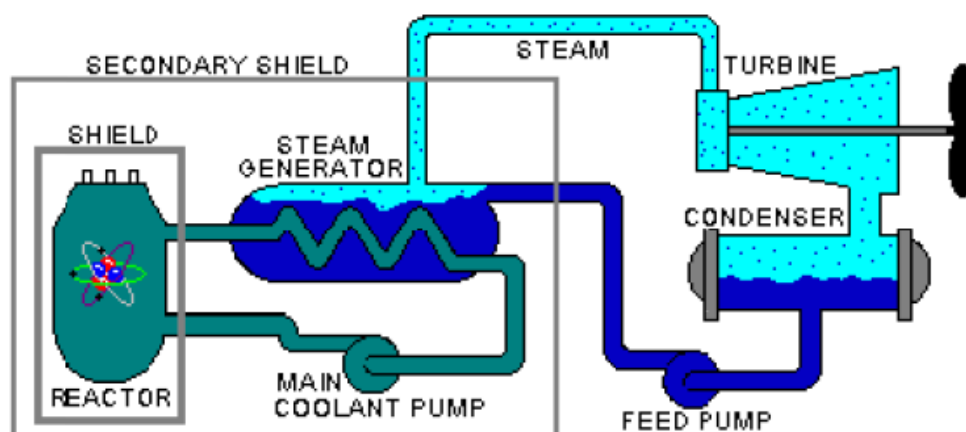
Tablica pregrijane pare na temperaturi $T_3 = 300 (^{\circ}\text{C})$

0,2139	$v_3 = 0,2$	0,1823
1,2	$P_3 = ?$	1,4

$$\frac{P_3 - 1,2}{1,4 - 1,2} = \frac{0,2 - 0,2139}{0,1823 - 0,2139} = 0,440 \rightarrow P_3 = 1,29(\text{MPa})$$

6.1.4 Nuklearni reaktori

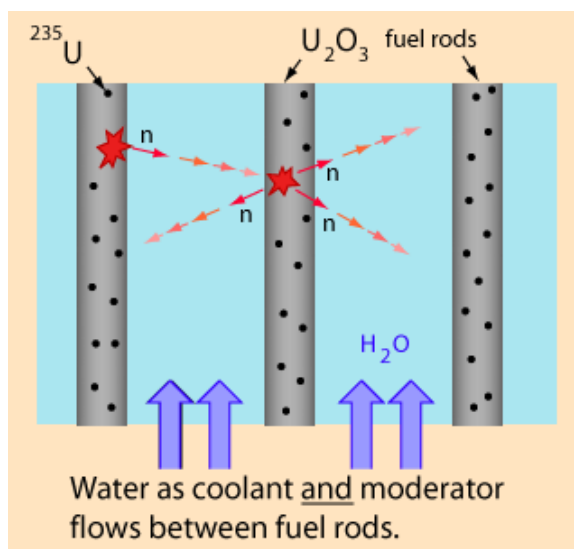
Za proizvodnju pare toplinskom energijom iz nuklearnih goriva koriste se vodocijevni generatori pare, grijani vodom iz reaktora pod visokim tlakom. Nuklearni reaktori koji su do sada ugrađivani na brodove pripadaju PWR (engl. *Pressurised Water Reactor*) tipu, hlađenim vodom pod visokim tlakom, kako ne bi došlo do vrenja vode i isparavanja. Osim PWR nuklearnih reaktora postoje: BWR (eng. *Boiling Water Reactor*) i LMFBR (engl. *Liquid Metal Fast Breeder Reactor*).



Slika 6.15. Nuklearni reaktor tipa PWR [7]

U PWR reaktoru, prikazan na slici 6.15., postoje dva kruga rashladne vode, primarni i sekundarni. U primarnom krugu koji se nalazi pod tlakom od $16(\text{MPa})$ voda prolazi preko jezgre i djeluje kao moderator i rashladno sredstvo. Toplinu koja nastaje fisijom nuklearnog goriva u jezgri voda preuzima i grije se na $330(^{\circ}\text{C})$. Zbog visokog tlaka, voda u primarnom krugu ne isparava već u generatoru pare predaje toplinu vodi sekundarnog kruga u kojem je

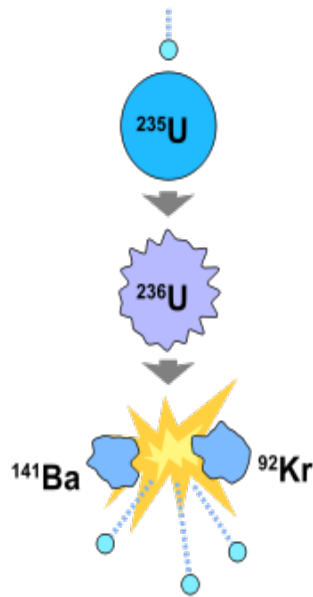
tlak niži, 6(MPa). Voda sekundarnog kruga isparava i grije se na 280(°C) te odlazi u parnu turbinu gdje ekspandira i proizvodi rad. Tlak na izlazu iz parne turbine je znatno niži od tlaka okoline a temperatura iznosi oko 35(°C). U kondenzatoru koji se hladi morskom vodom para prelazi u tekućinu temperature oko 25(°C). Napojna pumpa povećava tlak vode iz kondenzatora na tlak koji se nalazi u generatoru pare, 6(MPa). Prednost ovakvog dvostrukog kruga je da voda i vodena para u sekundarnom krugu nisu kontaminirani radioaktivnim materijalom.



Slika 6.16. Proces fisije u primarnom krugu nuklearnog reaktora tipa PWR [7]

Nuklearni reaktor kao gorivo koristi uranijeve okside, čiji sastav je masenog udjela oko 3% U_{235} i 97% U_{238} . Reakcije fisije, slika 6.16., U_{235} troše gorivo te proces postupno postaje manje efikasan. Nakon što se veći dio nuklearnog goriva potroši, odstranjuje se iz reaktora i pohranjuje na posebno mjesto. Neki od produkata fisije imaju dugi vijek poluraspada, pa se moraju sigurno pohraniti na tisuće godina. Zbog toga je zbrinjavanje nuklearnog otpada veliki izazov i predstavlja opasnost za narednih 100000 do milijun godina. Kao gorivo fisije moguće je osim uranija koristiti plutonij i torij. Uranij je neravnomjerno raspoređen na kopnu, a ima ga 0,91(ppm) u zemljinoj kori te 0,003(ppm) u oceanima.

Kada atom uranija U_{235} apsorbira neutron njegova jezgra se cijepa na produkte: primjerice atom cesija Ce_{140} i atom rubidija Ru_{93} , 3 neutrona i $3.2 \cdot 10^{-11}(J)$ energije (ili atom barija Ba_{141} i atom kriptona Kr_{92}), slika 6.17. Kompletna fisija 1(kg) U_{235} oslobađa $6,73 \cdot 10^{10}(kJ)$ topline što je više nego što se oslobodi izgaranjem 3000(t) ugljena. Zadaća moderatora je da usporava brze neutrone koji nastaju fisijom urana tijekom lančane reakcije. Usporeni neutroni lakše se apsorbiraju u jezgru nuklearnog goriva čime se održava kontrolirana lančana fisija U_{235} . Da bi obična voda mogla služiti kao moderator potrebno je obogatiti U_{238} s 2,5 do 3,5% urana U_{235} .

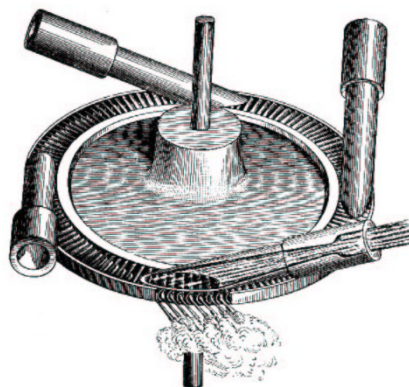


Slika 6.17. Fisija, [7]

6.1.5 Parne turbine

Prvu industrijski primjenjivu parnu turbinu konstruirao je i patentirao 1883. godine švedski inženjer Carl Gustav Patric de Laval (1845-1913). To je bila jednostupanjska akcijska parna turbina snage 5(kW) pri $26000(\text{min}^{-1})$, (slika 6.18.). Parni mlaz ubrzan u konvergentno-divergentnoj sapnici je nastrujavao na rotorsko kolo. Ovu nadzvučnu sapnicu je također konstruirao de Laval. Da bi mogla pogoniti strojeve manjih brzina vrtnje, razvio je 1897. dvostruki helikoidni reduktor, posebno konstruiran za brodove pogonjene turbinom. Treba napomenuti da je koristio nadkritične tlakove pare za svoje turbine.

Potpuno drukčije načelo u konstrukciji turbine koristio je engleski inženjer Charles Algernon Parsons (1854-1931). Njegova prva izvedba koja je 1884. godine prikazana u



Slika 6.18. Akcijska Laval turbina, [8]

javnosti, sastojala se od dvije grupe, svaka od po petnaest stupnjeva (statorskih i rotorskih lopatica). Para se dovodila na sredini turbine i ekspandirala u lijevoj i desnoj grupi stupnjeva (dvoprotočna izvedba) i time se poništavala aksijalna sila na rotor. Stoga je ukupni pad entalpije u turbini podijeljen na 15 stupnjeva. Ta prva Parsons-ova višestupanjska aksijalna reakcijska turbina, imala je snagu 7,35(kW) pri 18000(min⁻¹). Da bi pokazao prednosti turbinskog pogona u brodskoj propulziji, Parsons je konstruirao ne samo pogonski stroj, nego i trup broda koji je nazvao „Turbinia“. Brod je pogonila višestupanjska radijalna turbina snage 2000(KS) pri 2000(min⁻¹). To je bio prvi brod na turbinski pogon i u vožnji 1897. godine postignuta je brzina od 34 čvora.

6.1.6 Proces pretvorbe energije

Proces pretvorbe energije u osnovi je isti za plinske i parne turbine. Ova pretvorba energije može se ostvariti u jednom ili više stupnjeva, što ovisi o ukupnom padu entalpije.

Višestupanjske turbine se koriste radi ekonomičnije pretvorbe velikih padova entalpije. Ukupan pad entalpije koji prerađuje parna turbina, može se preraditi na dva osnovna načina:

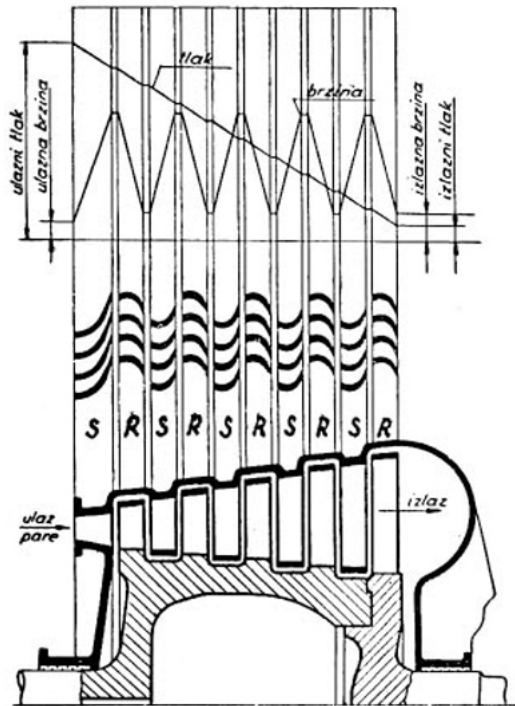
- Stupnjevanjem tlaka,
- stupnjevanjem brzine

Stupnjevanje tlaka je osnovna metoda za pretvorbu velikih padova entalpije i koristi se kod svih većih parnih i plinskih turbina. Umjesto u jednom stupnju, ukupan pad tlaka podijeli se na više stupnjeva, tako da u svakom od njih radni medij ekspandira za određeni Δp (vidi sliku 6.19.). Prema načinu na koji se vrši prerada pada entalpije u stupnju, turbine se dijele na:

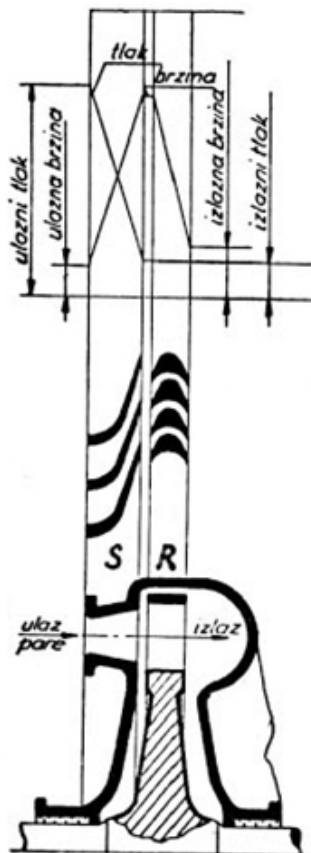
- akcijske turbine,
- reakcijske turbine.

Kod akcijske turbine ekspanzija se zbiva samo u statorskom dijelu (vidi crtu promjene tlaka na slici 6.20). Dakle, unutarnja energija radnog medija - tlak i temperatura, pretvara se u statoru u kinetičku energiju radnog medija, a u rotoru se ta kinetička energija mlaza, njegovim skretanjem pretvara u mehanički rad. Ovaj proces ponavlja se u svakom narednom stupnju kod višestupanjske akcijske parne turbine. Ispred i iza rotora vlada isti tlak, te zračnosti oko lopatica mogu biti veće. Rotori se čak buše radi lakšeg izjednačavanja tlaka.

Statorski red lopatica ne mora kod akcijskih turbina obuhvaćati cijeli opseg, pa se regulacija snage kod parnih turbina izvodi tako da se pojedine skupine sapnica prvog stupnja mogu isključivati i uključivati po potrebi i tako mijenjati protočnu količinu pare.

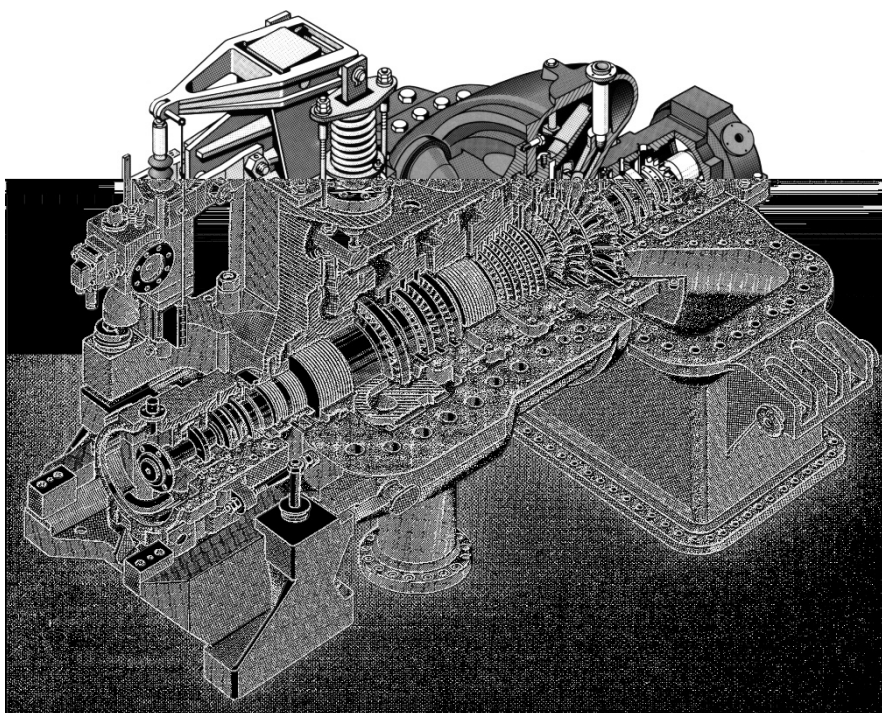


Slika 6.19 Shematski prikaz stupnjevanja tlaka višestupanjske reakcijske turbine, [9]



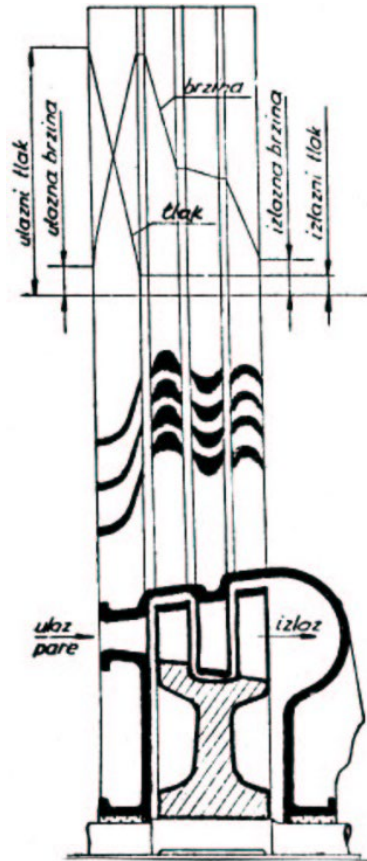
Slika 6.20. Shematski prikaz jednostupanjske akcijske turbine, [9]

Kod reakcijske turbine, ekspanzija se odvija u čitavom stupnju, što se može vidjeti iz crte promjene tlaka na slici 6.19. Ovdje se u statoru pretvara samo dio unutarnje energije u kinetičku energiju mlaza, dok se u rotoru pretvara ta kinetička energija i preostali dio unutarnje energije radnog medija koji se prerađuje u stupnju, u mehanički rad. Zbog toga rotorske lopatice moraju biti konvergentne, kako bi se i u njima ostvarila ekspanzija radne tvari. Kod reakcijske turbine tlak ispred i iza rotora nije jednak. Zbog toga rotor radi kao bubanj bez diskova i tako se smanjuje površina, odnosno sila koja djeluje u pravcu strujanja pare. Zbog „bježanja“ radnog medija kroz zračnosti (procjepe) oko rotorskih lopatica, moraju se ovi procjepi izvesti što manjeg presjeka. Dakle, reakcijske turbine proizvode rad po akcijskom i reakcijskom načelu. Turbinski stupanj s 40% reakcije ima 60% toplinskog pada po akcijskom načelu. Moguće je izraditi i čisto reakcijsku turbinu. U njoj bi se okretanje rotora dobilo samo kao posljedica reakcijske sile mlazova kao kod Heronove kugle, odnosno istog onog potiska koji uzrokuje let turbomlaznog zrakoplova ili rakete.



Slika 6.21. Kondenzacijska parna turbina s oduzimanjem pare tip EHNK-SIEMENS, [10],

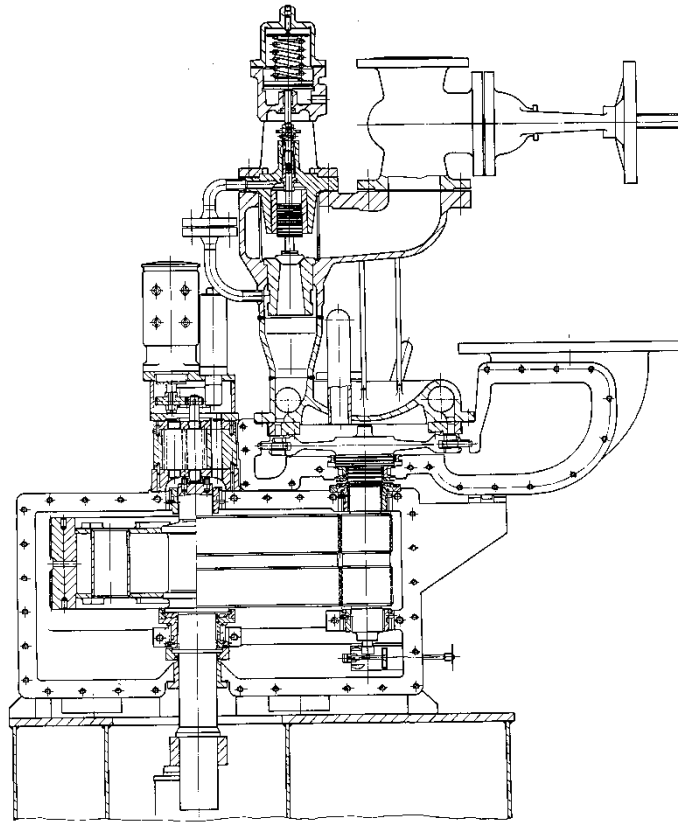
Stupnjevanje brzine je drugi način pretvorbe velikih padova entalpije kod parnih turbina. Po izumitelju ovog načela, takva turbina zove se Curtis turbina ili Curtis-ovo kolo. Načelna shema stupnjevanja brzine prikazana je na slici 6.22.



Slika 6.22. Shema Curtis turbine sa dva stupnja brzine, [9]

Ekspanzija se odvija samo u ulaznim sapnicama u kojima se postiže velika brzina pare od nekoliko stotina, do tisuću m/s. Dio te kinetičke energije koristi se u prvom vijencu rotora, a budući je brzina još velika, para se provodi kroz nepomične skretne lopatice u drugi radni vijenac rotora. Ovaj postupak se može ponoviti više puta dok se kinetička energija dovoljno ne iskoristi. Uobičajeno je da se Curtisova turbina smatra jednim stupnjem, a umjesto o broju stupnjeva, govori se o broju vijenaca rotorskih lopatica. Ako Curtis-ov stupanj treba preraditi isti pad entalpije kao i „prosti“ akcijski stupanj, onda on ima toliko puta manju obodnu brzinu od prostog akcijskog stupnja koliko ima stupnjeva brzine. Iz tog razloga, Curtis-ovi stupnjevi omogućuju znatno jednostavnije konstrukcije, naročito u slučaju kada turbina treba preraditi znatan pad entalpije. Međutim, Curtis-ov stupanj ima manju efikasnost od uobičajenih akcijskih stupnjeva, budući da kod velikih brzina mlaza, nastaju i veliki gubici uslijed trenja i vrtloženja. To znači da Curtis-ov stupanj omogućuje izvođenje jeftinijih turbina, ali manje efikasnosti.

Iz navedenog proizlazi da će se Curtisova kola primjenjivati u višestupanjskim parnim turbinama gdje se kao prvi stupanj ugrađuje Curtisovo kolo. Slijedeći stupnjevi izvode se stupnjevanjem tlaka. Curtis-ovo kolo koristi se i u parnim turbinama male snage s većim padom entalpije, i u slučajevima kada je zbijenost konstrukcije važnija od ekonomije u potrošnji pare, kao što je brodska parna turbina za vožnju krmom.



Slika 6.23. Brodska Curtis turbina za pogon pumpi tereta i pumpi balasta tip VK 0,63 E1V - ABB Power Plants Ltd., [10]

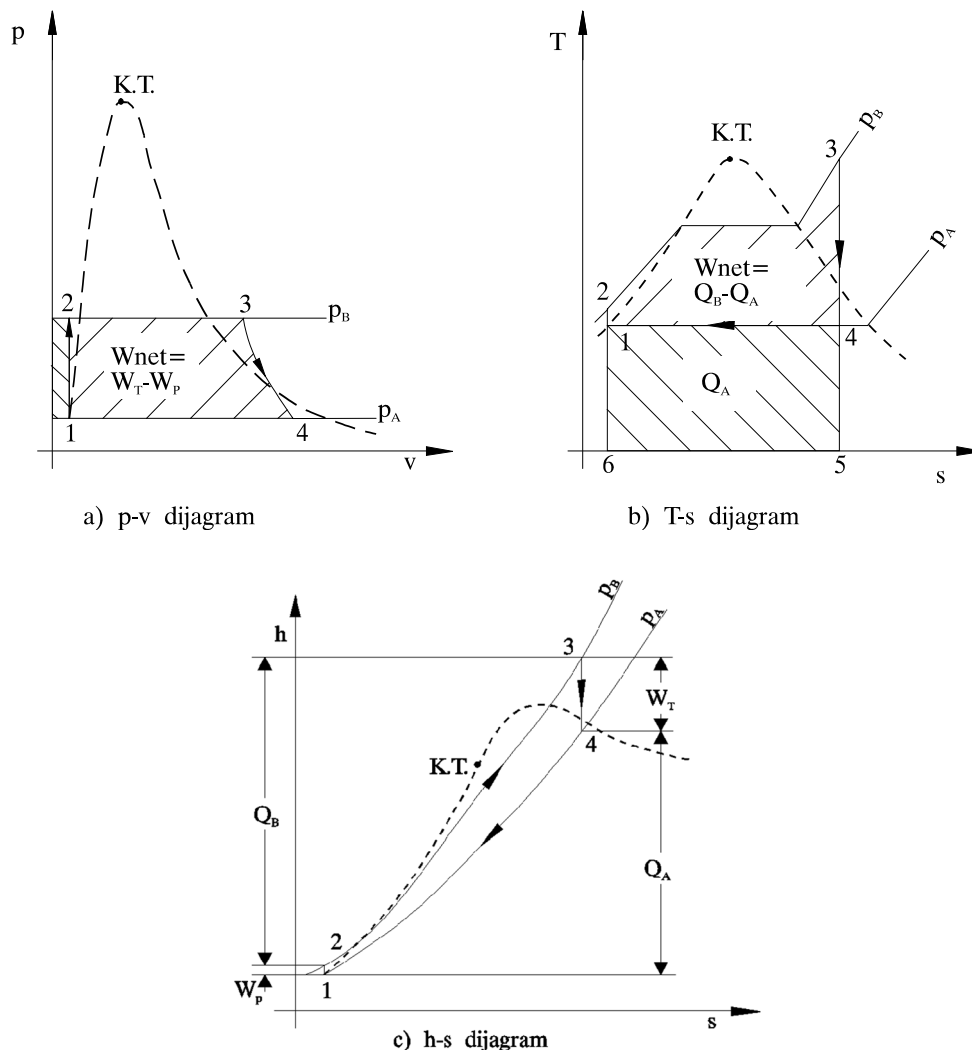
Curtis-ovo kolo zbog relativno niske efikasnosti nije našlo primjenu kod plinskih turbina. Na slici 6.23. prikazana je brodska Curtisova turbina za pogon pumpi tereta i balast.

6.1.7 Parno turbinski ciklus

Parno postrojenje koje bi radilo po idealnom ciklusu s parom istog tlaka i temperature na ulazu u turbinu i s istim tlakom i temperaturom na izlazu iz turbine, i pri tome ne bi imalo nikakvih gubitaka, već proizvodilo najveći mogući rad pri ovim zadanim uvjetima, jest idealan (reverzibilan) Rankine-ov ciklus. Iz drugog zakona termodinamike zna se, da svi nepovratni procesi pri proizvodnji rada imaju određene gubitke. Zbog toga svi procesi unutar idealnog Rankine-ovog postrojenja moraju biti reverzibilni. Budući je idealan Rankine-ov proces interno reverzibilan:

- ne smije biti pada tlaka uslijed renja u kotlu, kondenzatoru i cjevovodu,
- strujanje kroz turbinu i napojnu pumpu mora biti bez trenja.

Kod idealnog postrojenja ne smije također biti gubitaka energije od bilo kojeg dijela postrojenja u okolinu. U tom slučaju, ekspanzija radnog medija u turbini i kompresija u napojnoj pumpi biti će adijabatske i bez trenja, pa će ova dva procesa biti izentropska.



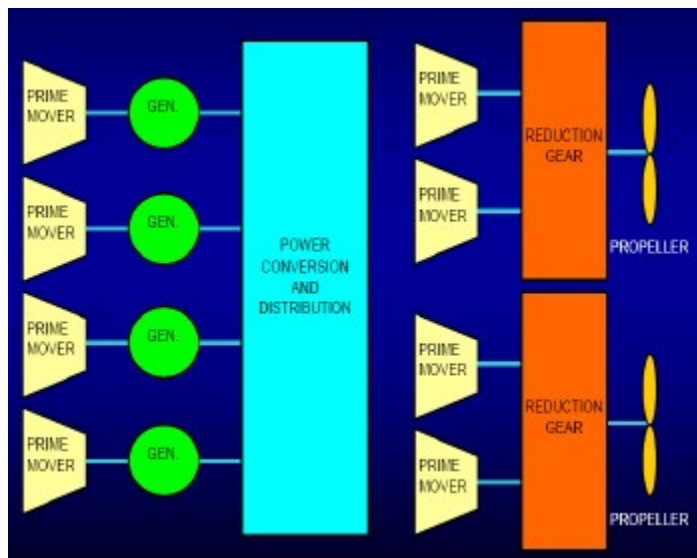
Slika 6.24. Rankine-ov (Clausius-ov) ciklus

Ovaj idealan Rankine-ov proces prikazan je dijagramima na slici 6.24. Porast specifičnog volumena, temperature i entalpije vode u napojnoj pumpi, prikazan je uvećan u namjeri da se jasno označi priroda procesa u pumpi. U stvarnosti porast temperature u napojnoj pumpi bio bi tako malen da bi točka 2 na T -s dijagramu pala u točku 1.

6.1.8 Primjena parnih turbina u trgovačkoj mornarici

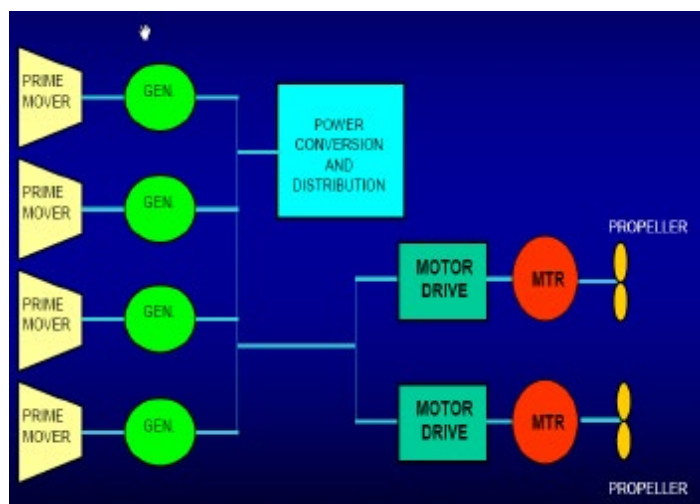
Komercijalna primjena parnih turbina počinje krajem devetnaestog stoljeća. Unutar dvije godine nakon „Turbinie“ porinuta su dva razarača, brod njezinog veličanstva (HMS), „Viper“ i „Cobra“ s Parsonovim turbinama. Prvi putnički parno turbinski brod „King Edward“ zaplovio je 1901., a 1906. prvi bojni brod „HMS Dreadnought“. 1906., također ugrađuju se i na „TS Mauretania“ Parsonsove parne turbine za glavni pogon te za pomoćne svrhe, ukupne snage 73000(KS). Kako tada još nisu bili konstruirani reduktori za tako velike snage, direktni pogon s turbine na propeler dao je preveliku brzinu vrtnje brodskog vijka, odnosno malu efikasnost propulzije. U početku primjene parnih turbina zbog nedostatne tehnologije proizvodnje zupčanika, za prijenos većih snaga više se preferirala turboelektrična propulzija. General Electric Co. je 1915. godine parno turbinski brod „Pacific“ ugradila prvi reduktorski prijenos s parne turbine na brodski vijak. Nakon toga počinje široka primjena parnih turbina s reduktorima kako za pogon brodova tako i za pogon pomoćnih strojeva.

Od 1930. do 1980. parne turbine u kombinaciji s reduktorima predstavljaju standard brodske propulzije većih snaga koje nisu mogli biti ostvarene Diesel pogonom, slika 6.25.



Slika 6.25. Turbinski pogon za proizvodnju električne energije i poriv broda, [11]

Primjena parnih turbina bila je značajna kod manjih tankera i s turboelektričnom propulzijom. Jedan od bitnih razloga bio je utjecaj USA-a koje su izradile izuzetno uspješan i po cijelom svijetu prisutan tanker T2 razvijen još za vrijeme drugog svjetskog rata. Budući da nisu imale vlastitu industriju sporokretnih Diesel motora, koji uz to tada nisu bili visoke kvalitete, za ove brodove odabrali su parni turbo-električni pogon. Međutim, nezavisni vlasnici tankerskih kompanija zbog manje potrošnje Diesel motora uglavnom su gradili motorne tankere. Proizvođači Diesel motora i brodograditelji pokušali su konkurirati parnim turbinama velikih snaga ugradnjom dva motora s dva propelera, međutim pokazalo se da su dvostruki propeleri za ovu klasu brodova pogrešno rješenje.



Slika 6.26. Turbo električni pogonski sustav, [1]

Da bi se u specifičnoj potrošnji goriva približili Diesel motoru, proizvođači parnih turbina povećavali su ulazno stanje pare, što je vodilo uvođenju međupregrijanja i usavršavanju

reduktora koji su omogućavali veće redukcijske omjere, a time niže brzine vrtnje propelera. Povećanje ulaznih parametara pare i međupregrijanje smanjivali su specifičnu potrošnju goriva, a niske brzine vrtnje propelera povećavali su efikasnost propulzije.

Povećanje temperature ulazne pare bilo je umjereno i iznosilo je od 450 do 525(°C). Međutim, tlakovi pare povećani su s 42 na 104 bara što je prouzročilo znatno smanjenje dimenzija visokotlačne turbine, kraće visine lopatica i uvođenje superkritičnih rotora. Brzine visokotlačnih rotora povećane su do 6700(min⁻¹) s 1500(min⁻¹), koliko su imale tipične Parsons-ove reakcijske turbine.

Prihvatanje jednoravninskih zupčanika omogućilo je korištenje planetarnih zupčanika u prvoj redukciji, veću kompaktnost stroja i olakšalo prihvatanje aksijalnog strujanja prema kondenzatoru čime su se smanjili izlazni kinetički gubici. Ujedno su generatori i napojna pumpa pogonjeni preko ovih reduktora. Sve zajedno omogućilo je značajno smanjenje u težini stroja, čak 30%.

1956. godine kompanije Canadian Pacific i Fairfields uvele su na brodove tipa Empress, međupregrijanje, koje je već dugo vremena bila uobičajena praksa kod proizvodnje električne energije na kopnu. Problem uvođenja međupregrijanja bio je povezan sa zahtjevima manevre i kod vožnje krmom, kada međupregrijaču nedostaje pare pa može pregoriti. Povećana inercija pare u sustavu također predstavlja problem kontrole pare u turbini u slučaju iznenadnog pada opterećenja.

Ovi problemi su prevladani uvođenjem bypass-a vrućih plinova kod međupregrijača u glavnom kotlu, i dodatnim ventilima kod prekoračenja brzine vrtnje koji su smješteni odmah iza međupregrijača.

Usprkos svih napora proizvođača parnih turbina, u 80-tim godinama ostala je razlika u termičkoj efikasnosti od gotovo 20% u korist Diesel motora, razlika koja bi danas vjerojatno bila i veća, i teško je vjerovati da će biti prevladana.

Drugi tipovi brodova imali su mali utjecaj na svjetskoj sceni. Jedini značajan putnički brod na parni pogon je „Queen Elisabeth2“ izgrađen 1969. godine. To nije bio uspješan inženjerski poduhvat, i prije nekoliko godina ugrađeni su mu Diesel motori umjesto parnih turbina. Brzi container brodovi klase Bay i Sealand su imali snažne parne turbine, ali se komercijalno nisu iskazali pa su u mnogima od njih parne turbine zamijenjene Diesel motorima.

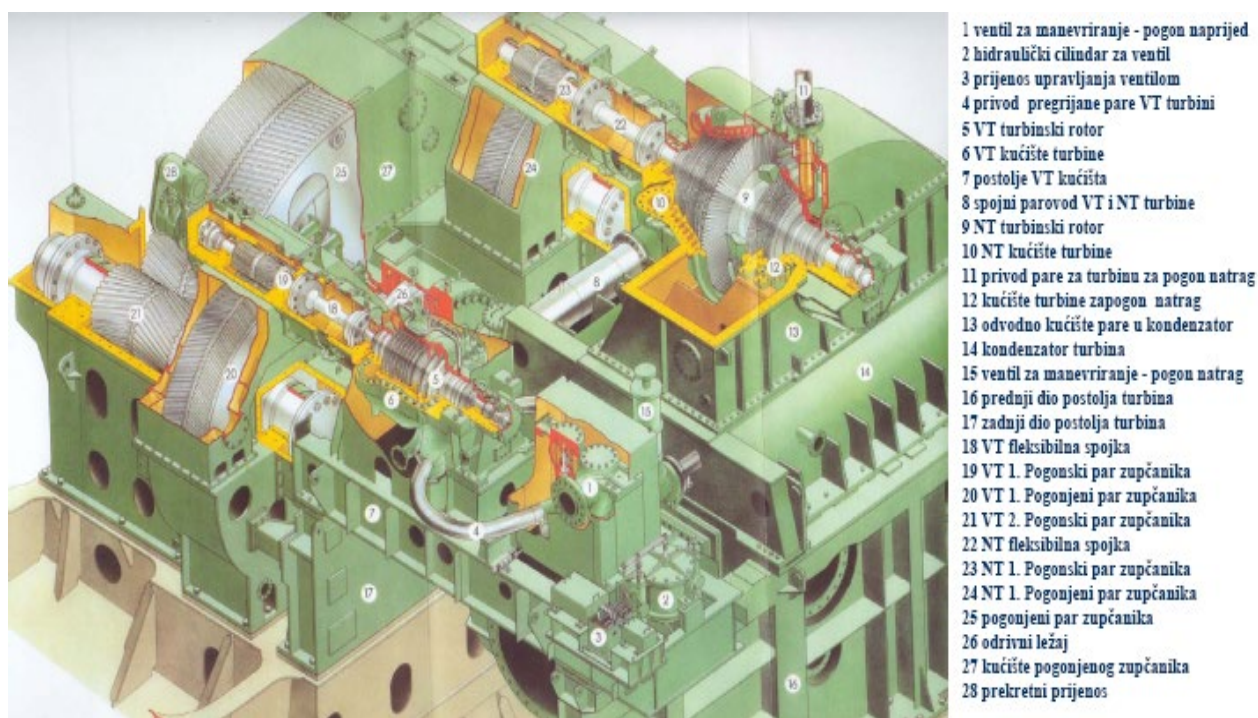
Brodogradilište „SPLIT“ je 1957. godine isporučilo riječkoj „Jugoliniji“ višenamjenski teretni brod „MARJAN“ od 10270(tdw). Brod je pokretala parna turbina proizvedena u Jugoturbini snage 3090(kW) i razvijala je brzinu od 14 čvorova. Također u Brodogradilištu „SPLIT“ za Jugoliniju su 1956. izgrađeni brodovi na parno turbinski pogon: „Drvar“, „Radnik“ i „Šibenik“.

Izgradnjom tankera „Universe Daphne“ 1960. godine od 115000(tdw) i 25 000(KS), što je bilo dvostruko više od tada najvećih brodova u pogonu, otvara se era velikih trgovačkih brodova, tankera i bulkcarriera. Od 1965. do 1980. godine rade se sve veći tankeri od 150000(tdw) pa sve do 560000(tdw), tj. Oil tanker „Seawise Giant“, s 564650(tdw). To je prouzročilo veliku potražnju za snagom od 30000 do 50000(KS) po jednom propeleru, što je često nadmašivalo snagu Diesel motora koji su tada bili na tržištu. Kako su mogućnosti maksimalne pogonske snage bili osnovni kriterij izbora pogona, došlo je do velike primjene

parnih turbina, pa su u to vrijeme potražnje za super tankerima parne turbine doživjele procvat. Ova značajna era za parne turbine trajala je kratko, do 1974. godine. Kao odgovor na naftnu krizu i veliki porast cijene nafte 1973. godine, povećava se proizvodnja nafte na nalazištima bliže centrima prerade i potrošnje, posebno u Sjevernom moru, a također je došlo do povećane ekonomije u potrošnji goriva, tako da je došlo do značajnog smanjenja potreba za velikim tankerima. 1975. godine ponovno se otvara Sueski kanal, što dodatno smanjuje potražnju za većim brodovima, a 1979. izbija druga naftna kriza koja je upravo zbog neprilagođavanja novim uvjetima mnogim brodarima označila kraj.

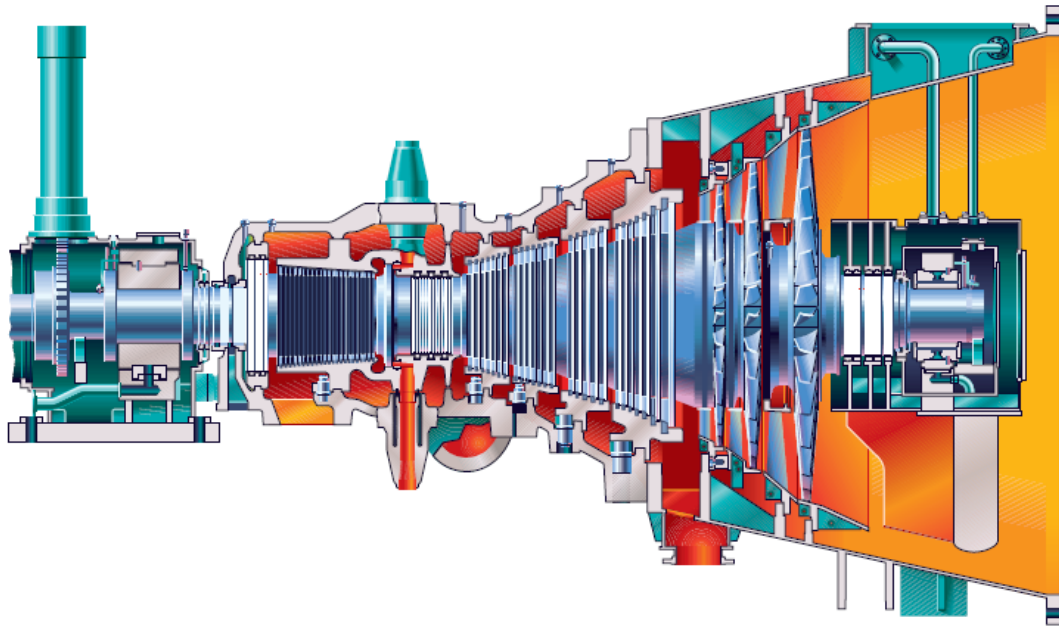
Turbinski pogon zbog znatno veće potrošnje goriva u odnosu na Diesel motor, poslije druge energetske krize dosta gubi na udjelu (od 1980. godine sa 32% udjela svjetskog GT pada na 17% u 1988. godini).

Brodске parne turbine bile su velika konkurencija Diesel motornom pogonu od 1960. do 1973. godine. Onog momenta kada je Diesel motor mogao razvijati dovoljno visoke snage za pogon najvećih brodova i kada je mogao koristiti tekuća goriva najlošije kvalitete koja su se koristila za loženje parnih kotlova, prednost njegovog termodinamičkog ciklusa uzrokovala je gotovo nestanak parno turbinskog pogona u trgovačkoj mornarici. Jedino gdje se parna turbina zadržala je kod brodova za prijevoz prirodnog ukapljenog plina i brodova koji za pogon koriste ugljen. Za sada, naponi inženjera koji se bave razvojem i proizvodnjom parnih turbina i kotlova usmjerena je razvoju modernih donjih parnih ciklusa kod Diesel pogonskih postrojenja, i plinsko-parnih kombiniranih postrojenja koja se sve više koriste u proizvodnji električne energije na kopnenim postrojenjima zbog visoke efikasnosti do 60%.



- 1 ventil za manevriranje - pogon naprijed
- 2 hidraulički cilindar za ventil
- 3 prijenos upravljanja ventilom
- 4 privod pregrijane pare VT turbini
- 5 VT turbinski rotor
- 6 VT kućište turbine
- 7 postolje VT kućišta
- 8 spojni parovod VT i NT turbine
- 9 NT turbinski rotor
- 10 NT kućište turbine
- 11 privod pare za turbinu za pogon natrag
- 12 kućište turbine zapogon natrag
- 13 odvodno kućište pare u kondenzator
- 14 kondenzator turbine
- 15 ventil za manevriranje - pogon natrag
- 16 prednji dio postolja turbine
- 17 zadnji dio postolja turbine
- 18 VT fleksibilna spojka
- 19 VT 1. Pogonski par zupčanika
- 20 VT 1. Pogonjeni par zupčanika
- 21 VT 2. Pogonski par zupčanika
- 22 NT fleksibilna spojka
- 23 NT 1. Pogonski par zupčanika
- 24 NT 1. Pogonjeni par zupčanika
- 25 pogonjeni par zupčanika
- 26 odzivni ležaj
- 27 kućište pogonjenog zupčanika
- 28 prekretni prijenos

Slika 6.27. Izvedba parnoturbinskog pogona s reduktorima, [12]



Slika 6.28. Poprečni presjek jedno-kućišne parne turbine tip A9 tvrtke General Electric
Stanje pare na ulazu: 140(bar) i 565(°C), [12]

Glavni razlog korištenja parno turbinskog pogona kod brodova za transport ukapljenog prirodnog plina je mogućnost jednostavnog izgaranja isparenog plina tijekom plovidbe. Oko 0,13% plina koji se prijevozi u LNG tankerima dnevno ispari. Kako bi se zadržao tlak u tankovima tereta unutar dozvoljenih granica ovaj plin treba ispustiti iz tankova. Tipično parno turbinsko postrojenje LNG tankera sastoji se od dva kotla u kojima se izgara HFO i ispareni plin. Parna turbina pogoni brodski vijak fiksnog uspona, preko reduktora. Za proizvodnju električne energije koriste se dva parno turbinska generatora i jedan ili više Diesel generatora.



Slika 6.29. LNG CROATIA - Plutajuće jedinice za prihvata, skladištenje i uplinjavanje - FSRU, [21]

Jedan od najznačajnijih energetske projekata u Hrvatskoj u novije vrijeme, svakako je izgradnja „Plutajuće jedinice za prihvata, skladištenje i uplinjavanje - FSRU“. Za taj projekt je Golar Power Limited napravio 2020. g. novu konverziju postojećeg LNG tankera u FSRU brod

nazvan LNG CROATIA (slika 6.29.). Brod je zadržao pogon na parne turbine Hyundai-Mitsubishi, ali je za potrebe postrojenja za uplinjavanje ugradio suvremene motore na dvojno gorivo Wärtsilä 12V34DF ukupne snage preko 17 (MW) koji kao gorivo koriste upravo plin koji se uplinjava. Čitavo postrojenje i motori zadovoljavaju najstrože uvjete za zaštitu okoliša a motori su i dodatno opremljeni selektivnim katalitičkom redukcijom za smanjenje NOx emisija u slučaju rada na dizelsko gorivo.

Tipična parna turbina MHI (Mitsubishi Heavy Industry Ltd.) za poriv standardnog tankera nosivosti 135000(m³) ukapljenog prirodnog plina ima sljedeće karakteristike prikazane u Tablici 6.1.

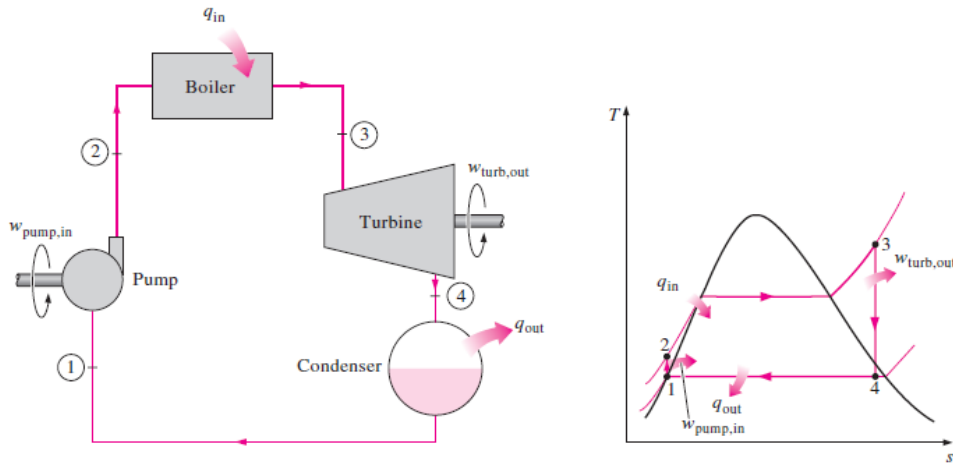
Tablica 6.1. Tipična parna turbina za pogon LNG tankera

Karakteristike	Maksimalna trajna snaga	NSR (90% MCR)	Turbina za vožnju krmom
Ukupna snaga	26 800 kW	24 120 kW	10 700 kW
Broj okretaja VT turbine	5 888 min ⁻¹	5 683 min ⁻¹	
Broj okretaja NT turbine	3 408 min ⁻¹	3 289 min ⁻¹	2 374 min ⁻¹
Broj okretaja propelera	89 min ⁻¹	85.9 min ⁻¹	62 min ⁻¹

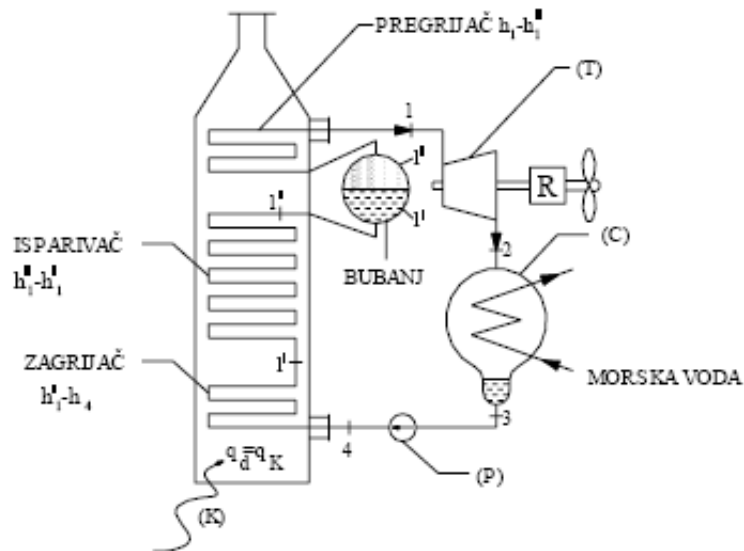
Navedeni tip turbine je MHI MS 40-2. Radi se o dvoosovinskoj turbini. Turbina za vožnju krmom je na istoj osovinu kao i NT turbina. Zahtjev je klasifikacijskih društava da njen broj okretaja mora iznositi minimalno 70% od maksimalnog broja okretaja turbine za vožnju naprijed u trajanju ne manjem od 30 minuta, što iznosi 62(min⁻¹) propelera. Visokotlačna turbina je impulsna i sastoji se od jednog Curtisovog kola s dva vijenca te sedam akcijskih stupnjeva. Niskotlačna turbina je kombinirana akcijska-reakcijska s četiri impulsna stupnja te četiri reakcijska stupnja. Turbina za vožnju krmom također je impulsna s dva Curtisova vijenca i dva impulsna stupnja. U normalnim uvjetima turbina je konstruirana da radi s ulaznim parametrima pregrijane pare temperature 520(°C) i tlaka 56,8(bar). Tlak kondenzatora je vakuum od 722(mm Hg).

Najveći nedostatak parno turbinskog pogona je niska efikasnost ukupnog postrojenja od oko 26% pri punom opterećenju, a pri djelomičnom opterećenju ova efikasnost znatno opada.

Razvoj LNG tankera ide u značajnom povećanju nosivosti s 150000(m³) na 180000 i na 200000(m³). A očekuje se skoro povećanje nosivosti na 250000(m³).

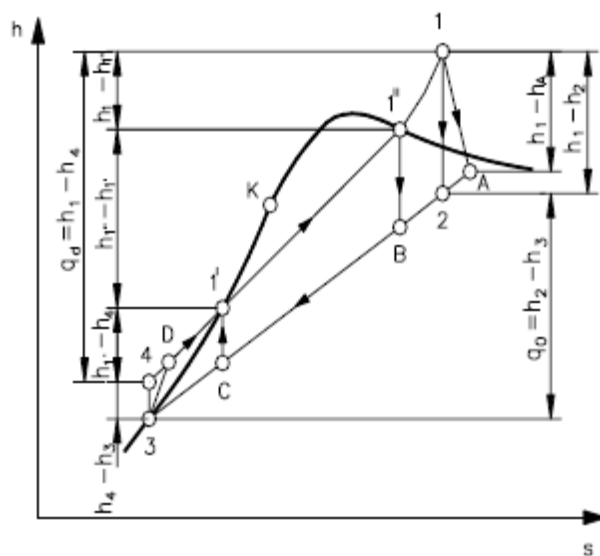


Slika 6.30. Jednostavan idealni Rankine-ov parno turbinski ciklus, [13]

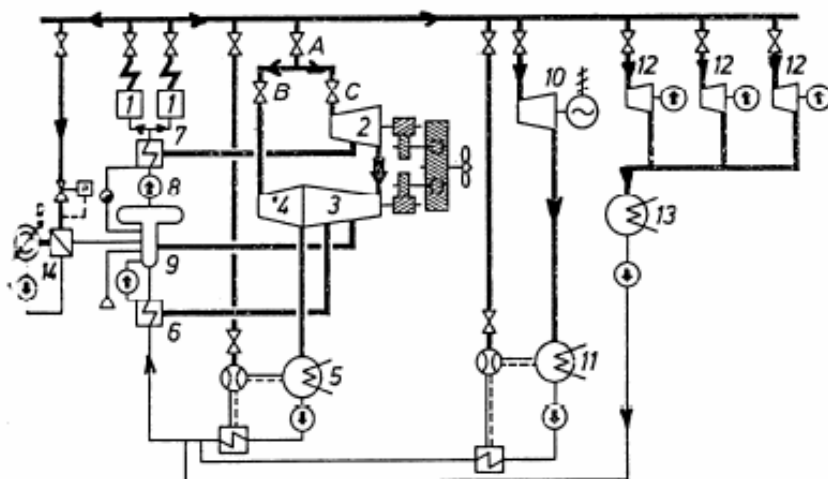


Slika 6.31. Shematski prikaz parnoturbinskog postrojenja

Za rad parne turbine potrebna je vodena para koja ekspanzijom kroz turbinu stvara rad u obliku zakretnog momenta velike brzine vrtnje, koji se uobičajeno preko reduktora predaje brodskom vijku. Vodena para proizvodi se u parnom kotlu (generatoru pare) isparavanjem vode. Voda isparava izgaranjem fosilnih goriva u ložištu parnog kotla, to su klasična parno turbinska postrojenja, shema postrojenja prikazana je na slici 6.33, a idealni proces parno turbinskoga ciklusa prikazan je na slici 6.32.



Slika 6.32. $h - s$ dijagram parnoturbinskog postrojenja



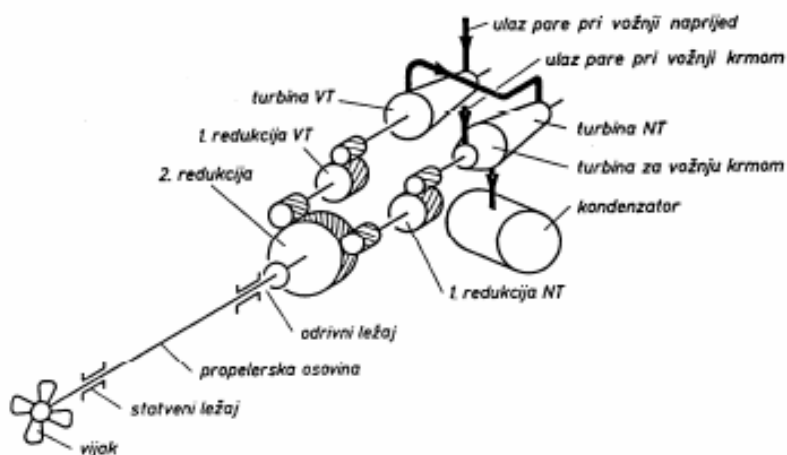
Shema parnog postrojenja turbinskog tankera: 1-kotao, 2-turbina VT, 3-turbina NT, 4-turbina za vožnju krmom, 5-glavni kondenzator, 6 i 7-zagrijivači kondenzata, 8-napojna pumpa, 9-otplinjač, 10-turbogenerator, 11-pomoćni kondenzator, 12-pumpe za krcanje tereta, 13-atmosferski kondenzator, 14-pretvarač pare

Slika 6.33. Shema parno-turbinskog postrojenja na tankerima

Shema parnoturbinskog postrojenja na tankerima prikazana je slikom 6.33., a $h-s$ dijagram parnoturbinskog postrojenja prikazan je na slici 6.32., sa sljedećim opisom. Para se proizvodi u kotlovima 1. Zatim se pregrijava para visokog tlaka ekspanzijom u turbini pretvara se najprije u kinetičku energiju a potom u mehanički rad koji se preko reduktora velikih dimenzija prenosi brodskom vijku. Uobičajeno se ugrađuje visokotlačna turbina 2 i niskotlačna turbina 3 koje služe za vožnju naprijed. Para iz turbine niskog tlaka struji u kondenzator 5 gdje se hladi morskom vodom i prelazi u slatku napojnu vodu za kotao. S obzirom na to da je turbina neprekretan stroj, za vožnju krmom u ovom slučaju se koristi posebna turbina 4, koja se kod vožnje naprijed vrti unazad u vakuumu. Ventilom C dovodi se para za vožnju naprijed, a ventilom B za vožnju krmom.

Turbogenerator 10 proizvodi električnu energiju za potrebe brodske mreže. Brodsku električnu centralu u parnoturbinskom postrojenju uobičajeno čine dva turbogeneratorsa i jedan Diesel agregat. Para na izlazu iz turbogeneratorsa kondenzira u pomoćnom kondenzatoru 11 koji se hladi morskom vodom.

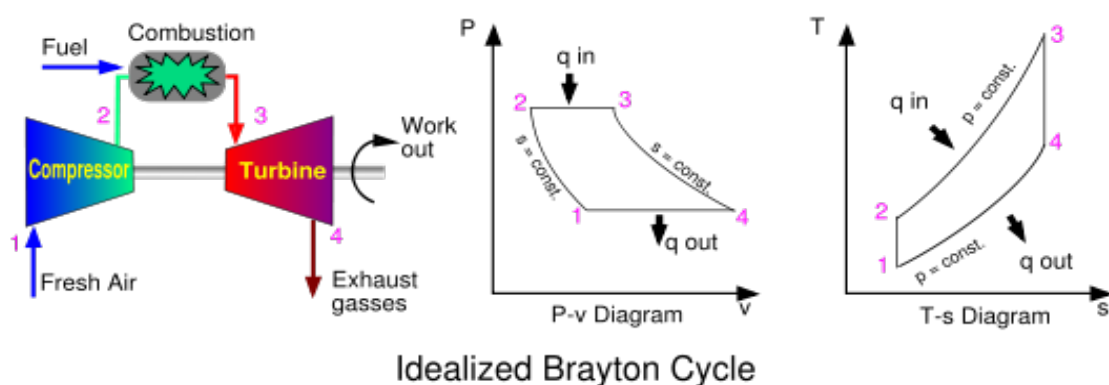
Za ukrcaj i iskrcaj tereta koriste se pumpe tereta koje se u ovakvim slučajevima pogone vertikalnim parnim Curtisovim turbinama 12. U pretvaraču 14 proizvodi se para odgovarajućih parametara podesnih za potrebe grijanja na brodu.



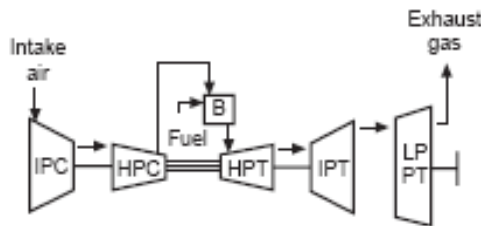
Slika 6.34. Pojednostavljena shema parno-turbinskog postrojenja

6.2 PLINSKE TURBINE

Idealni ciklus plinske turbine prikazan je na sljedećoj slici 6.35.. Tipična izvedba brodske plinske turbine prikazana je na slici 6.36..



Slika 6.35. Načelo rada plinske turbine – Braytonov ciklus [13]



Slika 6.36. Tipična izvedba brodske plinske turbine jednostavnog ciklusa

Prva plinska turbina u brodskom pogonu ugrađena je na Royal Navy motor gunboat „MGB 2009“ 1947. godine. Prvi veliki brod pogonjen plinskom turbinom bio je Royal Navy „Tribal“ class rigate „HNS Ashanti“ (F117), a primopredaja broda bila je 1961. godine.

Primjena plinske turbine za pogon trgovačkih brodova javlja se 50-tih godina 20. stoljeća. Kompanija Shell je na tanker „Auris“ ugradila plinsku turbinu specifične potrošnje goriva od 260,75(kW), a tvrtka Marad na brod „John Sergeant“ s potrošnjom od 171,35(kW). Oba postrojenja imala su regeneratore topline i izvedena su iz industrijskih plinskih turbina. Kao što je očito, potrošnja goriva bila je visoka, a problemi s izgaranjem rezidualnih goriva nisu bili riješeni pa brodovi nisu ni plovili redovno. Poslije ovih neuspjeha dugo nije bilo sličnih pokušaja.

Tek 1970. godine Pratt & Whitney američki proizvođač avionskih plinskih turbina pokušao je sa jedinicom FT4-A od 44700(kW), koja je ugrađena u Euroline container brodove razvijala brzinu od 30 čvorova. Ove pogonske jedinice bile su razvijene iz avionskih plinskih turbina i koristile su skupo destilirano gorivo. Premda nisu imale regeneratore topline potrošnja im je bila 290(g/kWh), no to nije bilo dovoljno u nadmetanju s motornim containerskim brodovima, pa su na sva četiri broda koliko ih je bilo izgrađeno naknadno ugrađeni Diesel motori.

Broken Hill Proprietary Co. izgradio je 1973. godine dva Ro-Ro broda od 15 000 BRT, „Iron Monarch“ i „Iron Duke“. Pokušalo se sa po dvije prilagođene industrijske plinske turbine General Electric MS 5000 relativno umjerene snage od 13037,5(kW). Ove dvije radne turbine pokretale su jedan brodski vijak s upravljivim usponom krila preko dvostrukog zupčastog reduktora. Također je bio ugrađen regeneratore topline velikih dimenzija. Upravo ovi regeneratori uzrokovali su najviše problema u eksploataciji. Popravlak regeneratora bio je izuzetno težak na brodu pa su se ponekad plinovi zaobilazno vodili u dimnjak što je smanjivalo efikasnost postrojenja za 30%. Kao gorivo se koristilo rezidualno gorivo uz tretman dvostrukog ispiranja, međutim dolazilo je do nepremostivih teškoća kod miješanja goriva iz različitih izvora.

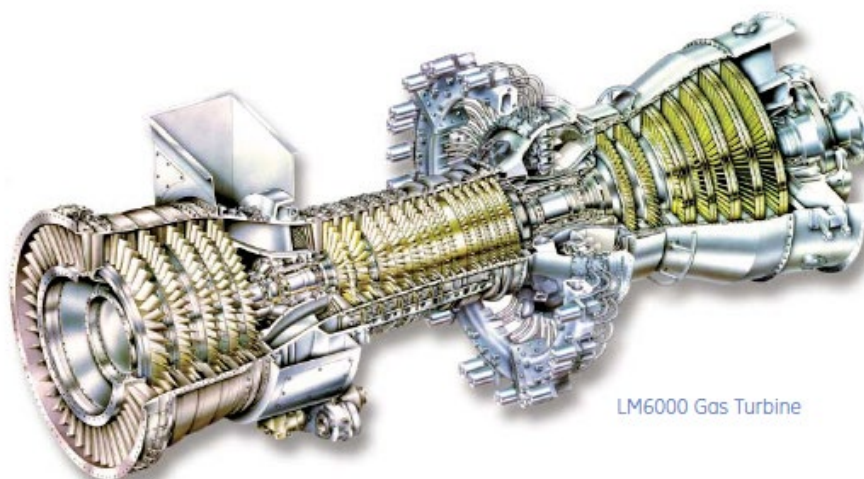
Od 1974. do 1977. godine pokušalo se s kombinacijom plinsko-turbinskog i električnog pogona preko broskog vijka s fiksnim usponom i broskog vijka s upravljivim usponom krila, ali nijedan od pokušaja nije imao komercijalnog uspjeha i svi su kasnije zamijenjeni Diesel pogonom.

I da nema velikih problema s regenerativima, plinsko turbinski ciklus nije konkurencija Diesel motoru sve dok se ne postignu visoke maksimalne temperature procesa koje su za sada nedostižne.

Kao zaključak može se reći da plinske turbine neće imati primjenu u trgovačkoj mornarici sve dok:

1. Nova tehnologija primjenom novih materijala ne omogući znatno više maksimalne temperature procesa.
2. Ne izvrši razvoj efikasnih i po dimenzijama malih regeneratora topline.
3. Čista goriva ne postanu dostupna po prihvatljivim cijenama, ili razviju plinske turbine koje mogu koristiti jeftina rezidualna goriva.

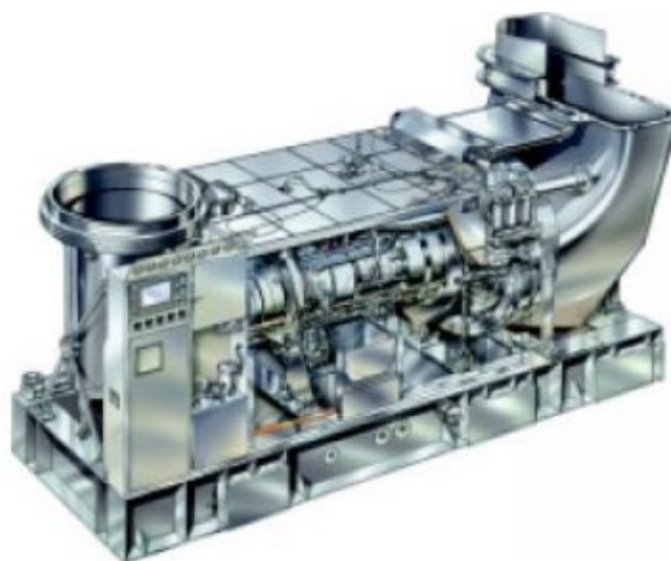
Posljednjih godina proizvođači plinskih turbina postigli su značajan napredak. Plinska turbina LM6000 tvrtke „General Electric“, slika 6.37., izvedena iz avionske plinske turbine GE CF6-80C2 razvija maksimalnu snagu od 44,8(MW) s efikasnošću od 42,7%. Sastoji se od 17 kompresorskih stupnjeva ukupnog kompresijskog omjera 28,5:1, niskotlačni kompresor LPC ima 5 stupnjeva a visokotlačni kompresor HPC14 stupnjeva. Komora izgaranja je prstenastog tipa s 30 gorionika. Turbina se sastoji od visokotlačne turbine HPT od 2 stupnja i niskotlačne turbine LPT od 6 stupnjeva.



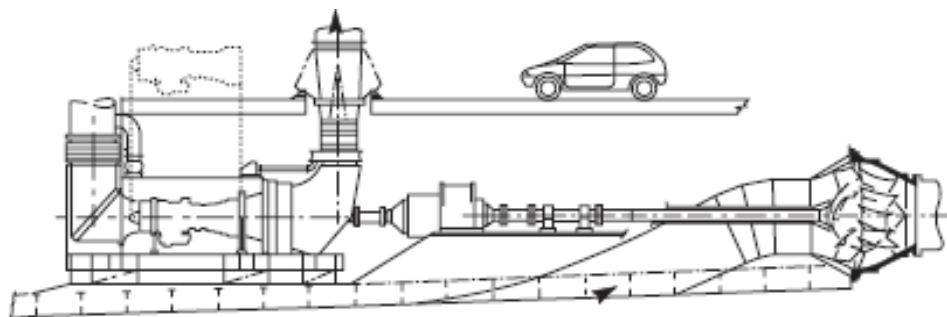
Slika 6.37. Presjek kroz GE plinsku turbinu model LM600 [14]

Baltički trajekt „Finnjet“ je prvi putnički brod s plinskim turbinama izvedenim iz avionskih koji je postizao brzinu od 30,5 čvorova.

„Marine Spey“ modul tvrtke „Rolls Royce“ je pogonski turbinski motor izrađen za sve tipove velikih i brzih ferry brodova i za velike i veoma brze transportne brodove, slika 1.52. Modul je razvijen iz „Spey“ avionske turbine. Pogonski modul razvija snagu 18(MW) pri temperaturi okoline do 15(°C). Radna turbina ima brzinu 5 000(min⁻¹) i preko reduktora pogoni vodo-mlazni propulzor.



Slika 6.38. „Marine Spey“ plinsko turbinski modul, [15]



Slika 6.39. „Marine Spey“ pogonsko propulzijski sustav brzog Ro-Ro putničkog broda, [15]

„Rolls-Royce“ je iz avionske turbine TRENT 800 koja se koristi kao najuspješniji motor za zrakoplov Boeing 777, razvio brodsku plinsku turbinu MT30, slika 6.40.. Prstenasta komora izgaranja omogućava izgaranje destiliranih goriva DMA standarda, i pri tome prema AMS certifikatima razvija izlaznu snagu od 36 MW pri temperaturi okolnog zraka do 38 °C odnosno 40 MW pri temperaturi od 15 °C (ISO). Specifična potrošnja goriva je 0,21(kg/kWh), što daje toplinsku efikasnost preko 40%. Može se koristiti za mehaničku propulziju i za turbo-električnu propulziju. Za pogon LNG tankera moguće je izgaranje isparenog plina, odnosno standardnog DMA goriva u slučaju da nema plinskog goriva.

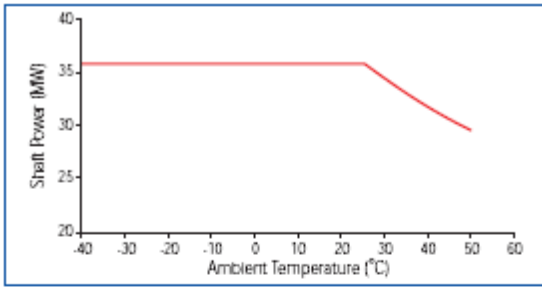
Svih 8 IP kompresorskih stupnjeva je promjenljive geometrije. Radna turbina ima 4 stupnja i brzinu 3300(min^{-1}) za mehanički pogon, odnosno 3600(min^{-1}) u turbo električnom pogonu. Lopatice su hladene zrakom, a sve važnije komponente su zaštićene premazima otpornim na morsko okruženje kako bi se smanjilo održavanje i produžio životni vijek pogonskog postrojenja.



Slika 6.40. Usporedba avionske TRENT turbine i MT30 brodske plinske turbine, [15]

The „Northrop Grumman“ „Marine/Rolls-Royce“ razvio je WR-21 brodski pogonski modul s međuhlađenjem komprimiranog zraka i rekuperatorom ispušnih plinova ICR (engl. *Intercooled Recuperated*) za US Navy površinske brodove. Ovaj pogonski stroj snage 25(MW) ima značajno poboljšanu efikasnost pri svim opterećenjima. WR-21 plinsko turbinsko postrojenje koristi „Rolls-Royce“ komponente avionskih plinskih turbina RB211 i Trent, slika 6.40., te modularnom konstrukcijom dobiva stroj lagan za održavanje i smanjene cijene tijekom života postrojenja.

MT30 Mechanical drive rating chart
(for up to 100mm WG inlet / 150mm WG exhaust loss)



Performance
(at ISO conditions - no loss)

Power	(MW)	36 @ 26°C
	(MW)	34.1 @ 32°C (mech drive)
	(MW)	30.7 @ 45°C (mech drive)
Specific fuel consumption	(kg/kWhr)	0.21
Exhaust mass flow	(kg/s)	113
Exhaust temperature	(°C)	466

Engine specifications

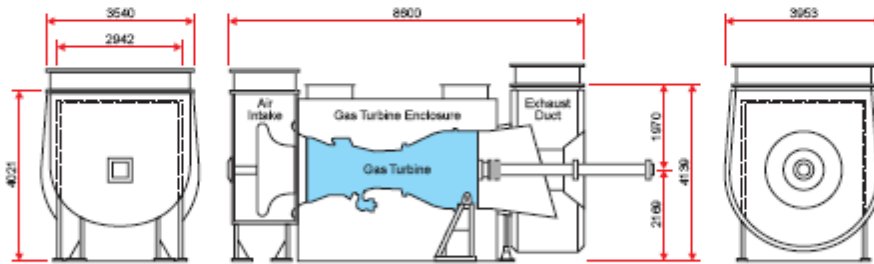
Compressor stages	IPC	8
	HPC	6
Turbine stages	HPT	1
	IPT	1
Power turbine stages	PT	4
PT nominal speed	(rpm)	3,600 (alternator drive)
	(rpm)	3,300 (mechanical drive)

Weights

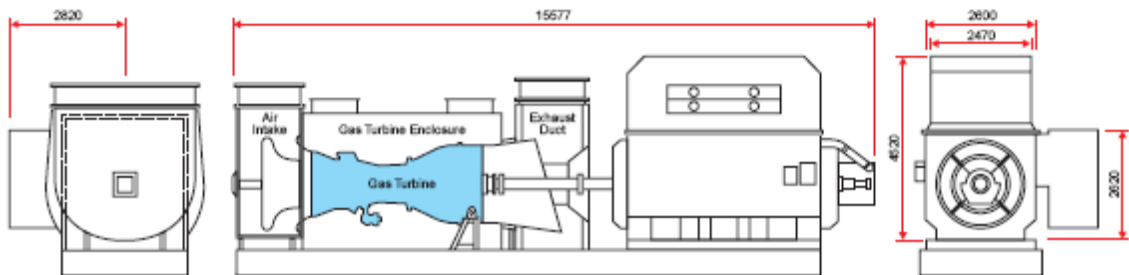
GTCU (inc power turbine)	(kg)	6,200 (dry weight)
Packaged module (direct drive)	(kg)	22,000*
Packaged module (inc baseplate and alternator)	(kg)	77,000*

* dependent on options

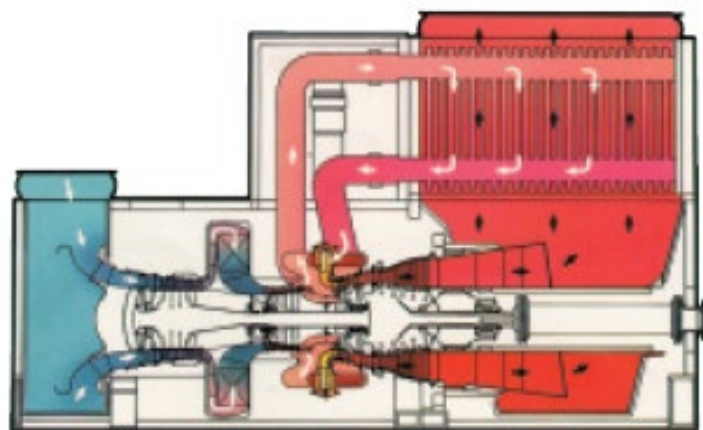
MT30 Mechanical drive package (dimensions in mm)



MT30 Alternator package (dimensions in mm)

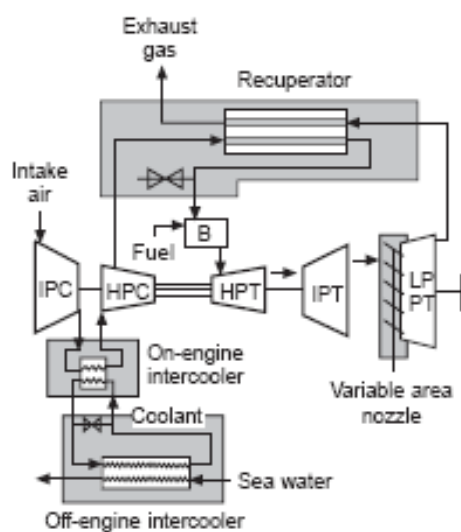
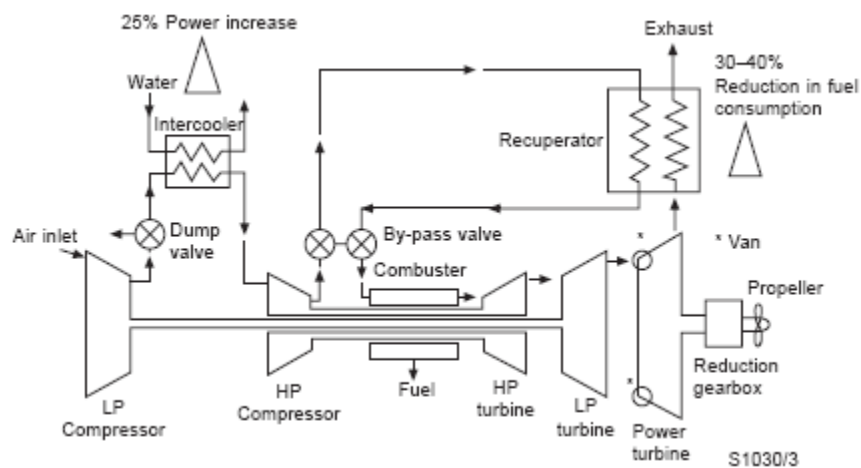


Slika 6.41. MT30 brodska plinska turbina, [15]



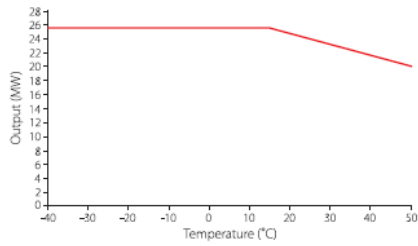
WR-21 gas path.

Slika 6.42. WR-21 ICR brodska plinska turbina, [15]

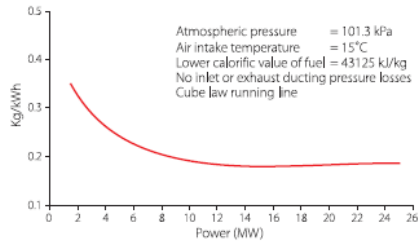


Slika 6.43. Shematski prikaz ICR brodske plinske turbine, [15]

Variation of power turbine output with air intake temperature



Variation of specific fuel consumption with shaft power



Engine specifications

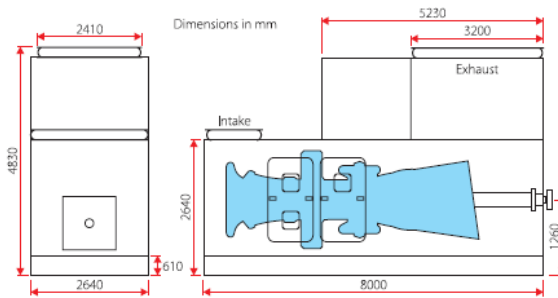
Compressor stages	IP	6
	HP	6
Turbine stages	IP	1
	HP	1
	PT	5
Shaft speed	IP	6200 rev/min
	HP	8100 rev/min
	PT	3600 rev/min
Combustion system	Cannular	9 combustors
Number of shafts	2 plus free power turbine	

Performance (ISO conditions, no loss)

Power	MW	25.2
	bhp	33800
Intake mass flow	kg/sec	72.2
Exhaust mass flow	kg/sec	73.5
Exhaust temperature	°C	355
Exhaust temperature (recuperator by-pass mode)	°C	582
Sea water flow (intercooler)	m ³ /min	5.3

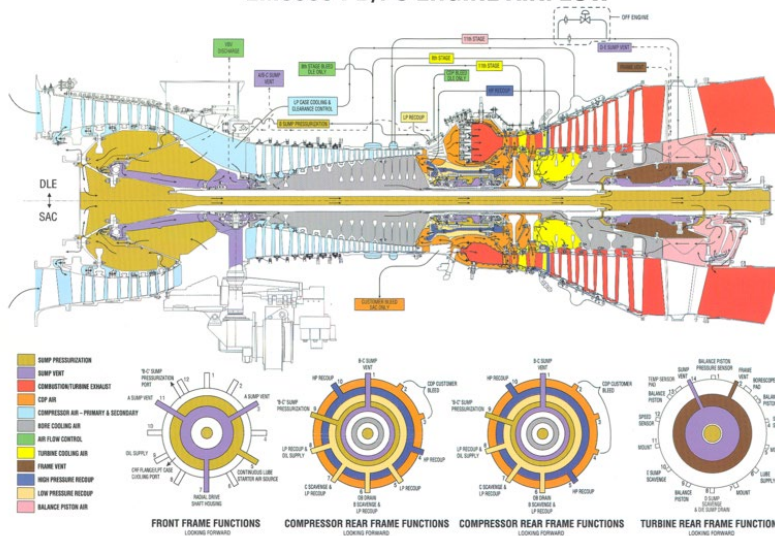
Module dimensions and weights

Main module		
Weight (dry/wet)	kg	45693/45974
FW/SW HX module		
Weight (dry/wet)	kg	3216/3700
Volume	m ³	6.3
Lub oil module		
Weight (dry/wet)	kg	544/680
Volume	m ³	1.4
Control unit		
Weight	kg	330
Volume	m ³	0.5



Slika 6.44. WR-21 ICR brodska plinska turbina, [15]

LM6000 PD/PC ENGINE AIRFLOW



Slika 6.45. LM 6000 plinska turbina, [16]

Tablica 6.2. Razvoj parametara i snage plinskih turbina poslije drugog svjetskog rata

Godina	Temperatura °C	Stupanj kompresije <i>E</i>	Efikasnost %	Snaga MW
1940 ÷ 1950	560 ÷ 640	4 ÷ 6	15	4 ÷ 8
1950 ÷ 1960	640 ÷ 800	4 ÷ 6	15 ÷ 22	12 ÷ 22
1960 ÷ 1970	800 ÷ 900	6 ÷ 12	18 ÷ 22	22 ÷ 45
1970 ÷ 1980	900 ÷ 1100	8 ÷ 16	27 ÷ 32	45 ÷ 80
1980 ÷ 1990	1100 ÷ 1250	12 ÷ 20	30 ÷ 35	80 ÷ 185
1990 ÷ 2000	1250 ÷ 1430	17 ÷ 30	35 ÷ 40	185 ÷ 335
2000 ÷ 2010	1500 ÷ 1600	MHI G i J serija	>40	320

U Japanu vodeći proizvođači motora i turbina razvijaju plinsku turbinu koja bi mogla konkurirati sporokretnom Diesel motoru. Naziva se Super Marine Gas Turbine (SMGT) i ima 8 puta manji volumen strojarnice od istog po snazi sporokretnog Diesel motora. Kao gorivo SMGT koristi mješavinu HFO i MDO u omjeru 90:10.

6.3 BRODSKA POGONSKA POSTROJENJA NA RATNIM BRODOVIMA

Kao i u trgovačkoj mornarici, u 19. stoljeću počeli su se ugrađivati parni stapni strojevi na ratnim brodovima, ali je jedro i dalje bilo glavno pogonsko/propulzijsko sredstvo. Ipak, postupno parni stapni stroj, a potom i parna turbina i Diesel motor istiskuju pogon na jedra. Prvi ratni brod pogonjen parnim stapnim strojem bio je francuski ratni brod „Napoleon“ porinut 1850. godine.

Kod ratnog broda, iako važan, nije presudan kriterij specifične potrošnje goriva. U usporedbi s brodovima trgovačke mornarice, pogonsko postrojenje ratnog broda ima mnoge specifične zahtjeve koji su uzrokovali drugačiji razvoj i osobnosti pojedinih komponenti, pa i cjelokupnog postrojenja.

Jedan od osnovnih zahtjeva, bez obzira na veličinu i namjenu ratnog broda, jest postizavanje što veće brzine uz što manju masu propulzijskog postrojenja, koja uz ugrađene strojeve i propulzore uključuje i masu goriva za zadanu autonomiju. Kod strateških ratnih brodova od izuzetne je važnosti autonomija, koja se u kombinaciji sa zahtjevom velike brzine, postiže ugradnjom parnih turbina na nuklearni pogon.

Kod većine ratnih brodova postoji zahtjev za dvije ili više brzina u eksploataciji. Tako imamo:

- maksimalnu vršnu brzinu,
- maksimalnu trajnu brzinu,
- brzinu krstarenja, i kod nekih brodova, te
- brzinu traganja.

Maksimalna vršna brzina je ona koju osigurava pogonsko postrojenje kratko vrijeme (nekoliko sati) i primjenjuje se samo u iznimnim slučajevima.

Maksimalna trajna brzina je maksimalna brzina koju pogonsko postrojenje može osigurati bez vremenskog ograničenja. Tom brzinom ratni brod plovi samo u ratnim uvjetima ili kod izvođenja određenih vježbi.

Brzina krstarenja je ona brzina kojom brod plovi više od 90% vremena eksploatacije.

Brzina pretraživanja javlja se kod minolovaca, ili kod fregata koje vuku sonare za sobom, pa im je brzina ograničena radi ispravnog rada sonara.

Obzirom na velike razlike između pojedinih područja brzina, moguća je ugradnja raznih pogonskih strojeva za pojedina područja vožnje.

Pouzdanost pogona i brzina pokretanja također su od velike važnosti kod odabiranja pogona ratnih brodova. Posljednjih godina vodi se računa o smanjenju buke, dima i topline koju stvara pogonsko postrojenje, radi smanjene uočljivosti. Brodski vijak je zbog ograničenih dimenzija, uz potrebu prenošenja velike snage, izložen kavitaciji, pa postaje jedan od najvećih izvora šuma.

Zbog eksplozija u ratnim uvjetima, pogonsko postrojenje, kao i sva ostala oprema, mora izdržati određenu vrijednost tlaka, tzv. udarnog šoka.

Ratni brodovi se u pravilu pogone s dva ili više pogonskih strojeva, koji se postavljaju u izdvojene strojarnice, tako da u slučaju naplavlivanja jedne strojarnice brod može ploviti pogonom stroja u drugoj strojarnici. Preporuča se pritom razdvojiti strojarnice kontrolnom kabinom radi boljeg preživljavanja naplave susjednih prostora kod oštećenja

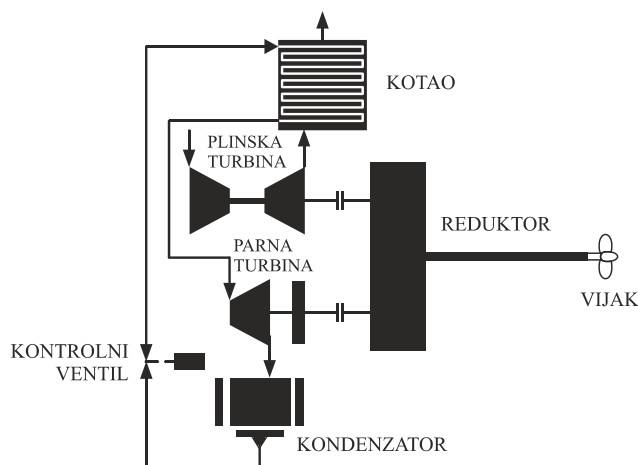
Isključite li se zemlje bivšeg Varšavskog pakta, Kina te Sjeverna i Južna Koreja, iz kojih ne postoje verificirani podaci, u studenom 1991. godine u gradnji je bilo 852 ratnih brodova s ukupnom snagom od blizu 10 milijuna (kW). Ako se pretpostavi izgradnja u spomenutim zemljama, ukupna snaga vjerojatno je iznosila preko 14 milijuna (kW). To bi bilo dvostruko više od snage strojeva trgovačke flote u izgradnji u istom razdoblju. Iz ovog se vidi značaj i važnost ratne brodogradnje.

6.3.1 Parne turbine u ratnoj mornarici

Pet godina nakon izuma reakcijske parne turbine, 1889. godine se u Engleskoj grade prvi ratni brodovi na parno turbinski pogon. To su razarači „Viper“ i „Cobra“, a 1905. godine ugrađuju se parne turbine na krstarici „Amelhyt“ i bojni brod „Dreadnought“. Razvoj parnih turbina je bio vrlo brzo, i do drugog svjetskog rata su se koristile za pogon svih važnih ratnih brodova. Danas se koriste samo kod brodova na nuklearni pogon: na strateškim podmornicama, nosačima aviona i bojnim brodovima/krstaricama, ali i u nekim mornaricama s klasičnim turbinskim pogonom, brodova istisnine počev od razarača na više. Glavni razlozi sve manje upotrebe su: potreba za većim prostorom koji zahtijevaju parni kotlovi i dodatno gorivo zbog lošije efikasnosti u odnosu na Diesel motor, kao i znatno duže vrijeme potrebno za pokretanje i razvijanje pune snage. Proizvođači parnih turbina i kotlova razradili su projekte pogonskog postrojenja za brodove veličine fregata, u kojima se ističu određene prednosti primjene parne turbine pred plinskom (niža cijena instalacije, niža cijena održavanja, mogućnost instaliranja

veće snage i mogućnost korištenja goriva lošije kvalitete). No, i pored toga, u gradnji brodova, ratne mornarice se rijetko odlučuju za ugradnju parne turbine ako se tražena snaga može dobiti kombinacijom plinske turbine i Diesel motora.

Parne turbine se primjenjuju sve više u kombinaciji s plinskom turbinom (combi proces COGAS), u kojemu su komora izgaranja i generator pare odvojeni. Velika količina vrućih ispušnih plinova umjesto direktno u atmosferu, ili u rashladnike, radi smanjivanja temperature, odlaze u kotao gdje se njihova toplina koristi za isparavanje vodene pare koja se potom koristi u parnoj turbini. Parna i plinska turbina povezane su preko istog reduktora na osovinski vod. Ovaj sustav značajno podiže efikasnost plinsko-turbinskog postrojenja, i smanjuje mogućnost otkrivanja ratnog broda preko infracrvenog zračenja. Ovaj sustav naziva se još i RACER (Rankine Cycle Energy Recovery), prikazan na slici 6.46.



Slika 6.46. RACER kombinirani proces u propulziji ratnog broda

COGAS postrojenje se koristilo više godina na ruskom Ro-Ro brodu „Kapitan Smirnov“. COGAS povećava efikasnost jednostavnog plinsko-turbinskog postrojenja za 20%, kada sva para ekspandira do tlaka u kondenzatoru.

COGAS se sve više koristi u proizvodnji električne energije na kopnenim postrojenjima.

6.3.2 Parne turbine na nuklearni pogon

Umjesto parnog kotla za proizvodnju pare visokog tlaka i temperature, može se koristiti i nuklearni reaktor. U njemu se toplina oslobođena cijepanjem jezgri atoma koristi za zagrijavanje i isparavanje vode. Nuklearna energija pogodna je za brodove koji trebaju ploviti dugi period bez uzimanja goriva, te zbog pogodnosti, u pogonu strateških podmornica.

Prema podacima iz veljače 2010., oko 150 brodova je pogonjeno s preko 220 malih nuklearnih reaktora. Većina se odnosi na nuklearne podmornice, ali pogone i površinske brodove, od ledolomaca pa do nosača zrakoplova.

Razvoj nuklearnog broskog pogona započeo je 1940. godine, a prvi probni reaktor pušten je u rad 1953. u SAD. Prvi brod na nuklearni pogon bila je američka ratna podmornica „Nautilus“, koja je porinuta u more 14.06.1952., a zaplovila je 1955.godine. Iskustvo na podmornici Nautilus vodilo je razvoju strateških podmornica klase Skate, pogonjenih s jednim PWR reaktorom, i nuklearnog nosača zrakoplova „USS Enterprise“, 1961. godine, pogonjenog

s osam reaktora. Krstarica „USS Long Beach“ zaplovila je 1961. godine, i pogonjena je s dva nuklearna reaktora PWR tipa. Do 1962. američka mornarica (US Navy) imala je u pogonu 26 nuklearnih podmornica i 30 u izgradnji. Tehnologiju gradnje nuklearnih brodova Sjedinjene Američke države podijelile su s Velikom Britanijom, dok su Francuska, SSSR i Kina razvijali svoju nuklearnu tehnologiju, samostalno.

Nakon podmornica klase Skate, razvoj nuklearnih reaktora nastavljen je u SAD odvojeno u „Westinghouseu“ i „General Electricu“, a u Velikoj Britaniji u „Rolls Royceu“, koji je razvio reaktor PWR-2.

Rusija je razvijala PWR i vodom hladene reaktore. Koliko je poznato u Rusiji su izgrađene četiri generacije nuklearnih PWR podmornica, a posljednja generacija klase „Severodvinsk“ je ušla u pogon 1995. godine. Najveće podmornice su ruske podmornice klase Akula III (NATO naziv Typhoon) od oko 26500 tona 24500 tona istisnine na površini vode, te oko 48000 tona uronjene istisnine, pogonjene s dva PWR reaktora od 190(MW) svaki, premda su zamijenjene s klasom NATO naziva Oskar-II od 24000 tona, pogonjene istim reaktorima.

Rusija je ukupno sagradila 248 nuklearnih podmornica i pet površinskih ratnih brodova u razdoblju od 1950. do 2003. godine, pogonjenih s 468 reaktora.

Pri kraju hladnog rata 1989. godine, bilo je preko 400 nuklearnih podmornica u eksploataciji ili izgradnji. Danas ih ima oko 120, te su najveći dio to ruske i američke nuklearne podmornice, zatim slijede Velika Britanija (VB) i Francuska, a potom Kina s 6 nuklearnih podmornica. Indija je 2009. porinula svoju prvu nuklearnu podmornicu baziranu na ruskoj Akula- I klasi s jednim PWR reaktorom snage 80(MW).

Prvi površinski brod na nuklearni pogon je bio sovjetski/ruski ledolamac „AL Lenin“ (AL – Atomni Ledokol), koji je uspješno plovio od 1959., punih 30 godina. Rusija je ukupno izgradila 9 ledolomaca, a od 1989. koristi ih i za turistička putovanja za Arktik. Novi ledolomci klase Arktika imaju po dva nuklearna reaktora snage 171(MW) svaki, i po tri brodska vijka koji apsorbiraju snagu od oko 55875(kW) svaki. Danas je preko 300 ratnih brodova i podmornica je pogonjeno nuklearnim pogonom, a imaju ih SAD, Rusija, VB, Francuska, Indija i Kina. Sada preko 160 brodova pokreće više od 200 malih nuklearnih reaktora. Većina su podmornice, ali one se kreću od ledolomaca do nosača zrakoplova. U budućnosti, ograničenja upotrebe fosilnih goriva u transportu mogu dovesti morski nuklearni pogon u širu upotrebu. Do sada su pretjerani strahovi zbog sigurnosti prouzročili politička ograničenja u pristupu luci.

Brodski nuklearni reaktori, osim jedne iznimke, su PWR tipa koji se od komercijalnih kopnenih reaktora, koji služe za proizvodnje električne energije, razlikuju u tome što:

- Proizvode veliku snagu iz malog volumena pa stoga rade sa visokim obogaćenim uranom (>20% U₂₃₅. U zadnjim podmornicama SAD s 93%, od 20 do 25% na nekim ratnim brodovima zapadnih zemalja, 20% u prve dvije generacije ruskih podmornica (1957.-81.), te 45% u trećoj generaciji ruskih podmornica).

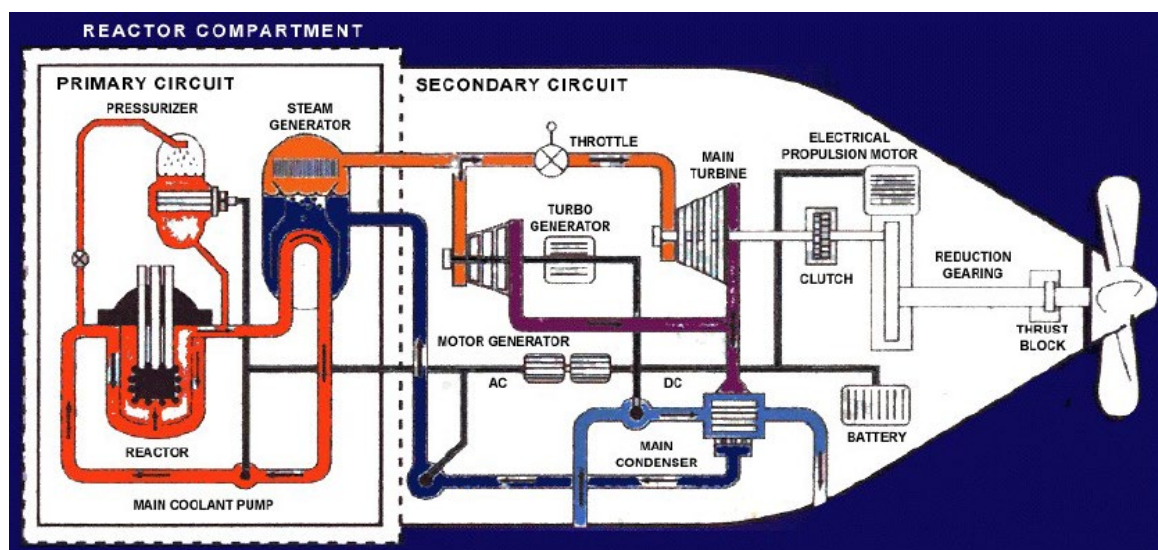
- Gorivo im nije UO₂, već slitine uran-cirkonij ili uran-aluminij.

- Imaju dugi život jezgre, tako da je punjenje gorivom potrebno svakih 10 ili više godina. Nove jezgre reaktora su konstruirane da traju 50 godina kod nosača zrakoplova, a 30 do 40 godina kod podmornica.

- Konstrukcije im omogućuju kompaktne tlačne posude uz siguran rad.

- Toplinska efikasnost im je manja od kopnenih reaktora, zbog potrebe za fleksibilnom izlaznom snagom i zbog ograničenog prostora za smještaj parnog sustava.

Ruske, američke i britanske podmornice pogone brodske vijke preko reduktora, dok francuske i kineske podmornice koriste električnu propulziju.



Slika 6.47. Razmještaj nuklearnog pogonskog postrojenja podmornice

6.3.3 Plinske turbine

Prva plinska turbina ugrađena je na ratni brod 1947. godine. Bila je to engleska topovnjača „MGB 2009“ (engl. MGB - Motor Gun Boat), pogonjena plinskom turbinom tvrtke „Metropolitan Vickers“. 1950. godine, s namjerom povećanja efikasnosti plinsko turbinskog postrojenja, britanska mornarica (engl. British Royal Navy) uvodi i plinsku turbinu s međuhladnjakom i zagrijačem zraka. Prvi veći ratni brodovi pogonjeni plinskom turbinom bili su fregate klase Tribal tip 81. Prva primopredaja bila je 1961. godine, fregate „HMS Ashanti“.

Do 1960., razvoj avionskih plinskih turbina doveo je do pogonskih strojeva visokih svojstava, male težine i zapremine, te niske razine buke, što upravo odgovara ratnim brodovima. Iz tog razloga su VB, SAD i tadašnji SSSR započeli u 70.-tim godinama prošlog stoljeća opsežna ispitivanja plinsko turbinskog pogona na ratnim brodovima.

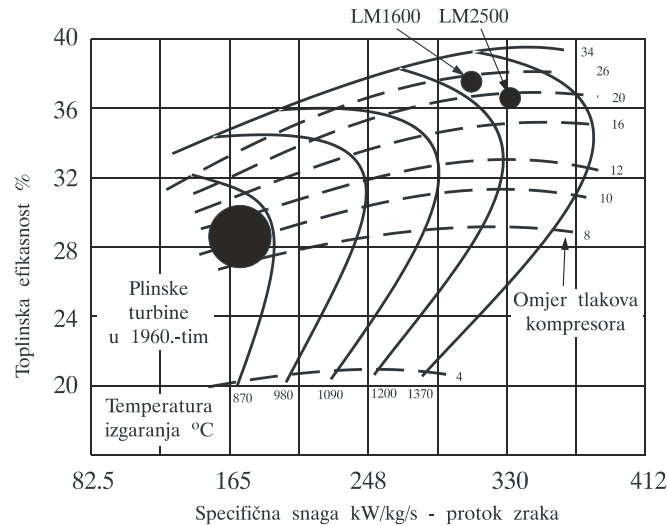
VB i SAD su se odlučile za plinske turbine izvedene iz avionskih. Do 1990. godine „General Electric“ i „Rolls-Royce“ su izradile oko 1800 plinskih turbina izvedenih iz avionskih, snage preko 19,37 milijuna kW koje su pogonile preko 500 ratnih brodova u 35 mornarica širom svijeta. Sve izvedene plinske turbine, i GE i „Rolls-Royce“-a, imale su paralelnu primjenu u brodskoj i industrijskoj namjeni, i na taj način širile proizvodnu bazu i eksploatacijsko iskustvo. Sam razvoj plinskih turbina izuzetno je skup. Troškovi odjela GE-a za Aircraft Engine Research & Development iznose oko milijardu US dolara godišnje. Smatra se da su posebno značajna područja tehnologija materijala, konstrukcija kompresora i komore izgaranja, te hlađenje turbine i komore izgaranja.

Da bi bolje ilustrirali ovaj razvoj, na tablici 6.3. su prikazane pet različite GE plinske turbine za brodsku i industrijsku namjenu.

Tablica 6.3. Razvoj brodske plinske turbine tvrtke GE, [14]

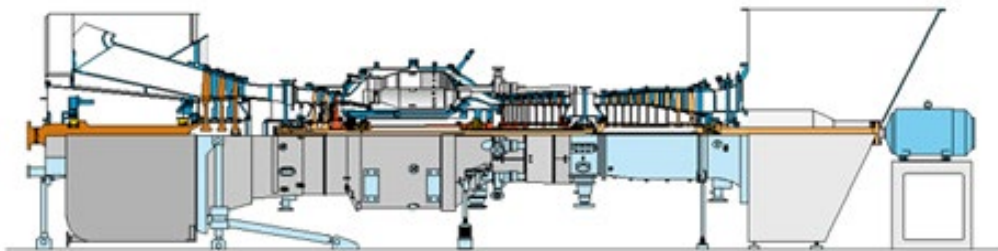
Tip turbine	LM 1500	LM 2500 P	LM 2500 PF	LM 1600	LM 6000
Godina uvođenja	1962.	1969.	1983.	1988.	
Max. snaga kW	11 200	18 650	24 160	14 900	42 750
Efikasnost pri P_{max} %	27	35.5	37	37.5	42
Broj stupnjeva kompresora	17	16	16	3+7	
Omjer tlakova	12 : 1	17 : 1	19 : 1	22 : 1	
Masa kg	3 400	4 670	4 764	3 425	
Spec. Masa kW/kg	3.3	4.0	5.0	4.3	
Maseni protok zraka kg/s	74	62.6	68.5	45.8	
Specifična snaga kW/kg/s	151	298	353	325	

Iz tablice 6.3. je uočljivo da se uvođenjem svakog novog turbinskog pogona značajke poboljšavaju. 1962. godine trebalo je kompresoru 17 stupnjeva da postigne omjer tlakova 12:1., a turbina LM 1600 ima svega 10 kompresorskih stupnjeva za omjer tlakova 22:1. Time je smanjen utrošak goriva na sat, uz rast specifične snage i povećanje specifične mase motora. Kontinuirano usavršavanje hlađenja turbine, konstrukcije komore izgaranja i materijala, rezultiraju manjim brojem dijelova, većoj pouzdanosti i trajnosti, jednostavnijem i jeftinijem održavanju i nižom cijenom popravka. Tablica 6.3. također pokazuje da se turbinama novije tehnologije mogu ugrađivati poboljšanja do kojih se dolazi tijekom njihovog životnog vijeka. Poboljšanje značajki turbine LM 2500 zasnovano je na novoj konstrukciji turbine visokog tlaka uvedene u proizvodnju 1983. godine. Danas ima brodskih jedinica koje rade 16000 sati bez popravka u remontnim brodogradilištima, i industrijskih turbina sa 55000 sati rada također bez popravka u servisnim radionicama. U slučaju remonta, koji je najčešće potreban na generatoru plina, vrši se njegova zamjena, odnosno zamjena pojedinog segmenta umjesto remonta na brodu. Budući da ova zamjena zahtijeva najviše jedan dan, znatno je povećana raspoloživost broda.



Slika 6.48. Tipične vrijednosti plinskih turbina jednostavnog ciklusa koncem 20. stoljeća

Efikasnost jednostavnog plinsko-turbinskog postrojenja uvelike ovisi o temperaturi na ulazu u visokotlačnu turbinu i postizanju odgovarajućeg omjera tlakova kompresora, da bi se postigao optimalan odnos između efikasnosti i specifične snage (snage po jediničnom masenom protoku). Visoka specifična snaga je važna radi smanjivanja dimenzija usisnog i ispušnog cjevovoda te promjera turbine.



Slika 6.49. Plinska brodska turbina, [15]

„Rolls-Royce“ je iz avionske turbine TRENT 800, koja je ušla u pogon 1996. godine i u 46% slučajeva pogonila Boeing 777 te ostvarila 7 miliona sati letenja, proizveo brodsku turbinu MT30 koja daje 36 MW snage u broskom pogonu.

Najvažnije komponente plinsko-turbinskog pogona i značajke razvoja su:

- Kompresori

Kompresori plinsko-turbinskog postrojenja su turbo-kompresori centrifugalne ili aksijalne izvedbe. U osnovi sastoje se od rotora i kućišta u kojem se nalaze i statori i/ili difuzori.

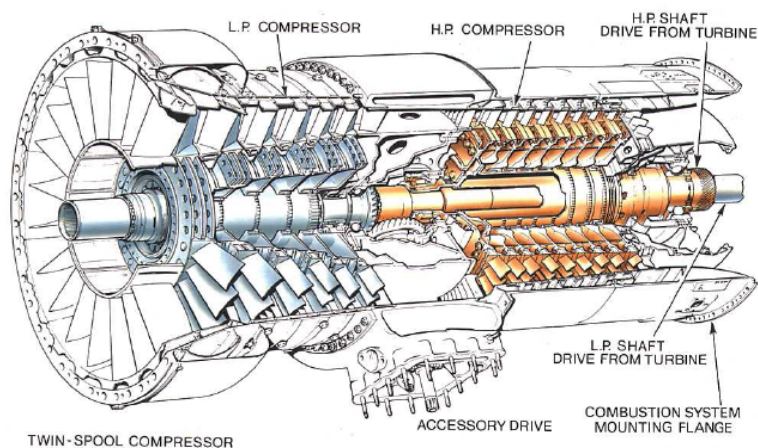
Centrifugalni kompresori imaju impelere koji visoko komprimiraju jednom ili s dvije strane. Ponekad se izvode i kao dvostupanjski. Impeler/rotor, rotira velikom brzinom pogonjen turbinom, usisava zrak i tlači ga na viši tlak, pri čemu raste brzina strujanja zraka i temperatura. Na izlasku iz impelera, zrak visoke kinetičke energije ustrjava u difuzor gdje mu se smanjuje brzina a povećava statički tlak. Uobičajene konstrukcije centrifugalnih kompresora povećavaju

tlak 50% u impeleru a 50% u difuzoru. Da bi se ostvario što veći protok i porast tlaka, impeler mora rotirati visokom brzinom koja iznosi do 487,68(m/s). Kako bi efikasnost kompresora bila što veća, neophodno je da zračnost između rotora i kućišta bude što manja radi što manjeg curenja kroz ove procjepe.

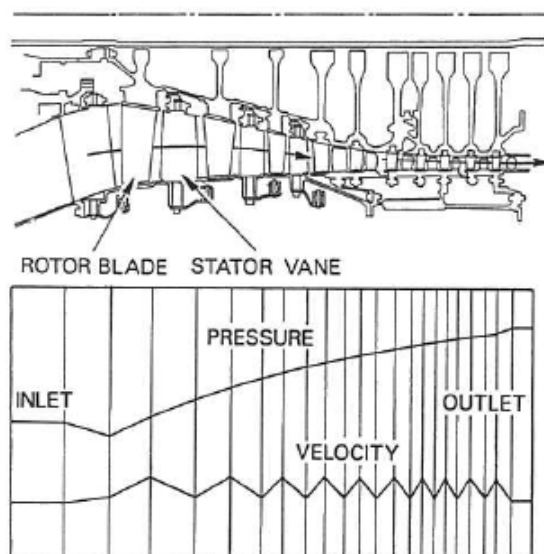


Slika 6.50. Izvedbe impelera centrifugalnih kompresora, [17]

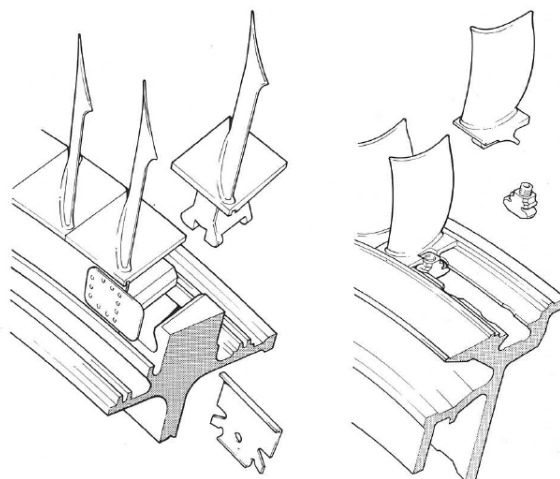
Aksijalni kompresor se sastoji od jednog ili više rotora koji na sebi nose lopatice. Nakon svakog reda rotorskih lopatica, slijedi red statorskih lopatica učvršćenih u kućište kompresora. U kućištu se nalaze i nosači ležajeva koji nose rotor. Za razliku od centrifugalnih kompresora u kojima je značajan porast tlaka kroz stupanj, aksijalni kompresori su višestupanjske jedinice, jer kroz stupanj tlak raste u malom iznosu. Budući da porastom tlaka raste i gustoća, protočni presjek kroz kompresor od ulaza do izlaza se smanjuje.



Slika 6.51. Aksijalni kompresor od niskotlačnog i visokotlačnog dijela, [17]

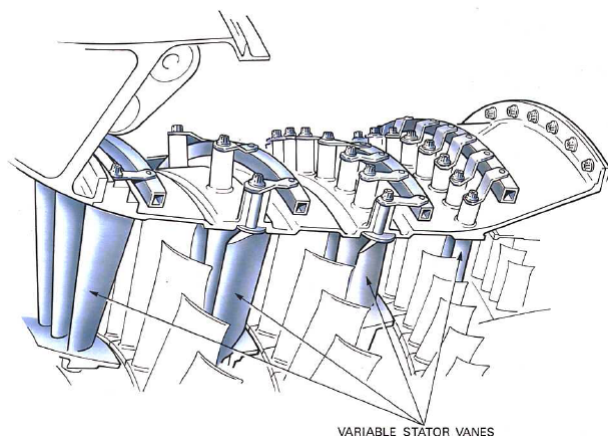


Slika 6.52. Promjena tlaka i brzine kroz aksijalni kompresor, [17]



Slika 6.53. Načini umetanja i osiguranja rotorskih lopatica aksijalnih kompresora, [17]

Aksijalni kompresori usavršeni su kroz razvoj statorskih lopatica promjenjive geometrije u niskotlačnim stupnjevima čime je omogućen efikasan rad pri raznim brzinama. Ispitivanja tijekom 30 godina eksploatacije, široke lepeze kompresora malih brzina, pomogla su u ocjeni omjera visine lopatice prema dužini tetive H/l , omjeru l/s (gdje je s razmak među lopaticama), povijenosti skeletnice, utjecaju hrapavosti, poroznosti, odvođenju dijela zraka u međustupnju za vrijeme kompresije, utjecaju bandaže i geometrije lopatica na performanse kompresora. Među ostalim, promijenio se trend visokih vrijednosti H/l prema niskim vrijednostima l/s , u konfiguraciju niskih vrijednosti H/l prema visokim vrijednostima l/s . Nadalje, danas je općenito prihvaćeno mišljenje da je moguće daljnje povećanje opterećenja stupnja do 25%.

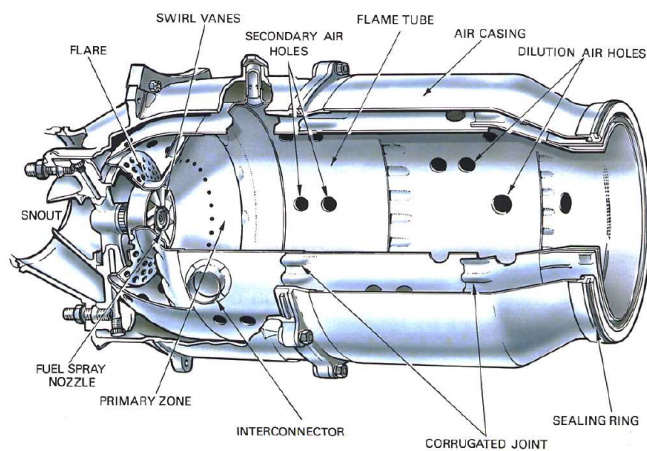


Slika 6.54. Kompresorske statorske lopatice promjenljive geometrije, [17]

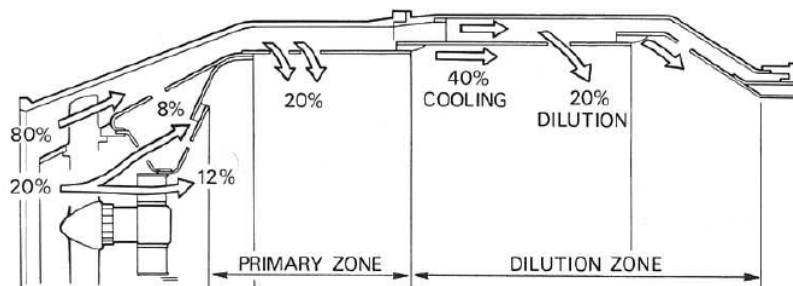
Komore izgaranja

Razvoj komora izgaranja je potekao od cijevne komore izgaranja. Komore izgaranja mogu biti izvedene kao:

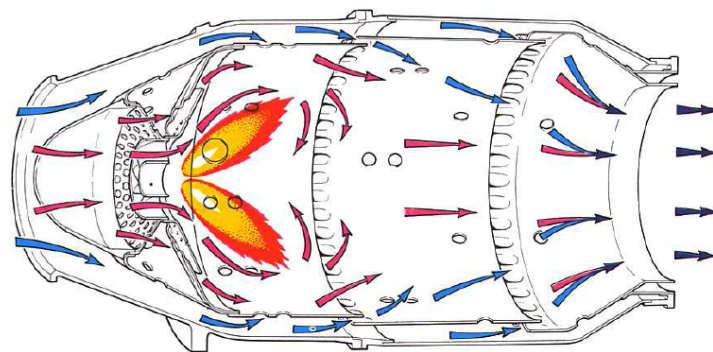
- cijevne (obično višecijevne),
- cijevno-prstenaste,
- prstenaste.



Slika 6.55. Jedna od početnih konstrukcija komore izgaranja, [17]

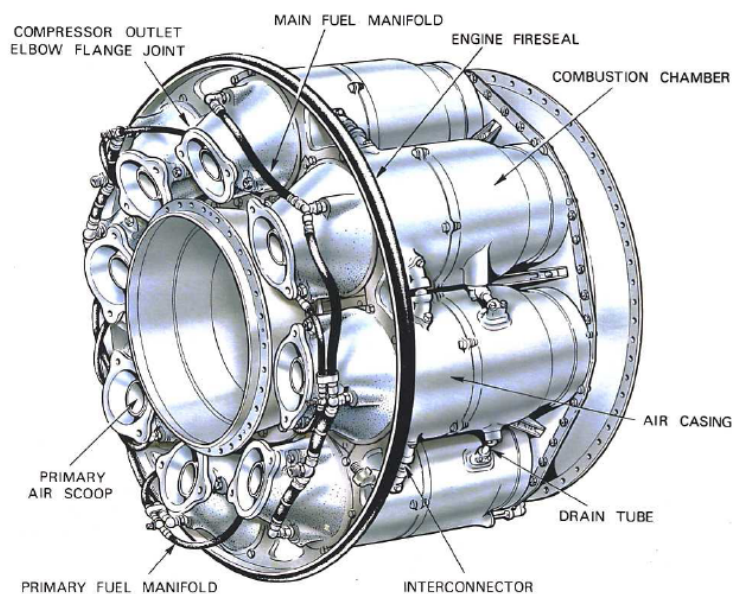


Slika 6.56. Raspodjela zraka kroz komoru, [17]



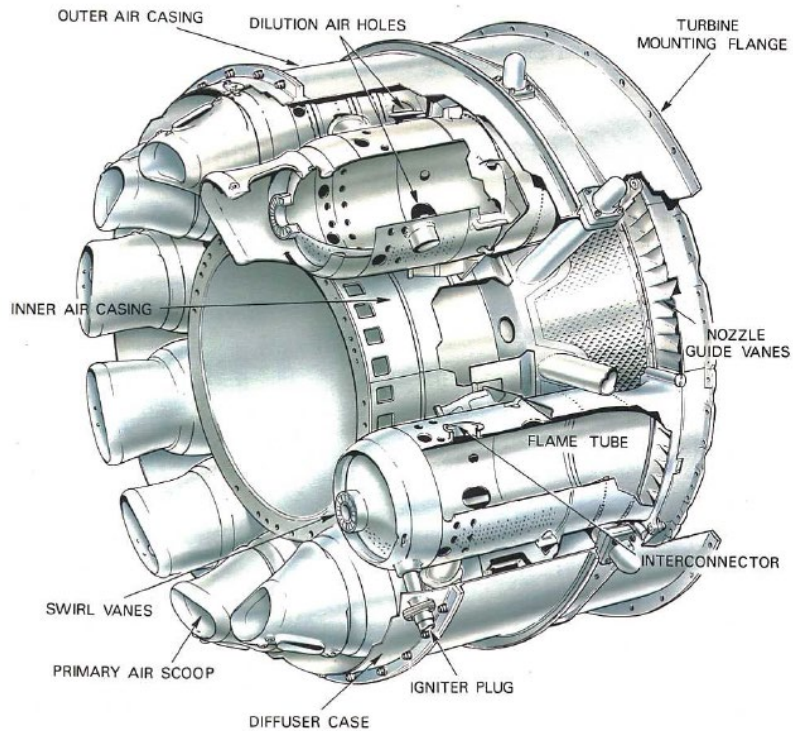
Slika 6.57. Stabilizacija plamena i miješanje zraka i plinova izgaranja, [17]

U daljnjem razvoju, prišlo se ugradnji šest do osam cijevnih komora. Raspoređene su po obodu na izlazu iz kompresora, kako bi zrak iz kompresora direktno ustrujavao u svaku pojedinu komoru. Sve komore su međusobno spojene kako bi sve radile pri istom tlaku i omogućavale da se plamen prostre kroz sve komore za vrijeme pokretanja motora. Zbog toga nije potrebno da svaka ima svoju svjećicu za pokretanje.



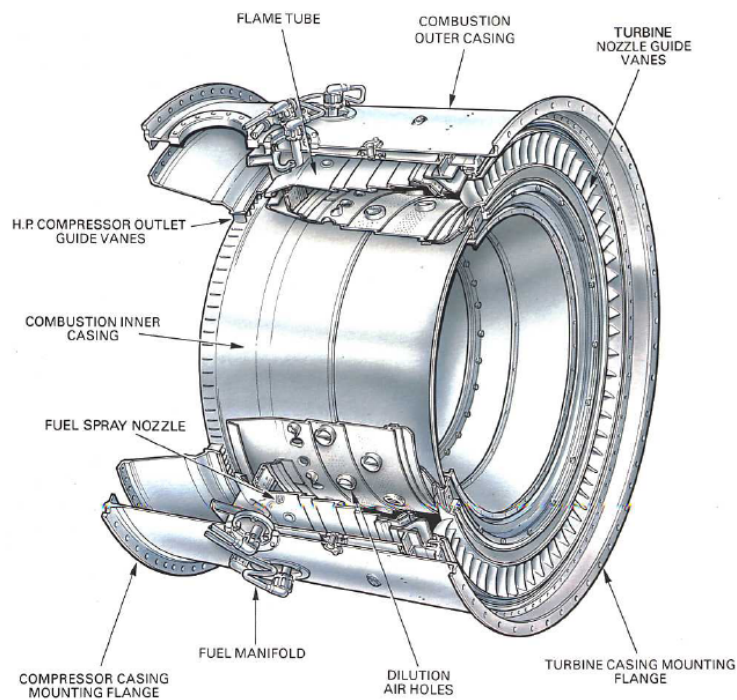
Slika 6.58. Višecijevna komora izgaranja, [17]

Cijevno-prstenasta komora se također sastoji od više cijevi po obodu. Međutim, sve cijevi zajedno nalaze se unutar prstenastog kućišta kroz koji pritječe zrak za hlađenje i razrjeđivanje.



Slika 6.59. Cijevno prstenasta komora izgaranja, [17]

Prstenasta komora izgaranja sastoji se od jedne plamene cijevi prstenastog oblika, koja je umetnuta između unutrašnjeg i vanjskog kućišta.



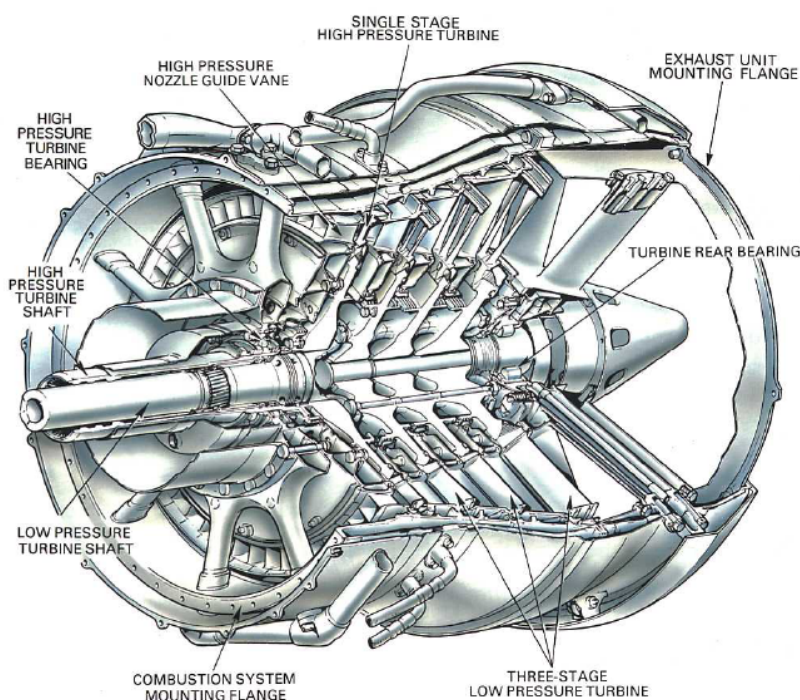
Slika 6.60. Prstenasta komora izgaranja, [17]

Najveća prednost prstenaste komore je da je za istu izlaznu snagu dužina komore 75% od one kod cijevno prstenaste istog promjera, što rezultira uštedom na težini i nižoj cijeni

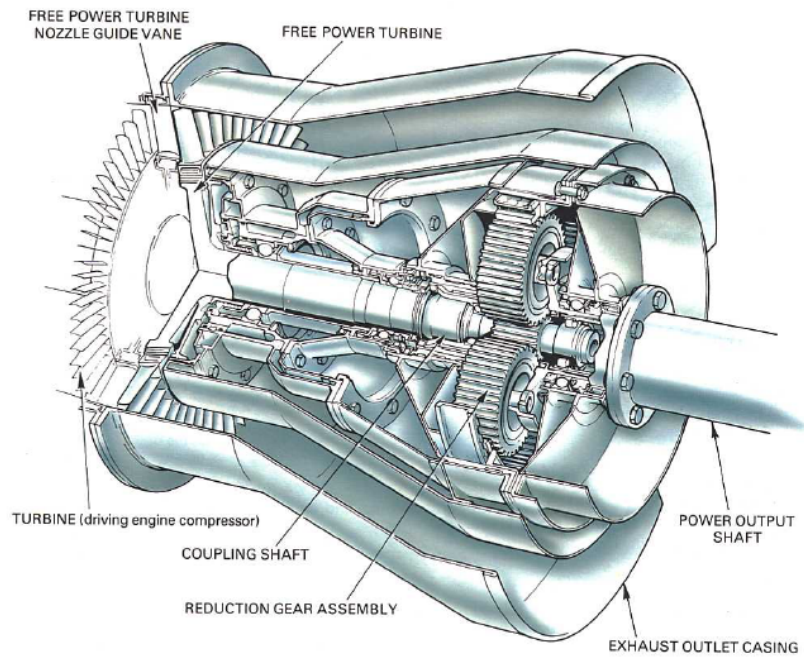
proizvodnje. Druga prednost je da nema potrebe prenošenja plamena od komore do komore. Prstenasta komora može imati 30 sapnica za gorivo, pa je i temperatura plinova ujednačenija, što znatno produžava vijek trajanja turbine. Nadalje, materijali otporni na visoke temperature, poboljšano hlađenje i razvoj keramičkih premaza omogućuju izradu kompaktnijih komora izgaranja.

Visokotlačna turbina

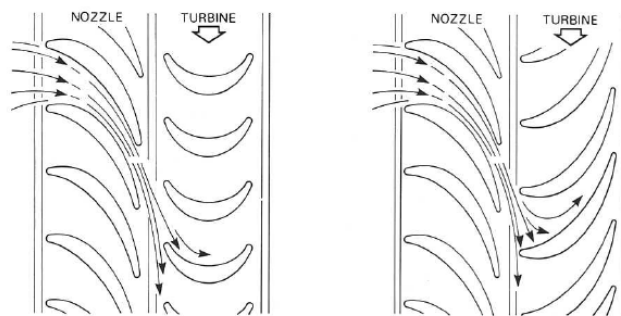
Plinska turbina u pravilu je aksijalnog tipa mada i ona može biti radijalne izvedbe. Proces ekspanzije lakše je izvesti uz zadržavanje visoke efikasnosti, pa plinska turbina uobičajeno ima manje stupnjeva od kompresora. Svaki turbinski stupanj sastoji se od reda nepomičnih/statorskih lopatica u kojima vrući plin iz komore izgaranja djelomično ekspandira te u rotorske lopatice ulazi velikom brzinom. Skretanjem mlaza plinova u rotorskim lopaticama, proizvodi se zakretni moment po akcijskom principu, a skretanjem mlaza i daljnjom ekspanzijom po reakcijskom principu.



Slika 6.61. Aksijalna turbina – jednostupanjska visokotlačna turbina i trostupanjska niskotlačna turbina, [17]

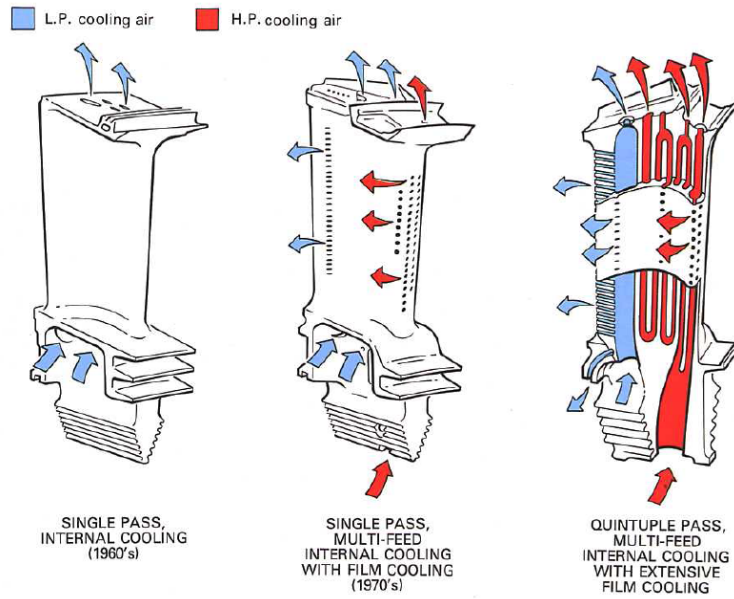


Slika 6.62. Tipična radna (niskotlačna) turbina, [17]

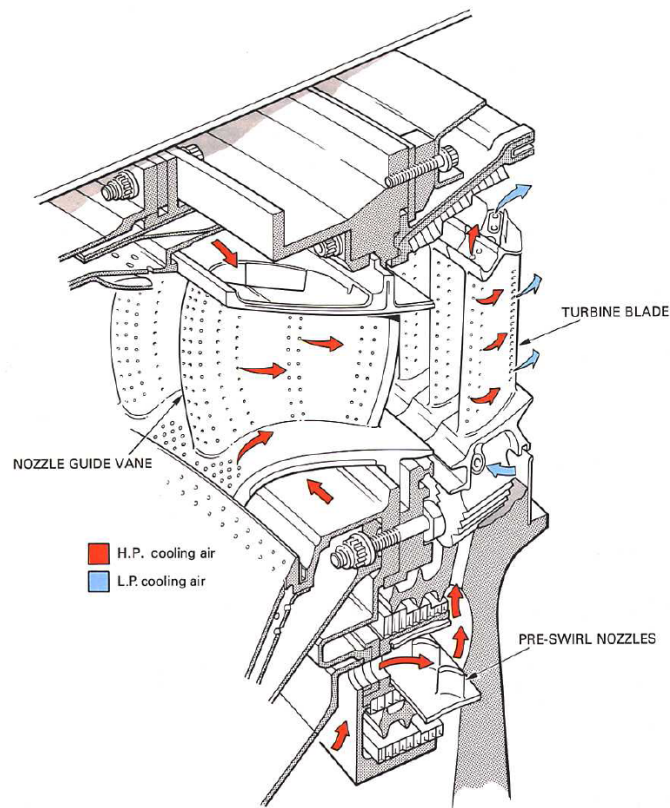


Slika 6.63. Akcijski (impulsni) i reakcijski turbinski stupanj, [17]

Plinska turbina, posebice njezin prvi stupanj mora izdržati visoke temperature radi postizanja što više efikasnosti, nadalje mora izdržati izuzetno visoka centrifugalna naprezanja, te mora izdržati korozivno djelovanje morske soli (naročito Na_2SO_4) i nečistoća iz goriva. Rješenje je nađeno u hlađenim sapnicama i rotorskim lopaticama, i njihovim premazivanjem radi zaštite od korozije.

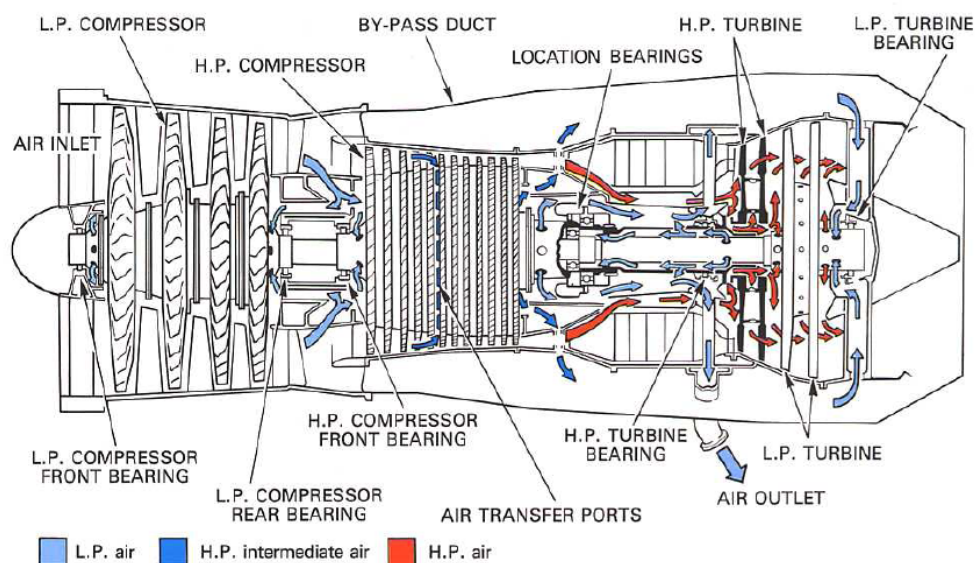


Slika 6.64. Razvoj hlađenja lopatica visokotlačnih turbina, [17]



Slika 6.65. Hlađenje ulaznih statorskih lopatica, [17]

Kontinuirano hlađenje sapnica i lopatica visokotlačne turbine omogućava da temperatura radnog plina premaši točku taljenja materijala, bez efekta na same lopatice i sapnice. Toplina koja se ipak prenosi na lopatice provođenjem se dovodi disku kojega također treba hladiti da se spriječe toplinska oštećenja i nekontrolirana izduženja i sažimanja.



Slika 6.66. Hlađenje plinske turbine, [17]

Danas veliki broj ratnih brodova manjih veličina, pa sve do nosača zrakoplova, ima ugrađene plinske turbine kao pogonske strojeve. Prednosti primjene plinskih turbina na ratnim brodovima su u brzom pokretanju i mogućnosti razvijanja maksimalne snage u veoma kratkom vremenu, što nije karakteristika parno-turbinskog pogona. To je osobito važno u ratnim uvjetima, za koje se uostalom i grade. Osim toga plinska turbina u odnosu na sve ostale pogonske strojeve je lakša, i treba manje prostora za istu izlaznu snagu. Diesel motor može održavati moment pri malim brzinama, ali snaga opada proporcionalno s brojem okretaja pa treba održati relativno visoku brzinu praznog hoda ispod koje se snaga ne može održati. Plinska turbina može raditi pri povećanom momentu kako se brzina smanjuje i može razviti visoki moment kod pokretanja iz stanja mirovanja, na sličan način kao i parna turbina. Međutim, po efikasnosti plinska turbina znatno zaostaje za Diesel motornim pogonom.

Kao nedostatke plinsko-turbinskog postrojenja moramo navesti složenost postrojenja i njegovog upravljanja, kratkotrajnost komponenata, nemogućnost obrnutog okretanja za vožnju krmom i relativno nisku efikasnost u pretvorbi toplinske energije u snagu, a zatim u poriv. Napomenimo još da je plinska turbina osjetljiva na kvalitetu goriva, te se radi na tome da se za pogon mogu koristiti i goriva lošije kvalitete.

Goriva za brodske plinske turbine

Danas postoje dva osnovna tipa goriva za turbinske motore zrakoplova koja se dijele prema širini frakcije na:

goriva za turbinske motore petrolejskog tipa

- goriva za turbinske motore širokog frakcijskog tipa ili benzinskog tipa

Tablica 6.4. Karakteristike goriva za zrakoplove -Chevron – Aviaton fuels

Gorivo	Gustoća pri 15 °C g/ml	Ogrjevna moć goriva H _d (MJ/kg)	Ogrjevna moć goriva H _d (MJ/l)
Jet Fuel:			
- wide cut	0,762	43,54	33,18
- kerozin	0,810	43,28	35,06

Kvaliteta goriva za mlazne motore je u svijetu diktirana najvećim dijelom specifikacijama vojski VB i SAD i njihovih British Ministry of Defence - Directorate of Engine Research and Development (DERD), US Department of Defence (MIL) i Međunarodna udruga za zračni prijevoz (skraćeno IATA od engl. International Air Transport Association). Razlike u specifikacijama pojedinih zemalja Europe uglavnom se odnose na aditive gorivima. Najveća razlika je u temperaturi zamrzavanja koja ovisi o visini na kojoj se gorivo koristi. Jedinu značajnu iznimku pokazuju norme zemalja bivšeg SSSR-a (GOST).

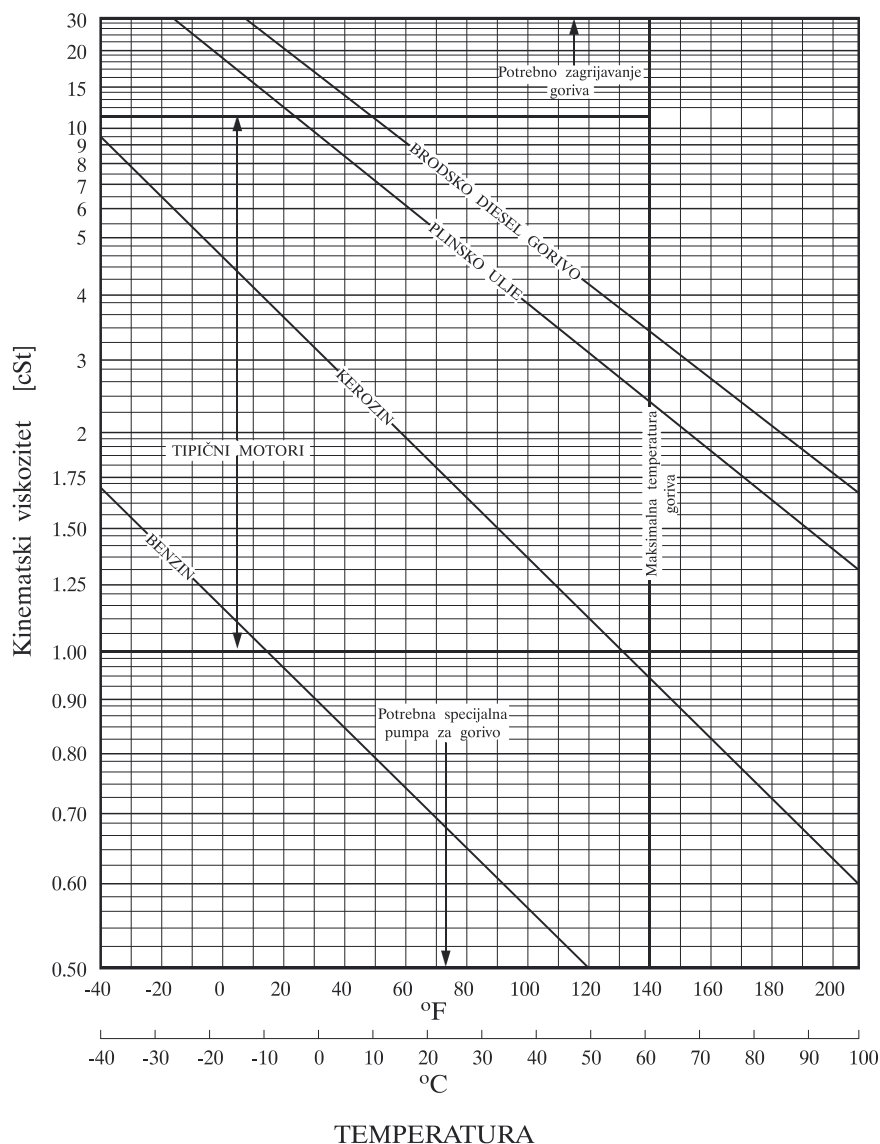
Budući da se goriva za mlazne motore dijele s obzirom na frakcijski sastav i primjenu, u svjetskim se civilnim i vojnim specifikacijama propisuje više tipova ovih goriva, po GOST-u čak 6. Najširu primjenu u zrakoplovstvu ima gorivo za mlazne motore petrolejskog tipa, koje u svijetu nosi oznaku JP-1, Jet-A, Avtur i dr., a u našoj zemlji GM1.

U Hrvatskoj se proizvodi samo jedna vrsta goriva za mlazne motore, i to upravo GM1, u rafinerijama INA-e. Interna norma INA-e za GM1 je N02-003/95 i identična je IATA normi GEN/2669 iz 1993. godine, Tablica 6.5.

Tablica 6.5. Specifikacija IATA za mlazno gorivo GM1

Specifikacija	IATA GEN/2669 1993.god.
Gustoća 15°C, g/cm ³	0,775 ÷ 0,840
Destilacija	
10% (V/V), °C, najviše	205
Kraj, °C, najviše	300
Točka zamrzavanja, °C, najviše	-47
Neutralizacijski broj, mg KOH/g, najviše	0,015
Količina aromata, %(V/V), najviše	22
Količina ukupnog sumpora, %(m/m), najviše	0,3
Količina merkaptenskog sumpora mg/kg najviše	0,003
Točka dimljenja, m/m, najmanje	19
Električna provodljivost pri utakanju u zrakoplov, pS/m, najmanje	50
najviše	450

Na slici 6.67. prikazana su neka tipična goriva plinsko-turbinske kvalitete i rasponi temperatura u kojima mogu raditi. Brodske plinske turbine mogu raditi na bilo kojoj gradaciji Diesel goriva koje je „čisti“ destilat, kao npr. ASTM D975-74 grade 1-D ili 2-D i ASTM D2880-76 grade 0-GT do 3-GT. Izraz „čisti“, destilat je naglašen kako bi se gorivom rukovalo tako da ne bude zagađeno s mješavinama koje bi mogle sadržavati kemijski element Vanadij. S komercijalne strane gledišta to je „marine gas oil“, tj. brodsko plinsko ulje.



Slika 6.67. Karakteristike viskoziteta goriva za plinske turbine u funkciji temperature

Dozvoljeni sastojci goriva su:

Pepeo	(%)	0,01	maksimalno
Sumpor	(%)	1,3	maksimalno
Vanadij	ppm	0,5	maksimalno
Natrij-Kalij	ppm	1,0	maksimalno
Olovo	ppm	1,0	maksimalno
Kalcij	ppm	2,0	maksimalno
Vodik	(%)	12,5	minimalno
Demulzifikacija	min.	20,0	minimalno
Ostaci ugljika	(%)	1,0	maksimalno.

Alternativna goriva

Zasad je prirodni zemni plin najčešće upotrebljavano gorivo za stacionarne plinske turbine. Može se očekivati njegova primjena i u brodskom pogonu, ako dođe do šire primjene plinsko turbinskog postrojenja na brodovima.

Zato će se ukratko navesti osnovni zahtjevi koji se danas postavljaju pred plinovita goriva za plinske turbine.

Nečistoće

Prije izgaranja potrebno je nečisto gorivo očistiti. Podrazumijeva se da je gorivo očišćeno ako su nečistoće unutar sljedećih granica:

- Dopušta se do 30 ppm krutih čestica uključujući smolu, pijesak, okside, sulfide željeza, ulje i sl.

- Gorivo mora biti suho, u 1 m³ plina kod 15(°C) i 1 bar, smije biti prisutno najviše $13,4 \cdot 10^{-6}$ vode u kapljicama. U vlažnom gorivu može doći do neravnomjerne raspodjele vode, a time i do promjene ogrjevne vrijednosti što nije povoljno, osobito u fazi pokretanja turbine.

- U gorivu je dopušteno najviše 0,25 % mase vode iznad točke zasićenja.

- Ugljikovodici naftalinskog i drugih tipova u krutom stanju ne smiju se izdvajati iz goriva, ako temperatura padne za 10(°C).

Granice paljenja

Mješavina goriva sa zrakom mora biti zapaljiva u svim uvjetima pogona. Ukupni protok zraka kroz turbinu ovisi o snazi, a količina goriva u praznom hodu iznosi 1/3 do 1/6 količine kod pune snage.

Kod plinova s komponentama koje su zapaljive već u vrlo niskim koncentracijama (npr. H₂), mora se u sustavu goriva spriječiti stvaranje mješavine u fazi pokretanja i stajanja. Zbog toga je potrebno isprati vodove i napuniti ih inertnim plinom.

Rosište

Nikako nije dopušteno da na bilo kojem mjestu u sustavu goriva dođe do kondenzacije pojedinih komponenti goriva. Kapljice su jako štetne, jer one uzrokuju eroziju, a moguća su i druga oštećenja.

Budući da statička temperatura na pojedinim mjestima u sustavu goriva znatno pada zbog visoke brzine protoka, temperatura goriva mora biti najmanje 12 ÷ 15 °C, a u ekstremnim slučajevima i do 30(°C) iznad rosišta.

Sastav goriva

Ukupna količina H₂S, SO₂, S i CO₂ mora biti poznata, kako bi se u slučaju potrebe određenim protumjerama spriječila korozija dijelova turbine, a i zagađenje okoline.

Ukupna količina sumpora je ograničena na 30(ppm), a ukupna količina sumpora i alkalijevih kovina ograničena je na onu količinu iz koje nastaje 5(ppm) sulfata alkalijevih kovina.

Ogrjevna vrijednost goriva

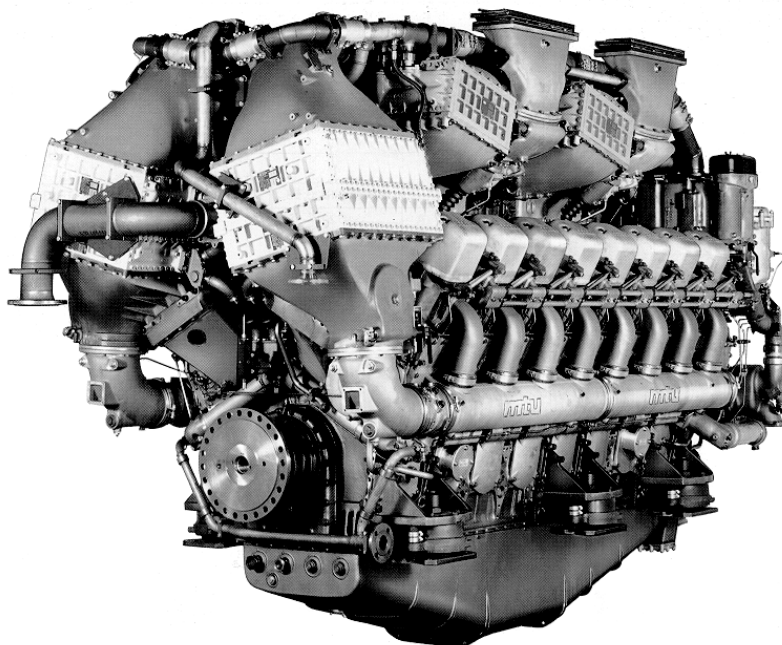
U plinskim turbinama moguće je upotrijebiti niskokalorične plinove s donjom ogrjevnom moći do 10 % od one kod zemnog plina, ali i one s donjom ogrjevnom moći znatno iznad vrijednosti zemnog plina.

Važno je da su te ogrjevne vrijednosti konstantne, jer promjenjiva ogrjevna vrijednost, gustoća i temperatura uzrokuju nestabilan rad plinske turbine, a kod velikih odstupanja i njeno oštećenje. Nakon dimenzioniranja sustava goriva dopuštena su odstupanja ogrjevne vrijednosti u granicama od najviše 10 %.

6.3.4 Diesel motor u ratnoj mornarici

Na ratnim brodovima primjenjuju se brzokretni i srednjekretni Diesel motori zbog potrebe što veće snage po jedinici težine i/ili volumena motora. Ugradnja takvih motora zahtijeva, kao i kod turbina, prijenos snage preko reduktora, mada manjeg omjera. Ugradnja motora s reduktorom počela je 1921. godine i od tada se takav sustav često koristi.

Može se reći, da gdje je god moguće, većina zemalja daje prednost Diesel motoru u odnosu na druge pogone, osim kod zemalja proizvođača plinskih turbina.



Slika 6.68. Brzokretni Diesel motor 20V 1163 TB 03 tvrtke MTU iz Njemačke, [18]

Diesel motor zbog svoje efikasnosti zauzima značajno mjesto i u ratnoj mornarici. Većina ratnih brodova do veličine fregate imaju Diesel motore kao jedini pogon, ili u kombinaciji s plinskom turbinom. Razvojem Diesel motora i povećanjem jedinične snage mogu se s četiri motora pokriti potrebe snage za pogon broda do veličine fregate. Prednost takvog pogona u odnosu na turbinski ili motorno-turbinski pogon je u činjenici da se maksimalna snaga koristi

svoga 5 do 10% vijeka trajanja broda. To znači da će sva četiri motora raditi istovremeno veoma rijetko, već najčešće naizmjenično dva i dva što produžuje vrijeme do remonta koje je inače nekoliko puta duže nego kod plinske turbine. Dodatna prednost ugradnje istovrsnog pogona je manja potrebna obučenosť posade, manje rezervnih dijelova, jednostavniji remont i održavanje.

6.4 KOMBINIRANA POGONSKA POSTROJENJA

Kao što je već rečeno, ratni brod u eksploataciji mora pokrivati najmanje dvije različite brzine što uvjetuje ugradnju različitih kombinacija pogonskih strojeva. Kod označavanja kombinacije uobičajeno je korištenje angloameričkih kratica koje imaju sljedeća značenja:

- CO - Combined System (kombinirani sustav),
- D - Diesel engine (Diesel motor),
- G - Gas turbine (plinska turbina),
- S - Steam turbine (parna turbina),
- DE - Diesel Electric motor (Diesel električni motor),
- O - Or (ili; kada se može pogoniti samo pojedinačno),
- A - And (i; kada jedan stroj može pogoniti osovину zajedno s drugim strojem).

U brodskom pogonu, kombiniranje snage više primarnih strojeva nije ništa novo. Ubrzo nakon početka primjene parne turbine s reduktorom, primijećeno je da visokotlačne i niskotlačne jedinice imaju različite optimalne brzine. Njihova dvokučišna izvedba koja je preko reduktora različitih omjera pogonila jedan ili eventualno dva propelera je zapravo kombinirano brodsko pogonsko postrojenje. Ustvari, još i ranije pojavila se kombinacija parno turbinskog pogona i parnog stapnog stroja.

Parne turbine za krstarenje na velikim ratnim brodovima u 30-tim i 40-tim godinama 20. stoljeća bile su spojene preko vlastitog primarnog reduktora i hidrauličke spojke sa zajedničkim glavnim reduktorom u COSOS postrojenje, u kome je bila uključena ili turbina za krstarenje ili glavna turbina, ali nikada zajedno.

Kod Diesel pogona, prednost brzokretnih motora s reduktorom u odnosu na direktan pogon je mogućnosť korištenja više brzokretnih motora manje snage za pogon jedne osovine, u kombinaciji ili odvojeno.

COSAG

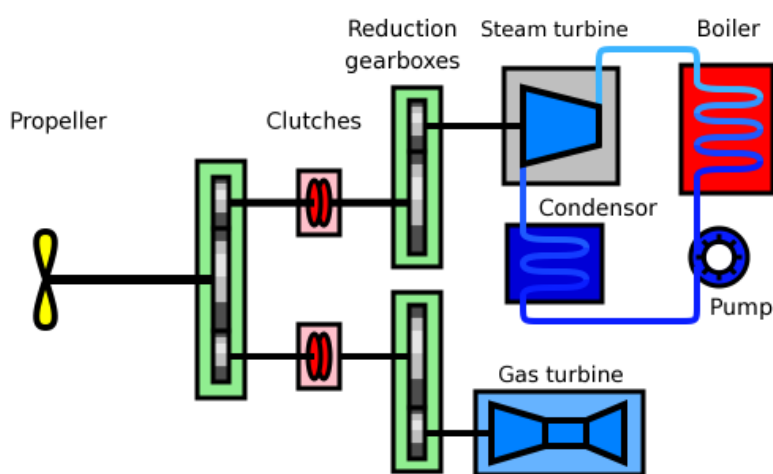
Dobre osobine plinske turbine bile su toliko uvjerljive da je 1957. godine, u doba dominacije parnih turbina na većim ratnim brodovima, za englesku ratnu mornaricu projektirano COSAG postrojenje koje je trebalo zadovoljiti sljedeće zahtjeve:

1. Pogon naprijed i natrag parnom turbinom u samostalnom radu.
2. Pogon naprijed i natrag plinskom turbinom u samostalnom radu.

3. Pogon naprijed do maksimalne snage s plinskom turbinom i parnom turbinom u zajedničkom radu.
4. Preuzimanje pogona s plinske turbine od strane parne turbine, i dodavanje snage plinske turbine na snagu parne turbine bez zaustavljanja pogona.

Ovakvo postrojenje omogućavalo je brzo postizanje snage pomoću plinske turbine, te napuštanje luke u slučaju potrebe, što je jedan od najvažnijih zahtjeva na propulziju ratnih brodova. Također, plinska turbina omogućava brzo dodavanje snage kod zahtjeva maksimalne brzine što je osnovni zahtjev ratnog broda.

Razvojem reduktora, spojki, pa i brodskog vijka s upravljivim usponom, danas se plinska turbina uobičajeno koristi za manevar uplovljenja i isplovljenja iz luke, zbog lakog rukovanja i veoma brzog prekretanja za vožnju krmom.



Slika 6.69. COSAG brodsko postrojenje, [19]

Kombinacija Diesel motora i plinske turbine

Za mnoge primjene u ratnoj mornarici, posebno kod manjih brodova, Diesel motor je neosporni izbor kao glavni pogonski stroj za umjerene snage krstarenja koje iznose čak i do 95% radnog pogona broda. Diesel motori se dobro poznaju i lako održavaju konvencionalnim metodama. S druge strane postoji potreba za rezervom snage koja se koristi u slučajevima kada se u borbenim uvjetima ili presretanju zahtijevaju maksimalne brzine i sposobnost što bolje manevarabilnosti. Ovim zahtjevima najbolje odgovara plinska turbina, stroj visoke tehnološke razine, koji se može uvesti u pogon u kratkom vremenu i zahtijeva minimum pomoćnih pogona.

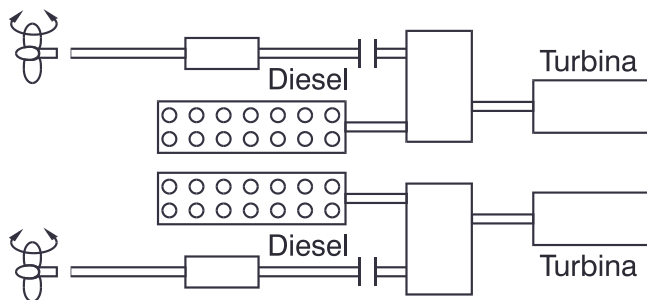
Ovakav tip strojarnice s Diesel motorom i plinskom turbinom uobičajen je na lakim fregatama, korvetama ili patrolnim brodovima, uz primjenu dva brodska vijka. Osnovne dvojbe koje se ovdje javljaju su:

1. Da li snaga motora može biti na raspolaganju kao dodatak plinskoj turbini kod pogona pri punoj snazi, CODOG ili CODAG?
2. Da li se snaga jednog pogonskog stroja koristi za pogon oba brodska vijka ili je svaki brodski vijak (vratilo) pogonjen manjim nezavisnim jedinicama?
3. Da li se vožnja natrag postiže upravljanjem uspona krila (CPP), ili prekretnim reduktorom i spojkom?

CODOG ili CODAG

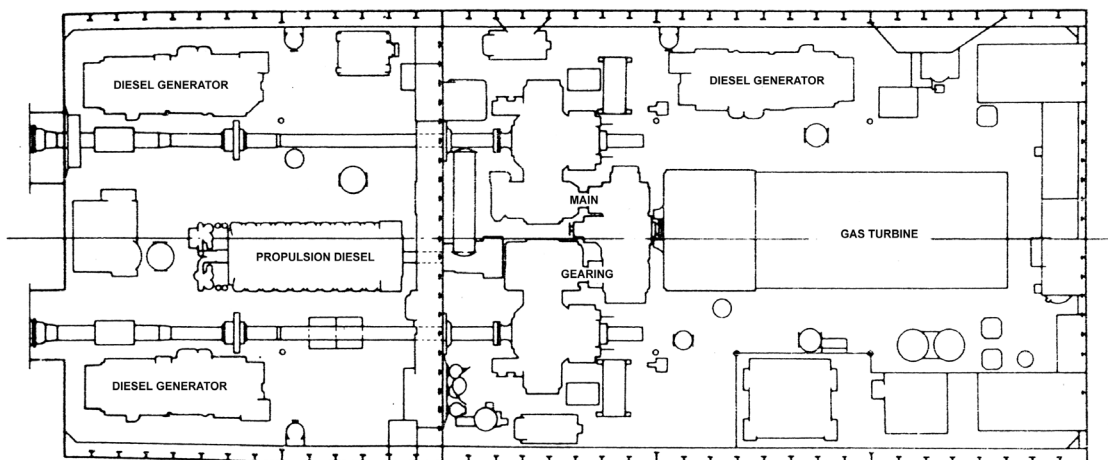
Kod odabiranja jedne od ovih dviju kombinacija osnovna vodilja je koliko bi snaga Diesel motora doprinijela maksimalnoj brzini broda. Npr. ne bi bilo ekonomično dodati 2 000 kW Diesel motora snazi od 12 000 kW koju daje plinska turbina. Brzina bi se neznatno povećala dok bi cijena i dodatne komplikacije znatno porasli. Međutim 5 000 kW Diesel motora znatno bi doprinijelo maksimalnoj brzini ako bi snaga plinske turbine bila 9 000 kW. Uobičajeno je da se za snage krstarenja koje iznose manje od 30% ukupne snage odabire CODOG postrojenje, a između 30 i 50% ukupne snage povoljniji je izbor CODAG ili CODAD pogona. Kod CODAG pogona, u režimu većih i maksimalnih brzina u pogonu su motor i turbina istovremeno. Oba stroja pokreću isto vratilo, a budući da su im karakteristike snage različite, takav pogon je izuzetno težak regulacijski problem pa se CODAG primjenjuje veoma rijetko.

Kod kombiniranog Diesel i plinsko turbinskog pogona moguća je ugradnja jednog (ili više) motora po vratilu za krstarenje, i jedne (ili više) turbine po vratilu za vožnju pri punoj brzini. Jedan takav primjer prikazan je slikom 6.70.



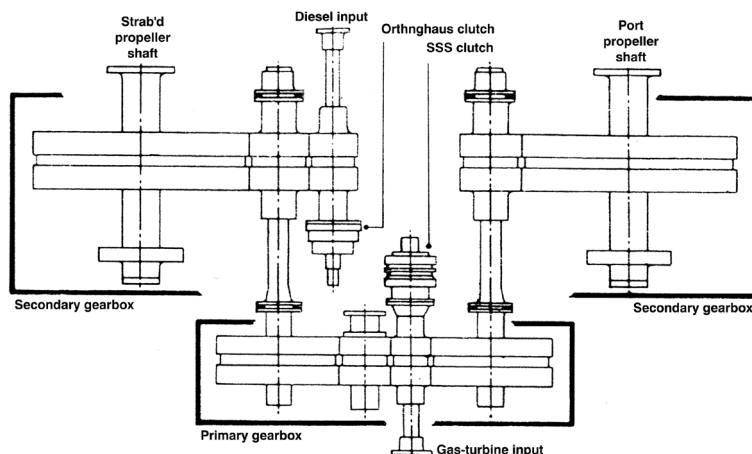
Slika 6.70. CODOG brodsko postrojenje

Međutim, raspoloživost strojeva, posebno turbine, nije univerzalna, i može se dogoditi da nam je na raspolaganju stroj koji snagom pokriva zahtjeve oba vratila. Takav izbor omogućit će ekonomičniji raspored prostora u strojarnici, a i potreban prostor za smještaj strojeva bit će manji. Upravljanje će također biti jednostavnije i izbjeći će se udvostručavanje opreme. S druge strane dolazi do izvjesnog gubitka u fleksibilnosti pogona i poželjna je ugradnja broskog vijka s upravljivim usponom. Jedna takva izvedba prikazana je slikom 6.71.



Slika 6.71. CODOG postrojenje s brodskim vijcima s upravljivim usponom - jedan pogonski stroj pokriva zahtjeve oba brodska vijka

U ovakvoj izvedbi kod vožnje punom snagom, Diesel motor je odvojen, a plinska turbina pogoni oba brodska vijka preko primarnog i sekundarnih reduktora, slika 6.72. U ovom radu primarni reduktor dijeli snagu plinske turbine i snabdijeva prvi stupanj redukcije. Na jednoj strani primarnog zupčastog prijenosa ugrađen je međuzupčanik koji omogućava vrtnju desnog broskog vijka u suprotnom smjeru u odnosu na lijevi. Odvajanje i mogućnost sinkronizacije brzine plinske turbine omogućeno je „Synchro Self Shifting“ (SSS) spojkom montiranoj u primarnom reduktoru koji također sadrži Twinflex disk kočnicu, a koja zadržava plinsku turbinu u stanju mirovanja za vrijeme rada Diesel motora.



Slika 6.72. Primarni i sekundarni reduktori CODOG propulzije, [19]



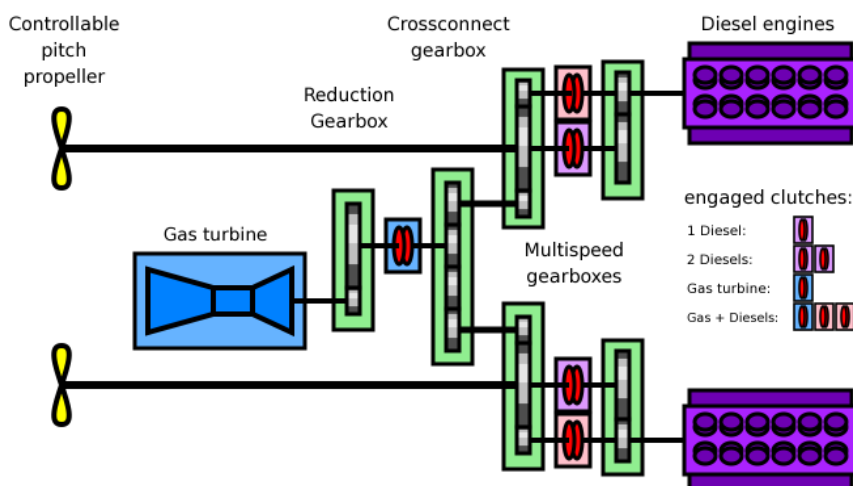
Slika 6.73. X crafts LPP = 80m i CODOG postrojenjem – v = 60 čvorova RENK

Kod kombiniranih instalacija javlja se problem izbora između brodskog vijka s upravljivim usponom i prekretnog reduktora. Brodski vijak s upravljivim usponom daje mogućnost promjene brzine brodskog vijka za zadanu snagu, ili promjenu snage, a time i brzine broda za zadanu brzinu vrtnje brodskog vijka. Uz to postoji mogućnost prekreta poriva bez zaustavljanja rada motora i promjene smjera rotacije. Iz navedenih razloga strojarnica je jednostavnija; strojevi su jednog smjera vrtnje, reduktor je neprekretan, a postoji i mogućnost varijacija poriva pri minimalnoj brzini vrtnje motora. Također, upravljanje je veoma brzo.

Kao loša strana, veća je cijena brodskog vijka i veća cijena remonta koji se mora obavljati u doku. CP brodski vijak je neznatno manje efikasan i bučniji od ekvivalentnog FP brodskog vijka. Hidraulički sustav CP brodskog vijka je veoma složen i osjetljiv na kvarove i slučajna oštećenja. Obzirom da su spojke već uključene u reduktor radi odvajanja Diesel motora, uz malo više dijelova može se izraditi prekretni reduktor koji bi bio jednostavnije rješenje od CP propelera.

Međutim, kod CODOG pogona uglavnom se ugrađuju brodski vijci s upravljivim usponom, posebno iz razloga što se mogu postaviti u optimalan položaj kod rada s Diesel motorom, odnosno s plinskom turbinom.

CODAG



Slika 6.74. CODAG postrojenje sa propelerima promjenjivog uspona (jedna plinska turbina i dva Diesel motora), [19]

CODAG propulzija, slika 6.74., se izbjegava zbog nekoliko razloga:

- moguće prekoračenje brzine vrtnje Diesel motora u zajedničkom radu
- mogući problemi u odvajanju motora u hitnom slučaju („emergency“),
- upravljanje bi mogla biti nespretno,
- pokretanje u "emergency" uvjetima je nesigurno.

Diesel motor ima maksimalnu brzinu u pogonu maksimalne snage, kod pogona brodskog vijka. Kada se ovoj snazi doda snaga turbine, brzina brodskog vijka se povećava, što se mora spriječiti na jedan od sljedećih načina:

1. Povećavanjem uspona krila brodskog vijka s upravljivim usponom ako je ugrađen CP

brodski vijak. Na ovaj način može se održavati konstantan broj okretaja sve do pune CODAG snage.

2. Promjenom omjera zupčanika između Diesel motora i broskog vijka. Ovo je neophodno ako se koristi jednodijelni brodski vijak.

Očito je da se kod jednodijelnog broskog vijka zahtijeva složeniji reduktor sa spojkaama koje kontroliraju vožnju naprijed, natrag, i postupak promjene brzine. Od stajanja broda do postizanja pune snage u vožnji naprijed potrebno je obaviti slijedeće radnje:

1. Uputiti Diesel motor i dovesti ga u prazan hod.
2. Spojiti Diesel motor s reduktorom preko spojke naprijed i spojke za krstarenje da bi se dobila potrebna brzina vrtnje broskog vijka.
3. Ubrzati Diesel motor do pune snage.
4. Uputiti plinsku turbinu i dovesti u prazan hod.
5. Ubrzati plinsku turbinu nešto iznad brzine Diesel motora kako bi preuzela pogon.
6. Smanjiti snagu Diesel motora i odvojiti njegovu spojku za krstarenje. Vratiti motor u prazni hod.
7. Povećati brzinu plinske turbine do maksimuma.
8. Povećati brzinu Diesel motora i sinkronizirati, nakon čega uključiti spojku za pojačanu snagu.
9. Ubrzati Diesel motor i plinsku turbinu do maksimalne snage.

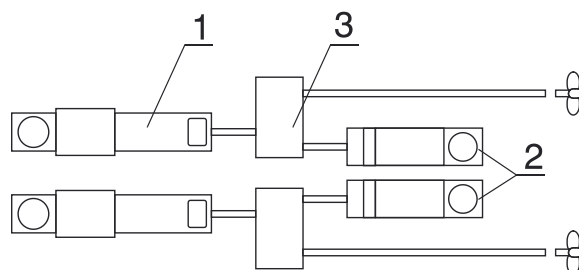
Kod vožnje natrag postupak je jednostavniji jer se koristi samo Diesel motor.

Kao dodatna nepovoljnost CODAG propulzije s broskim vijkom s upravljivim usponom je mogućnost optimiranja rada samo pri brzini krstarenja ili pri punoj snazi.

Očito je da je izbor CP broskog vijka kod CODAG propulzije bolje rješenje, ali do sada nije imalo veću primjenu.

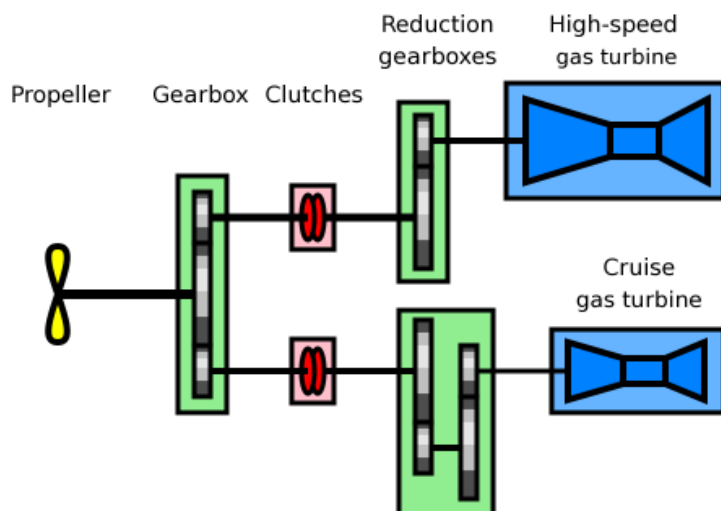
COGOG

COGOG je kombinirano postrojenje sa dvije različite plinske turbine na jednom vratilu. Manja turbina služi za postizanje brzine krstarenja (umjesto Diesel motora kod CODOG sustava), a veća za maksimalne brzine.



1. Olympus turbina za maksimalnu snagu
2. Tyne turbina za krstarenje
3. Reduktori

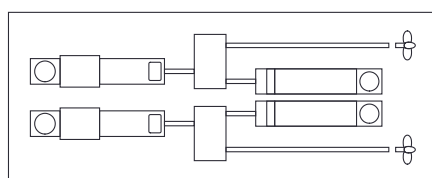
Slika 6.75. COGOG postrojenje (dvije turbine za krstarenje i dvije turbine za vožnju punom snagom)



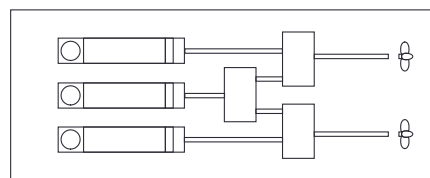
Slika 6.76. COGOG postrojenje (turbina za krstarenje i turbina za vožnju punom snagom), [19]

COGAG

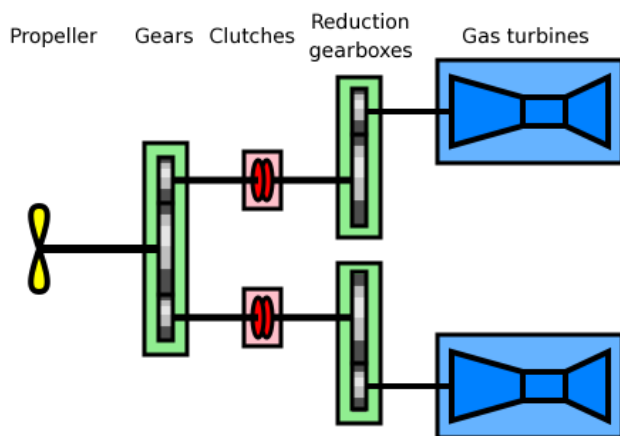
COGAG je kombinirano postrojenje s dvije plinske turbine na istom vratilu, obično iste snage. Vratilo pogoni jedna ili druga turbina, ili obje zajedno. Ovakav pogon zahtijeva reduktor specijalne izvedbe i primjenjuje se prvenstveno na velikim brodovima kao što su npr. manji nosači aviona, fregate i veliki razarači, ali i na manjim brzim brodovima. Moguće su i drukčije izvedbe, vidi sliku 6.77, ali bez obzira radi li se o istim ili različitim turbinama, moraju imati mogućnost zajedničkog rada.



COGAG - 2 OLYMPUS, 2 SM1's
ZA VELIKE RAZARAČE



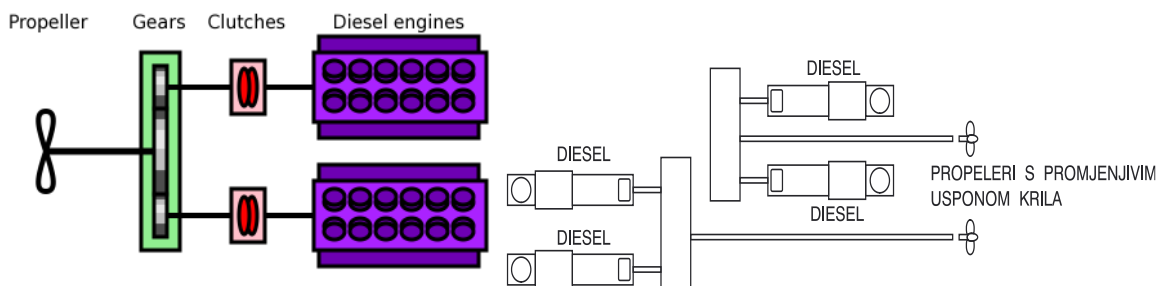
COGAG - 3 SM1's
ZA FREGATE



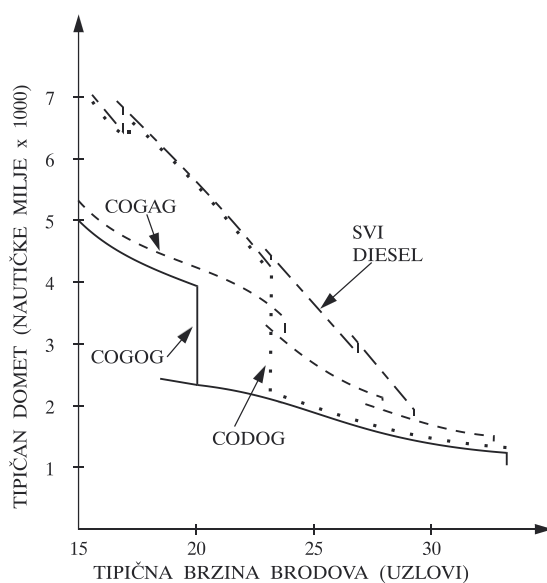
Slika 6.77. Tipična COGAG postrojenja, [19]

CODOD / CODAD

CODOD/CODAD je kombinirano postrojenje s Diesel motorima koje je sve popularnije, osobito za manje ratne brodove kao što su korvete, minolovci, patrolni brodovi pa i fregate, prikazan na slici 6.78. Takvo postrojenje upotrebljavaju i mornarice s manje iskustva i tehničke podrške koja je potrebna za održavanje plinske turbine.



Slika 6.78. Kombinirana postrojenja s Diesel motorima



Slika 6.79. Autonomija pojedinih sustava kombiniranog pogona u funkciji brzine plovidbe

Autonomnost pojedine vrste kombinirane propulzije s istom količinom ukrcanog goriva prikazano je na slici 6.79. Očito je da je autonomija Diesel motornog pogona najveća. Međutim, s Diesel motornim pogonom ne mogu se postići najveće snage (pa prema tome ni brzine), a također dimenzije i težine Diesel pogona su znatno veće od plinsko - turbinskog pogona.

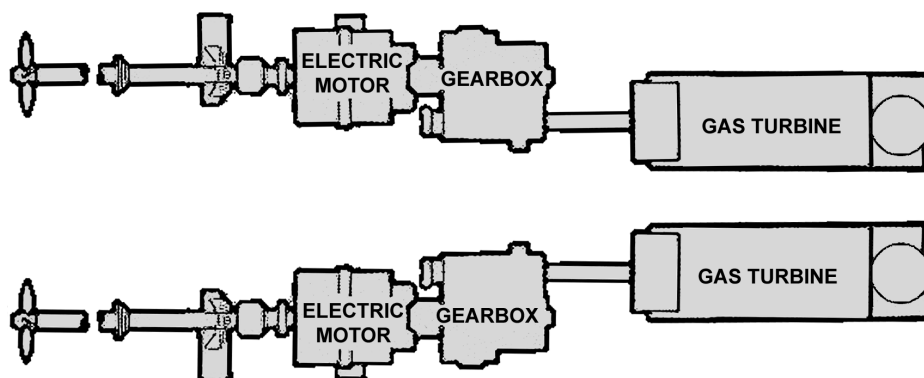
CODLAG

Za potrebe veoma tihe propulzije kao kod brodova za borbu protiv podmornica ugrađuju se sustavi nazvani CODLAG , a čije karakteristike su sljedeće:

1. Gotovo bešuman rad pri maloj brzini (snazi) kada se tegli sonar.
2. Dobra efikasnost i ekonomija pri brzini krstarenja.
3. Brza raspoloživost visoke snage.

Ovaj pogonski sustav je kombinacija Diesel električne propulzije i plinsko turbinske propulzije, prikazan na slici 6.80.

CODLAG sustav uključuje dvovratilnu propulziju s brodskim vijcima s upravljivim usponom. Diesel generatori preko konvertora snabdijevaju električnom energijom istosmjerne (D.C.) elektromotore koji direktno pogone svaki svoje vratilo, odnosno brodski vijak. Ovakav vid propulzije koristi se za tihi i polagani pogon i za upravljanje. Za visoke brzine koriste se jedna ili obje plinske turbine (Spey SM1) i svaka pogoni svoj brodski vijak preko dvostrukog reduktora, zajedno s elektromotorima. Reduktori imaju ugrađenu SSS spojku na izlaznog vratilu, tako da se u slučaju korištenja samo električne propulzije, reduktor odvaja od izlaznog vratila. Istovremeno se zaustavlja sustav pumpi ulja za podmazivanje reduktora kako bi se buka još više smanjila.



Slika 6.80. CODLAG propulzija

Ove radne režime možemo opisati i na sljedeći način:

1. Tiha vožnja pri maloj brzini - pogon elektromotorima, reduktori i plinske turbine odvojene od vratila broskog vijka.
2. Velika brzina - obje plinske turbine rade preko zupčanika koji su spojeni s vratilom broskog vijka. Dodatna snaga dovodi se elektromotorima.
3. Srednje brzine krstarenja - jedna plinska turbina radi i spojena je preko reduktora i spojke na vratilo broskog vijka. Na drugu vratilo (brodski vijak) dovodi se samo električna snaga uz isključenje reduktora da bi se smanjili gubici kočenja ovog drugog broskog vijka.
4. Vožnja natrag moguća je Diesel električnim pogonom s odvojenim reduktorima.

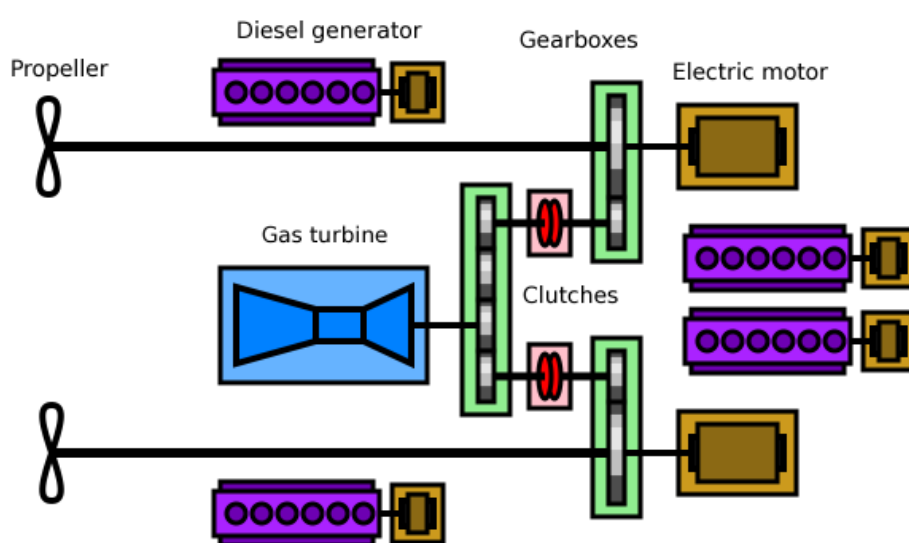
CODLAG sustav ima sljedeće konstrukcijske i pogonske karakteristike:

Određena snaga se uvijek održava istosmjernim (D.C.) elektromotorima pri svim radnim uvjetima da bi se osigurala raspoloživost snage za slučaj vožnje natrag.

Upravljanje i nadzor CODLAG sustava se vrši mikroprocesorima. Sustav upravljanja propulzijom se može sastojati jedne poluge po osovini sa svim upravljačkim funkcijama koje vrše automatsko iskopčavanje plinskih turbina u slučaju vožnje natrag ili kod zaustavljanja.

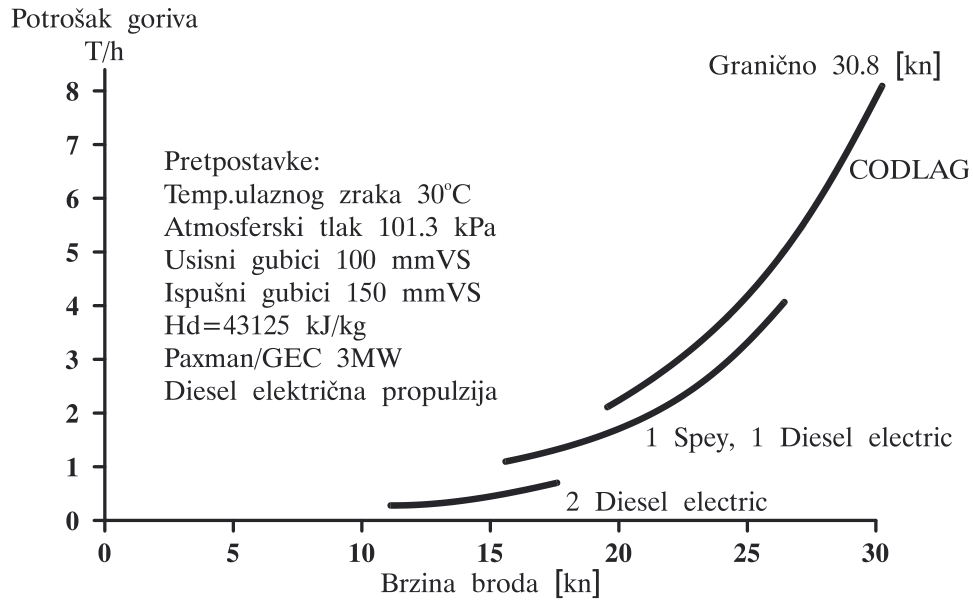
Brodski Diesel generatori mogu biti dvostruko temeljeni i akustično izolirani radi tihog rada.

Brodski servisni električni sustavi se snabdijevaju preko dva motor-generatora u svrhu snabdijevanja snagom potrebnom za sustave oružja. Jedan motor-generator može snabdjeti sve bitne potrebe u slučaju da je drugi van pogona. Ako su oba motor-generatora van pogona, moguće je smanjiti voltažu jednog od glavnih generatora na 440 V i tako snabdjeti brodske "emergency" potrebe.



Slika 6.81. Jedna od izvedbi CODLAG propulzije, [19]

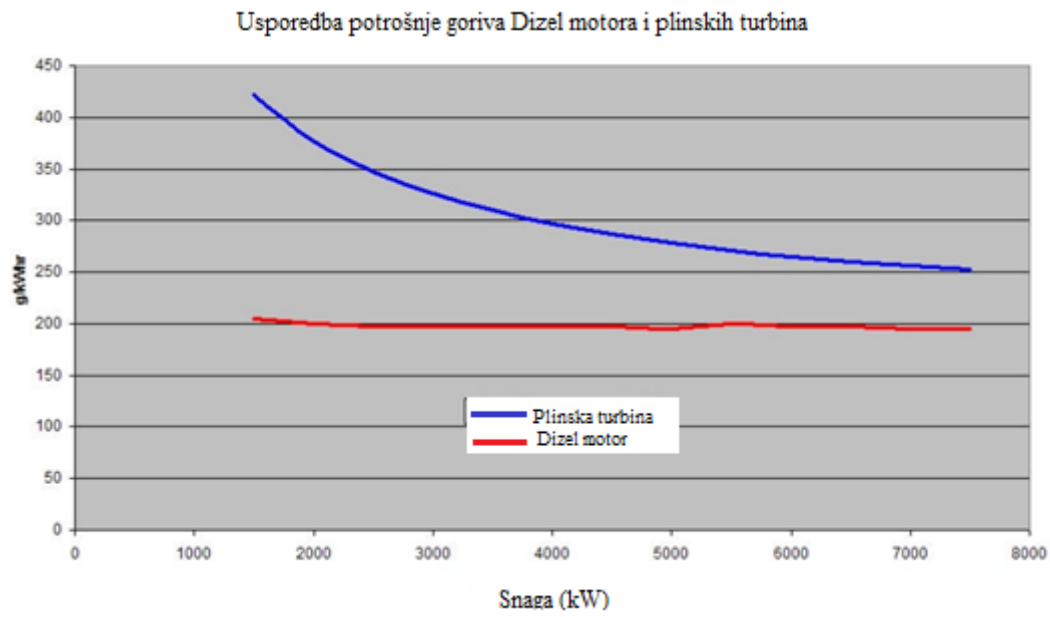
Performanse CODLAG propulzije koje ilustriraju potrošnju goriva u funkciji brzine broda za tipičan neobrastao trup od 2 200 BRT su prikazane na slici 6.81. Pretpostavljeni pogon sastoji se od dvije Spey SM1C brodske plinske turbine i dva elektromotora snage 1,5 MW. Maksimalna brzina postiže se pri radu obje turbine i oba elektromotora i iznosi 30,8 čvorova. Pri tome potrošnja goriva iznosi oko 8 tona/h. Isti pogon, ugrađen na trup s masenom istisninom od 4 500 BRT razvio bi maksimalnu brzinu od 28,4 čvora.



Slika 6.82. Performanse broda

Tablica 6.6. Raspoložive snage za pogon ratnih brodova

Tip	Najveća dostupna snaga	Propulzor		
		Kontrolirani nagib	Fiksni nagib	Električni
Brzohodni Dizel motori	9,000kW	✓	✓	✓
Srednjehodni Dizel motori	26,500kW	✓	*	✓
Plinska turbina	50,000kW	✓	✓	✓
Nuklearni	100,000kW+	✓	✓	✓



Slika 6.83. Specifična potrošnja goriva Dizel motora i plinskih turbina RENK

6.5 PRIMJENA GORIVNIH ČLANAKA U BRODSKOM POGONU

Kada je Sir William Grove 1893. izumio princip elektro-kemijske reakcije koji se koristi u gorivnim člancima sigurno nije očekivao da će proći toliko vremena a da još nema šire primjene. Prednosti gorivnih članaka su tolike, da se očekivala široka primjena već odavno. Gorivni članci su pouzdani, efikasni i ekološki čisti u proizvodnji električne energije. Radni princip različitih tipova gorivnih članaka je sličan, mada materijali, goriva, katalizatori i vrste reakcija variraju. Gorivni članci se svrstavaju prema vrsti elektrolita, a mogu se podijeliti obzirom na temperaturu u tri kategorije: nisko temperaturne, srednje temperaturne i visoko temperaturne gorivne članke. Koriste se za različite namjene.

Tablica 6.7. Tipovi gorivnih članaka i njihova svojstva

Tip gorivnog članka	Tok anode	Tok katode	Radna temperatura	Efikasnost H_a	Primjena
Nisko temperaturne					
PEM transport, podmornice	H ₂	Zrak	60 – 80 °C	30 – 40	prenosive, domaćinstva,
AFC transport	H ₂	O ₂	65 – 220 °C	30 – 40	prenosive, domaćinstva,
Srednje temperaturne					
PAFC	H ₂	Zrak	150 – 200 °C	35 – 45	industrija
Visoko temperaturne					
MCFC CH ₄ , NH ₃	H ₂ , CO,	zrak + CO ₂	600 – 700 °C 50 – 70*	45 – 55 brodogradnja	industrija CHP,
SOFC CH ₄ , NH ₃	H ₂ , CO,	zrak	650 – 1000 °C 80 – 90*	45 – 55 brodogradnja	industrija CHP,

PEM Proton Exchange Membrane

AFC AlkalineFuel Cell

PAFC PhosphoricAcidFuel Cell

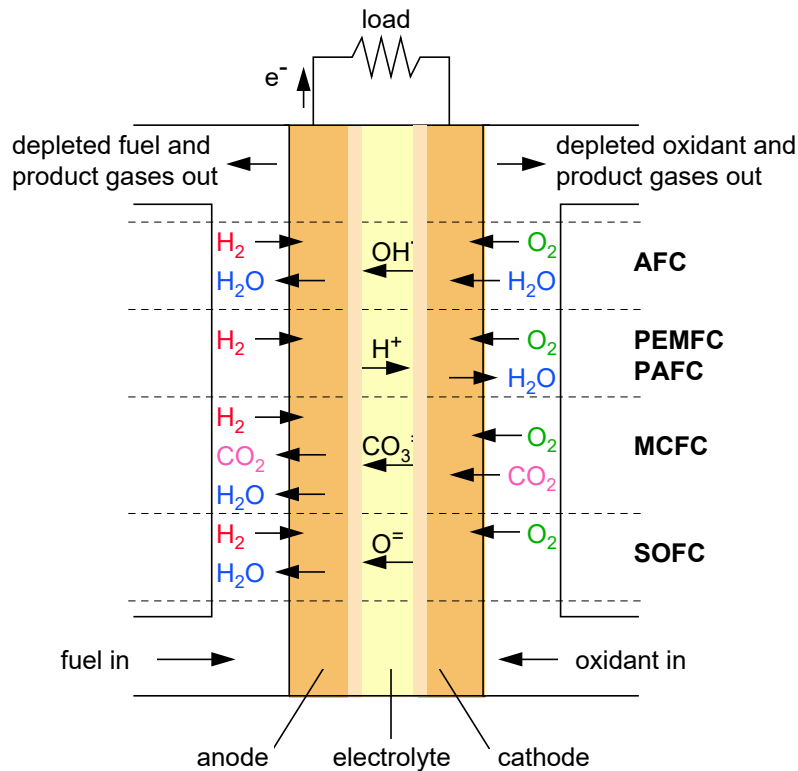
MCFC MoltenCarbonateFuel Cell

SOFC SolidOxideFuel Cell

* u kogeneraciji – CHP (CombinedHeat and Power)

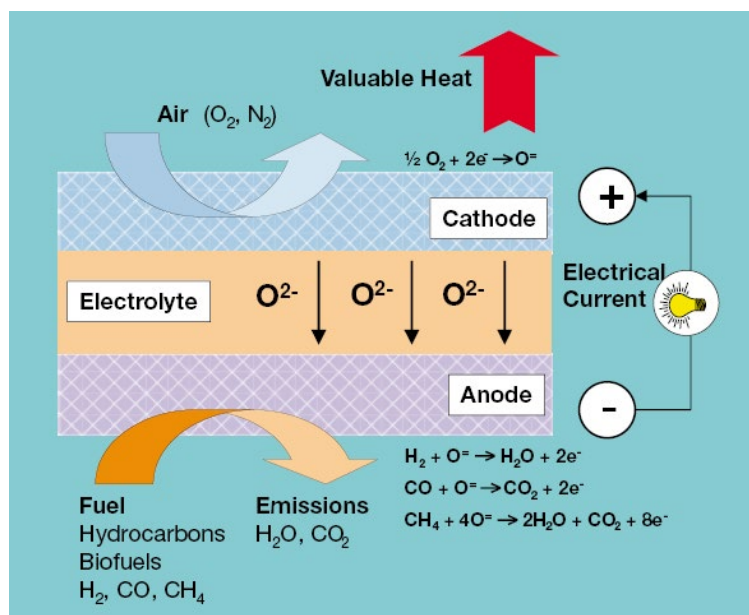
Komercijalno najčešće korištena tehnologija je PA gorivni članci (PAFC) gdje se fosforna kiselina koristi kao elektrolit i platina kao katalizator na obje strane članka. Zbog visoke cijene proizvodnje i relativno niske efikasnosti nema širu primjenu.

Nisko temperaturni gorivni članci kao PEM razvijeni su za transport i za prijenosne jedinice. Brzo se pokreću, kompaktni su, ali zahtijevaju visoku čistoću vodika i skupu platinu kao katalizator. Zbog niske temperature procesa i tihog rada koriste se u vojnim podmornicama.



Slika 6.84. Principi rada gorivnih članaka [20]

Jeftinije i efikasnije tehnologije su SO gorivni članci (SOFC) i MC gorivni članci (MCFC) razvijene za proizvodnju energije u industriji. Visoka efikasnost i visoka otpadna toplina pogodne su za kogeneraciju, mada im je vrijeme startanja dugo. Očekuje se da će se u kratkom razdoblju razviti i postati još jeftinije. SOFC tehnologija se razvija kao pločasta i cijevna tehnologija. Pločasta SOFC tehnologija može raditi na temperaturi od 650 do 800(°C) što dozvoljava korištenje konvencionalnih materijala.



Slika 6.85. Načelo rada SOFC (Solid Oxide gorivni članak), [20]

Primarna reakcija koja proizvodi elektricitet, u SOFC, je kada atomi vodika (H₂) ili ugljik monoksida (CO) djeluju s ionima kisika. Vodik je najpovoljnije gorivo za SOFC budući da ne zahtjeva niti djelomično reformiranje. Međutim, budući da je čisti vodik skup i dostupan u malim količinama, razvijeni su gorivni članci koji mogu koristiti druga različita goriva kao što su metanol (CH₃OH), prirodni plin, benzin, pa čak i Diesel gorivo te etanol (CH₃CH₂OH).

Nakon odstranjivanja čestica filtriranjem goriva, sastojci sumpora (S) moraju se smanjiti na razinu pogodnu za reformiranje goriva i gorivni članak. Uobičajeno se zahtijeva da se količina sumpora smanji na iznos ispod 1 ppm.

Goriva se mogu reformirati na različite načine, ovisno o vrsti goriva i tipu gorivnog članka. Za veće jedinice koristi se reformiranje parom (endoterman proces) u kombinaciji s djelomičnom oksidacijom (egzoterman proces), tj. „Auto Thermal Reforming“ prirodnog plina.

Kod SOFC, viši ugljikovodici iz prirodnog plina se reformiraju u metan (CH₄), vodik (H₂) i ugljik monoksid (CO). Diesel gorivo se također može reformirati nakon odvajanja sumpora. U budućnosti, sumpor će se odstranjivati na iznos od 5 ÷ 10(ppm) u rafinerijama. Smatra se da je ovaj iznos sumpora u Diesel gorivu prihvatljiv za primjenu na brodovima. Vodik je bez sumnje najprihvatljivije gorivo za gorivne ćelije. Pohranjivanje vodika je jedan od najvećih problema

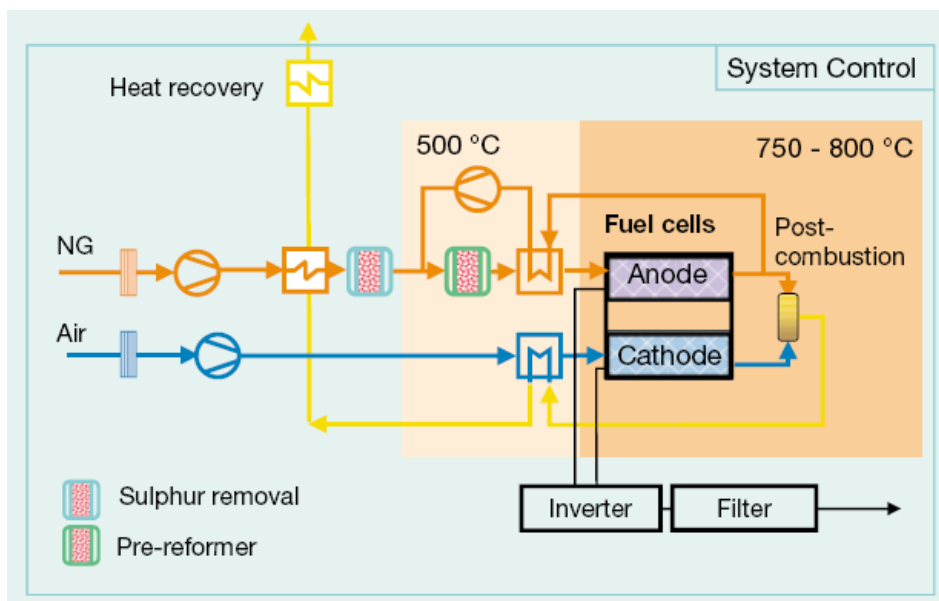
Razvijaju se tehnologije pohranjivanja u metalnim hidridima te kemikalijama bogatim ugljikom, kao primjerice u natrijevom borohidridu (NaBH₄). Također, pohranjivanje u visokotlačnim spremnicima se i dalje razvija. Nakon što se riješi problem pohranjivanja vodika i razvije jeftinija efikasna proizvodnja vodika, vodik može postati gorivo budućnosti u gorivnim člancima i toplinskim strojevima.

Općenito, gorivni članci nemaju emisije sumpora budući da se sumpor odstranjuje iz goriva prije primjene. NO_x emisije su također minimalne, ispod 0,5(ppm), budući da se NO_x formira u naknadnom gorioniku gdje ostatni plinovi iz gorivnih članaka izgaraju.

U tablici 6.8. prikazane su kemijske reakcije za različita goriva.

Tablica 6.8. Elektrokemijske reakcije u gorivnim ćelijama, [20]

Gorivna ćelija	Reakcije anode	Reakcije katode
PEM i PAFC	$H_2 \rightarrow 2H^+ + 2e^-$	$\frac{1}{2} O_2 + 2H + 2e^- \rightarrow H_2O$
Alkaline	$H_2 + 2(OH) \rightarrow 2H_2O + 2e^-$	$\frac{1}{2} O_2 + H_2O + 2e^- \rightarrow 2(OH)$
MoltenCarbonate	$H_2 + CO_3^- \rightarrow H_2O + CO_2 + 2e^-$ $CO + CO_3^- \rightarrow 2CO_2 + 2e^-$	$\frac{1}{2} O_2 + CO_2 + 2e^- \rightarrow CO_3^-$
SolidOxide	$H_2 + O^- \rightarrow H_2O + 2e^-$ $CO + O^- \rightarrow CO_2 + 2e^-$ $CH_4 + 4O^- \rightarrow 2H_2O + CO_2 + 8e^-$	$\frac{1}{2} O_2 + 2e^- \rightarrow O^-$



Slika 6.86. Shematski prikaz SOFC sustava, [20]

Glavne komponente SOFC sustava su prikazane na slici 6.86. Gorivo se filtrira, tlači i predgrijava prije jedinice za odstranjivanje sumpora. Odsumporavanje se može vršiti pri niskoj ili pri visokoj temperaturi. Nakon odsumporavanja, gorivo se vodi do uređaja za reformiranje. Prije uređaja za reformiranje goriva, dio ostalih plinova iz anode se recirkulira i miješa s dolazećim gorivom. Ova recirkulacija povećava efikasnost sustava i snabdjeva ga s parom neophodnom za parno reformiranje. Reformirano gorivo se zatim predgrijava prije SOFC komore. Nakon SOFC komore preostali plinovi izgaraju u komori za naknadno izgaranje.

Nadalje, linija zraka je jednostavnija od linije goriva. Osim što je nosioc kisika, zrak djeluje kao rashladni medij unutar komore. Iz tog razloga, protok zraka je 2 do 5 puta veći nego što je potrebno kisika za reakcije.

Važna funkcija SOFC-a je sustav za upravljanje i pretvorbu nisko-voltažne istosmjernje (DC) u odgovarajuću izmjeničnu (AC) struju za spajanje u vanjsku mrežu.

Kako je pomorska industrija pod sve većim pritiskom za smanjenje emisija ispušnih plinova, posebice u nekim područjima plovidbe, razvijaju se prihvatljivija rješenja po okolinu. Posebna pažnja usmjerena je na putničke brodove i obalne trajekte za koje se traži ekološki što prihvatljivija strojarnica. Strojarnica bez buke, vibracija, uz niske emisije plinova, te visoku efikasnost, moguća je s gorivnim člancima u relativno bliskoj budućnosti. Budući da gorivni članci imaju veoma malo pokretnih dijelova, održavanje treba biti jednostavnije, a pouzdanost sustava veća u odnosu na konvencionalnu strojarnicu. Najveće prepreke u korištenju gorivnih članaka na brodovima su visoka investicijska cijena, visoki zahtjevi za kvalitetom goriva i nerazvijenost tehnologije gorivnih članaka. Tome treba dodati konzervativnost brodograđevne industrije koja zahtjeva visoku sigurnost kakvu omogućuje industrija dokazana na kopnenim postrojenjima.

Predviđa se da će prva primjena gorivnih članaka biti na jahtama gdje se zahtjeva tihi rad i proizvodnja snage bez emisija, posebice kod manevre i tijekom boravka u luci, zato što to tržište može podnijeti više investicijske troškove.

Komercijalna primjena očekuje se na manjim putničkim i trgovačkim brodovima koji plove uz priobalje, gdje je niski nivo emisija važan, a kvalitetno gorivo lako dostupno.

Također, gorivni članci mogu naći primjenu na putničkim brodovima u proizvodnji električne energije tijekom boravka u luci.

LITERATURA

- [1] <http://www.mosi.org.uk/media/33871781/lancashireboiler.pdf>
- [2] http://en.wikipedia.org/wiki/Scotch_marine_boiler
- [3] http://en.wikipedia.org/wiki/File:Babcock_and_Wilcox_boiler
- [4] http://en.wikipedia.org/wiki/File:Yarrow_boiler_end_section
- [5] http://en.wikipedia.org/wiki/Yarrow_boiler
- [6] <http://www.steamestem.com/?boilers/water-tube-boilers>
- [7] http://en.wikipedia.org/wiki/File:Nuclear_fission.svg
- [8] Stodola A.: Steam engines, Polytechnikum, Zurich, 1905
- [9] Radica G.: Toplinski turbostrojevi, FESB, 2011.
- [10] Woodyard D., Pounder's Marine Diesel Engines and Gas Turbine, Elsevier Butterworth – Heinemann, 2004.
- [11] Koehler H. W., Oehlers W.: 95 years of Diesel-Electric Propulsion from a Meke shiftS olution to a Modern Propulsion System, MAN-B&W Diesel AG, Germany, 2nd International Diesel Electric Propulsion, 26-29 April 1998, Helsinki, Finland
- [12] GE Power Systems, Steam turbines, 2001.
- [13] Cengel Y. A., Boles M., A., Thermodynamics: An Engineering Approach, 5th ed., McGraw-Hill, 2006.
- [14] General Electric: Gas Turbine Technical Description, US, 2001.
- [15] Rolls-Royce: MT30 marine gas turbines, FactSheet MP/46/38Issue 2003
- [16] <http://upload.wikimedia.org/wikipedia/en/8/80/Lm6000-2.png>
- [17] Rolls-Royce: SM series gas turbines for marine propulsion, Sept. 1981.
- [18] MTU: MTU in Marine Application; Die Motorender Baureihe 1163TB33
- [19] https://en.wikipedia.org/wiki/Combined_diesel_and_gas
- [20] Fontell, E.: Fuelcells – ther future of powergeneration, The Ship Power Suplier, Marine News 41, Wärtsillä, 2-2003.
- [21] FSRU-LNG CROATIA-Priručnik za upotrebu strojeva, Golar Viking Management d.o.o., Split, 2020

POPIS OZNAKA I JEDINICA:

P	-	količina topline; snaga	(W)
Φ	-	toplinski tok	(W)
B	-	gustoća magnetskog toka	(T)
Q	-	protok	(m ³ /s)
m	-	masa; maseni protok	(kg, kg/s)
q	-	specifični protok	(kg/Ws)
b	-	specifična potrošnja	(kg/Ws)
ρ	-	gustoća	(kg/m ³)
ΔT	-	temperaturna razlika	(K)
c_P	-	specifični toplinski kapacitet	(J/kg K)
E	-	elektromotorna sila	(N)
M_t	-	moment torzije	(Nm)
P	-	tlak	(Pa)
Δp	-	razlika tlaka	(Pa)
H_m	-	manometarska visina dobave	(Pa)
$\sigma_{v,dop}$	-	dopušteno naprezanje materijala	(Pa)
σ_{dop}	-	dopušteno tangencijalno naprezanje	(Pa)
T	-	vrijeme	(s)
L	-	duljina	(m)
h	-	visina	(m)
v,w,c	-	brzina	(m/s)
u	-	obodna brzina	(m/s)
d, D	-	promjer	(m)
A	-	površina	(m ²)

ω	-	kutna brzina vrtnje	(s ⁻¹)
n	-	brzina vrtnje	(min ⁻¹)
δ	-	debljina stjenke	(m)
G	-	gravitacijska konstanta	(9,81 m/s ²)
ν	-	kinematički viskozitet	(m ² /s)
η_V	-	volumetrijski stupanj djelovanja	
η_m	-	mehanički stupanj djelovanja	
η_h	-	hidraulički stupanj djelovanja	
η_P	-	ukupni stupanj djelovanja	
α	-	koeficijent trenja strujanja fluida	
ζ	-	koeficijenti gubitaka	
f	-	koeficijent gubitka snage	
Re	-	Reynolds-ov broj	
p_{TG}	-	postotak teškog goriva u smjesi	(%)

CIP - Katalogizacija u publikaciji
SVEUČILIŠNA KNJIŽNICA
U SPLITU

UDK 621:629.5>(075.8)

RADICA, Gojmir

Brodski pogonski sustavi / Gojmir
Radica, Mirko Grljušić. - Split : Fakultet
elektrotehnike, strojarstva i
brodogradnje, 2023.
(Udžbenici Sveučilišta u Splitu = Manualia
Universitatis studiorum Spalatensis)

Bibliografija
ISBN 978-953-290-125-2

1. Grljušić, Mirko
I. Brodski strojni sustavi -- Udžbenici

190710054
