

Lappeenrannan teknillinen yliopisto

Teknillinen tiedekunta

Energiatekniikan koulutusohjelma

BH10A0201 Energiatekniikan kandidaatintyö ja seminaari

LAIVAMOOTTORIEN TURBOAHTIMET

Työn tarkastaja: Aki Grönman

Lappeenrannassa 03.05.2014

Jaakko Hyypiä

TIIVISTELMÄ

Tekijän nimi: Jaakko Hyypiä

Opinnäytteen nimi: Laivamoottorien turboahtimet

Tiedekunta: Teknillinen tiedekunta

Koulutusohjelma: Energiatekniikan koulutusohjelma

Kandidaatintyö 2014

Tarkastaja: Aki Grönman

38 sivua, 12 kuvaa, 2 taulukkoa.

Hakusanat: laivamoottorit, turboahtimet, energiatehokkuus, impulssiahtaminen, tasapaineahtaminen

Tässä kandidaatintyössä esitellään minkälaisia moottoreita nykyaikaisissa laivoissa käytetään, minkälaisia piirteitä moottoreilla on ja minkälaisia turboahtimia niissä käytetään. Lisäksi esitellään turboahtamiseen liittyviä perusyhtälöitä ja turboahtamisen perusperiaatteet. Kandidaatintyössä käsitellään laivamoottorien turboahtamiseen liittyviä ilmiöitä, kuten Miller-ajoitusta sekä huuhteluilman tuottamista. Kandidaatintyössä selvitetään myös tasapaineahtamisen ja impulssiahtamisen ero.

Kandidaatintyöstä selviää että laivamoottorin ja turboahtimen tyyppi riippuu kokoluokasta. Suurissa laivamoottoreissa käytetään tasapaineahdettuja 2-tahtidieselmootoreita joiden turboahtimessa on aksiaaliturbiini. Pienemmät laivamoottorit voivat olla nelitahtisia ja käyttävät impulssiperiaatteella toimivaa radiaaliturbiinia.

SISÄLLYSLUETTELO

TIIVISTELMÄ.....	2
SISÄLLYSLUETTELO	3
SYMBOLI- JA LYHENNELUETTELO	4
1. JOHDANTO.....	6
2. TURBOAHTAMINEN YLEISESTI.....	7
2.1 Välijäähditys	10
2.2 Tasapaine- ja impulssiahtaminen.....	11
2.3 Turboahtimen tehotasapaino.....	13
3. LAIVAMOOTTORIT	15
3.1 Nopeakäyntiset moottorit	15
3.2 Keskinopeat moottorit	17
3.3 Hidaskäyntiset moottorit.....	17
3.4 Yhteenveto laivamoottoreista.....	19
4. LAIVAMOOTTORIEN TURBOAHTIMET	20
4.1 Laivamoottoreissa käytetyt turboahtimet	20
4.2 Mixed-flow turbiinit	22
4.3 Huuhteluilman tuottaminen	24
4.4 Korkean painesuhteen turboahtimet	25
4.5 Turboahtimen likaantuminen.....	27
4.6 Miller-ajoitus	28
4.7 Turboahtimen säätö	30
4.7.1 Turboahtimen säätö venttiileillä	31
4.7.2 VTG-turboahtimet	32
4.8 Sähköiset turboahtimet	33
4.9 Turbocompound	34
5. YHTEENVETO	35
LÄHDELUETTELO	36

SYMBOLI- JA LYHENNELUETTELO

Roomalaiset aakkoset

d	halkaisija	[m]
h	entalpia	[kJ/kg]
m	massa	[kg]
n	kierrosnopeus	[1/s] [1/min]
P	teho	[W]
Q	tuotu lämpö	[J]
S	iskun pituus	[m]
T	lämpötila	[K]
V	tilavuus	[m ³]
W	työ	[J]

Kreikkalaiset aakkoset

η	hyötysuhde	[-]
ρ	tiheys	[kg/m ³]

Lyhenteet

imep	Indicated mean effective pressure, tehollinen keskipaine
NO _x	Nitrous Oxide, typenoksidi
SO _x	Sulphur Oxide, rikin oksidi
VTA	Variable Turbine Area, muuttuva turbiiniala
VTG	Variable Turbine Geometry, muuttuva turbiinigeometria

Alaindeksit

- 1 ennen kompressoria
- 2 kompressorin jälkeen
- 3 ennen turbiinia
- 4 turbiinin jälkeen

1. JOHDANTO

Laivamoottorien energiatehokkuus tulee korostumaan polttoainekustannusten noustessa öljyn hinnan mukana. Laivamoottorien turboahtimien kehittäminen on yksi tapa parantaa moottorien hyötysuhdetta ja täten myös polttoainetaloutta. (Palocz-Andersen Michael, 2013, 159-160)

Valtaosa nykyaikaisista laivamoottoreista on dieselmoottoreita jotka käyttävät polttoaineenaan joko raskasta polttoöljyä tai dieselöljyä (Hiereth H. Prenninger P. 2007, 1). Suuri osa näistä moottoreista on myös turboahdettuja. Kun moottoreita halutaan kehittää yhä energiatehokkaammiksi ja samalla vähäpäästöisemmiksi, on kehitettävä moottorin lisäksi myös turboahdinjärjestelmiä (Palocz-Andersen Michael, 2013, 159-160).

Turboahtaminen mahdollistaa useita tekniikoita, joita ei voida ilman turboahtimia käyttää. Näitä ovat esimerkiksi Miller-ajoitus ja sähköisten turboahdinten käyttö. Näillä voidaan kehittää moottorien energiatehokkuutta ja samalla pienentää syntyviä päästöjä.

Laivamoottorien akselitehot voivat olla hyvin suuria. Tästä syystä laivasovelluksissa on kannattava käyttää energiantalteenottotekniikoita joita ei pienemmissä kokoluokissa kannattaisi käyttää. Esimerkiksi Wärtsilä (Wärtsilä RT-flex96C and Wärtsilä RTA96C Technology Review. 2007, 20) käyttää suurimmassa laivamoottorissaan turboahtimien lisäksi erillistä pakokaasuturbiinia sekä höyryprosessia joka hyödyntää pakokaasujen lämpöä.

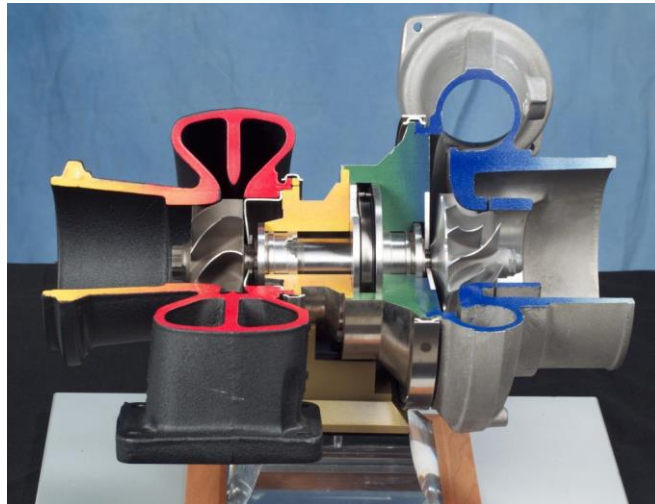
2. TURBOAHTAMINEN YLEISESTI

Turboahtamisella tarkoitetaan polttomoottorin imuilman kompressoimista käyttäen laitetta joka ottaa tarvitsemansa tehon moottorin pakokaasuista.

Turboahtamisen tavoitteena on kasvattaa sylinterin täytöstä. Tämä toteutetaan kasvattamalla sylinteriin menevän ilman painetta ja siten myös tiheyttä. Sylinteritäytöksen kasvattaminen korreloi suurempaan tehotiheyteen. Turboahtaminen mahdollistaa myös paloprosessin parantamisen siten että pakokaasupäästöjä saadaan vähennettyä. (Hiereth H. Prenninger P. 2007, 5)

Turboahtimessa on kompressori, joka ottaa käyttövoimansa samalle akselille kiinnitetyltä turbiinilta. Kuvassa 1 on esitetty tyypillinen turboahdin halkaistuna. Kuvassa vasemmalla on turbiinipuoli ja oikealla kompressoripuoli. Keskellä näkyvät akselin tiivisteet ja laakerointi. Kuvan turboahtimessa on radiaaliturbiini sekä radiaalikompressori.

Turbiinipuolella kuumat moottorin pakokaasut paisuvat matalampaan paineeseen turbiinin siipien läpi. Kompressorissa lähes ympäristön paineessa oleva imuilma puristetaan suurempaan paineeseen ennen sen johtamista moottorille.



Kuva 1. Poikkileikkauskuva turboahtimesta. Lähde: en.wikipedia.org

Turboahtimessa voidaan käyttää joko aksiaalisia tai radiaalisia juoksupyöriä. Turbiinipuolella käytetään yleisesti sekä radiaaliturbiinia että aksiaaliturbiinia. Radiaalikompressori on kuitenkin

käytännössä ainut käytössä oleva kompressorityyppi sen ominaisuuksien vuoksi. Radiaalikompressorilla saavutetaan suurempi painesuhde. (Hiereth H. Prenninger P. 2007, 63).

Teoreettisesti suurin tilavuus jonka polttomoottori voi yhdellä työkierrolla yhteen sylinteriin imeä on (Hiereth H. Prenninger P. 2007, 5)

$$V_A = V_{cyl} \quad (1)$$

ja $m_A = V_{cyl} \rho_{A,cyl}$ (2)

jossa	V_A	ilman tilavuus
	V_{cyl}	sylinterin iskutilavuus
	$\rho_{A,cyl}$	ilman tiheys sylinterissä imutahdin lopussa
	m_A	ilman massa

Yhtälöstä 2 nähdään että yhdellä työkierrolla sylinteriin imetyn ilman massa riippuu sylinterin iskutilavuudesta sekä ilman tiheydestä. Ilman tiheyttä kasvattamalla saadaan ilman massaa ja siten ilman massavirtaa moottoriin kasvatettua. (Hiereth H. Prenninger P. 2007, 5)

Indikoitu teho W_i on riippuvainen sylinterin iskutilavuudesta sekä tehollisesta keskipaineesta imep. (Hiereth H. Prenninger P. 2007, 5)

$$W_i = \frac{d_{cyl}^2 \pi}{4} S_p \cdot imep \quad (3)$$

Jossa	W_i	indikoitu teho
	d_{cyl}	sylinterin halkaisija
	S_p	iskun pituus
	imep	indicated mean effective pressure, tehollinen keskipaine

Toisaalta indikoitu teho riippuu myös sylinteriin työkierron aikana tuodusta lämmöstä sekä prosessihyötysuhteesta yhtälön 4 mukaan. (Hiereth H. Prenninger P. 2007, 6)

$$W_i = Q_{\text{add,cyl}} \eta_i \quad (4)$$

Jossa $Q_{\text{add,cyl}}$ sylinteriin tuotu lämpö
 η_i prosessihyötysuhde

Sylinteriin työkierron aikana tuotu lämpö riippuu suoraan polttoaineen massasta joka työkierron aikana poltetaan. Polttoainetta voidaan polttaa vain niin kauan kuin happea on läsnä, joten polttoaineen massa jota sylinteriin voidaan tuoda riippuu sylinterissä olevan ilman massasta.

$$Q_{\text{add,cyl}} = m_F Q_{\text{low}} = \frac{m_A}{A_{\text{min}}} \cdot Q_{\text{low}} = \frac{V_{\text{cyl}} \rho_{A,\text{cyl}}}{A_{\text{min}}} \cdot Q_{\text{low}} \quad (5)$$

Jossa m_F polttoaineen massa
 Q_{low} polttoaineen alempi lämpöarvo
 $\rho_{A,\text{cyl}}$ sylinterin ilman tiheys imutahdin lopussa
 A_{min} minimum air requirement, polttoaineen vaatima ilmamäärä [kg/kg]

Yhtälö 5 ei huomioi polttomoottorin epäideaalisuuksia, kuten epätäydellistä sylinterin täytöstä, volumetristä hyötysuhdetta, tai palamisen vaatimaa ilmaylimäärää. (Hiereth H. Prenninger P. 2007, 6)

Yhtälöstä 5 nähdään että mikäli sylinterin iskutilavuus, polttoaineen vaatima ilmamäärä, ja polttoaineen lämpöarvo pysyvät vakiona, niin sylinteriin tuotu lämpömäärä riippuu ainoastaan sylinterissä olevan ilman tiheydestä (Hiereth H. Prenninger P. 2007, 6).

$$Q_{\text{add,cyl}} \sim \rho_{A,\text{cyl}} \quad (6)$$

Mikäli prosessihyötysuhteen oletetaan säilyvän vakiona niin yhtälöstä 6 seuraa että

$$W_i \sim Q_{\text{add,cyl}} \sim \rho_{A,\text{cyl}} \quad (7)$$

Indikoitu teho riippuu sylinterissä imutahdin lopussa olevan ilman tiheydestä.

Ilman tiheyttä kasvattamalla saadaan nostettua indikoitua tehoa. Moottorin akseliteho saadaan indikoidusta tehosta yhtälöllä 8 (Larjola J. & Jaatinen A. 2012, 35)

$$P = W_i \cdot Z \cdot n \quad (8)$$

Jossa	P	akseliteho
	Z	työkiertojen lukumäärä per moottorin kierros
	n	moottorin kierrosnopeus
	Z = 1	kaksitahtiselle moottorille
	Z = 1/2	nelitahtiselle moottorille

On luotu yhteys akselitehon ja ilman tiheyden välille. Ideaalisessa prosessissa ilman painetta nostamalla saadaan kasvatettua saatua akselitehoa.

2.1 Välijäähdytys

Turboahhtimen kompressori nostaa ilman painetta ja aiheuttaa samalla lämpötilan nousun. Yhtälö 9 kuvaa lämpötilannousua kompressorissa (Mollenhauer K. & Tschöke H. 2010, 48).

$$T_2 = T_1 \cdot \left[1 + \frac{1}{\eta_{S-i,C}} \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \right] \quad (9)$$

Jossa	T_2	lämpötila kompressorin jälkeen
	T_1	lämpötila ennen kompressoria
	$\eta_{S-i,C}$	kompressorin isentrooppinen hyötysuhde
	$\frac{p_2}{p_1}$	kompressorin painesuhde
	γ	ominaislämpökapasiteettien suhde $\frac{c_p}{c_v}$; ilmalle 1,4

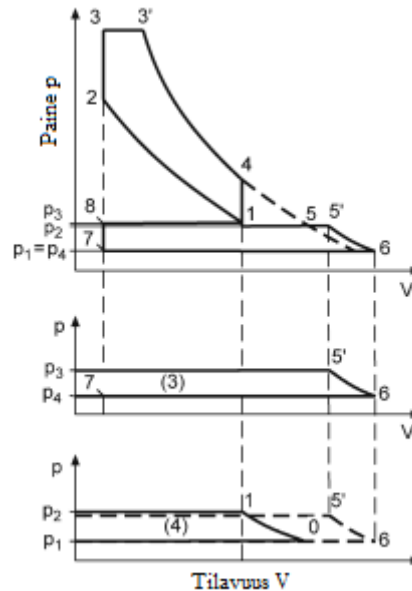
Välijäähdytystä käytetään jotta ilman lämpötilaa saadaan laskettua kompressorin jälkeen, jolloin ilman tiheys vastaavasti kasvaa. Välijäähdyttimessä ilman lämpötila laskee isobaarisesti. Moottoriin tulevan ilman lämpötila laskee, jolloin myös prosessin keskimääräinen lämpötila laskee. Osien lämpörasitukset ja NOx-päästöt pienenevät. Myös mekaaniset rasitukset pienenevät, sillä sylinteriin saadaan haluttu täytös pienemmällä ahtopaineella. (Mollenhauer K. & Tschöke H. 2010, 48)

Välijäähdytyn on kompressorin ja moottorin imusarjan välissä oleva lämmönvaihdin, jossa ahdetun ilman lämpöä siirretään veteen tai ilmaan.

2.2 Tasapaine- ja impulssiahtaminen

Pakokaasut poistuvat sylinteristä pakoventtiilin avautuessa työtahdin lopussa. Pakoventtiilin avautuminen aiheuttaa pakosarjaan hetkellisen painepulssin johtuen sylinterissä työtahdin lopussa

vallitsevasta pakosarjaa korkeammasta paineesta. Kuvassa 2 tilapisteestä 4 tilapisteeseen 1 siirtyminen kuvastaa pakoventtiilin aukeamista, ja siitä aiheutuvaa äkillistä paineenlaskua sylinterissä.



Kuva 2. Tasapaineahdetun 4-tahtimoottorin p,V-piirros. Muokattu, lähde: Hiereth H. et Al, 2007,76

Tästä polttomoottorin kaasujenpoiston äkillisestä alkamisesta johtuen pakosarjan paine vaihtelee voimakkaasti polttomoottorin työkierron myötä. Tämä antaa kaksi vaihtoehtoa pakosarjan suunnitteluun. Pakosarja voidaan suunnitella joko niin että se tasaa nämä äkilliset painepulssit ja turboahtimen turbiini kokee lähes vakioapaineen, tai sitten painepulssit voidaan saattaa mahdollisimman muuttumattomina turboahtimelle saakka, jolloin turbiini pystyy hyödyntämään suuremman hetkellisen paineen.

Tasapaineahtamisessa pakosarjaan suunnitellaan suuri säiliö, johon sylinteristä virtaavat pakokaasut paisuvat ja samalla painepulssit tasoittuvat. Samalla menetetään osa pakokaasujen käytettävissä olevasta energiasta. Kuvassa 2 menetetyt energian osuutta kuvaa pinta-ala 4-5-1. Menetelmän hyötynä on kuitenkin mahdollisuus käyttää pienemmälle tilavuusvirralle mitoitettua turbiinia, sillä kaasujen tilavuusvirta on tasaisempaa. Turbiini pystyy toimimaan lähempänä suunnittelupistettä ja turbiinille saadaan korkeampi hyötysuhde. (Hiereth H. Prenninger P. 2007, 76)

Tasapaineahtamisen hyötyjä ovat mahdollisuus suunnitella yksinkertaisempi pakosarja, sekä matalampi polttoaineen kulutus johtuen moottorin tekemästä pienemmästä kaasujenvaihtotyöstä. Tasapaineahtamisen suurimpana haittana on turbiinin käyttäytyminen muuttuvissa olosuhteissa, sillä pakosarjassa oleva säiliö täytyy saattaa uusiin olosuhteisiin ennen kuin turbiini reagoi

muuttuneeseen pakokaasuvirtaukseen. Tasapaineahtamista käytetään nykyään lähinnä korkeasti ahdetuissa hidaskäyntisissä moottoreissa, joille muuttuvan kuorman käyttäytyminen ei ole tärkeää tai joiden kuormitus on sellaista että hitaalla vasteella ei ole suurta merkitystä. Näitä ovat esimerkiksi sähköntuotannossa olevat dieselmoottorit sekä suuret 2-tahtiset meridieselit. (Hiereth H. Prenninger P. 2007, 76 & Wärtsilä 2007)

Impulssiahtamisessa pakokaasujen painepulssit pyritään hyödyntämään turbiinissa. Tätä varten pakosarja on suunniteltava tilavuudeltaan pieneksi ja lyhyeksi. Turbiinilta ei saavuteta yhtä hyviä hyötysuhteita, johtuen muuttuvista virtausolosuhteista sekä siitä että turbiini täytyy suunnitella nielemiskyvyltään suuremmaksi. Pakokaasujen energiasta suurempi osa saadaan kuitenkin hyödynnettyä turbiinin paisunnassa. Lisäksi turboahdin toimii paremmin muuttuvissa olosuhteissa, sillä pakosarjan tilavuus on pienempi. (Hiereth H. Prenninger P. 2007, 79)

Impulssiahtamista käytetään erityisesti moottoreissa, joilta vaaditaan nopeaa vastetta, esimerkiksi automootoreissa (Hiereth H. Prenninger P. 2007, 79). Impulssiahtamista käytetään myös nopea- ja keskinopeakäyntisissä laivamoottoreissa.

2.3 Turboahdinten tehotasapaino

Tasapainotilassa olevan turboahdinten toimintapiste määräytyy yhtälöistä 10-12 (Hiereth H. & Prenninger P. 2007, 44)

$$P_C = P_T \quad (10)$$

$$P_C = \dot{m}_C(h_2 - h_1) \quad (11)$$

$$P_T = \dot{m}_T \eta_{m,TC}(h_3 - h_4) \quad (12)$$

Joissa	P_C	kompressorin teho
	P_T	turbiinin teho
	\dot{m}_C	kompressorin massavirta
	\dot{m}_T	turbiinin massavirta

h entalpia

$\eta_{m,TC}$ turboahtimen mekaaninen hyötysuhde

Lisäksi turboahtimelle pätee 13. (Hiereth H. Prenninger P. 2007, 75)

$$\dot{m}_T = \dot{m}_C + \dot{m}_F \quad (13)$$

Jossa \dot{m}_F polttoaineen massavirta

3. LAIVAMOOTTORIT

Nykyaikaisten laivojen voimanlähteenä dieselpolttomoottori on ehdottomasti käytetyin. Joissakin erikoissovelluksissa kuten nopeissa sotalaivoissa käytetään kaasuturbiineita korkean teho-painosuhteen vuoksi, mutta myös näissä erikoissovelluksissa korkeasti ahdetut nopeakäyntiset polttomoottorit ovat yleistymässä. (Hiereth H. Prenninger P. 2007, 1)

Suurissa tavaralaivoissa yleisin moottorityyppi on hidaskäyntinen 2-tahtidieselmoottori. Hidaskäyntisten dieselmoottoreiden etuna on mahdollisuus käyttää kaikkein halvimpia raskaita öljytisleitä, sekä hyvin korkeat hyötysuhteet. (Hiereth H. Prenninger P. 2007, 1)

Pienemmissä laivoissa käytetään keski- ja nopeakäyntisiä dieselmoottoreita päämoottorina. Myös kaasumoottoreita käytetään näissä kokoluokissa (Hiereth H. Prenninger P. 2007, 248). Keski- ja nopeakäyntisiä moottoreita käytetään myös apukoneina esimerkiksi laivan sähköntuotannossa.

Laivamoottoreista 75 % on 4-tahtisia moottoreita. Kuitenkin 75 % kaikesta laivoihin asennetusta tehosta tulee 2-tahtimoottoreista. (Palocz-Andersen Michael, 2013, 159) Tämä kuvaa hyvin laivamoottoreita: Pienet nopea- ja keskinopeakäyntiset nelitahtiset moottorit hallitsevat pieniä laivoja, joita on lukumääräisesti eniten, mutta suuret laivat käyttävät suuria 2-tahtimoottoreita, joista saadaan suuri teho.

Tehokkain tuotannossa oleva laivamoottori on 2-tahtinen MAN B&W K98ME7, jonka 14-sylinterinen versio tuottaa 87 220 kW:n akseliteho (MAN Diesel & Turbo 2013, 23). Pienimmät laivamoottorit vastaavat raskaan tieliikenteen käyttämiä dieselmoottoreita, ja voivat olla kokoluokkaa 100 kW. Nämä ovat tyypillisesti nopeakäyntisiä nelitahtimoottoreita.

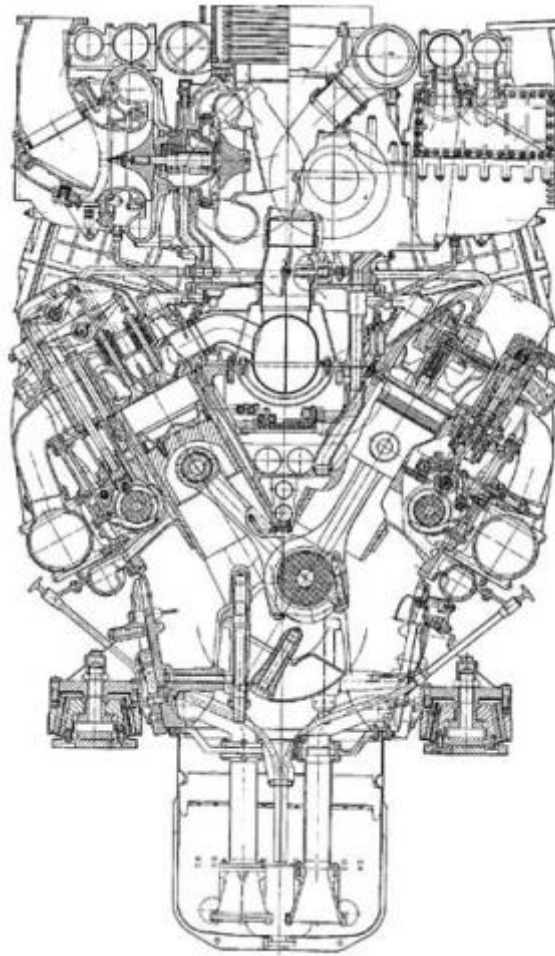
Tässä työssä keskitytään tarkastelemaan pelkästään diesel-prosessiin perustuvia laivamoottoreita.

3.1 Nopeakäyntiset moottorit

Nopeakäyntisenä moottorina pidetään dieselmoottoria jonka suurin pyörimisnopeus on välillä 800 – 2000 rpm (Hiereth H. Prenninger P. 2007, 245). Nopeakäyntisiä moottoreita käytetään pienissä laivoissa sekä pelastusveneissä ja nopeissa veneissä (Palocz-Andersen M. 2013, 163). Laivojen lisäksi nopeakäyntisiä dieselmoottoreita käytetään paljon maa-ajoneuvojen voimanlähteenä.

Nopeakäyntiset moottorit ovat akseliteholtaan pienempiä kuin hitaammat moottorit, ja nykyään lähes poikkeuksetta nelitahtisia. Nopeakäyntisillä laivamoottoreilla on korkea teho-painosuhte ja pieni koko ja paino (Palocz-Andersen M. 2013, 163).

Esimerkkinä nopeakäyntisestä laivakäytössä olevasta dieselmoottorista on MTU:n valmistama V1163. Moottorin sylinteritilavuus on 11,63 litraa per sylinteri, tehollinen keskipaine 29,5 bar ja sylinteriteho on 370 kW per sylinteri. 20-sylinterinen versio tästä moottorista tuottaa 7400 kW akselitehon kierrosnopeudella 1300 rpm. Moottorin erityispiirteenä on kaksivaiheinen turboahdinjärjestelmä, joka sisältää matalapaineisen ahtimen ja korkeapaineahtimen joita käytetään rekisteriahtamisessa. Moottorin ahdinjärjestelmä tuottaa hyvin korkean painesuhteen, joka näkyy myös tehollisessa keskipaineessa. Ahtimet ovat tyypiltään impulssiahtimia. Kuvassa 3 on moottorin halkaisukuva. (Hiereth H. Prenninger P. 2007, 248)



Kuva 3. MTU V1163 poikkileikkaus. Lähde: Hiereth H. et Al 2007, 248

3.2 Keskinopeat moottorit

Keskinopeita dieselmoottoreita ovat moottorit joiden suurin pyörimisnopeus on 200-800 rpm (Hiereth H. Prenninger P. 2007, 248). Luokittelu keskinopeiden ja nopeiden moottorien välillä ei tosin ole yksiselitteinen, vaan eri lähteissä käytetään erilaisia kierrosnopeuksia.

Keskinopeat dieselmoottorit sisältävät hyvin monipuolisen kirjon erilaisia moottoreita. Toisin kuin nopeakäyntisiä dieselmoottoreita, keskinopeita dieselmoottoreita valmistetaan nykyään sekä 2- että 4-tahtisina (Hiereth H. Prenninger P. 2007, 251). Keskinopeita moottoreita käytetään laivojen päävoimanlähteenä tai apumoottoreina. (Palocz-Andersen M. 2013, 162) Laivasovellusten lisäksi keskinopeita moottoreita löytyy sähköntuotannosta.

Keskinopeita laivamoottoreita käytetään suoraruiskutteisena dieselöljyllä tai raskaalla polttoöljyllä (Hiereth H. Prenninger P. 2007, 248). Myös dual-fuel moottoreita ja Otto-prosessilla toimivia kaasumoottoreita käytetään (Palocz-Andersen M. 2013, 251).

3.3 Hidaskäyntiset moottorit

Hidaskäyntisistä moottoreista puhutaan kun pyörimisnopeus on välillä 60 – 150 rpm. Kaikki hidaskäyntiset laivamoottorit ovat 2-tahtisia ja käyttävät polttoaineena raskasta polttoöljyä. Pääsyy 2-tahtisuuteen on käytettävän polttoaineen huono laatu, jota 2-tahtinen cross-head moottori sietää paremmin. (Hiereth H. Prenninger P. 2007, 251)

Kaikki hidaskäyntiset laivamoottorit ovat cross-head periaatteella toimivia. Hidaskäyntisillä moottoreilla saavutetaan laivamoottorien korkeimmat hyötysuhteet. (Palocz-Andersen M. 2013, 162)

Hidaskäyntisiä moottoreita käytetään laivojen päämoottorina. Laivasovellusten lisäksi niitä löytyy sähköntuotannosta. Hitaasta käyntinopeudesta on hyötyä laivakäytössä, sillä noin 100 rpm kierrosnopeudet soveltuvat hyvin suoraan suurien laivojen potkureille. Moottorin ja potkurin väliin ei siis tarvita alennusvaihteistoa. (Hiereth H. Prenninger P. 2007, 253)

Esimerkkinä nykyaikaisesta hidaskäyntisestä moottorista on Wärtsilän valmistama RT-flex96C. Moottoria valmistetaan 6-14 sylinterisenä, sylinteritehon ollessa 5720 kW. Tehollinen keskipaine on 18,6 bar ja iskunpituus 2500 mm. Sylinterinhalkaisija on 960 mm. Moottorissa on elektronisesti ohjattu polttoaineen ruiskutus common-rail tekniikalla ja elektronisesti säädettävät hydraulitoimiset pakoventtiilit. Moottori on esitetty kuvassa 4. Moottorissa käytetään tasapaineahtimia ahtopaineen ja huuhteluilman tuottamiseen. Ilmajärjestelmään kuuluvat myös sähkökäyttöiset puhaltimet, joita käytetään hyvin matalalla nopeudella ajettaessa sylinterin huuhteluun tarvittavan ilmavirtauksen aikaansaamiseen. Pakoventtiilien säädön ansiosta moottoria voidaan ajaa hyvin vaihtelevalla kuormalla. (Wärtsilä 2007)



Kuva 4. Wärtsilä RT-flex96C. Lähde: Wärtsilä, 2014

3.4 Yhteenveto laivamoottoreista

Taulukkoon 1 on koottu esimerkkimoottoreiden tärkeimpiä ominaisuuksia jokaisesta nopeusluokasta jotta erisuuruisten moottoreiden erojen hahmottaminen olisi helpompaa.

Taulukko 1. Moottoreiden tärkeimmät parametrit.

Moottori		MTU V1163	MAK M552AK	Wärtsilä RT-flex96C
Tyyppi		4-tahti	4-tahti	2-tahti
Suurin kierrosnopeus	rpm	1300	500	102
Iskun pituus	mm	280	520	2500
Sylinterihalkaisija	mm	230	450	960
Sylinteritilavuus	dm ³	11,63	82,7	1810
Iskusuhde	-	1,2	1,15	2,6
Tehollinen keskipaine	bar	29,5	17,4	18,6
Sylinteriteho	kW	370	600	5720

Lähteet: MTU V1163: Hiereth H. Prenninger P. 2007, 248; MAK M552AK: Hiereth H. Prenninger P. 2007, 249; Wärtsilä RT-flex96C: Wärtsilä RT-flex96C and Wärtsilä RTA96C Technology Review, 2007. 5. Puuttuvat arvot laskettu.

Taulukosta 1 havaitaan että suurempiin moottoreihin siirryttäessä moottorin tehollinen keskipaine laskee ollen kaikkein suurin pienimmissä, nopeakäyntisissä moottoreissa. Sylinteritehot kasvavat siirryttäessä hidaskäyntisiin moottoreihin. On huomattava että taulukkoon on koottu vain tiedot yhdestä moottorista per nopeusluokka, joten mitään universaaleja päätelmiä taulukosta ei voi tehdä. Esimerkkimoottorit on kuitenkin valittu sillä perusteella että ne kuvaavat tyypillistä kyseisen nopeusluokan moottoria.

Kaikki taulukon moottorit ovat turboahdettuja. MTU:n ja MAK:n moottorit käyttävät impulssiahtimia, kun taas Wärtsilän moottorissa on tasapaineahdinjärjestelmä.

4. LAIVAMOOTTORIEN TURBOAHTIMET

Turboahtimia on käytetty polttomoottorien suorituskyvyn parantamiseen jo pitkään. Aluksi ahtimia on käytetty mm. ilmailusovelluksissa polttomoottorin suorituskyvyn parantamiseen matalassa ilmanpaineessa, ja myöhemmin urheilullisissa ja kalliissa autoissa. Keski- ja hidasnopeuksiin dieselmoottoreihin turboahtaminen on tullut taloudellisesti kannattavaksi vasta myöhemmin. (Hiereth H, 2007, esipuhe)

Laivamoottorien kehitykseen vaikuttavat kiristyvät päästörajoitukset jotka pakottavat pienentämään moottorien päästöjä. Tällä hetkellä meriliikenteessä noudatetaan IMO Tier II päästörajoituksia, jotka rajoittavat laivamoottorien SO_x- ja NO_x-päästöjä (Dieselnet 2011). Lähivuosina tietyillä merialueilla siirrytään noudattamaan IMO Tier III-päästörajoituksia, jotka asettavat varsinkin NO_x-päästöille tiukemmat rajoitukset (Dieselnet 2011). Päästörajoitukset lasketaan suhteutettuna tuotettuun hyötyenergiaan, joten polttoainetehokkuuden parantaminen on yksi keino vähentää päästöjä. Pakokaasujen hukkaenergian hyödyntäminen lisää moottorin hyötysuhdetta, ja tässä erilaiset turboahdinjärjestelmät ovat tärkeitä.

Turboahdimilta vaaditaan yhä korkeampia painesuhteita kasvavista suorituskykyvaatimuksista johtuen. Yksi laivamoottoreissa käytettävä sovellus on Miller ajoitus. Menetelmällä saadaan samanaikaisesti pienennettyä NO_x-päästöjä ja polttoaineen kulutusta, mutta turboahdimen täytyy pystyä tuottamaan korkea ahtopaine jotta menetelmää saadaan tehokkaasti hyödynnettyä (Codan E. & Vlaskos I. 2004, 2)

Suurien laivamoottoreiden tehot ovat valtavia, joten jo pienet hyötysuhteen korotukset johtavat suuriin polttoainesäästöihin. Suurissa laivamoottoreissa käytetään monenlaisia turboahdimen optimointi ja säätötapoja.

4.1 Laivamoottoreissa käytetyt turboahtimet

Laivamoottorit käsittävät skaalan erikokoisia ja tyyppisiä moottoreita, joten myös käytettäviä turboahtimia on paljon erilaisia. Laivojen turboahdimien erikoispiirteenä on suuri koko ja tilavuusvirta.

Suuria laivakäyttöön tarkoitettuja turboahtimia valmistavat ainakin kolme eri valmistajaa, MAN, ABB ja Napier. Taulukkoon 2 on koottu tietoja turboahtimien tyypeistä perustuen valmistajien antamiin tietoihin.

Taulukko 2. Laivamoottoreiden turboahtimia. Lähteet: ABB Turbo Systems Ltd 2009 & MAN Diesel & Turbo 2012

Malli	Suurin moottoriteho [kW/Ahdin]	Turbiinityyppi	Suurin painesuhde	Impulssi/Tasapaine
MAN				
TCR-sarja	550 - 6500	Radiaalinen	5,4	I/T
NR/S-sarja	670 - 5400	Radiaalinen	4,5	-
NR/R-sarja	800 - 2700	Radiaalinen	4,0	-
TCA-sarja	5400 - 30000	Aksiaalinen	5,5	-
NA/S/T9-sarja	3600 - 24500	Aksiaalinen	4,5	-
ABB				
A100-sarja	-	Radiaalinen	5,8	I/T
TPS-F-sarja	500 - 3300	Radiaalinen	5,2	I/T
TPS-D/E-sarja	500 - 3000	Radiaalinen	4,5	I/T
TPL-C-sarja	3000 - 12000	Aksiaalinen	5,2	I/T
TPL-A-sarja	2500 - 12500	Aksiaalinen	4,5	I/T
TPL-B-sarja	3000 - 28000	Aksiaalinen	4,3	-

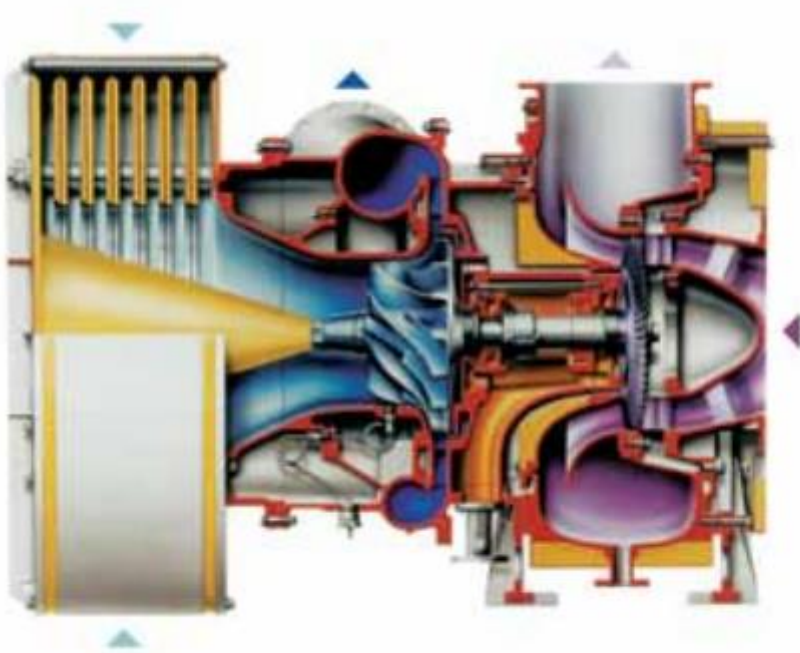
- Ei tiedossa

Kaikissa taulukon turboahtimissa käytetään radiaalikompressoria. Radiaalikompressoria käytetään koska sillä saavutetaan huomattavasti korkeammat painesuhteet kuin aksiaalikompressorilla (Hiereth H. Prenninger P. 2007, 63) Taulukosta 2 nähdään että korkeimmat mahdolliset painesuhteet ovat yli 5.

Kun moottorin akseliteho per turboahdin jää alle 5 MW käytetään turboahdinta jossa on radiaaliturbiini. Tätä suuremmissa sovelluksissa käytetään yleensä aksiaaliturbiinia. Turbiini voi toimia joko impulssi- tai tasapaineperiaatteella, useimmissa turboahdinmalleissa on mahdollisuus molempiin käyttöperiaatteisiin.

Pienillä massavirroilla radiaaliturbiinin hyötysuhde on parempi ja turbiinilla saavutetaan suurempi painesuhde yksivaiheisena, kuin aksiaaliturbiinilla (Rama S.R. Gorla & Aijaz A. Khan. 2005, 316). Aksiaaliturbiinit ovat suurissa pakokaasuahdimissa suunnittelultaan hyvin monimutkaisia haastavan sisäänvirtauksen suunnittelun vuoksi (Hiereth H & Prenninger P . 2007, 66). Aksiaaliturbiinia käytetään vain kaikkein suurimmissa sovelluksissa.

Kuvassa 5 on MAN NA/S/T9-sarjan turboahtimen poikkileikkauskuva. Kuvassa vasemmalla puolella on ilmansuodatin, äänenvaimennin ja kompressori. Keskellä näkyvät laakerit, joiden voiteluun käytetään moottorin öljykierrosta otettavaa moottoriöljyä. Oikealla puolella on turbiini. Turboahtimessa on aksiaaliturbiini ja alumiinista valmistettu radiaalikompressori. Suurin saavutettava painesuhde on 4,5. Sarjan turboahtimia käytetään 3,5 m³/s tilavuusvirrasta aina 35m³/s tilavuusvirtaan saakka. Suurimpien turboahtimien runko on vesijäähdytteinen. (MAN Diesel & Turbo 2012, 22)

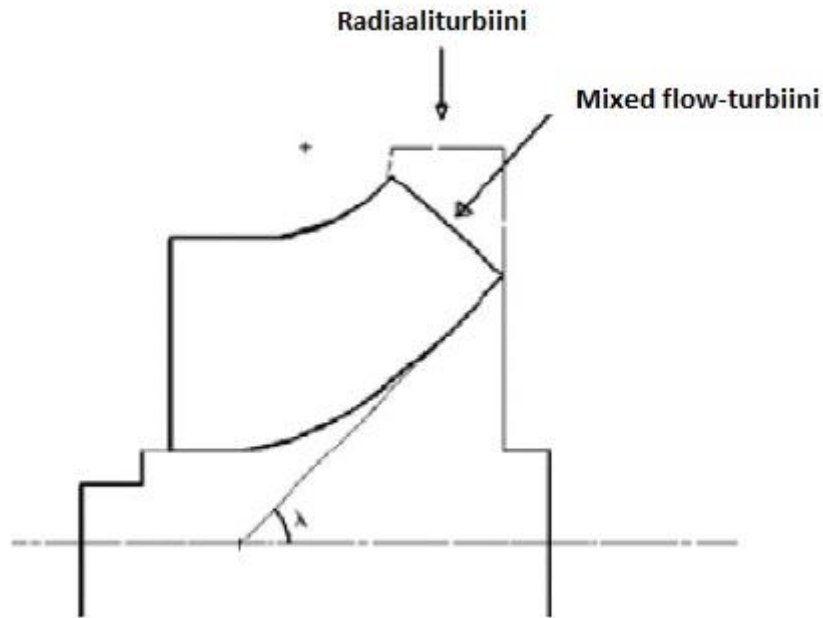


Kuva 5. MAN NA/S/T9-turboahdin. Lähde: MAN Diesel & Turbo 2012, 22

4.2 Mixed-flow turbiinit

Mixed flow-turbiinilla tarkoitetaan turbiinia johon virtaus tulee aksiaali- ja radiaalivirtauksen yhdistelmänä. Turbiinit muistuttavat ulkonäöltään radiaaliturbiinia mutta turbiinisiivissä on eroja. Ominaisuuksiltaan mixed flow-turbiinit ovat radiaali- ja aksiaaliturbiinin väliltä. Mixed flow-turbiinin siivet ovat sisääntulossa lyhyemmät kuin täysin radiaalisessa turbiinissa, kuten kuvasta 6 näkyy. Mixed flow-turbiinien virtauskapasiteetti on suurempi kuin perinteisen radiaaliturbiinin ja

sitä käytetään erityisesti ajoneuvojen turboahtimissa pakokaasupulssien tehokkaamman hyödyntämisen vuoksi. (Rajoo Srithar & Martinez-Botas Ricardo, 2008)



Kuva 6. Radiaaliturbiinin ja mixed flow-turbiinin vertailu.

Muokattu, lähde: Rajoo Srithar & Martinez-Botas Ricardo, 2008

Vaikka taulukkoon 2 on merkitty turbiinityypiksi radiaaliturbiini, ovat ABB:n turboahtimien radiaaliturbiinit kaikki tyypiltään mixed flow-turbiineja (ABB Turbo Systems Ltd 2009). MAN ei ilmoita esitteissään radiaaliturbiinin tarkempaa tyyppiä, mutta poikkileikkauksista voi päätellä myös MAN:in radiaaliturbiinien olevan tyypiltään mixed flow-turbiineja.

4.3 Huuhteluilman tuottaminen

2-tahtimoottoreiden ja 4-tahtimoottoreiden turboahtamisessa on iso periaatteellinen ero. 4-tahtimoottorissa mäntä hoitaa kaasujenvaihdon pako- ja imutahdin aikana. Imu- ja pakoventtiilit ovat auki yhtä aikaa vain hetken. 2-tahtimoottorissa sen sijaan kaasujenvaihto täytyy hoitaa paine-erolla imusarjan ja pakosarjan välillä poisto- ja imuaukon ollessa auki. (Heim K. 2002, 2)

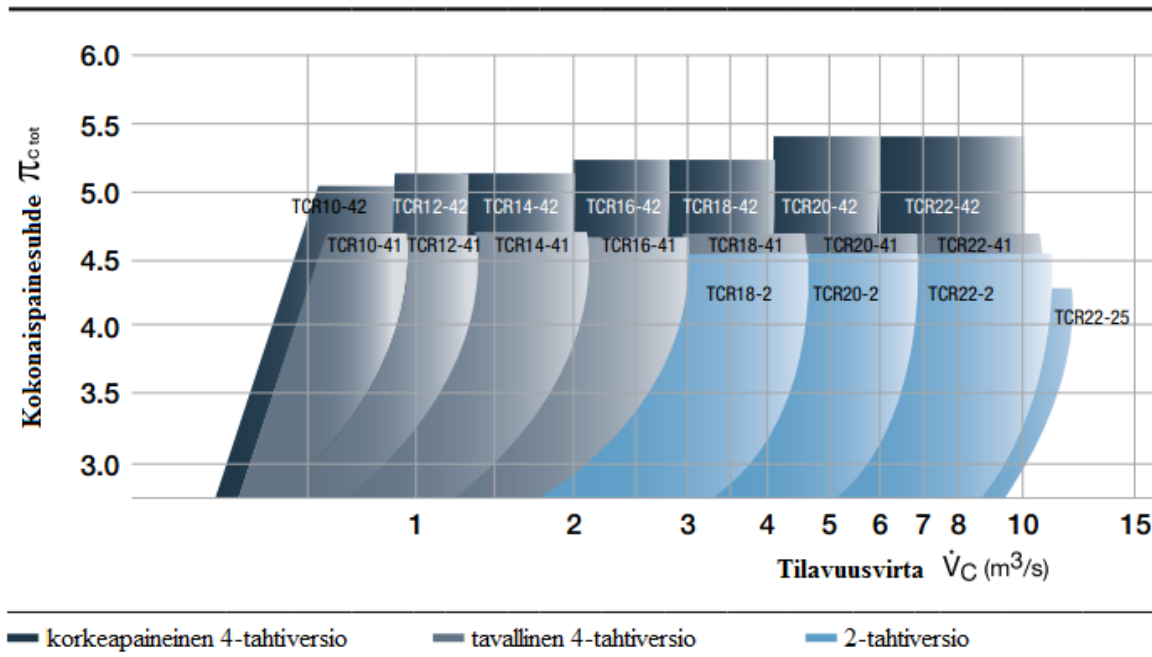
Paine-eron täytyy olla merkittävä jotta kaasujenvaihto on tehokasta. Tämän takia 2-tahtimoottorissa vaaditaan suurempaa turboahtimen hyötysuhdetta. Turboahtimen täytyy tuottaa selkeästi korkeampi ahtopaine, kuin vastapaine jonka turbiini aiheuttaa pakosarjaan. Tästä syystä 2-tahtimoottorien turboahtaminen on tullut mahdolliseksi myöhemmin kuin 4-tahtimoottorien, vasta kun turboahtimien hyötysuhteet kehittyivät riittävästi. (Heim K. 2002, 2)

Nykyaikaiset 2-tahtiset laivamoottorit ovat tasapaineahdettuja ja käyttävät yhteistä imu- ja pakosarjaa kaikille sylintereille (Heim K. 2002, 4). Tasapaineahtamisella saavutetaan korkeampi turboahtimen hyötysuhde (Hiereth H. Prenninger P. 2007, 76).

Riittävän huuhtelupaineen ja huuhteluilmavirran tuottamiseksi suurten 2-tahtilaivamoottorien ilmajärjestelmä on varustettu sähkökäyttöisillä puhaltimilla, joilla varmistetaan toiminta myös matalalla kuormalla. Näissä olosuhteissa pelkkä turboahdin ei pysty tuottamaan riittävää ilmavirtausta. (Heim K. 2002, 4)

Kuvassa 7 on MAN:in turboahtimien painesuhteet. Vaaleansinisellä on merkitty 2-tahtikoneisiin tarkoitetut turboahtimet. 2-tahtimoottoreissa käytetään alhaisempaa turboahtimen painesuhdetta kuin 4-tahtimoottoreissa.

MAN Turbocharger sovellusalueet TCR



Kuva 7. MAN:n turboahtimien suurimmat painesuhteet. Muokattu, lähde: MAN Diesel & Turbo 2012, 6

2-tahtimoottoreiden turboahtimien ahtopaineet ovat matalampia kuin vastaavien 4-tahtisten moottoreiden turboahtimien. Ero voi johtua korkeasta hyötysuhdevaatimuksesta 2-tahtisovelluksissa, sekä siitä että 2-tahtimoottoreilla ei voida käyttää Miller-ajoitusta joka vaatisi korkeaa ahtopainetta.

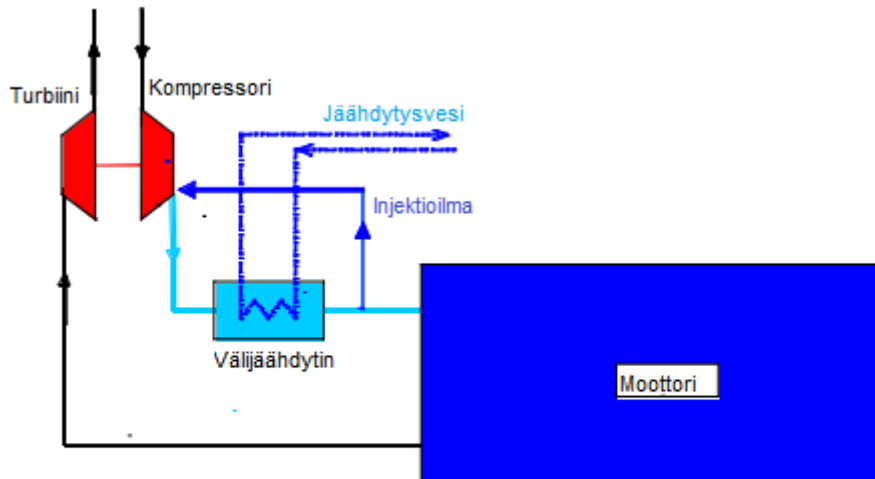
4.4 Korkean painesuhteen turboahtimet

Korkealla painesuhteella toimivat radiaalikompressorit vaativat erikoismateriaaleja tai kompressorin jäähdytystä jotta juoksupyörä kestää suuren pyörimisnopeuden ja lämpötilan aiheuttamat korkeat rasitukset. (Gwehenberger T. et al, 2009, 1)

ABB:n A100-malli voi tuottaa jopa painesuhteen 5,8 nopea- ja keskinopeakäyntisillä moottoreilla. Hidaskäyntisillä moottoreilla maksimipainesuhde on 4,7. Kompressorin on yksivaiheinen, alumiinista valmistettu radiaalikompressorin. Juoksupyörä on jäähdytetty välijäähdyttimen jälkeen

kompressoriin palautettavalla injektioilmalla. Kuvassa 8 on periaatepiirros kompressorin jäähtymisestä. (Gwehenberger T. et al. 2009, 4)

Injektioilma palautetaan kompressorin juoksupyörän ja laakereiden väliseen tilaan, jolloin juoksupyörää saadaan jäähdytettyä taustapuolelta. Samalla estetään kuuman, ahdetun ilman pääsy tähän tilaan ja laakereille. (Gwehenberger T. et al. 2009, 4 & Heim K. 2002, 6)



Kuva 8. Periaatepiirros kompressorin jäähtymisestä. Muokattu, lähde: Gwehenberger T. et al, 2009, 4

Myös kaksivaiheisia turboahtimia suunnitellaan käytettäväksi korkean painesuhteen aikaansaamiseksi. MAN TCX-sarjan turboahtimet koostuvat erillisestä matalapaine- ja korkeapaineturboahtimesta jotka on kytketty sarjaan. Kummankin kompressorivaiheen jälkeen on välijäähdytin. MAN TCX-sarjan turboahtimen periaatepiirros on esitetty kuvassa 9. Kuvassa sininen väri kuvaa ilmaa ja punainen pakokaasuja. (MAN Diesel & Turbo 2012, 34)



Kuva 9. MAN TCX-sarjan turboahdin Lähde: MAN Diesel & Turbo 2012, 34

4.5 Turboahdinten likaantuminen

Käytön aikana turboahdinten impellerit likaantuvat. Turbiinipuolella likaantuminen johtuu pakokaasujen sisältämistä palamisjäämistä, jotka tarttuvat turbiinisiipiin. Likaantumisen voimakkuus riippuu käytetystä polttoaineesta. Myös kompressori likaantuu, mutta sen aiheuttajana ovat imuilman mukana tulevat partikkelit ja epäpuhtaudet. Varsinkin laivakäytössä konehuoneen ilmassa on öljyhöyryjä, sekä ulkoilmasta peräisin olevaa suolaa ja partikkeleita. Turboahdinten puhdistukseen käytetään vesiruiskutusta. Vettä ruiskutetaan säännöllisin väliajoin käytön aikana turboahdinten siivistöön, ja näin saadaan irroitettua ainakin osa epäpuhtauksista. (Schieman Johan, 2010, 3-4)

Palamisjäämät saattavat aiheuttaa likaantumisen lisäksi eroosio- ja korroosio-ongelmia turbiinisiivistössä sekä johdesiivistössä. Tätä voidaan ehkäistä käyttämällä turbiinipuolen osissa päällysteitä ja tihentämällä puhdistussykliä. Myös kiinteitä partikkeleita voidaan käyttää turbiinin käytönaikaiseen puhdistukseen. (Schieman J. 2010, 4).

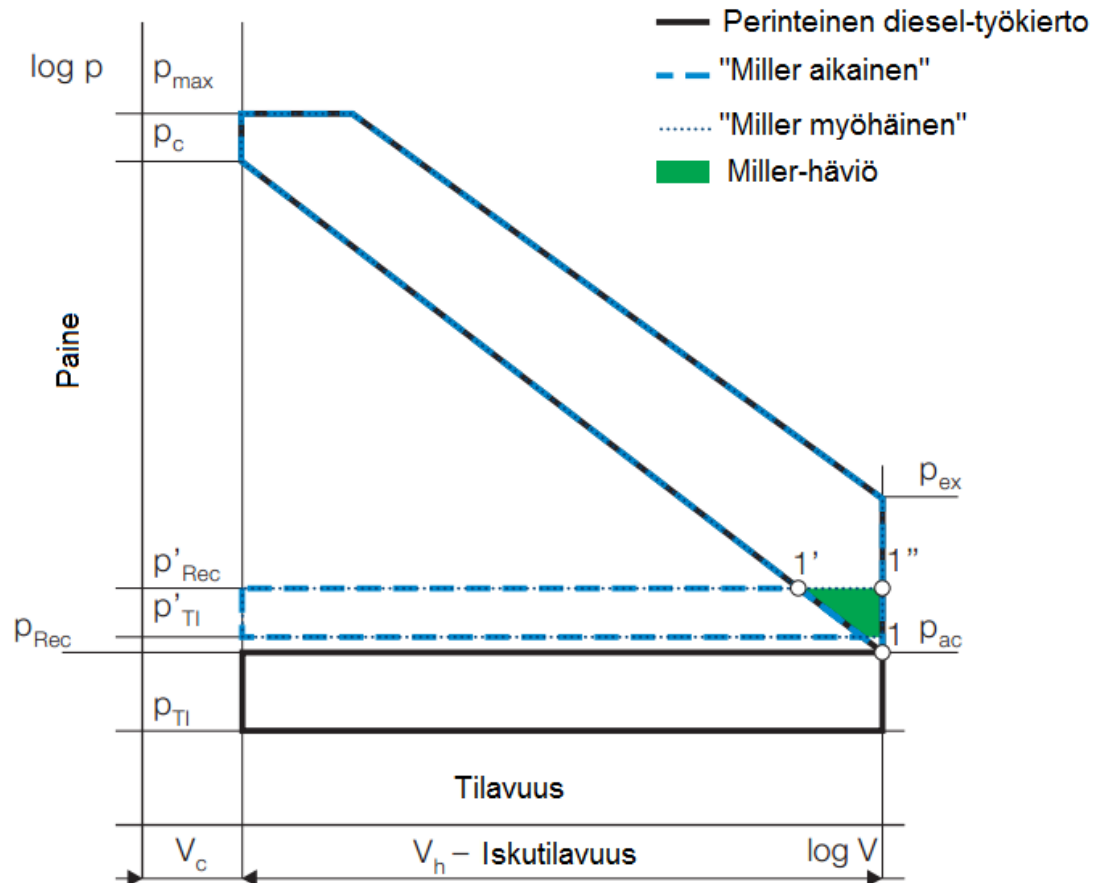
4.6 Miller-ajoitus

Miller-ajoituksen käyttö edellyttää nelitahtimoottoria, jossa on turboahdin ja välijäähdytin. Lisäksi imuventtiilin sulkeutumisaikaa on pystyttävä muuttamaan käytön aikana. Miller-ajoituksen päämääränä on saavuttaa matalampi puristuksen alkulämpötila ilman että puristustahtin loppupaine muuttuu. Ajoitus voidaan toteuttaa siten että imuventtiili suljetaan aikaisemmin kuin normaalissa nelitahtikierrrossa. Tällöin sylinterissä oleva ilma jatkaa paisumista imutahdin edetessä loppuun. Samalla ilman lämpötila laskee. Puristustahti alkaa kuitenkin yhtä korkeasta paineesta kuin normaalissa kierrossa sillä imuventtiilin aikainen sulkeutuminen kompensoidaan korkeammalla ahtopaineella. Sylinterissä olevan ilman lämpötila on kuitenkin alhaisempi ja lopputuloksena on matalampi puristuksen loppulämpötila. Menetelmää käytetään dieselmoottorissa joko vähentämään NO_x-päästöjä tai parantamaan suorituskykyä. (Mollenhauer Klaus & Tschöke Helmut. 2010, 53)

Miller-ajoitus voidaan toteuttaa myös myöhäisellä imuventtiilin sulkemisella. Se kumpaa menetelmää käytetään riippuu moottorilta vaadittavista ominaisuuksista. Myöhäistä Miller-ajoitusta ei voida käyttää moottoreissa joiden on toimittava hyvin myös osakuormalla ja muuttuvalla kierrosnopeudella. (Codan E. & Vlaskos I. 2004, 6)

Laivamoottoreilta vaaditaan yleensä hyvää osakuormakäyttäytymistä, joten laivamoottoreissa suositaan aikaista Miller-ajoitusta. Kuvassa 10 on kuvattu ideaaliset nelitahtimoottorin työkierrat tavallisessa diesel-syklissä sekä kummassakin Miller-ajoitusvaihtoehdossa.

Ideaalisissa prosesseissa ei ole eroa sillä, toteutetaanko työkierto aikaisella vai myöhäisellä imuventtiilien sulkemisella. Kuvasta 10 nähdään että molemmissa Miller-ajoitusvaihtoehdoissa efektiivinen puristustahti alkaa pisteessä 1'. Puristustahti on siis lyhyempi kuin perinteisessä dieseltyökierrossa. Aikaisessa Miller-ajoituksessa imuventtiili sulkeutuu kesken imutahdin, pisteessä 1'. Ilma paisuu sylinterissä pisteeseen 1, josta puristustahti alkaa. Myöhäisessä vaihtoehdossa imutahti etenee alakuolokohtaan asti, pisteeseen 1''. Männän liikkua ylöspäin ilmaa työntyy avonaisesta imuventtiilistä pois sylinteristä, kunnes imuventtiili sulkeutuu pisteessä 1'. Molemmilla vaihtoehdoilla päästään siis ideaalisessa tapauksessa samaan lopputulokseen. Kuitenkin todellisissa prosesseissa on eroa, ja aikainen Miller-ajoitus on käytetympi. (Codan E. & Vlaskos I. 2004, 6)



Kuva 10. Tavallinen diesel-työkierro sekä Miller-työkierrot. Muokattu, lähde: Codan E. & Vlaskos I. 2004, 4

Kuvassa	p_{rec}	on ahtopaine
	p_{ac}	puristustahdin alkupaine
	p_{ex}	paisuntatahdin loppupaine
	p_{TI}	paine pakotahdin aikana

Kuten kuvasta 10 nähdään, kompensoidaan lyhyempi puristustahti korkeammalla ahtopaineella. Haittapuolena tästä on turboahtimelta vaadittu korkea ahtopaine. Samalla turboahtimen vaatima teho kasvaa ja turboahtimen hyötysuhde heikkenee. Turboahtimen hyötysuhteella on suuri vaikutus moottorin hyötysuhteeseen, joten Miller-ajoituksen hyödyt voidaan hukata heikentyneen turboahtimen hyötysuhteen vuoksi. Jotta Miller-ajoitusta voidaan tehokkaasti käyttää, tarvitaan korkealla hyötysuhteella toimivia turboahtimia jotka pystyvät tuottamaan korkeita ahtopaineita. (Codan E. & Vlaskos I. 2004, 9)

Hierethin ja Prenningerin (Hiereth H. & Prenninger P. 2007. 116) mukaan Miller-ajoituksen käyttö rajoittuu kahteen tapaukseen:

- Moottorin suurin sallittu hetkellinen painetaso on saavutettu, mutta turboahdinjärjestelmä pystyy vielä tuottamaan korkeampia ahtopaineita.
- Prosessilla on muita rajoituksia, esimerkiksi nakutusraja on ylitetty tai NO_x päästöt ovat liian suuria.

4.7 Turboahtimen säätö

Turboahtimen ja moottorin välillä vallitsee termodynaaminen yhteys. Kun ahdin ja kompressorin on valittu, riippuu turboahtimen tuottama ahtopainekäyrä vain moottorin kuormituksesta, mikäli mitään säätötapaa ei käytetä. Turboahtimen toimintapiste määräytyy tehotasapainosta turbiinin ja kompressorin välillä. (Hiereth H. & Prenninger P 2007, 162)

Huomattavaa on että turboahtimen pyörimisnopeus ei riipu suoraan moottorin pyörimisnopeudesta. Turbiinitehon kasvattaminen kasvattaa turboahtimen pyörimisnopeutta. Turbiinin tuottama teho riippuu vain pakokaasujen tilavuusvirrasta ja lämpötilasta. Pakokaasujen lämpötilan ja tilavuusvirran kasvattaminen kasvattaa siis turboahtimen pyörimisnopeutta. (Hiereth H. & Prenninger P 2007, 75)

Jotta turboahdin tuottaa halutun ahtopaineen eri moottorin kierrosnopeuksilla ja kuormituksilla, on sen toimintaa yleensä kyettävä säätämään. Ahtopaineen säätö perustuu turbiinin tai kompressorin tehon säätämiseen (Hiereth H. Prenninger P. 2007, 162) .

Mikäli moottorin vaatimaa ilman massavirtaa ei muuteta, voi kompressoria säätää joko muuttamalla kompressorin hyötysuhdetta tai ilmamäärää. Ilmamäärää voidaan muuttaa kompressoripuolen ohitusventtiilillä. (Hiereth H. & Prenninger P 2007, 162)

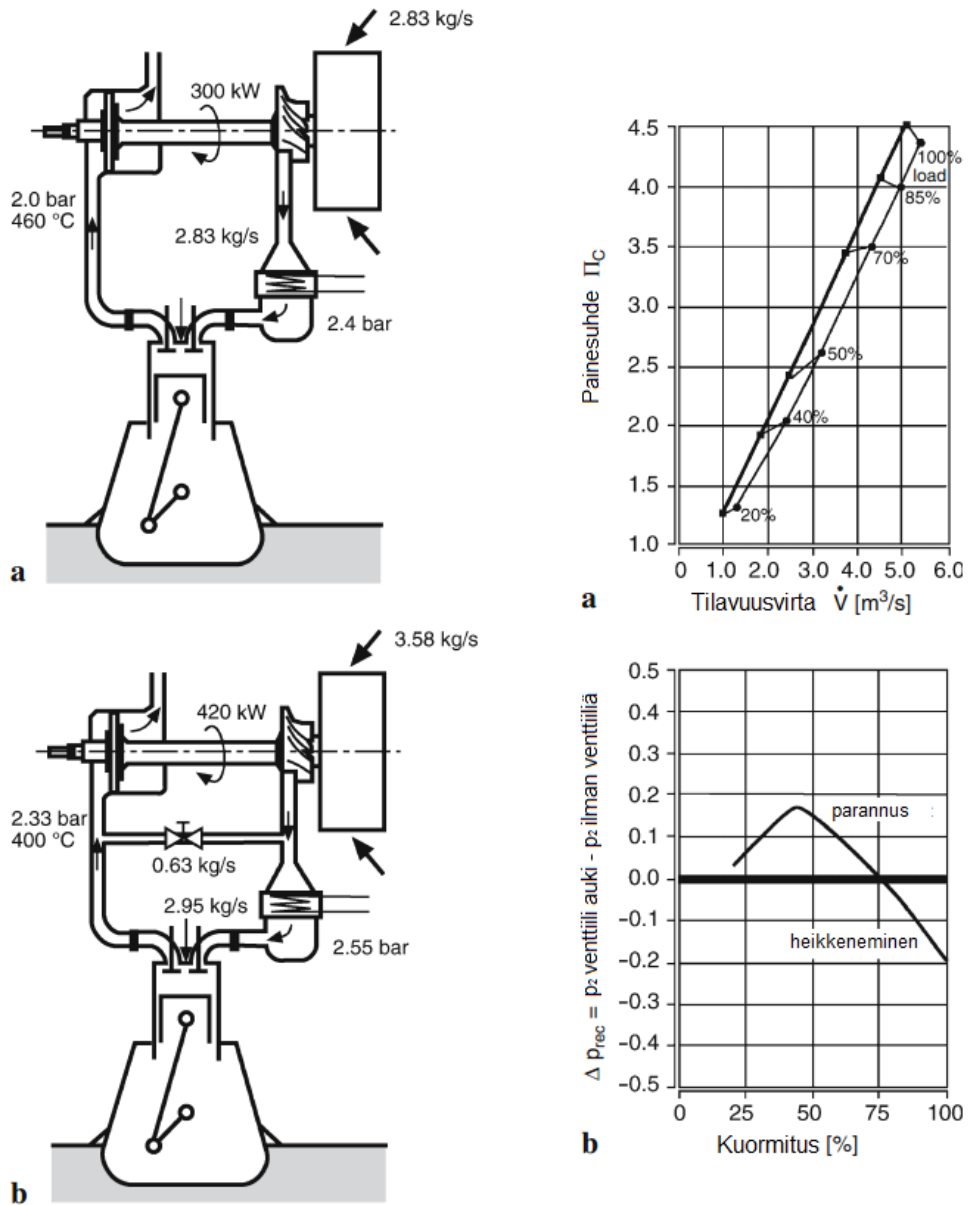
Turbiinia voidaan säätää useammalla tavalla. Turbiinin lävitse kulkevaa pakokaasujen tilavuusvirtaa voidaan muuttaa turbiinin ohitusventtiilillä eli hukkaportilla. Turbiinin sisäänvirtausta voidaan muuttaa turbiinin sisään tulon geometriaa muuttamalla VTG-turbiineissa. Moottorin ilmasuhdetta muuttamalla voidaan vaikuttaa pakokaasujen lämpötilaan ja sitä kautta turbiinitehoon. (Hiereth H. & Prenninger P. 2007, 162)

4.7.1 Turboahtimen säätö venttiileillä

Venttiilisäätö on yksinkertaisin ja käytetyin tapa säätää turboahdinta. Venttiileillä voidaan järjestää ohituksia tarvittaviin paikkoihin. Yleisin ratkaisu on ns. hukkaportin käyttäminen. Hukkaportti on venttiili, jonka kautta pakokaasut pääsevät ohittamaan turbiinin. Hukkaportilla turbiinin tuottamaa tehoa voidaan rajoittaa, ja turbiinin nielemiskykyä voidaan kasvattaa ohjaamalla osa pakokaasuista suoraan turbiinin ohi. Yleensä pienemmissä turboahdimissa hukkaportti on integroitu turboahdimen koteloon. (Hiereth H. Prenninger P. 2007, 163-164)

Hidaskäyntisissä moottoreissa käytetään yleisesti kompressoripuolen ohitusventtiiliä. Venttiili ohjaa osan ahdetusta ilmasta moottorin ohi suoraan turbiinille. Kuvassa 11 on esitetty ohitusventtiilin toiminta tietyssä moottorin toimintapisteessä. Kuvassa a ohitusventtiili ei ole käytössä, ja kuvassa b ohitusventtiili on käytössä. Korkeasti ahdetuissa moottoreissa venttiilillä voidaan varmistaa riittävä etäisyys toimintapisteeseen ja sakkausrajan välillä. Kompressorin toimintapistettä voidaan siirtää korkeamman hyötysuhteen alueelle. (Hiereth H. Prenninger P. 2007, 165-166)

Kuvan 11 taulukossa a on kompressorin painesuhde tilavuusvirran funktiona. Paksu viiva kuvaa toimintaa ilman ohitusventtiiliä ja ohuempi viiva ohitusventtiilin kanssa. Nähdään että osakuormalla ohitusventtiilin käytöllä saavutetaan suurempi painesuhde. Täydellä kuormalla vaikutus on päinvastainen. Venttiilin vaikutus ahtopaineeseen on kuvattu taulukossa b. Venttiiliä ei siis käytetä täydellä kuormalla, vaan sillä saadaan parannettua toimintaa osakuormalla.

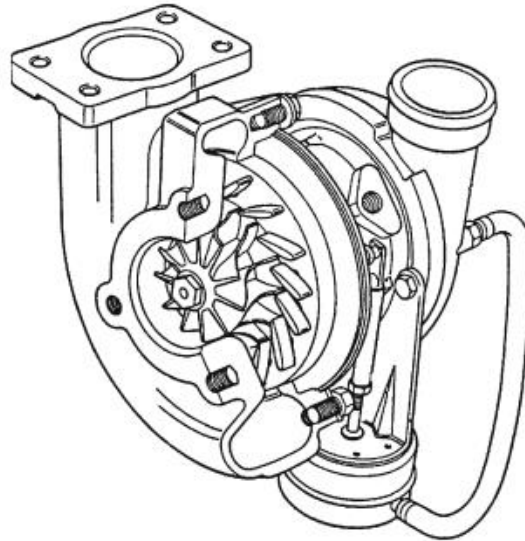


Kuva 11. Kompessoripuolen ohitusventtiilin toiminta. Muokattu, lähde: Hiereth H. Prenninger P. 2007, 164

4.7.2 VTG-turboahtimet

VTG-turboahtimella tarkoitetaan ahdinta jossa on muuttuva turbiinigeometria (Variable Turbine Geometry). Tällöin turbiinin tuottamaa tehoa voidaan helposti säätää. Turbiinin säätö tehdään muuttamalla johdesiipien kulmaa. Kuvassa 12 on esitetty radiaaliturbiini, jossa on muuttuvat johdesiivet. Johdesiivet näkyvät radiaaliturbiinin kehällä, virtauksen sisääntulokanavassa.

Johdesiipien kulmaa muuttaa käyttökoneisto joka tässä esimerkissä reagoi ahtopaineeseen painekellon välityksellä.



Kuva 12. VTG-turboahdin. Lähde: Hiereth H. Prenninger P. 2007, 173

VTG-turboahdimia käytetään pienissä laivamoottoreissa. Kaikkein suurimmissa radiaaliturbiineissa tekniikka ei ole käytössä. MAN käyttää tekniikkaa nimeltään VTA (Variable Turbine Area) jossa turbiinin johdesiipiä säätämällä saadaan muutettua virtauspoikkipinta-alaa turbiinille. Tekniikka on hyvin samankaltainen kuin VTG:ssä. (ABB Turbo Systems Ltd 2009 & MAN Diesel & Turbo, 2012)

4.8 Sähköiset turboahdimet

Tietyissä tilanteissa pelkän pakokaasuturbiinin tuottama teho ei riitä halutun ahtopaineen aikaansaamiseen. Tällöin voi olla tarpeen avustaa turboahdinta sähköisesti. Tähän on olemassa kaksi vaihtoehtoa; joko turboahdin jossa on samalle akselille kytketty sähkömoottori, tai sitten erillinen sähköinen puhallin joka on kytketty kompressorin kanssa sarjaan (Mollenhauer Klaus & Tschöke Helmut. 2010, 54).

Turboahtimesta, jossa on sähkömoottori, on monenlaista hyötyä. Sähkömoottorin avulla turboahtimeen kierroslukua voidaan nostaa nopeasti ja turboahdin saadaan reagoimaan muuttuviin olosuhteisiin nopeammin. Tilanteissa joissa pelkän turbiinin tuottama teho ei riitä, voidaan sähkömoottorilla avustaa kompressoria. Kun turbiini kykenee tuottamaan ylimääräistä tehoa vaadittavaan ahtopaineeseen nähden voidaan sähkömoottoria käyttää generaattorina. (Mollenhauer Klaus & Tschöke Helmut. 2010, 54)

Ongelmana sähköisessä turboahamisessa on se että sähkömoottorin roottori lisää turboahtimeen pyörivää massaa, ja muuttuvissa olosuhteissa turboahdin ei enää kykene reagoimaan riittävän nopeasti ilman sähköistä avustusta. Sähkömoottorin pitää myös pyöriä hyvin suurella, jopa 100 000 rpm kierrosnopeudella. (Mollenhauer Klaus & Tschöke Helmut. 2010, 54)

Wärtsilä (Wärtsilä RT-flex96C and Wärtsilä RTA96C Technology Review. 2007, 18) käyttää suurissa 2-tahtisissa laivamoottoreissa sähkökäyttöisiä puhaltimia riittävän huuhteluilman aikaansaamiseksi pienillä moottorin kierrosnopeuksilla ajettaessa. Pelkkä turboahdin ei pysty näissä tilanteissa tuottamaan riittävää ilmavirtausta. Puhaltimia käytetään myös moottoria käynnistäessä.

4.9 Turbocompound

Sähköiset turboahdit liittyvät läheisesti turbocompoundiin, jolla tarkoitetaan energian tuottamista pakokaasuista muuhun käyttöön kuin ilman kompressoimiseen. Turbocompound-järjestelmässä käytetään tyypillisesti erillistä tehoturbiinia jonka läpi pakokaasuja paisutetaan. Tehoturbiinin akselille voidaan kytkeä generaattori, joka tuottaa sähkötehoa esimerkiksi laivan sähköverkkoon. Joissakin ratkaisuissa voidaan kytkeä vaihteiston välityksellä tehoturbiini moottorin akselille, jolloin kasvatetaan tuotettua mekaanista tehoa. Pakokaasuturbiini voi olla kytketty turboahtimeen rinnalle, jolloin osa pakokaasuista johdetaan turboahtimeelle ja osa tehoturbiinille. (Hiereth H. Prenninger P. 2007, 121)

Wärtsilä (Wärtsilä RT-flex96C and Wärtsilä RTA96C Technology Review. 2007, 20) käyttää RT-Flex96C moottorissa turbocompoundia. Erillinen pakokaasuturbiini tuottaa laivan sähköverkkoon energiaa. Tällä ratkaisulla saadaan korotettua kokonaishyötysuhdetta. Osa pakokaasuista ohjataan turboahtimeen turbiinin ohi suoraan tehoturbiinille tilanteissa joissa turboahdin ei tarvitse kaikkea pakokaasujen tilavuusvirtaa.

5. YHTEENVETO

Laivamoottorit ovat pääasiassa dieselmoottoreita. Ne pitävät sisällään laajan skaalan erityyppisiä moottoreita; Nopeista 4-tahtisista pienitehoisista moottoreista aina hidaskäyntisiin suuriin 2-tahtimoottoreihin. Polttoaineena moottoreissa käytetään joko dieselöljyä tai raskasta polttoöljyä. Kaikki nykyaikaiset laivamoottorit ovat turboahdettuja, sillä turboahtamisella saavutetaan merkittäviä hyötyjä teho-painosuhteessa, polttoainetehokkuudessa ja päästöissä.

Hidaskäyntisissä 2-tahtimoottoreissa käytetään aksiaaliturbiinilla varustettuja tasapaineahtimia. Nopeikäntisissä 4-tahtimoottoreissa taas käytetään impulssiahtamista ja radiaaliturbiinia. Impulssiahtamisella saavutetaan parempi vaste kun taas tasapaineahtamisen etuna on helpompi pakosarjan suunnittelu. Kaikki laivaturboahtimien radiaaliturbiinit ovat tyypiltään mixed-flow turbiineja. Näillä saavutetaan suurempi nielemiskyky ja parempi painepulssien hyödyntäminen impulssiahtamisessa.

Tulevaisuudessa varsinkin kiristyvät päästörajoitukset ja kasvavat polttoainekustannukset ajavat moottorivalmistajia suunnittelemaan tehokkaampia ja ekologisempia moottoreita. Merkittävin kehityslinja tulevaisuudessa on Miller-ajoituksen aiempaa laajempi käyttö turboahdetuissa 4-tahtimoottoreissa. Miller-ajoituksen tehokas hyödyntäminen vaatii korkeita ahtopaineita, joka taas asettaa vaatimuksia turboahtimille. Materiaalitekniset ominaisuudet asettavat rajoituksen yksivaiheisella turboahtamisella saavutettavalle ahtopaineelle, joten monivaiheiseen turboahtamiseen on pakko siirtyä kun tavoitellaan aiempaa korkeampia painesuhteita.

Sähköiset turboahdit tarjoavat mahdollisuuden pakokaasujen hukkaenergian hyödyntämiseen esimerkiksi laivan sähköntuotannossa, ilman erillisen pakokaasuturbiinin käyttöä. Samalla sähköisillä turboahdimilla pystytään parantamaan turboahtimen vastetta muuttuvissa tilanteissa. Kompressoria voidaan myös avustaa sähköisesti tilanteissa joissa halutaan korkeampaa ahtopainetta kuin mitä pelkkä turbiini kykenisi tuottamaan. (Mollenhauer Klaus & Tschöke Helmut. 2010, 54).

LÄHDELUETTELO

ABB Turbo Systems Ltd. The range of ABB turbochargers. 2009. [PDF-esite WWW-sivuilla]. Viitattu 17.02.2014. Saatavilla:

[http://www05.abb.com/global/scot/scot208.nsf/veritydisplay/45293361ee2c0600c1257b0c005474e6/\\$file/ABBTC_The_range.pdf](http://www05.abb.com/global/scot/scot208.nsf/veritydisplay/45293361ee2c0600c1257b0c005474e6/$file/ABBTC_The_range.pdf)

Gwehenberger Tobias, Thiele Martin, Seiler Martin, Robinson Doug. Single stage high-pressure turbocharging. 2009. [Value paper]. ABB. Viitattu 16.02.2014. Saatavissa:

[http://www05.abb.com/global/scot/scot267.nsf/veritydisplay/497e1a757dd0753b852577c200537ff9/\\$file/singlestage%20high-pressure%20turbocharging.pdf](http://www05.abb.com/global/scot/scot267.nsf/veritydisplay/497e1a757dd0753b852577c200537ff9/$file/singlestage%20high-pressure%20turbocharging.pdf)

Codan E. & Vlaskos I. Turbocharging medium speed diesel engines with extreme Miller timing. 2004. [Technical information]. ABB. Viitattu 17.02.2014. Saatavissa:

[http://www05.abb.com/global/scot/scot208.nsf/veritydisplay/bb370e9ea2e5e464c12578800125788c/\\$file/ABB%20Turbocharging_Turbocharging%20medium%20speed%20diesel%20engines....pdf](http://www05.abb.com/global/scot/scot208.nsf/veritydisplay/bb370e9ea2e5e464c12578800125788c/$file/ABB%20Turbocharging_Turbocharging%20medium%20speed%20diesel%20engines....pdf)

Dieselnet. Emission Standards: International IMO Marine Engine Regulations. 2011. Viitattu 16.03.2014. Saatavissa: <http://www.dieselnet.com/standards/inter/imo.php>

Heim Klaus. 2002. Existing and Future Demands on the Turbocharging of Modern Large Two-Stroke Diesel Engines. Paper presented in 8th supercharging conference, Dresden. Wärtsilä Switzerland Limited.

Hiereth Hermann & Prenninger Peter. 2007. Charging the Internal Combustion Engine. Wien. SpringerWienNewYork.

Larjola Jaakko & Jaatinen Ahti. Energianmuuntoprosessit [Kurssimoniste]. 2012. LUT Energia.

MAN Diesel & Turbo. 2013. Marine Engine Programme 2nd Edition 2013 - IMO Tier II. [PDF-esite WWW-sivuilla]. Viitattu 16.02.2014. Saatavissa:

<http://www.mandieselturbo.com/web/viewers/news/template04.aspx?aid=8822&sid=857>

MAN Diesel & Turbo. 2012. Exhaust Gas Turbochargers - Programme 2012. [PDF-esite WWW-sivuilla]. Viitattu 16.02.2014. Saatavissa:

<http://www.mandieselturbo.com/files/news/files/17326/Turbocharger%20Programme%20012.pdf>

Mollenhauer Klaus & Tschöke Helmut. 2010. Handbook of diesel engines. Springer-Verlag Berlin Heidelberg.

Palocz-Andresen Michael. 2013. Decreasing Fuel Consumption and Exhaust Gas Emissions in Transportation. Hamburg. Springer Berlin Heidelberg.

Rajoo Srithar & Martinez-Botas Ricardo. Mixed Flow Turbine Research: A Review. Journal of Turbomachinery; October 2008, Vol 130.

Rama S.R. Gorla. Aijaz A. Khan. Turbomachinery: Design and Theory. 2005. [Google e-kirja]. Marcel Dekker. Viitattu 23.2.2014. Saatavissa:

http://www.google.fi/books?id=9N7sQjcFaDwC&printsec=frontcover&hl=fi&source=gbs_ge_summary_r&cad=0#v=onepage&q&f=false

Schieman Johan. 2010. Operating turbochargers – Collection of articles. Published in Turbo Magazine 1992-1996. [Tekninen dokumentaatio PDF]. ABB Turbocharging. Viitattu 18.02.2014. Saatavissa:

[http://www05.abb.com/global/scot/scot208.nsf/veritydisplay/77547b9dbf02d66ec1257880005681d3/\\$file/abb%20turbocharging_operating%20turbochargers.pdf](http://www05.abb.com/global/scot/scot208.nsf/veritydisplay/77547b9dbf02d66ec1257880005681d3/$file/abb%20turbocharging_operating%20turbochargers.pdf)

en.wikipedia.org. [Kuva turboahtimesta]. Author: NASA. Viitattu 18.03.2014.

Saatavissa: <http://en.wikipedia.org/wiki/File:Turbocharger.jpg>

Wärtsilä. Wärtsilä RT-flex96C and Wärtsilä RTA96C Technology Review. [PDF-esite WWW-sivulla]. 2007. Viitattu 19.01.2013. Saatavissa:

<http://www.wartsila.com/file/Wartsila/en/1278528421485a1267106724867-Wartsila-O-E-RT-flex96C-RTA96C-TR.pdf>

Wärtsilä. RT-flex96C and RTA96C. [Kuva WWW-sivulla]. 2014. Viitattu 23.04.2014.

Saatavissa:<http://www.wartsila.com/fi/engines/low-speed-engines/rt-flex96c>