

HAJÓGÉPEK



A projekt címe: „Egységesített Jármű- és mobilgépek képzés- és tananyagfejlesztés”

A megvalósítás érdekében létrehozott konzorcium résztvevői:



[KECSKEMÉTI FŐISKOLA](#)

[BUDAPESTI MŰSZAKI ÉS GAZDASÁGTUDOMÁNYI EGYETEM](#)

[AIPA ALFÖLDI IPARFEJLESZTÉSI NONPROFIT KÖZHASZNÚ KFT.](#)

Fővállalkozó: [TELVICE KFT.](#)



Szerkesztette:

SIMONGÁTI GYŐZŐ

Írta:

**HARGITAI L. CSABA
SIMONGÁTI GYŐZŐ**

Lektorálta:

HADHÁZI DÁNIEL

Rajzolók:

**HARGITAI L. CSABA
SIMONGÁTI GYŐZŐ**

HAJÓGÉPEK

Egyetemi tananyag

COPYRIGHT: © 2012-2017, Hargitai L. Csaba, Dr. Simongáti Győző, Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem Közlekedésmérnöki és Járműmérnöki Kar

LEKTORÁLTA: Hadházi Dániel

Creative Commons NonCommercial-NoDerivs 3.0 (CC BY-NC-ND 3.0)
A szerző nevének feltüntetése mellett nem kereskedelmi céllal szabadon másolható, terjeszthető, megjelentethető és előadható, de nem módosítható.

ISBN 978-963-279-619-2

KÉSZÜLT: a [Typotex Kiadó](#) gondozásában

FELELŐS VEZETŐ: Votisky Zsuzsa

TÁMOGATÁS:

Készült a TÁMOP-4.1.2/A/2-10/1-2010-0018 számú, „Egységesített Jármű- és mobilgépek képzés- és tananyagfejlesztés” című projekt keretében.

Nemzeti Fejlesztési Ügynökség
www.ujszachenyiterv.gov.hu
06 40 638 638



A projekt az Európai Unió támogatásával, az Európai Szociális Alap társfinanszírozásával valósul meg.

KULCSSZAVAK:

Hajó főüzemi rendszer, dízelmotor, hajó gázturbina, hajó gőzturbina, elektromos hajómotorok, kishajók főgépei, hajók emissziója, hajó dízelmotorok, hajó hajtásrendszerek, hajók tengelyrendszerei, főüzemi rendszer kiválasztás.

ÖSSZEFOGLALÁS:

A Hajógépek című jegyzet a hajók meghajtását végző gépi berendezésekkel, az úgynevezett főüzemi gépekkel és a hozzájuk csatlakozó, a propulziós egységig terjedő berendezésekkel foglalkozik. A történelmi bevezető után a hajókon a meghajtáshoz alkalmazott energiatermelő egységeket veszi sorra, külön kiemelve a dízelmotorokat és a gépek emissziós követelményeit. Külön fejezetben foglalkozik a kishajók főgépeivel, illetve a propulziós egységeket közvetlenül meghajtó gépekkel és az energiaátalakító hajtóművekkel. Ismerteti a hajók jellegzetes hajtásrendszereit. Külön bemutatja a hajócsavaros hajtáshoz tartozó tengelyrendszer elemeit. Útmutatást ad a hajók főüzemi rendszerének kiválasztásához.

Tartalomjegyzék

Előszó	6
1. Történelmi bevezető	7
1.1 A gőzgépek kora	7
1.2 A dízelgépek kora	7
2. A hajók főüzemi gépei	11
2.1 Dízelmotorok	11
2.1.1 A dízelmotorok csoportosítása	11
2.1.2 A dízelmotorok összehasonlítása	11
2.2 Kettős üzemanyagú- és Gázmotorok	14
2.2.1 A tisztán gázüzemű motorok jellegzetességei	16
2.2.2 A kettős (olaj és gáz) üzemanyagú (DF – Dual Fuel) gépek jellegzetességei	17
2.3 Hajógőzturbinák	19
2.4 Hajógázturbinák	20
2.5 Elektromos motorok	25
2.6 Kishajók főgépei	28
2.7 Gépek emissziói, és az ezekre vonatkozó előírások	33
2.7.1 A gépek működéséből származó szennyezőanyagok és keletkezésük okai	33
2.7.2 A kibocsátások csökkentésének lehetőségei	35
2.7.3 Előírások	38
3. Hajók dízelmotorjai	41
3.1 A dízel üzemanyag	42
3.1.1 A dízel üzemanyagok jellemzői	42
3.1.2 A hajózásban alkalmazott dízel üzemanyagok üzemeltetési nehézségei	45
3.1.3 Dízel üzemanyagok csoportosítása	47
3.2 A nehéz dízelmotorok főbb szerkezeti részei	50
3.2.1 Az égéstér	51
3.2.2 A hengerfej	59
3.2.3 A hengerpersely	66
3.2.4 A dugattyú	71
3.2.5 A hajtórúd	84
4. A hajók jellegzetes hajtásrendszerei	89
4.1 Közvetlen hajtásrendszerek	89
4.2 Közvetett hajtásrendszerek	90
4.2.1 Hajtóműves megoldások	90
4.2.2 Dízel (vagy turbó)-elektromos hajtás	93
4.2.3 Hibrid hajtás	97
5. A tengelyrendszer elemei	99
5.1 Hajtóművek	100
5.2 Csapágyak	102
5.2.1 Tolócsapágyak	102
5.2.2 Támcsapágyak	105
5.2.3 Tönkcső- és bakcsapágyak	105
5.3 Tönkcső és tömítése	108
5.4 Tengelyek	111
5.5 Tengelykapcsolók	112
6. A főüzemi rendszer kiválasztásának szempontjai	116
7. Ábrajegyzék	119
8. Irodalomjegyzék	124

ELŐSZÓ

A hajó két fő mérnöki szakterület terméke: a hajótervező és a hajógépész mérnöké (az angol terminológiában az előzőre a *naval architect*, utóbbira pedig a *marine engineer* kifejezést használják). Mint ismeretes, a hajótervező elsősorban a hajótest alakjával, szerkezetével és tengeren való viselkedésével (úszáshelyzet, stabilitás, tengerállóság) foglalkozik. A hajógépész a hajó hajtását és üzemét biztosító gépészeti rendszerekért felelős. Mindez magában foglalja a teljes propulziót, a kormányrendszert, a hajó horgony és kikötő berendezéseit, a rakománykezelés gépészetét, az összes kapcsolódó csőrendszert, az energiaellátást és –elosztást is. Természetesen az egyes szakterületek között van átfedés, a hajó a különböző szakterületek tervezőinek szoros együttműködése révén alakul ki.

A nagyobb külföldi egyetemeken hajósképzésében a fenti különbség általában választható szakirányok formájában külön is folyik a hajótervezők és hajógépészek számára. A műegyetemi hajós képzésben e szétválasztás sem korábban az ún. hagyományos képzésben, sem a jelenlegi Járműmérnök B.Sc. képzésben nincs meg. Lehetne mondani, hogy mi egyszerűen képzünk hajótervezőt és hajógépészt, de az igazság az, hogy az oktatógárda szakirányú tapasztalata okán a képzés inkább hajótervezőt produkál. Vagyis olyan hajótervezőket nevel ki, akik az átlagosnál több hajógépészeti ismeretet kapnak.

Mindezekből kifolyólag, a Járműmérnöki B.Sc. képzés hajógépészettel foglalkozó tantárgyainál elsősorban az alapismeretek átadására, a ma már nagyon széleskörű gépészeti rendszerek, sokfajta gép és berendezés általános bemutatására, azok megismertetésére törekszünk, figyelembe véve azt, hogy bizonyos berendezésekkel már az alapozó szakmai tárgyak (pl. Járművek hő- és áramlástechnikai berendezései) is foglalkoznak. Ilyen módon sokszor nem foglalkozunk az egyes gépek működés elvének és sajátosságainak bemutatásával, itt inkább visszautalunk az adott tárgy és jegyzet vonatkozó részeire. Ugyanakkor a más területeken is használt berendezések hajógépészeti szempontból nagyobb jelentőségű tulajdonságaira, a hajós alkalmazás speciális kérdéseinek tárgyalására helyeztük a hangsúlyt. Reméljük, hogy e törekvésünk a tanulni és többet tudni vágyó hallgatóknál eléri célját.

A Szerzők

1. TÖRTÉNELMI BEVEZETŐ

1.1 A gőzgépek kora

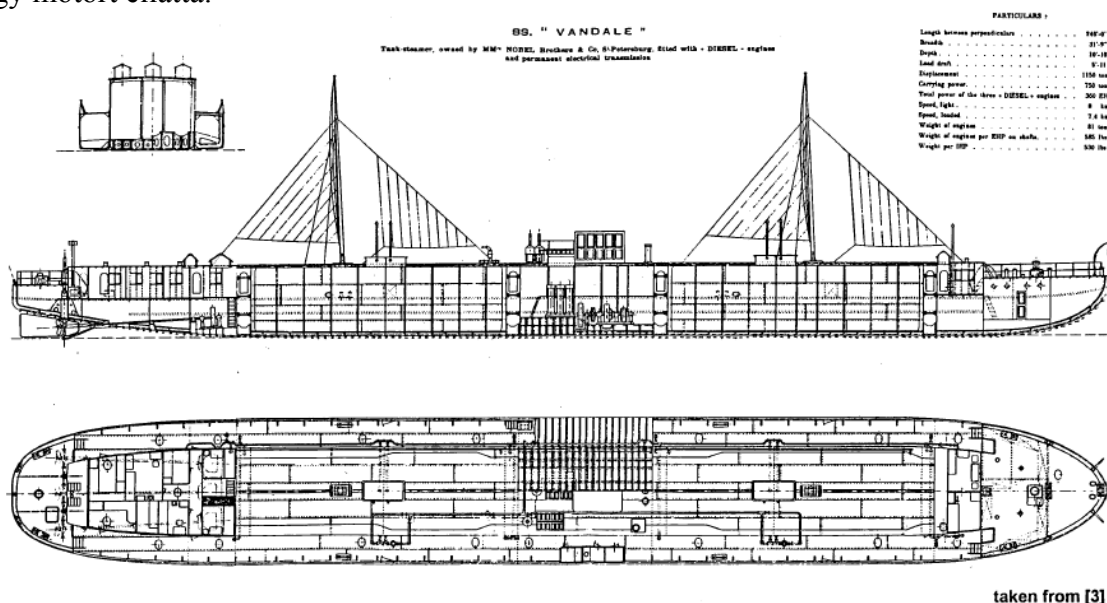
Az első hajók „erőgépe” maga az ember volt, amikor egy vízbe dőlt fatörzsön a kezével vagy egy faággal hajtotta „úszóművét”. Azóta nagyon sok idő eltelt, a faágot felváltotta az evező, majd az ember ereje helyett a vitorlák segítségével nagyon sokáig a szél szolgáltatta az erőt a hajók hajtásához. Itt érdemes megjegyezni, hogy a reneszánsz művész-tudós-feltaláló Leonardo da Vinci is tervezett egy hajók hajtására alkalmas lapátkerékkel és fogaskerekes áttétellel rendelkező gépet, de akkor még nem állt rendelkezésre olyan erőgép, ami ezt hajtotta volna. Miután az angol James Watt feltalálta a gőzgépet, ez már nem volt többé akadály, és az 1800-as évek elején sorra jelentek meg a gőzgéppel hajtott hajók. Az elsőt az amerikai technikus Robert Fulton nevéhez fűzik, az igazság azonban az, hogy abban az időben sokan foglalkoztak a gőzhajó fejlesztésével. Tény azonban, hogy közülük Fulton volt az első, aki a próbaüzem után menetrendi gőzhajó-járatot üzemeltetett sikeresen. Az első gőzhajókat még általában lapátkerékkel hajtották, de később a hajócsavar végérvényesen kiszorította azt. A fejlődés egyre nagyobb hajókat igényelt, melyeknek a megnövekedett energiaigény miatt egyre nagyobb gőzgép kellett. Ezek akkora helyet foglaltak el a hajótérből, és akkora tömeget vettek el a hasznos hordképességtől, hogy nyilvánvalóvá vált, más fejlesztési irányt kell keresni. Mindezek mellett a dugattyúk alternáló mozgásából származó rezgések a hajó szerkezetére nézve is sok problémát jelentettek. Ekkor, a XIX. sz. végén álltak elő a mérnökök (az ír Charles Parsons és az amerikai Westinghouse és Curtis) az új hajtógéppel, a gőzturbinával. Ez kisebb méretben nagyobb energiát adott le, káros rezgésektől mentesen. Ettől kezdve a nagy óceánjáró személyhajókat és a számos hadihajót ilyen erőgéppel láttak el.

A gőzgépnek és a gőzturbinának az üzemanyaga, vagyis az energiát hordozó közeg, a gőz, melyet kezdetben széntüzelésű kazánokban állítottak elő. A szén előnye volt, hogy nem kellett hozzá nagy tartály, csővezeték, szivattyú, szakértelem, mint az olaj kezeléséhez, elég volt a talicska és a lapát, mind a hajón, mind a kikötőben. Ugyanakkor, a szénnel dolgozni egy viharos tengeren imbolygó hajón nemcsak veszélyes, de az üzem szempontjából bizonytalan is volt. Ezen kívül, egy hosszabb útnál igen nagy mennyiségű tüzelőanyagra volt szükség, amely jelentős részt vett el a hasznos vízkiszorításból. Sőt, ez a tér (a kazánok, szénraktár, stb.) a hajó közepét, vagyis a legjobb, „legdrágább” részt foglalta el. Ezért aztán a századforduló után a megbízható, stabil működést biztosító olajtüzelésre álltak át, annak ellenére, hogy ez sokkal komolyabb kezeléstechnikát követelt meg.

1.2 A dízelgépek kora

Mindeközben a fejlesztések a belsőégésű motorok területén is folytak. Kezdetben azonban ezek a motorok lényegesen kisebb teljesítmény leadására voltak képesek, így még nem tudták felvenni a versenyt az akkor már 20-30 csomós sebességet biztosító gőzturbinákkal. Az első Otto elvén működő benzinmotorok szikragyújtásúak voltak, a hajósok pedig irtóztak az elektromosságtól, mely a tengeri, párás közegben érthető is. Később megjelentek az izzítófejes motorok, melyek kisebb teljesítményigény – vagyis kisebb hajók, vagy segédüzem – esetén már egyre nagyobb teret hódítottak. Ezek az igen egyszerű kis teljesítményű motorok gyakorlatilag mindenféle üzemanyaggal képesek voltak üzemelni, ami az akkori üzemanyag-ellátási sajátosságokat figyelembe véve igen nagy előnynek számított. Sőt, a

belsőégésű motorok helyigénye sokkal kisebb volt, mint a gőzhajtásé az elmaradó járulékos berendezések miatt. Már csak a nagyobb teljesítményt kellett megoldani. Az igazi áttörést a Diesel-elven működő motorok hozták meg. Az első hajó, amelybe dízelmotor került az orosz, folyami olajszállító hajó, a *Vandal* volt (1.1. ábra). A 800 t hordképességű hajót 3 db 3 hengeres motor hajtotta. A motorok teljesítménye egyenként 120 LE volt, 250 1/perces fordulatszám mellett, 8 csomós sebességet biztosítva ezzel a 75 m hosszú hajónak. Ebben a hajóban azonban a dízelmotorok még nem hajócsavart hajtottak, hanem generátorokat, így ez egyben az első dízel-elektromos hajtású hajó is! Ennek oka az volt, hogy az első dízelmotorok forgásiránya még nem volt változtatható, így az elektromos erőátvitel volt az egyetlen megoldás a hajó fékezésére. A hajóban 3 db 87 kW/500 V egyenáramú generátor szolgáltatotta az energiát a 3 db 75 kW-os, külön vezérelhető elektromos motornak, mely a három propellert hajtotta. A *Vandal*-t hasonló kialakítású folyami hajók követték, köztük az első dízel-elektromos tengeralattjáróval, a francia *Aigrette*-tel 1904-ben. A kezdeti dízel-elektromos hajtás lendületének azonban az 1906-ban először megjelenő reverzálható két- és négyütemű dízelmotorok hamar véget vetettek. A dízel elektromos rendszer fejlődésének következő hulláma az 1920-ban következett: a személyhajók transzatlanti átkelése idejének csökkentése érdekében egyre nagyobb teljesítményre volt szükség, amit akkoriban csak a gőzturbinák segítségével tudtak megoldani. Eklatáns példája ennek az *S/S Normandie*, melynek négy, 29MW-os szinkron motorjához az elektromos energiát a gőzturbinák szolgáltatták. A motorok fordulatszámát a generátorok frekvenciája adta meg. Részterhelésnél két generátort le lehetett kapcsolni, a másik kettő pedig mind a négy motort ellátta.



1.1. ábra: A *Vandal* korabeli rajza

A másik vonal, szintén ebben az időben a jégtörőkön való alkalmazás volt, ahol a jégtöréshez sokszor szükséges nagy nyomatókót a villamos hajtás kiválóan tudta biztosítani. Itt érdemes megjegyezni, hogy Magyarországon az 1934-ben épített első Duna-tengerjáró a *Budapest* is dízel elektromos hajtást kapott. Majd később még számos más hajó, köztük az első európai dízel-elektromos meghajtású lapátkerekes vontatók is, a *Széchenyi* és a *Baross*. A nagyteljesítményű és jó hatásfokú dízelmotorok megjelenésével azonban a dízel- és turbó-elektromos hajtás a 20. sz. közepétől egy rövid időre újra „kiment a divatból”. (Ma-

gyarországon még később is, a második világháború után is kedvelt volt ez a megoldás. Ennek oka azonban az volt, hogy abban az időben a hazai gyártású dízelmotorok teljesítménye korlátozott volt. A dízel-elektromos hajtás révén – ami 3-4 dízelmotor energiáját összesítette egy vagy két csavar vagy lapátkerék hajtására – nagyobb hajókat építhettünk.) A dízelmotorok fejlődésére visszatérve, a négyütemű gépek mellett/helyett nagyon hamar megjelentek a kétütemű kialakítások, amellyel a gépek teljesítménye drasztikusan megnőtt, felépítésük egyszerűbb lett. A befecskendezés kezdetben légbefúvós befecskendezés volt, ezt felváltotta a direkt, majd napjainkban a „common rail” rendszer. Nagy lépés volt a turbófeltöltés megjelenése. Annak ellenére, hogy a kipufogó gázzal hajtott turbinás feltöltés szabadalmát már 1905-ben bejegyezték, az első turbófeltöltött négyütemű motorok csak a 20-as évek legvégén jelentek meg. Ekkor a rendszer hatékonysága még nem volt kielégítő a kétütemű motorok számára, így ezeknél a változatoknál az 50-es évek közepéig kellett várni a turbótöltők megjelenésére.

A dízelmotorok hajós alkalmazását erősítették azok a kutatások is, amelyek révén lehetővé vált az olcsóbb nehézzolajok üzemanyagként való használata. A haladást az ösztönözte, hogy az 1950-es évek közepére elérhetővé váltak olyan kenőanyagok, amelyek képesek semlegesíteni a savas égéstermékeket. Ezek használatával a kopások olyan szintre csökkenthetők, amelyek már a üzemeltetést gazdaságossá tették. Ma már minden lassú fordulátú kétütemű, és közepesfordulatú négyütemű motor képes a nehézzolajos üzemre, a nagyobb sebességű motorokkal azonban még folynak a fejlesztések.

A korábban említett első dízelmotor alkalmazások után, 1911-ben vízre bocsátották az első dízelmotorral ellátott tengerjáró hajót, a *Selandia*-t, melynek már 2 db 8 hengeres, 4 ütemű, egyenként 920 kW-os dízelmotorja volt. A *Selandia* sikere után a dízelmotor folyamatosan, töretlenül vette át az erőgép szerepét a gőzturbinától. Ma már még azoknál a típusoknál is, ahol nem is olyan rég szinte kizárólagos volt a gőzturбина használata (LNG tankerek), találhatunk olyan új építésű hajót, amelyet már kettős üzemanyaggal működő dízelmotorok hajtanak. A dízelmotorok térnyerését tekintve elmondható 1914-ben 300-nál kevesebb dízelüzemű hajó volt szolgálatban, ezek alig több mint 200000 GRT-t képviseltek a flottában, 10 évvel később már 2000 körül volt a hajók száma és 2000000 GRT, majd 1940-ben 8000 db hajó 18 millió GRT-t tett ki. Ez akkor a teljes flotta 60%-át jelentette már. A dízelmotorok technikai fejlődését pedig jól szemlélteti, hogy a *Selandia* 8 hengeres, 530/730 mm furat/löket arányú motorja 920 kW-os összteljesítményt produkált, ma viszont egy hasonló 580/640 furat/löketű MAN B&W közepes fordulátú dízelmotornak hengerenként van 1213 kW teljesítménye! Az idők során a gépek furatának és lökethosszának a folyamatos növekedése, valamint az ugyanakkora méretben nagyobb teljesítmény leadása figyelhető meg. Ma a legnagyobb, superhosszú löketű gépek furata az 1m-t is meghaladja, és hengerenként kb. 7000 kW teljesítmény leadására képesek. A motorfejlesztők ugyanakkor nagy hangsúlyt fektetnek az üzemanyag-fogyasztás csökkentésére is, melyet a nagyobb csúcsnyomás, az alacsonyabb fordulatszám és a hatékonyabb turbótöltők révén érhetnek el. A motorfordulatszám már 55 l/perc értékre csökkent, a nagy motorok termikus hatásfokát sikerült felvinni 54%-ra és az üzemanyag fogyasztást levinni 155 g/kWh-ra. A fejlesztések másik iránya, hogy igyekeznek a ma még kizárólag soros elrendezésben gyártott nagy kétütemű superhosszú löketű gépeket V elrendezésben is készíteni, ezáltal növelni lehet a hengerszámot (teljesítményt) anélkül, hogy az a gép, és így a géptér hosszának növekedését eredményezné. Mindemellett jelentős súlyt is meg lehet ezzel a megoldással takarítani. Ilyen motor azonban még csak kísérleti fázisban van, egyelőre egyetlen gyártó palettáján sem szerepel.

A dízelmotorok folyamatos fejlődése mellett az 1980-as évektől kezdve az elektromos hajtás is újra megjelenik, részben a korábban is meglévő előnyei (ld. később), részben az elektromos iparban zajló fejlesztések, részben pedig az egyre erősödő környezetvédelmi előírásoknak köszönhetően. Korábban a hajtómotorok egyenáramú motorok voltak, melyeket egyenáramú Ward-Leonard kapcsolásban kötöttek össze a generátorokkal. A motorok fordulatszám-szabályozását a mellékáramkörű generátor armatúrafeszültségének a változtatásával lehet megoldani úgy, hogy a főgenerátor gerjesztését változtatják. Ezt a hajtási módot a hajókon 2000 kW-ig alkalmazták. Később a hajók villamos hálózata váltakozó áramúvá vált, a segédüzemi gépek hajtását átvették az olcsó és karbantartást nem igénylő váltakozó áramú aszinkron (általában indukciós) motorok. Ezek fordulatszáma nehezen (pólusváltással) változtatható, ezért az egyenáramú motorok a hajóhajtásban még egy darabig tartották magukat. Az AC/DC egyenirányítók, majd az AC/AC konverterek kifejlesztése révén végül megjelentek a változtatható fordulatszámú elektromos motorok, elindítva ezzel az elektromos hajtásrendszerek második generációját. Ezeknél a megoldásoknál a turbinák vagy dízelmotorok által hajtott generátorok egy váltakozó áramú hálózatot táplálnak, amely nem csak a hajók segédüzemét és „szállodaüzemét”, de a főüzemi elektromos motorok energiaellátását is biztosítja. A következő lépést az 1990-es évek elején bevezetett pod-hajtás jelenti, melyben az elektromos motor nem a hajótesten belül, hanem egy, a hajócsavar tengelye előtt, értelemszerűen vízvonal alatt levő gondolában helyezkedik el. (Bár a megoldást a jégtörők hatékonyságának növelése érdekében fejlesztették ki, előnyei hamar megmutatkoztak a manőverképesség és a hidrodinamikai (hajtási) hatékonyság területén is. A pod-hajtást így ma egyre inkább használják más típusokon – főleg személyhajókon – is.)

A következő fejezetben általánosan bemutatjuk az egyes főgépek jellegzetességeit, majd – jelentőségük okán – a dízelmotorokkal részletesebben is foglalkozunk.

2. A HAJÓK FŐÜZEMI GÉPEI

A következő 2.1-2.5 alfejezetekben áttekintjük a tengeri és belvízi hajók hajtására felhasznált motortípusokat, majd külön fejezetben tárgyaljuk a kishajók témakörét.

Az összevetésből látható, hogy a különböző motorokkal különböző szélességű teljesítménytartományt lehet lefedni. Természetesen a belvízi hajók lényegesen kisebb teljesítményigénnyel rendelkeznek, mint a tengeri hajók. A felsorolt motorok közül így belvízen csak a kisebb teljesítményű és helyigényű megoldások jöhetnek szóba, a lassúfordulatú, hosszúlökétű gépek kiesnek az alkalmazási körből. Ugyanakkor a gyorsfordulatú dízelmotorok nem csak generátorhajtásra, hanem – hajtóművön keresztül – propellerhajtásra is használhatók.

2.1 Dízelmotorok

A dízelmotorok a belsőégésű motorok családjába tartozó dízel üzemanyaggal hajtott, a hajós gyakorlatban alternáló mozgású dugattyúval rendelkező motorok. (Az üzemanyaggal kapcsolatban ld. a későbbi fejezetet.) A gép működési elvével, különböző (két- és négyütemű) kialakításaival a Járművek hő- és áramlástechnikai berendezései c. tárgy Dugattyús motorok fejezete részletesen foglalkozik, ezeket az ismereteket tudottnak feltételezzük. E fejezetben általános áttekintést adunk a hajózásban használt dízelmotor-típusokról, majd ezek jellegzetességeit külön fejezetben részletesen is tárgyaljuk.

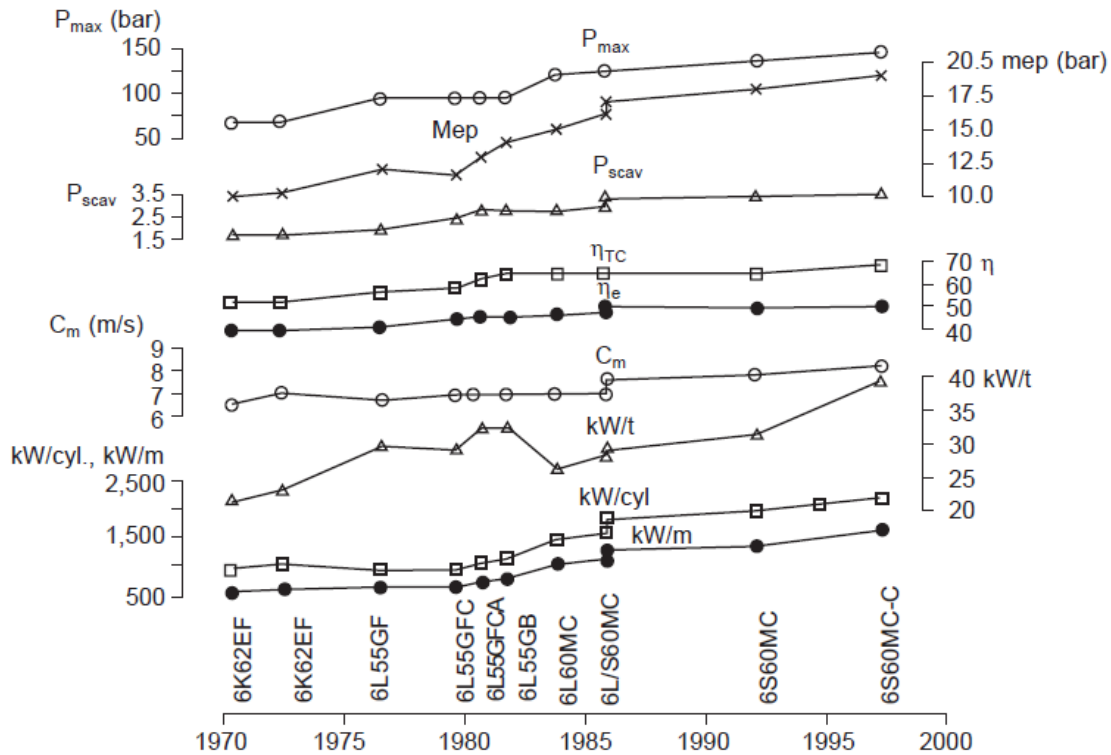
2.1.1 A dízelmotorok csoportosítása

A hajózásban használt dízelmotorokat jellemzően a motor ütemszáma, konstrukciója és a motor sebessége (fordulatszám) szerint szokták csoportosítani. Az első szerint megkülönböztetünk két- és négyütemű motorokat, konstrukció szerint keresztfejes és dugattyútesten ágyazott, valamint ellendugattyús változatokat, fordulatszám szerint pedig lassú, közepes és gyorsfordulatú kategóriába sorolhatjuk a gépeket. Lassú fordulátúnak tekintjük a motort, ha fordulatszáma kisebb, mint 250 1/perc , a közepes fordulatszám tartomány $250-1000 \text{ 1/perc}$ közé esik, a gyorsfordulatú motorok pedig 1000 1/perc -nél magasabb fordulaton járnak. Meg kell ugyanakkor jegyezni, hogy a közepes és gyorsfordulatú motorok sebességét illetően nincs olyan éles határvonal. A következőkben a különböző sebességű motorokat hasonlítjuk össze általánosan, a szerkezetről részletesebben lesz szó a 3. fejezetben, az ütem szerinti különbségek – ahogy már említettük – ismertnek tekintettek.

2.1.2 A dízelmotorok összehasonlítása

A lassúfordulatú motorokat gazdaságos üzem, egyszerű felépítés és nagy megbízhatóság jellemzi. Mindezek miatt ezek a motorok régóta uralják a nagy távolságokon közlekedő hajók (tankerek, ömlesztett áruszállítók, konténerszállítók) hajtásának piacát. A motorgyártók – a piac megtartása érdekében – az egyre növekvő igényekhez igazodóan folyamatosan fejlesztették termékpalettájukat, a nagy versenyben azonban az 1990-es évek végére a lassúfordulatú gépek területén gyakorlatilag három nagy gyártó maradt: az MAN B&W Diesel, a Mitsubishi és a Sulzer (ami most a Wärtsilä Corporation része). E három gyártó ma teljesen azonos konfigurációjú gépeket kínál: kétütemű, keresztfejes, állandó nyomáson feltöltött, egyenirányú öblítéssel rendelkező motorokat, melyek egy, közepen

elhelyezett, hidraulikusan mozgatott kipufogó szeleppel vannak ellátva. Annak érdekében, hogy minden mélytengeri (sőt, ma már egyes parti hajózásban használt) hajótípus teljesítményigényét le tudják fedni, a motorok furata a minitől a legnagyobbig, a löket a rövidtől a hosszún át a szuper és ultrahosszú löketig terjed. A ma még kizárólagosan sorban elhelyezett hengerek száma 4-14 között van (sokáig 12 volt a maximum a kínálatban). A teljesítmény növelésével ma már a legnagyobb, akár 18000 TEU szállítására képes konténerszállító hajók 100000 kW-ot meghaladó teljesítményigényét is fedezni tudják egy géppel.



2.1. ábra: Lassúfordulatú dízelmotorok főbb teljesítményparamétereinek fejlődése

Egy tipikusnak tekinthető, 600 mm átmérőjű furattal rendelkező géptípus jellemző paramétereinek fejlődését mutatja a 2.1. ábra.

A múltban a motorfejlesztések fő iránya a teljesítmény növelése és az üzemanyag-fogyasztás csökkentése volt. Ma azonban a kutatások prioritása a megbízhatóság, a gazdaságosság és a tartósság növelése, hiszen a felhasználóknak a nagyobb alkatrész-élettartam, és így a javítások/karbantartások közötti periódus meghosszabbítása üzemeltetési könnyebbésséget jelent. Ehhez hasonlóan az egyszerűbb gyártás és összeszerelés, a gyártási költségek csökkentése valamint a kompaktabb kialakítás és kisebb össztömeg szintén fontos szempontok, előzőek elsősorban a motor- és hajógyárak, utóbbiak pedig a hajó kapacitását mindig növelni akaró hajótervezők számára. És végül, annak érdekében, hogy a lassúfordulatú motorok gyártói meg tudják tartani piaci részesedésüket a korábban említett hajótípusoknál, a károsanyag-kibocsátásra vonatkozó legújabb előírásoknak is igyekezniük kell megfelelni, mert ezen a területen a közepes fordulató gépek vagy a gázturbinák komoly „veszélyt” jelentenek.

A közepesfordulatú motorokat elsősorban kisebb hajók, vagy a nagyobb hajók közül a személyszállító, autó- és utasszállító komp, RO-RO, vagy akár a gyorsjárató komphajók hajtására használják. Ma már azonban a nagyobb konstrukciók több esetben sikerrel pá-

lyáznak olyan területeken is, ahol korábban a lassúfordulatú dízelek megkerülhetetlenek voltak. A hajó hajtás mellett a nagy tengeri áruszállító hajók generátorait meghajtó motorok szegmensét is a – ma már szinte kizárólag négyütemű – közepesfordulatú motorok uralják (itt csak a kisebb teljesítmények esetén kell versenyezniük a gyorsfordulatú motorokkal). E motortípus jelentősebb gyártói: Sultzer (Wärtsilä Corporation részeként), Rolls-Royce Bergen, Caterpillar, Deutz, MAN B&W, SEMT-Pielstick. A közepesfordulatú motorok kedvező tulajdonságai:

- nagyobb teljesítmény/géptömeg és teljesítmény/helyigény arány;
- nehézolajjal is üzemeltethető;
- moduláris felépítés hengerenként a könnyebb karbantartás, javítás érdekében;
- hengerenkénti hűtésrendszer alkalmazása az ellenőrzött hőterhelés érdekében;
- a gépek rugalmas ágyazása révén kisebb a zaj- és rezgéskeltés;
- az NO_x-re vonatkozó IMO környezetvédelmi előírások könnyen betarthatók a szokásos, égési folyamatot befolyásoló technikákkal, elektronikusan vezérelt „common-rail” rendszerű üzemanyag-befecskendezéssel pedig a koromkibocsátás is a szigorú előírások szintjére hozható;
- akár egy, akár több motoros hajtásnál a közbeiktatott redukciós hajtómű révén lehetőség van a maximális átmérőjű hajócsavar számára szükséges propeller-fordulatszámot biztosítani (lassúfordulatú gépeknél a motor fordulatszámához kell igazítani a hajócsavar átmérőjét);
- az adott teljesítményhez igazított több közepesfordulatú gép alkalmazása nagyobb biztonságot jelent (redundancia)
- több motor alkalmazásával nő a rendszer rugalmassága, a több gép az üzemeltetési profilnak jobban megfelelő teljesítményt tud szolgáltatni részterhelésen is;
- a közepesfordulatú motorok fordulatszáma lehetővé teszi a generátorok közvetlen hajtását;

Egyes új generációs nagyobb löketű kialakításoknál a hengerenkénti teljesítmény növelésével az adott teljesítmény kevesebb hengerszámmal megvalósítható, így a gép kompaktabb, megbízható, kevés karbantartást igényel. A közepesfordulatú motorokat ma már modern diagnosztikai és folyamatos ellenőrző rendszerekkel szerelik fel, melyekkel a gépek megbízhatóságát és tartósságát jelentősen sikerült növelni. A gépek egyre kevesebb alkatrészről állnak, ami az ellenőrzést és a nagyjavításokat lényegesen könnyebbé teszi (a jelentések szerint az új motorok a korábbihoz képest 40%-kal kevesebb alkatrészt tartalmaznak). A nagy gyártók mind átálltak a moduláris rendszerű kialakításra, amelyben a hengerfej, dugattyú, henger és dugattyúrúd egy egységben kivehető, szerelhető.

A gyorsfordulatú, négyütemű motorokat főleg a kisebb, speciális hajók hajtásánál, vagy bármilyen hajó vészüzemi generátorának (kisebb hajóknál főgenerátorának) hajtásához használják. A gyorsfordulatú motorok között két alapvető típust szokás megkülönböztetni, ezek a nagyteljesítményű (high performance), és a nehéz üzemű (heavy duty) motorok. Az első kategória a komplex, drága, de igen könnyű, a hadihajók számára fejlesztett relatíve nagy teljesítményű motorokat foglalja magában. Ezek a motorok a kereskedelmi hajózás számára nem olyan vonzóak, mert rövidebb időközönként igényelnek nagyjavítást, így az üzemeltetésük költségesebb. A nehéz üzemű gépek a nem-közúti járművek (energiatermelésben, vasúti vontatásban használt) motorjaiból fejlődtek ki, és az egyszerű kialakításból és a kisebb közepes effektív nyomásból következően a „high performance” motorokhoz képest nagy tömeg/teljesítmény aránnyal, de alacsonyabb üzemi költségekkel rendelke-

nek. Ezek a motorok vagy soros, de jellemzően V hengerelrendezéssel készülnek, a hengerszám 6-20 közötti (kisebb értékek a soros, a nagyobbak V elrendezésre jellemzők). A jelentősebb gyártók ezen a területen: Cummins és GMT (Wärtsilä Corporation részeként), MTU (Detroit Diesel Corporation), Caterpillar, Deutz, MAN B&W Holeby, Mitsubishi, SEMT-Pielstick. A gyorsfordulatú motoroknál is megemlíthető, hogy a motorfejlesztések fő irányai ugyanazok, mint a közepes és lassúfordulatú motoroknál (kevesebb alkatrész, egyszerűbb felépítés, hosszabb idő a szükséges nagyjavítások között, alacsonyabb üzemeltetési és karbantartási költségek, moduláris kialakítás, kisebb tömeg adott teljesítménynél, stb.). Ezeknél a motoroknál is egyre inkább terjed az elektronikus vezérelt üzemanyag befecskendezés, a „common-rail” rendszer, és az elektronikus vezérlő és monitoring rendszerek alkalmazása. A legújabb konstrukcióknál pedig már elérték azt is, hogy a motor ugyanazt a nagy viszkozitású (~700 cSt) nehézolajat használja üzemanyagként, mint amit a lassúfordulatú dízelek is elégetnek.

A következő táblázatban a különböző sebességű motorok jellemző adatait foglaltuk össze a könnyebb összehasonlíthatóság érdekében. (Az adatok egyes gyártók katalógusaiból származnak, de a táblázatban az egyes jellemzőkhöz tartozó tartományok értékei nem feltétlenül vonatkoznak ugyanarra a gyártmányra! A helyigény meghatározásánál a befoglaló méretek lettek figyelembe véve. A nagy gyártók katalógusai az Interneten elérhetőek.)

		Lassúfordulatú	Közepesfordulatú	Gyorsfordulatú
Furat	mm	350-980	200-640	133-265
Löklet	mm	1550-2500	280-900	168-315
Furat/Löklet	-	0,2-0,4	0,71-0,8	0,79-1,0
Fordulatszám	1/perc	167-92	1000-327	2450-1150
Effektív középnyomás	bar	18,6-21	22,5-28	16-25
Közepes dugattyúsebesség	m/s	8,5-9	6,7-11,6	
Teljesítmény	kW	4350-80080	720-34920	261-9100
Hengerenkénti teljesítmény	kW/henger	870-5720	180-2010	44-455
Tömeg	t	69-2300	7,2-582	1,6-45,3
Tömegteljesítmény	kW/t	71-29	100-60	162-201
Jellemző hengerszám				
- soros elr.	db	5-14	6-10	6-8
- V elr.	db	-	12-18	8-20
Üzemanyag típusa	-	HFO	HFO	MDO (HFO)
Fajlagos üzemanyag-fogyasztás	g/kWh	174-164	195-164	221-189
Helyigény	kW/m ³	53-43	88-35	108-193
hossz	m	4,5-27,5	3,2-13,7 (17)	2,0-6,6
szélesség	m	2,4-9,7	1,6-4,2 (7,5)	1,0-2,1
magasság	m	8,1-15,6	2,4-6,6 (7,7)	1,2-3,4

2.1. táblázat: Dízelmotorok főbb adatainak összehasonlítása

2.2 Kettős üzemanyagú- és Gázmotorok

A kettős üzemanyagrendszer nem új keletű, a módszert már régebben is használták a hajózásban. A régi nagy, lassúfordulatú hajómotorok indításakor, manőverezésekor (részterhelésen) és a leállítás során szükség volt a hígabb hajózási dízelolajat használni annak érdekében, hogy ez kitisztítsa az adagolószivattyút, porlasztót, csővezetéseket, eltávolítva a nehézolajból a rendszerben maradt káros kén-, és vanádium-oxidokat. A későbbi fejlesztések azonban lehetővé tették a keresztfejes főgépeket kizárólag nehézolajjal üzemeltetni,

így sokáig kétféle üzemanyag csak azért volt (esetleg) a hajón, mert a segédgépek másfajta igényeltek. Napjainkban azonban újra megjelentek a kettős üzemanyagrendszerek, ennek azonban már egész más az oka – a másik üzemanyag ugyanis a gáz.

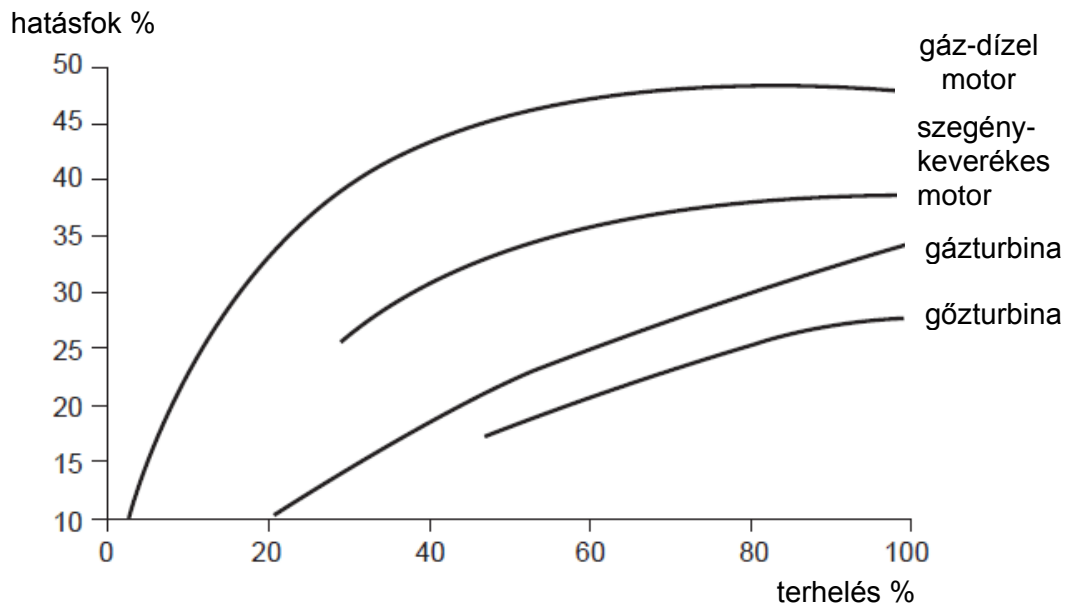
Az üzemanyagként elsődlegesen használt földgáz a szárazföldi és tengeri kitermelőhelyekről származó nyers földgáz – mely nagyobb arányban metánt és 0-20 százalékból etánt és egyéb szénhidrogéneket (propánt, butánt) tartalmaz – egy száraz és könnyű frakciója. Csőhálózaton keresztül a kitermelő helyeken közvetlenül rendelkezésre áll, de cseppfolyósítva (LNG) vagy komprimálva (CNG) is kezelhető. A földgáz égetése minimális károsanyag-kibocsátással járó, nagyon tiszta folyamat, köszönhetően a gáz alacsony szennyezőanyag tartalmának és az égés közben lejátszódó kémiai reakcióknak. A metán (CH_4) a legnagyobb energiataralommal rendelkező üzemanyag (a szén egységére vetítve), és használatával az egyik legjelentősebb szennyezőanyag – a szén-dioxid – is mintegy 20%-kal csökkenthető a dízelolajokhoz képest. Mivel könnyebb, mint a levegő és magas a gyulladási hőmérséklete, a metán igen biztonságos üzemanyag, mely kitűnő égési tulajdonságokkal rendelkezik.

A földgáz mellett a tankerek nehézzolajának rakodásakor, illetve a nehézzolaj rakterekben való mozgása során felszabaduló illékony szerves vegyületek (VOC) is használhatók üzemanyagként. Az olyan hajókon, ahol a nehézzolaj rakodása sűrűn előfordul (pl. shuttle tankerek), a VOC-k elégetésével jelentős energiához lehet jutni. A gáz ilyen módon való hasznosítása azonban más szempontból is előnyös, ugyanis szabad elpárolgásuk igen káros lenne, hiszen ezek az anyagok a nitrogén-oxidokkal való reakciójuk révén hozzájárulnak a földfelszíni mérgező ózon- és szmogréteg kialakulásához. A nehézzolaj tankerekénél tehát nem csak a földgáz jöhet szóba üzemanyagként.

A gázzal (is) működő motorok megjelenése az 1980-as évekre tehető. A fejlesztéseket a gáz jellegű üzemanyagok egyre szélesebb elérhetősége motiválta. A gáz (főleg a földgáz) üzemanyagok használatával sokkal kisebb károsanyag-kibocsátást lehet elérni, a karbantartási költségek is kisebbek, a nagyjavítások közötti időtartam kitolódhat. Az ilyen motorok részterhelésen is igen jó termikus hatásfokot produkálnak (ld. 2.2. ábra), és kisebb NO_x kibocsátás jellemzi őket.

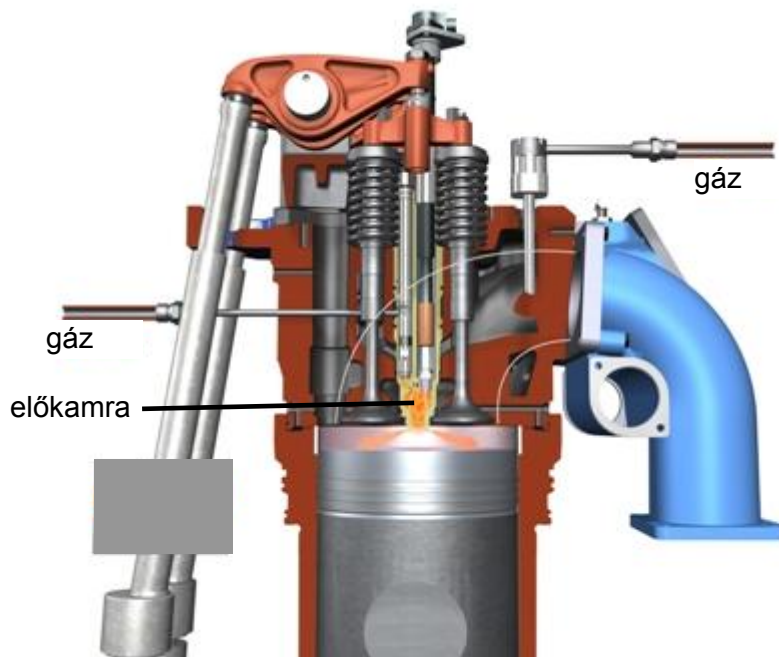
Egy hajó által használt üzemanyag típusa attól függ, hogy milyen a főgép és milyen üzemanyag érhető el azon a területen, amelyen általában hajózik. A kettős (olaj és gáz – de akár többféle olaj, és többféle gáz) üzemanyagrendszerrel (DF – Dual fuel motorokkal) ellátott hajók, amennyiben mindkét üzemanyag-fajta elérhető, függetlenek az üzemanyagárak változásától, mindig az olcsóbbat tudják használni, a motor oldaláról nincs megkötés.

A kettős üzemanyaggal működő motorok kialakítása alapvetően hasonlít a hagyományos dízelmotorokra, lévén azokból lettek kifejlesztve. A motor néhány részlete (az üzemanyag bejuttatásának eltérő módja miatt) azonban különbözik. Ennek megfelelően megkülönböztünk tisztán gázüzemre és kétfajta üzemanyagra tervezett motorokat, és ez utóbbiak között szegény-keverékes, vagy gáz-befecskendezéses megoldásokat. A gépek sajátosságait a következőkben röviden ismertetjük.



2.2. ábra: Különböző gépek termikus hatásfoka a terhelés függvényében

2.2.1 A tisztán gázüzemű motorok jellegzetességei



2.3. ábra: A tisztán gázüzemű motor kialakítása

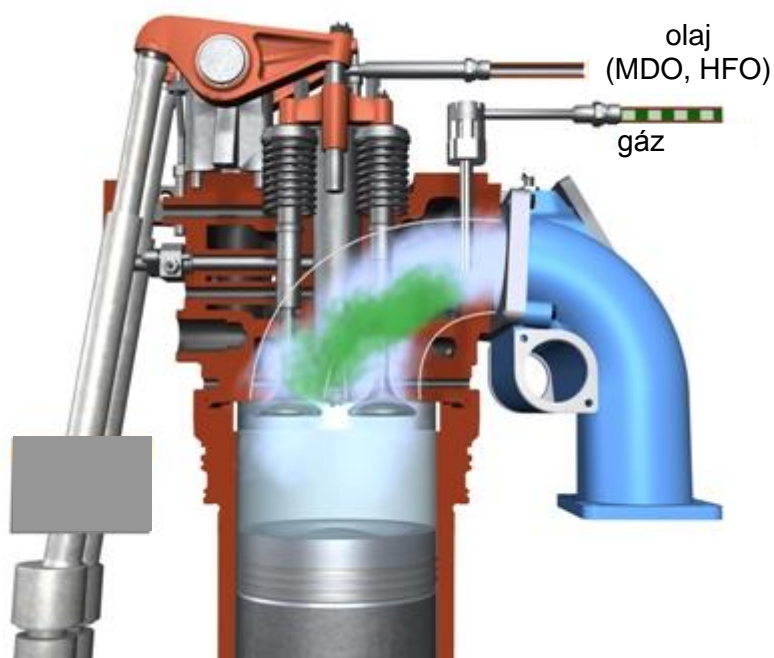
A gázt a szívószelep zárása, de a kompresszió kezdete előtt a hengerbe juttatva a gáz ki van téve a kompresszióval járó növekvő nyomásnak és hőmérsékletnek, ami könnyen öngyulladáshoz és így kopogáshoz vezet. Ezért a kopogásmentes üzem biztosítása érdekében a hengerbe gázzegény keveréket juttatnak, ami így pusztán a kompressziótól nem képes begyulladni. A motor hengere előtt egy ún. előkamra van, ahol a szívóvezetékéből érkező gázzegény keverékhez a szívóütem alatt további gázmennyiséget adnak. Ezt a keveréket a kompresszió-ütem végén gyújtógyertyával gyújtják be, és ez az égés gyújtja be a henger-

ben levő szegény keveréket. Ez a megoldás szinte tökéletes és megfelelő időben kezdődő égést biztosít, így a gép működése kopogásmentes, és igen jó hatásfokú. A szegény gáz-levegő keverék azt jelenti, hogy lényegesen (akár 75%-kal) több a levegő, mint ami az égéshez elméletileg szükséges. Mivel a hengerben szegény keverék van, az égés alacsonyabb hőmérsékleten megy végbe. Az előkamrában ugyanakkor gazdag a keverék, vagyis kevés az oxigén. Mindkettő hozzájárul ahhoz, hogy a ciklus alatt csak minimális NO_x képződik, PM pedig egyáltalán nem, tehát kisebb a károsanyag-kibocsátás. (A károsanyagok keletkezésével kapcsolatban ld. a 2.7. fejezetet). Másrészt viszont, mivel szegény a keverék és így az égés véghőmérséklete alacsonyabb, ezért az ugyanolyan motorblokk méretekkel rendelkező gázmotor a dízel változathoz képest csak (kb. 20%-kal) kisebb teljesítményt képes leadni (vagy ugyanazt a teljesítményt nagyobb fordulatszámra tudják a motorból kivenni).

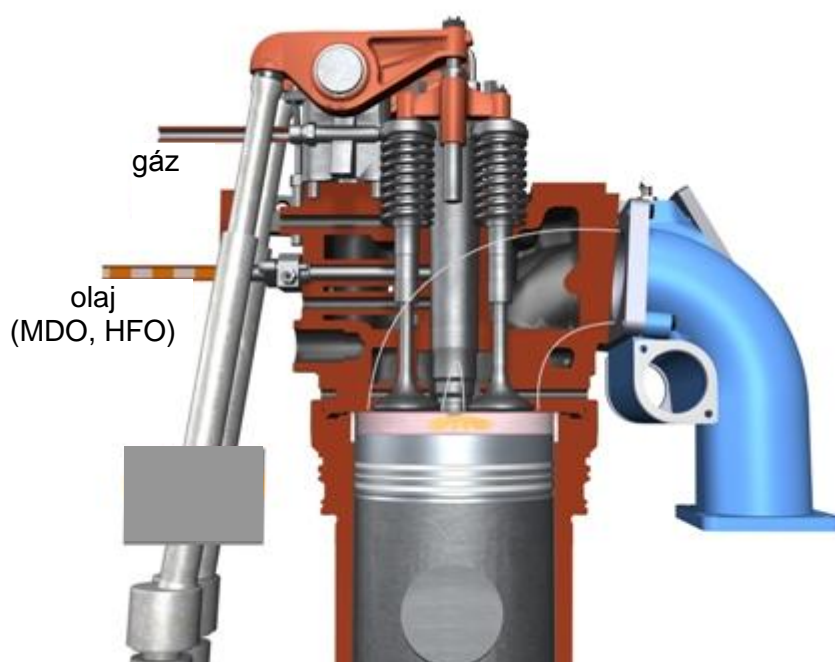
A hengerbe juttatott szegény keverék a legtöbb négyütemű gépnél a hengeren kívül képződik. A kisebb motorok általában feltöltés nélküliek, a nagyobb motorok viszont mindig rendelkeznek turbófeltöltéssel. A gázt már a turbótöltő előtt hozzá lehet keverni a levegőhöz (ekkor azonban nagy mennyiségű éghető keverék kerül a beszívó rendszerbe). Másik megoldás, hogy a szívóvezetékben, vagy előtte a gyújtócsőben adagolják a gázt. A nagy kétütemű motoroknál ez utóbbi megoldásokat, a négyütemű, kisebb motoroknál pedig az előzőt alkalmazzák. Az ilyen motorok gyakorlatilag Otto-körfolyamatot valósítanak meg.

2.2.2 A kettős (olaj és gáz) üzemanyagú (DF – Dual Fuel) gépek jellegzetességei

A kétfajta üzemanyaggal is működőképes gépeknél a gázüzemre alapvetően kétfajta megoldás létezik. Az egyik hasonló az előzőhöz, vagyis a hengeren kívül képzett gáz-levegő szegény keverékét komprimálják, de a gyújtást nem előkamrában oldják meg, hanem az ún. „pilot fuel injection – PFI” módszerrel. A másik megoldásban a gáz hengerbe juttatása nagy nyomású (250-300 bar) direkt befecskendezéssel történik, a gyújtás szintén PFI. Ez utóbbi kialakításban, a motor gázüzemben is Diesel-körfolyamat szerint működik, ezért az ilyen motorokat a nemzetközi szakirodalom sokszor gáz-dízel motoroknak is nevezi. Az elsőre említett megoldásnál viszont a motor üzeme Otto-körfolyamatú. A PFI lényege, hogy a megfelelő időben egy kismennyiségű, ún. pilot dízelolajat fecskendeznek be a hengerbe, amely a kompresszió miatt kialakuló magas hőmérséklet miatt azonnal begyullad, és ez gyújtja be a gáz-levegő szegény keverékét vagy a pilot olaj befecskendezése után bejutott gázt. (A „pilot fuel” mennyisége a normál dízelüzemben befecskendezett üzemanyag mennyiségének 1-5 %-a.) Ezzel biztosítható a szinte tökéletes égés (hiszen a pilot üzemanyag egyszerre több helyen gyújtja be a keveréket, így az égés gyorsan és hatékonyan végbemegy), a kopogásmentes üzem. A PFI igen megbízható gyújtási mód (mely a nagyjavítások közötti időt is kitolja), ám igen költséges a szikragyújtású vagy izzítófejes módszerekhez képest. Ugyanakkor a gázüzem mellett is igényli a folyékony (dízel) üzemanyagrendszer meglétét, ami azokban az esetekben, ahol mindig biztosított a gázellátás, hátrány, máskor viszont előny (üzemanyag-redundancia). A kétütemű motoroknál jellemzően a nagynyomású gázbefecskendezést alkalmazzák a gázvesztések és a hatásfokcsökkenés elkerülése érdekében. A gáz ilyen nyomáson való befecskendezése azonban igen drága konstrukciót jelent, hiszen ezt a nagy nyomást elő kell állítani, a rendszerben duplafalú, a falak közt átszellőztetett csőrendszert kell alkalmazni. Mindezek miatt ez a módszer csak a nagyobb teljesítményű (akár négy- akár kétütemű) motoroknál kifizetődő.



2.4. ábra: A szegény-keverékes DF motor kialakítása



2.5. ábra: A gáz-befecskendezéses DF motor kialakítása

A négyütemű, közepesfordulatú motoroknál a gázt nagy, „common rail” vezetéken juttatják a hengerekhez, a „pilot” olajat egy központi, a motorról hajtott radiáldugattyús szivattyúval, szintén „common rail” rendszeren keresztül fecskendezik be 900 bar nyomáson, elektronikus vezérlés mellett. A dízel üzemhez az olajat a hagyományos megoldással adagolják. Ezeknél a motoroknál az adagolószelepek két túszeleppel rendelkeznek, egy nagyobb a normál üzemhez, és egy kisebb a gáz-üzem „pilot”olajához.

A DF motorok tehát vagy dízelolajjal vagy gázzal működnek, de az indításhoz mindig dízel olajat használnak. A motorok üzemanyagrendszerét úgy alakítják ki, hogy a váltás gáz üzemanyagról MDO-ra – a gázbetáplálás bármilyen okból való megszűnésekor – automatikusan, egy másodpercnél rövidebb idő alatt, gyakorlatilag észrevétlenül végbemegy. Fordított esetben az olajbetáplálás folyamatos csökkentése mellett egyre növelik a bejuttatott gáz mennyiségét, de az energiatermelést ez a megoldás sem befolyásolja. A nehézolajra való átállás azonban komolyabb előkészítést igényel: néhány módosítást kell eszközölni a motoron, és más kenőanyagra van szükség. Azonban ezek az átalakítások is egy napon belül elvégezhetőek.

Az ismertetett jellegzetességeket összefoglalva elmondható, hogy a kis (500 kW alatti) gáz- vagy DF motorok általában szikragyújtású, előkamra nélküli, sztöchiometrikus gázlevegő aránnyal rendelkező, jellemzően feltöltött motorok, melyeket a megfelelő kibocsátás érdekében háromutas katalizátorral is ellátnak. A szikragyújtású, előkamrás, szegény keverékes, tisztán gázüzemű motorok teljesítménytartománya 500-7000 kW között van jelenleg. Ezek a motorok igen jó hatásfokkal rendelkeznek, és a NO_x kibocsátásuk olyan alacsony, hogy még a szigorúbb előírásoknak is megfelelnek SCR filter nélkül is (ld. a 2.7. fejezetet). A nagynyomású gázbefecskendezéses motorok teljesítménye ugyanolyan, mint az azonos motorblokkal rendelkező dízel változatoké (2000-80000 kW-ig található a piacon), NO_x kibocsátásuk azonban csak kb. 20%-kal kisebb, a szigorúbb előírásoknak csak SCR filterrel tudnak megfelelni.

A DF és gázmotorok alkalmazási területe igen széles, és ma is dinamikusan fejlődő üzletágakat foglal magában: az olajkitermelésben használt hajók és úszóművek (FSO, FPSO), „shuttle” tankerek, offshore ellátó hajók, LNG tankerek, RoPax hajók.

2.3 Hajógőzturbinák

A korábbi fejezetekhez hasonlóan itt a hajókban alkalmazott gőzturbinák sajátosságai tárgyalásának kellene következnie. Azonban a műszaki fejlődés oda vezetett, hogy manapság a hajógőzturbinák jelentősége, alkalmazásuk oly mértékben lecsökkent, hogy inkább csak ennek okait mutatjuk be ebben a fejezetben.

Mint azt a történelmi bevezetőben említettük, először a dugattyús gőzgépet váltotta a gőzturbina, majd a széntüzélést az olajtüzelésre való átállás követte. Ez után kezdődött a dízelmotorok olyan fejlődése, amely a gőzturbinát nagyon sok helyről kezdte kiszorítani. Ma gyakorlatilag az mondható el, hogy ez a folyamat – a kereskedelmi hajózásban – szinte befejeződni látszik. Az elmúlt években még elsősorban az LNG és nehézolaj tankereknél megtalálható volt a gőzturbina, de ma itt is megjelennek a gázzal hajtott, vagy kettős üzemanyagrendszerrel rendelkező főgépek, sok esetben a dízel-elektromos hajtással kombinálva. Korábban az LNG tankereknél a tankokból elpárolgó gáz (BOG – “boil-off” gas) legegyszerűbb kezelési módja az volt, hogy elégették egy kazánban, így adódott a gőz használata a főüzemre. Napjainkban azonban a nagy teljesítményű gázzal (is) működő belsőégésű motorok valamint a BOG visszacseppfolyósítási technológiája olyan szintre fejlődött, hogy a több helyet foglaló, rosszabb hatásfokú gőzrendszer az új építésű hajóknál már nem nagyon jön szóba, mint lehetséges alternatíva. A másik oka ennek, hogy gyakorlatilag nincs megfelelően képzett gőzturbina kezelőszemélyzet. Részben – mivel a többi hajótípusról már régebben lekerültek a gőzturbinák – nem is képeznek (nincs hol gyakorolni), és aki van, az is kevés az LNG hajók számának gyors növekedése miatt.

Régen, a személyszállító luxushajókon gőzturbinákat alkalmaztak. Hogy ma ez mennyire nem elfogadható ennél a hajótípusnál (elsősorban a rendszer nagy helyigénye miatt), azt jól

mutatja a *Queen Elizabeth 2* 1986-os átépítése: az eredeti gőzüzemet dízel-elektromos rendszerre cserélték!

Az egyetlen terület, ahol a gőzturbinának, mint főüzemi hajtógépnek még meg vannak az előnyei, az atomenergiával ellátott hajók területe. Az atomerőművel rendelkező hajókon az erőmű gőzt állít elő, amit a legkönnyebben gőzturbinával lehet mechanikai energiává alakítani. A rendszer teljesen zárt, így jól alkalmazható tengeralattjárókon, ahol a hajónak nagy a teljesítményigénye (a nagy sebesség miatt), ráadásul a gőzturbina kevés rezgést kelt, ami szintén előny. Repülőgép-hordozókon az atomhajtás előnye, hogy a hajó hajtásához szükséges üzemanyag (dúsított urán) kis helyen elfér, így nagyobb tér áll rendelkezésre a repülőgépek üzemanyaga számára. Az atomenergia polgári hajókon való alkalmazása azonban igen ritka (néhány jégtörő), hiszen a hagyományos hajtáshoz képest üzeme igen drága.

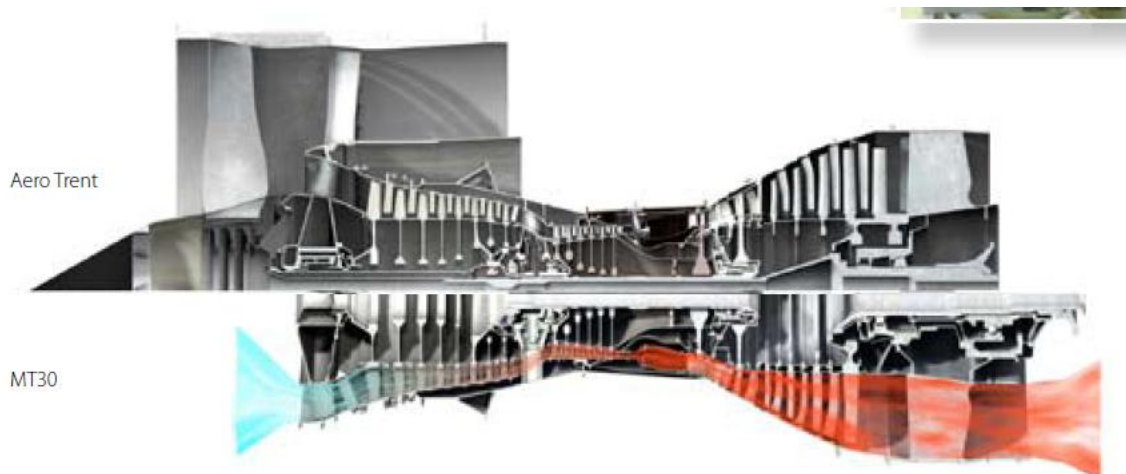
Mindemellett azonban meg kell említeni, hogy a gőzturbinát lehet használni a gázturbinás körfolyamat hatásfokának javítására. A gázturbina – mint az a következő fejezetből majd kiderül – igen nagy füstgáz-kibocsátással dolgozik, amely magas hőmérsékletű lévén, igen komoly energiát tartalmaz. Ez az energia hasznosítható egy kazánban, amellyel gőzt állíthatnak elő, a gőz pedig egy turbinát hajtva mechanikai vagy villamos energiát termel. Természetesen a külön rendszer költséges, így csak megfelelő elemzések után érdemes alkalmazni.

Úgy tűnik tehát, hogy a gőzturbinák hajóipari alkalmazásának napjai – legalább is a kereskedelmi hajózásban – meg vannak számlálva.

2.4 Hajógázturbinák

A gázturbinák repülésben való sikeres alkalmazása után természetesen a hajózásban is elkezdtek e géptípus használatának lehetőségét megvizsgálni. Az első hajógázturbinák fejlesztése már az 1960-as években megkezdődött, először konténerszállító, kisebb gázszállító hajókba építették be, majd a gyorsabb haladás érdekében kompokban, átkelőhajókban is megjelentek. A gyors elterjedésnek azonban több gátja is volt: a jobb minőségű üzemanyagból többet fogyasztottak, részterhelésen még jobban nőtt a fogyasztás, mindeközben üzemanyag-árrobbanás is volt, sőt a dízelmotor fejlesztők egyre nagyobb teljesítményű, és egyre alacsonyabb minőségű (tehát olcsóbb) üzemanyaggal hajtott motorokat dobtak piacra. Hajógázturbinákat mindig egy adott repülőgép-gázturbinából fejlesztenek, hiszen a fejlesztési költségek óriásiak (az 1 milliárd \$-t is meghaladják), amit a hajózási szektor önmagában nem bírna el. (Az 2.6. ábra a repülőgép és a belőle fejlesztett hajó-gázturbina közötti különbséget jól illusztrálja.) Az elmúlt évek igen komoly gázturbinás fejlesztései, a folyamatosan szigorodó tengeri károsanyag-kibocsátásra vonatkozó előírások és a megnövekedett igény a kompakt nagy teljesítményű, ugyanakkor kisebb tömegű és helyigényű hajtóegységekre mind oda vezettek, hogy ma már a hajógázturbina gyártóknak egyre komolyabb részesedése van a piacon.

A hajókban alkalmazott gázturbinák ma jellemzően a 3-45 MW teljesítménytartományba esnek. Kis tömeggel rendelkeznek, ezeknek a gépeknek a teljesítmény-tömeg aránya minimum négyszerese a közepes fordulátú dízelekhez képest.



2.6. ábra: Felül a repülőgép-, alul a belőle kifejlesztett hajógázturbina

Hajtómű típus	Teljesítmény	Fajlagos tüzelőanyag fogyasztás	Termikus hatásfok	Kilépő gáz-hőmérséklet	Kilépő gáz tömeg-árama	Munkaturbina fordulatszám	gázturbina tömege	méret
	[kW]	[kg/kWh]	%	[C°]	[kg/s]	[rpm]	[kg]	H (x SZ) x M [m]
<i>General Electric</i>								
GE LM500	4473	0,2702	31	565	16,2	7000	902	2,96x0,91
GE LM1600	14912	0,2293	37	1065	47,1	7000	3719	4,24x2,03
GE LM2500	25401	0,2275	37	566	70,3	3600	4672	6,52x2,04
GE LM2500+	30196	0,2159	39	518	85,7	3600	6188	6,7x2,04
GE LM2500+ G	35319	0,2159	39,3	548	92,8	3600	6188	6,7x2,04
GE LM6000	42745	0,2006	42	456	123	3600	9653	7,3x2,5
<i>Vericor</i>								
TF40	2983	0,303				15400	602	1,3x1,04x0,89
ETF40B	3755	0,28				15400	682	1,3x1,04x0,89
TF50A	3800	0,28				16000	710	1,4x1,04x0,89
<i>Rolls-Royce</i>								
Spey	19500	0,23		490	66,9	5500	1800	
MT30	36000		42			3600	6346	
WR-21	25200	0,19	42			3600		

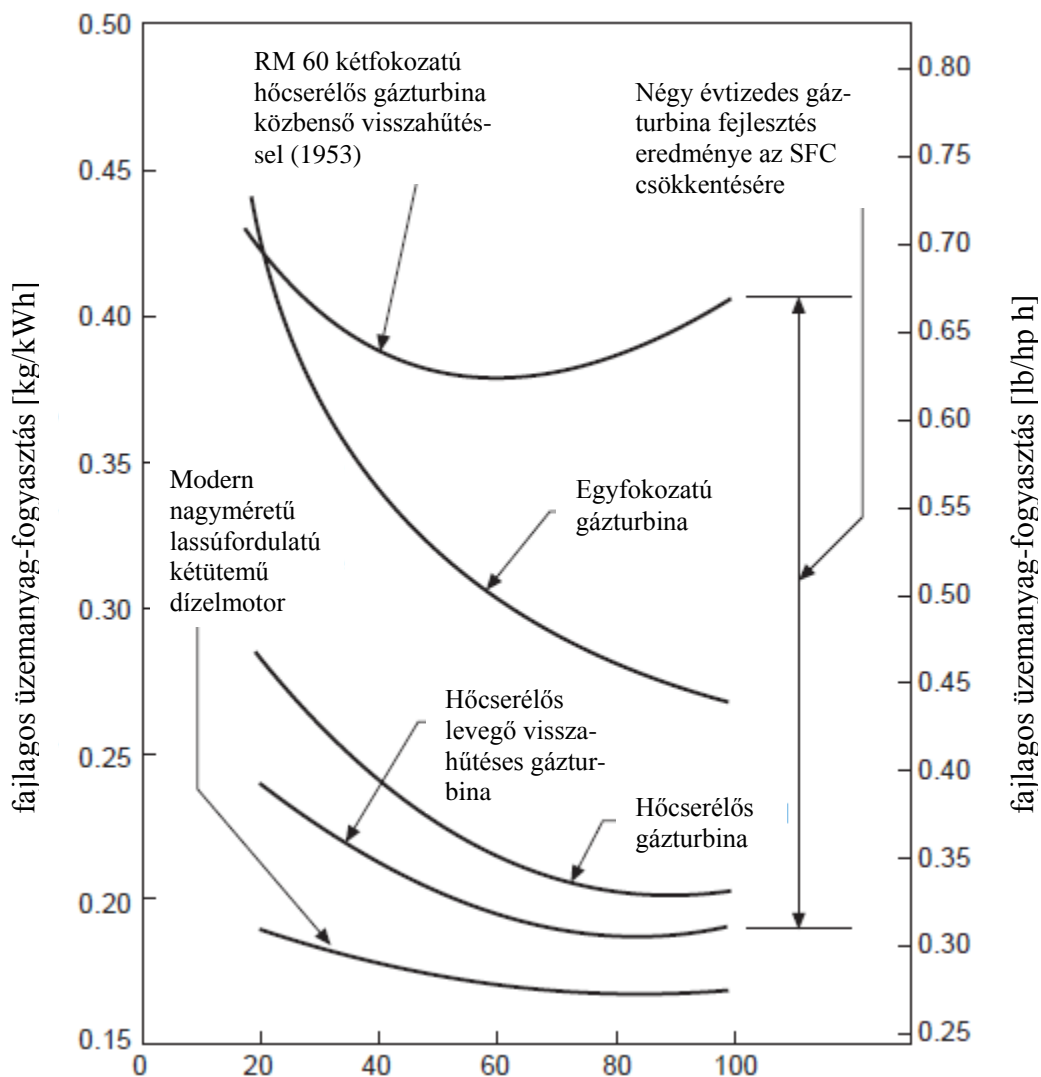
2.2. táblázat: Különböző gázturbinák jellemző adatai

Emellett a teljesítmény-helyigény aránya is igen kedvező, ezáltal kisebb géptérre van szükség (a geometriai méreteket illetően ld. a 2.2. táblázatot). A kis tömeg és helyigény lehető-

vé teszi, hogy a gázturbinákat nem mélyen, a géptérben, hanem közvetlenül a kémény alatt helyezték el, egy többszörösen hangszigetelt helyiségben. Így a be- és kiömlő nagy mennyiségű levegő (ne feledjük: a gázturbina kb. háromszor annyi levegőt igényel, mint a dízelmotor) és füstgáz vezetésére használt nagy keresztmetszetű csövek a kéménytestben vezethetők, és nem foglalnak további helyet a közbenső fedélzeteken a hajótérből.

A hajógázturbinák kihajtó tengelye jellemzően az alacsony-nyomású turbinafokozattól származik, annak érdekében, hogy a kimenő fordulatszám minél alacsonyabb legyen. Ez a nagyobb teljesítményű gépeknél 3000-5000 *1/perc* közötti érték általában, amely jól igazodik a generátorhajtás praktikus fordulatszámaihoz, így megfelelő esetben nincs szükség fordulatszám-csökkentő hajtóműre, amely tovább növeli az energia-előállítás hatékonyságát. (Természetesen ez az érték a hajócsavar, de még egy nagyméretű vízszugárhajtómű járókerekének meghajtásához is magas, ezért ott minden esetben megjelenik a redukciós hajtómű.) Kisebb, pár MW teljesítményű gázturbinák esetén a fordulatszám jóval nagyobb, akár 15000 *1/perc* is lehet.

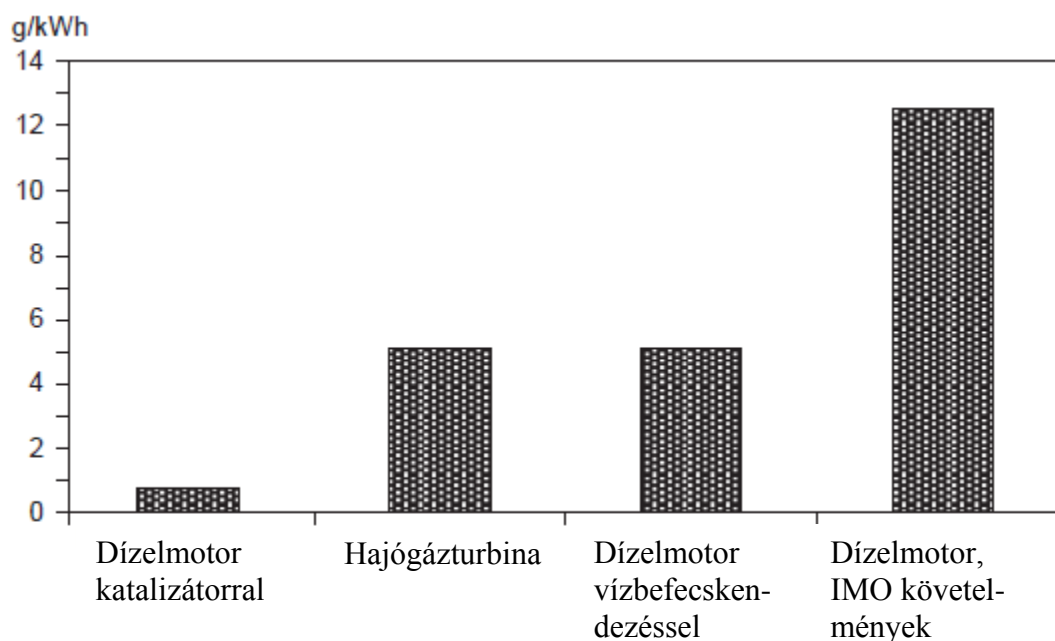
A mai modern gázturbinák a hő- és áramlástechnikai fejlesztéseknek köszönhetően már igen jó termikus hatásfokkal rendelkeznek (30-40%, mérettől függően). A fejlesztések egyik fő területe mind a mai napig a részterhelésen jelentkező üzemanyag-fogyasztás csökkentése és a termikus hatásfok növelése. Az egyszerű gázturbinás körfolyamatot megvalósító gépek mellett ma már a hajózásban is alkalmaznak összetett körfolyamat szerint dolgozó berendezést, ilyen a Rolls-Royce WR-21-es hajógázturbinája, amely a hőcserélős-levegő visszahűtéses kategóriába tartozik. (A különböző folyamatokat megvalósító gázturbinákkal kapcsolatos további információk a Járművek hő-és áramlástechnikai berendezései I. jegyzet Gázturbinák részének Gázturbinák termodinamikai és áramlástanai folyamatai fejezetében található.) Ennek a gépnek a termikus hatásfoka a dízelmotorokéval nagyjából azonos, kb. 42%, sőt a gázturbina ezt a hatásfokot az üzemi tartományának a 80%-án meg is tartja. Az üzemanyag-fogyasztás tekintetében a mai gázturbinák a korábbiakhoz képest igen sokat fejlődtek, de a dízelmotorok fogyasztásánál még mindig jóval magasabban (2.7. ábra).



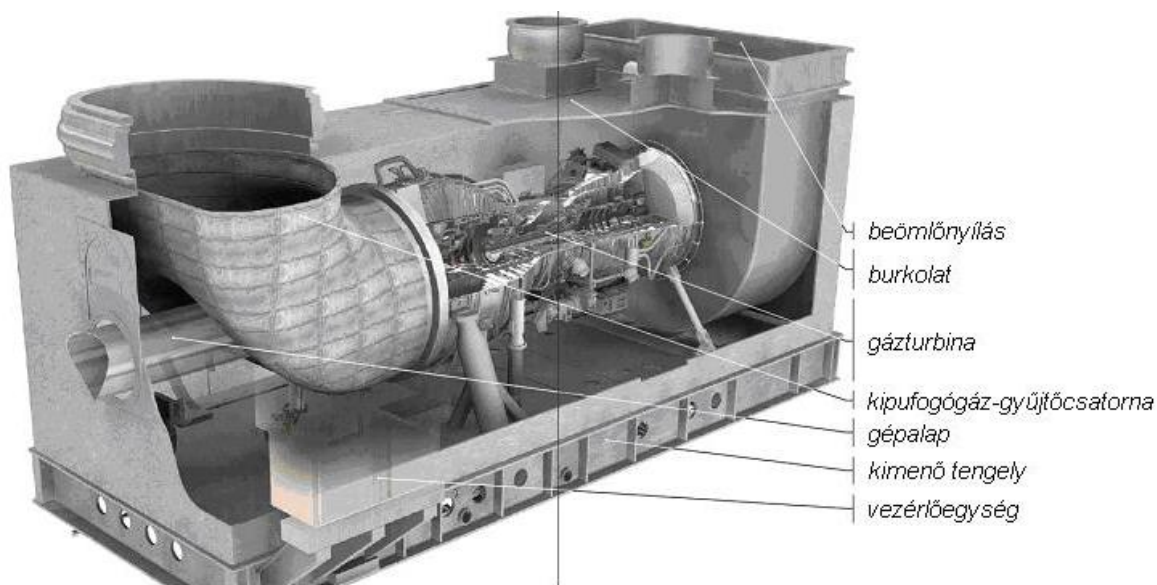
2.7. ábra: Gázturbinák fajlagos üzemanyag fogyasztása a terhelés függvényében

Míg a repülőgép gázturbináknál az atmoszférikus nyomás változásának, addig, hajógázturbináknál a külső levegő hőmérsékletének és relatív páratartalmának van hatáskorát és a tüzelőanyag-fogyasztást rontó szerepe.

A gázturbinák égésterében az égés folyamatos, és az üzemi hőmérsékletet és nyomás általában alacsonyabb, mint a dízelmotorokban jelentkező csúcserőtelék. Mint ismeretes az NO_x magas hőmérsékleten alakul ki, így a folyamatos és jól szabályozott égést biztosító gázturbináknál sokkal kevesebb NO_x keletkezik a dízelmotorokhoz képest. A gázturbinák így NO_x tekintetében minden további nélkül tudják biztosítani azt az alacsony kibocsátási szintet, amelyet a hasonló üzemanyagot használó dízelmotorok csak költséges elő- vagy utókezelési technikákkal (2.8. ábra). A kén-oxidok kibocsátása az üzemanyag minőségétől függ. Mivel a gázturbinában elégetett hajózási dízelolaj kéntartalma átlagosan kb. 0.5%, addig a nagy, lassú fordulátú dízelmotorok nehézolajának átlagosan 3-3.5% kéntartalma van. Így a gázturbina ezen a téren is jobban tud teljesíteni.



2.8. ábra: Különböző gépek fajlagos NO_x kibocsátása



2.9. ábra: MT30 hajógázturbina

Előnyként lehet még említeni a kis zaj- és rezgéskeltést, az alacsony üzemeltetési költségeket, nagy megbízhatóságot, valamint azt, hogy kevés számú tartalék alkatrészre van szükség, és az is relatíve könnyen szerelhető a modern gázturbinák moduláris kialakításából következően. A gép teljesen automatizálható, emberi felügyeletre nincs szükség. A gázturbinákat igen nagy üzemeltetési rugalmasság jellemzi: gyorsan indíthatók (kb. 30 sec), indítás után szinte azonnal maximálisan terhelhetők, ugyanilyen gyorsan megállíthatók, kikapcsolhatók, sőt akár többször újra is indíthatók az igényeknek megfelelően. Ugyanakkor a dízelmotorokkal ellentétben, a gázturbinák nem érhetők el széles teljesítménytartományban: a nagy gyártóknak is csak néhány jellemző értékre van típusuk. (A Rolls-Royce cégnél 3-4.5-19.5-25-36 MW teljesítményre van gázturbina, ezek közül az első kettő kifejezetten generátorhajtásra van. A GE-nél 6-féle teljesítményérték található hasonló

tartományban.) Így a gázturbina alkalmazhatósága azon is múlik, hogy a teljesítményigény hogyan igazodik a fenti kínált teljesítményszintekhez.

Fenti előnyei miatt a gázturbinákat a hajózásban is egyre szerteágazóbb területeken alkalmazzák. Egyre inkább tipikusnak mondható a gázturbina nagy személyszállító hajókban, ahol a kompakt méretek miatt nagyobb lehet az utasok számára rendelkezésre álló hajótér (kialakítástól függően akár 20-100 kabinnal többet is el lehet helyezni, ugyanakkora hajótestben). Szintén terjed a gázturbina a nagy és gyors személy és áruszállító hajókon, melyeket sokszor partközélen használnak. Ennek egyrészt a dízelmotorral nehezebben kielégíthető nagy teljesítményigény az oka, másrészt viszont az, hogy a partközeli hajózás szigorúbb környezetvédelmi előírásai miatt a hajók többsége itt egyébként is az ún. hajózási dízelolajat használja, amit már a gázturbinák is el tudnak égetni, így az üzemanyagárban jelentkező különbség nem számottevő. További alkalmazási terület a LNG tankerek csoportja (ahol a rakterekben folyékony állapotban szállított, de onnan elpárolgó gázt lehet használni a gázturbinák tüzelőanyagaként), valamint a gyors konténerszállító hajók (ahol a kis helyigény miatt szintén nagyobb rakteret lehet nyerni, amely a hajózás gazdaságosságát növelheti).

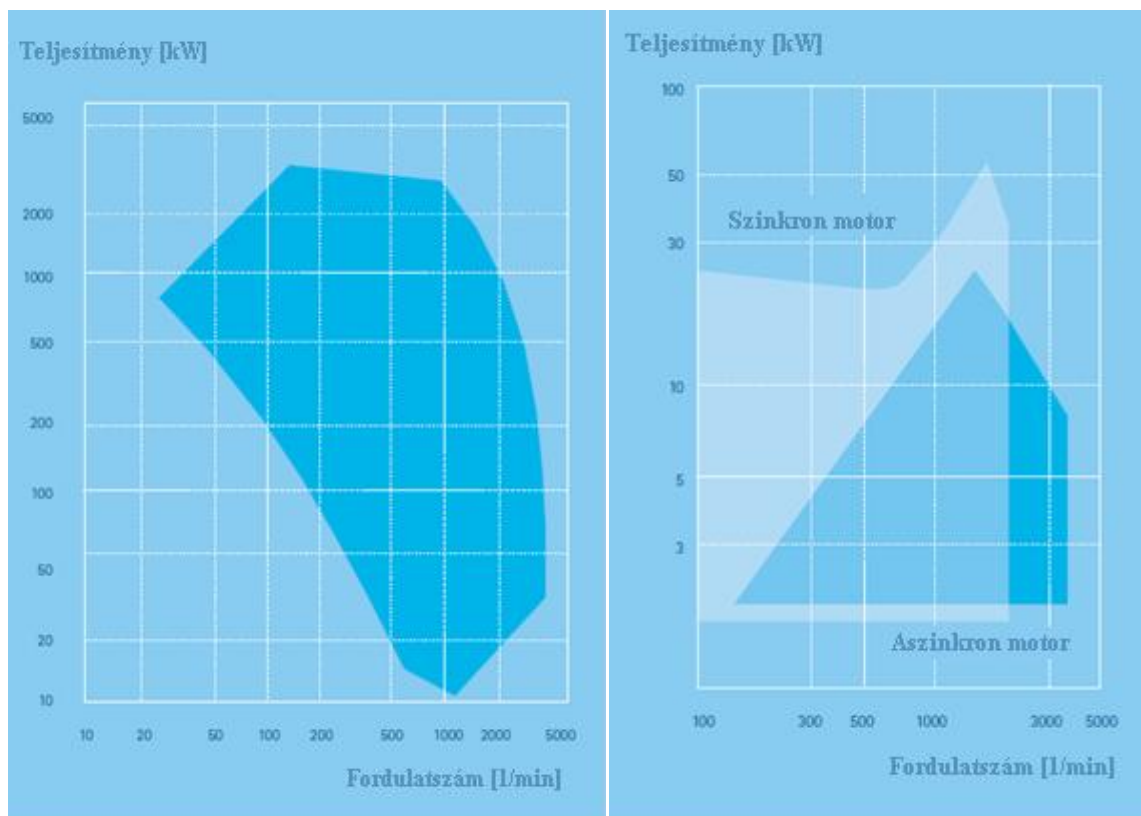
2.5 Elektromos motorok

Az elektromos motorok a hajóüzem számos területén megtalálhatóak. A hajók segédüzemi berendezéseinek (csörlők, szivattyúk, stb.) hajtása ma túlnyomó részben olcsó, igénytelen aszinkron gépekkel történik. Emellett ma már – az elektromos hajtás által biztosított előnyök miatt – számos hajótípusnál a propellert (általában hajócsavart) is elektromotorok hajtják. A villamos motorok fordulatszám szabályozása azonban sokáig nem volt olyan egyszerű feladat, mint a dízelmotorok fordulatszámának töltésváltoztatással való szabályozása. A propulziós rendszerben használt elektromos motorok a következők:

- egyenáramú (DC) motorok
- váltakozó áramú (AC) szinkron motorok
- váltakozó áramú (AC) aszinkron motorok
- állandó mágnesű szinkron motorok.

Az egyenáramú motort értelemszerűen egyenárammal kell táplálni, és mivel a hajók villamos rendszere ma már háromfázisú váltakozó áramú rendszer, ez maga után vonja a tirisztoros egyenirányítók alkalmazásának szükségességét. Ez ugyanakkor biztosítja a motor fordulatszámának szabályozását is. A motorok a néhány kW teljesítménytől a több ezer kW-ig kaphatók, jó megoldást kínálva ezzel a kisebb, speciális hajók hajtására.

Az egyenáramú motorok sokat fejlődtek az elmúlt évtizedben, ami különösen a kisebb méretben (és így a nagyobb teljesítménysűrűségben) valamint a karbantartás egyszerűsödésében jelentkezik. Nagyon megbízható, jó hatásfokú motorok, széles fordulatszám-tartományban is könnyen és jól szabályozhatók. A DC motorok már indításnál is nagy nyomatékkal rendelkeznek, és alacsony fordulaton is simán, alacsony zajszinten járnak. A motorok hűtésére számos megoldást dolgoztak ki: a gyártók felületi hűtést, levegő/levegő vagy levegő/víz hőcserélős változatokat kínálnak. A 2.10. ábra bal oldalán az LDW cég DC, jobb oldalán pedig az AC motorjainak fordulatszám-kimenő teljesítmény diagramja látható. A következő kép pedig egy halászhajóba beépített DC motort mutat.



2.10. ábra: DC (balra) és AC (jobbra) motorok teljesítmény-fordulatszám diagramjai



2.11. ábra: 950 kW-os egyenáramú motor

A váltakozó áramú motorokra is nagy megbízhatóság, hosszú élettartam, jó hatásfok jellemző. Ma a motorokat moduláris rendszerben építik, amely az egyes elemekhez könnyebb hozzáférést, ezáltal gyorsabb javítást vagy cserét, végső soron pedig rövidebb időkiesést eredményez. Hajók hajtására általában magas feszültségen üzemelő motorokat használnak. Az LDW váltakozó áramú motorjainak teljesítményét és fordulatszámát az 2.10. ábra jobb oldala mutatja.

A szinkron motorok csak a frekvencia és a póluspár-szám által meghatározott szinkron fordulatszámon tudnak forogni. Éppen ezért az ilyen típusú motorokat csak frekvenciaváltóval, és akkor is csak a nagyobb teljesítménytartományban – közvetlenül, vagy hajtómű közbeiktatásával – alkalmazzák hajócsavar hajtására. Kisebb teljesítmények esetén az aszinkron motor általában költségtakarékosabb megoldást jelent. A szinkron motorokat ma már jellemzően kefe nélküli („brushless”) kialakításban építik.

Az aszinkron motorok a szinkron fordulatszámnál kisebb, de szintén meghatározott fordulatszámon képesek forogni. Közvetlenül a hálózatra kötöttek, tehát állandó fordulatszámon üzemelve számos hajóüzemi berendezés hajtását látják el. Ugyanakkor előnyei – egyszerű, olcsó, hosszú élettartammal és kis karbantartásigénnyel rendelkeznek – frekvenciaváltó alkalmazásával ma már a hajóhajtás számára is kiaknázzhatók, hiszen ezzel a motor, és így a hajócsavar fordulatszám szabályozása könnyebben megoldható. A 2.12. képen egy 1-150 1/perc között változtatható fordulatszámú, 21 MW-os szinkron motor látható (a gép tömege 183 t).



2.12. ábra: 21 MW-os szinkronmotor

Az állandó mágnesű szinkron motorok a néhány kW-os teljesítménytartományban az ipar néhány területén már jelen voltak, nagyobb teljesítményű (pár MW) motorokat azonban csak a közelmúltban kezdtek el gyártani katonai alkalmazásokra. A motor jellemzője a jó

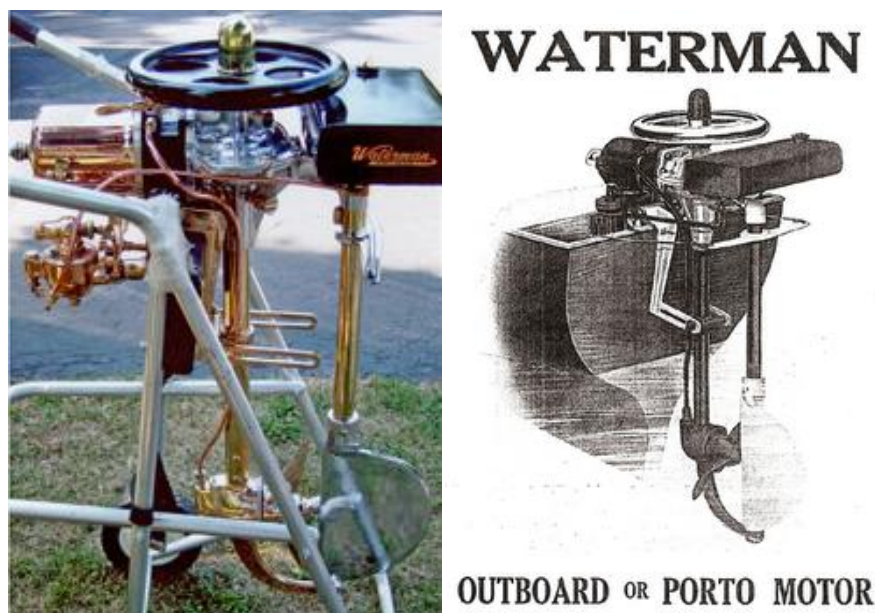
hatásfok, a kis méret, nagy energiasűrűség, és hogy a teljes nyomaték már az indításkor rendelkezésre áll. Mindezek miatt a pod-hajtás jellemző motorjává vált, ahol a kis méret elengedhetetlen.

Mint azt korábban említettük, a hajóhajtásra használt villamos motorokat célszerű változtatható sebességre készíteni (állandó fordulatszám mellett a kimenő hajtási teljesítmény csak állítható szárnyú hajócsavar alkalmazásával oldható meg). Mivel ma már a változtatható sebességű, hajóhajtásra használt elektromos motorok jellemzően AC motorok valamint a hajó villamos hálózata is háromfázisú, váltakozóáramú, így a sebesség változtatásához egy egyenirányítóra és egy inverterre van szükség. A szabályozás különböző lehetőségeivel – lévén azok igen szerteágazók – és az egyes motortípusok felépítésével, sajátosságaival, üzemével itt ennél részletesebben nem foglalkozunk, inkább utalunk az Elektrotechnika tantárgy vonatkozó fejezeteire, illetve a széleskörű szakirodalomra.

2.6 Kishajók főgépei

A nemzetközi előírásokban a 24 m testhosszúság alatti hajókat tekintik kishajónak. Látható, hogy ez a kategória nagyon sokféle hajót tartalmazhat, kezdve a kis külmotoros horgászcsónaktól, a 12m-es mentőmotoroson át a 20 m feletti luxusyachtokig. Ennek megfelelően a hajók hajtógépei is elég széles skálán mozognak, a benzines külmotoroktól kezdve a elektromos motorokon keresztül a közepesfordulatú dízelmotoros hajtásig minden megtalálható. A lehetséges hajtógépek közül az eddig nem tárgyalt, alapvetően csak a kishajókra jellemző benzinüzemű két-, és négyütemű külmotorokat, beépített gyorsfordulatú benzin- és dízelmotorokat, és elektromos motorokat (beépített és külmotor formában) mutatjuk itt be.

A kishajók külmotorja nem más, mint egy, a hajó tükrére szerelt, függőleges főtengellyel rendelkező motor, amely egy kúpfogaskerekes fordulatszám csökkentő hajtóművön keresztül hajtja a hajócsavart. A külmotor története is meglehetősen régre, a belsőégésű motorok fejlesztésének kezdetére nyúlik vissza. Az első próbálkozások a svéd Vulcan gyárban kezdődtek 1891-ben, akkor még ferde hosszú, vízbenyúló tengellyel és lánchajtásos megoldással. Ezek a megoldások sokkal inkább hasonlítottak a nálunk seprűs motorként ismert kialakításra. Az első mai értelemben vett külmotor Cameron Waterman nevéhez köthető, az ő ötlete (és nem Ole Evinrude-é, ahogy sokan hiszik) volt a motor függőleges elhelyezése és a kúpfogaskerekes áttétel. A fejlesztést 1903-ban kezdte, 1907-ben pedig már sorozatban gyártotta kis, egyhengeres, 2 LE-s, 18 kg-os benzinmotorját. A kialakítás (2.13. ábra) egyszerű, megbízható, és kompakt volt, népszerűségét a kishajók között jól szemlélteti, hogy 1917-re már 30000 eladott példánnyal büszkélkedhetett.

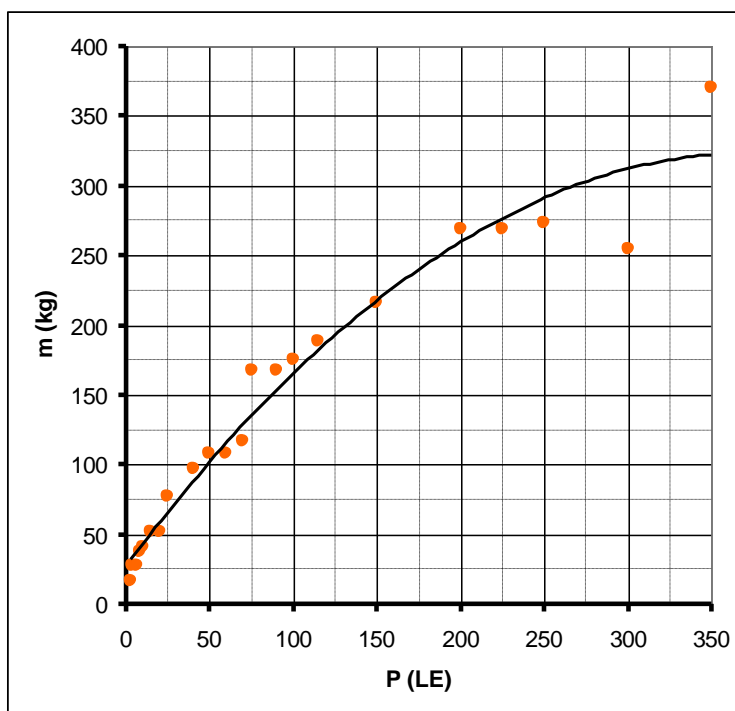


2.13. ábra: Az első külmotor

A külmotorok egészen a közelmúltig kétüteműek voltak, hiszen ez a megoldás ugyanakkora teljesítmény mellett lényegesen könnyebb, mint a négyütemű változat, ezentúl olcsóbb is volt és egyszerűbb felépítést biztosított. Mindezek egy hordozható, kishajók számára készített motornál elengedhetetlen szempontok. Hátránya volt a kialakításnak, hogy a tökéletlen égés miatt szennyezte a környezetet és igen zajos is volt. Mára azonban a környezetvédelmi előírások a kishajó-motorokra is megjelentek és egyre szigorodnak, és ez a gyártókat folyamatos fejlesztésre készíti. A fejlesztésnek több iránya van. Egyrészt a gyártók megjelentek négyütemű motorokkal, amelyek lényegesen tisztább és csendesebb üzeműek, de nehezebbek, bonyolultabb szerkezetek és drágábbak, mind a beszerzést, mind a fenntartást illetően. Főleg a kisebb típusok karburátorosak, a nagyobbak viszont elektromos befecskendezéssel rendelkeznek. A kétüteműek terén először az olajbefecskendezést vezették be, de a szennyezések tekintetében igazán jó megoldásnak az üzemanyag direkt befecskendezése (Direct injection – DI) bizonyult. Igaz, hogy ezek a motorok a négyüteműekhez képest már nem sokkal könnyebbek és hasonlóan drágák és komplikáltak. Cserébe viszont, a kibocsátások mellett az üzemanyag-fogyasztás is jelentősen csökkent a régi kétüteműekhez képest.

A külmotor kialakítását illetően szinte semmi lényegi változás nem történt, a kis motorok szinte ma is ugyanolyanok, mint a régiek voltak. Ma is ugyanolyan vízhűtést alkalmaznak, saját üzemanyagtankkal rendelkeznek, kézzel indíthatók. Igaz a nagyobb motorok már elektromos indítómotorral vannak felszerelve, a tank is külön került a motortól – lévén nagyobbra van szükség a nagyobb teljesítmény miatt – és bár kezdetben kizárólag soros hengerelevezést használtak, ma már V kialakítást is kínálnak. A hengerszám általában 1-nél kezdődik, a nagy motorok viszont akár 8 hengerrel is rendelkezhetnek, természetesen V elrendezésben a kisebb méret érdekében. A kormányzás tekintetében a fix motor mögé tett kormánylapot nagyon hamar felváltotta az először csak a motor alsó részét, majd a teljes motort elfordító kormányrudas megoldás, melyet szintén csak a nagyobb motoroknál a bowdenes, külön kormánypultos változat követett. A kipufogógáz a víz alatt távozik, általában a csavartengely mellett. A motorok üzemanyaga ma is benzin, hiszen a benzinmotorok könnyebbek, mint dízel társaik.

Ahogy korábban is említettük, a külmotor egy kompakt egység, vagyis a motor összes (üzemanyag-, hűtő- és kipufogó-) rendszere gyárilag egy egységbe összeszerelve kapható, és a hajóépítőnek a tükör megfelelő erősítésén túlmenően semmilyen egyéb motorral kapcsolatos szerelési teendője nincs. Ez olyan népszerűvé tette a kialakítást, hogy mára már nem csak a hordozható méretben készülnek, hanem a beépített motorok teljesítményének megfelelő több száz LE-s változatokban is (pl. a Yamaha kínálatában 2,5 LE-től a 350 LE-ig vannak motorok). A külmotorok tömeg-teljesítmény viszonyát a 2.14. ábra mutatja. A nagy dízelmotorok táblázatával összehasonlítva jól látható a nagy teljesítménysűrűség, és itt a tömegben nem csak a motor, hanem az összes kiegészítő rendszer tömege benne van. A motorok jellemző maximális fordulatszáma 5000-6000 1/perc között van, és mérettől függetlenül általában 1:2-es lassító áttételt alkalmaznak.



2.14. ábra: Külmotorok tömege a teljesítmény függvényében

Külmotorral kisebb és nagyobb motorcsónakokat szoktak hajtani, de sokszor a kisebb vitorlás hajókon is külmotor van segédhajtásként. A legjelentősebb külmotor-gyártók a következők: Mercury Marine, Tohatsu Outboards, Nissan Marine, Honda Marine, Suzuki Marine, Yamaha Marine, Selva Marine, Evinrude/Johnson (Bombardier részeként).

A beépített motorokkal kapcsolatban rögtön felvetődik a kérdés, hogy benzin vagy dízel-üzemű legyen-e a motor? A két fajta vázlatos összehasonlítása a 2.3. táblázatban található. Látható, hogy mindkét változatnak meg vannak a maga előnyei és hátrányai, ezért nagyon fontos a megfelelő motor kiválasztása. A kiválasztás szempontjai között talán a hajó és a használat/üzem jellege a legfontosabb. A benzinmotorok általában egy teljesítmény besorolással kaphatók, a dízelmotoroknál azonban érdemes megkülönböztetni a különböző üzemi jellemzőkre („heavy”, „medium”, „intermittent”, „high performance” duty) kínált motorokat. Ez azonban sokszor nehéz, mert a közúti motorokból átalakított hajómotorok gyártói ezt ritkán adják meg. (A különböző teljesítménymegadási lehetőségekről/szabványokról ld. külön fejezetünket.) Meg kell jegyezzük azonban, hogy kedvező tu-

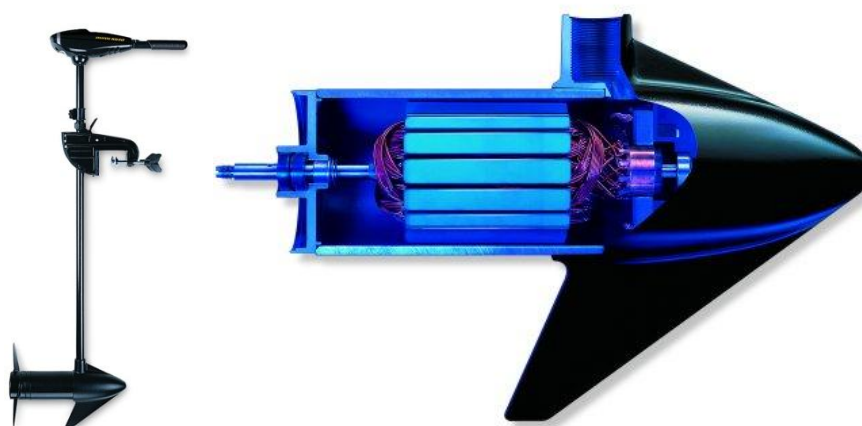
lajdonságai miatt a legtöbb motorgyártó dízelmotort kínál a kishajókba (legyen az motoros vagy vitorlás) építeni.

	Benzinmotor	Dízelmotor
<i>tömeg adott teljesítményhez</i>	<i>kisebb</i>	<i>nagyobb</i>
<i>kompreszióviszony</i>	<i>kisebb (6-12:1)</i>	<i>nagyobb (15-22:1)</i>
<i>gyújtás</i>	<i>szikra</i>	<i>kompreszió</i>
<i>üzemanyag jellege</i>	<i>robbanásveszélyes, kevésbé kellemetlen szagú</i>	<i>Nem robbanásveszélyes, de kellemetlen szagú</i>
<i>hatásfok részterhelésen</i>	<i>rosszabb</i>	<i>jobb</i>
<i>üzemanyagfogyasztás</i>	<i>nagyobb</i>	<i>kisebb</i>
<i>ár</i>	<i>alacsonyabb</i>	<i>magasabb</i>

2.3. táblázat: Benzin- és dízelmotor összehasonlítása

A kishajókba kínált beépített motorok hazánkban is ismert gyártói a következők: Beta Marine, Caterpillar, Cummins, Lombardini, MAN, Mercruiser, MTU, Nanni Diesel, Perkins, Solé Diesel, Steyr, Vetus (Mitsubishi), Volkswagen Marine, Volvo Penta, Yanmar. Sok esetben azonban e gyártók más nagy motorgyártók által készített motorokat, azok engedélyével kínálják a saját nevük alatt (a Nanni pl. Kubota, Toyota és VM Motori dízeleket kínál). Mint korábban említettük, ezek mind gyorsfordulatú motorok. A gyártók által lefedett teljesítménytartomány a 7,5 kW-tól a több ezer kW-ig tart, a motorok névleges fordulatszáma az 1000-4000 1/perc tartományban van, a hengershám 2-nél kezdődik és akár 20 is lehet. A motorokról további részletes információkat a gyártók internetes katalógusaiban lehet találni.

A kishajók elektromos motorjai relatíve új keletűek, az elektromos kishajózás nem olyan régen jött divatba. A motorok között itt is megtaláljuk az elektromos külmotorokat, és vannak beépített motorok is. Egy tipikus elektromos külmotort és annak motorját mutatja a 2.15. ábra. Az alsó részben van elhelyezve a motor, az egészet egy függőleges rúd tartja, ebben fut a motort tápláló vezeték.



2.15. ábra: Elektromos külmotor

A motor fordulatszáma – több előre beállított előre- és hátrameneti sebességgel – a hagyományos külmotorok „gázkarjához” hasonló karon szabályozható. (Az akkumulátor külön kerül elhelyezésre.) Az elektromos külmotorok villamos (bemenő) teljesítménye 0,8-3 kW között van.

A kishajók villamos rendszere (ha van egyáltalán) jellemzően alacsony feszültségű (12V) egyenáramú rendszer, ezért az elektromos motorok egyik fő típusa az egyenáramú motor, mely jellemzően soros gerjesztésű vagy állandó mágnesű. A kisebb teljesítményű motorokat közvetlenül hajtják egy 12V-os akkumulátorról. A nagyobb teljesítményű motorok lehetnek egyenáramúak, de itt már megjelennek a váltakozó áramú aszinkron motorok is – ezek természetesen a szükséges konverterekkel együtt tudnak csak működni. A nagyobb villamos teljesítmény (10-50 kW) miatt célszerű nagyobb feszültségűt biztosítani a motor számára a nagy áramok (és így a nagy tápvezeték-keresztmetszet) elkerülése érdekében. Vannak olyan gyártók, akik az egyszerűbb elektromos rendszer miatt a törpefeszültség határa (50V) alatti, 24 vagy maximum 48V-os rendszereket kínálnak, de itt egy 30 kW-os motornál az áramfelvétel akár 600 A is lehet. Ehhez igen nagy keresztmetszetű (~240 mm², ~17mm-es átmérő) és így elég drága, és relatíve nehéz vezetékre van szükség. A magasabb feszültség jellemzően 100-230V között van, ezzel egy 50 kW-os bemenő teljesítményű motor árama is 250 A alatt tartható. Jelenleg 50 kW-nál nagyobb villamos teljesítményű motort nem kínálnak a gyártók (egy-egy extrém esettől eltekintve), ugyanis a kishajókban az elektromos energia ma még véges. A legtöbb elektromos hajtású hajóban az energiát nem előállítják, hanem csak tárolják, akkumulátorok segítségével. Ezek összkapacitása igencsak korlátozott, és sajnálatos módon ma még nagy tömeggel rendelkeznek, ami egy kedvtelési célú kishajónál hátrányt jelent. (Egyre terjednek a savas ólomakkumulátorok helyett modern Li-ion, Li-polimer akkumulátorok, amelyek ugyanakkora kapacitás mellett lényegesen kisebb tömegűek, de ezek ára ma még nagyon magas.) A motorok hatásfoka típustól függően 80-90% között van, a kisebb motorok általában lég-, a nagyobbak vízhűtéssel rendelkeznek.



2.16. ábra: Kräutler vízhűtéses aszinkron kishajómotor

A motorok teljesítményének megadásáról érdemes még néhány szót szólni. Egy hagyományos benzinmotornál a gyártók a kimenő tengelyteljesítményt szokták megadni, az elektromosmotor-gyártók azonban többféle módszert használnak. Az egyik, hogy a motorba bemenő villamos teljesítményt adják meg, ekkor a hajó hajtására fordított teljesítménybe még a motor hatásfokát is figyelembe kell venni. A másik, különösen kisebb elektromos külmotoroknál elterjedt módszer a statikus (állópróbán mért) tolóerő megadása, ez azonban – mint tudjuk – keveset mond a teljesítményről. (Amennyiben hinni lehet egy elektromos motorgyártó katalógusának – tehát feltételezzük, hogy az összehasonlítás korrekt méréseken alapszik – úgy elmondható, hogy egy 4 kW-os bemenő teljesítménnyel rendelkező elektromos külmotor 2,2kW propulziós teljesítményt ad le (összhatásfok 56%), ami

kb. egy 5 LE-s (3,75 kW) benzines külmotorénak felel meg. A tolóerőt vizsgálva a motor egy 6 LE-s (4,5 kW-os) benzinmotorhoz hasonlítható.)

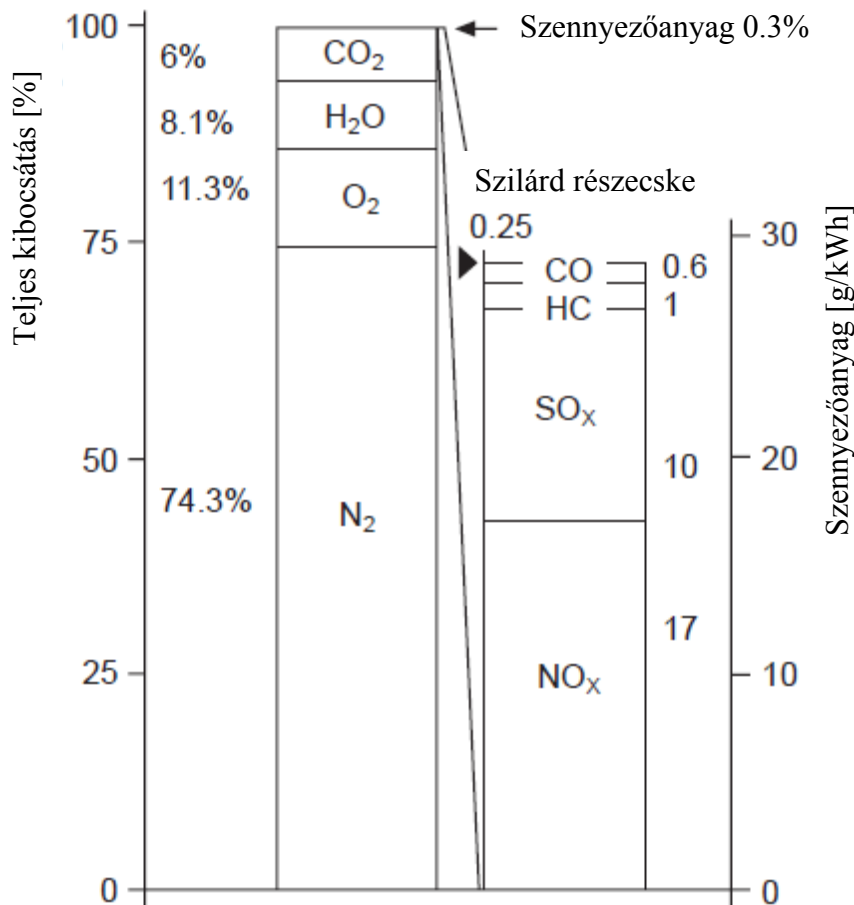
Ismertebb elektromos kishajómotor-gyártók: Minn Kota, Torqeedo, Kräutler Elektromaschinen GmbH, Intermotor Kft..

2.7 Gépek emissziói, és az ezekre vonatkozó előírások

A füstgázokkal a levegőbe juttatott szennyezőanyagok mennyiségének csökkentése folyamatos erőfeszítést igényel a motorgyártóktól. Az igényeket (kibocsátási maximumokat) részben a nemzetközi, részben pedig a regionális, helyi specialitásokat is figyelembevevő előírások, valamint a „füstmentes” motorokra vágyó közvélemény (különösen a személyhajók esetén) fogalmazza meg. Mindezek együtt a motorok és más gépek (kazánok, gázturbinák) folyamatos fejlesztését eredményezik. Ebben a fejezetben röviden áttekintjük a kérdéskör hajógépekkel kapcsolatos vonatkozásait: a gépek működése révén keletkező áros anyagok fajtáit, keletkezésük okát, és a megszüntetés/csökkentés elveit. Meg kell jegyezni, hogy a fejlesztések folyamatosak e téren, így ami ma ismert és hatékony módszer, lehet, hogy idővel elavulttá válik. Nem foglalkozunk azonban a szabályok részletes ismertetésével (csak megemlítjük a vonatkozó előírásokat), a szennyező anyagok hatásának mélyreható bemutatásával, a kibocsátások mennyiségének meghatározásával, ezek megtalálhatók minden légszennyezéssel kapcsolatos komolyabb szakirodalomban.

2.7.1 A gépek működéséből származó szennyezőanyagok és keletkezésük okai

A hajókon alkalmazott gépek közül közvetlenül csak az elektromos motorok nem szennyeznek a levegőt. Azonban az elektromos energiát – leszámítva a nukleáris energiával működő hajókat – mindig valamilyen fosszilis üzemanyagot elégető gépcsoport állítja elő. A fosszilis üzemanyagot elégető gépben az égés során az üzemanyagból és levegőből (valamint dízelmotoroknál minimális mennyiségű kenőolajból) hőmennyiség, munka és nitrogént, oxigént, szén-dioxidot, vizet és szennyezőanyagokat tartalmazó füstgáz keletkezik. Ezek átlagos megoszlását az 2.17. ábra szemlélteti. A szennyezőanyagok a következők: legnagyobb mennyiségben nitrogén-oxidok (NO_x), aztán kén-oxidok (SO_x), szén-monoxid (CO), el nem égett szénhidrogének (HC) és szilárd szennyezőanyagok: por, korom, stb. (PM).



2.17. ábra: Az emissziók átlagos megoszlása

A füstgázban levő összetevők közül károsnak tekintett a CO₂, a NO_x, SO_x, és PM, ezekkel foglalkozunk részletesebben.

A szén-dioxid ugyan önmagában egy színtelen, szagtalan, nem mérgező gáz, azonban nagymértékben hozzájárul az üvegház-hatáshoz és így a globális felmelegedéshez. A kibocsátott CO₂ mennyisége egyenesen arányos az elégetett üzemanyag mennyiségével, vagyis áttételesen a motor hatásfokával, de függ az üzemanyag fajtájától is.

A szennyezőanyagok közül a nitrogén-oxidok a legjelentősebbek. Rákkeltő hatásúaknak tartják és napsugárzás hatására fotokémiai szmogot és ózont hoznak létre, hozzájárulnak a savas esőkhöz és így a talaj elsavasodásához. A nitrogén-oxidok a motor égőterében kialakuló magas hőmérsékleten jönnek létre nitrogénből és oxigénből. A keletkező nitrogén-oxid mennyisége átlagosan a füstgáz 0,25-0,4 térfogatszázaléka, mely mennyiség a hőmérséklet mellett függ még az üzemanyag kéntartalmától, a motor típusától, hatásfokától, sebességétől. (Csak szemléltetésképpen: egy MAN B&W 18V48/60 modern, minimális NO_x kibocsátásra optimalizált közepesfordulatú dízelmotorban teljes terhelés mellett az elégetett 4% kéntartalmú nehézelajból óránként kb. 240 kg NO_x keletkezik. Ez az optimalizálás miatt 0,17%-ot jelent.)

A kén-oxidok az üzemanyagban levő kénből alakulnak ki oxidáció útján. Kellemetlen szagú, nyálkahártyát irritáló, savas esőt okozó anyag, melynek hatása a könnyű légköri terjedése révén igen nagy távolságokra is érezhető. A talaj és talajvíz elsavasodása számos

egészségi problémához vezet. Az üzemanyag kéntartalma alapvetően meghatározza a keletkező SO_x mennyiségét.

Az elégtelen szénhidrogének a tökéletlen égésből származhatnak, részben rákkeltőek, szmogot képeznek. A jó keverékképzési technikák eredményeképpen az égés a modern dízelmotorokban igen jó, így a motorok füstgázaiban mennyiségük minimális.

Hasonlóan kevés szén-monoxid található a füstgázban, mely szintén a tökéletlen égés eredménye: az égés közbeni helyi oxigénhiány és a szén-dioxid szétválasztódása révén keletkezhet. Nagy mennyiségben igen mérgező gáz, de a jó égés miatt nincs nagy jelentősége.

A szintén tökéletlen égésből származó szilárd szennyezőanyagok nagy része korom (szervesetlen széntartalmú részecskék), melynek látható bizonyítéka a füst. Kisebb része szétesett szénhidrogénekből, hamuból, szulfátokból áll. Önmagában nem mérgező, de belőle vizes szénhidrogének keletkeznek, melyek közül néhány rákkeltő hatású.



2.18. ábra: Koromkibocsátás

2.7.2 A kibocsátások csökkentésének lehetőségei

Mint említettük, a szén-dioxid keletkezése a fosszilis üzemanyagok elégetésének természetes következménye. Az olaj egyszerűsített képlete $\text{C}_{16}\text{H}_{34}$, így tökéletes égést feltételezve egy ilyen molekulából 16 CO_2 és 17 H_2O molekula keletkezik. Az égés ugyan nem tökéletes, de a HC és a CO minimális mennyiségben keletkezik csak, így a molekulatömegeket figyelembe véve adódik, hogy 1 kg dízelolaj elégetéséből kb. 3,2 kg szén-dioxid keletkezik. A kibocsátás tehát csökkenthető az üzemanyag-fogyasztás csökkentésével, de a gyártók szerint a további fogyasztás-csökkentésnek a mai modern, nagy hatásfokú motoroknál már láthatók a felső korlátjai, így más utat kell keresni. Ennek lehetséges irányai:

- a motort üzemtől függetlenül mindig a minimális fogyasztást jelentő munkapontban kell üzemeltetni (dízel-elektromos hajtás: a villamos rendszer „puffereli” a motorok teljesítményét részterhelés mellett);
- más kémiai összetételű (nagyobb hidrogén-szén aránnyal rendelkező) üzemanyagot kell alkalmazni. A szénhidrogének közül a CH_4 –es metánnak a legnagyobb a hidrogén-szén aránya (4), a hajózásban használt üzemanyagokra pedig az jellemző, hogy minél nehezebb az olaj, annál kisebb az arányszám. Ha tehát a nehézolaj helyett „marine diesel”-t használnak, ezzel is lehet csökkenteni a szén-dioxid kibocsátást. Metán égése során csak 2,75 kg szén-dioxid jön létre, ez 16%-os csökkenést jelenthet a fenti átlaghoz képest (ld. a gázmotorok alkalmazásának jelentősége, 2.2. fejezet). Ha pedig nem szénhidrogént, hanem tiszta hidrogént égetünk el, akkor egyáltalán nem ke-

letkezne CO₂. Ennek hajókon való alkalmazása viszont még nem kidolgozott.

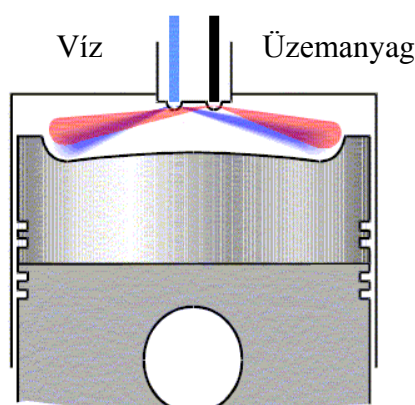
- a körfolyamat hatásfokának javítására a füstgázok hulladék hőjének felhasználásával gőzturbinát lehet hajtani.

A nitrogén-oxidok keletkezését leginkább a hengerben levő hőmérséklet és az oxigén-koncentráció befolyásolja. Minél magasabb a hőmérséklet, és minél hosszabb ideig áll fenn, annál több NO_x jön létre. Ezért egy lassúfordulatú kétütemű motornak – azonos teljesítmény mellett – nagyobb az NO_x kibocsátása, mint egy négyütemű közepesfordulatú motornak. Az alternatív üzemanyagok használatától eltekintve a kibocsátás csökkentésének alapvetően két útja van:

- a szennyezőanyag keletkezésének megakadályozása (primer eljárások);
- a szennyezőanyag eltávolítása a füstgázból (szekunder eljárások).

A primer módszerek a motorban lejátszódó égési folyamat megfelelő optimalizálását jelentik, ezzel kb. 30-60%-kal lehet csökkenteni az NO_x mennyiségét. Ide tartoznak a következők: víz hozzáadása, módosított üzemanyag-befecskendezés, az égéshez szükséges (beszívott) levegő kezelése, a kompresszióviszony és égési csúcsnyomás optimalizálása.

A víz hengerbe juttatásának az a célja, hogy elpárolgása révén csökkenjen a hőmérséklet a hengerben. A víz többféleképpen kerülhet be a hengerbe. Az egyik megoldás, hogy vizet emulgálnak az üzemanyagba, ekkor 1% víz hozzáadásával durván 1%-kal csökkenthető az NO_x mennyisége. Egy másik megoldás a víz befecskendezése (Direct Water Injection – DWI) akár különálló, akár az üzemanyag befecskendező szelepbe integrált szeleppel. A víz befecskendezése az üzemanyag befecskendezése előtt befejeződik, a bejuttatott víz nem befolyásolja a gyújtást és az égést, mindössze hűti a hengert, és így csökkenti az NO_x kibocsátást. A Wärtsilä motoroknál a vizet 210-400 bar nyomáson juttatják be egy „common-rail” rendszeren keresztül. A víz üzemanyag arány 0,4-0,7:1-hez, ezzel mintegy 50-60%-os NO_x csökkenést érnek el anélkül, hogy a megoldásnak számottevő hatása lenne a leadott teljesítményre. A legjobb hatást 40%-os motorterhelés felett lehet elérni. Ez a módszer egy egyszerű megoldás a kibocsátás csökkentésére, hiszen nem igényel különösebb átalakítást. A harmadik megoldás a víz bevezetésére, hogy a töltet-levegőt párásítják. Erre több saját megoldást is kidolgoztak a motorgyártók, azonban mindegyiknek az a lényege, hogy a turbótöltőből érkező meleg levegőbe vizet permeteznek, amely ott igen gyorsan elpárolog. Ezzel egy majdnem telített állapotú levegőt juttatnak a hengerbe. A módszerrel akár 70%-os NO_x csökkenés is elérhető. Ezt a módszert a levegőkezeléses technikák közé is szokták sorolni. A „vizes” eljárások előnyeként elmondható, hogy egyszerűek, hiszen a víz rendelkezésre áll (csak szűrni kell), a vízrendszer nem foglal el nagy helyet, nincs befolyása az üzemanyag-fogyasztásra és a teljesítmény-leadásra, a HC és CO kibocsátás nem nő számottevően, nem jelentkezik korróziós hatások, sőt a motor belseje is tisztább.



2.19. ábra: Vízbefecskendezés

A motorba kerülő levegőmennyiség (légefelesleg-tényező) szabályozásával lehet a legegyszerűbben csökkenteni az NO_x kibocsátást. Ezáltal kb. 20%-os csökkenés érhető el, ami általában nem elegendő, ezért ezt a módszert csak másikkal párhuzamosan alkalmazzák. A töltet levegő kezelésének másik módszere a füstgáz-recirkuláció, EGR (Exhaust gas recirculation). A módszer lényege, hogy a visszavezetett füstgázok révén egyrészt kisebb az oxigén-koncentráció a hengerben, másrészt ennek nagyobb a víz és szén-dioxid tartalma a normál töltetnél. A víz és a szén-dioxid nagyobb hőkapacitással rendelkezik, és így hozzájárul a hőmérséklet csökkentéséhez – mindezek pedig kisebb NO_x emissziót eredményeznek. A módszerrel 40-50%-ra lehet csökkenteni a nitrogén-oxid emissziót. A közúti járművekben széles körben alkalmazott módszer azonban csak kompromisszumokkal használható a hajózásban. A közúti motoroknál a nagyobb hatékonyság érdekében a füstgázt lehűtve vezetik vissza a beszívó rendszerbe. Azonban a legkisebb kén-tartalom az üzemanyagban, és a füstgáz lehűtésekor egy kénsavas, vizes, kormos, ragadós anyag keletkezik, amely eltömíti a hűtőrendszert. Visszahűtés nélkül csökken a hatékonyság, és a kén-oxidok miatt még így is számolni kell a feltöltő rendszer elemeinek (turbótöltő, csövek, intercooler) korróziójával. Ezt ki lehet küszöbölni az ún. belső EGR-rel, ennek során a füstgázt úgy vezetik vissza, hogy a kipufogó szelepet a szívó ütemben is kinyitják egy rövid időre, ezzel biztosítva bizonyos mennyiségű füstgáz visszaáramlását a hengerbe. Természetesen hűtés ekkor sincs, így kisebb a módszer hatásfoka, de nem igényel olyan bonyolult kialakítást, mint a külső, hűtéses EGR. Az igazi megoldás a kénmentes üzemanyag használata lenne...

További lehetőség a töltet levegő kezelésére a redukciós eljárás katalizátor nélkül (SNCR - selective non-catalytic reduction). Ennek során ammóniát vagy sokkal könnyebben kezelhető, kevésbé veszélyes karbamidot (ez a redukáló szer) juttatnak az égőtérbe, a kémiai reakció eredménye elemi nitrogén, szén-dioxid és víz. A módszer hátránya, hogy mindez csak egy szűk hőmérséklet-tartományban valósul meg, azon kívül még további NO_x jön létre. Ezért a módszert nem nagyon alkalmazzák, helyette a katalitikus redukció terjedt el (SCR).

Az üzemanyag-befecskendezés optimalizálása a késleltetett és rövidebb idejű befecskendezést, a töltetmennyiség pontos szabályozását és a kisebb NO_x keletkezést biztosító, égőtér alakjához igazított sugárkép kialakítását jelenti.

Az utólagos, füstgáz-tisztítási technikákkal akár 95%-os csökkenés is elérhető. Ezek között a leginkább elterjedt a szelektív katalitikus redukció (SCR - selective catalytic reduction). A módszer lényege, hogy a tisztítandó NO_x-tartalmú gázt valamilyen gázzal keverik, és

katalizátor jelenlétében redukálják. A hajókon üzemelő egységeknél a füstgázba karbamid vizes oldatát (40%) vezetik, a katalizátor általában valamilyen fém-oxid. A reakció során az NO_x -et N_2 -re, szén-dioxidra és vízre bontják, és a rendszer a korom és a HC részét is megköti oxidáció révén. A gáz hőmérsékletének $290\text{--}450^\circ\text{C}$ között kell lennie, ez alatt az ammónia reakcióba lép az SO_x -dal, e felett a katalizátor sérül. A betartandó hőmérsékletek miatt az SCR filtert egy kétütemű, lassúfordulatú gépnél a turbótöltő előtt kell elhelyezni, egy négyüteműnél azonban lehet utána is. Ha egy füstgáz-utilkazán is be van építve, akkor annak az SCR egység után kell lennie.

A kén-oxidok – jobbra kén-dioxid, kisebb részben kén-trioxid – kibocsátása nem szabályozható az égési folyamattal, egyedül az üzemanyag kéntartalmától függ. A hajózásban használt üzemanyagok – ellentétben a szárazföldi járművek üzemanyagaival – igen magas, 3-5%-os kéntartalommal rendelkeznek. Egy tonna 3%-os kéntartalommal bíró üzemanyag elégetése során 64 kg SO_x keletkezik. A kén-oxidok füstgázból való eltávolítása (kémiai vagy egyéb technológiával) ugyan lehetséges, de ezek a módszerek komplex, helyigényes és drága megoldások. A legegyszerűbb és a hajó szempontjából leggazdaságosabb megoldás az alacsony kéntartalmú üzemanyag elégetése. Ez az NO_x kibocsátás csökkentésére használt SCR rendszer alkalmazása esetén egyébként is követelmény, mert a kén-oxidok tönkretennék a rendszer katalizátorát.

A korom és hamu kibocsátás (mely fekete füstként látható is) elsősorban az üzemanyag típusának és a motor terhelésének függvénye. A nehézzolaj elégetése során jóval nagyobb mennyiség keletkezik, mint a hajózási dízel vagy gázolaj esetén. Nagy motorterheléseknél gyakorlatilag alig füstöl a motor, viszont részterhelésen, gyors indítás után, vagy gyakori terhelésváltozás esetén a turbótöltő nem képes a tökéletes égéshez szükséges levegőmennyiséget szállítani, és így jelentős korom képződik.

A motorgyártók ezért elsősorban a részterheléses üzem üzemi viszonyait optimalizálják a kisebb füstölés érdekében. Az alkalmazott módszerekkel („common rail” befecskendezés, külön turbótöltő részterhelésre, töltőlevegő-előmelegítés részterhelésen, üzemanyag-víz emulgalás, stb.) a közepesfordulatú motorok gyakorlatilag füstmentesen járathatók. A nehézzolajjal üzemelő motoroknál azonban a kormozás, füstölés megszüntetése, csökkentése sokkal nagyobb kihívást jelent, mert az égés tökéletesítésének vannak határai. Az utólagos füstgázkezelés ugyan lehetséges lenne, azonban az elérhető eszközök mind hamar eltömődnek, vagy annyira helyigényesek és esetenként drágák, hogy alkalmazásuk nem célszerű a hajókon. Az igazi megoldás tehát a jobb minőségű üzemanyagok alkalmazása.

A 2.4 táblázatban összefoglaltuk a szennyezőanyagok kibocsátását csökkentő egyes módszereket és azok hatékonyságát, alkalmazhatóságát hajókon. (A táblázatban csak nehézzolaj vagy MDO használatát vettük figyelembe, alternatív üzemanyagokét nem.)

2.7.3 Előírások

A tengeri hajókra vonatkozó előírások közül az egyik legfontosabb a Nemzetközi Tengerészeti Szervezet (IMO) által közreadott MARPOL nemzetközi egyezmény és annak VI. melléklete. A 2008-ban átdolgozott kiadás tartalmazza többek között a füstgázban levő NO_x , SO_x és a tankerek VOC kibocsátására vonatkozó határértékeket. Ezen előíráson kívül a világ számos helyén (pl. az EU-ban is) ennél szigorúbb követelményeket is megfogalmaznak a helyi hatóságok. Az NO_x tekintetében a motor fordulatszámának függvényében adnak meg határértékeket (g/kWh mértékegységgel) különböző határidőkkel. A kén-oxidok kibocsátása helyett az IMO előírásai az üzemanyagok kéntartalmára vonatkoznak. Az EU mindezek mellett előírja, hogy 2010.01.01-től az EU kikötőiben a kikötői tartózko-

dás alatt semmilyen hajó nem használhat 0,1%-nál magasabb kéntartalmú üzemanyagot. Ezen túlmenően ilyen üzemanyagot az EU egyetlen tagállama sem hozhat már forgalomba.

Szennyezőanyag típusa	Csökkentés módja	Hatékonysága, % (kibocsájtás-csökkenés)	Jelenlegi hajós alkalmazás lehetősége
NO _x	Víz-üzemanyag emulzió alkalmazása	1% víz 1% Nox csökk.	Alkalmazott
	Direkt Vízbefecskendezés (DWI)	50-60	Alkalmazott
	Töltőlevegő nedvesítés	70	Alkalmazott
	Légfelesleg szabályozása	20	Alkalmazott
	Külső EGR (füstgáz visszavezetés)	50-60	Nem alkalmazott
	Belső EGR (szelepvezérlés módosítással)	20-30	Alkalmazott
	Katalitikus redukció (SCR)	95	Alkalmazott
	Nem-katalitikus redukció (SNCR)	60-80	Lehetséges, de nem alkalmazott
PM (nehézolajnál)	Részecskeszűrő alkalmazása	90-95	Lehetséges, de nem alkalmazott
	Részterhelésre és dinamikus igénybevétele optimalizált üzemeltetés	50	Alkalmazott
PM (MDO-nál)	Részecskeszűrő alkalmazása	90-95	Alkalmazott
	Részterhelésre és dinamikus igénybevétele optimalizált üzemeltetés	100	Alkalmazott
SO _x	Alacsony kéntartalmú üzemanyag alkalmazása	kéntartalommal arányos	Alkalmazott
	Utólagos kén eltávolítás	50-80	Nem alkalmazott
CO ₂	fogyasztás minimalizálása (optimális terhelésen járatással)	20-40	Alkalmazott
	hatásfok javítása		Alkalmazott

2.4. táblázat: A szennyezőanyag kibocsájtások csökkentésének lehetőségei

Az EU ajánlást is megfogalmazott annak érdekében, hogy még kisebb legyen a kikötői légszennyezés: a hajók a kikötői tartózkodás alatt vegyék a partról a villamos energiát és ne saját dízelmotorjaikkal állítsák azt elő. Ez egyelőre azonban csak ajánlás...

A CO₂ vonatkozásában egyelőre nincsenek előírások, de az IMO Hajózási Környezetvédelmi Bizottsága 2009-re előkészített egy anyagot, amely olyan technikai és üzemeltetési módszereket határoz meg, amelyek révén az emisszió csökkenthető. 2010-ben széleskörű tárgyalások folytak az ebben foglaltak kötelezővé tételéről, de döntés eddig még nem született.

Az európai belvizekre vonatkozóan az EU-nak és a Rajnai Hajózás Központi Bizottságának (CCNR) is vannak kötelező érvényű előírásai (a Duna Bizottságnak csak ajánlásai vannak). Az EU a 2004/26/EC rendeletében rögzítette az EU belvízi hajóira vonatkozó határértékeket, több teljesítményszinten, különböző határidőktől számítva. A CCNR háromszintű előírásai közül ma már a harmadik, legszigorúbb szint aktuális, de ez csak a Rajnán közlekedő hajókra kötelező. Az előírások nem tartalmaznak limitet a SO_x tekintetében, de (többek között) a belvízi hajók üzemanyagának kéntartalmát más rendeletek

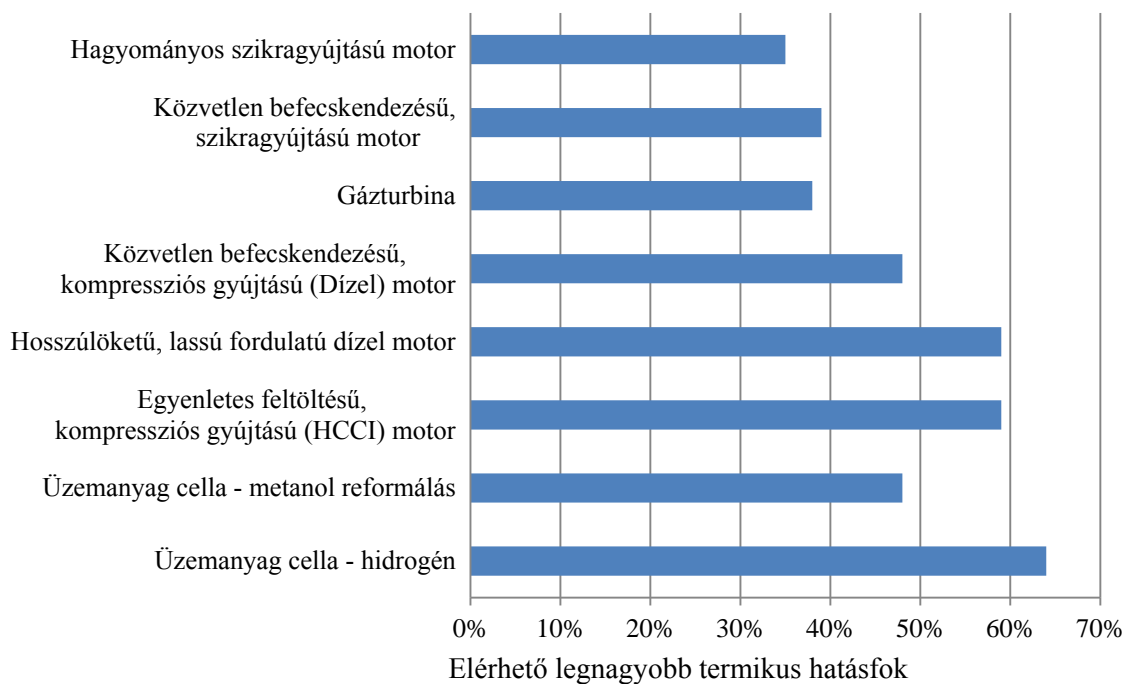
2010-től 0,1%-ban maximalizálták, így a kén-oxid kibocsátás ma már nem jelent problémát.

Ezek mellett a kedvtelési célú hajókba építendő motorokra vonatkozóan is léteznek a kibocsátásokat (zaj is) korlátozó szabályok.

Érdeemes még megjegyezni, hogy az előírások általában csak újonnan forgalomba kerülő motorokra vonatkoznak.

3. HAJÓK DÍZELMOTORJAI

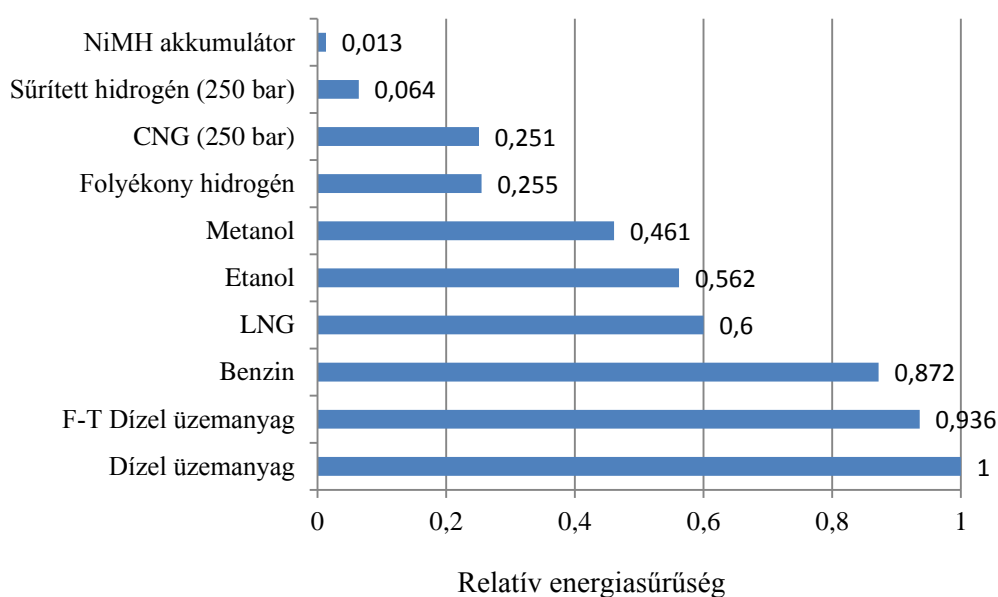
A hajóknál fő- és segédüzemben a dízel motorokat használják a legnagyobb arányban erőgépként. Ennek egyik oka, hogy a dízel üzemanyagú motorok (különösen a hosszúlöketű, lassú fordulátú gépek) hatásfoka relatív jó a többi energiaátalakítási módhoz képest.



Forrás: National Energy Policy
U.S. Department of Energy, 2001

3.1. ábra: Az egyes energiaátalakítási módok legnagyobb termikus hatásfoka

A dízel motorok elterjedt alkalmazásának másik oka az üzemanyagok energiasűrűségében keresendő.



Forrás: National Energy Policy
U.S. Department of Energy, 2001

3.2. ábra: Az egyes üzemanyagok energiasűrűsége a dízel üzemanyaghoz képest

A dízel üzemanyag a legnagyobb energiasűrűségű, azaz egy térfogategységben a legtöbb energiát tartalmaz. A legjobban a Fischer – Tropsch eljárással, kőszénből előállított dízel üzemanyag közelíti meg, s a legkisebb energiasűrűségű, ma használt üzemanyag a Nikkel-MetalHibrid akkumulátor. Üzemeltetői szemmel ez azt jelenti, hogy a közlekedési eszköz (esetünkben a hajó) adott energiaigény és üzemanyagtartály-méret mellett a dízel üzemanyag felhasználásával, azaz dízelmotorral tudja a legnagyobb távolságot megtenni. Megoldás lehet az üzemanyagtartály méretének növelése, de ezzel értékes rakteret veszítünk. Lehet a hajó méretét is növelni, de ez további energia igényt (motorteljesítmény) és nagyobb üzemeltetési költséget (pl.: csatorna-, kikötői-, stb. díjak) jelent.

3.1 A dízel üzemanyag

3.1.1 A dízel üzemanyagok jellemzői

Dízel üzemanyagoknak azokat a kőolajból előállított szénhidrogéneket nevezzük, melyek kompressziós gyújtású, belsőégésű motorok tüzelőanyagaként használhatóak. A definíció tág határokat szab a dízel üzemanyagoknak, ezért az alapvető tulajdonságaik szerint több típusát is megkülönböztetjük. Az alapvető jellemzők a következők:

Fűtőérték, mely megmutatja egységnyi tüzelőanyag energiátartalmát [kJ/kg]. Az égéstérben elégetett hidrogén(H%), szén (C%) és oxigén (O%) tömegszázalékának [% (m/m)] ismeretében számítható az egyes tüzelőanyagok ideális fűtőértéke:

$$\text{Fűtőérték} = \frac{33915 \cdot \text{C}\% + 142358 \cdot \text{H}\% - \frac{0\%}{8}}{100}$$

Az ideálishoz képest a valóságos üzemanyag fűtőérték valamelyest kevesebb, mivel azt a szénhidrogén szerkezete (pl. zárt és nyitott láncú részek aránya) erősen befolyásolja. A különféle dízel tüzelőanyagok fűtőértéke 42,7~45 MJ/kg között változik.

Sűrűség, mely az anyag térfogategységre vett tömegét mutatja. A dízel üzemanyagok sűrűségét 15°C referencia hőmérsékleten szokták megadni (ISO3675 vagy ISO12185), s jellemzően 850~1040 kg/m³ között változik. A sűrűség és a fűtőérték szorzata az energiasűrűség, amely az üzemanyag tankokban tárolható energiamennyiség számításánál fontos adat. Például üzemanyag vételezésnél (bunkerolás) a hajó hatótávja, vagy tervezésnél a szükséges üzemanyagtank-méret határozható meg vele.

Kinematikai viszkozitás (ν), azaz a tüzelőanyag „folyékonysága” az üzemanyag minőségének legalapvetőbb jellemzője. Megadására többféle mértékegység is használatos.

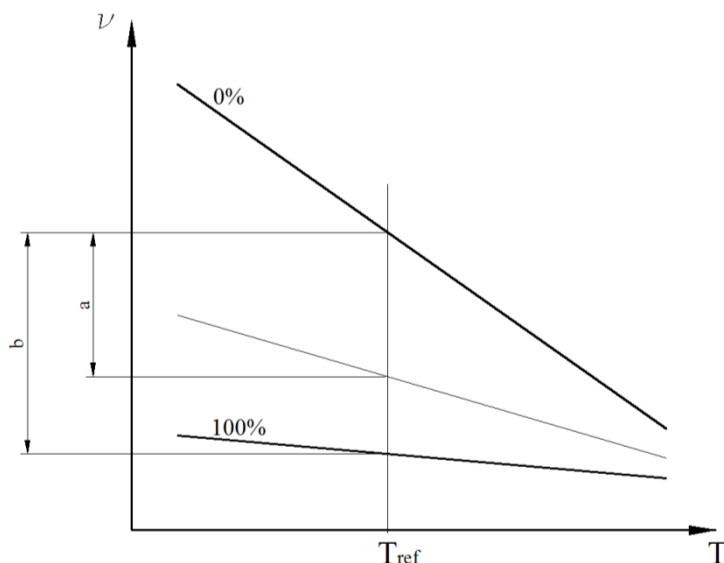
Megadás rendszere	Mértékegység	Mérés módja
SI mértékegységrendszer szerint	m ² /s	Az 40°C gázolaj adott térfogat-mennyisége, egy adott keresztmetszeten, gravitációs úton mennyi idő alatt áramlik át. A mérés paramétereit ISO3104 szabvány rögzíti.
Stock	St 1[cSt]=1[mm ² /s]	A mérés módja megegyezik az SI rendszerével.
Englert fok	°E	Empirikus összehasonlítási módszer, melynél a 20°C víz adott (szabványban rögzített) keresztmetszeten, gravitációs úton történő átáramlási idejéhez hasonlítjuk az azonos mennyiségű, 50°C gázolaj azonos keresztmetszeten gravitációs úton történő átáramlási idejét. $^{\circ}E = \frac{t_{\text{víz}20^{\circ}\text{C}}}{t_{\text{gázolaj}50^{\circ}\text{C}}}$
Redwood fok (I és II)	Red sec I Red sec II (katonai alkalmazásban)	Átfolyási időt megadó módszer, melynél 50ml gázolaj szabványban rögzített hőmérsékleten (pl.:Red sec I: 50°C) és keresztmetszeten történő gravitációs átáramlásának idejét adják meg másodpercben.

3.1. táblázat: Kinematikai viszkozitás megadási rendszerei

A legelterjedtebb megadási mód az SI mértékegységben vagy a centi Stock-ban (cSt) történő megadás, de angolszász mértékegységeket használó területeken gyakori a Redwood fok használata a kinematikai viszkozitásnál. Az Englert fokot inkább kenőanyagokra adják meg. A hajózásban alkalmazott dízel üzemanyagok kinematikai viszkozitása 2,5~770 cSt között változik.

Viszkozitási index, amely megmutatja a tüzelőanyag kinematikai viszkozitásának hőmérséklet-érzékenységét. Ez az adat amellet, hogy az üzemanyag minőségét jellemzi, nagyon fontos az üzemeltetésben, hiszen az üzemolaj előfűtésének szabályozását befolyásolja. A vizsgált dízel üzemanyag viszkozitási indexét egy 0% és egy 100% indexűnek kinevezett referencia olajhoz viszonyítva adják meg, egy szabványos referencia hőmérsékleten.

$$\text{Viszk. index}_{T_{\text{ref}}} = \frac{a}{b} [\%]$$



3.3. ábra: A viszkozitási index meghatározása

Cetán szám, a dízel üzemanyag gyulladási hajlandóságát fejezi ki. A cetán szám nem más, mint a vizsgált tüzelőanyag gyulladási késedelmének megfelelő gyulladási késedelmű cetán-alfametilnaftalin keverék cetán tartalma. A hajókon alkalmazott közepes fordulátú dízel motoroknál ennek legkisebb értéke 40, de a hosszú löketű, lassú fordulátú gépek a 20-as cetán számú üzemolajokkal is tudnak üzemelni.

Conradson szám, az üzemanyag kokszosodásra való hajlamát mutatja meg. A Conradson-próba során (ISO10370) a tüzelőanyagot egy tégelyben izzítják, s a visszamaradt kokszt (korom) mennyiségét adják meg tömegszázalékban. Minél nagyobb ez a szám, annál rosszabb minőségű az üzemanyag, hiszen az üzem során a visszamaradó kokszt lerakódik a motorban, s csökkenti annak élettartamát, illetve több karbantartást igényel. A hajózásban használt tüzelőanyagoknál a Conradson szám 5~22 % (m/m) között változik.

Hamu tartalom, amely az üzemanyagban lévő szervesetlen anyagok (pl. Ni, V, Al, Si, Na, stb.) tömegszázaléka (ISO6245). Ezen anyagok a motorban lerakódásokat, illetve abrazív hatásuk révén komoly kopási problémákat okoznak. Az alumínium, szilícium, illetve a vanádium mennyiségét külön is meg szokták adni, az alumínium és szilícium (ISO10478) esetében az abrazív hatás, a vanádiumnál (ISO14597) pedig a lerakódások katalizálása miatt. Hajó dízel üzemanyagoknál a hamu tartalom 0,01~0,15% (m/m) között változik.

Kén tartalom, mely az üzemanyagban lévő kén tömegszázalékát adja meg (ISO14596 vagy ISO8754). Szigorúan vett tulajdonsága az üzemanyagoknak, mivel az égés során keletkező kén-oxid (SO_x) vegyületek környezetkárosító hatással (pl. savas esők) bírnak, emellett a motor szerkezetét (különösen a füstgáz rendszert) erősen korrodálják. A közúti gázolajhoz hasonlóan a belvizeken alkalmazott dízel tüzelőanyagoknál a kéntartalom legfeljebb 11 ppm (mg/kg) lehet, de a tengeri hajózásban akár 4,5% (m/m) kéntartalmú üzemanyagot is lehet kapni. Megjegyezzük, hogy az aktuális IMO szabályozás szerint a korlátozott SO_x kibocsátású vízterületeken (SO_x Emission Control Areas) a hajók legfeljebb 1,5% (m/m) kéntartalmú üzemanyagot használhat.

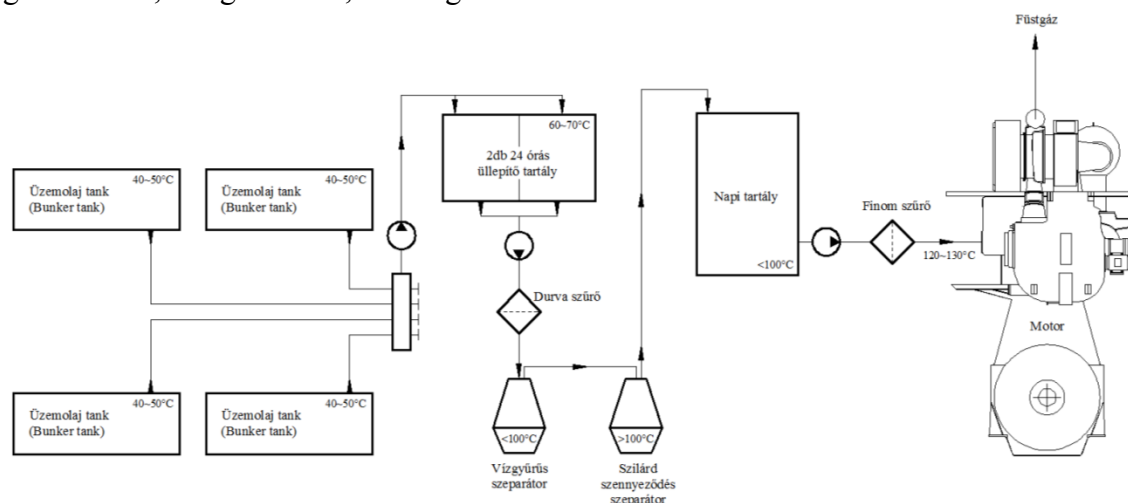
Dermedéspont, azon hőmérséklet, amikor az olaj még folyékonynak tekinthető (ISO3016). Nagyon fontos tulajdonság az üzemanyag szállításának szempontjából. Mind a bunkerolásnál, mind a motor készlettartályainak feltöltésekor e hőmérséklet fölé kell melegíteni a tüzelőanyagot, hogy a szivattyú szállítani tudja. Az alacsony viszkozitású olajoknál (jellemzően a belvízi hajózásban) csak a téli üzemnél van jelentősége, azonban a nagy

viszkozitású tüzelőanyagok a normál környezeti hőmérsékleten még nem elég folyékonyak a szállításhoz. A hajózásban használt tüzelőanyagok dermedéspontja jellemzően $-5\sim 30^{\circ}\text{C}$ között van.

Lobbanáspont, az a legalacsonyabb hőmérséklet, ahol a tüzelőanyag párolgása révén éghető gőz keletkezik. A motor szempontjából ez a tüzelőanyag legalacsonyabb hőmérséklete, ahol gőzét még meg lehet gyújtani. A jelenlegi szabvány (ISO2719) szerint a tengeri hajózásban használt üzemanyagok lobbanáspontja legalább 60°C kell legyen. A belvízen (és közúton) használt dízel olajok lobbanáspontja $60\sim 85^{\circ}\text{C}$ között szokott lenni.

3.1.2 A hajózásban alkalmazott dízel üzemanyagok üzemeltetési nehézségei

Az üzemeltetési problémák tekintetében az üzemanyag útját három részre bonthatjuk: az égéstér előtti, az égéstérbeli, és az égéstér utáni szakaszra.



3.4. ábra: Tüzelőanyag útja a hajóban (vázlat)

Égéstér előtti nehézségek

Előmelegítés. Az üzemanyag magas dermedéspontja miatt már az üzemanyag tankokból való szivattyúzásnál is szükséges az olaj fűtése. Illetve további hő bevitelre van szükség az üzemanyagrendszerben, hogy az égéstérbe való befecskendezésnél a tüzelőanyag azon a viszkozitáson legyen, amire a porlasztókat tervezték. Ezért az üzemanyag rendszert fűtőrendszer is el kell látni (pl. a bunkertankok gőzfűtése), ami a nagy mennyiségű tüzelőanyag miatt jelentős energiaigényű.

Kicsapódási problémák. Az üzemanyagban lévő aszfaltén vegyületeket egy másik, inkompatibilis olaj kicsaphatja, azaz szilárd halmazállapotba hozhatja. Ezek a kicsapódott részek lerakódhatnak a csővezetékben, illetve eltömíthetik a szűrőket és porlasztókat. Különösen a tengeri üzemolajoknál léphet fel ez a probléma, amikor különböző helyről származó, és eltérő minőségű tüzelőanyagot vételez (bunkerol) a hajó ugyan abba a tankba. A kicsapódás ellen a bunkerolás előtti tankmosással, illetve diszperzív adalékokkal lehet védekezni. Ez utóbbi a kicsapódott aszfalténeket lebegésben tartja, így nem kerülhetnek be az üzemanyag rendszerbe. Azonban mindkét megoldást környezetvédelmi előírások korlátozzák, tankmosásnál a technológiát és a szennyolaj kezelését, az adalékoknál pedig a hozzáadott anyag mennyiségét.

Víztartalom. A hajózási üzemanyagoknak relatív nagy a víztartalmuk (max. $0,5\%$ v/v), amihez hozzáadódhat a tankokban kicsapódó pára is. Ez amellet, hogy rontja az égést az égéstérben, növelheti a dugattyú és a hengerpersely kopását, illetve a gőzfejlődés és korró-

zió rongálhatja a tüzelőanyag rendszert (különösen a porlasztót). A víztartalmat az üzemolajból szeparálással igyekeznek kivonni, még a napitartályba kerülés előtt.

Alacsony hőmérsékletű korrózió. A tüzelőanyag magas kéntartalma miatt 140~160°C körüli hőmérsékleten a kén-dioxid a vanádium katalizáló hatására kén-monoxiddá alakul, ami a víztartalommal keveredve kénes savat alkot, s az üzemanyag rendszert korrodálja. Védekezni e hatás ellen az alacsony kéntartalmú üzemanyaggal, és korrózióálló anyagból készült üzemanyag rendszerrel lehet.

Égéstérbeli nehézségek

Fűtőérték. Az üzemanyag laboratóriumi körülmények között meghatározott fűtőértéke általában nem egyezik meg az égéstérben felszabadult energiával. Ennek oka, hogy a gyengébb minőségű tüzelőanyagokban sok a zárt láncú szénhidrogén, mely növeli a keverék gyulladási hőmérsékletét, ezáltal az égés szakaszossá válhat, illetve ezen vegyületek nehezen vagy egyáltalán nem égnek el (lerakódás). Azaz kisebb fűtőértéket és rosszabb minőségű égést eredményeznek, ami a motor melegedéséhez és kisebb teljesítményleadáshoz vezet.

Lerakódások az égéstérben. Az üzemanyag nehézfém és egyéb szervesetlen anyag tartalma (pl. Si.) nem ég el az égéstérben, hanem hamu formájában lerakódik. Legnagyobb probléma a vanádiummal van, mivel nátrium segítségével (pl. a feltöltő levegővel, a sós tengeri párából kerül az égéstérbe) vanádium-pentoxiddá ég, s 530°C hőmérsékleten eutektikumot képez. Ez a ragadós anyag nem engedi távozni az égéstérből az el nem égett részeket, és lerakódásokat képez. A lerakódások a legnagyobb problémát a kipufogó réseknél, kipufogó szelepnél, a dugattyúgyűrűknél, a hengerpersely felső részén, és a dugattyútetőnél okozzák.

- - Kipufogó rés: a lerakódás csökkenti a rés keresztmetszetét, ezáltal rontja az égéstér öblítését.
- - Kipufogó szelep: A szelepléken lévő lerakódás megakadályozza a szelep pontos zárását, a füstgáz „átfúj” a réseken, ezáltal nő a koptató hatás, s a szelep még tiszta állapotban sem zár tökéletesen. Az „átfújó” füstgáz lokálisan termikus túlterhelődést is okoz a szeleptányéron és a szelepléken, melyek így deformálódnak, s a hő-, és dilatációs feszültség hatására még a hengerfej is megrepedhet, illetve a szeleptányér és az ülék akár át is éghet.
- - Hengerpersely felső része és a dugattyútető: A lerakódások rontják a hőátadási képességet, ezáltal termikus túlterhelődést okoznak, illetve a hő-, és dilatációs feszültségek hatására megrepedhetnek.
- - Dugattyúgyűrű: A felső, ún. tűzgyűrűnél lerakódó szilárd anyagok rögzítik a gyűrűhoronyban a gyűrűt, mely ezáltal nem tudja követni a hengerpersely felületét, s az égéstér gáztömörsege csökken, azaz a gyűrűk mellett „átfúj” a füstgáz. Ez lokális kopáshoz, és termikus túlterhelődéshez vezethet, minek következtében a dugattyúgyűrű eltörhet. A lerakódás ezen kívül rontja a dugattyú-gyűrű-persely hőátadási folyamatot, azaz rontja a dugattyú hűtését, ami dugattyú repedéséhez is vezethet (különösen a felső gyűrűnél, ahol a legnagyobb a hőterhelés).

A lerakódások ellen elsősorban a vanádium-pentoxid keletkezését kell megelőzni. Ennek egyik módja, hogy különféle üzemanyag adalékokkal az égés során a vanádium és nátrium tartalmú vegyületeket gáz halmazállapotúvá alakítják, melyek így távozni tudnak az égéstérből. Ez igen költséges, és környezetterhelő megoldás, ezért a motorgyártók inkább az égéstér felső részének (szeleplék, persely, dugattyútető és gyűrűk) hűtését fokozzák, hogy az égéstérben lévő gáz hőmérséklete e területek közelében 160~530°C között legyen. Ez

különösen részterheléseknél nehéz, amikor az alacsony légviszony miatt a motor hőterhelése megnövekszik. Ennek érdekében a hűtőrendszert úgy alakítják ki a szerkezeti elemekben, hogy hűtőfolyadék minél közelebb kerülhessen az égéstérhez, illetve a változó hőterheléseket a folyadék tömegáram-szabályozásával tartják kordában.

Magas hőmérsékletű korrózió. A lerakódások hatására túlhevített részekben (főleg a hengerpersely felső részén) kristályközi korrózió indulhat meg az anyagban a vanádium-pentoxid katalizáló hatására.

Abrazív szemcsék. Az üzemanyag lepárlása során katalizátorként használt alumínium oxid (Al_2O_3) és a szilícium oxid (SiO_2) nem ég el a motorban, hanem szilárd szennyeződésként bejut a mozgó alkatrészek (pl. persely-dugattyú, szeleplék-szeleptányér) közé. Mivel keménységük jóval nagyobb, mint az alkatrészeké, a motor kopását fokozzák. Az abrazív szemcséket a kenőolaj igyekszik eltávolítani az égéstérből, de egyben tovább is viszi a forgattyús tengely, dugattyúcsap, stb. csapágáihoz. Ezért a kenőolaj minősége és folyamatos tisztítása (szűrés) kiemelten fontos a motor élettartama szempontjából.

Égéstér utáni nehézségek

Környezetszennyező anyagok a füstgázban. A korábbi fejezetekben említettük a kibocsátott füstgáz környezetszennyező anyagait (NO_x , korom, CO_2 , C_xH_y , stb.), melyek csökkentése folyamatos motorfejlesztői feladatokat adnak.

Kénes savak. A környezetszennyező hatás mellett a műszaki problémát (alacsony hőmérsékletű korrózió) is jelentenek az üzemanyag nagy kéntartalma által okozott SO és SO_x füstgáz összetevők. Ezek a füstgáz vezetékben lecsapódó vízzel kénes savat alkotnak, melyek korrodálják a vezetékeket. A megfelelő anyagválasztással, és a füstgáz vezeték hőmérsékletének 100°C felett tartásával (kevesebb hő hasznosítható a füstgázból!) műszakilag kezelhetőek. Sokkal nagyobb gondot okoz a kénes savak a környezetszennyező hatása.

Hamu tartalom. Az el nem égett szervesanyagok (hamu) egy része az égéstérben rakódik le, másik része a füstgáz vezetékbe kerül, ahol az alacsony áramlási sebességű helyeken (pl. hengerfej bonyolult füstgáz csatornái, csökönyökök, stb.) lerakódik, és eltömíti. Ennek elkerülésére a füstgáz vezetékeket minél egyenesebbre tervezik, vagy könnyen tisztítható helyen lerakódás-csapdákat építenek be.

Abrazív szemcsék. Ahogy a hamunak egy része, úgy az abrazív szemcsék egy része is bekerül a füstgáz vezetékbe, s a motorhoz hasonlóan koptató hatást fejtenek ki a turbófeltöltő turbináján és csapágyazásában.

3.1.3 Dízel üzemanyagok csoportosítása

A dízel üzemanyagokat gyártási módjuk és a finomítás mértéke alapján csoportosítják. Általánosságban elmondhatjuk, hogy minél finomabban desztillált egy dízel olaj, annál kisebb a viszkozitása, és általában a sűrűsége is. Mindezek után megkülönböztetjük

- a közúti gázolajokat,
- a hajózási gázolajokat,
- a hajózási dízelolajokat,
- a nehézelőolajokat,
- és a hajózási fűtőolajokat.

A közúti gázolaj jellemzője, hogy a környezetvédelmi szabályok miatt nagyon alacsony a kéntartalma (legfeljebb 15ppm, de a közeljövőben várhatóan 9ppm-re csökken), szigorú

előírások megszabják a lobbanáspontját, a cetán számát, sűrűségét és viszkozitását. Ez utóbbi kb. 2,5cSt(40°C). Hajós alkalmazása elsősorban a nagysebességű hajóknál jellemző, mivel a gyorsjáratú motorok ezt megkövetelik. Azonban a belvízi hajózásban egyre szigorúbbak az emissziós követelmények, így egyre több hajóban (elsősorban személyhajókban és úszó munkagépekben) is ezt használják. Jellemzője még, hogy alapvetően áttetsző lenne, de a megkülönböztethetőség miatt színező adalékot adnak hozzá.

A *hajózási gázolaj* is egy finom desztillátum, azonban a közúti gázolajhoz képest nagyobb kéntartalmú lehet, és jellemző paramétereinek is tágabb határokat szabnak. Viskozitása például ugyan úgy 2,5cSt(40°C). A folyami hajózásban általában ezt az üzemanyagot használják. Szintelen folyadék, amihez nem adnak semmilyen színező adalékot. Az olajfinomítási technológia fejlődése miatt a modern finomítók ma már nem gyártják. Ugyanis a régebbi technológiákkal alapvetően ezt a tüzelőanyagot állították elő, s további finomítással érték el a közúti gázolajnál megkövetelt tulajdonságokat. Az új finomítási technológiák pedig egyből a közúti gázolaj minőségét produkálják. A régi technikát a finomítók nem volt érdemes megtartani, mivel jóval kevesebb mennyiségre van (volna) szükség, mint a közúti gázolajból.

A *hajózási dízelolaj* (Marine Diesel Fuel – MDF, vagy Marine Diesel Oil – MDO) a sorban első „igazi hajódízel olaj”. Ez egy durva desztillátum, tulajdonságait jelentősen befolyásolja az alap nyersolaj összetétele (származása), így a tüzelőanyag paramétere (lobbanáspont, cetánszám, lobbanáspont, stb.) a hajózási gázolajhoz képest tágabb határok között mozoghat. Viskozitása 8-10 cSt(40°C), kéntartalma pedig 0,1%(m/m). A hajózás (főleg belvízen és segédgépekbe), a bányagépek és néhány nagy földmunkagép használja. Mivel más (jóval olcsóbb) finomítási technikával készül, az olaj fekete színű.

A *nehézolajok* (Heavy Fuel Oil – HFO, vagy Intermediate Heavy Fuel – IHF) már csak a nagy dízel motorok üzemanyaga. Összetétele – ezáltal a tüzelőanyag tulajdonságai – széles skálán mozog. Ugyanis hajózási dízelolaj minőségű desztillátum és lepárlási maradékolajok különböző mértékű keverékéből áll össze. Viskozitása (a maradék olaj tartalmától függően) 30-700 cSt(50°C) között mozog. Kéntartalma alapvetően igen magas 3,5-4,5%(m/m), melyet utólagos kezeléssel 1-1,5%(m/m) értékre szoktak csökkenteni azon hajók számára, melyek az IMO által kijelölt korlátozott SO_x kibocsátású vízterületeken hajóznak. Megjegyezzük, hogy a nehézolajok viszkozitását 50°C-on adják meg, mivel normál környezeti hőmérsékleten folyékonyasága igen rossz, csak 40-50°C-os állapotban lehet jól szivattyúzni. A nehézolajokat kizárólag a tengerhajózás használja a főgépekben, illetve a nagyteljesítményű segédgépekben. Ennek oka nem csak a környezetvédelmi szempontból relatív rossz összetétel. Sokkal inkább a maradék olaj tartalom, ami miatt nagyon sok zárt láncú és aszfaltén szénhidrogén van bennük. E szénhidrogén-láncok elégetéséhez idő kell, amit egy gyors járatú dízelmotorban (8^m/_s dugattyú középsebesség felett) nem lehet biztosítani. A nehézolajokra jellemző még, hogy az üzemanyag tankokban nem szabad keverni a különböző összetételű tüzelőanyagokat, ugyanis az eltérő maradékolajok miatt a paraffinok szilárd halmazállapotban kicsapódhatnak, mely az üzemanyagrendszer eltömődéséhez vezethet. Színe koromfekete.

A *hajózási fűtőolajok* (Bunker Fuel Oil – BFO) már nem desztillátumok, hanem maradék olajból, pakurából és lepárlási maradékokból kikevert tüzelőanyagok. Viskozitása 1000-1500 cSt(50°C), amely azt jelenti, hogy normál környezeti hőmérsékleten már nem is nevezhető Newtoni folyadéknak, s egyáltalán nem szivattyúzható, inkább lapátolni lehet. A tüzelőanyag összes tulajdonsága a megengedett legmagasabb értéken van, így például a kéntartalma is 4,5-5%(m/m). A hajózási fűtőolajok alkalmazása kizárólag a lassújárású, keresztfejes dízelmotorokra (dugattyú középsebesség 6^m/_s alatt), illetve a gőzkazánokra (pl

gőzturbinával hajtott tankerhajók) korlátozódik. Érdekes megjegyezni, hogy a hajózási fűtőolajok sűrűsége környezeti hőmérsékleten 1025 kg/m^3 fölött van. Ez nagyban megnehezíti az esetleges szennyeződések mentesítési munkáit, hiszen ha a tengerbe kerül, akkor az anyag a vízfelszín alatt centiméterekkel fog úszni.

A hajózásban alkalmazott dízel üzemanyagokat több szervezet is kategóriákba sorolja. Az olajtársaságok árlistáikban a kínált tüzelőanyag legfontosabb jellemzői mellett a besorolási kategóriát is fel szokták tüntetni. A legfontosabb elnevezési rendszerek az ISO, az ASTM (Amerikai Anyagvizsgáló Hatóság) és a CIMAC (Belsőégésű Motorok Nemzetközi Tanácsa) nevéhez fűződnek. Míg az első két szervezet kategóriákba sorolja az olajokat, az utóbbi a kategorizálása helyett az elnevezésben a tüzelőanyag viszkozitását használja.

Tüzelőanyag típus	ISO elnevezés	ASTM elnevezés
Hajózási dízelolaj	DM A	4
„Könnyű” nehézolajok	DM B	5 light
„Nehéz” nehézolajok	DMB	5 heavy
Hajózási fűtőolaj, pakura	DMC	6

3.2. táblázat: A hajózási tüzelőanyagok elnevezései

Characteristics ¹⁾	Unit	Limit	CIMAC A 30	CIMAC B 30	CIMAC D 80	CIMAC E 180	CIMAC F 180	CIMAC G 380	CIMAC H 380	CIMAC K 380	CIMAC H 700	CIMAC K 700	Test method reference	
Density at 15 °C,	kg/m ³	max.	960,0	975,0	980,0	991,0		991,0		1010,0	991,0	1010,0	ISO 3675 or ISO 12185 (see also 6.1)	
Kinematic viscosity at 50 °C	mm ² /s ²⁾	max.	30,0		80,0	180,0		380,0		700,0		ISO 3104		
		min. ³⁾	22,0		-	-		-		-		ISO 3104		
Flash point,	°C	min.	60		60	60		60		60		ISO 2719 (see also 6.2)		
Pour point (upper)	°C	max.	0	24	30	30		30		30		ISO 3016		
- winter quality		max.	6	24	30	30		30		30		ISO 3016		
- summer quality		max.	6	24	30	30		30		30		ISO 3016		
Carbon residue	% (m/m)	max.	10		14	15	20	18	22		22		ISO 10370	
Ash	% (m/m)	max.	0,10		0,10	0,10	0,15	0,15		0,15		ISO 6245		
Water	% (V/V)	max.	0,5		0,5	0,5		0,5		0,5		ISO 3733		
Sulfur ⁴⁾	% (m/m)	max.	3,50		4,00	4,50		4,50		4,50		ISO 14596 or ISO 8754 (see also 6.3)		
Vanadium	mg/kg	max.	150		350	200	500	300	600		600		ISO 14597 or IP 501 (see also 6.8)	
Total sediment potential	% (m/m)	max.	0,10		0,10	0,10		0,10		0,10		ISO 10307-2 (see also 6.6)		
Aluminium plus silicon ⁵⁾	mg/kg	max.	80		80	80		80		80		ISO 10478		
Used lubricating oil (ULO)			The fuel shall be free of ULO. A fuel shall be considered to be free of ULO if one or more of the elements Zinc, Phosphorus and Calcium are below or at the specified limits. All three elements must exceed the same limits before a fuel shall be deemed to contain ULO.											
Zinc	mg/kg	-						15						IP 501 or IP 470
Phosphorus	mg/kg	-						15						IP 501 or IP 500
Calcium	mg/kg	-						30						IP 501 or IP 470 (see also 6.7)

forrás: Kjeld Aabo: CIMAC recommendation in residual fuels, South America Seminars, 2009

3.5. ábra: A nehézolajok CIMAC elnevezései

Látható, hogy a hajókban igen sokfajta tüzelőanyagot használnak, melyek tulajdonságai nagyon széles skálán mozognak. Azt, hogy melyik üzemanyagot használ egy hajó, a dízelmotor, a hajózási körzet, és az üzemanyag ára határozza meg. Ez utóbbi nagyon nagy jelentőséggel bír, hiszen a nagy tengeri hajók naponta több tonna (akár több tíz tonna) üzemanyagot fogyasztanak. Tehát már pár százalékos üzemanyag-ár különbség is nagy veszteséget vagy nyereséget jelenthet. Az alábbi táblázatban összefoglaltuk a különböző tüzelőanyagoknak a hajózási dízelolajhoz viszonyított árát.

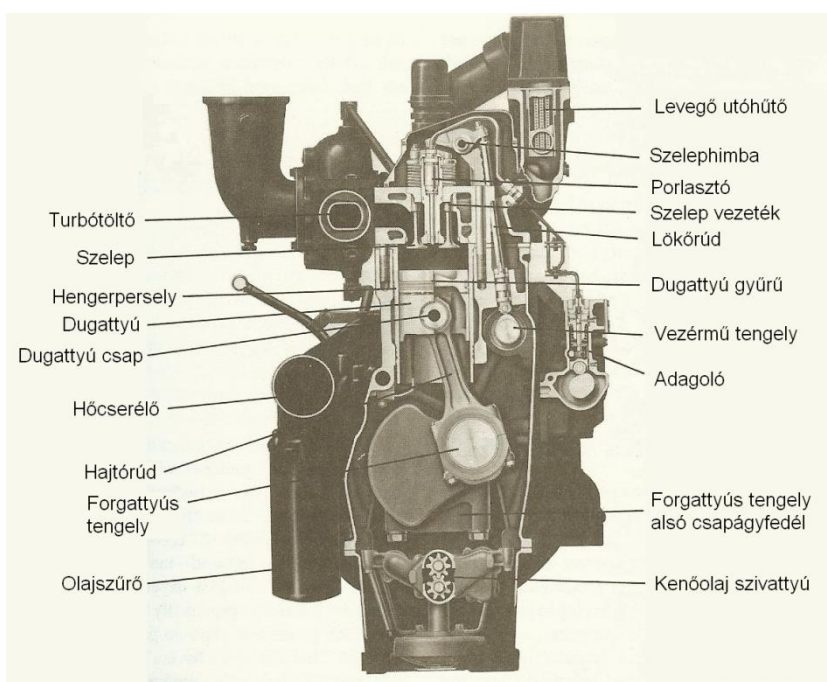
Tüzelőanyag típus	Viszkozitás [cSt]	Ár-arány
Hajózási gázolaj	2,5	120%
Hajózási dízelolaj	8-10	100%
„Könnyű” nehézolaj	30	60%
„Nehéz” nehézolaj	700	47%
Hajózási fűtőolaj	1000-1500	44%
Pakura	>1500	42%

3.3. táblázat: A hajózási tüzelőanyagok ár-aránya

Persze az arányok nem időtállóak, és a mindenkori olajpiactól függenek, mégis mutatják, hogy gazdasági szempontból a tengeri hajók főüzemében sokkal jobban megéri a nehézolajjal vagy hajózási fűtőolajjal működő dízelmotorok alkalmazása. A gyakorlat azonban azt mutatja, hogy a környezetvédelmi előírások miatt egyre több hajó (főleg az utasszállítók) építésénél inkább a hajózási dízelolajra és a „könnyű” nehézolajra tervezik az üzemet. Ezen kívül terjednek még a több üzemanyagos (dual fuel) dízelmotorok és üzemanyag rendszerek is, melyek alkalmasak nehézolaj és hajózási gázolaj üzemre is.

3.2 A nehéz dízelmotorok főbb szerkezeti részei

A hajókban alkalmazott nagyteljesítményű, ún. nehéz dízelmotorok tervezése külön szakma, s nem a hajótervezők vagy üzemeltetők feladata. Munkájukhoz mégis szükséges a motorok alapvető konstrukciós kialakítását megismerni, hiszen ezek alapvetően befolyásolják a beépítési, üzemeltetési és a hajó motorhoz kapcsolódó rendszereinek követelményeit.

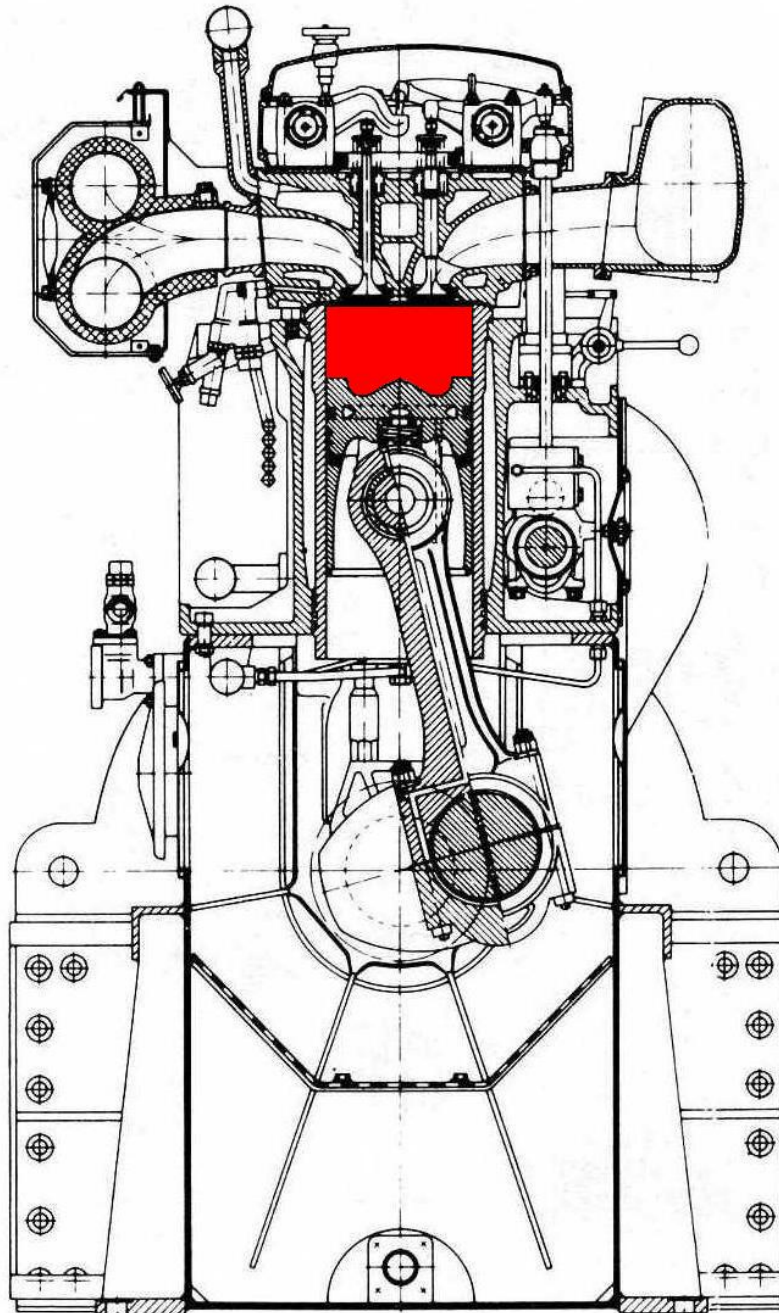


forrás: www.jordanyachts.com

3.6. ábra: Egy dízelmotor alapvető szerkezeti elemei

3.2.1 Az égéstér

Az égéstér nem egy meghatározott szerkezeti eleme a dízelmotoroknak, hanem az a tér, ahol a tüzelőanyag elégetésével a kémiai energia hő- és nyomási energiává alakul. Dízelmotoroknál e teret a hengerpersely, a dugattyú a rajta lévő dugattyúgyűrűkkel, a hengerfej a benne lévő szelepekkel és a porlasztó(k)val határolják. A motor kritikus része, mivel kialakításától függ az energiaátalakítás jósága, azaz a motor termikus hatásfoka.



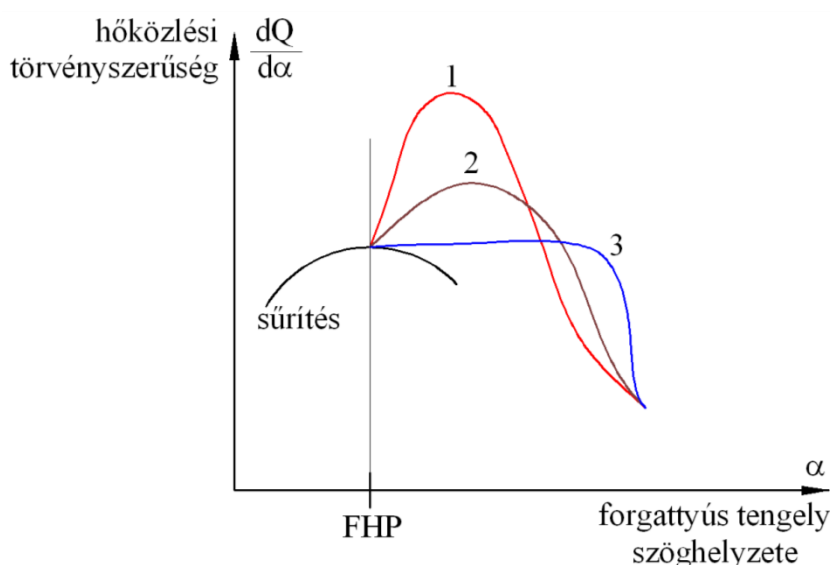
forrás: Pounder's Marine Diesel Engines and Gas Turbines

3.7. ábra: A Normo LDM motor keresztmetszete az égéstér jelölésével

Az égéstérben lezajló hőközlést az úgynevezett *HŐKÖZLÉSI TÖRVÉNYSZERŰSÉGGEL* szokták vizsgálni. A hőközlési törvényszerűség definíció szerint a forgattyús tengely egységnyi szögelfordulása alatt az égéstér gáztömegével közölt hő, azaz $\frac{dQ}{d\alpha}$. Időbeli lefolyása kiemelten fontos, mivel itt dől el

- a motor termikus hatásfoka, azaz a fajlagos fogyasztása;
- az égési csúcsnyomás, ami a szerkezeti elemek legnagyobb igénybevételét adja;
- a motor alkatrészeinek termikus terhelése, ami a szükséges szerkezeti anyagokat és a hűtési igényt határozza meg;
- a motor emissziója.

A hőközlési törvényszerűséget az égéstér geometriája, a tüzelőanyag elő-befecskendezési szöge, és a befecskendezés időbeli lefolyása határozza meg.



3.8. ábra: A hőközlési törvényszerűség időbeli lefolyásának néhány változata

A 3.8. ábrán néhány lehetséges lefolyását ábrázoltuk a hőközlésnek. A sűrítés után, a dugattyú (ideális esetben) felső holtpontjánál befecskendezett üzemanyag mennyiségétől függően a hőközlés (és egyben a nyomásnövekedés) különböző intenzitással indul meg, s folyik le.

Az 1 jelű görbe lenne az optimális beállítás, mert a leg jobb hatásfokot adja, azonban ennél a beállításnál nagy a nyomásemelkedési sebesség és nagy a csúcsnyomás. Ezek következtében a motornak zajos a járása (kopogós) és az alkatrészeknek nagy a mechanikai terhelése.

A 3. jelű görbénél azonban a nyomásemelkedési sebesség és a csúcsnyomás alacsony, mert ugyanaz a hőbevitel kisebb nyomáson történik meg. Ez kedvezőbb az alkatrészek terhelése szempontjából, azonban itt a hatásfok alacsonyabb, nagyobb a tüzelőanyag fogyasztás és a motor erősen füstölhet. A füstölés okai:

- A túl kicsi légfelesleg tényező esetén (közvetlen befecskendezésnél $\lambda < 1,3$; előkamrás motornál $\lambda < 1,4$) a kevés oxigén miatt tökéletlen az égés.
- A hosszú, magas hőmérsékletű égésnél (pl. tökéletlen égésnél) a tüzelőanyag a hő hatására bomlik, a hidrogén és a szén atomok kapcsolatai megszakadnak. A hidrogén gyorsan, nagy hőmérsékleten elég (nagyobb termikus terhelés), viszont a szén atomok las-

sabban, kokszosan égnek el (füstölés, lerakódások).

A füstölés ellen a kezdeti hőközlést nagyra kell választani és a felső holtpont előtt kezdeni, azaz a hőközlési törvényszerűség lefolyását az 1. görbe irányába eltolni.

Hiába választjuk azonban azt a hőközlési törvényszerűséget, amelyik a motort nem terheli túl termikusan és mechanikusan, illetve elvileg a megfelelő légfesleges tényezőt is biztosítja. Ha a tüzelőanyag az égéstérben nem egyenletesen oszlik (porlad) szét, akkor szakaszosan fog égni és az égés tökéletlen lesz, azaz a motor termikusan túlterhelődhet és füstölni fog. Tehát az égéstér kialakításánál az üzemanyag-levegő keverékképzését is tekintetbe kell venni. Két keverékképzési „módszer” van egyszerre jelen egy dízelmotor égésterében:

AZ AERODINAMIKUS KEVERÉKKÉPZÉS:

Az égésteret és a beömlő csatornákat úgy alakítják ki, hogy egy határozott levegőáramlás alakuljon ki az égéstér egészében, ekkor a befecskendezett tüzelőanyag a levegő kinetikai energiájának hatására egyenletesen elkeveredik. Azonban a befecskendezés első szakaszában (ahol az üzemanyag-adag legnagyobb része kerül az égéstérbe) nem jó a nagysebességű levegőáram, ugyanis

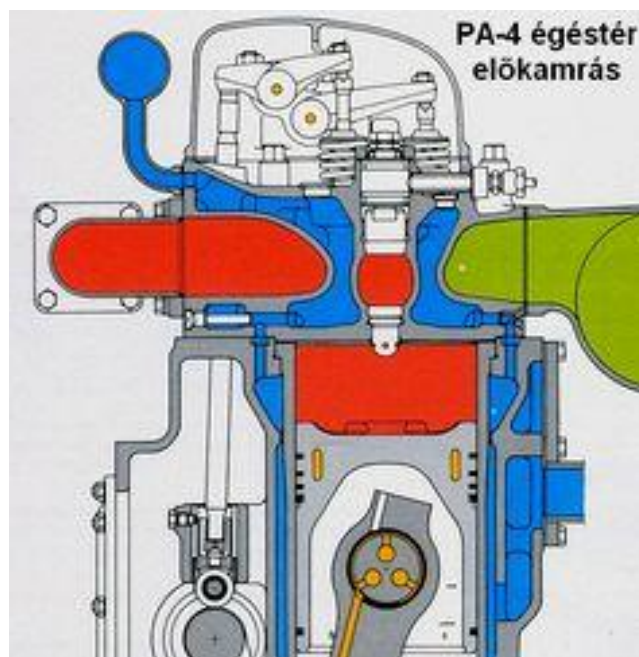
- több porlasztó esetén az egyik porlasztósugár szétporladt szélső részét bele keveri a szomszédos sugár magjába. Ezáltal a sugár magjában meggyorsítja a keverékképzést (oxigént visz oda), és itt korai gyulladással, tökéletlenül megy végbe az égés.
- az üzemanyag-sugár túl nagy résztét tereli el a levegőáram, ezáltal kevés jut az égésteret határoló falakra, ami a termikus keverékképzés alapja.

A TERMIKUS KEVERÉKKÉPZÉS:

Lényege, hogy a még cseppfolyós halmazállapotú tüzelőanyag a befecskendezés után a „hideg” falra kerül, ahol megtapad, és párolgás útján fokozatosan keveredik el a levegővel. Ezzel biztosítani lehet a füstmentes égést, mert a C-H kapcsolatok a „hideg” falon nem bomlanak. A termikus keverékképzést igazán jól a lassú járatú motoroknál (dugattyú középsebesség 6 m/s alatt) lehet megvalósítani. A közepes fordulató motoroknál az MAN cég kezdte el a dugattyútetőbe beépített üzemanyag tárolókkal fokozni a termikus keverékképzést, de ma már szinte minden gyártó alkalmazza.

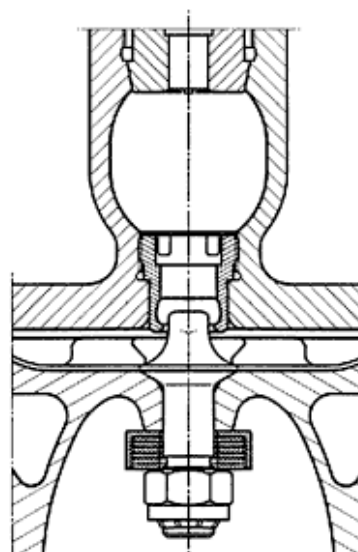
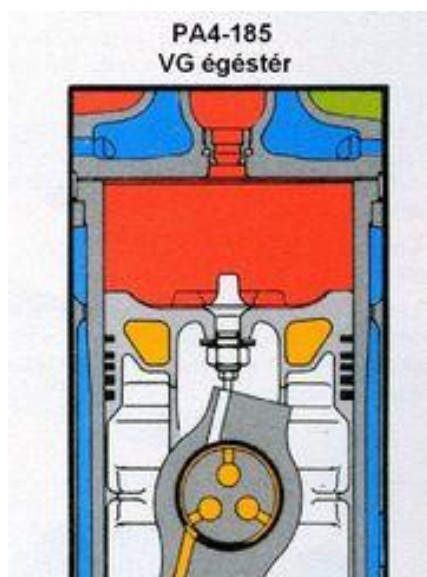
A megfelelő hőközlés érdekében két keveredés kombinációját kell (és lehet) használni, melyhez az égéstér kialakítását csak kísérleti úton lehet meghatározni.

Alapvetően kétféle kialakítású égésteret különböztetünk meg a dízel motoroknál. Az egyik az úgynevezett *OSZTOTT ÉGŐTÉR*. Ennél az üzemanyag a befecskendezés után nem közvetlenül a hengerfej – persely – dugattyútető által határolt fő égéstérbe jut, hanem a dugattyúban vagy a hengerfejben lévő előkamrába. A tüzelőanyag égése ebben az előkamrában indul meg, s a még be nem gyulladt üzemanyag a lángfronttal együtt átáramlik a fő égéstérbe (a nyomásnövekedés és a levegő áramlása miatt). Végül a teljes tüzelőanyag mennyiség a fő égéstérben fejezi be az égést. A fő égéstérben a keverékképzés az előkamrából átáramló gáz örvénylésével, azaz aerodinamikusan jön létre.



forrás: Somogyi Ferenc: Ganz motorfejlesztések, 2010

3.9. ábra: A Ganz Motorgyár Pielstick PA4-185 licenc motorjának égéstere, állandó geometriájú előkamrával.



forrás: Somogyi Ferenc: Ganz motorfejlesztések, 2010

3.10. ábra: A Ganz Motorgyár Pielstick PA4-185 licenc motorjának égéstere, változó geometriájú előkamrával.

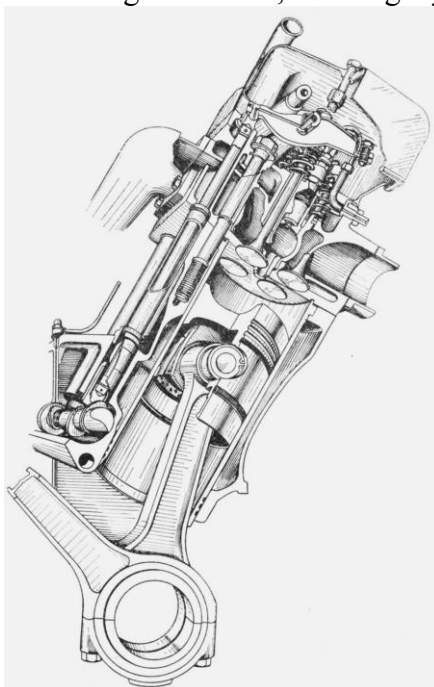
Az előkamrás égéster nagy előnye, hogy nem kíván gondos áramlástechnikai kialakítást a gázcsatornáknál, és az esetleges vezérlő réseknél (kétütemű motor), illetve a nyomásnövekedési sebesség (így az alkatrészek terhelése) kisebb és a motor élettartama hosszabb. Hátránya viszont a kissé rosszabb termikus hatásfok (fogyasztás), illetve a füstölési határa is nagyobb légviszonynál van. Az égés lassabb lezajlása miatt gyorsjáratú motoroknál nem alkalmazzák.

Az égőterek másik fajtája a *KÖZVETLEN BEFECSKENDEZÉSŰ ÉGŐTÉR*, ekkor a porlasztó közvetlenül a hengerfej – persely – dugattyútető által határolt térbe juttatja a tüzelőanyagot, ahol a megismert két módon keveredik össze a levegővel.



3.11. ábra: Közvetlen befecskendezésű égéstér vázlatja

A közvetlen befecskendezésnél meg lehet valósítani a gyors hőközlést, ami a gyors fordulátú motoroknál szükséges, azonban ez a nagy égési csúcsnyomással, így a motor szerkezeti elemeinek nagy terhelésével jár. Megfelelő kialakítás és üzemeltetés esetén jobb hatásfokú égés érhető el, mint az előkamrás égésterekben, s nem igényel akkora légviszonyt sem.



forrás: Kovácsházy Ernő: Nehéz diesel-motorok, Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1968

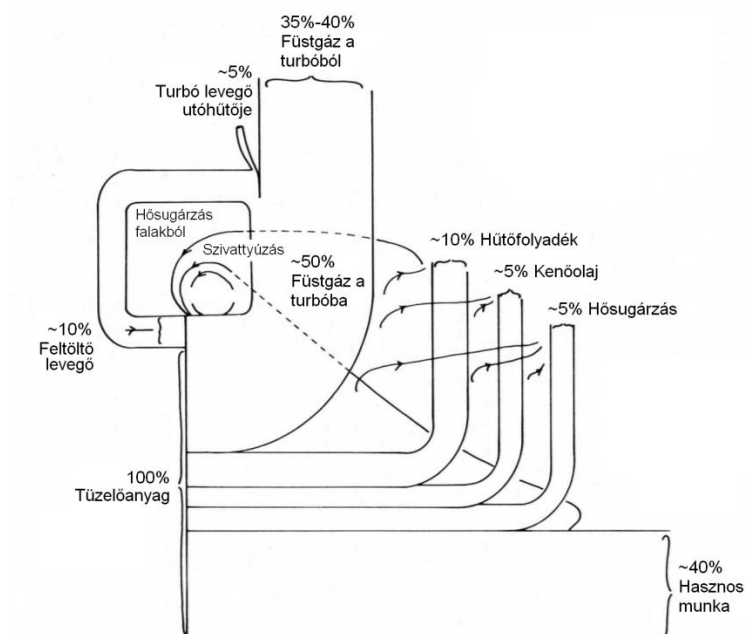
3.12. ábra: Mercedes-Benz MB 820 közvetlen befecskendezésű motor metszete

Az előkamrás és közvetlen befecskendezésű motorokat az alábbi táblázat szerint hasonlíthatjuk össze:

Motorjellemző	Előkamrás	Közvetlen bef.
Égési csúcshőnyomás (= alkatrészek terhelése)		<
Nyomásemelkedési sebesség (= alkatrészek terhelése, zajos járás)		<
Fajlagos tüzelőanyag fogyasztás (gazdaságosság)		>
Füstölés (üzemi előírások)		>
Légfelesleg igény (fajlagos teljesítmény)		>
Hőterhelés (élettartam)		>
Szerkezeti egyszerűség		<
Anyagminőség – igényesség		≥
Üzembiztonság		=
Tartósság		>
Fejlesztési munkaigényesség (fejlesztési költség)		<
Teljesítménynövelésre való alkalmasság		<

3.4. táblázat: Az előkamrás és közvetlen befecskendezésű motorok összehasonlítása

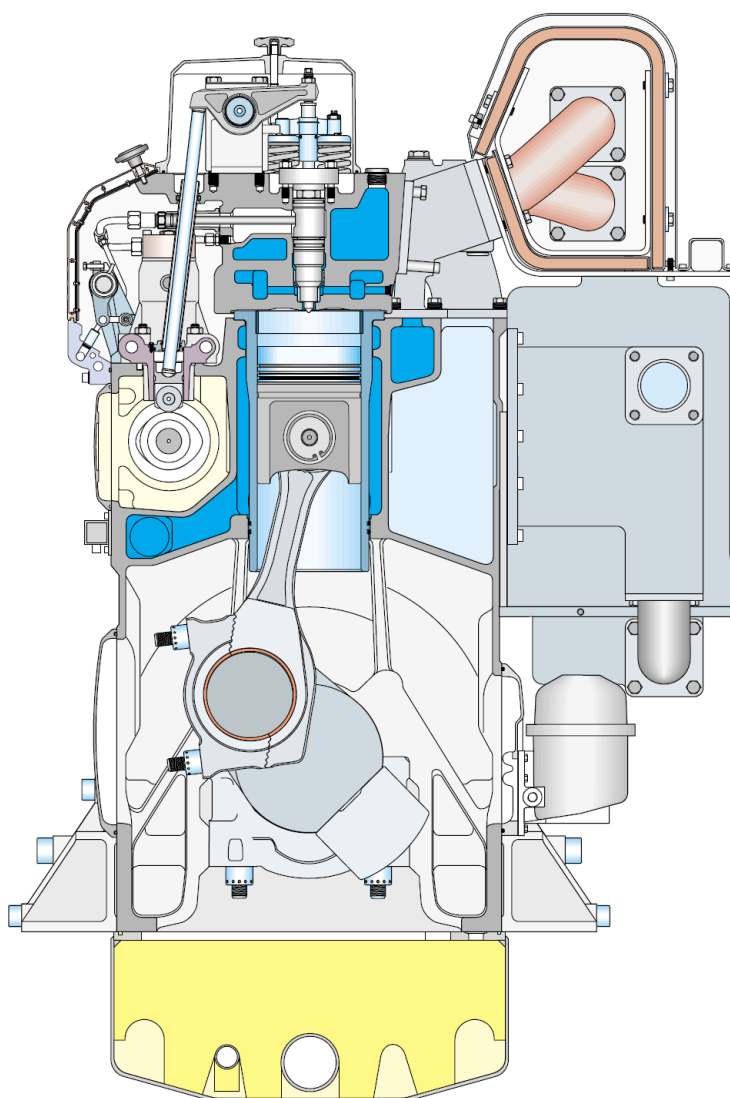
Az égéstér bemutatásánál elkerülhetetlen, hogy a motor *HŐMÉRLEGÉRŐL* szót ne ejtsünk. A belsőégésű motorokban a tüzelőanyag energiája egyrészt hasznos mozgási energiává, másrészt hőenergiává alakul, mely az energiaátalakítás célját tekintve veszteség, s a motor hűtésével el kell vezetni.



forrás: Pounder's Marine Diesel Engines and Gas Turbines

3.13. ábra: Egy turbófeltöltős motor hőmérlege

A motorból hűtéssel elvezetendő hőmennyiséget ma már beméréssel és számítással elég pontosan meg tudják határozni a gyártók. Ez a hőmennyiség a motorból a hűtőfolyadékkal (hűtővíz), a kenőolajjal, a feltöltő levegő utóhűtésével, és a motortest hősugárzásával távozik. A hűtőrendszer elemeinek (pl. a hajómotorok külső vízkör hőcserélőjének) méretezéséhez a motorból időegység alatt elvezetendő hő (hőáram) kell ismerni, melyet az égésteret határoló alkatrészek termikus egyensúlya határoz meg. Faltörvénynek nevezzük az égésteret határoló falak és a munkaközegek (füstgáz és hűtővíz) közötti hőátadás lefolyását, amit a hőátadásban részt vevő elemek méretei és anyagtulajdonságai, a fal gázoldali (belső) és hűtővízoldali (külső) falhőfoka illetve áramlási viszonyai határoznak meg. Megjegyezzük azonban, hogy jelentős befolyása van a faltörvényre az égésteret határoló elemek melegszilárdsági tulajdonságainak, hiszen a megengedhető legnagyobb hőmérsékleteket úgy kell megállapítani, hogy az adott hőmérsékleten az elemek kielégítően teljesítsék az elvárt tulajdonságokat (merevség, kifáradás, stb.), a mechanikai és vibrációs terhelések mellett is.



forrás: www.wartsila.com

3.14. ábra: A Wärtsilä 9L20 típusú motor keresztmetszete, a hűtőfolyadék jelölésével

A *KÜLSŐ FALHŐFOK* meghatározott értékét két féle hűtővízoldali hőelvezetési módszerrel lehet biztosítani.

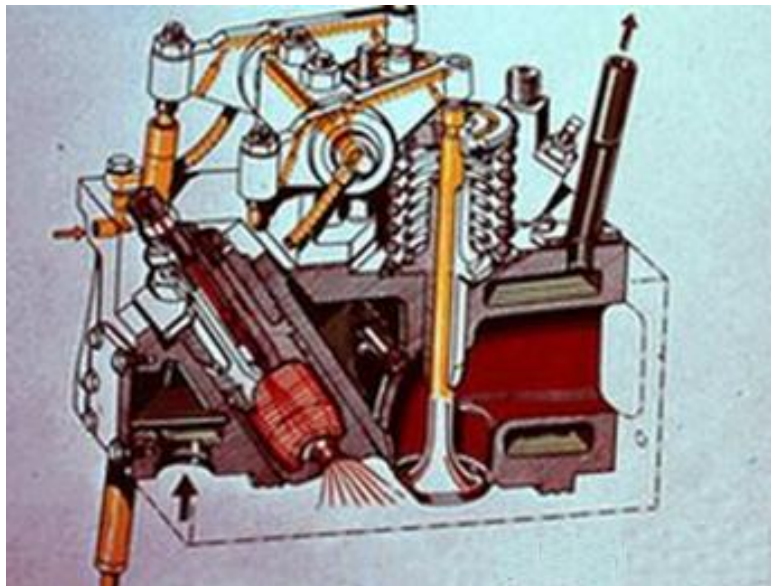
- Normál hőátvitellel: amikor hűtővíz az égéstér falán a forráspont alatt marad (max. falhőfok kb. 100°C alatt). Gyakorlatilag a hűtővíz melegítésével vezetik el a hőt. Ekkor 1 kg víz (ha a hűtőfolyadék víz) kb. 41,87 kJ hőmennyiséget tud elvezetni. A fal hőmérsékletét hidegebb hűtővízzel és a hűtővíz tömegáramának változtatásával lehet.
- Intenzív hőátvitellel: A hűtővíz fal melletti határrétegében gőzbuborékok keletkeznek (falhőfok kb. 110°C - 120°C), ezeket a kellő sebességgel áramló hűtőfolyadék elragadja, s a helyükre cseppfolyós halmazállapotú hűtővíz kerül. Tehát nem a hűtővíz melegítése, hanem a párolgáshő (halmazállapot változás) viszi el a szükséges hőmennyiséget. Ekkor 1 kg víz kb. 113,05 kJ hőmennyiséget tud elvezetni. Azonban a falhőfokot jelentősen nem befolyásolja sem a hidegebb hűtővíz, sem annak tömegárama, hiszen a hűtőfolyadék forrás hőmérséklete a mérvadó, az adott nyomáson. A tömegáram mégis kritikus tényező, hiszen a hűtőfolyadék kinetikai energiájával tudjuk megakadályozni, hogy a falon gőzhártya-réteg alakuljon ki. Ugyanis a gőz jó hőszigetelő, vagyis a gőzhártya területén a hőátvitel töredékére esik vissza, és a falfelület lokálisan túlhevül. A falhőfokot csökkenteni lehet alacsonyabb forráspontú folyadékkal és depresszióval a hűtőrendszerben. Azonban a hűtővizet inkább nyomás alá szokták helyezni, mert ezáltal kisebb lehet a belső és külső hűtővíz közötti hőcserélő. Ebben normál hőátvitellel történik a hőcsere, ezért a túlnyomás alatt lévő belső körnek nagyobb lehet a hőmérséklete, mint környezeti nyomáson. Így a külső és belső kör hőmérsékletkülönbsége nagyobb lehet, azaz kisebb felületű hőcserélőre van szükség. A környezeti levegő (tengervíz hőmérséklete és a hűtővíz hőmérséklete határozza meg), hogy az egységnyi felületű hűtőn ekkora hő mehet át, azaz ekkora hőmérséklet lépcsőt lehet megcsinálni a hűtővízzel a hűtőben.

A *BELSŐ FALHŐFOKOT* a felhasznált szerkezeti anyagok (melegszilárdság), és a kenőolaj határozza meg. Elsősorban a persely falának felső részén, a dugattyútetőn és a dugattyúgyűrűknél szokott kialakulni kritikus hőmérséklet. Ugyanis az általános motorolajok 170°C – 180°C -os, minőségi olajok pedig 200°C -os hőmérsékleten kokszosodnak, azaz bomlanak és oxidálódni kezdenek. Ez a szilárd halmazállapotú koks lerakódásával jár, ami azon túl, hogy hőszigetelő anyag, és elsavasítja a kenőolajat, rontja a persely falának és a szelepvezetékek kenési viszonyait. Ha a koks letapad a dugattyúgyűrűk hornyaiban, megakadályozza azok szabad mozgását, így a tömítés a dugattyú és a persely fala között nem lesz kielégítő. A beragadt gyűrűk mellett az égéstérből átáramolhat a füstgáz, ami nemcsak az effektív középnyomást (a motor teljesítményét) csökkenti, hanem lokális felmelegedésekhez vezet, s gyűrűtörést vagy dugattyúrepedést okozhat.

A túl magas belső falhőfok ezen kívül a porlasztó furatainak eltömődéséhez vezethet (az üzemanyag is kokszosodik), illetve hengerfej szelepek közötti gát része a hőtárolódási és hőtágulási feszültségek miatt megrepedhet.

3.2.2 A hengerfej

A dízelmotor égésterét felülről határoló szerkezeti elem a hengerfej.

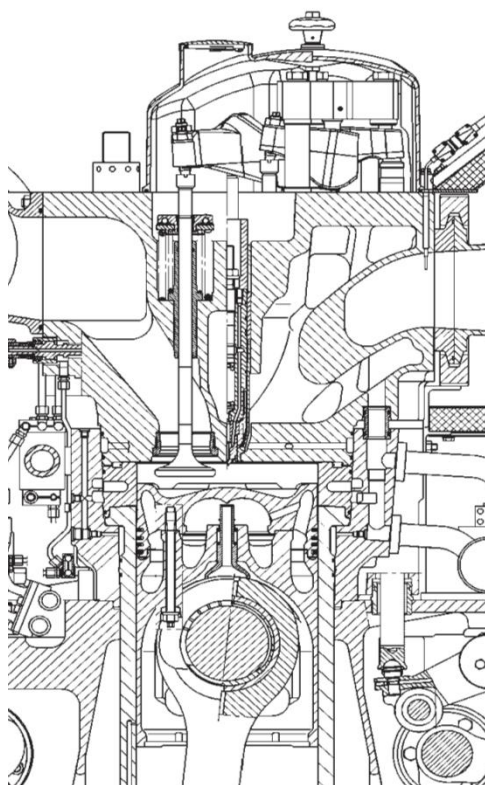


forrás: Somogyi Ferenc: Ganz motorfejlesztések, 2010

3.15. ábra: A Ganz Motorgyár JV 17/24 típusú motorjának előkamrás hengerfej metszete

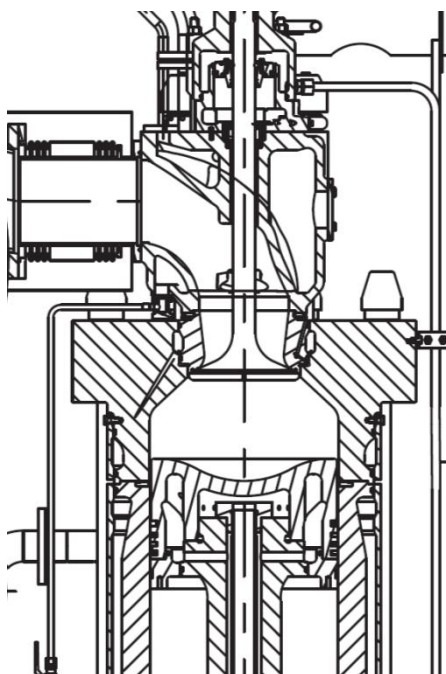
Hengerfej magában foglalja:

- A porlasztót, illetve a nagy átmérőjű dugattyúk (pl. keresztfejes dízelmotorok) esetén a porlasztókat.
- Az előkamrát, ha a motor osztott égésterű.
- A szívó és kipufogó szelepeket illetve ezek szelepvezetékeit négyütemű motorok esetén. Két ütemű, részvezérlésű motorok esetén ezek elmaradnak, csak egyenáramú öblítés esetén van(nak) kipufogó szelep(ek).
- A szelepmozgató mechanizmusokat, melyek a hengerfej felső részére vannak szerelve (ha vannak szelepek a hengerfejben).
- Az indikátor szelepet, melynek segítségével működés közben lehet mérni a nyomást az égéstérben. Gyakran egybeépítik a dekompresszor szeleppel.
- A biztonsági vagy dekompresszor szelepet, mely az égéstérben kialakuló túlzottan nagy nyomás esetén a motor károsodását hivatott megakadályozni.
- A légingítő szelepet, amennyiben a motorindítás a hengerekbe juttatott indító levegővel történik.
- A levegő és füstgáz csatornákat a négyütemű motorok esetén, s a füstgáz csatornákat az egyenáramú öblítéses kétütemű motoroknál.
- A hűtőfolyadék csatornákat, vagy léghűtéses motornál (ritka) a hűtőbordákat.



forrás: www.mandiesel.com

3.16. ábra: A MAN B&W L32/40 típusú, négyütemű motor metszete a hengerfejnél



forrás: www.mandiesel.com

3.17. ábra: A MAN B&W S46MC-C8 típusú, kétütemű keresztfejes motor metszete a hengerfejnél

Hengerfejeket kialakításuk szerint lehet csoportosítani. E szerint megkülönböztetünk egybeöntött, hengerenként egybeöntött, és hengerenként szerelt hengerfejeket.

Az *EGYBE ÖNTÖTT HENGERFEJ* esetében az összes hengert lefedő, egyetlen darabból készül a hengerfej. Ezt főleg a kisebb teljesítményű (kb. 300kW alatt) dízel motoroknál alkalmazzák. Az égéstér gáztömörtségét, valamint a hűtőfolyadék csatornáinak víztömörtségét egyetlen síktömítés biztosítja, ami megköveteli mindkét szerkezeti elemnél a csatlakozó felületek síkba köszörülését. Előnye, hogy egyetlen hengerfejet kell gyártani és szerelni motoronként, így a sorozatgyártást megkönnyíti. Hátránya viszont, hogy bármely henger javításakor nem lehet hengerenként szerelni, illetve összeszereléskor mindig gondoskodni kell a csatlakozó felületek síkba köszörüléséről. Erre azért van szükség, mert a motor hengerfejében és motorblokkjában a dinamikus terhelések (hő és mechanikai) hatására idővel belső feszültségek gyűlnek össze, és szétszereléskor a két elem a saját belső feszültségei szerint alakváltozást szenved.

Nagyobb teljesítményű motoroknál, a hengerfej mérete és a nagy gázerők (nő a dugattyú átmérő) miatt már nem lehet egy darabból gyártani.



forrás: www.cumminsforum.com

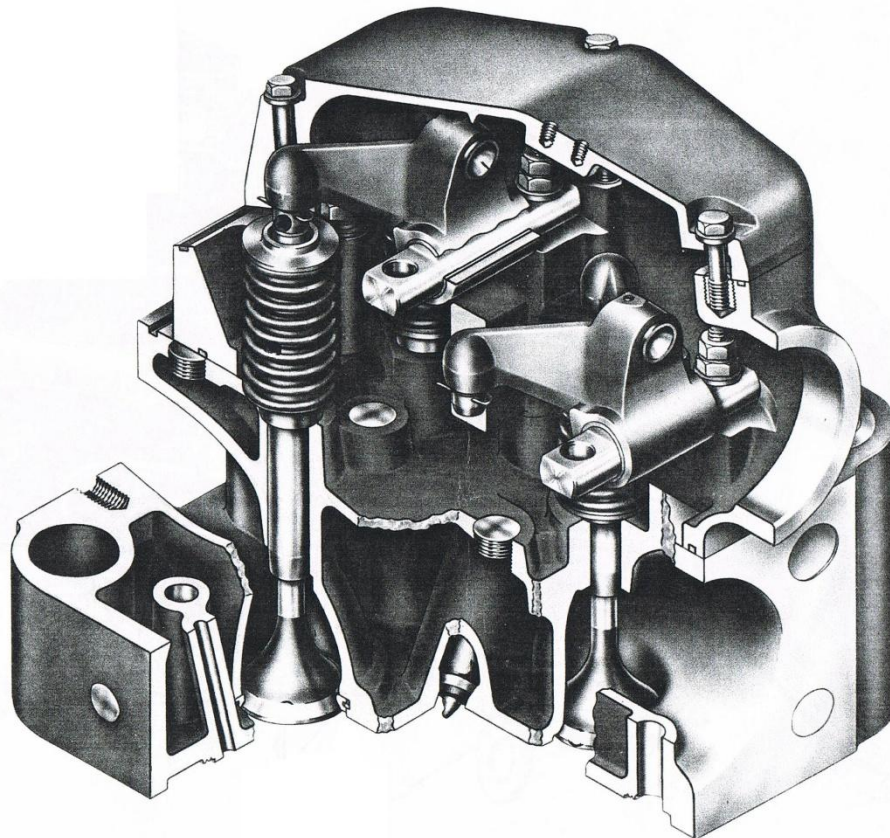
3.18. ábra: Négyütemű Cummins dízelmotor egybeöntött hengerfeje

A *HENGERENKÉNT EGYBE ÖNTÖTT HENGERFEJ* esetén minden egyes égéstérhez saját, egy darabból álló hengerfej tartozik. Ez a közepes teljesítményű, például belvízi áruszállító hajók motorjaira jellemző (max. 2000kW). Tömítés = gyűrűs tömítés. Közepes (vasúti) és egyes nagy dieselek. Az égéstér gáztömörtségét a hengerfej és a hengerpersely (nem a motorblokk!) közötti gyűrűs tömítés biztosítja, s külön tömítések gondoskodnak a hűtőfolyadék csatornák tömítéséről.

Igaz, hogy a hengerenkénti hengerfejek a sorozatgyártásnál nagyobb szervezést igényelnek, de a közepes teljesítményű motoroknál ez már nem lehet (és nem is praktikus) az összes hengert lefedő egyetlen alkatrészt. A hengerenként külön szerelt hengerfej előnyei:

- Könnyebb szerelhetőség, mivel csak azt a hengerfejet kell leszerelni, amelyik hengert kell javítani.
- A hengerfej leszorító csavarokból többet és egyenletesebb beosztásban lehet beépíteni, így a hengerfejben egyenletesebb a feszültség eloszlás, s kisebb a gáz átfújás veszélye.
- A leszorító csavarokat az égéstér középpontjához közelebb lehet elhelyezni, így a terhelések hatására kisebb lesz a deformációja (vagy vékonyabb anyagot lehet használni).

- Mivel a hőtágulás mértéke az anyag méretével arányos, a hengerenkénti hengerfej sokkal jobban követi a saját égésterét körbevevő elemek méretváltozását, így nem alakul ki olyan nagy dilatációs feszültség.



forrás: Grandi Motori

3.19. ábra: Felmetszett hengerenkénti, egybeöntött hengerfej

A *HENGERENKÉNTI SZERELT HENGERFEJ* esetén szintén minden egyes égéstérhez saját hengerfej tartozik, azonban ez több darabból van összeállítva. Ugyan úgy gyűrűs tömítés tömíti az égésteret a hengerperselynél, s a hűtőfolyadék általában külön csővezetékekkel csatlakozik rájuk. Ezt a konstrukciót a nagy teljesítményű dízelmotoroknál alkalmazzák.

Általában két, alsó és felső hengerfej részből szokott állni. Az alsó elem határolja közvetlenül az égésteret, így ez hőálló acélból vagy (gömbgrafitos) öntöttvasból készül. Ebben találhatóak a szeleplékek, az esetleges előkamra, és a hűtőfolyadék csatornái. A felső darab, mivel nincs akkora mechanikai és hő terhelésnek kitéve, gyakran könnyűfémből készül. Ebben helyezik el a gázcsatornákat, és a szelepvezetékeket, valamint ezen a részen rögzítik a porlasztót, illetve a szelepmozgató mechanizmusokat. Az alsó és felső részekre osztásnak több előnye van, mint például a könnyebb szerelhetőség, a hengerfej tömegének csökkenése, illetve a hőtágulási feszültségek csökkenése. Azonban gondos konstrukciót, gyártást és szerelést is követel, mert a több részből szerelt hengerfejeknél az alsó résznek megfelelő merevségűnek kell lennie, hiszen ez veszi fel a gáznyomás okozta terheléseket. Problémát jelenthet még a két rész különböző anyagminőségéből fakadó eltérő hőtágulás.



forrás: www.wartsila.com

3.20. ábra: A Wärtsilä RTA58T-B típusú, kétütemű, keresztfejes motor kétrészes hengerfeje

A hengerfej megfelelő kialakítása akkor érhető el, ha az égéstér lehető legjobb kiszolgálása mellett a szilárdsága is megfelelő. A hengerfejben ébredő feszültségeket közvetlen és közvetett terhelések hozzák létre.

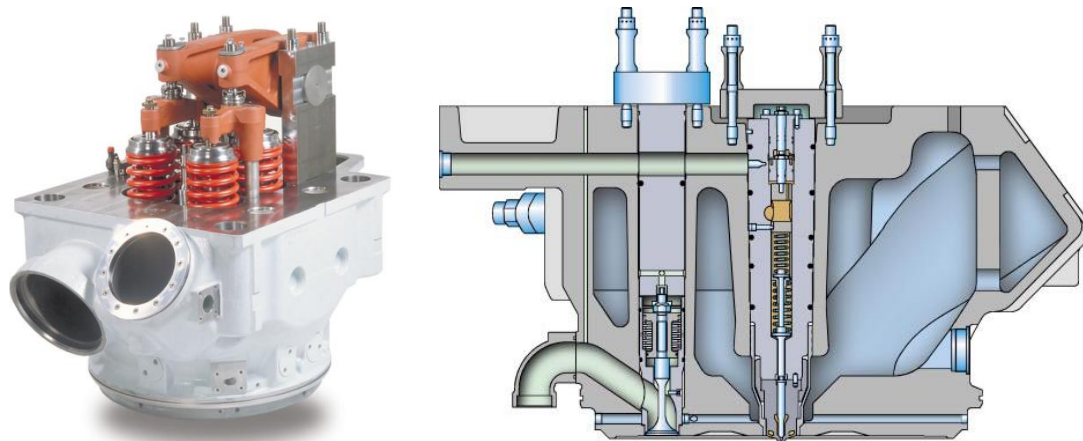
A **KÖZVETLEN TERHELÉS**: A hengerfejet a hengerfej csavarok az égéstér szélén szorítják le, viszont az égési gáznyomásból fakadó erő hatásvonala az égéstér közepében van. Ezáltal a hengerfej hajlító igénybevételnek van kitéve, melynek mértéke a dugattyúátmérő növekedésével négyzetesen növekszik. Mivel a gázerők és az égéstér geometriája a sokéves tapasztalat segítségével jól számítható, a közvetlen terhelés pontosan meghatározható, így a hengerfej megfelelő biztonsági tényezővel méretezhető.

A **KÖZVETETT TERHELÉS**: A közvetlen terhelésnél jóval nagyobb kihívás a tervezők számára a hengerfej egyenlőtlen felmelegedésből származó hő tágulás okozta belső feszültségek, azaz a közvetett terhelések meghatározása.

Az egyenlőtlen felmelegedés okozói:

- Minél nagyobb a gáznyomás az égéstérben, annál nagyobb anyagvastagságot kell alkalmazni, miáltal a közvetett igénybevétel is növekszik.
- A hengerfejben elhelyezett szelepek, előkamra, porlasztó, gázcsatornák, stb. miatti bonyolult a szerkezet geometriája.
- A hengerfej égésteret határoló falának egyik oldalán hűtőfolyadék, a másikon nagy hőmérsékletű égés van. Ezért egyrészt jelentős feszültséget okoz a nagy hőáram-sűrűség, illetve az eltérő hőáram-sűrűségű helyek közötti hőfokkülönbség.
- Az égéstér belsejében 100°C – 2000°C között változik a hőmérséklet. S bár a hengerfej hőtehetetlensége miatt a fal hőmérséklete csak néhány fokot változik, így is a motor munkaütemének megfelelő frekvenciával fárasztja a hengerfej anyagát.
- Hasonlóan fárasztó igénybevétel a motor indulási-leállási felmelegedése és lehűlése, csak a periódusideje nagyobb. (Pl. a nagy hajómotorok szerkezetének hosszú élettartama is részben ennek köszönhető.)

A terheléseket (főleg a hőterhelést) fokozza, hogy a motorgyártók egyre nagyobb fajlagos teljesítményű motorokat akarnak kifejleszteni. Azaz egy munkaciklus alatt több (hő)energiát akarnak felszabadítani az égéstérben, így nő az effektív középnyomás a hengerben. Ezt úgy lehet megtenni, hogy az égésteret nagy nyomású (azaz nagyobb tömegű) levegővel töltik fel (turbótöltő), amiben több üzemanyag tud elégni. Igaz ugyan, hogy a nagy nyomású feltöltés enyhíti valamelyest a hőterhelést (szelepösszenyitáskor hűt), de hagyományos szívmotorokhoz képest így is nagyobb a hőterhelés.



forrás: www.wartsila.com

3.21. ábra: A Wärtsilä 6L64 típusú, négyütemű motor hengerfeje (metszet a légindító szelepnél)

A **HENGERFEJEK MEGHIBÁSODÁSA** általában két alapvető problémára vezethető vissza, a nem megfelelő merevségre, és a hőterhelésre.

Nem kellő merevség: A hengerfej vezeti át a gáznyomásból adódó erőket a hengertömbbe, vagy forgattyús házba, a leszorító csavarokon keresztül, mely csavarok biztosítják a tömítéshez szükséges leszorító erőt is. Tehát hengerfejet mind a gázerő, mind a tömítő erő hajlítja. Amennyiben nem elég merev a hengerfej konstrukciója (és itt nem egyszerűen csak a

megfelelő mechanikai szilárdságú anyagról, hanem a szerkezeti kialakításról is szó van), deformálódhat, minek következtében

- a tömítések szelelnek, át fújnak, nem tömítik a gáznyomást, így csökken a fajlagos teljesítmény;
- a szeleplékek deformálódnak, és a rossz zárás miatt áteresztenek, erodálódnak, sőt át is éghetnek.

Az sem jó, ha túl merev a hengerfej, mivel az egyenlőtlen hőterhelés miatt (a merev hengerfej rosszabbul vezeti a hőt) kis hőmérsékletkülönbség hatására is nagy feszültségek lépnek fel, amik repedéshez vezetnek.

A *hőterhelés*: A gázoldali nagy hőterhelés, a hőmérséklet ingadozás okozta kifáradás, és a túl nagy merevség (nem engedi a dilatációt) miatt repedhet a hengerfej. Ez főleg a szelepek, illetve a szelepek és az előkamra (vagy porlasztó) között szokott előfordulni.

Éppen ezért a konstrukciókban:

- a lehető legvékonyabb falvastagságot igyekeznek használni;
- a kritikus részeken fokozott hűtést alkalmaznak;
- a nagyobb hőmérsékletű részeknél a konstrukció lehetővé teszi a szabad hőtágulást, azaz a lokális merevség kisebb. (pl. a gázcsatornák nincsenek lehorgonyozva)



3.22. ábra: A Ganz Motorgyár Pielstick PA4-185 motorjának hengerfeje.

3.2.3 A hengerpersely

Az égésteret a palástfelületén (oldalról) a hengerpersely határolja.



forrás: www.cat.com

3.23. ábra: Caterpillar négyütemű motor hengerpersely, dugattyúval és hajtórúddal összeszerelve

Konstruációs kialakítása szerint megkülönböztetünk száraz és nedves rendszerű hengerperselyt. A SZÁRAZ PERSELY jellemzője, hogy a hűtőfolyadék nem kerül vele közvetlen kapcsolatba. Ugyanis ezeket sajtolással vagy zsugorkötéssel illesztik a motorblokkba, melyben teljes palástfelületükön felfekszenek. Igen finom megmunkálást igényelnek mind a belső (futó) és külső felületükön, illetve szereléskor is gondosan kell eljárni a motor hosszú élettartama érdekében. Előnye, hogy elhasználódás esetén 2-3 alkalommal javítható, illetve a szoros illesztés miatt nem leng a persely. A motorblokkhoz illeszkedő felület kritikus, hiszen ezen kell átadni az égésterben keletkező hő egy részét. Éppen ezért a hajózásban csak a kis teljesítményű motoroknál ($D \approx 150\text{mm}$; $P \approx 300\text{kW}$ –ig) alkalmazzák, így jegyzetünkben sem foglalkozunk velük.

A nagyobb teljesítményű dízelmotorokat csak nedves hengerpersellyel gyártják, mivel

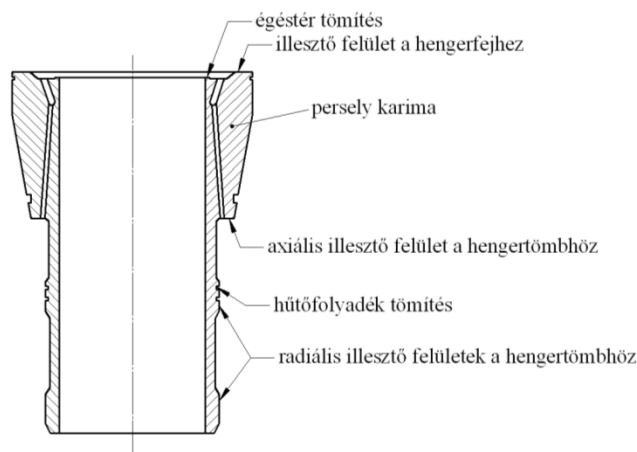
- optimális hűtési viszonyokat lehet elérni azáltal, hogy a hűtőfolyadék közvetlenül érintkezik a persely falával;
- kedvező futófelületet adó anyagból lehet legyártani;
- egyszerűbbé teszi a hengertömböt;
- elhasználódás esetén egyszerűbben cserélhető, mint a száraz persely;
- a függesztetten szerelt nedves perselyek (a szorosan illesztett száraz perselyekkel szemben) nem keltenek hőtágulást okozta feszültséget a perselyben és a hengertömbben.

A nedves hengerperselyek szokásos anyaga ötvözött öntöttvas (Ni, Cr, Mo), melyet hőkezelnek, illetve belső felületét krómozzák a jobb súrlódási tulajdonságok miatt. Általában centrifugál öntéssel és forgácsolással készül.



3.24. ábra: Különböző készültségi fokú hengerperselyek a rijekai Május 3 hajógyárban

A hengerpersely kialakítására szinte mindegyik gyártónak saját fejlesztései vannak. Jellemző azonban, hogy a persely karima része kiemelkedik a hengertömbből, s a hengerpersely a karima váll részével van axiális irányban megtámasztva. A karima felső felülete a hengerfejhez szorul, és az égésteret tömítéssel zárja le. Radiális irányban a hengertömbben a perselyt illesztett palástfelületei támasztják. Az égéster tömítését általában réz, bronz vagy alumínium ötvözet roppanó gyűrűs tömítés végzi. A hűtőfolyadék tömítését pedig gumi tömítőgyűrűvel szokták megoldani.



3.25. ábra: A négyütemű, nedves hengerpersely egy jellemző kialakítása

A hengerpersely konstrukcióját a mechanikai, hő, és vibrációs terhelése határozza meg. A **MECHANIKAI IGÉNYBEVÉTELT** az égéster gáznyomása, valamint a persely karima leszorító illetve hajlító terhelése határozza meg.

- Az égéstér gáz nyomása határozza meg a persely falvastagságát. A hatékony hűtés érdekében a lehető legvékonyabb falra törekzenek a gyártók. A falvastagság a persely anyagának, az égési csúcsnyomásnak és a dugattyú (valójában a furat) átmérőjének függvénye.
- A hengerpersely karima leszorító erőt a hengerfej csavarok keltik, amik egyszerre szorítják össze a hengerfej-persely-hengertömb hármast. A leszorító erő kb. 60-120%-kal haladja meg az égési csúcsnyomásból származó erőt, hiszen ez biztosítja az égéstér tömítését. A karima alsó és felső, gyűrű alakú illeszkedő felületének radiális méretét a palást anyagának megengedett legnagyobb felületi nyomása határozza meg.
- A hengerpersely karima hajlító terhelése is a leszorító erőből fakad. Ugyanis a felső és alsó illeszkedő felületek nagysága nem egyforma, így az ott kialakuló erők hatásvonala nem esik egybe, azaz hajlító terhelést fejtenek ki a karimára. Ügyelni kell az alsó és felső támasztó felületek párhuzamosságára is, mert könnyen kialakulhat sugárirányú elterés is, ami tovább növeli a hajlító erőt a karimán.

A HŐ TERHELÉS szorosan összefügg a mechanikai terheléssel. Ugyanis a persely falvastagsága annál nagyobb, minél nagyobb a gáznyomás és a dugattyú átmérő. A vastagabb falnak pedig a nagyobb a hővezetési ellenállása, azaz nagyobb hőfokkülönbséget kell biztosítani a belső és külső felület között.

Motor méret	Optimális hűtővíz hőfok a perselynél
kis furatú nagy sebességű motorok	80°C~90°C
4 ütemű, közepes sebességű motorok	70°C~75°C
2 ütemű, lassú járású motorok	65°C~70°C

3.5. táblázat: Az optimális hűtővíz hőmérsékletek a hengerperselynél

VIBRÁCIÓS TERHELÉS éri a hengerperselyt, amikor a falban fárasztó igénybevételként feszültség lép fel. Ennek oka lehet:

- A gáznyomás dinamikus változása, ami periodikus hordó alakú deformációval jár.
- A forgattyús mechanizmus miatt a dugattyú feltámaszkodik a persely falára, s periodikusan hajlítja azt (a keresztfejes gépeknél nincs ilyen).
- Az égéstér váltakozó hőmérséklete, valamint a perselyfal belső-külső hőmérséklet különbsége miatt periodikus húzó feszültség ébred a falban.



forrás: www.wartsila.com

3.26. ábra: A Wärtsilä 26 típusú négyütemű motor hengerperselye

Az üzem során a hengerpersely sérül és kopik. A mind a külső és a belső falfelület ki van téve az elhasználódásnak, aminek több oka is lehet.

A KÜLSŐ FAL SÉRÜLÉSEI.

Egyrészt adódhat abból, hogy a *hűtőközeg korróziót* okoz, ami ellen néhány gyártó a kritikus felületekre rozsdamentes acélgyűrűt tesz, mások a hűtőfolyadék kémiai összetételével védekeznek.

Másrészt a *vibrációs terhelés* is okozhat sérülést. A különféle periodikus feszültségek hatására a fal rezgési gyorsulása akár a nehézségi gyorsulás 250 szerese is lehet. Ez a hűtőfolyadékban nyomáshullámokat kelt, ami a fal visszaruhozásával erősítve mikro kavitációt hoz létre. A gőzbuborékok összeomlása következtében a hengerpersely fala erodál. Először tűszúrás szerű lukak keletkeznek, amelyek később 3-6mm átmérőjűek lesznek, s végül a rések összenyílnak, a hengerpersely elreped. Különösen kritikus ez az öntöttvas perselyeknél, mert a vasban lévő grafít nem bírja a kavitációt, kipereg a rácsszerkezetből. A gyártók különféle módon védekeznek ez ellen:

A persely külső falát is krómozzák, vagy Ni , Cr ötvözással és edzéssel keményítik.

Nagyobb forráspontú, vagy túlnyomásos hűtőfolyadékot alkalmaznak.

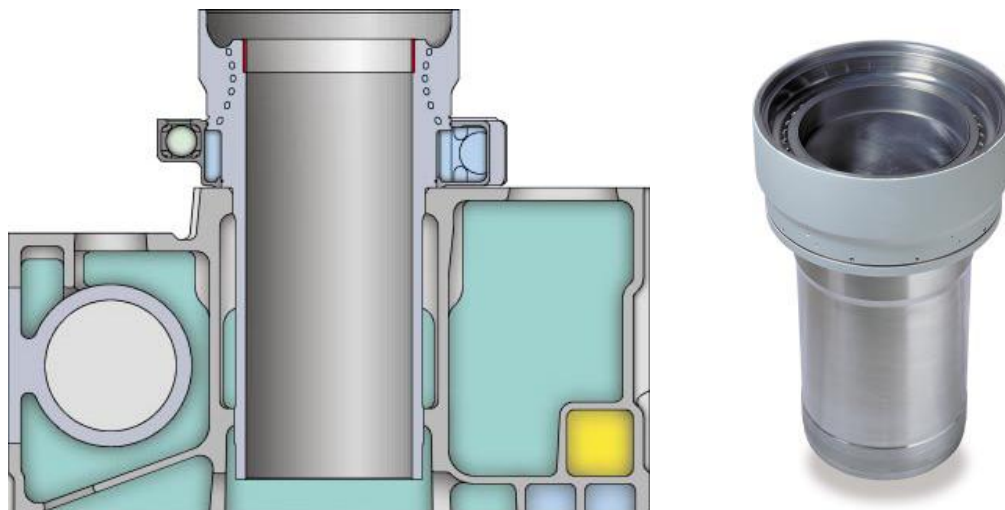
A hengerperselyt merevítik, a falvastagság növekedése nélkül (merevítő bordákkal).

A BELSŐ FAL KOPÁSA.

A persely különböző területein eltérő okokból történik a belső fal kopása, jóllehet mindegyik a dugattyú mozgásából fakad.

- A felső és alsó holtpontnál a leglassabb a dugattyú sebessége, ezért megszűnik a hidrodinamikus olajkenése. A felső holtpontnál különösen érdekes ez a kérdés, mivel itt éri a dugattyút a legnagyobb gázerő.
- A persely közepénél leggyorsabb a dugattyú sebessége, ezért az üzemanyagban vagy a kenőolajban lévő abvazív szemcsék itt koptatnak a legjobban.
- Az üzemanyagoknál korábban említett magas és alacsony hőmérsékletű korrózió is eróziós, kopás jellegű sérüléseket okoz.

Túlzott perselykopás is kialakulhat nem elég precíz szerelés, rossz anyagválasztás, a hűtés problémái, illetve a kenés vagy a tüzelőanyag hibájából.



forrás: www.wartsila.com

3.27. ábra: A Wärtsilä 6L64 négyütemű motor hengerperselye a hengertömbbe építve és külön



forrás: www.wartsila.com

3.28. ábra: A Wärtsilä RT96C2 kétütemű, keresztfejes motor hengerperselye a hengertömbbe építve



3.29. ábra: A Kolomna 14Д40 típusú, kétütemű motor hengerperselye

3.2.4 A dugattyú

Az égésteret határoló legkényesebb elem, a dugattyú. Ugyanis ennek az elemnek mindazon mechanikai és hőterheléseket állnia kell, mint a többi égésteret határoló alkatrésznek, viszont mindezt változó sebességű mozgás közben. Mindemellett a dugattyú a motor (forgattyús vagy keresztfejes) hajtóművének első eleme, a gáznyomást lineáris mozgássá alakítja, s továbbadja a hajtórúdnak.



forrás: www.gmemd.com

3.30. ábra: Az EMD és a General Motors által fejlesztett dugattyú

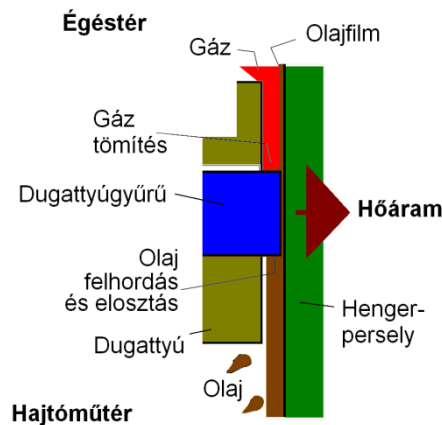
A belsőégésű motorok dugattyúi nagyon sokfélék lehetnek. A szerkezeti kialakítását és a dugattyú anyagát a terhelések által támasztott követelmények határozzák meg.

Első sorban nagy mechanikai szilárdságúnak kell lennie, a nagy gáznyomások és a gyorsulások miatt.

- A mechanikai szilárdságát még nagy hőmérsékleten is meg kell tartania, azaz melegszilárdnak kell lennie.
- Jól kell tűrnie a magas üzemi hőmérsékletet (hőterhelés)
- A nagy hőmérsékletváltozás (hideg és üzemi állapot) ne járjon nagy méretváltozással.
- Jó hővezető képessége legyen, hogy a dugattyútetőn belépő hőáramot a kenőolajon és a dugattyúgyűrűkön keresztül el tudja vezetni.
- Jó kopásállósági és siklási tulajdonságai legyenek még mostoha kenési viszonyok között is.

A dugattyú mechanikai szilárdságát a gáznyomás ismeretében viszonylag pontosan lehet számolni, s (a dugattyú anyagától függően) a megfelelő falvastagságok alkalmazásával szilárdságát biztosítani lehet. Ezért a formai kialakítását főleg a hőterhelés határozza meg, persze a szilárdsági követelmények figyelembevételével.

A hőterhelésre tervezés kritikus pont, ugyanis a dugattyú vezeti el az égéstérből a felszabaduló hő közel 50%-át. A hőáram a dugattyútetőn lép be, majd innen a dugattyúpaláston felé áramlik, és a dugattyúgyűrűkön át a perselybe adódik át. A nagy motoroknál a hőátadásra a gyűrűk nem elegendőek, hanem a palást mentén a kenőolaj hőt visz át a perselybe, sőt még dugattyú mesterséges hűtésre is szükség van.

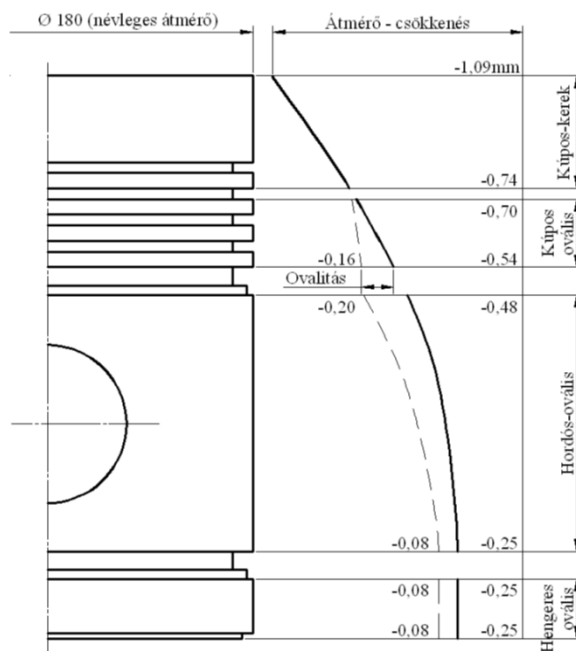


3.31. ábra: Hőátvitel a dugattyúról a hengerperselybe

Az égéstérből történő hőelvezetés jóságának előfeltétele, hogy a dugattyú felületén ne legyenek lerakódások, amik csökkentik a hőátadást. A lerakódások keletkezhetnek az üzemanyag elégeése során, de a kenőolaj dugattyúfelületen történő kokszosodásával is. A hajókon épp ezért a tüzelőanyagokból égetés előtt szűrőkkel és szeparálással a lehető legtöbb szennyeződést igyekeznek eltávolítani. A kenőolajok oxidációja ellen pedig azt kell elérni, hogy ne legyen túl nagy a dugattyú felületének hőmérséklete. Ugyanis a kenőolajok olajok 180 °C – 190 °C (speciális olajok 200 °C) felett oxidálódni kezdenek. Az oxidációs termék lakkszerű anyag és kokszt keveréke, ami lerakódik a dugattyú felületére, s egy jó hőszigetelő réteget képez, ami gátolja a hőáramlást. A dugattyúgyűrűknél különösen veszélyes ez a lerakódás, mivel rögzíti a gyűrűt a gyűrűhoronyban, és rontja a hőátadást. A beragadt gyűrű bizonyos szakaszokon nem ér hozzá a perselyhez, így helyileg megszünteti a gáztömítést, a gáz „átfúj”, s túlzott helyi felmelegedés jön létre. Az eltérő hőmérsékletű helyek eltérő hőtágulást, nagy belső feszültségek kialakulása esetén pedig dugattyúsérülést (repedés, gyűrű törés) okoznak. Éppen ezért a motor normál terhelésénél a dugattyútető üzemi hőmérséklete nem haladhatja meg a 300 °C – 320 °C -ot, illetve a felső gyűrűhoronynál a 200 °C – 220 °C -ot.

A dugattyú hőtágulásának mértéke a falvastagságától függ. Ennek minimális értékét a gáz-erők és a dugattyúcsapon ébredő erő határozza meg. Azonban a dugattyú által felvett hő egy része a kenőolajon keresztül adódik át a perselynek, s ezt akkor tudja legjobban megtenni, ha a hőmérséklet egyenletes oszlik meg a dugattyú falán. Azaz a hőáramot a dugattyútetőről le kell vezetni a dugattyú szoknya részébe, amit a dugattyúpalást falvastagságának folyamatos csökkentésével lehet elérni. A folyamatos, hirtelen átmenet nélküli palástvékonyítással elkerüljük a hőfok lépcsőket, így egyenletesebb lesz a hő eloszlás, illetve elkerüljük a hő tágulással gyengített, nagy terhelésű helyeken a dugattyú repedezését.

Ez azonban csak akkor eredményes, ha a dugattyú üzemi hőmérsékleten kis hézaggal illeszkedik a persely falához a palást teljes hosszán. Szerelési hőmérsékleten ezért a dugattyúnak hordós, illetve ovális formája van, s a névleges hengeres formától való eltérést nevezük szerelési dugattyújátéknak.



forrás: Kovácsházy Ernő: Nehéz diesel-motorok, Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1968

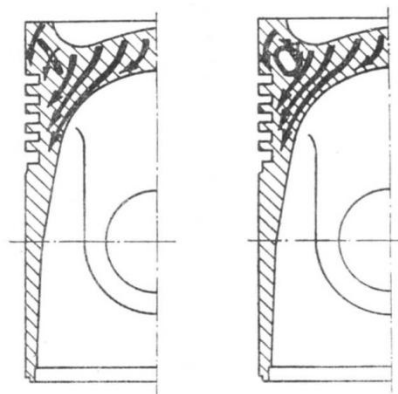
3.32. ábra: Szerelési dugattyújáték egy 180mm átmérőjű dugattyúnál

A dugattyúk anyaga a nagy motoroknál öntöttvas, aminek melegszilárdsága és merevsége megfelelő. De a nagy tömeg, illetve a rossz hővezetés miatt a mai kis és közepes fordulátú motoroknál inkább könnyűfémből készülnek, aminek jobb a hővezetése, valamint könnyebbek. A szerelt dugattyúnál a dugattyútető hőálló acélból, a dugattyútest pedig könnyűfémből (kisebb motorok), vagy öntöttvasból készül. Ha különálló gyűrűhordó rész is van, az speciális acélból, esetleg króm vagy kerámia bevonattal készül.

A dugattyúkat általában a hűtési rendszerük alapján lehet csoportosítani.

NÉGYÜTEMŰ MOTOROK DUGATTYÚI:

- Mesterséges hűtés nélküli dugattyúk ($p_e=10-11$ MPa)

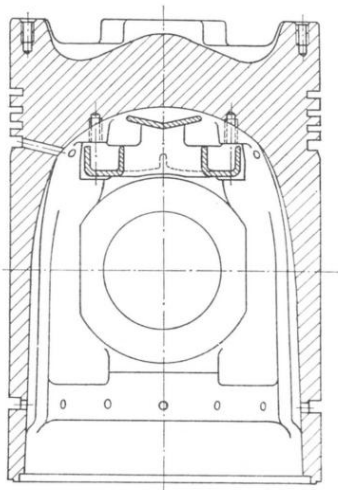


forrás: Kovácsházy Ernő: Nehéz diesel-motorok, Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1968

3.33. ábra: Mesterséges hűtés nélküli dugattyú beöntött acélgyűrűvel és üreggel

A kis terhelésű dugattyúknál a formai kialakítás olyan, hogy a gyűrűk és a palást menti kenőolaj el tudja vinni a hőt. Probléma, hogy a dugattyútetőről a hő egyből a legfelső gyűrűhoronyhoz akar áramolni, amit így túlhevítene. Relatív kis hőterhelésnél jó megoldás a hő elterelésére a vastag dugattyútető, mert ez függőlegesen vezeti le a hőt a dugattyúpalást felé. Amennyiben ez már nem elegendő, a hőt beöntött vaslemez gyűrűvel vagy üreggel lehet terelni.

– *Kenőolaj permetezéssel hűtött dugattyúk ($p_e=12-13$ MPa)*

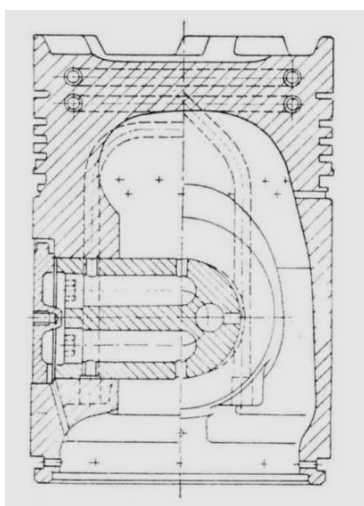


forrás: Kovácsházy Ernő: Nehéz diesel-motorok, Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1968

3.34. ábra: Kenőolaj permetezéssel hűtött dugattyú olajtálcával

A kenőolaj a dugattyúrúdon keresztül jut a dugattyúcsaphoz, és a kisfej fűvókájából permetez a dugattyútető aljára. A hűtőhatás fokozható egy beerősített olajtálcával mert a dugattyú fel-le mozgása közben a tálcában megült olaj többször felverődik a dugótetőre és így többször is hűti azt.

– *Beöntött hűtő csőkiógyóval hűtött dugattyúk ($p_e=15-16$ MPa)*

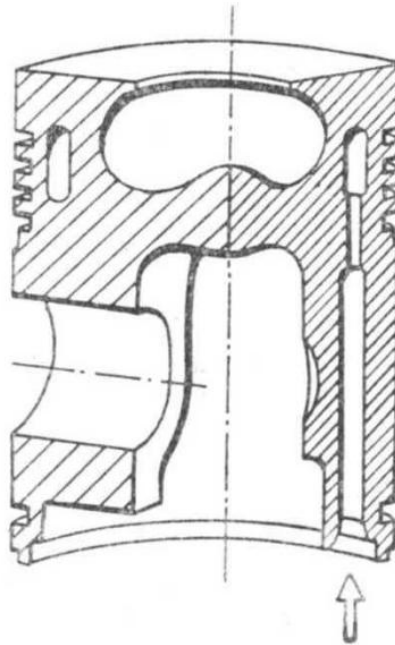


forrás: Kovácsházy Ernő: Nehéz diesel-motorok, Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1968

3.35. ábra: Beöntött csőkiógyóval hűtött dugattyú

A beöntött csőkígyóban áramló olaj hatásosan hűti a dugattyútetőt és tereli a hőáramlást is. Javítja a hűtést, ha vegyileg kioldják az dugattyú gyártása során beöntött csövet, illetve a hőáramlást segíti a felső gyűrű feletti palástbeszúrás is.

A beöntött csőkígyónál hatásosabb a bemunkált és hegesztéssel bezárt üreg a dugattyúfejben.



forrás: Kovácsházy Ernő: Nehéz diesel-motorok, Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1968

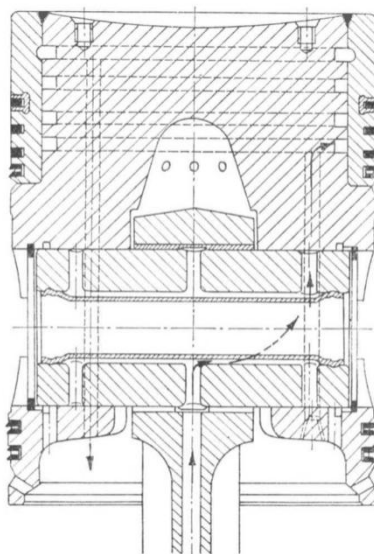
3.36. ábra: Bemunkált üreggel hűtött dugattyú

Általában a csőkígyó be és kiömlő nyílásait úgy tervezik, hogy az olaj a dugattyúban lötyögjön, így a turbulens áramlás jobb hűtést biztosít. Az ilyen dugattyúk általában könnyűfémekből készülnek.

– Szerelt dugattyúk ($p_e = 17\text{MPa}$ felett)

A szerelt dugattyúkat a közepes és nagy teljesítményű motoroknál alkalmazzák. A dugattyúba jutó hő elvezetésére itt már csak a mesterséges hűtéssel lehetséges. A két vagy több részből álló szerkezet célja, hogy

- az eltérő igénybevételű helyeken mindig a megfelelő szerkezeti anyag kerüljön alkalmazásra.
- a dugattyú tömege csökkenjen.
- a nagy hőterhelésnek kitett részek (tető és gyűrűhornyok) mesterséges hűtését ki lehessen alakítani.
- a lehető legvékonyabb dugattyútető elérése, hogy a mesterséges hűtés minél jobb hatásfokú legyen.
- a dugattyú szerelése és javítása könnyebb (egyáltalán megvalósítható) legyen.

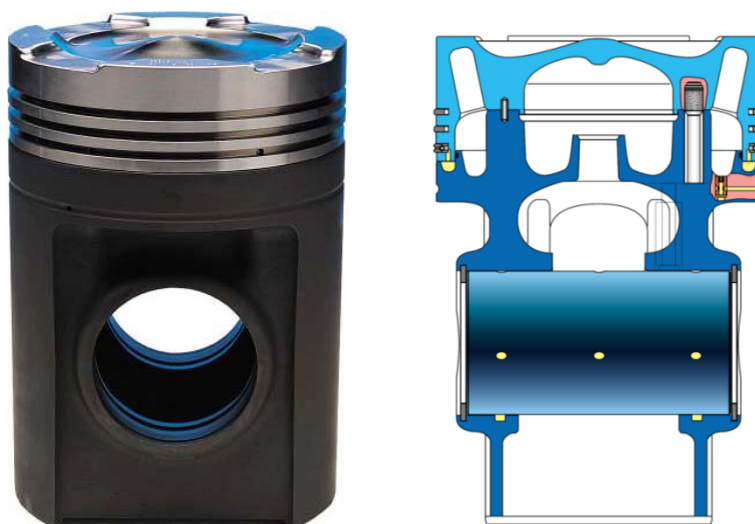


forrás: Kovácsházy Ernő: Nehéz diesel-motorok, Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1968

3.37. ábra: Bemunkált hűtőhoronnyal hűtött dugattyú (ALCO 251-D)

A 3.37. ábrán látható dugattyúnak csak a gyűrűhordozó része külön elem, a dugattyútető vastag, s a dugattyútörzs része. A gyűrűhordó hengert zsugorkötéssel építik egybe a törzsszel, a tetőn lévő hegesztés csak biztosítás. A törzs felső részében forgácsolással kiképzett, spirál alakú az olajvezető horonyban a hűtést végző kenőolaj alulról felfelé áramlik, s a dugattyútető hűtése után egy furaton lefolyik a hajtóműházba.

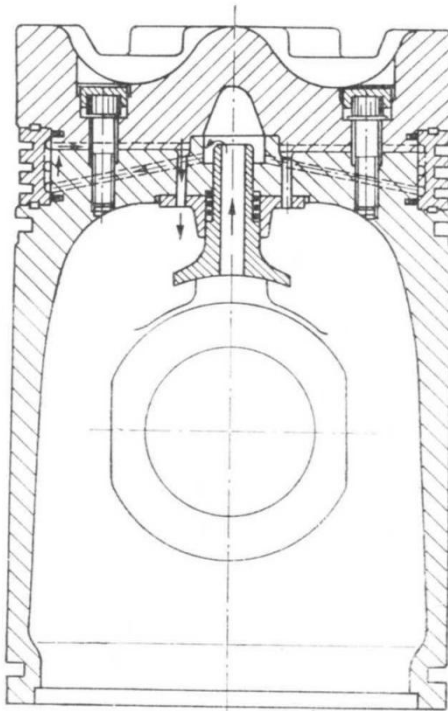
Érdekesség a konstrukciónak, hogy a legfelső dugattyúgyűrű (tűzgyűrű) hornyába nagy kopásállóságú (Ni-Resist) betétgyűrűt öntenek, mely a horonykiverődését lassítja. Illetve elhasználódás esetén forgácsolással feljavítható, vagy eltávolítható és újra kialakítható.



forrás: www.wartsila.com

3.38. ábra: A Wärtsilä Vasa 32 négyütemű motor dugattyúja

A 3.38. ábrán látható megoldásnál a dugattyú felső része acélból készül, s nem csak a dugattyútetőt, de a gyűrűhordó felületet is magában foglalja (gyakorlatilag az égésteret lezáró elemeket). A dugattyútörzs öntöttvas. A kisfejből kikerülő kenőolaj, a csapkenés után, a dugattyútörzs és a felső rész közötti térbe kerül, ahol hűti a dugattyútetőt és a gyűrűket, majd a dugattyú palástján lévő olajfelhordó hornyon keresztül felviszi a dugattyúkenéshez szükséges olajat a persely falára. A horony feletti olajlekaparó gyűrű a felesleget lekaparja, s az olaj visszajut a hajtóműházba. A dugattyú két részét csavarokkal szorítják össze.



forrás: Kovácsházy Ernő: Nehéz diesel-motorok, Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1968

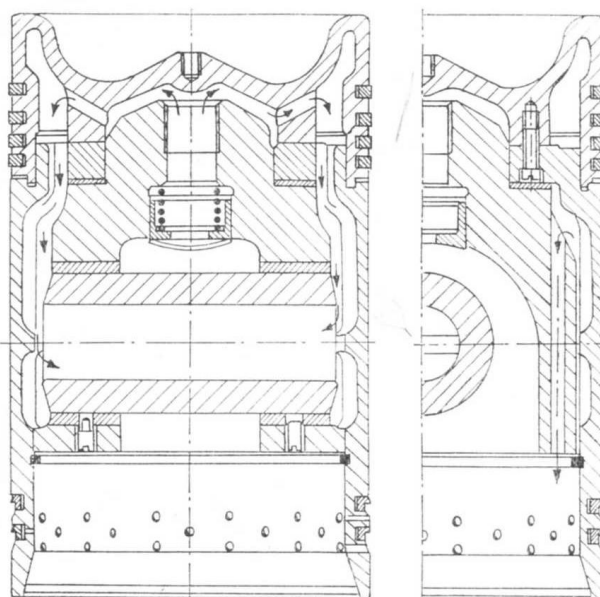
3.39. ábra: Három részből álló, „Specialloid” dugattyú

A 3.39. ábrán egy három részből álló, nagy effektív középnyomásra tervezett dugattyú látható. Jellemzője, hogy mind a dugattyútető, mind a dugattyútörzs könnyűfém ötvözet, s az axiális tömítőgyűrűkkel szerelt gyűrűhordó rész acélból vagy keményfémből készül.

A hűtőolaj a felső rész gyűjtőteréből az alsó rész sugárirányú furatain keresztül kerül közvetlenül a gyűrűhordó mögé, annak körülfutó hornyán feljut a felső olajvezetékbe, ahol sugár irányú furatokon megy vissza középre (így hűtve a dugattyútetőt), és a függőleges furaton távozik. Felső és alsó részt fejes csavarok erősítik össze felülről, mely csavarok fejét menetes sapkákkal védik az égéstértől (beégés). A konstrukció előnye a nagyon jó hűtőhatás, és a könnyű szerelhetőség (felülről szerelhető gyűrű besülés vagy gyűrű törés esetén, s nem kell kiemelni a dugattyút).

KÉTÜTEMŰ MOTOROK DUGATTYÚI

A kétütemű motorok dugattyúinak egyik jellemzője a nagyobb hőterhelés (kétszer annyi égés ugyan azon a fordulatszám), ezért a négyüteműekhez képest intenzívebb dugattyúhűtésre van szükség. Megjegyezzük még, hogy a kétütemű, részvezérelt motorok dugattyúinál a palást hossza általában nagyobb, mivel a dugattyú feladata az öblítő és kipufogó részek vezérlése. Az egyenirányú öblítéses, kétütemű motoroknál azonban a dugattyú hossz már hasonló, mivel itt már csak az öblítő réseket kell vezérelni a dugattyúval.



forrás: Kovácsházy Ernő: Nehéz diesel-motorok, Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1968

3.40. ábra: A Kolomna 14D40 típusú motor három részből álló dugattyúja

A 3.40. ábra egy három részből álló, kétütemű motor dugattyúját mutatja. Ennél a konstrukciónál a dugattyútető vékony falú, nagy szilárdságú öntöttvas, a dugattyúpalást szintén öntöttvas, és a dugattyú agy része pedig kovácsolt acél.

A dugattyútetőt és a palástot csavarok erősítik össze, a palástot belső karimájánál fogva. A palást karimájának alsó részén bronz csúszógyűrű található, amin rátámaszkodik a dugattyúagyra. Ennek köszönhetően tető-palást egység szabadon tud forogni, s a dilatációja is kedvező, mivel a csavarokkal összeerősített egység falvastagsága vékony és egyenletes. A dugattyúagy és a szerelt rész szétválásától nem kell tartani üzem közben, hiszen a kétütemű motoroknál nincs csapváltás a dugattyúcsapon, mindig lefelé ható erő hat a dugattyúra. A szerelésnél és indításnál esetleg előfordulhat, hogy a két rész szét akar válni, ez ellen a dugattyúcsap alatti rugógyűrű ad védelmet.

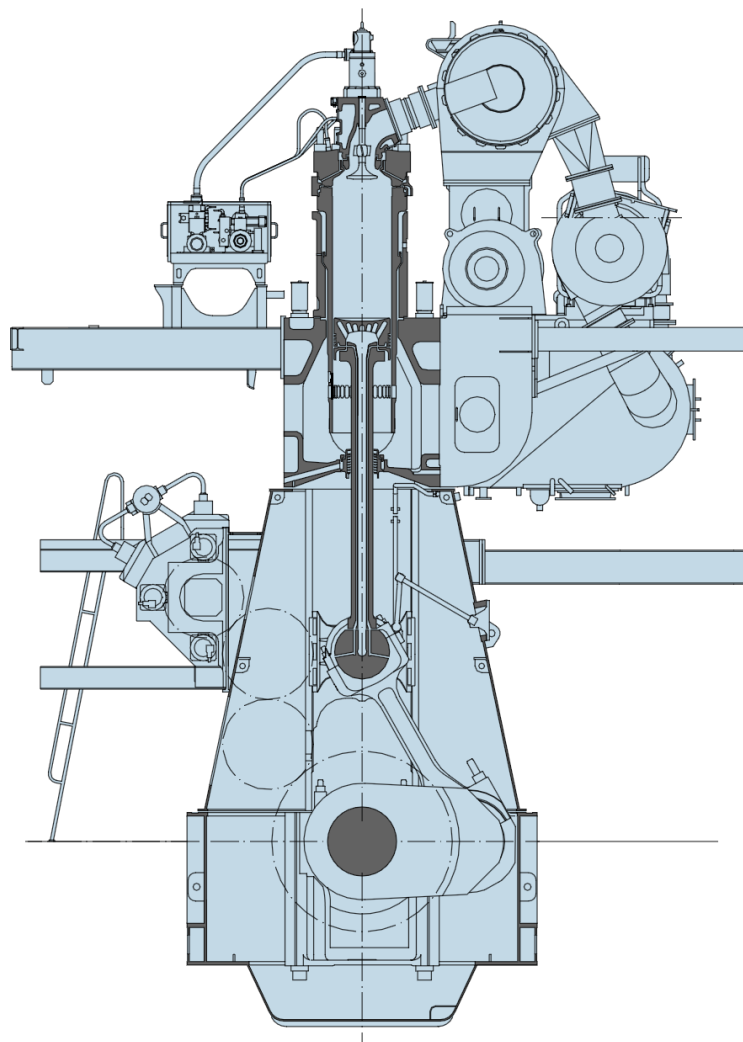


3.41. ábra: Kolomna 14D40 típusú motor dugattyúja

A dugattyútető és a palást kettős falú, ami között áramlik a hűtőolaj. A hajtórúdon felvezetett olaj a középső bronz rugós hüvelyen át megy a tető alá, s már a tetőben felveszi a hő nagy részét, így a gyűrűkhöz kevesebb hő áramlik. A tető perem részén kicsi a falvastagság, ezért a hő nem tud olyan intenzíven a gyűrűkhöz áramolni. A felmelegedett olaj a palást mentén áramlik le, és az agy furatán keresztül jut a hajtóműházba, ezáltal a dugattyúcsapot is hűti.

KERESZTFEJES, KÉTÜTEMŰ MOTOROK DUGATTYÚI

A lassújárású, kétütemű hajómotorok dugattyúinak speciális jellemzője, hogy a keresztfejes hajtóműnek köszönhetően a dugattyúnak nincs oldalirányú nyomása a hengerperselyre. Ezen kívül nincs szükség dugattyúcsapra, a dugattyú mereven rögzíthető a dugattyúrúdra, hiszen a dugattyúcsap feladatát a keresztfej végzi. Éppen ezért teljesen szimmetrikus, jó hőeloszlású dugattyúkat lehet építeni. Azonban a dugattyú hűtése nagyon fontos, egyrészt mert kétütemű a motor, másrészt a hosszú löket miatt nagy mennyiségű tüzelőanyag ég el egy ütemben.

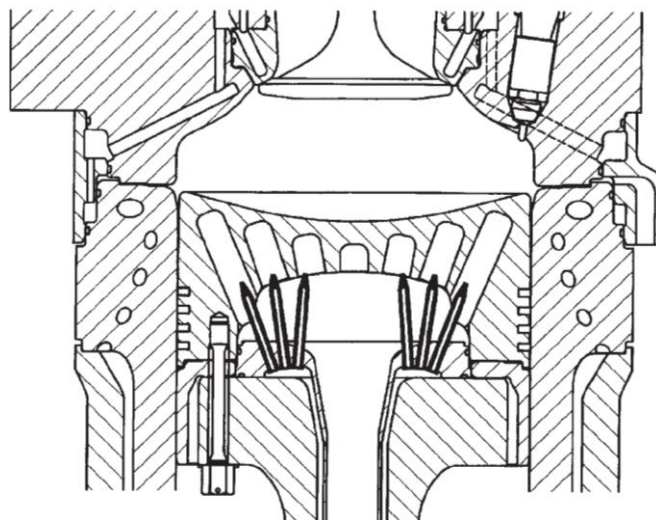


forrás: www.wartsila.com

3.42. ábra: A Sulzer – Wärtsilä RT60C kétütemű, keresztfejes motorkeresztmetszete

A keresztfejes motorok dugattyúinál a különféle gyártók eltérő fejlesztési irányokat követnek. Ezek elsősorban a dugattyú hűtése miatt különböznek a konstrukcióban is.

Sulzet – Wärtsilä fűvókás dugattyú



forrás: Pounder's Marine Diesel Engines and Gas Turbines

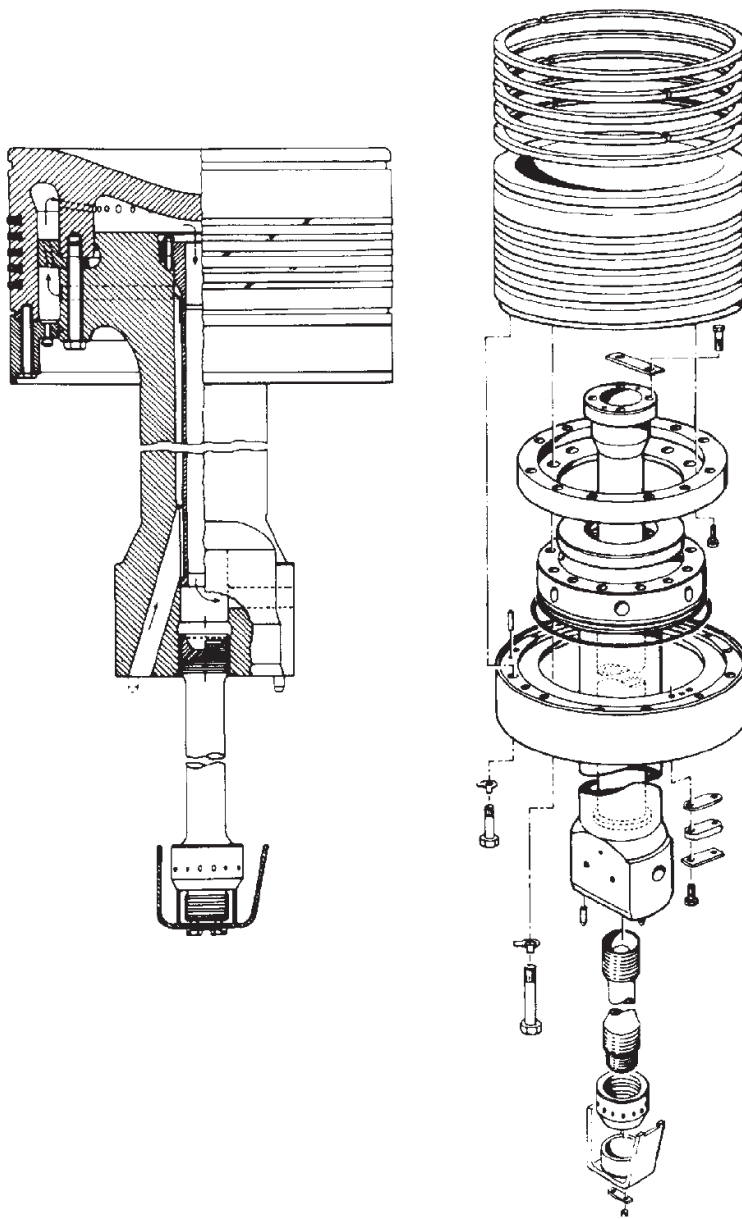
3.43. ábra: A Wärtsilä RT96C2 kétütemű, keresztfejes motor dugattyú felső és alsó része

A két részből (dugattyútető és alsó köpeny) összeszerelt, a dugattyúrúdhoz fixen rögzített konstrukció. A hűtőolaj a dugattyúrúd kettős falának külső részén jut fel a dugattyúig, ott a dugattyúrúdból kinyúló fűvókák juttatják, a dugattyútető alján lévő furatokba. A visszacsorgó olaj a dugattyúrúd belső csövén kerül vissza a hűtőolaj tartályba (száraz hajtóműházas motor). Nagy előnye, hogy a égésterhez nagyon közel tud kerülni a hűtőközeg, mégsem csökken a dugattyútető szilárdsága. A fűvókák kézi beállításán kívül relatív egyszerű a szerelése, és megbízhatóan működik. A dugattyútetőt relatív nagy vastagsága miatt hőálló acélból készítik, melynek rosszabbak a merevségi tulajdonságai, mint az öntöttvasnak, azonban hővezetése sokkal jobb.



forrás: www.wartsila.com

3.44. ábra: A Wärtsilä RT96C2 kétütemű, keresztfejes motor dugattyú felső és alsó része

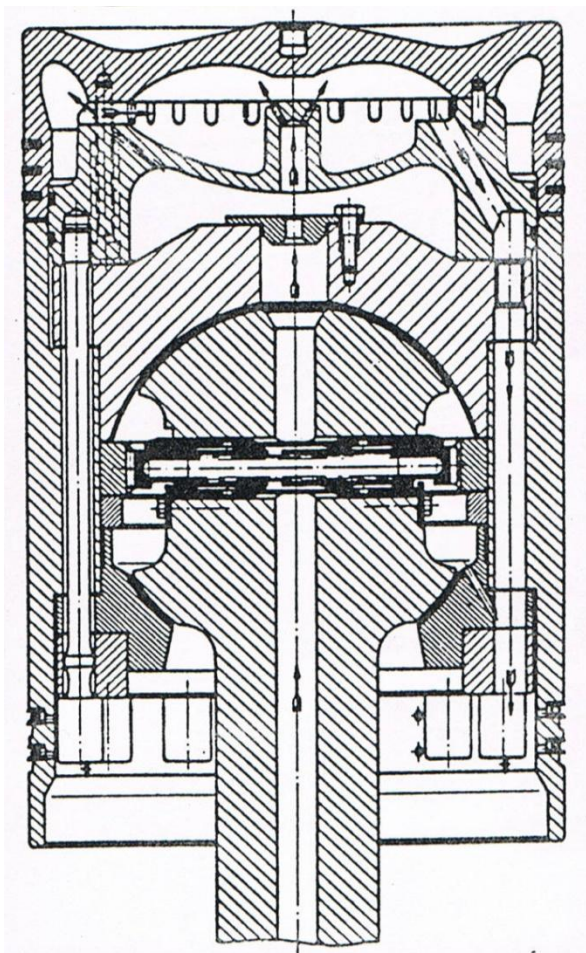
Burmeister & Wain dugattyú

forrás: Pounder's Marine Diesel Engines and Gas Turbines

3.45. ábra: A Burmeister & Wain L-GB kétütemű, keresztfejes motor dugattyúja

A B&W három részből összeépített dugattyújának dugattyútető része, mely egyben a gyűrűhordozó is, hőálló acélból készül. A dugattyúpálást „csak” lezárja a hűtőolaj-teret, illetve az öblítőrészek vezérléséhez szükséges dugattyúmagasságot adja meg. A dugattyúagy csatlakoztatja a többi részt a dugattyúrúdhoz, s alig vastagabb annál. A konstrukció jellemzője, hogy nagyon könnyű, ezért relatív kis tömegű lépnek fel, így a motor jobban tűri a részterhelésen való üzemeltetést. A hűtőolaj dugattyúagyhoz vezetése rugalmas, teleszkópikus (ún. Pozan) csöves rendszerrel történik. Az üzemeltetési tapasztalatok szerint karbantartás hiányában ez sérülékeny dugattyúhűtési rendszert eredményezhet.

Sulzer gömbfejes dugattyú



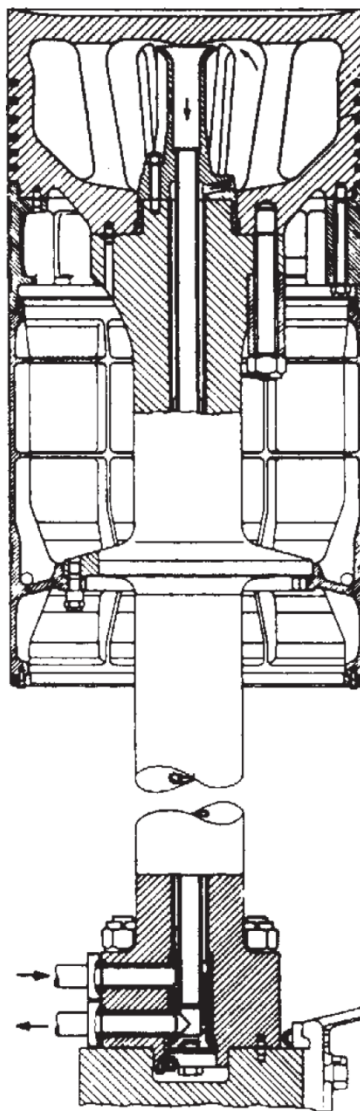
forrás: Pounder's Marine Diesel Engines and Gas Turbines

3.46. ábra: A Sulzer kétütemű, keresztfejes forgó dugattyúja

Az első ránézésre igen bonyolult, öt fő alkatrészből épített dugattyú alapvetően acélból készül (a dugattyútető hőálló acél). Jóllehet keresztfejes gépekben alkalmazzák, akár forgattyús hajtóműnél is alkalmazható. Ugyanis a teljesen szimmetrikus dugattyútest (3 részből áll) a dugattyúrúd végén kialakított gömb alakú feltámaszkodó felülettel érintkezik. Kezdetben a dugattyútest szabadon elfordulhatott a gömbfelületen, melytől azt várták, hogy a dugattyú forgása révén, mechanikus úton eltávolítja az égéstérből a lerakódásokat. Azonban a szabad forgás nem volt elég intenzív, ezért a kényszerített forgás érdekében a hűtőolaj által hajtott racsnis szerkezetet építettek be.

A hűtőolaj a dugattyúrúdon kerül a gömbfejbe, ahonnan egy fűvókán át fűspriccel a koronába, majd a palást mellett végig folyik, és egy csövön keresztül távozik.

MAN öntvény dugattyú



forrás: Pounder's Marine Diesel Engines and Gas Turbines

3.47. ábra: A MAN keresztfejes, kétütemű motorok öntvény dugattyúja

Az MAN dugattyú konstrukciója a hagyományos irányzatot követi. Viszonylag kevés alkatrészből, a dugattyútetőből (gyűrűhordozó felülettel), és a dugattyúpálástból áll. Ezek csavarokkal vannak összeerősítve és szintén csavarok rögzítik a speciális végkiképzésű dugattyúrúdhoz. A hűtőolaj a dugattyúrúd kettős csövű belsejében jut fel a dugattyútetőbe, melynek nagy üregét majdnem teljesen kitölti. Vissza a dugattyúrúd közepén futó csőben jut. A szerkezet különlegessége, hogy a dugattyú egyes részei acél öntvényből készülnek. A relatív nehéz dugattyú súlyát a dugattyútető vékony falvastagságával igyekeztek csökkenteni, s a merevséget öntött bordákkal biztosítják. A ránézésre egyszerű szerkezet nagyon fejlett, precíziós öntéstechnológiát követel.

3.2.5 A hajtórúd

A belsőégésű motoroknál a dugattyú-(dugattyúrúd-keresztfej-)hajtórúd-forgattyús tengely egységet nevezzük hajtóműnek. A hajtómű feladata, hogy a dugattyúra ható, periodikusan változó gáznyomást a dugattyú fel-le mozgása, és a hajtórúd összetett lengőmozgása révén, a forgattyús tengelyen forgó mozgássá alakítsa.

A hajtómű elemeinek terhelését az égéstérben uralkodó gáznyomás, a tömegtehetetlenségi erők és a fárasztó igénybevétel adja.

Az égéstérben uralkodó gáznyomás az elsőrendű terhelés, melynek pontos értékét csak a motor indikálásával lehet mérni. Módosítani rajta az égéstér hőközlési törvényszerűségének korábban említett befolyásolásával lehet. Méretezés szempontjából a két legfontosabb paraméter az égési csúcsnyomás (p_{\max}) és a nyomásemelkedési sebesség.

A tömegtehetetlenségi erők a forgó tömegek centrifugális erejéből, és az ide-oda mozgó tömegek lineáris gyorsulásából adódnak. A tömegek a gázerővel együtt terhelik az alkatrészeket. Különösen a nagy fordulátú gépeknél kritikus az egyensúly elérése, ezért itt igyekeznek speciális megoldásokkal csökkenteni a hajtómű tömegét. A belsőégésű motorok jellemzője, hogy a dugattyú felső holtpontjánál legnagyobb a gáznyomás (égés kezdete), amikor a tömegek is a legnagyobbak (nagy gyorsulás). A két erő azonos irányú, de ellentétes értelmű, így egy bizonyos fordulatszámnál és terhelésnél kiegyenlítik egymást. Probléma a négyütemű gépeknél van, ahol csak minden második felső holtpont elhagyáskor keletkezik nagy gázerő. A kiegyenlítő hatás azonban nagyban függ a terhelés jellegétől:

- Mechanikus hajtásnál a kis fordulatszámokon csak a gázerő terheli a hajtóművet, ezért kicsi a tömegek, így sokszor töltés korlátozást kell bevezetni.
- Villamos hajtásnál a csökkenő fordulatszámú csökkenő tömegek nem jelentenek olyan nagy problémát, mert a meghajtott gép ekkor már nem igényel akkora nyomatékot, azaz nincs szükség nagy égési csúcsnyomásra.
- Hidraulikus átvitel a legkedvezőbb mert hatványozottan csökken a terhelés a fordulatszámúval.

A fárasztó igénybevételre történő méretezéshez a terhelés mértékét és jellegét kellene tudni. Mivel ezt nem lehet általánosan meghatározni, a különféle üzemi állapotokra való méretezéssel igyekeznek a motor gyártók ezt megtenni:

- Gépjárműveknél különösen fontos a fárasztó igénybevételek tervezése, mivel a motor élete nagy részét a névleges teljesítmény alatt tölti, ahol a gáz-, és tömegek kiegyenlítetlensége miatt a legnagyobb a kifáradást okozó terhelés.
- A hajtómű legnagyobb, de kevésbé fárasztó igénybevétele teljes töltésnél, névleges fordulatszámúval adódik.
- A hajtómű legnagyobb gázerő okozta csúcsterhelése a legnagyobb forgatónyomatékú (teljes töltés) és a legkisebb egyidejű fordulatszámú lép fel.
- A tömegek okozta csúcsterhelés az üresjárási (terheletlen) állapotban túlpörgő motoron van. (Hajómotorokon ezért speciális regulátor, és biztonsági túlfordulat védelem van.)
- A normál üzem közben a befecskendezés elállítódása esetén, vagy 1 henger kiesésekor a regulátor a többi hengert nagyobb mértékű befecskendezéssel túlterheli.

A hajtórúd a hajtómű egyik legkényesebb alkatrésze, mivel bonyolult mozgása miatt sokféle és állandóan változó terhelésnek van kitéve. Általában ez a hajtómű „leggyengébb láncszeme”.

A hagyományos forgattyús hajtóművek hajtórúdjaiknak konstrukciós megoldásait a *V HENGERELRENDEZÉSŰ MOTOROKON* mutatjuk be. A dízelmotoroknál ezek a legösszetettebb hajtómű megoldások, mert egy forgattyúcsapra két henger dolgozik.

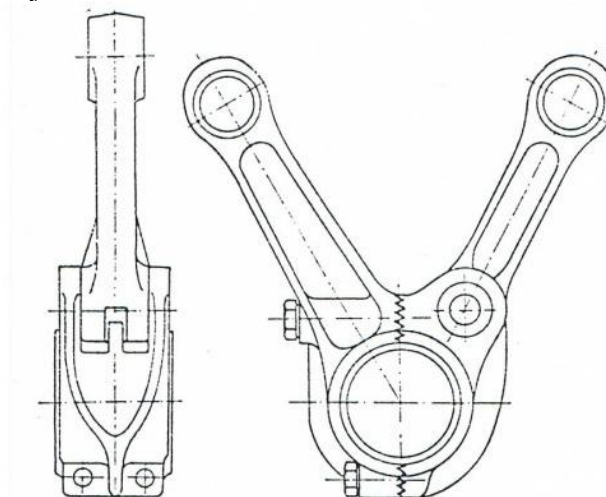
A fő és mellék hajtórudas (golyvás) hajtómű



forrás: www.gettransportation.com

3.48. ábra: General Motors 7FDL motor golyvás hajtóműve

A golyvás hajtómű a repülésben használt csillagmotorok hajtóművéből ered. A főhajtó rúd a forgattyús tengelyre támaszkodik, és a forgattyústengelyhez csatlakozó „nagyfej” része körpályán mozog. A mellék hajtórúd a főhajtórúd „nagyfején” lévő golyvacsapal kapcsolódik, ami ovális pályán jár.



forrás: Kovácsházy Ernő: Nehéz diesel-motorok, Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1968

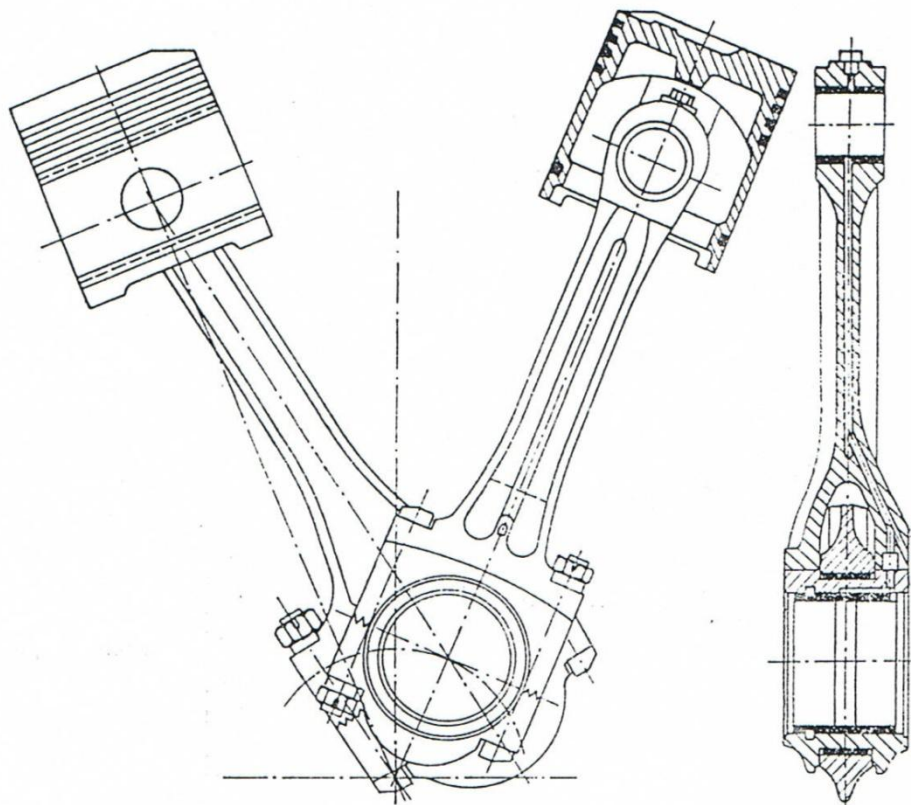
3.49. ábra: SACM-MGO motor golyvás hajtóműve

A golyvás hajtómű tulajdonságai:

- Eltérő sebességi és gyorsulási viszonyok a két hajtórúdban
- A két dugattyú lökethossza 3 – 5 %-al eltér egymástól, azonban ez elhanyagolható.
- Előnye a merev szerkezet, ezért kedvelt megoldás a nagy teljesítményű dízelmotoroknál. Illetve az, hogy a hengerek egy síkba esnek.
- Hátránya viszont a nehéz szerelhetőség. A nagyfej vízszintes fedélosztással nem szerelhető a furaton át. Ezért ferde osztással készítik, amely osztás majdnem párhuzamos a hajtórúddal, azaz az a legnagyobb terhelőerő irányába esik. Ezért nem biztos a csapágycsésze támasztása. Ezen kívül a mellékajtórúd erőit is át kell vezetni a fő hajtórúdra. Mindez nagy méretű csavarkötést igényel, ami a tömegezők növekedését és aszimmetriát okoz.
- Fokozott gondosságot igényel a kenésnél, mert nem azonos méretű és számú csapot kell kenni a két hajtórúdnál. A főhajtómű perselyének kenőolaj-vezető furatait pontosan kell méretezni ahhoz, hogy azonos mennyiségű olaj érkezzon fel mindkét dugattyúhoz.

Villás és közrefogott hajtórudas hajtómű

A villás és közrefogott hajtórúd elrendezésnél mindkét hajtórúd közvetlenül a forgattyús tengelyhez kapcsolódik, ugyan arra a forgattyúcsapra. Ezt úgy teszik, hogy az egyik hajtórúd nagyfej osztott, és közrefogja a másikat.



forrás: Kovácsházy Ernő: Nehéz dízel-motorok, Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1968

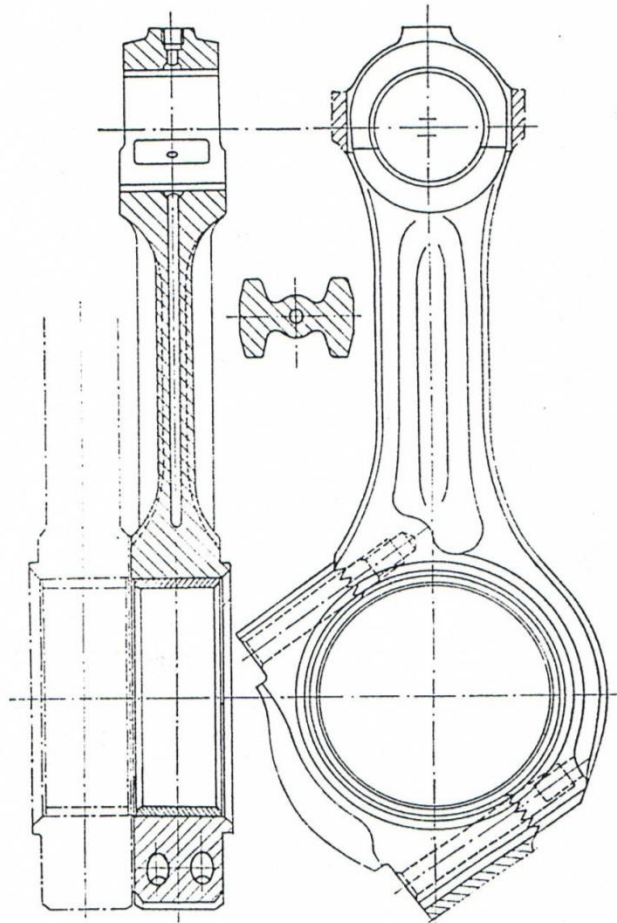
3.50. ábra: A Ganz MÁVAG VFE 17/24 típusú motorjának villás és közrefogott hajtórúdja

A villás és közrefogott hajtórudas hajtómű jellemzői:

- Itt is egy síkba esnek a hengerek ezáltal a közös forgattyús csapot egyenletesen terhelik.
- Előnye a teljes geometriai szimmetria mind a hajtómű elemek gyorsulásainál, mind a hengerosztás tekintetében.
- Hátránya a bonyolult szerkezeti kialakítás (kenőolaj csatornák), illetve nagy fejek merevsége nem mindig kielégítő, mivel a csapágycsészék terhelés alatt deformálódhatnak. A nagyfej siklócsapágynak l/d viszonya a villás hajtórúdnál túl hosszú, a közrefogottnál pedig túl rövid, amiből kenési problémák adódhatnak.
- Gyártásánál a kovácsolás és a forgácsolás minőségére kényes.

Egymás melletti hajtórudas hajtómű

Az egymás mellé vett, két egyforma hajtórúd a legegyszerűbb, és a sorozatgyártás tekintetében legjobb megoldás. A két hajtórúd közvetlenül kapcsolódik a forgattyús tengelyhez, ugyan azon forgattyúcsapon.



forrás: Kovácsházy Ernő: Nehéz diesel-motorok, Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1968

3.51. ábra: Egymás mellé vett hajtórudas hajtás vázlat

Az egymás melletti hajtórudas hajtómű jellemzői:

- A két hajtórúd nem esnek egy síkba, s ezáltal a dugattyúk sem.
- A forgattyús tengelynek és a forgattyús házknak nem szimmetrikus a terhelése.
- A forgattyús tengely forgattyúcsapja hosszabb, ezért nagyobb a forgattyús tengely csapágytávolsága. Így nagyobb hajlításnak van kitéve, azaz nagyobb átmérőjűnek (tömeg) kell lennie.
- Az eltolt dugattyúsorok miatt a motor hossza 8 – 10 %-kal nagyobb.
- A sorozatgyártás nagymértékben leegyszerűsödik, mert a hajtórúd egyaránt jó soros és V motorhoz is.



forrás: www.wartsila.com

3.52. ábra: A Wärtsilä 6L20 négyütemű, soros motor hajtórúd

4. A HAJÓK JELLEGZETES HAJTÁSRENDSZEREI

A hajók hajtásrendszere alatt e jegyzetben a főgéptől a propellerig vezető teljes hajtásláncot értjük. A különböző főgépekkel a 2. fejezet foglalkozik részletesen. Propeller alatt általában azt az eszközt, elemet értjük, amely a hajó hajtásához szükséges tolóerőt előállítja. Ilyen értelemben propeller a hajócsavar és annak minden fajtája, a lapátoskerék, az evező, a vitorla vagy bármi más toló (esetleg vonó-) erőt produkáló szerkezet (pl. óriás kite).

Alapvetően kétféle hajtásrendszerről beszélhetünk: közvetlen és közvetett rendszerről. Közvetlen hajtás esetén főgép és a propeller közvetlen kapcsolatban van egymással. A főgép egy, a szárazföldi energiaforrásoktól távol levő hajó esetén ma még valamilyen fosszilis energiahordozót elégető gép: leggyakrabban dízelmotor, ritkábban gázturbina vagy egy kazán által termelt gőzt használó gőzturbina. Közvetett a hajtás, ha a főgép és a propeller között van valamilyen átalakító berendezés: hajtómű vagy elektromos rendszer. Ettől függően megkülönböztetünk mechanikus (hajtóműves) illetve dízel (vagy turbó)-elektromos, illetve hibrid hajtásrendszert.

4.1 Közvetlen hajtásrendszerek

Közvetlen hajtás esetén a hajtógép és a propeller egy tengelyen helyezkedik el, nincs hajtómű. A keletkező tolóerőt kisebb teljesítmények esetén a gép adja át az alapozáson keresztül a hajótestre, nagyobb gépek esetén külön tolócsapágyat építenek a rendszerbe. A hátrameneti tolóerőt vagy a forgásirány megváltoztatásával vagy állítható szárnyú hajócsavar (CPP – Controllable Pitch Propeller) alkalmazásával érik el (ld. Hajók hajtása c. tantárgy). A forgásirány megváltoztatása – lévén nincs hajtómű – mindig a gép megfelelő kialakítását feltételezi. A dízelmotorok reverzálásáról, átkormányzásáról az előző fejezetben szoltunk. (Gőz- és gázturbináknál – amennyiben a közvetlen hajtás egyáltalán szóba jöhet, pl. vízszárhajtóművel hajtott hajónál – általában hátrameneti turbinafokokozatok beépítésével oldják meg ezt a kérdést.)

Közvetlen hajtásnál a propeller fordulatszáma mindig azonos a hajtógép fordulatszámaival. Egy hajócsavarnak annál nagyobb a hatásfoka, minél nagyobb az átmérője. Ezért a tervezéskor mindig a legnagyobb beépíthető átmérőre törekednek. Az így felvett átmérőhöz meghatározható egy optimális csavarfordulatszám. Közvetlen hajtást tehát akkor célszerű megvalósítani, ha rendelkezésre áll az optimális csavarfordulatszámmal üzemeltethető megfelelő teljesítményű hajtógép. Nagy tengeri hajóknál, ahol az optimális csavarfordulatszám 50-100 1/perc között van, így csak a nagy furatú, szuperhosszú-löketű lassúfordulatú dízelmotorok jöhetnek szóba. Minél kisebb a hajócsavar átmérője, annál nagyobb a hozzá tartozó optimális csavarfordulatszám, így kisebb hajók esetén elképzelhetőek a közepesfordulatú motorok is közvetlen hajtásra. Belvízi kereskedelmi hajóknál – ahol a merüléskorlát miatt igen kis átmérőjű, tehát nagy optimális fordulatszámú csavarokat lehet csak alkalmazni – ma már igen ritkán találunk közvetlen hajtást.

A közvetlen hajtás nagy előnye, hogy a hajtáslánc egyszerű, kevés elemmel rendelkezik, kicsik a mechanikai veszteségek, nincs energiaátalakítási veszteség sem, így a propulziós hatásfok – legalábbis a névleges munkapontban – ennél a megoldásnál a legjobb. Hátránya, hogy nem mindig áll rendelkezésre megfelelő teljesítményű-fordulatszámú hajtógép, a reverzálhatóság miatt a motor kialakítása bonyolultabb, illetve CPP esetén a motor akkor is a névleges munkapontban dolgozik, amikor a csavar üresjáratban van.

A közvetlen hajtást olyan hajóknál szokták alkalmazni, ahol a főgép névleges teljesítményére az üzemidő igen jelentős részében szükség van. Így manapság nagy tankerek, ömlesztett árut, konténert szállító hajók jellegzetes hajtásrendszere, ahol a főgép lassúfordulatú dízelmotor. Közepesfordulatú motorokkal elsősorban kisebb áruszállítóknál, kompokban (CPP-vel), személyhajóknál és Ro-Ro hajóknál találjuk meg.

4.2 Közvetett hajtásrendszerek

Közvetett hajtás esetén a csavar és a hajtógép fordulatszáma általában különböző, a rendszerbe valamilyen – mechanikus vagy elektromos – közvetítő elem van beiktatva.

4.2.1 Hajtóműves megoldások

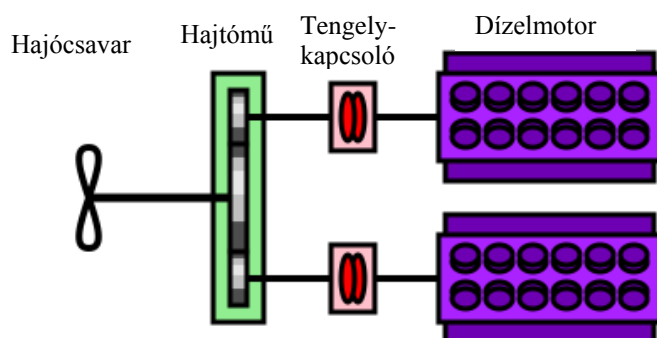
Hajtóműves hajtás esetén nincs energiaátalakítás, „csak” a főgép fordulatszámának a hajócsavar számára optimális fordulatszámra redukálása a fő cél. Az irányváltoztatás vagy reverzálható motorok alkalmazásával (ritkábban) vagy a hajtómű irányváltó-hajtóművé alakításával is megoldható, de természetesen a CPP is szóba jöhet. A redukciós hajtómű rendszerbe iktatása lehetővé teszi nagyobb fordulatu és így kisebb helyigényű, kisebb tömegű hajtógépek alkalmazását, ami számos esetben előny, vagy éppen szükség. A hajtómű ugyan költségnövelő tényező, de elmondható, hogy a négyütemű, közepesfordulatú gépek olcsóbbak a lassúfordulatúakhoz képest. Sok esetben nem is csak egy, hanem több kisebb vagy több különböző teljesítményű hajtógépet alkalmaznak, így biztosítva a mindenkori igényekhez szükséges teljesítményt. A hajtóműves hajtásrendszernek a következő előnyei vannak:

- a több gép alkalmazása redundanciát, nagyobb üzembiztonságot jelent: az egyik gép kiesése esetén is van gépteljesítmény a hajózás folytatásához. A motorok száma a hajó üzemeltetési profiljának megfelelően határozható meg, így biztosítva a mindenkori leggazdaságosabb üzemet. (Részterhelésen elegendő egy gépet járatni a névleges (ideális) munkapontja körül, a többi kikapcsolható. Közvetlen hajtásnál részterhelésen a főgép egy igen rossz hatásfokú munkapontban kell üzemeljen.)
- az üzemben lévő gépek számának variálás lehetőségét ad a kikapcsolt gép(ek) tengeren történő javítására és karbantartására. Ez különösen azoknál a hajóknál jelent előnyt, melyeknél a kikötői fordulódő igen korlátozott;
- a gépek számával és a gépenkénti hengerszám megfelelő megválasztásával lehetőség van az egyedi (és részterheléses) teljesítmény-igényhez igazítani a motorteljesítményt. A különböző teljesítményű motorok az összehajtó-hajtóművön keresztül hajtják a hajócsavart. Egy adott motor modellt választva így csökkenthetők a befektetések, a pótalkatrészek száma stb., ami igen jelentős költségmegtakarítást jelenthet egy flottán belül. Ezt a koncepciót a segédgépekre is ki lehet terjeszteni. Ez az ún. „uniform machinery” vagyis az „egyforma gépek” koncepciója;
- kis magasságigényű gépteret lehet kialakítani, amely különösen a Ro-Ro hajóknál igen nagy előny;
- amikor a közvetlen hajtás nem valósítható meg az optimális fordulatszámmal, csak ahhoz közelivel, akkor a propulziós hatásfok csökken. Ezt hajtómű közbeiktatásával lehet optimalizálni, és esetenként a hajtómű miatti mechanikai veszteségek kisebbek, mint a nem optimális közvetlen hajtás miatt a propulziós hatásfok csökkenése.

Mint korábban említettük, a gázturbinák (és gőzturbinák) fordulatszáma jóval magasabb a hajócsavar számára optimális értéknél. Ugyanez igaz a belvízi hajókba beépíthető motorokra is, így ezek alkalmazásakor mindig szükség van redukciós hajtóműre.

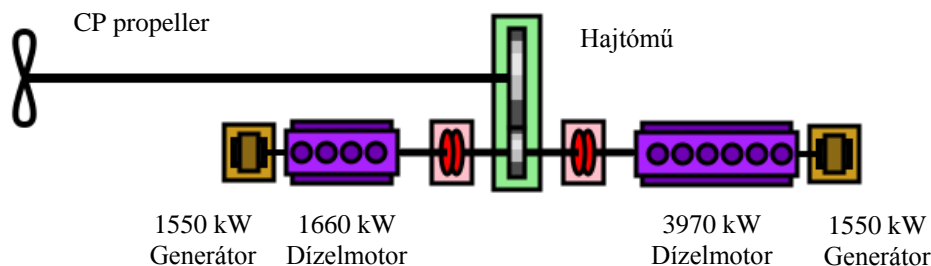
Ha már kell redukciós hajtóművet alkalmazni, akkor egy hajócsavartengelyt szoktak több azonos vagy különböző teljesítményű géppel hajtani annak érdekében, hogy szélesebb teljesítménytartományon is jó hatásfokot lehessen biztosítani. Attól függően, hogy milyen típusú gépek kerülnek a rendszerbe, megkülönböztetünk ún. CODAD, CODOD, CODOG, CODAG, COGOG, COGAG, COSAG konfigurációkat. A betűszavakban a CO jelölés a kombináltra (combined), a D, G, és S (diesel, gas és steam turbine) a dízelmotorra gáz- és a gőzturbinára utal. Az A (and) és az O (or) a rendszer összteljesítményére utal: A (and): az egyes gépek együtt is hajthatják a csavart, teljesítményeik így összeadódnak, O (or): egyszerre csak az egyik géptípust használják.

A dízelmotorok kombinációjánál (CODAD, CODOD) elképzelhető, hogy azonos teljesítményű motorokat párosítanak össze. Ez a megoldás akkor szokásos, amikor a beépíthető gépmérethez tartozó teljesítmény egysége nem elegendő a hajócsavar hajtására. Különböző teljesítményű motorok összehajtását változó teljesítményigényeknél favorizálják. Ha azonos géptípust alkalmaznak, de különböző hengerszámmal, akkor a kialakítást „father & son” elrendezésnek szokták nevezni. (Az 1995-ben épített *Oriana* nevű személyhajó 40000 kW-os hajtásrendszere pl. egy-egy kilencheseres és hathengeres MAN B&W L58/64 közepesfordulatú gépből áll, két állítható szárnyú hajócsavart hajtva.)



4.1. ábra: CODAD, CODOD hajtás sémája

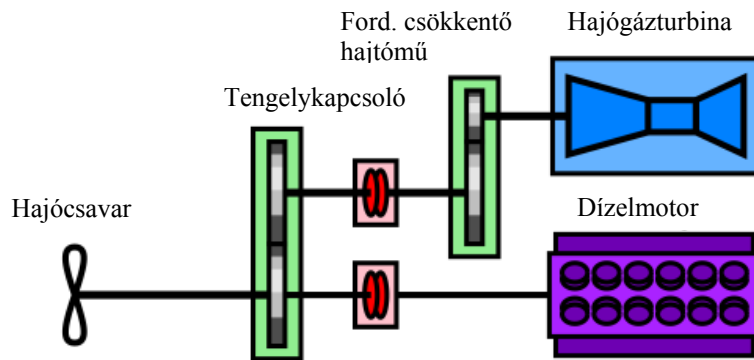
A gépek egy kompkra jellemző elrendezését mutatja a 4.2. ábra.



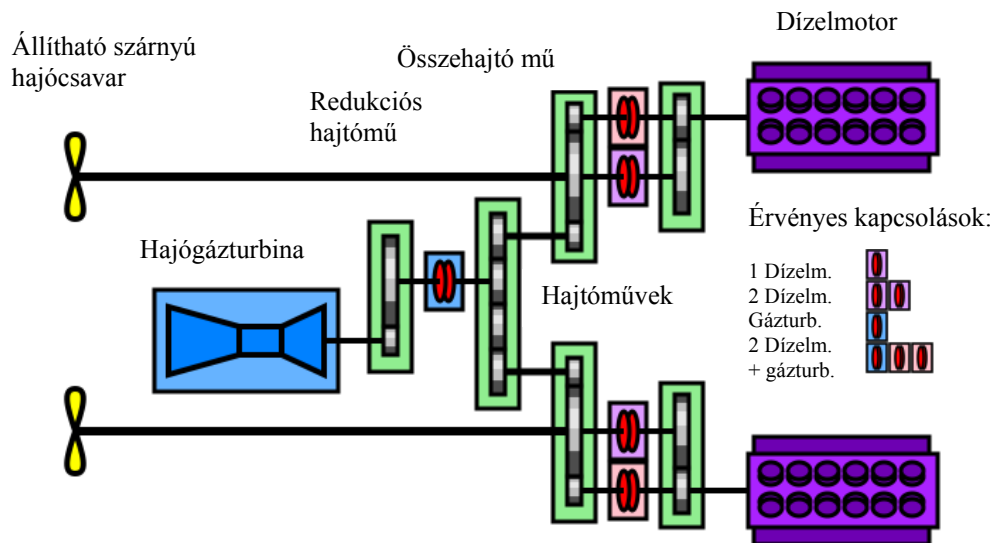
4.2. ábra: Komphajó kétgépes hajtásának jellegzetes elrendezése

Az elsődleges szempont itt sokszor a keresztirányú helyigény minimalizálása, mely a gépek okos elrendezésével biztosítható.

Ha a maximális és a normál hajósebesség között nagy a különbség, vagyis a normál menethez képest a csúcsteljesítmény-igény igen nagy, akkor a dízelmotort gázturbinával kombinálva alkalmazzák (CODAG, CODOG). A dízelmotor szolgáltatja a hajtást „cruising” üzemben, a gázturbina pedig maximális sebességnél. A CODOG megoldásnál egyszerre csak az egyik gép hajthatja a propellert, a CODAG esetén a kettő akár össze is dolgozhat, a teljesítményeik összeadódnak. Az első esetben a hajtómű egyszerűbb kialakítású, de itt ugyanakkora csúcsteljesítményhez nagyobb gázturbinára van szükség, hiszen a dízelmotor teljesítménye nem adódik hozzá. Ez a rendszer egyes személyhajóknál, gyors kompoknál, esetleg luxusyachtoknál kerül alkalmazásra.

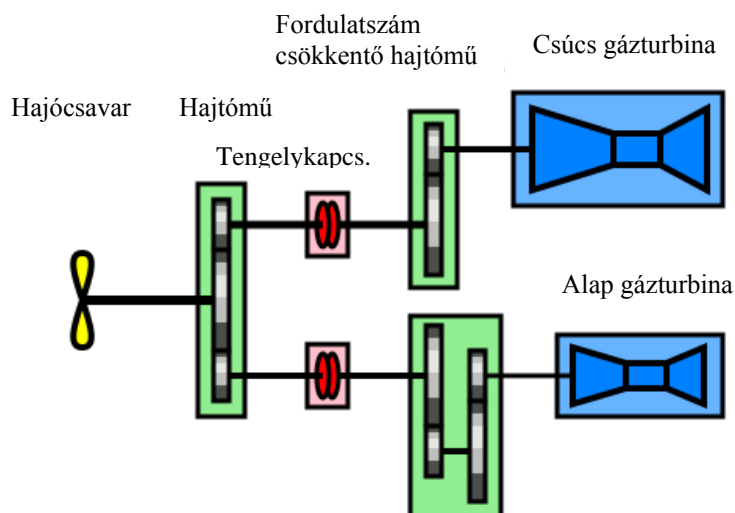


4.3. ábra: CODAG, CODOG rendszer egycsavaros hajóhoz



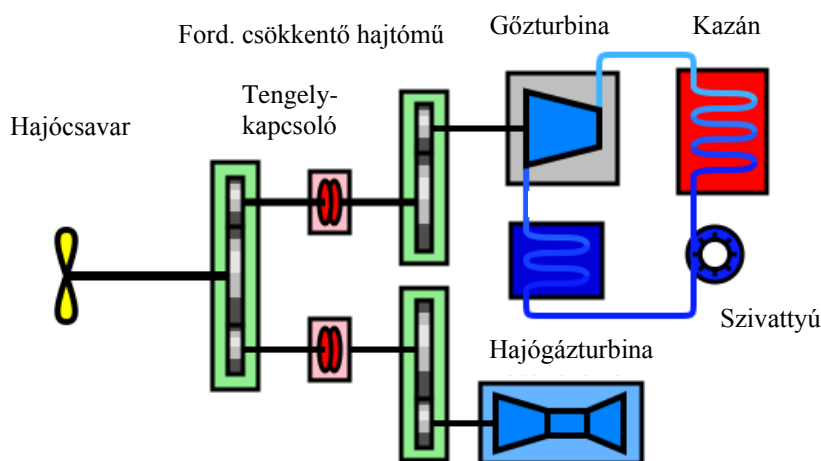
4.4. ábra: CODAG, CODOG rendszer kétszavaros hajóhoz

A CODAG, CODOG rendszereket elsősorban hadihajókon alkalmazzák. A cél ugyanaz: részterhelésen jobb hatásfokot biztosítani. Azonban ezeknél a hajóknál a részterhelés teljesítményigénye szintén igen nagy, ezt párosítva azzal a jellemző igénnyel, hogy a gépek kis tömeg/teljesítmény aránnyal kell, hogy rendelkezzenek, nyilvánvaló, hogy elsősorban csak a gázturbina alkalmazása jöhet számításba.



4.5. ábra: COGAG, COGOG hajtásrendszer vázlatja

A COSAG konfigurációt is hadihajókon alkalmazzák általában, azok között is régebbi, első generációs rombolókon és fregattokon. Itt a gőzturbina biztosította a „cruising” módot, akkor még jobb hatásfokával és megbízhatóságával, a gázturbina pedig a gyors rendelkezésre állást és a nagy végsebességet.



4.6. ábra: COSAG rendszer sematikus ábrája

4.2.2 Dízel (vagy turbó)-elektromos hajtás

A közvetett hajtásnak egyre inkább kedvelt formája ez a rendszer. A dízel- vagy turbó-elektromos (továbbiakban DE) hajtást számos hajótípusban használják, és már 2002-ben, csak a kereskedelmi hajókban 6-7 GW összteljesítményben került ilyen rendszer beépítésre különböző konfigurációkban. A hajtásrendszerben a közvetítő elem az elektromos rendszer, tehát van egy közbenső energiaátalakítás (mechanikusról villamosra, majd vissza). Ennek vesztesége természetesen nagyobb, mint a közvetlen, vagy mechanikus hajtóműves megoldásoké, így a DE rendszert csak akkor használják, ha a rendszer által nyújtott előnyök felülrják az energia oda-vissza alakításából származó hátrányokat.

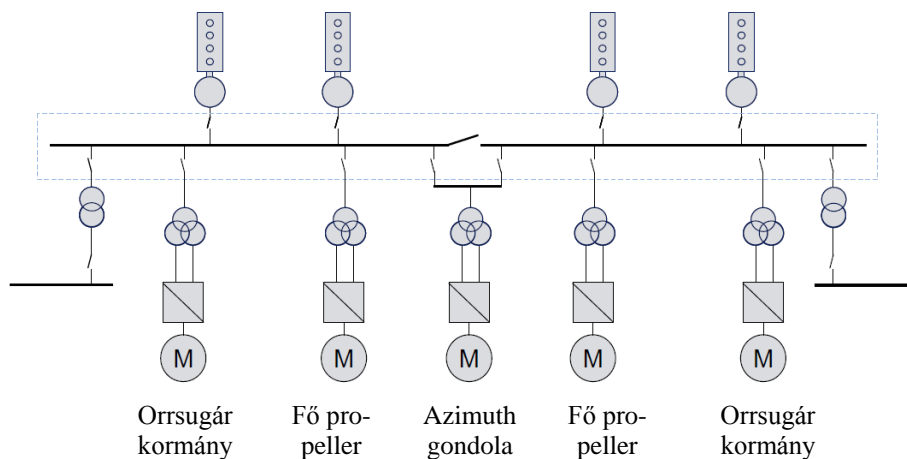
Az energiaátalakítást végző generátort, de inkább generátorokat jellemzően közepesfordulatú dízelmotorok, nagyobb teljesítményigény esetén gázturbinák hajtják (ez

utóbbi nevezik turbó-elektromos rendszernek). A generátorok sok esetben a hajó teljes villamos teljesítményét szolgáltatják, tehát a hajtást és a segédüzemet és az egyéb fogyasztókat is beleértve. (A közvetlen vagy mechanikus áttételű hajtásoknál a segédüzem villamos energiaigényét különálló, jellemzően dízelgenerátorok és/vagy tengelygenerátor biztosítja. A segédüzemi energia előállítása tehát jól elkülönül a propulzióhoz szükséges energia előállításától.) A központi energia elosztó egység biztosítja az egyes fogyasztók igényének megfelelő villamos energia elosztását, így többek között a hajócsavart hajtó elektromotor(ok)ét is. Hajtómotorként vagy a hajóban vagy kívül gondolában elhelyezett motort alkalmaznak (pod hajtómű, ld. később). A DE rendszerben minden motor generátort hajt, a propulziót csak elektromos motorok adják (IFEP – Integrated Full Electric Propulsion). A dízelmotor (gázturbina) és a hajócsavar tengelye között a következő táblázatban feltüntetett elemek vannak (a táblázatban megadtuk az egyes elemek névleges terhelés melletti hatásfokait is).

elem	hatásfok
generátor	$\eta = 0,95-0,97$
kapcsolószekrény	$\eta = 0,999$
transzformátor	$\eta = 0,99-0,995$
konverter	$\eta = 0,98-0,99$
elektromos motor	$\eta = 0,95-0,97$

4.1. táblázat: Az elektromos rendszer egyes elemeinek hatásfoka

Ezekkel az értékekkel az összh hatásfok névleges terhelés mellett 0,88-0,92-re adódik, mely természetesen a terhelés függvénye. Ezt az energiaátalakítás miatti kb. 10%-os veszteséget összehasonlítva a közvetlen hajtás kb. 4%-os vagy a dízel-mechanikus hajtások 6-8%-os mechanikai veszteségével látható, hogy a DE hajtás nem lehet versenyképes akkor, ha a hajó üzemeltetésének jellege biztosítja a motorok folyamatos, névleges munkaponthoz közeli terhelését (pl. nyílttengeri, transzkontinentális szállításban részt vevő hajók).

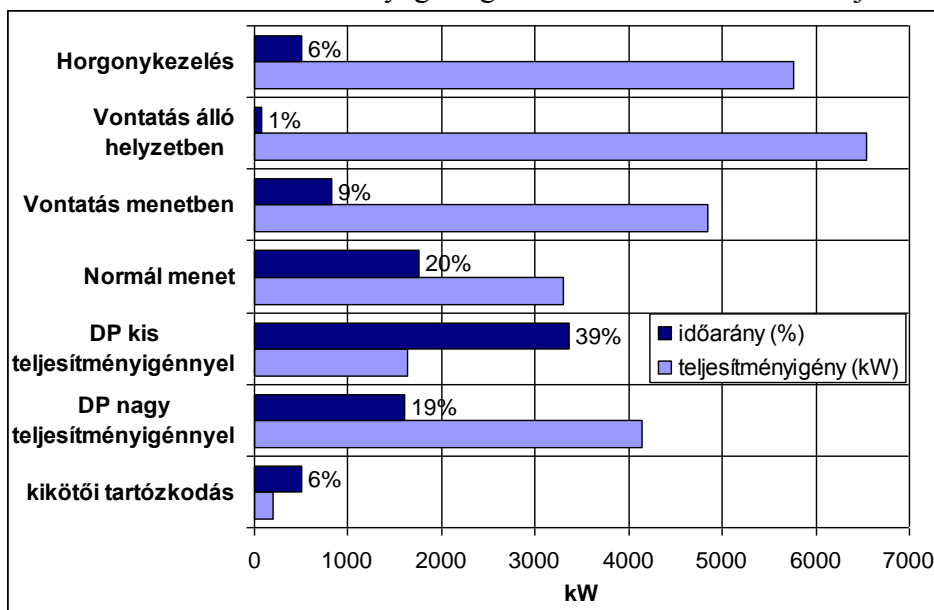


4.7. ábra: A dízel-elektromos rendszer általános felépítése

Mára azonban számos olyan hajótípus kifejlődött már, amelyeknél a (főgép névleges terhelését jelentő) hagyományos menet csak az üzemidő egy részét teszi ki, a többi részben „standby” vagy folyamatos pozicionálás (dynamic positioning – DP), horgonykezelés, rakodás zajlik. Ez utóbbi esetekben közvetlen vagy mechanikus áttételű hajtás mellett – mi-

vel csak minimális tolóerőre van szükség – a motor jár ugyan, de csak részterhelésen, lényegesen rosszabb hatásfokkal, és magasabb üzemanyag-fogyasztással (egy dízelmotor fajlagos fogyasztása akár 25-50%-kal is nőhet részterhelésen). Megoldás lehet, hogy állandó fordulatszámon járatott állítható szárnyú csavarral biztosítják a változó tolóerő-igényt, de a tolóerő-igénynek megfelelő fordulatszámmal forgatott fix hajócsavar hidrodinamikai veszteségei kisebbek. Ezzel szemben egy DE rendszerben lehetőség van változtatható fordulatszámú elektromos motor alkalmazására, mely a jobb hatásfokú fix hajócsavarral is a mindenkori igényekhez passzoló tolóerőt produkálja, mindezt úgy, hogy közben főgépek szintén az optimális munkapont közelében járathatók. Az üzemanyag-fogyasztásban mérhető különbségek igen jelentősek lehetnek. A DE rendszer gazdaságosságát tehát alapvetően az üzemeltetési profil határozza meg, vagyis az, hogy az adott hajó hol és milyen üzemi körülmények között működik, üzemideje milyen tevékenységekből tevődik össze. Amennyiben a DE rendszer által megtakarított üzemanyag megfelelő számítások szerint fedezi a rendszer többlet beruházási költségeit, akkor mindenképpen érdemes a dízel-elektromos rendszer alkalmazása.

Az 4.8. ábrán egy horgonykezelő hajó (AHTS – Anchor Handling Tug Supply) üzemeltetési profilja látható, feltüntetve az egyes tevékenységek összes (fő- és segédüzemi) teljesítményigényét is. Az ábráról látható, milyen széles tartományban változik a teljesítményigény, és hogy az üzemidő nagy részében (itt összesen 64%-ban) csak minimális tolóerőre van szükség. Az ilyen offshore ellátó hajóknál – az üzemeltetési profiltól függően – a tapasztalatok szerint 15-25%-os üzemanyag-megtakarítás is elérhető a DE hajtás révén.

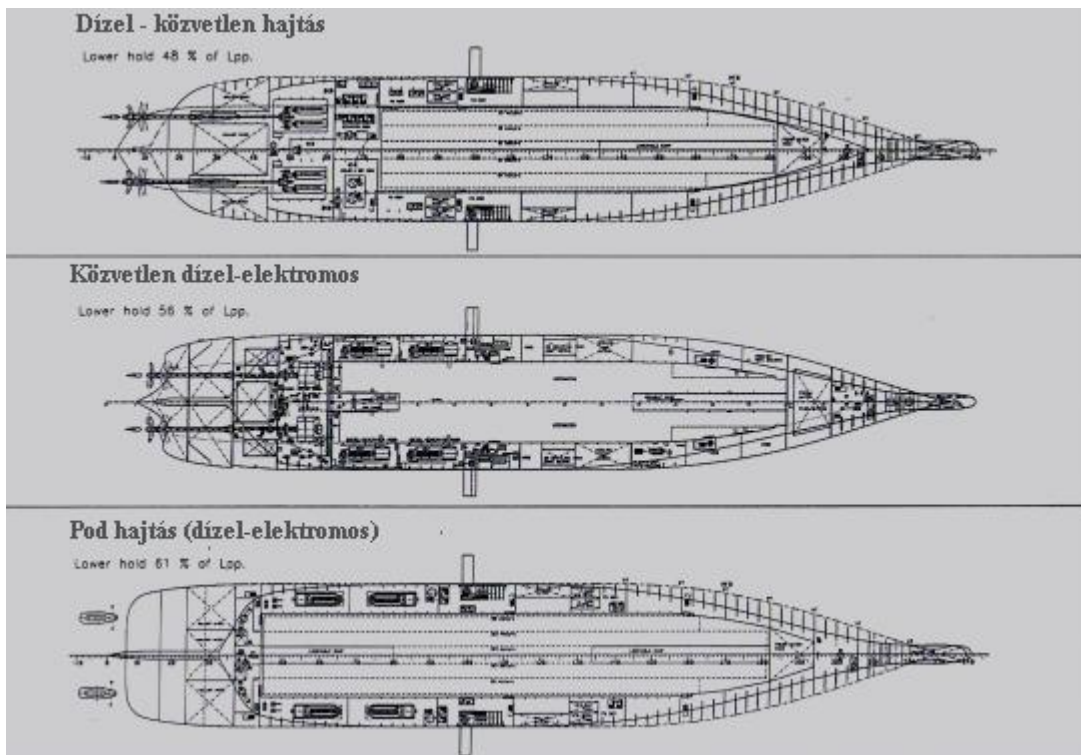


4.8. ábra: Egy horgonykezelő hajó üzemeltetési profilja

Az eddig elmondottakat is összefoglalva a DE rendszer előnyei:

- azoknál a hajóknál, amelyek terhelése széles tartományban változik, a teljes életciklus alatt nagy költségmegtakarítást lehet elérni a kisebb éves üzemanyag-fogyasztás révén;
- sok hajótípusnál igen magas (akár 30-40%) a segédüzemi energiaigény a propulzió teljesítményéhez képest (pl. személyhajók, kompok, ellátóhajók és egyes esetekben tankerek is). A segédüzem egyébként is elektromos energiát igényel, így kézenfekvő dízelmotorokból egy önálló kis „erőművet” létrehozni a hajón, amely a segédüzem mellett a propulzió energiaigényét is képes kiszolgálni;

- az elsődleges hajtógépek terhelése optimalizálható a mindenkori teljesítményigénynek megfelelően – jellemzően négy generátorhajtó egységet használnak, de ennél többre is van példa. A terhelés növekedésével a két teljes terhelésű dízelmotor mellé egy harmadikat is bekapcsolva mindegyik 67%-os terhelés mellett fog üzemelni, ami még nem jelent káros alulterhelést (minél több a gép, annál finomabban lehet szabályozni a terhelést). A rendszer lényegesen kevésbé érzékeny a túlterhelésre – csúcsteljesítmény-igény megjelenésével az automatika rövid időre csökkenti a propulzió számára átadott teljesítményt, ami a hajó haladásában gyakorlatilag észrevehetetlen. Ezáltal nem szükséges egy generátor-egységet csak azért részterhelésen járatni, mert csúcsigény megjelenése várható;
- az optimum környezetében üzemeltetett motorokkal a környezetvédelmi előírások könnyen betarthatók;
- egy gép meghibásodása kisebb problémát okoz (kisebb sebezhetőség, redundancia);
- könnyű és kis helyigényű közepes- vagy gyorsfordulatú dízelek használhatók, sokkal rugalmasabb és szabadabb gépelrendezést lehetővé téve. A gépek akár külön terekben is elhelyezhetők, tovább növelve ezzel a redundanciát és a hajóüzem biztonságát. Az 4.9. ábrán jól látható, hogy a szabadabb elrendezéssel hogyan nőhet a raktér, amely végső soron a gazdaságosabb üzemeltetést is jelentheti;



4.9. ábra: A dízel-elektromos elrendezés hatása a raktér méretére

- az elsődleges hajtógépek a propellerektől szabadabban elhelyezhetők, hiszen nem egy tengelyrendszer, hanem elektromos vezetékek kötik őket össze. Nem egy esetben, és nem kis teljesítmények mellett is találunk olyan megoldásokat, amikor a generátor egységek a fedélzeten kerülnek elhelyezésre, akár konténerben. Ez nagy lehetőséget jelent a tervezők számára is, hiszen nagy területek szabadíthatók fel a rakomány vagy az utasok számára, ami a hajó gazdaságosabb üzemeltetéséhez járulhat hozzá;

- a dízel-elektromos rendszer lehetőséget ad a rendszer moduláris felépítésére;
- az egyes gépekből nagyobb gépegységek már gyárilag összeépíthetők és így tesztelhetők. Az így elkészült kompakt egységek beépítése a hajógyárban lényegesen kevesebb a szerelési, csövezési munkát igényel;
- azimuth vagy pod hajtóművekkel kombinálva sokkal nagyobb manőverképesség biztosítható;
- a propulzió zaja és a rezgések sokkal kisebbek (a tengelyek rövidek, az elsődleges hajtógépek állandó fordulaton járnak, rugalmas ágyazás megoldható, húzópropellerek alkalmazásával kisebb a kavitáció veszélye az egyenletesebb rááramlás miatt) – mindezek különösen értékesek a személy- és kutatóhajóknál;
- a rendszer jól automatizálható, ezért könnyen megvalósítható a felügyelet nélküli géptér, mely az üzemeltetési költségek csökkentéséhez járul hozzá (kevesebb gépkezelőre van szükség).

Természetesen a rendszer néhány hátránnyal is rendelkezik:

- jelenleg még magasabbak a beruházási költségek, de ahogy a rendszer elemeit egyre nagyobb sorozatban gyártják, úgy csökkennek a költségek;
- nagyobb az energiaátadási veszteség az elsődleges hajtógéptől a csavarig (az elektromos berendezések miatt);
- azon cégeknek, akik eddig nem foglalkoztak ilyen rendszerrel, több és új berendezéssel, valamint más jellegű üzemeltetéssel kell megismerkedni, más szakértelmű emberekre is szükség van a korábbiak mellett, más karbantartási stratégiát kell kidolgozni a hajókra.

Bár folynak a fejlesztések más hajótípusokon való alkalmazásának lehetőségeivel kapcsolatosan is, jelenleg a dízel- vagy turbó-elektromos hajtás elsősorban a következő kereskedelmi hajótípusokra jellemző:

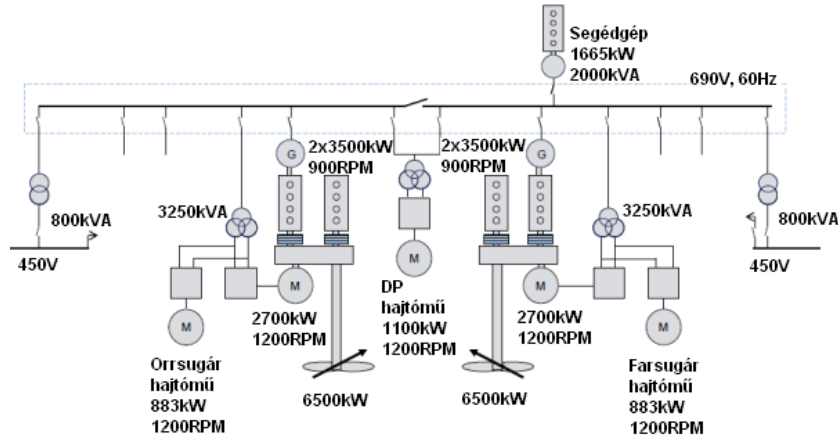
- nagy személyszállítók (cruise liner-ek);
- kompok, Ro-Ro hajók;
- jégtörők és egyéb jégosztályú hajók;
- cső- és kábelfektető hajók;
- ellátóhajók különböző típusai (DF dízelekkel is);
- „shuttle” tankerek;
- LNG tankerek (DF dízelekkel is).

Belvízi hajókra ma még nem igazán jellemző ez a hajtásrendszer, bár egyes esetekre vannak ígéretes megoldások. A 2010-ben épült holland dízel-elektromos tanker (MTS Amulet) 35-40%-os üzemanyag megtakarítást produkált az üzemeltető szerint. A beruházási többletköltségekről és azok megtérüléséről nem találni információt. (A hajóban 2 db 850 kW-os elektromos motor van, melynek energiaellátását 4 db Volvo Penta D16MG dízelmotor biztosítja HCM534 generátorokkal.)

4.2.3 Hibrid hajtás

A tisztán mechanikus vagy elektromos megoldások alternatívája a hibrid megoldás, melyben a gépek hajtóművön keresztül önállóan vagy kombináltan is hajthatják akár a generátort, akár a hajócsavart. A hajó üzemeltethető tisztán elektromos üzemmél (kis sebességű manőverezéskor, kis sebességű menetben, vagy folyamatos pozicionálás alatt), mechanikus

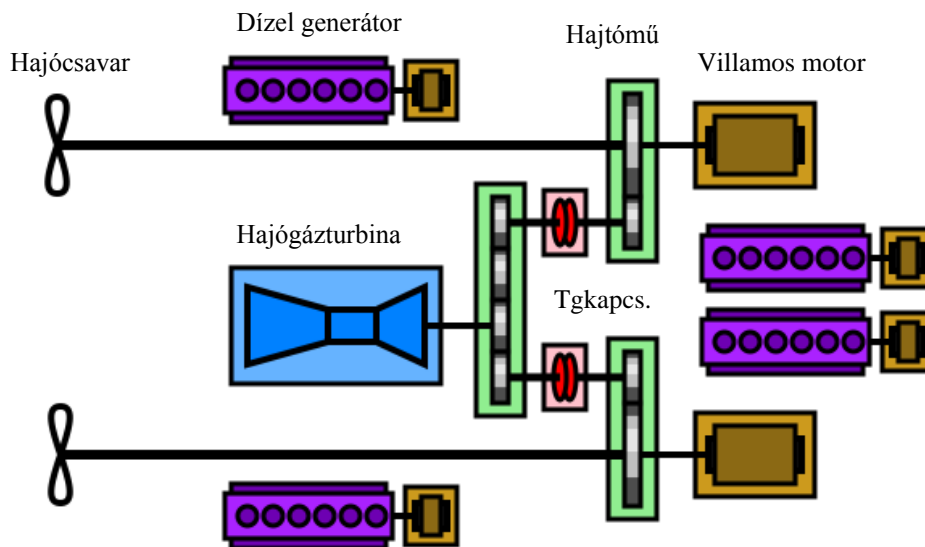
módban (nyíltvízi vontatáskor, nagy sebességű menetben) de akár egyszerre elektromos és mechanikus módon is (melyben az elektromos rendszer rásegít a mechanikusra, nagyobb csúcsteljesítményt biztosítva – pl. állóhelyzeti vontatáskor). A 4.10. ábra egy AHTS hajó hajtásrendszerének elvi sémáját mutatja.



4.10. ábra: AHTS hajó hajtásrendszerének elvi sémája

A beruházási költségek tekintetében a hibrid megoldás olcsóbb lehet a tisztán elektromos rendszernél, az üzemanyag-fogyasztást illetően pedig hasonló megtakarításokat lehet elérni. Éppen ezért ma már jó néhány új AHTS hajót ilyen hajtásrendszerrel látnak el. Ugyanakkor, nem szabad elfelejteni, hogy egy ilyen kialakítás sokkal komplexebb és a részben mechanikus jellegből következően a kezelőszemélyzetnek sokkal nagyobb szerepe van a mindenkori optimális hajtási konfiguráció kiválasztásában (egy IFEP rendszerben ez könnyen automatizálható).

A hibrid hajtás egy speciálisnak tekinthető változata a CODLAG elrendezés (combined diesel-electric and gas turbine). Ennél a dízelmotorokat csak elektromos energia előállítására, a gázturbinát viszont (redukciós hajtóművön keresztül) csak a hajócsavar meghajtására használják (4.11. ábra). Ilyen rendszerrel is elsősorban csak hadihajók rendelkeznek.

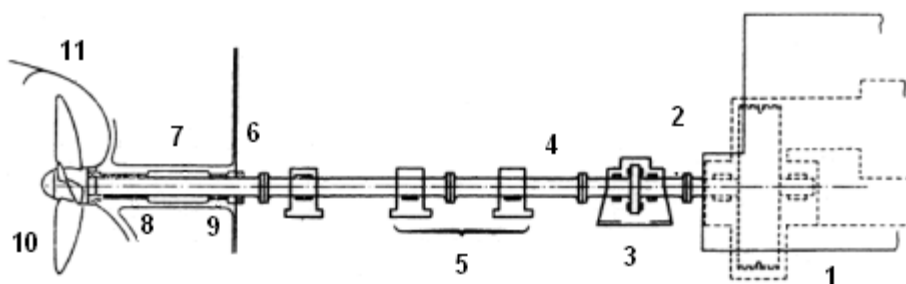


4.11. ábra: CODLAG rendszer elvi vázlatja

5. A TENGELYRENDSZER ELEMEI

Ebben a fejezetben csak a mechanikus hajtás elemeit tárgyaljuk, a villamos erőátviteli rendszer (elektromos és hibrid hajtás) elemei a Hajók villamos berendezései c. tárgy keretében kerülnek ismertetésre.

A tengelyrendszer funkciója kettős: egyrészt a motor által előállított nyomatékot vezeti ki a propellerre, másrészt az azon keletkező tolóerő a tengelyrendszeren keresztül adódik át a hajótestnek (kivéve egyes speciális propellereket, mint pl. a cikloidal hajtómű). Általános esetben a tengelyrendszer az 5.1. ábrán látható elemekből áll.



5.1. ábra: A tengelyrendszer elemei

1 – főgép, 2 – tolótengely, 3 – tolócsapágy, 4 – közbenső tengely, 5 – közbenső tengelycsapágyak, 6 – tömítés, 7 – tönkcső, 8 – mellső tönkcsőcsapágy, 9 – hátsó tönkcsőcsapágy, 10 – hajócsavar, 11 – fartőke

A motort a tolótengely, egy vagy több közbenső tengely köti össze a csavartengely végén rögzített hajócsavarral. Az egyes tengelyrészeket tengelykapcsolók csatlakoztatják egymáshoz, a megvezetés és megtámasztás a tolócsapágy, a közbenső támcsapágyak, és a tönkcsőben elhelyezett tönkcsőcsapágy(ak) feladata. A rendszerben szükség esetén a hajtómű is elhelyezésre kerül. Ha ez ún. egyesítő hajtómű, akkor a tolócsapágyat általában ebbe szokták integrálni. A főgép rugalmas vagy oldható tengelykapcsolón keresztül csatlakozik a tolótengelyhez. A hajtóműben is szokás oldható tengelykapcsolót elhelyezni az erőátvitel igény szerinti megszakítására. A tolócsapágy után (a csavar felé) már csak merev tengelykapcsolót szabad alkalmazni, mert a tolóerő csak így adható át egyik tengelyről a másikra. A géptér hátsó falától a tengelyrendszer a hajó acélszerkezetének részét képező ún. tengelyalagútban halad. Ma már a hajók jellemzően fargépterés kialakításúak, ennek egyik előnye, hogy a tengelyrendszer (és a tengelyalagút) rövid, a közbenső tengelyek el is maradhatnak. Ez a kialakítás a tengelyrendszer lengéseinek csökkenése, és súlymegtakarítás szempontjából is kedvező. Tengeri hajóknál a hajó farrészének formai kialakítása a kedvező rááramlás és a kisebb ellenállás biztosítása érdekében az esetek túlnyomó többségében olyan, hogy a tönkcsőből a csavartengely már csak annyit áll ki, hogy azon a hajócsavar elhelyezhető legyen. Abban az esetben azonban, amikor a tengely lapos szögben felfelé futó fenékrészen keresztül fut ki a hajótestből és így a csavar a tönkcsőtől csak távolabb helyezhető el, a csavartengelyt a hajócsavar előtt is meg kell támasztani egy tengelybak és a benne elhelyezett bakcsapágy segítségével (belvízi hajókra jellemző megoldás).

Ilyen kialakításnál a tengely hajótesten kívüli részét védőcsővel vagy speciális bevonattal készítik.

A következőkben a fontosabb elemek bemutatásával foglalkozunk.

5.1 Hajtóművek

Mint arról korábban szó volt, a hajómotorok névleges fordulatszáma ritkán egyezik meg a propellertengely optimális fordulatszámával. Különösen igaz ez, mióta a közepes fordulató dízelmotorok egyre elterjedtebb főgépek lettek. A fordulatszámok közötti különbséget leg-egyszerűbben fogaskerékes hajtóművel lehet áthidalni. Ez szinte mindig fordulatszám-csökkentést, vagyis redukciós hajtóművet jelent. A redukciós hajtómű – mint a hajtáslánc egyik kulcsfontosságú eleme – elsődleges feladata tehát a motor és a propellertengely fordulatszáma közötti megfelelő áttétel biztosítása, mely által mindkét gép az optimális fordulatszámával üzemelhet. A hajtómű egyes esetekben integrálható a korábban említett elemekkel is: tolócsapágy beépítésével a csavartengely axiális terhelése felvehető; megvalósítható a tengely forgásirányának megfordítása, így nem kell reverzálható motort alkalmazni; tengelykapcsolót beépítve megszakítható az erőátvitel; ki- és behajtó tengelyeket lehet elhelyezni mellékhajtás céljából.

A különböző gyártók igen széles teljesítménytartományban (10-75000 kW), és különböző konfigurációkban kínálnak hajtóműveket. Alapvetően a következőkben felsorolt típusokat gyártják:

- egyfokozatú, egy bemenő és egy kimenő tengellyel rendelkező hajtómű, a tengelyek vízszintes vagy függőleges eltolásával, bemenő tengelyen tengelykapcsolóval vagy anélkül;
- egyfokozatú, két bemenő és egy kimenő tengellyel rendelkező hajtómű (a tengelyek itt általában vízszintesen vannak eltolva) – ezek az ún. egyesítő hajtóművek;
- kétfokozatú, egy bemenő és egy kimenő tengellyel rendelkező hajtómű;
- kétfokozatú, két bemenő és egy kimenő tengellyel rendelkező hajtómű (két gázturbinához, vagy gőzturbina magas és alacsony nyomású fokozataihoz);
- bolygóműves hajtóművek (a méret és súly csökkentésére, különösen belvízi hajókhoz).

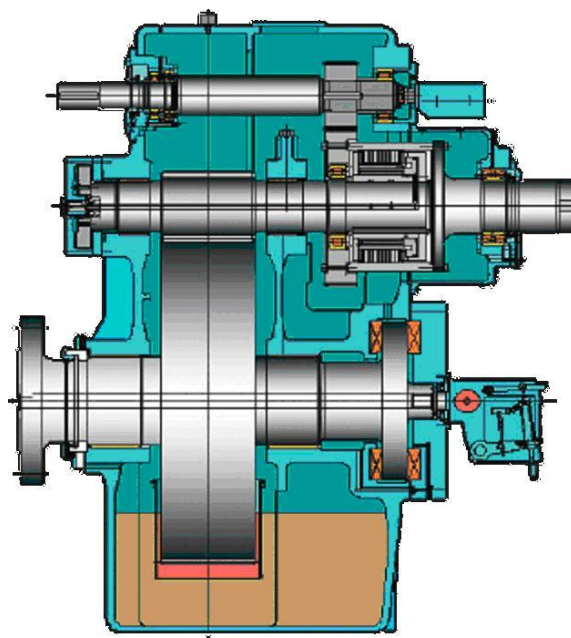
Általában egy fokozat elég redukcióra, akár hajócsavart hajtó közepes fordulató dízelekről, akár vízszugárhajtóművet hajtó gázturbinákról van szó. Kétfokozatú hajtómű többnyire csak hajócsavart hajtó gáz- vagy gőzturbina esetén jön szóba (főleg hadihajók esete). A hajtóművek áttétele gyártmánytól függően egy fokozatban általában 2-10, két fokozat esetén 6-25, bolygóműves megoldásnál 1,5-25 között van.

A közepes- és gyorsfordulató motorok általában nem reverzálható kivitelben készülnek. Abban az esetben, ha a hajót nem valamilyen különleges propellerrel (CPP, azimuth, pod, jet) szerelik fel és így a hátramenet más módon nem megoldott, irányváltó hajtóművet kell beépíteni. Ha több motor hajt egy csavartengelyt, akkor egyesítő hajtóműről beszélünk.

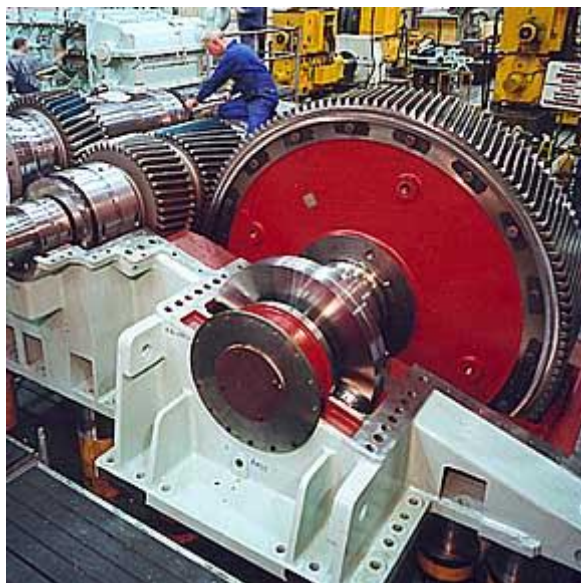
Kérésre a gyártók a nagyobb hajtóműveket mellékhajtással szerelik. Ennek segítségével bármilyen forgó mozgást igénylő gépet lehet hajtani, pl. tengelygenerátort, szivattyút, kompresszort, egyéb segédberendezést (PTO – Power Take Off). Az egy bemenettel rendelkező hajtóműveknél a mellékhajtás mindig a motor felől jön (vagyis a tengely csak akkor forog, ha a motortengely is), a két bemenetes ún. egyesítő hajtóműveknél azonban a mellékhajtás származhat a motortól (primary PTO) vagy akár a csavartengelytől is (secondary PTO). Természetesen lehetőség van a PTO-k tengelykapcsolóval való leválasztására is. Ezen kívül igény szerint lehetőség van külön, pl. elektromos motortól származó

teljesítmény behajtásra is (PTI – Power Take In). Ennek különböző funkciói lehetnek: „booster” - csúcsra járatás - módban a behajtó tengelyen érkező teljesítmény hozzáadódik a főhajtás teljesítményéhez (ld. a hibrid hajtásnál leírtakat), „take me home” - vigyél haza - módban pedig csak ez a mellékajtás adja a propulziót (pl. a főgép meghibásodása esetére). A PTO/PTI kombinációjával a melléktengelyen elhelyezett, motorként is üzemeltethető generátorral megoldható, hogy villamos energiát tápláljunk a főgépről az elosztórendszerre (generátor-üzem, PTO), vagy onnan villamos energiát használva hajtjuk a hajócsavart (motor-üzem, PTI).

A fogaskerekek lehetnek szimpla-egyenes vagy dupla-ferdefogazásúak. Ez utóbbiaknál a geometria biztosítja az egyenletes terhelésátadást, az előbbieket pedig megfelelő teherbírású anyagból, felületedzett kivitellel, optimalizált fogazattal készítik. A kisebb tengelyméreteknél gördülő-, a nagyobbaknál siklócsapágyazást használnak, de mindegyik többnyire kényszerkeresésű, a kenőolaj szivattyú saját leajtással rendelkezik. A tengelykapcsolók általában többlemezes kivitelű, pneumatikusan vagy hidraulikusan működtetett kivitelek.



5.2. ábra: Függőleges elrendezésű hajtómű keresztmetszeti rajza



5.3. ábra: RENK hajtómű szerelés közben

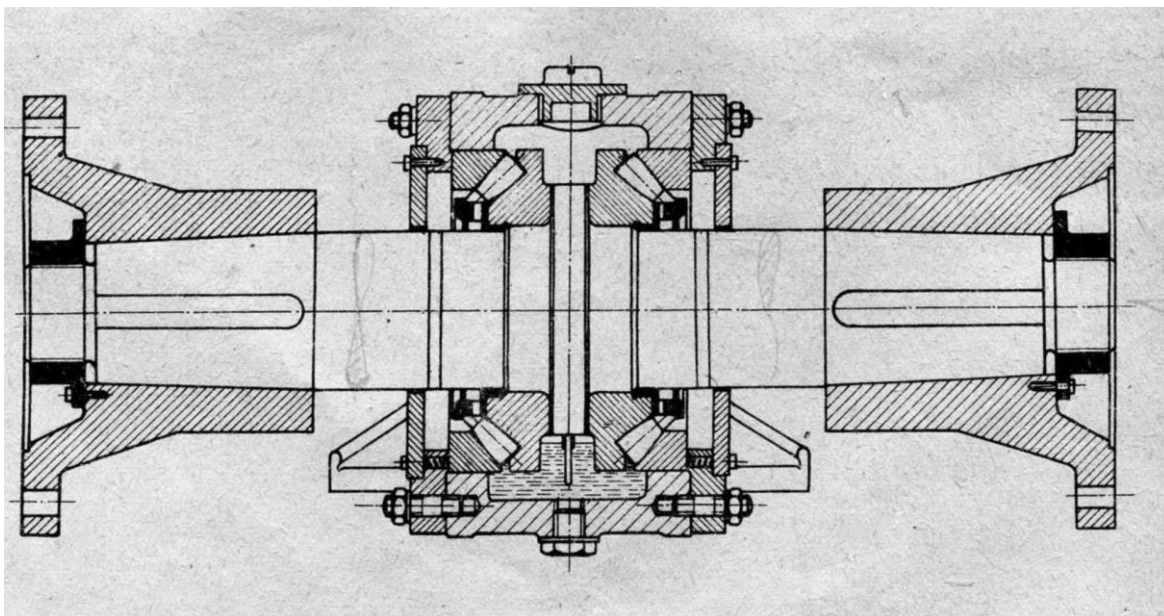
5.2 Csapágyak

A tengelyrendszerben alapvetően kétféle terhelése lehet a csapágyaknak: a tönkcső-, bak-, és támcsapágyak csak radiális irányú, a tolócsapágy pedig tengelyirányú erőt is fel kell tudjon venni. A csapágyak víz vagy olajkenésűek, ma már zsírkenésű csapággal csak régi hajókon lehet találkozni. A vízkenés csak a bak- és tönkcsőcsapágyakra, az olajkenés pedig elsősorban a toló- és támcsapágyakra jellemző, bár manapság számos gyártó kínál olajkenésű tönkcsőcsapágyat is. A kenőanyag szerepe – ahogy az az általános gépészeti gyakorlatban is van – a kenésen túl a keletkező hőmennyiség illetve a csapágyfelületekről levált részecskék eltávolítása.

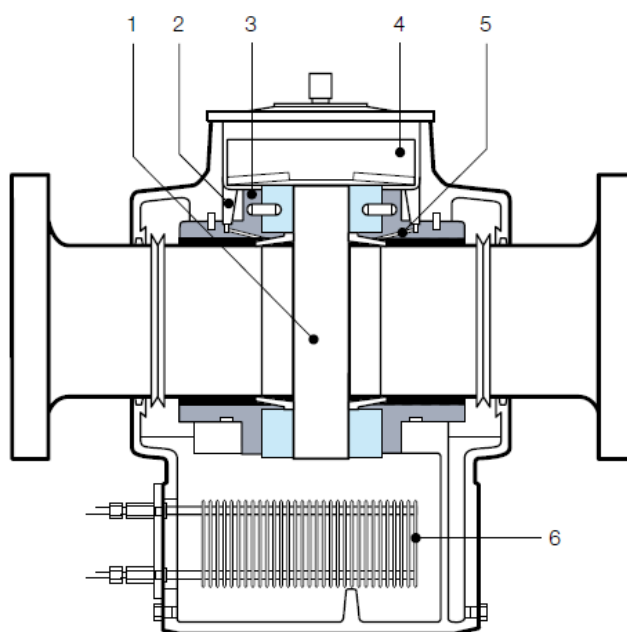
A csapágyak kialakítása – a vízkenésűeket leszámítva – hasonló a gépiparban használatos görgős és siklócsapágyakhoz. A gördülőcsapágyak előnye a jobb hatásfok és az egyszerűbb karbantarthatóság, hátrányuk viszont a nagy beépítési méret és az, hogy az ütésszerű igénybevételekkel szemben kevésbé ellenállók. A siklócsapágyak ezzel szemben – a nagy támasztási felület miatt – az ilyen terheléseket jobban tolerálják, ugyanakkor szerelésük, beállításuk gondosabb munkát jelent.

5.2.1 Tolócsapágyak

A tolócsapágyak adják át a propeller által szolgáltatott tolóerőt - hátramenetben húzóerőt – a hajótest szerkezetének. Kisebb teljesítmények esetén (belvízi hajók, és kishajók) gördülő-nagyobbaknál (tengeri hajók) siklócsapágyazást alkalmaznak. A gördülő csapágyak közül kis tolóerő esetén elegendő egy önbeálló hordógörgős radiális csapágy, nagyobb erők esetén azonban az előrementeti tolóerő felvételére egy axiális hordógörgős csapágyat, a hátrameneti vonóerőre és a radiális támasztásra pedig egy radiális önbeálló csapágyat szokás egybeépíteni.



5.4. ábra: Kétirányú erő felvételére alkalmas axiális gördülősapágyas tolócsapágy



5.5. ábra: Michell tolócsapágy

Sikló tolócsapágyként a Michell-rendszerű, ma már több cég által is gyártott csapágyakat alkalmazzák. A kialakítás (5.5. ábra) lényege, hogy az axiális erőt felvevő csapágyfelület mindkét oldalon (toló- és húzó oldalon is) több beálló tárcsaszegmensből (3) áll, és ezek támaszkodnak a tengelyen kiképzett vállnak (1). A váll az olajkarterből felcsapja az olajat, amely a (4) olajválasztó segítségével jut a (2) gyűjtőcsatornához, majd innen furatokon (5) keresztül a váll függőleges és a tengely vízszintes kenési felületére. A szegmensek csúszófelülete fehérfém vagy teflon bevonatú. Amint a tengely elkezd forogni a szegmensek

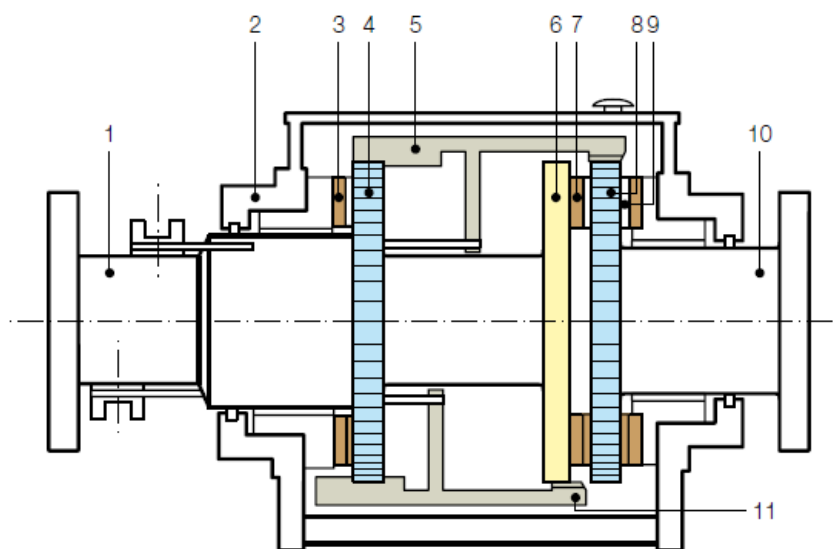
úgy állnak be, hogy egy ék alakú hidrodinamikai kenőfilm-réteget hoznak létre, ez adja a támasztást. A szegmenseket az 5.6. ábrán a képek külön is mutatják.



5.6. ábra: A Michell-féle csapágy szegmensei

A tengely ágyazása a szokásos siklócsapágyakéval azonos. Egyes kialakításokban a radiális erő felvételét biztosító siklócsapágyakat elhagyják. A csapágy kenése lehet a leírt önkenő megoldás, de lehet kényszerkenésű is. A nagy erők átadására készített csapágyakat hűtik, erre vagy belső (6), vagy külső hőcserélőt használnak.

Az 5.7. ábrán olyan tolócsapágy elvi vázlatja látható, amelybe egy pneumatikusan működtetett tengelykapcsoló is beépítésre került. Nyomatékátvitelkor a (10) motor felőli tengelyen érkező nyomaték a (8) és (4) vállakon valamint az (5) kapcsolóelemen keresztül adódik át az (1) csavartengely felőli oldalra. Eközben a tolóerő a (8) és (6) vállak között elhelyezett beálló szegmenseken kerül át a (2) házra és így a hajótest szerkezetére. Szétkapcsolt üzemállapotban az (5) elem elhúzásával megszakad a nyomatékátvitel, de az esetleg még forgó hajócsavar által előállított tolóerő továbbra is át tud adódni a (6,7,8,9) elemeken keresztül a (2)-re. Hátramenetben a (3,4) elemek veszik fel az ellenkező irányú tolóerőt.



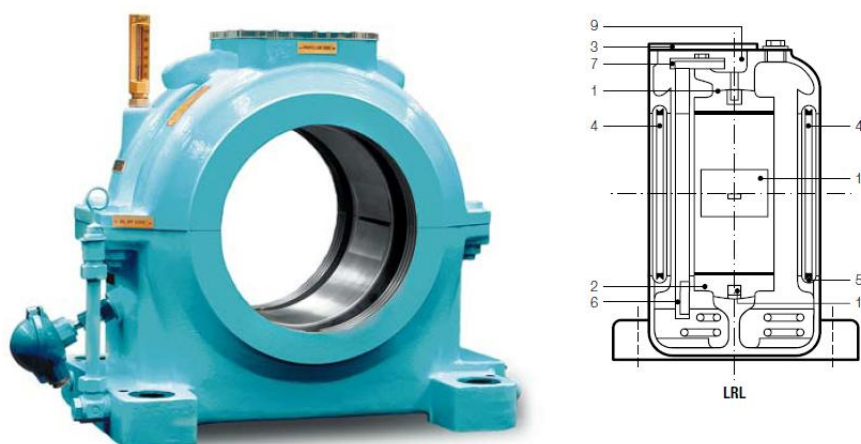
5.7. ábra: Pneumatikus tengelykapcsolóval rendelkező tolócsapágy

A tolótengely mindkét végén merev peremmel készül. A tolócsapágyakat kulcsszerepük és a nagy igénybevétel miatt legalább 1000000 üzemórára kell tervezni.

5.2.2 Támcsapágyak

A támcsapágyak lehetnek gördülő- vagy siklócsapágyak. Mindkettő esetében ügyelni kell arra, hogy a csapágy axiális erőt ne vehessen fel. A támcsapágyak általában csak lefelé irányuló radiális erővel terheltek – a tengely súlyából következően. Ezért egyes konstrukcióknál csak az alsó fél rendelkezik csúszófelülettel, a felső csak a porvédelmet szolgálja. A siklócsapágyak előnye, hogy könnyen oszthatók, és így könnyebben szerelhetők (a csapágyat nem kell felhúzni a tengelyre. Előny továbbá a kisebb beépítési átmérő. A támcsapágyakat úgy kell elhelyezni a hajótest acélszerkezetén, hogy egyrészt a tengely középvonala a lehető legjobban megközelítse az egyenest, másrészt a hajótest deformációja illetve a várható csapágykopások miatt nehegy túlterhelés keletkezzen bennük. Ezt megfelelően nagy csapágytávolságokkal lehet elérni. A mai tengeri hajókra jellemző tengelyrendszer rövidülése miatt azonban mind a közbenső tengelyek, mind pedig a támcsapágyak száma csökken, esetenként ezek az elemek teljesen el is maradnak.

A hajózásban is a szokásos gépészeti alkalmazásoknak is megfelelő, jól bevált megoldásokat alkalmaznak, ilyen általános siklócsapágyat mutat az 5.8. ábra.



5.8. ábra: RENK Radilus LR típusú siklócsapágy

1-támasztófelület, 2-gyűrű, 3-ellenőrző ablak, 4-tömítőgyűrű, 5-olajvisszavezető csatorna, 6-olajszóró gyűrű, 7- olajterelő, 9-olajvezető csatorna, 10-olaj bevezetés, 11-olajtáska (kenéshez)

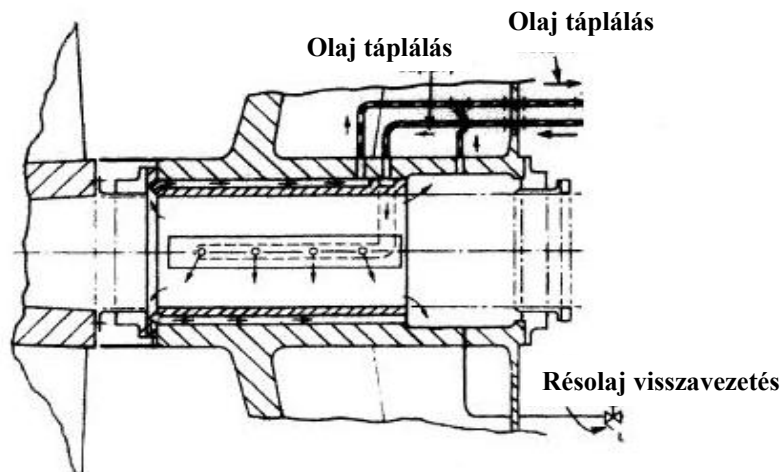
5.2.3 Tönkcső- és bakcsapágyak

A tönkcsőcsapágy feladata, hogy tartsa és megvezesse a csavartengelyt és hordja a hajócsavar tömegét. A tönkcsőben – hosszról függően – egy vagy két csapágy helyezkedik el, a csavarhoz közelebbi mindig hosszabb. Tönkcsőcsapágyának régebben vízkenésű csapágyat alkalmaztak, mert a víz tönkcsőbe kerülésének kiküszöbölésére nem volt megbízható megoldás. Ezek a csapágyak speciális, víznél nehezebb pockfából készült bélással rendelkeztek (5.9. ábra), és sokáig szolgáltak a hajókon.



5.9. ábra: Pockfa csapágy felújítás után, forrás: www.cantierenoe.it

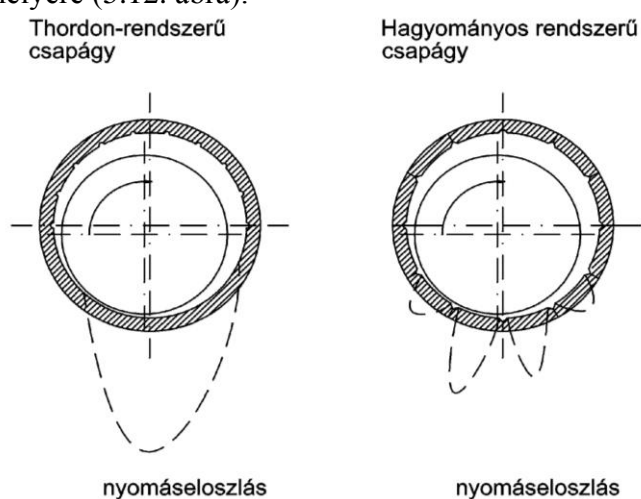
Hátrányuk az intenzív kopás volt, ezért a tömítéstechnika fejlődésével ezeket a megoldásokat felváltotta az olajkenésű, fehérém betéttel rendelkező kialakítás (siklócsapágyazáshoz hasonlóan). Az ilyen csapágyak gyakorlatilag nem kopnak és csak igen kis súrlódási veszteséget jelentenek. (A megfelelő tönkcső tömítések ekkor már lehetővé tették gördülőcsapágyak alkalmazását is, de ezeket csak kisebb tengelyméreteknel használták a nagy átmérő miatt.) Az olajkenésű siklócsapágyak előnye, hogy nemcsak a gördülő- de a pockfa csapágyaknál is kisebb beépítési mérettel rendelkeznek, ami a tönkcső átmérőjének csökkentését is megengedi. A tengeri hajók nagy többsége manapság ilyen olajkenésű csapággal rendelkezik, ahol a tönkcső és a tengely közötti rész teljesen fel van töltve olajjal. A tömítések azonban csak kezdetben tökéletesek, a régebbi konstrukciók könnyen sérülnek, ami – figyelembe véve a hajók számát – jelentős olajszennyezést eredményez.



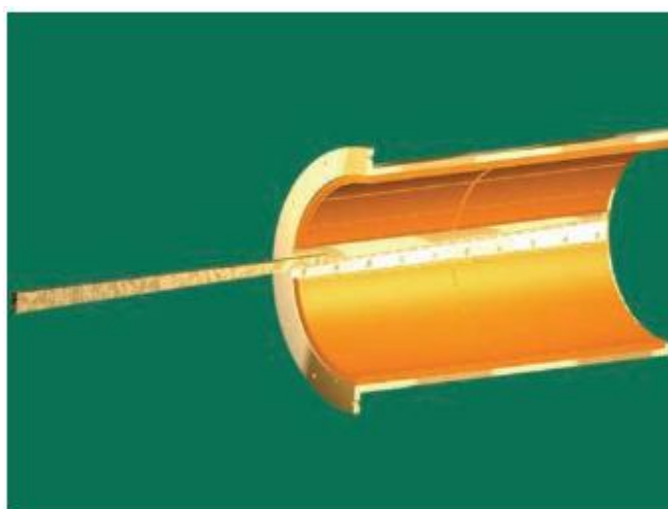
5.10. ábra: Olajkenésű tönkcsőcsapágy

A harmadik lehetőség a tönkcső csapágyazására a gumi és a műanyagok használata. A műanyagipar fejlődésével mára a gyártók olyan csapágyakat kínálnak, amelyek vízzel kenve igen magas élettartammal rendelkeznek. Ezeknél az új csapágyaknál nem közvetlenül használják a külső vizet, az először egy előkezelő-tisztító berendezésen megy át, ez biztosítja a szennyeződések (homok, üledék) leválasztását, illetve itt adnak a vízhez adalékot a súrlódás csökkentésére. Ez a megoldás kisebb kopáshoz, lassabb elhasználódáshoz vezet.

A Thordon műanyag csapágyak katalógusa szerint a csapágy kb. 20 év alatt kopik el annyira, amennyit az osztályozó társaságok még éppen megengednek. Ez alatt az idő alatt a csapágy semmilyen karbantartást nem igényel. A tönkcső mellső tömítésére ugyanúgy szükség van, mint az olajkenesű kiviteleknel, de a kenő-hűtő víz hátul távozik a rendszerből. A polimer csapágyak további előnye, hogy a speciális anyagösszetétel miatt nagy életterhelés engedhető meg, így jól tűrik az ütésszerű igénybevételt. Emellett semmilyen környezetszennyező anyag nem kerül ki a vízbe. Míg a régi pockfa csapágyaknál a bélés darabokból, lécekből volt összeállítva, addig a modern polimer csapágyak egyben, esetleg két félből készülnek. A Thordon cég csapágái olyan kialakításúak, hogy a hűtő-kenővíz bevezetéséhez szükséges hornyokat csak a felső részen képeznek ki, a csapágy alsó, teherhordó részén ilyenek nincsenek azért, hogy a hidrodinamikus kenőfilm már kis fordulatszámnál kialakuljon (5.11. ábra). A két elemből készített változat előnye az, hogy a csapágy a tengely kivétele nélkül kiszerezhető, ellenőrizhető, javítható. A két fél elemet egy ékpárral feszítik a helyére (5.12. ábra).



5.11. ábra: A nyomáseloszlás alakulása Thordon rendszerű (balra) és hagyományos kialakítású csapágyaknál



5.12. ábra: A Thordon-rendszerű csapágyak részeinek összeszorítása

A bakcsapágyak célszerűségi okokból általában vízkenésűek, a kialakításra az előbb leírtak igazak.

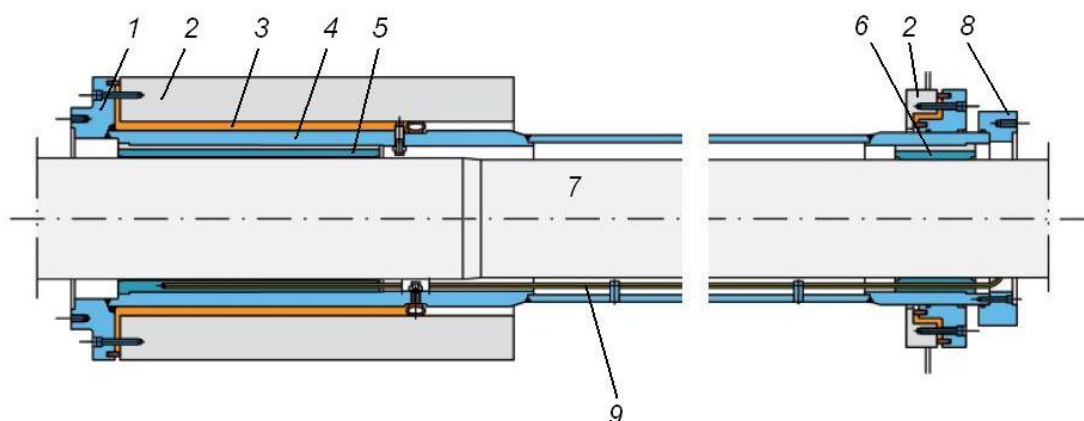
A kisebb méretű kishajók tönkcsőcsapágyai általában gumibetéttel rendelkeznek, ilyen mutat a 5.13. ábra. Tengelybakokba előre gyártva elhelyezik a hasonló gumibetétes csapágyat. Ezek a csapágyak bárhol használhatók, ha a víz hozzáfolyása (akár természetes akár kényszerített módon szivattyúval) biztosított és az üzemi körülmények nem jelentenek a gumi számára elviselhetőnél nagyobb hőterhelést. A nagyobb, de még hivatalosan kishajónak minősülő hajóknál a kereskedelmi hajózásra jellemző változatokat alkalmazzák.



5.13. ábra: Gumicsapágyas tönkcső és tengelybak, forrás: chatfieldmarine.com

5.3 Tönkcső és tömítése

A tönkcső a csavartengely hajótestszerkezeten való átvezetésére szolgáló elem. A tönkcső a tengelybaktól vagy a fartőkétől a géptér hátsó válaszfaláig (vagy ha a gép előrébb van elhelyezve, akkor az első megfelelő falig) tart. A tönkcső hossza így a helyi adottságoktól függ. Egysavas hajókon a tönkcső általában rövid lehet, kétsavas kialakításnál azonban az elnyúlt áthatás miatt igen nagy méretek is adódhatnak. Nagyhajókon régebben öntöttvasból, ma már általában acélból készül, és hátulról építik be a hajótestbe. Kialakítása lépcsős azért, hogy ne kelljen a számára elkészített azonos átmérőjű furaton keresztül egy hosszú elemet végigtolni. Egyszerűbb esetben a tönkcsövet hegesztéssel rögzítik a hajótesthez, de nagyobb hajóknál, hosszabb tönkcsöveknél inkább a hátsó részen rögzítik csak a csövet a fartökéhez, az elülső részen a válaszfalnál engednek hosszirányú elmozdulást (a tömítést O-gyűrűk végzik). Modern hajóknál a csövet a hajótestben készített fogadó furat méreténél kicsit kisebbre készítik, és elől-hátul csavarokkal rögzítik. Rögzítés után a rést epoxigyantával töltik ki (5.14. ábra). Ez a megoldás a hajótestszerkezet és a tönkcső különböző hőmérsékletéből származó deformációknak lehetőséget biztosít anélkül, hogy bármilyen repedés keletkezne.



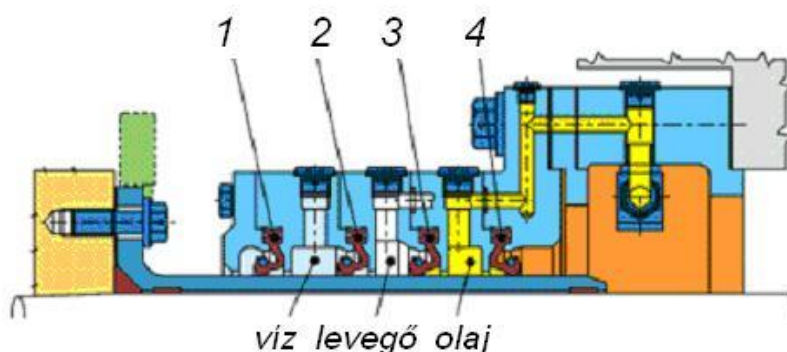
5.14. ábra: Simplex-Flexitube tönkcső, forrás: B&V katalógus

1-hátsó tömítés fogadóeleme; 2-hajótest acélszerkezet; 3- epoxigyanta kitöltés; 4-tönkcső; 5- fehérfémbebetétes hátsó csapágy; 6- fehérfémbebetétes mellső csapágy; 7-csavartengely; 8-mellső tömítés fogadóeleme; 9-olajbevezetés csapágyakhoz

Kishajók tönkcsövei készülhetnek bronzból, acélból vagy kompozit szerkezetből is. A tönkcsövet a hajótesthez itt a hajótest anyagának megfelelő technológiával, de általában fixen szokták rögzíteni (a kisebb méretek miatt ez nem probléma).

A hajótest vízmentessége érdekében a tönkcsövet tömíteni kell. Vízkénésű csapágyaknál általában csak a géptér felőli oldalon, olajkenésűeknél – az olaj kiáramlásának elkerülésére – mindkét oldalon. A nagy átmérőjű tengelyek tömítésére két alapg megoldás terjedt el: a tengelyhez illeszkedő radiális, vagy az axiális irányú (a tengelyre merőleges felületen való) tömítés.

Az 5.15. ábrán a radiális tömítésre szolgáló példaként egy nagyon elterjedt, harmadik generációs Simplex rendszerű tönkcső tömítést mutatunk be. A tömítést 4 db (0-3) jelű simmer típusú gyűrű végzi, melyek – a felesleges kopást megelőzendő – nem a hajócsavar esetleg korrodált, érdesebb tengelyén, hanem egy arra rögzített, rozsdamentes anyagból készült, jó felületi minőségű acélhüvelyen futnak. A négy tömítőgyűrű között három kamra alakul ki, az elsőben víz, a középsőben levegő, az utolsó, tönkcső-csapágy felőli kamrában pedig olaj van. A két géptér felőli gyűrű az olaj kiáramlását, a két hajócsavar felőli pedig a víz beáramlását akadályozza meg. A kialakítás biztosítja, hogy egyik tömítőgyűrű se fusson szárazon. A középső légkamra funkciója az olaj- és a víztér elválasztása – minden körülmények között. Ezért ez a tér vészhelyzetben (a tömítések sérülésekor) megfelelő nyomású levegővel tölthető fel, így biztosítható, hogy olaj nem áramlik ki a rendszerből, és a belépő víz sem károsíthatja a csapágyakat. A kialakításnak ezt a legújabb formáját az osztályozó társaságok „nem szennyező”-nek minősítik. A régebbi változatoknál csak 3 tömítőgyűrű volt, ez nem mindig garantálta az olaj benmaradását.



5.15. ábra: Simplex-rendszerű tönkcső tömítés

Az axiális tömítésre példa a szintén elterjedt Cedervall típusú tömítés. Ennél a típusnál a tengelyre merőlegesen elhelyezkedő két, rugókkal egymásnak szorított sima felületű tárcsa tömít.

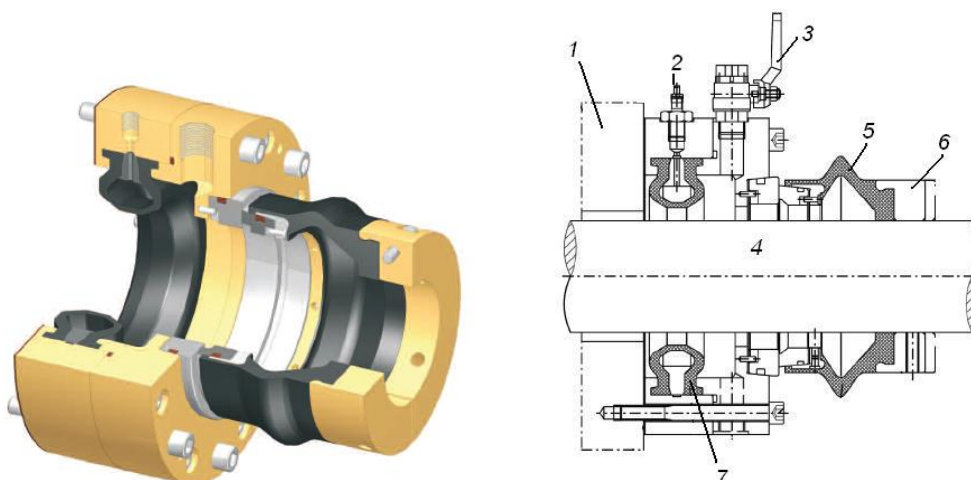
Kisebb tengelyátmérőknél (yachtok, belvízi hajók, stb.) általában vízkenésű csapágyakat használnak, itt a tömszelencés vagy ehhez hasonló tömítés szokásos. A tömszelence tömítések az utánállítható tömítőerőt adó tömítések csoportjába tartoznak. A tömítést ezeknél speciális, kenőanyagot is magában foglaló gyűrűk végzik. A tömítőanyag és a tengely közötti szorítást, zárást a tömítőanyag radiális méretnövelésével biztosítjuk úgy, hogy a tömszelenceüregbe helyezett tömítést axiális irányban összenyomjuk.



5.16. ábra: Tömszelence és betétje (balra), forrás: pacificmarine.net

A tömítőanyag megválasztása elsősorban a tömítendő közeg fajtája és hőmérséklete szerint történik. A tömítőanyagok egy része a kenőanyagot tárolja és üzem közben viszonylag lassan kibocsátja. A tömszelence tömítéseknek általában nagy a súrlódási ellenállásuk és ennél fogva kopásuk is, ezért utánállíthatóságukról gondoskodni kell.

A tömszelencék modern alternatívája a kisebb tengelyméretekhez a Simplex-Turbulo-Systems cég által kifejlesztett SIMPLAN tömítés. Itt egy speciális kemény felületű gyűrű fekszik fel a tengelyre, az állandó tömítést biztosító felületi nyomást pedig – a gyártó szerint – az optimalizált geometria biztosítja. A „kemény a keményen” felfekvést biztosító tömítőgyűrű anyaga speciális neoprén, amely ellenáll a legkeményebb homok- és üledék-szemcséknek is. Ezáltal biztosított a tömítés hosszú élettartama. Minden SIMPLAN tömítésnek része az ún. Pneumostop gyűrű is, melynek „felfújásával” a tengely álló helyzetében biztosítható az ideiglenes tömítés addig, ameddig a neoprén tömítést ellenőrzik. Ez a megoldás feleslegessé teszi a hajó dokkolását. A SIMPLAN rendszereket 60-240 mm tengelyátmérőig gyártják.



5.17. ábra: SIMPLAN tömítés

1-tönkcső; 2-levegőbevezetés Pneumostophoz; 3-légtelenítő; 4- csavartengely; 5-neoprén tömítő elem; 6-szorítógyűrű; 7-Pneumostop

5.4 Tengelyek

A tengelyek nagyobb átmérőnél egyenletes szerkezetet adó kovácsolással, kisebb méretekben melegen hengerelt rúdacélból készülnek. A tengelyek átmérőjét az előírások szerint kell meghatározni az alkalmazott anyag minőségének függvényében. Nagyszilárdságú, hőkezelt és ötvözött acélfajtákból csak olyan esetekben készítenek tengelyt, amikor a magasabb anyag- és megmunkálási költségeket kompenzálja az alkalmazható kisebb átmérő révén elérhető súlymegtakarítás és a kapcsolódó alkatrészek kisebb mérete miatti költségmegtakarítás. Az egyes tengelyrészek közül a legnagyobb mechanikai és korróziós igénybevételnek a csavartengely van kitéve. Éppen ezért a csavartengelyt a csapágyak közötti részen korrózióálló bevonattal készítik. Régebben a bevonat neoprén vagy üvegszálaspoxigyanta volt, ezek azonban a végeken igen sérülékenyek voltak, könnyen alájuk hatolt a tengervíz. Ezután a fémes, elsősorban bronzból készült, felhegesztett perselyt fogadták el jó megoldásnak, mára azonban újra az epoxi alapú műanyagok terjedtek el. Ezek a bevonatok igen rugalmasak, így a tengely forgásából és a csavarómozgásokból származó deformációkat sérülésmentesen fel tudják venni, jó tapadóképességgel és kiváló kopásállósági tulajdonságokkal rendelkeznek.

A nagyobb hajótengelyekre általánosan jellemző, hogy nem állandó átmérővel készülnek. Ennek oka az, hogy a csapágyaknál a méretet a kopások miatt nagyobbra választják. Ha azonban ezeken a helyeken bronz futófelületeket alakítanak ki, akkor nem szükséges az átmérő növelése.



5.18. ábra: Thor-Coat egy hajócsavartengelyen

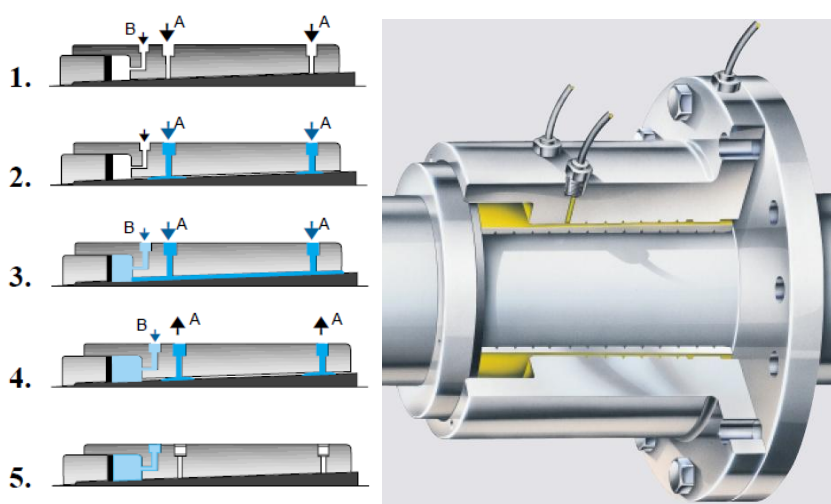
A csavartengely végét kúposan alakítják ki a hajócsavar számára, melynek rögzítése lehet reteszkes vagy retesz nélküli. A többi tengelyvéget az alkalmazott tengelykapcsolónak megfelelően munkálják meg.

5.5 Tengelykapcsolók

A hajók tengelyrendszerében alkalmazott tengelykapcsolók között találunk merev, peremes, oldható és rugalmas kapcsolókat, esetenként ezek kombinációját is. Mára a gépiparban a különböző típusok számos változata ismert, ezeket itt mind bemutatni nem tudjuk, inkább csak a főbb típusok alkalmazási területeire és előnyeire hívjuk fel a figyelmet.

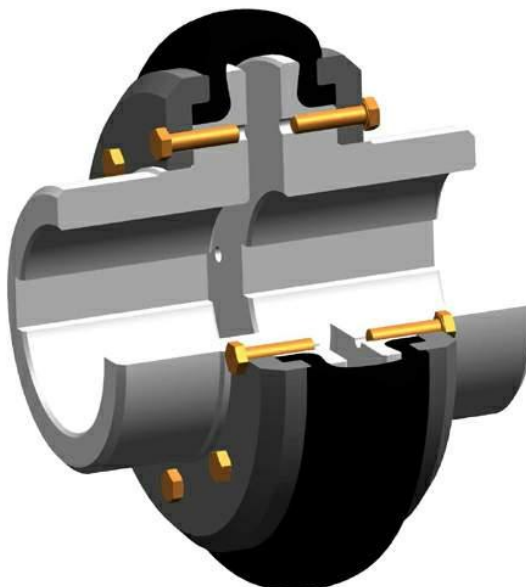
A merev tengelykapcsolók a két tengelyrészt mereven kötik össze, így mindenféle irányú és jellegű terhelést képesek átadni. Leggyakrabban peremes kialakításúak, a perem a tengellyel együtt kovácsolva vagy utólag felhúzva készül. A peremeket illesztett vagy közösleges csavarokkal kötik össze. Másik megoldás a szorítóhüvelyes tengelykapcsoló, melyet az SKF cég fejlesztett ki. A két tengelyvéget egy vékonyfalú enyhén kúpos hüvely köti össze (5.20. ábra bal oldala). Erre húzzák rá a külső hüvelyt, melynek belső felülete ugyanazzal a kúpossággal rendelkezik. Az „A” pontokon igen nagy nyomással (1200 bar) olajat juttatnak a két rész közé, a külső hüvely ennek hatására kitágul, a fémes kapcsolat megszűnik, a külső hüvely a „B” ponton bejuttatott olaj segítségével egy olajfilmen elcsúsztatható a növekvő átmérő irányába. Az előre meghatározott külső átmérő elérésekor az „A” pontokról a nyomást elveszik, a külső hüvely igyekszik felvenni eredeti méretét, és így egy szorító nyomást fejt ki a belső hüvelyre, ez biztosítja a terhelés átvitelét. A szétszerelés fordítva történik. Ugyanilyen megoldást kifejlesztettek peremes tengelyvéggel is annak érdekében, hogy a motor vagy hajtómű peremes tengelyvégeit is össze lehessen kapcsolni (5.20. ábra jobb oldala). Az átvihető nyomaték tengelymérettől függően akár 26 MNm-ig terjed (1000mm-es tengelynél).

A csavartengely és a tolócsapágó között csak merev tengelykapcsolókat lehet alkalmazni, hiszen ezen a szakaszon a csavarónyomaték mellett a toló- vagy húzóerő is terheli a tengelyt.



5.19. ábra: SKF OK merev tengelykapcsoló

A rugalmas tengelykapcsolók a hajóépítés számos területén megtalálhatók. Legnagyobb előnyük, hogy a tengelyek beállításában levő kisebb hibákat ki tudják kompenzálni, a csavaró lengéseket képesek csökkenteni, rugalmas és fix alapozású gépegységek között (dízelmotor+generátor) az erőátvitel megvalósítható. Legelterjedtebb típusaik a gumigyűrűs, gumituskós változatok. A gumielemet vagy csavarozással vagy vulkanizálással rögzítik a fém alkatrészekhez. A gumigyűrűs kapcsolók kialakításuknál fogva nem alkalmasak axiális erő átadására, de a gumituskós változatok igen. A gumigyűrűs kapcsolók kisebb (20-25 kNm) nyomatékok átvitelére szolgálnak, a gumituskós kialakítások azonban akár 5MNm nyomatékot is elbírnak.

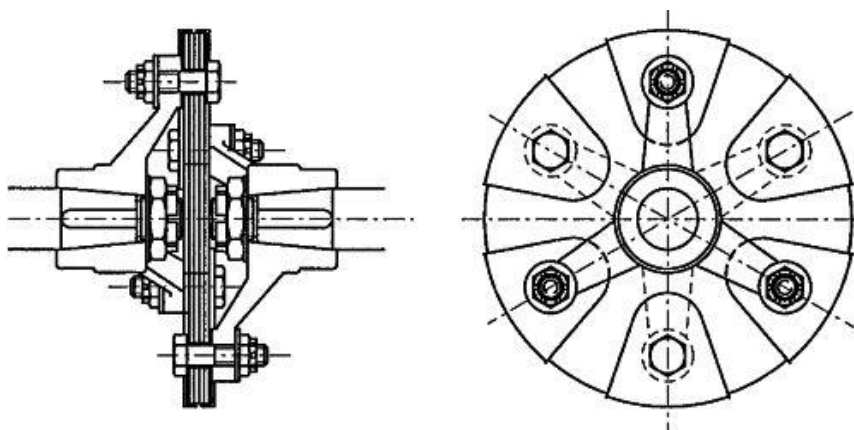


5.20. ábra: Stromag – Periflex gumigyűrűs tengelykapcsoló



5.21. ábra: Gumituskós tengelykapcsolók - Renold

Kishajók kisebb teljesítményű, gyorsfordulatú motorjainak tengelykapcsolója a Hardy-tárcsa (5.23. ábra). Rugalmas anyagból (vászonszövésű gumiból, esetleg vékony acéllemezéből) készült tárcsán rendszerint 6 furat van. A tengelyvégre szerelt háromágú villák egymáshoz képest elfordítva csavarokkal kapcsolódnak a rugalmas elemhez. Egyszerű, igénytelen szerkezet, mely nagyobb szögeltéréseket is megenged a rendszerben, ugyanakkor a tengelyek közötti eltolódásra igen kényes.



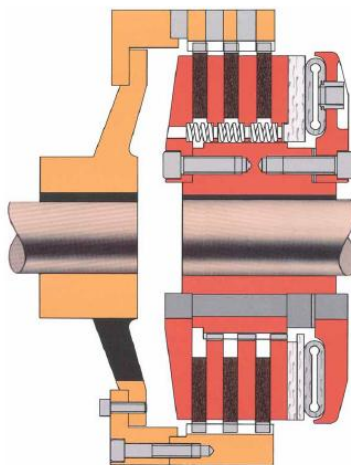
5.22. ábra: Hardy tárcsa

Szintén kishajók tengelykapcsolóját mutatják az 5.24. ábra. Ezek már 2°-os szögeltérést is megengedő, gumi elemmel rendelkező tengelykapcsolók.



5.23. ábra: Szögeltérést is megengedő rugalmas tengelykapcsoló - Vetus

Az oldható tengelykapcsolókat az erőátvitel megszüntetésére használják. Legelterjedtebb ezek közül a lamellás tengelykapcsoló (5.25. ábra), melynél a nyomatékátvitelt megfelelő súrlódással rendelkező tárcsák egymáshoz szorításával érik el. A tárcsák szorítása történhet hidraulikus, pneumatikus, vagy mechanikus módon, de akár elektromágneses megoldással is. Ilyen tengelykapcsolókat használnak hajtóművekben PTO/PTI hajtásláncba kapcsolására, közvetlen tengelyről hajtott berendezéseknél, vagy a kombinált hajtásokban a különböző gépek ki/be kapcsolására is.



5.24. ábra: Lamellás oldható tengelykapcsoló keresztmetszete

Érdemes még megemlíteni a kardántengelyeket, mint különleges tengelykapcsolókat. A hajóiparban olyan helyeken alkalmazzák, ahol a hajtáslánc tengelyei nem esnek egy egyenesbe (pl. kikötői vonatatók függőleges tengelyű propellerének hajtása).

6. A FŐÜZEMI RENDSZER KIVÁLASZTÁSÁNAK SZEMPONTJAI

Egy új hajó tervezésekor vagy egy átépítés során az optimális főgép- és hajtásrendszer megválasztása nem egyszerű feladat. Az ideális megoldás megtalálásához az elérhető lehetséges változatok és a hajó üzemeltetési profiljának minél mélyebb ismerete szükséges.

A múltban a tervezőnek sokkal egyszerűbb volt a feladata, hiszen lényegesen kevesebb lehetőség közül választhatott. Legtöbbször egy közvetlen hajtású fix hajócsavart hajtó lassúfordulatú, hosszúlökötű kétütemű dízelmotoros vagy egy hajtóműves, közepes fordulató dízellel hajtott fix vagy CPP megoldási lehetőség volt adott. Mára ennél sokkal szerteágazóbb variációk állnak rendelkezésre a tisztán mechanikus hajtástól a hibrid változatokig, a hagyományos hajócsavartól a speciális propellerekig (ld. a korábbi Hajtásrendszerek fejezetet). Ráadásul a minden területen érezhető komoly fejlesztések és a mindig élesedő piaci verseny miatt a korábbi éles határvonalak is elmosódnak: ma már találunk igen kis furatátmérővel készülő, ún. mini lassúfordulatú dízeleket ugyanúgy, ahogy egyre nagyobb furatú közepes fordulató dízelmotorokat. Az előzők a parti, partközeli esetleg folyami hajózás, utóbbiak pedig a hagyományosan nyílttengeri hajók piacára igyekeznek betörni.

A hajótulajdonosok ugyanakkor általában lojálisak az általuk korábban használt rendszerekhez. Ennek okai lehetnek a korábban szerzett kedvező tapasztalatok, a hajózó személyzet rendszerismerete, a szolgáltatások megbízhatósága vagy a karbantartási stratégiába való illeszkedés. A választás azonban leginkább gazdasági kérdés, így az új hajóba investáló tulajdonosnak az egyre nagyobb piaci részesedésre törekvő gyártó cégek által kínált újabb, és sokszor gazdaságosabb megoldásokkal is meg kell ismerkedniük. A költségek tekintetében a beruházási és építési költségek mellett az üzemeltetési költségek is igen fontos – ha nem fontosabb – szerepet játszanak. Ez utóbbiak között szerepelnek az üzemanyag költségek, a hajózó legénység személyi költségei és a javítási karbantartási költségek. Elmondható, hogy a döntést előkészítendő, ma már a hajó teljes élettartamára becsült költségszámítás alapján próbálnak elemzéseket készíteni. Ez azonban igen bizonytalan, hiszen egy 20 éves viszonylatban a különböző géptípusok és rendszerkonfigurációk üzemeltetési költségei általában véve és egymáshoz képest is számottevően változhatnak. Látható tehát, hogy a főüzemi rendszer kiválasztása igen komplex feladat.

Az eddig leírtak mellett a következő általános jellegű kérdéseket kell mérlegelni a rendszer megválasztása során:

- adott teljesítményszinten a beépítendő gép(ek) és a géptér mérete hogyan viszonyul egymáshoz – lehet-e több, kisebb géppel vagy kevesebb hengerszámú, rövidebb géppel csökkenteni a géptér méretét a raktér méretének javára, jelent-e ez realizálható hasznot;
- mekkora a főgép és a hajtásrendszer tömege, lehet-e nyereséget realizálni a hordképesség vonatkozásában más, könnyebb rendszerrel; minél alacsonyabb minőségű üzemanyagot égetnek el a gépek, annál kisebb lehet az üzemanyagköltség (korlát: a környezetvédelmi előírásokat be kell tartani);
- milyen a hajó üzemeltetési profilja, milyen jellemző teljesítményigények vannak az üzem során;
- milyen a rendszer propulziós összhatásfoka, biztosítható-e a legnagyobb átmérőjű hajócsavar és a hozzá tartozó optimális fordulatszám, mindenféle várható üzemi körülmények között;

- hogyan alakulnak várhatóan az egyes üzemanyagfajták világpiaci árai (olaj és gáz), érdemes-e ezért „unifuel” vagyis mindenféle üzemanyaggal üzemeltethető rendszert tervezni;
- a különböző rendszerek és főgépek bekerülési és beépítési költségei, a nagyjavítások közötti időtartam, a nagyjavítások költségei hogyan alakulnak;
- hány és milyen kvalitású embert kell foglalkoztatni a rendszer üzemeltetéséhez, elérhető-e a képzett munkaerő;
- karbantartási munkaigény: minél kevesebb hengerből lehet kihozni a szükséges teljesítményt, annál kevesebb pótalkatrészre van szükség; vagy minél kevesebb a gépalkatrész, és minél egyszerűbb a gép felépítése, annál alacsonyabb képzettségű ember kell a géptérbe;
- minél inkább automatizálható egy rendszer, annál könnyebben megoldható a felügyelet nélküli géptér – csökkennek a személyi kiadások;
- elérhető-e tartalék alkatrész a jellemző hajózási útvonalon;
- milyen gyorsan indítható a főüzemi rendszer.
- A következő táblázatban különböző típusú és méretű hajók hajtás szempontjából jellemző adatait adjuk meg. A „D” dízelmotort „G” gőzturbinát, a „D-E” dízel-elektromos hajtást jelöl.

Hajótípus	Vízki­szorítás [1000 t]	Üze­mi sebes­ ség­tar­to­mány [csomó]	Tel­je­si­tmény igé­ny [1000 kW]	Fő­gé­p jel­le­ge
<i>Bulker (Handymax)</i>	20-50	14-16	5-8	D
<i>Bulker (Aframax)</i>	60-100	12-15	8-14	D
<i>Bulker (Post-Aframax)</i>	100-350	12-15	14-25	D
<i>Tanker(crude oil) (Aframax)</i>	65-150	14-16	9-16	D
<i>Tanker(crude oil) (Post-Aframax)</i>	150-450	14-16	16-19	D, G
<i>Tanker(product) (Handymax)</i>	20-60	14-16	5-9	D
<i>Tanker(product) (Aframax)</i>	65-120	14-16	10-14	D
<i>Tanker(product) (Post-Aframax)</i>	120-200	14-16	15-18	D
<i>Tanker(chemical) (Handymax)</i>	20-60	14-16	5-9	D
<i>Tanker(chemical) (Aframax)</i>	65-120	14-16	10-14	D
<i>Tanker(chemical) (Post-Aframax)</i>	120-200	14-16	15-18	D
<i>LNG tanker (Handymax)</i>	65-100	18-21	12-26	G
<i>LNG tanker (Aframax)</i>	100-140	18-21	26-35	G
<i>LNG tanker (Post-Aframax)</i>	140-220	18-21	35-50	G
<i>Hűtőhajó (Handymax)</i>	20-60	19-23	8-15	D
<i>Általános áruszállító (Handymax)</i>	10-60	10-14	1,5-6	D
<i>Konténerszállító hajó (Handymax)</i>	20-65	19-23	10-22	D
<i>Konténerszállító hajó (Aframax)</i>	65-120	20-25	14-40	D
<i>Konténerszállító hajó (Suezmax)</i>	120-250	22-26	30-100	D
<i>RoRo (Handymax)</i>	12-65	14-22	5-16	D
<i>RoRo (Aframax)</i>	65-120	18-22	15-22	D
<i>RoPax (Handymax)</i>	10-50	18-22	8-22	D
<i>Passenger Cruiser (Handymax)</i>	15-30	18-21	8-23	D-E
<i>Passenger Cruiser (Aframax)</i>	30-60	18-21	20-50	D-E
<i>Passenger Cruiser (Post-Aframax)</i>	60-120	18-25	40-100	D-E
<i>Ferry (Handymax)</i>	10-30	15-22	5-25	D-E
<i>Supply vessel</i>	1-5	15-16	3-10	D-E
<i>Heavy lift</i>	25-120	12-15	8-18	D-E
<i>Harbor tug</i>	0,5-1	10-12	1,5-4	D,D-E
<i>Tolóhajó</i>	0,5-1	6-9	1-5	D
<i>Belvízi tanker</i>	1-5,5	8-10	0,5-2	D
<i>Belvízi általános áruszállító hajó</i>	1-5,5	8-10	0,5-2	D
<i>Belvízi Ro-Ro hajó</i>	1-5,5	8-12	0,5-2,5	D
<i>Belvízi kirándulóhajó</i>	0,3-0,8	10-13	0,4-1,5	D
<i>Belvízi kabinos személyhajó</i>	1,5-2,5	10-13	1-2	D,D-E

6.1. táblázat: Az egyes hajótípusok beépített teljesítmény igényei

7. ÁBRAJEGYZÉK

1.1. ábra: A Vandal korabeli rajza.....	8
2.1. ábra: Lassúfordulatú dízelmotorok főbb teljesítményparamétereinek fejlődése.....	12
2.2. ábra: Különböző gépek termikus hatásfoka a terhelés függvényében.....	16
2.3. ábra: A tisztán gázüzemű motor kialakítása.....	16
2.4. ábra: A szegény-keverékes DF motor kialakítása.....	18
2.5. ábra: A gáz-befecskendezéses DF motor kialakítása.....	18
2.6. ábra: Felül a repülőgép- alul a belőle kifejlesztett hajógázturbina.....	21
2.7. ábra: Gázturbinák fajlagos üzemanyag fogyasztása a terhelés függvényében.....	23
2.8. ábra: Különböző gépek fajlagos NO _x kibocsátása.....	24
2.9. ábra: MT30 hajógázturbina.....	24
2.10. ábra: DC (balra) és AC (jobbra) motorok teljesítmény-fordulatszám diagramjai.....	26
2.11. ábra: 950 kW-os egyenáramú motor.....	26
2.12. ábra: 21 MW-os szinkronmotor.....	27
2.13. ábra: Az első külmotor.....	29
2.14. ábra: Külmotorok tömege a teljesítmény függvényében.....	30
2.15. ábra: Elektromos külmotor.....	31
2.16. ábra: Kräutler vízűtéses aszinkron kishajómotor.....	32
2.17. ábra: Az emissziók átlagos megoszlása.....	34
2.18. ábra: Koromkibocsátás.....	35
2.19. ábra: Vízbefecskendezés.....	37
3.1. ábra: Az egyes energiaátalakítási módok legnagyobb termikus hatásfoka.....	41
3.2. ábra: Az egyes üzemanyagok energiasűrűsége a dízel üzemanyaghoz képest.....	42
3.3. ábra: A viszkozitási index meghatározása.....	44
3.4. ábra: Tüzelőanyag útja a hajóban (vázlat).....	45

3.5. ábra: A nehézolajok CIMAC elnevezései	49
3.6. ábra: Egy dízelmotor alapvető szerkezeti elemei	50
3.7. ábra: A Normo LDM motor keresztmetszete az égéstér jelölésével	51
3.8. ábra: A hőközlési törvényszerűség időbeli lefolyásának néhány változata	52
3.9. ábra: A Ganz Motorgyár Pielstick PA4-185 licenc motorjának égéstere, állandó geometriájú előkamrával	54
3.10. ábra: A Ganz Motorgyár Pielstick PA4-185 licenc motorjának égéstere, változó geometriájú előkamrával	54
3.11. ábra: Közvetlen befecskendezésű égéstér vázlata	55
3.12. ábra: Mercedes-Benz MB 820 közvetlen befecskendezésű motor metszete	55
3.13. ábra: Egy turbófeltöltős motor hőmérlege	56
3.14. ábra: A Wärtsilä 9L20 típusú motor keresztmetszete, a hűtőfolyadék jelölésével	57
3.15. ábra: A Ganz Motorgyár JV 17/24 típusú motorjának előkamrás hengerfej metszete	59
3.16. ábra: A MAN B&W L32/40 típusú, négyütemű motor metszete a hengerfejnél	60
3.17. ábra: A MAN B&W S46MC-C8 típusú, kétütemű keresztfejes motor metszete a hengerfejnél	60
3.18. ábra: Négyütemű Cummins dízelmotor egybeöntött hengerfeje	61
3.19. ábra: Felmetszett hengerenkénti, egybeöntött hengerfej	62
3.20. ábra: A Wärtsilä RTA58T-B típusú, kétütemű, keresztfejes motor kétrészes hengerfeje	63
3.21. ábra: A Wärtsilä 6L64 típusú, négyütemű motor hengerfeje (metszet a légindító szelepnél)	64
3.22. ábra: A Ganz Motorgyár Pielstick PA4-185 motorjának hengerfeje	65
3.23. ábra: Caterpillar négyütemű motor hengerpersely, dugattyúval és hajtórúddal összeszerelve	66
3.24. ábra: Különböző készültségi fokú hengerperselyek a rijekai Május 3 hajógyárban ..	67
3.25. ábra: A négyütemű, nedves hengerpersely egy jellemző kialakítása	67
3.26. ábra: A Wärtsilä 26 típusú négyütemű motor hengerperselye	68

3.27. ábra: A Wärtsilä 6L64 négyütemű motor hengerperselye a hengertömbbe építve és külön.....	69
3.28. ábra: A Wärtsilä RT96C2 kétütemű, keresztfejes motor hengerperselye a hengertömbbe építve.....	70
3.29. ábra: A Kolomna 14Д40 típusú, kétütemű motor hengerperselye	70
3.30. ábra: Az EMD és a General Motors által fejlesztett dugattyú.....	71
3.31. ábra: Hőátvitel a dugattyúról a hengerperselybe	72
3.32. ábra: Szerelési dugattyújáték egy 180mm átmérőjű dugattyúnál.....	73
3.33. ábra: Mesterséges hűtés nélküli dugattyú beöntött acélgyűrűvel és üreggel.....	73
3.34. ábra: Kenőolaj permetezéses dugattyú olajtálcával.....	74
3.35. ábra: Beöntött csőkégyóval hűtött dugattyú.....	74
3.36. ábra: Bemunkált üreggel hűtött dugattyú	75
3.37. ábra: Bemunkált hűtőhoronnyal hűtött dugattyú (ALCO 251-D)	76
3.38. ábra: A Wärtsilä Vasa 32 négyütemű motor dugattyúja	76
3.39. ábra: Három részből álló, „Specialloid” dugattyú	77
3.40. ábra: A Kolomna 14Д40 típusú motor három részből álló dugattyúja.....	78
3.41. ábra: Kolomna 14Д40 típusú motor dugattyúja	78
3.42. ábra: A Sulzer – Wärtsilä RT60C kétütemű, keresztfejes motorkeresztmetszete	79
3.43. ábra: A Wärtsilä RT96C2 kétütemű, keresztfejes motor dugattyú felső és alsó része80	
3.44. ábra: A Wärtsilä RT96C2 kétütemű, keresztfejes motor dugattyú felső és alsó része80	
3.45. ábra: A Burmeister & Wain L-GB kétütemű, keresztfejes motor dugattyúja	81
3.46. ábra: A Sulzer kétütemű, keresztfejes forgó dugattyúja.....	82
3.47. ábra: A MAN keresztfejes, kétütemű motorok öntvény dugattyúja.....	83
3.48. ábra: General Motors 7FDL motor golyvás hajtóműve.....	85
3.49. ábra: SACM-MGO motor golyvás hajtóműve	85
3.50. ábra: A Ganz MÁVAG VFE 17/24 típ. motorjának villás és közrefogott hajtórúdja 86	
3.51. ábra: Egymás mellé vett hajtórudas hajtás vázlata	87

3.52. ábra: A Wärtsilä 6L20 négyütemű, soros motor hajtórúd.....	88
4.1. ábra: CODAD, CODOD hajtás sémája.....	91
4.2. ábra: Komphajó kétgépes hajtásának jellegzetes elrendezése.....	91
4.3. ábra: CODAG, CODOG rendszer egycsavaros hajóhoz.....	92
4.4. ábra: CODAG, CODOG rendszer kétszavaros hajóhoz.....	92
4.5. ábra: COGAG, COGOG hajtásrendszer vázlata.....	93
4.6. ábra: COSAG rendszer sematikus ábrája.....	93
4.7. ábra: A dízel-elektromos rendszer általános felépítése.....	94
4.8. ábra: Egy horgonykezelő hajó üzemeltetési profilja.....	95
4.9. ábra: A dízel-elektromos elrendezés hatása a raktér méretére.....	96
4.10. ábra: AHTS hajó hajtásrendszerének elvi sémája.....	98
4.11. ábra: CODLAG rendszer elvi vázlata.....	98
5.1. ábra: A tengelyrendszer elemei.....	99
5.2. ábra: Függőleges elrendezésű hajtómű keresztmetszeti rajza.....	101
5.3. ábra: RENK hajtómű szerelés közben.....	102
5.4. ábra: Kétirányú erő felvételére alkalmas axiális gördülőcsapágyas tolócsapágy.....	103
5.5. ábra: Michell tolócsapágy.....	103
5.6. ábra: A Michell-féle csapágy szegmensei.....	104
5.7. ábra: Pneumatikus tengelykapcsolóval rendelkező tolócsapágy.....	104
5.8. ábra: RENK Radilus LR típusú siklócsapágy.....	105
5.9. ábra: Pockfa csapágy felújítás után, forrás: www.cantierenoe.it	106
5.10. ábra: Olajkenésű tönkcsőcsapágy.....	106
5.11. ábra: A nyomáseloszlás alakulása Thordon rendszerű (balra) és hagyományos kialakítású csapágyaknál.....	107
5.12. ábra: A Thordon-rendszerű csapágyak részeinek összeszorítása.....	107
5.13. ábra: Gumicsapágyas tönkcső és tengelybak, forrás: chatfieldmarine.com	108

5.14. ábra: Simplex-Flexitube tönkcső, forrás: B&V katalógus	109
5.15. ábra: Simplex-rendszerű tönkcső tömítés.....	110
5.16. ábra: Tömszelence és betétje (balra), forrás: pacificmarine.net	110
5.17. ábra: SIMPLAN tömítés.....	111
5.18. ábra: Thor-Coat egy hajócsavartengelyen.....	112
5.19. ábra: SKF OK merev tengelykapcsoló	113
5.20. ábra: Stromag – Periflex gumigyűrűs tengelykapcsoló.....	113
5.21. ábra: Gumituskós tengelykapcsolók - Renold.....	114
5.22. ábra: Hardy tárcsa.....	114
5.23. ábra: Szögeltérést is megengedő rugalmas tengelykapcsoló - Vetus	115
5.24. ábra: Lamellás oldható tengelykapcsoló keresztmetszete	115

8. IRODALOMJEGYZÉK

1. fejezet

- Dr. Solymos András, *Hajók – hajdan, A gőzt munkára fogják*, Hajó Magazin, 188. szám, 2011.
 Dr. Solymos András, *Hajók – hajdan, A gőz nagy korszaka*, Hajó Magazin, 189. szám, 2011.
 Dr. Solymos András, *Hajók – hajdan, Belsőégésű motorok*, Hajó Magazin, 190. szám, 2011.
 Marjai I., Pataky D., *A hajó története*, Corvina, Budapest, 1973.
 Bernd Röder, *The Propulsion of Sea Ships – in the Past, Present and Future – Speech by Bernd Röder on the occasion of the VHT General Meeting on 11.12.2008*) internetes anyag

2. fejezet

- Pounder's Marine Diesel Engines and Gas Turbines*, Eighth edition, Elsevier, Butterworth Heinemann, 2004.
 Taylor, D. A., *Introduction to Marine Engineering*, Second Edition, Elsevier, Butterworth Heinemann, 1996.
 H.W. Koehler, W. Oehlers, *95 years of diesel-electric propulsion: from a makeshift solution to a modern propulsion system*, Norwegian Society of Chartered Engineers, 2th International Conference on DIESEL ELECTRIC PROPULSION, 26-29 April 1998, Helsinki, Finland
 Ádnanes A. K., *Maritime Electrical Installations And Diesel Electric Propulsion*, ABB AS Marine, 2003.
 Wärtsilä katalógusok, www.wartsila.com
 MAN B&W katalógusok, www.man-turbo.com
 LDW katalógusok, www.ldw.com
 Wikipedia
 IMO honlap, www.imo.org
 Yamaha, Suzuki, Selva katalógusok
 Rolls-Royce katalógusok, www.rolls-royce.com
 MTU katalógusok
 Intermotor Kft. katalógusai
 Torqeedo honlap

3. fejezet

- National Energy Policy*, U.S. Department of Energy, 2001
 Kjeld Aabo, *CIMAC recommendation in residual fuels*, South America Seminars, 2009
Pounder's Marine Diesel Engines and Gas Turbines, Eighth edition, Elsevier, Butterworth Heinemann, 2004.
 Somogyi Ferenc, *Ganz motorfejlesztések*, 2010
 Kovácsházy Ernő., *Nehéz diesel-motorok*, Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1968
 Wärtsilä katalógusok, www.wartsila.com
 MAN katalógusok, www.mandiesel.com
www.jordanyachts.com
www.cumminsforum.com
 Grandi Motori katalógus
 Caterpillar katalógus, www.cat.com
 EMD katalógus, www.gmemd.com
 General Motors katalógus, www.gettransportation.com

4. fejezet

Wikipedia

Pounder's Marine Diesel Engines and Gas Turbines, Eighth edition, Elsevier, Butterworth Heinemann, 2004.

Ådnanes A. K., *Maritime Electrical Installations And Diesel Electric Propulsion*, ABB AS Marine, 2003.

D. Radan, T. Johansen, A. J. Sørensen, A. K. Ådnanes, *Optimization of Load Dependent Start Tables in Marine Power, Management Systems with Blackout Prevention*,
<http://www.ivt.ntnu.no/imt/electricship/>

Ådnanes A. K., *Fuel Saving and Reduction of Environmental Emissions in OSV and AHTS by use of Electric and Hybrid Propulsion*, OSV Singapore 2009, Jointly organized by Joint Branch of RINA-IMarEST Singapore and CORE. 6th-7th September 2009

MAN B&W kiadvány, *Diesel-electric Propulsion Plants, A brief guideline how to design a diesel-electric propulsion plant*, www.man-turbo.com

D. Clark, *Propulsion System Evaluation – Design Review*, distributed electronically on web page of DC Maritime Technologies Inc., 2000.

5. fejezet

Vikár T., Hajócsavar-tengelyrendszer, Kézirat, Felsőoktatási Jegyzetellátó Vállalat, Budapest, 1954.

Komm F., Hajók – Kézikönyv, Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1981.

Wärtsilä katalógusok, www.wartsila.com

Renk AG honlapja

Thordon katalógus, www.ThordonBearings.com

Simplex katalógus

Blohm & Voss katalógus, www.bv-industries.com/products

Cedervall katalógus, www.cedervall.com

Kobelco Eagle Marine katalógus

Stromag katalógus

Renold Hi-Tec Couplings katalógus, www.hitec.renold.com

Lohmann+Stolterfoht katalógus, www.marinepropulsion.com

Wichita főkatalógus, www.wichitaclutch.co.uk

6. fejezet

Pounder's Marine Diesel Engines and Gas Turbines, Eighth edition, Elsevier, Butterworth Heinemann, 2004.

Ådnanes A. K., *Maritime Electrical Installations And Diesel Electric Propulsion*, ABB AS Marine, 2003.

Wärtsilä *Dual-Fuel LNGC presentation*, March 2008, www.dieselduck.net