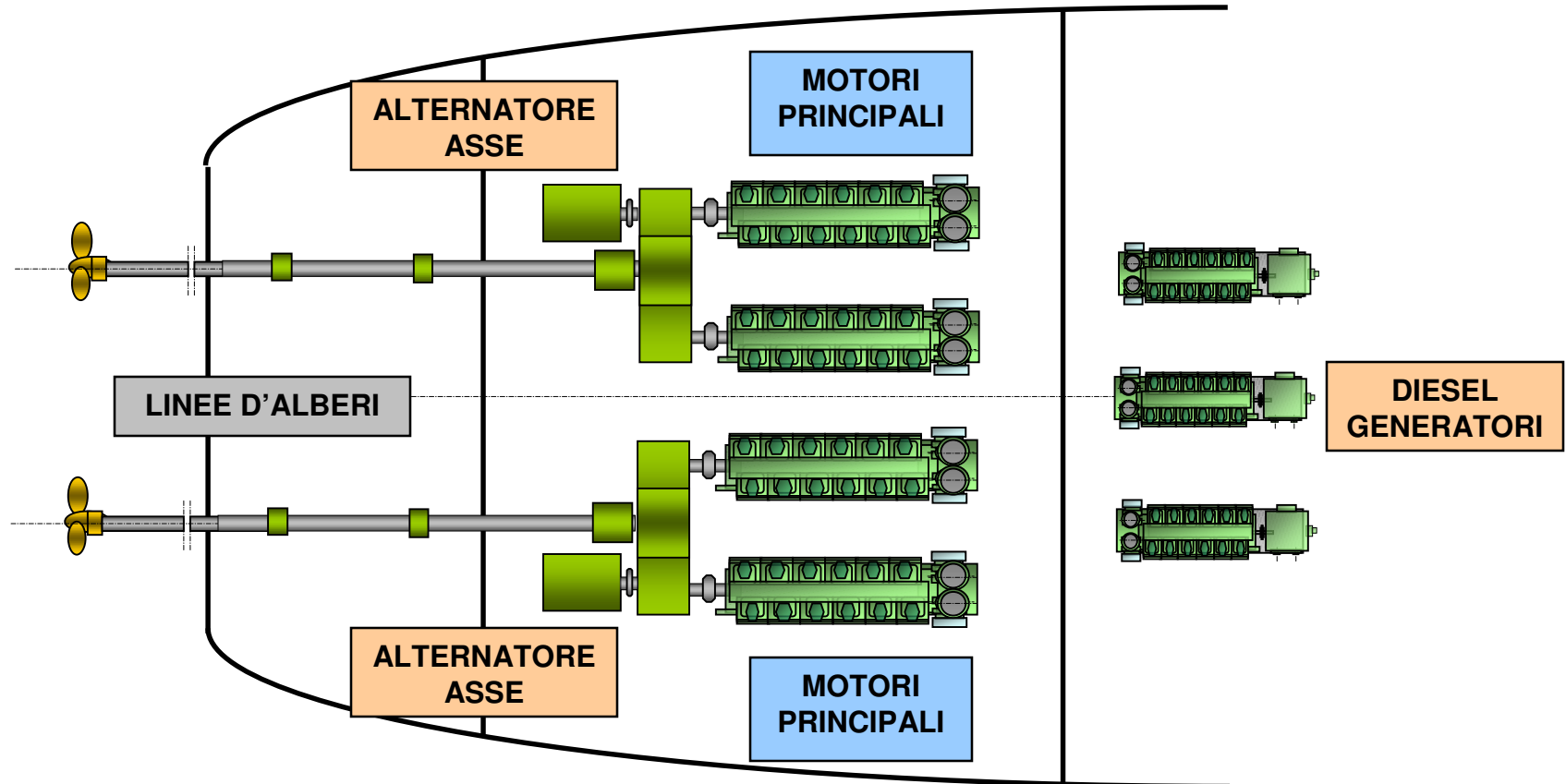


Impianti di propulsione navale

Concetti dell'impiantistica navale

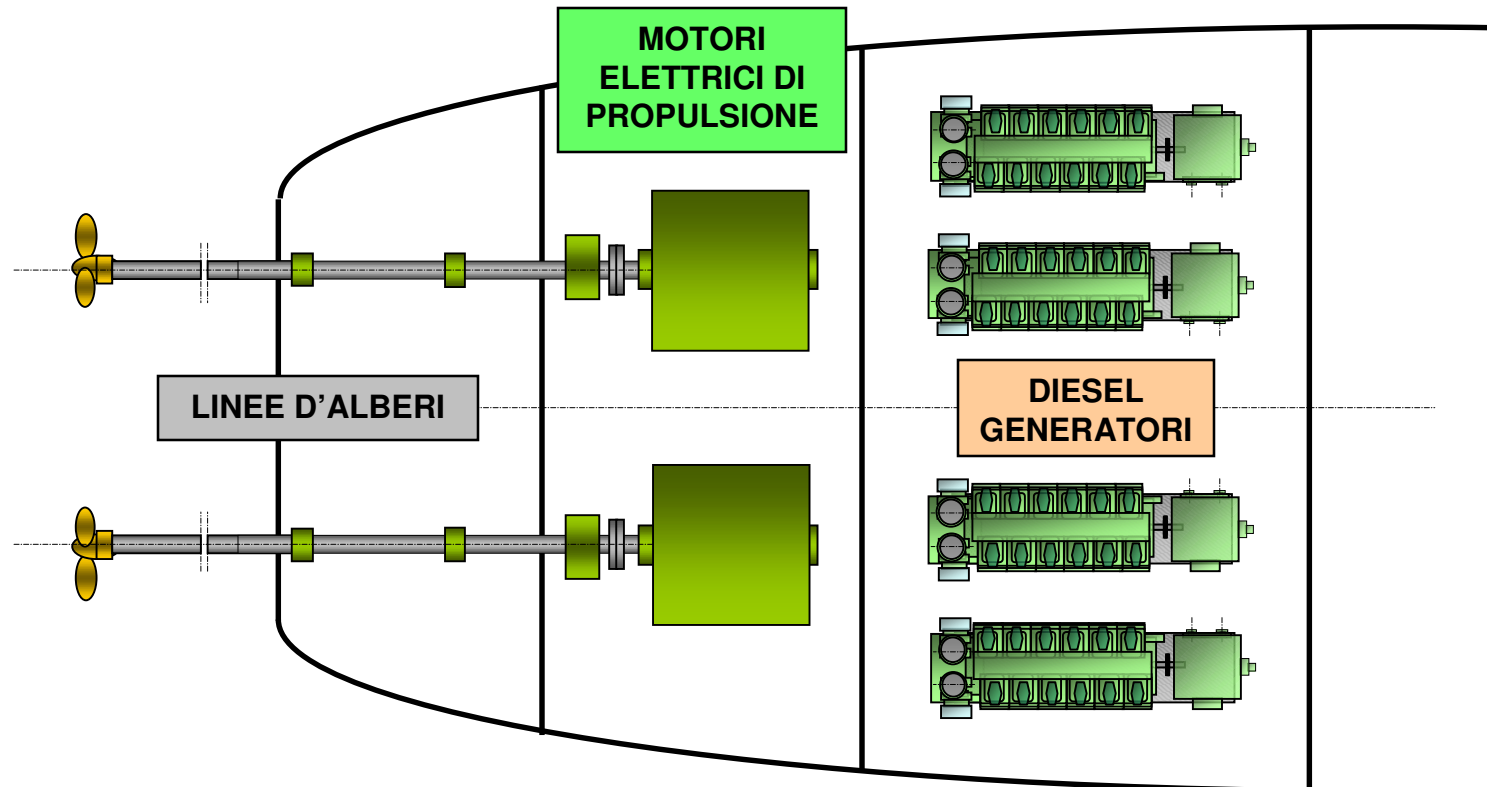


Impianto propulsivo bielica di tipo meccanico con motori diesel “medium speed” collegati alle linee d'alberi mediante riduttori e alternatori asse mossi da PTO.

Esempio di parziale integrazione fra propulsione e generazione elettrica.

Impianti di propulsione navale

Concetti dell'impiantistica navale



Impianto propulsivo bielica di tipo diesel-elettrico. I motori elettrici di propulsione sono direttamente collegati alle linee d'alberi. I gruppi diesel generatori forniscono la potenza elettrica necessaria alla propulsione ed ai servizi di bordo.

Esempio di integrazione totale fra propulsione e generazione elettrica.

Impianti di propulsione navale

Concetti dell'impiantistica navale

➤ **Impianti propulsivi con motore principale direttamente collegato alla linea d'alberi.**

La maggior parte delle navi da carico convenzionali, come ad esempio navi cisterna, portacontenitori, portarinfuse, sono dotate di motore diesel lento a due tempi direttamente collegato alla linea d'alberi. Caratteristiche tipiche di questo tipo di motore :

- ✓ opera con olii combustibili ad alta viscosità di costo relativamente basso,
- ✓ ha un elevato rendimento termodinamico,
- ✓ non necessita di riduttore di giri,
- ✓ è molto affidabile,
- ✓ le sue caratteristiche di peso ed ingombro sono accettabili per i tipi di navi a cui è destinato.

Le velocità di rotazione di questo tipo di motore sono comprese fra 80 e 200 giri al minuto.

In questo tipo di propulsione, l'elica può essere sia a pale fisse che a pale orientabili. Il tipo a pale fisse è il più comune, tenuto conto che il motore diesel a due tempi è reversibile. Il moto della nave viene controllato regolando la direzione di rotazione e i giri del motore.

Impianti di propulsione navale

Concetti dell'impiantistica navale

➤ **Impianti propulsivi con motore principale collegato alla linea d'alberi tramite riduttore di giri**

Nel caso in cui la velocità del motore primo sia più alta della velocità alla quale l'elica può operare in modo efficiente, è necessario collegare il motore primo alla linea d'alberi tramite un riduttore di giri. E' il caso dei motori diesel "medium" o "high speed", delle turbine a gas e delle turbine a vapore.

Il riduttore di giri può essere usato non solo per l'ovvia funzione di ridurre la velocità del motore primo, ma anche contemporaneamente per combinare la potenza di due o più motori primi su un'unica linea d'alberi, o per dividere la potenza fra più alberi, uno dei quali può essere ad esempio l'albero di uscita di una presa di potenza (Power Take Off).

In impianti di potenza relativamente bassa, al riduttore di giri può essere combinato un invertitore che consente l'inversione del senso di rotazione dell'elica.

Impianti di propulsione navale

Concetti dell'impiantistica navale

Generalmente, l'inversione del moto in impianti con riduttore di giri viene ottenuta mediante l'elica a pale orientabili.

Fanno eccezione gli impianti con turbine a vapore, dotate di turbina separata per la marcia addietro.

La richiesta di potenza elettrica viene soddisfatta da una centrale elettrica indipendente e, alle volte, da un alternatore asse mosso da presa di potenza sul riduttore di giri.

Poichè in questi impianti propulsivi è generalizzato l'uso dell'elica a pale orientabili, la velocità di rotazione della linea d'alberi può essere mantenuta costante. La spinta dell'elica verrà allora controllata variandone il passo. Ciò consente all'alternatore asse di produrre tensione a frequenza costante anche a basse velocità nave e in manovra. Si può così evitare l'installazione di un convertitore di frequenza.

Controllo formazione e abbattimento sostanze inquinanti

1. Introduzione - norme IMO

2. Sistemi per diminuire la formazione di inquinanti

- a) Iniezione acqua → NO_x
- b) EGR → NO_x
- c) Ottimizzazione del ciclo di funzionamento → NO_x
- d) Combustione delle miscele magre → NO_x
- e) Ciclo Miller → NO_x

3. Sistemi di abbattimento

- a) SCR (Selective Catalytic Reduction) → NO_x
- b) Scrubber → SO_x
- c) Filtri anti particolato e catalizzatori ossidanti → PM – HC

4. Alimentazione a Gas Naturale

Introduzione

Una delle più importanti azioni che possono essere adottate immediatamente per ridurre le emissioni delle navi è quello di abbassare notevolmente il livello di zolfo nei combustibili per uso marittimo:

- ✓ riducendone la concentrazione dalla media attuale di 2.7% allo 0.5% si ridurrebbe le emissioni navali di SO₂ di circa l'80%;
- ✓ la frazione più alta di particolato emesso dai grandi motori Diesel marini operanti con HFO deriva da ceneri, metalli, ossidi e solfati (circa il 65% su un motore a media velocità). La riduzione dello zolfo nel combustibile ridurrebbe anche la formazione di solfato e quindi le emissioni di particolato (di circa il 40%);
- ✓ forti riduzioni nel contenuto di zolfo del combustibile consentiranno ulteriori forti riduzioni di particolato e anche di NO_x sia da motori nuovi che da motori esistenti, perché alcuni dispositivi di post-trattamento dei gas di scarico non funzionano nel modo più efficace in presenza di livelli di zolfo elevati.

Sono stati condotti degli studi per stimare l'impatto del costo della riduzione del tenore di zolfo fino allo 1.5% e/o allo 0.5%, ottenibile con tecniche diverse, sul prezzo dei combustibili per uso marittimo in Europa:

- ✓ la raffinazione di greggi a basso tenore di zolfo avrebbe un costo incrementale di 40-45 euro per tonnellata di combustibile;
- ✓ la desolforazione dell'HFO residuo costerebbe tra i 50 e i 90 euro a tonnellata;
- ✓ la miscelazione di oli greggi di varia provenienza avrebbe costi minori, ma fornirebbe quantità meno significative di combustibile a basso tenore di zolfo.

Un altro mezzo possibile per ridurre le emissioni di SO_2 delle navi è il lavaggio (scrubbing) dei gas di scarico con acqua di mare. Si tratta praticamente dell'equivalente marino della desolforazione dei fumi, una metodologia di controllo consolidata, affidabile ed economica utilizzata nelle centrali elettriche e altri grandi impianti di combustione terrestri.

Si può raggiungere un livello di rimozione della SO_2 tra il 74% e l'80%, con la possibilità potenziale di arrivare di fino al 95% per l' SO_2 e all'80% per il particolato. Tale tecnica appare più efficace che non la riduzione dello zolfo nel combustibile all'1.5%.

L'adozione diffusa di tale tecnica dipende però dalla risoluzione soddisfacente del problema dell'impatto delle acque di lavaggio sulla qualità dell'acqua di mare: l'acqua di lavaggio contiene particolato e altri inquinanti, nonché composti solforati.

Sebbene l'effluente può essere trattato prima dello scarico per rimuovere molti dei contaminanti, esso conterrà ancora zolfo e sarà più acido dell'acqua di mare. I potenziali impatti sulla qualità delle acque di questi scarichi sono attualmente oggetto di studio.

Le misure disponibili per la riduzione degli NO_x sono varie. Si possono classificare come modifiche al motore, tecnologie a monte del motore e tecnologie di post-trattamento.

Riduzioni di NO_x molto elevate si ottengono con la riduzione catalitica selettiva (SCR) dei gas di scarico con ammoniaca o urea in presenza di un catalizzatore. La tecnica SCR è efficacemente utilizzata in applicazioni marine e terrestri, con riduzioni delle emissioni di NO_x da fonte mobili del 65-99%, con una media di circa l'80%. Sono state rilevate anche riduzioni del particolato del 30-40%. Poiché la dimensione degli impianti SCR è un problema nelle applicazioni marine, sono stati appositamente sviluppati dispositivi più compatti. Utilizzando a monte anche un catalizzatore ossidante, si possono ridurre gli NO_x dell'85-95% in navi oceaniche che brucino combustibili con tenore di zolfo fino all'1%.

Un diverso approccio alla riduzione dell'inquinamento dell'aria prodotto dalle navi è l'utilizzo di combustibili o fonti di alimentazione diverse per i motori.

Sono disponibili in commercio motori a gas naturale, utilizzati sulle navi da più di un decennio. I dati sulle emissioni di tali navi sono ancora scarsi, ma quelle di NO_x e particolato dalle loro controparti terrestri sono estremamente basse.

I principali ostacoli per l'uso più ampio di questo approccio sono il costo e la mancanza di infrastrutture diffuse di rifornimento marino.

Navi alimentate da celle a combustibile sarebbero ancora più pulite, ma questa tecnologia non è al momento disponibile in commercio.

Esiste un'ulteriore possibilità per ridurre le emissioni prodotte dalle navi all'ormeggio.

Le navi alla banchina mantengono in funzione i loro motori ausiliari o principali per soddisfare la richiesta di energia elettrica in modalità "hotel".

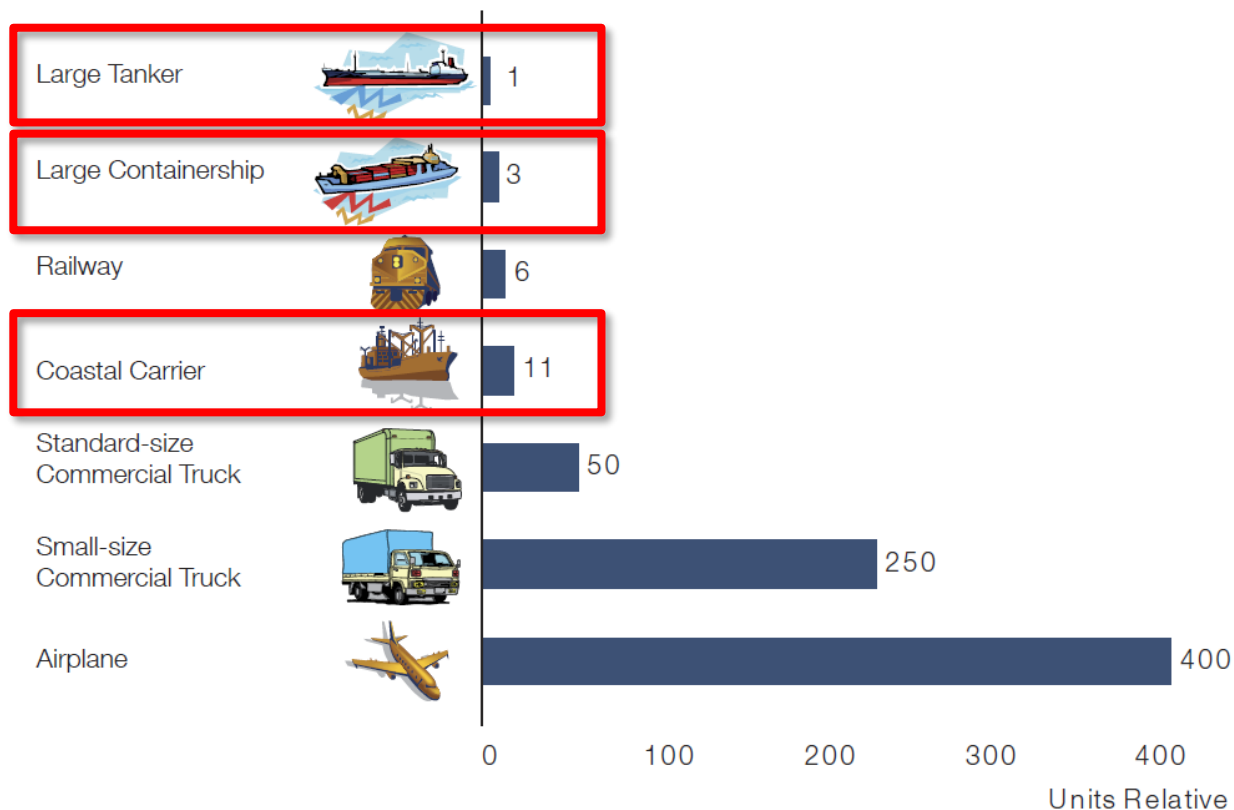
Le emissioni così prodotte possono essere notevoli, anche se sono prodotte da motori ausiliari alimentati con combustibili distillati (piuttosto che HFO) più puliti.

Per esempio, nel sud della California, le emissioni in modalità "hotel" sono stimate pari al 37% di tutte le emissioni di NO_x e al 27% di tutte le emissioni di particolato della nave. Nel porto di New York, il 33% delle emissioni navali di NO_x e il 18% di quelle di particolato sono dovute alle navi all'ormeggio.

Queste emissioni possono essere ridotte attraverso l'uso di energia elettrica in banchina, chiamato "cold ironing". In aree come la California, dove la potenza elettrica locale lato terra è generata da fonti relativamente pulite, il "cold ironing" è in grado di ridurre le emissioni fino al 90% o più.

Emissioni di CO₂ - traffico marittimo

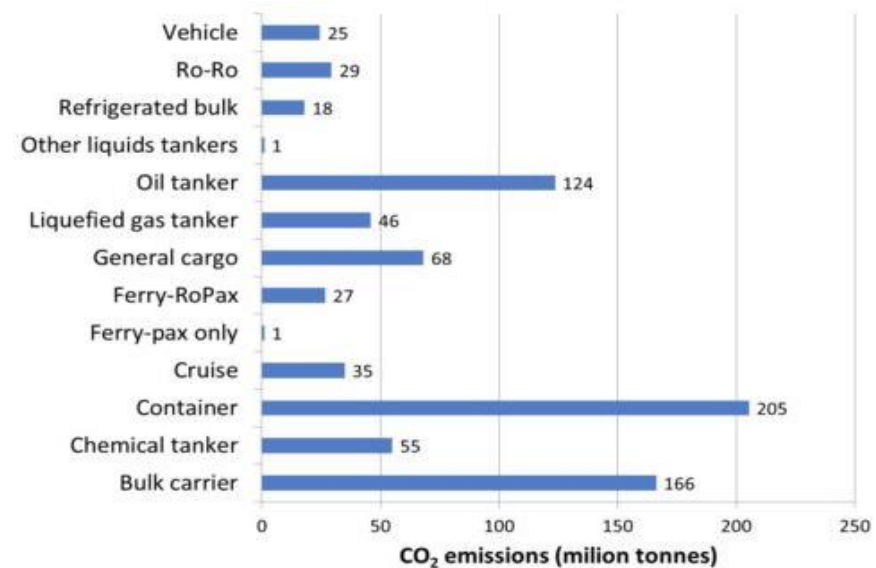
- Al livello mondiale 3% (4% a livello europeo) delle emissioni GHG (Green House Gas) sono dovute al trasporto marittimo
- Limitatamente al settore dei trasporti, la ripartizione è la seguente:



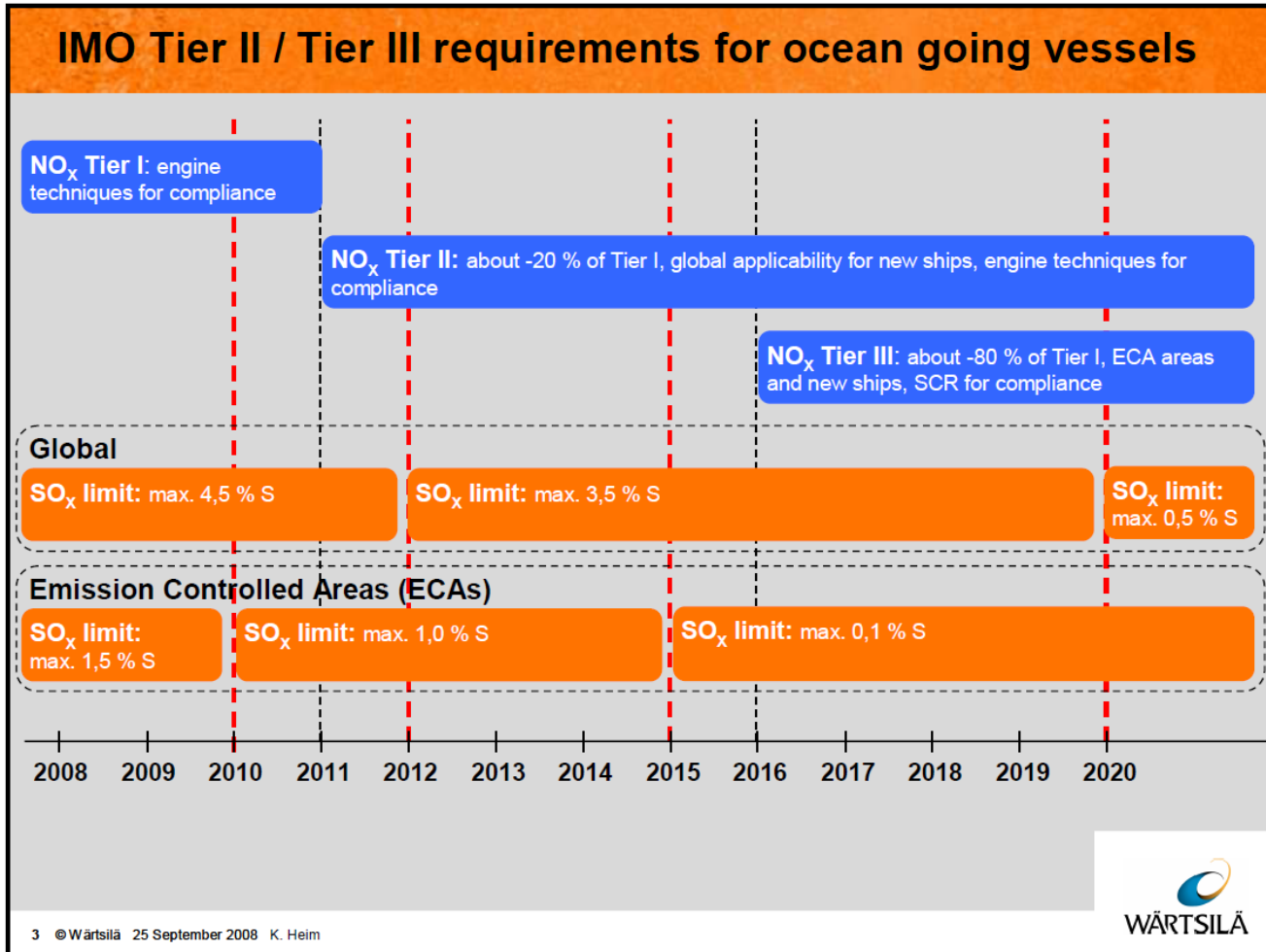
Source *Report on Research for CO₂ Emission from Ships 2000 (SFOC, Japan)*
Interim Report by Transport Policy Council (MLIT, Japan)
Common Guideline for Calculation Method of CO₂ Emission in Logistics
(issued in 2006 by METI and MLIT)

GHG (Green House Gas) : CO₂ emissions from maritime traffic

Year	Global CO ₂	Total Shipping	% of Global	International Shipping	% of global
2007	31409	1100	3.5	885	2.8
2008	32204	1135	3.5	921	2.9
2009	32047	978	3.1	855	2.7
2010	33612	915	2.7	771	2.3
2011	34723	1022	2.9	850	2.4
2012	35640	938	2.6	796	2.2
Average	33273	1015	3.1	846	2.6



Emissioni: le norme IMO Tier



International: IMO Marine Engine Regulations

Background

NOx Emission Standards

Sulfur Content of Fuel

Greenhouse Gas Emissions

Other Provisions

Background

[International Maritime Organization](#) (IMO) is an agency of the United Nations which has been formed to promote maritime safety. It was formally established by an international conference in Geneva in 1948, and became active in 1958 when the IMO Convention entered into force (the original name was the Inter-Governmental Maritime Consultative Organization, or IMCO, but the name was changed in 1982 to IMO). IMO currently groups 167 Member States and 3 Associate Members.

IMO ship pollution rules are contained in the “International Convention on the Prevention of Pollution from Ships”, known as MARPOL 73/78. On 27 September 1997, the MARPOL Convention has been amended by the “1997 Protocol”, which includes Annex VI titled “Regulations for the Prevention of Air Pollution from Ships”. MARPOL Annex VI sets limits on NOx and SOx emissions from ship exhausts, and prohibits deliberate emissions of ozone depleting substances.

The IMO emission standards are commonly referred to as Tier I...III standards. The Tier I standards were defined in the 1997 version of Annex VI, while the Tier II/III standards were introduced by Annex VI amendments adopted in 2008, as follows:

- 1997 Protocol (Tier I)—The “1997 Protocol” to MARPOL, which includes Annex VI, becomes effective 12 months after being accepted by 15 States with not less than 50% of world merchant shipping tonnage. On 18 May 2004, Samoa deposited its ratification as the 15th State (joining Bahamas, Bangladesh, Barbados, Denmark, Germany, Greece, Liberia, Marshal Islands, Norway, Panama, Singapore, Spain, Sweden, and Vanuatu). At that date, Annex VI was ratified by States with 54.57% of world merchant shipping tonnage.

Accordingly, Annex VI entered into force on 19 May 2005. It applies retroactively to new engines greater than 130 kW *installed on vessels constructed on or after January 1, 2000*, or which undergo a major conversion after that date. The regulation also applies to fixed and floating rigs and to drilling platforms

(except for emissions associated directly with exploration and/or handling of sea-bed minerals). In anticipation of the Annex VI ratification, most marine engine manufacturers have been building engines compliant with the above standards since 2000.

- 2008 Amendments (Tier II/III)—Annex VI amendments adopted in October 2008 introduced (1) new fuel quality requirements beginning from July 2010, (2) Tier II and III NOx emission standards for new engines, and (3) Tier I NOx requirements for existing pre-2000 engines.

The revised Annex VI entered into force on 1 July 2010. By October 2008, Annex VI was ratified by 53 countries (including the United States), representing 81.88% of tonnage.

Emission Control Areas. Two sets of emission and fuel quality requirements are defined by Annex VI: (1) global requirements, and (2) more stringent requirements applicable to ships in Emission Control Areas (ECA). An Emission Control Area can be designated for SOx and PM, or NOx, or all three types of emissions from ships, subject to a proposal from a Party to Annex VI.

Existing Emission Control Areas include:

- Baltic Sea (SOx: adopted 1997 / entered into force 2005; NOx: 2016/2021)
- North Sea (SOx: 2005/2006; NOx: 2016/2021)
- North American ECA, including most of US and Canadian coast (NOx & SOx: 2010/2012).
- US Caribbean ECA, including Puerto Rico and the US Virgin Islands (NOx & SOx: 2011/2014).

Greenhouse Gas Emissions. 2011 Amendments to MARPOL Annex VI introduced mandatory measures to reduce emissions of greenhouse gases (GHG). The Amendments added a new Chapter 4 to Annex VI on “Regulations on energy efficiency for ships”.

NOx Emission Standards

NOx emission limits are set for diesel engines depending on the engine maximum operating speed (n, rpm), as shown in Table 1 and presented graphically in Figure 1. Tier I and Tier II limits are global, while the Tier III standards apply only in NOx Emission Control Areas.

Table 1. MARPOL Annex VI NOx Emission Limits

Tier	Date	NOx Limit, g/kWh		
		n < 130	130 ≤ n < 2000	n ≥ 2000
Tier I	2000	17.0	$45 \cdot n^{-0.2}$	9.8
Tier II	2011	14.4	$44 \cdot n^{-0.23}$	7.7
Tier III	2016†	3.4	$9 \cdot n^{-0.2}$	1.96

† In NOx Emission Control Areas (Tier II standards apply outside ECAs).

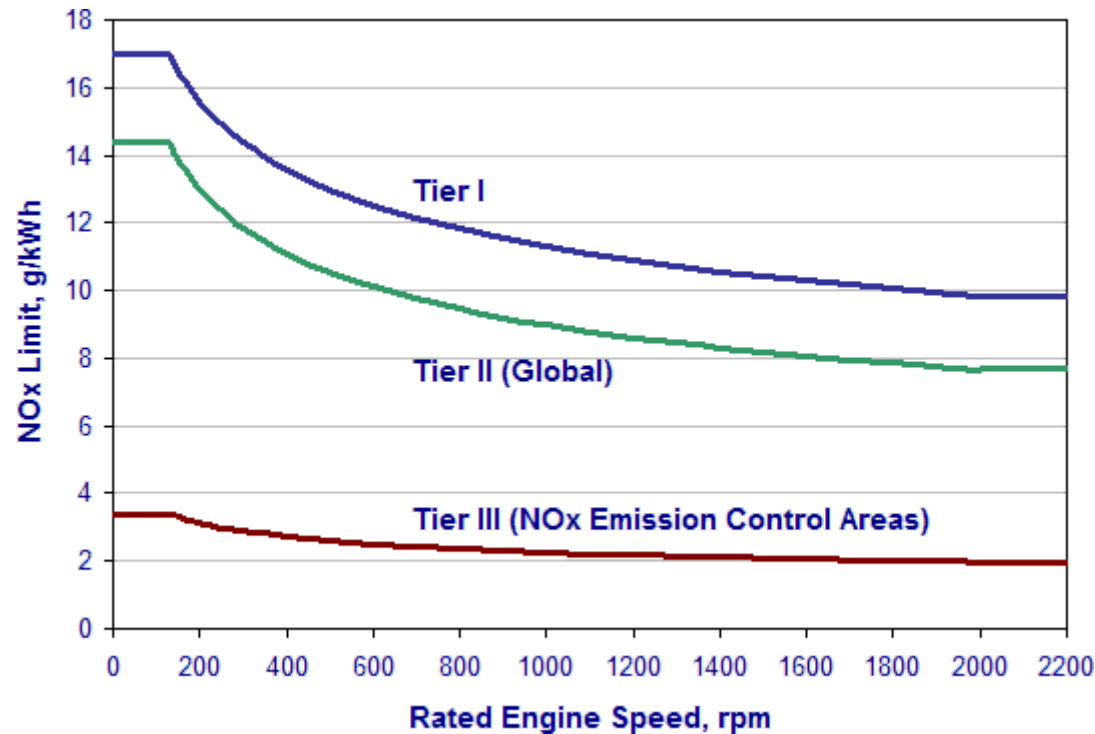


Figure 1. MARPOL Annex VI NOx Emission Limits

Tier II standards are expected to be met by combustion process optimization. The parameters examined by engine manufacturers include fuel injection timing, pressure, and rate (rate shaping), fuel nozzle flow area, exhaust valve timing, and cylinder compression volume.

Tier III standards are expected to require dedicated NOx emission control technologies such as various forms of water induction into the combustion process (with fuel, scavenging air, or in-cylinder), exhaust gas recirculation, or selective catalytic reduction.

Pre-2000 Engines. Under the 2008 Annex VI amendments, Tier I standards become applicable to existing engines installed on ships built between 1st January 1990 to 31st December 1999, with a displacement ≥ 90 liters per cylinder and rated output ≥ 5000 kW, subject to availability of approved engine upgrade kit.

Testing. Engine emissions are tested on various [ISO 8178](#) cycles (E2, E3 cycles for various types of propulsion engines, D2 for constant speed auxiliary engines, C1 for variable speed and load auxiliary engines).

Addition of *not-to-exceed (NTE)* testing requirements to the Tier III standards is being debated. NTE limits with a multiplier of 1.5 would be applicable to NOx emissions at any individual load point in the E2/E3 cycle.

Engines are tested using distillate diesel fuels, even though residual fuels are usually used in real life operation.

Further technical details pertaining to NOx emissions, such as emission control methods, are included in the mandatory “NOx Technical Code”, which has been adopted under the cover of “Resolution 2”.

Sulfur Content of Fuel

Annex VI regulations include caps on sulfur content of fuel oil as a measure to control SOx emissions and, indirectly, PM emissions (there are no explicit PM emission limits). Special fuel quality provisions exist for SOx Emission Control Areas (SOx ECA or SECA). The sulfur limits and implementation dates are listed in Table 2 and illustrated in Figure 2.

Table 2. MARPOL Annex VI Fuel Sulfur Limits

Date	Sulfur Limit in Fuel (% m/m)	
	SOx ECA	Global
2000	1.5%	4.5%
2010.07	1.0%	
2012	0.1%	3.5%
2015		0.5%
2020		

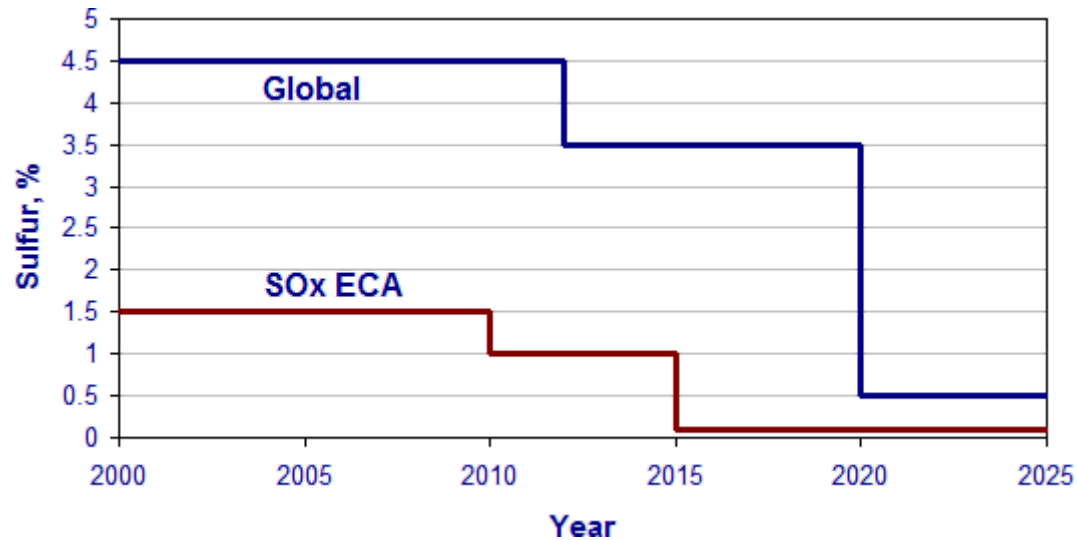


Figure 2. MARPOL Annex VI Fuel Sulfur Limits

Heavy fuel oil (HFO) is allowed provided it meets the applicable sulfur limit (i.e., there is no mandate to use distillate fuels).

Alternative measures are also allowed (in the SOx ECAs and globally) to reduce sulfur emissions, such as through the use of scrubbers. For example, in lieu of using the 1.5% S fuel in SOx ECAs, ships can fit an exhaust gas cleaning system or use any other technological method to limit SOx emissions to ≤ 6 g/kWh (as SO₂).

Greenhouse Gas Emissions

MARPOL Annex VI, Chapter 4 introduces two mandatory mechanisms intended to ensure an energy efficiency standard for ships: (1) the Energy Efficiency Design Index (EEDI), for new ships, and (2) the Ship Energy Efficiency Management Plan (SEEMP) for all ships.

- The EEDI is a performance-based mechanism that requires a certain minimum energy efficiency in new ships. Ship designers and builders are free to choose the technologies to satisfy the EEDI requirements in a specific ship design.
- The SEEMP establishes a mechanism for operators to improve the energy efficiency of ships.

The regulations apply to all ships of and above 400 gross tonnage and enter into force from 1 January 2013. Flexibilities exist in the initial period of up to six and a half years after the entry into force, when the IMO may waive the requirement to comply with the EEDI for certain new ships, such as those that are already under construction.

Other Provisions

Ozone Depleting Substances. Annex VI prohibits deliberate emissions of ozone depleting substances, which include halons and chlorofluorocarbons (CFCs). New installations containing ozone-depleting substances are prohibited on all ships. But new installations containing hydro-chlorofluorocarbons (HCFCs) are permitted until 1 January 2020.

Annex VI also prohibits the incineration on board ships of certain products, such as contaminated packaging materials and polychlorinated biphenyls (PCBs).

Compliance. Compliance with the provisions of Annex VI is determined by periodic inspections and surveys. Upon passing the surveys, the ship is issued an “International Air Pollution Prevention Certificate”, which is valid for up to 5 years. Under the “NOx Technical Code”, the ship operator (not the engine manufacturer) is responsible for in-use compliance.

This article based in part on information provided by Michael F. Pedersen of [MAN Diesel A/S](#).

EEDI calculation

- EEDI requires a minimum energy efficiency level per capacity/mile for different type of ships
- EEDI is tightened every 5 years to stimulate innovation in technologies for improving ships efficiency
- EEDI is expressed in terms of g_{CO2} per ship capacity/mile
- EEDI is calculated with the following formula:

$$\frac{(\prod_{j=1}^M f_j)(\sum_{i=1}^{n_{ME}} P_{ME(i)} \cdot C_{FME(i)} \cdot SFC_{ME(i)}) + (P_{AE} \cdot C_{FAE} \cdot SFC_{AE}^*) + [(\prod_{j=1}^M f_j \cdot \sum_{i=1}^{n_{PTI}} P_{PTI(i)} - \sum_{i=1}^{n_{eff}} f_{eff(i)} \cdot P_{AEff(i)}) C_{FAE} \cdot SFC_{AE}] - (\sum_{i=1}^{n_{eff}} f_{eff(i)} \cdot P_{eff(i)} \cdot C_{FME} \cdot SFC_{ME}^{**})}{f_i \cdot Capacity \cdot V_{ref} \cdot f_w}$$

MAIN PROPULSION ENGINES AUXILIARY ENGINES SHAFT GENERATORS / MOTORS EFFICIENCY TECHNOOGIES

TRANSPORT WORK

ENGINE POWER

$P_{ME(i)}$: power of main engines, calculated at 75% MCR [kW]

$P_{AEff(i)}$: auxiliary engine power reduction due to individual technologies for electrical energy efficiency [kW]

$P_{PTI(i)}$: power of individual shaft motors divided by the efficiency of shaft generators [kW]

P_{AE} : combined installed power of auxiliary engines

$P_{eff(i)}$: main engine power reduction due to individual technologies for mechanical energy efficiency [kW]

CO2 EMISSION FACTORS

$C_{FME(i)}$: main engine individual fuel factors to convert from fuel consumption (g) and CO2 emissions (g) – typical values in Costanzo, Napoli [-]

C_{FAE} : auxiliary engine fuel factor to convert from fuel consumption (g) and CO2 emissions (g) – typical values in Costanzo, Napoli [-]

C_{FME} : main engine composite fuel factor. In case of dual-fuel or more engines, the value must be calculated as a weighted average over the power of all engines [-]

SHIP DESIGN PARAMETERS

V_{ref} : ship speed at maximum design load conditions [kn]

Capacity: DWT (Dead Weight Tonnage) for bulk ships and tankers; for container ships 70% DWT; for passenger ships the Gross Tonnage (GT)

SPECIFIC FUEL CONSUMPTION

$SFC_{ME(i)}$: specific fuel consumption main engines [g/kWh] at 75% MCR corrected at ISO and LHV=42700 kJ/kW

SFC_{AE}^* : specific fuel consumption auxiliary engine [g/kWh] at 50% MCR also corrected; in case some propulsion power is given by generators, SFC and C_F for main engine can be use

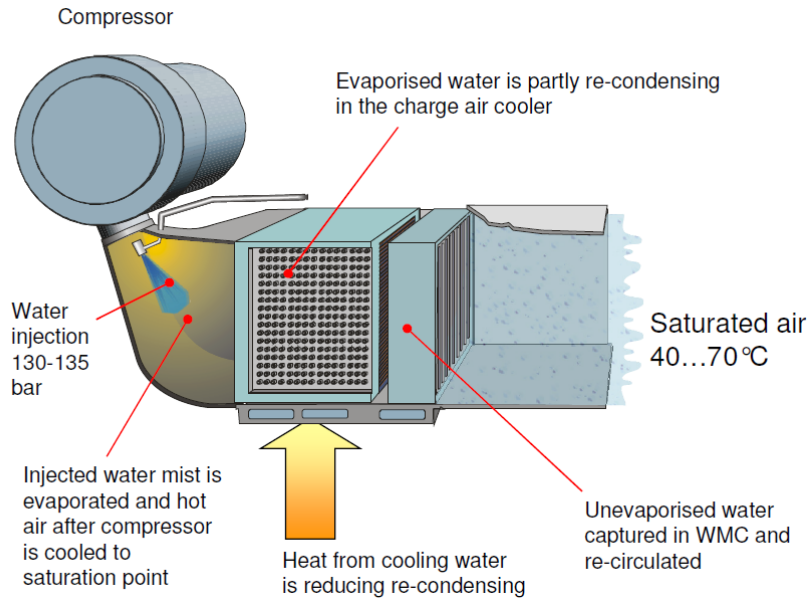
SFC_{AE} : pecific fuel consumption auxiliary engines [g/kWh] at 75% MCR corrected at ISO and LHV=42700 kJ/kW

SFC_{ME}^{**} : specific fuel consumption main engines [g/kWh] calculated as weighted average

CORRECTION AND ADJUSTMENT FACTORS

f_j : typical ship type factor (often equal to 1); $f_{eff(i)}$: availability factor of individual energy efficiency technologies (1.0 if readily available); f_i : capacity adjustment factor for any technical or regulatory limitation on capacity (1.0 if none); f_w : coefficient indicating the decrease in ship speed due to weather and environmental conditions

Iniezione acqua indiretta



Nomenclatura:

CAC	Charge Air Cooler
Clean water	acqua desalinizzata
DWI	Direct Water Injection
SFOC	Specific Fuel Oil Consumption

Strengths

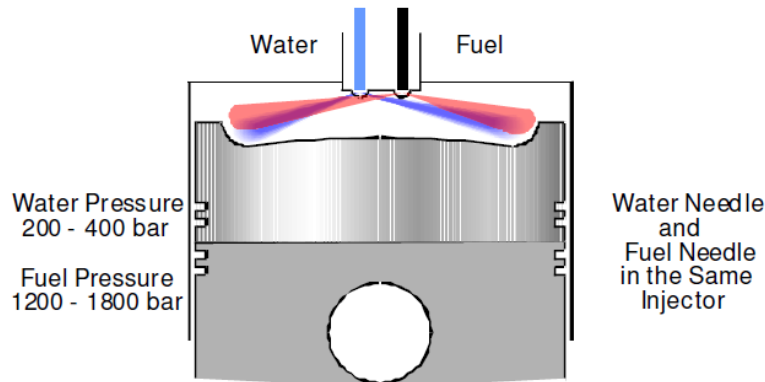
- Only marginal increase of SFOC
- Less complicated/expensive system compared to DWI
- Flexible system – control of water flow rate and switch off/on

Weaknesses

- Lower NOx reduction (20-40%) compared to DWI (50%)
- High water consumption compared to DWI
 - Very clean water is required in order to avoid fouling/corrosion of CAC and air duct system
 - Major change in heat recovery possibilities - less cooling water heat available for production of clean water
- Turbocharger speed increase and drift towards compressor surge line due to increased rec. temp. and high water flow
 - By-pass is required (anti-surge device)
 - Not possible together with pulse charging systems
 - Full NOx reduction (40%) can not normally be achieved at full engine load and low loads
- Increased smoke formation especially at low loads
 - Remedy: switch off or less water at low loads
- Limited long term experience
 - Unacceptable corrosion observed in the air duct system including CAC on 500h endurance test with high sulphur fuel (3%)
 - Encouraging lab and field experiences (rather few hours) with low sulphur fuel and low NOx reduction levels (about 30%)

Iniezione acqua diretta

DWI system with “Tandem-nozzle”



Strengths

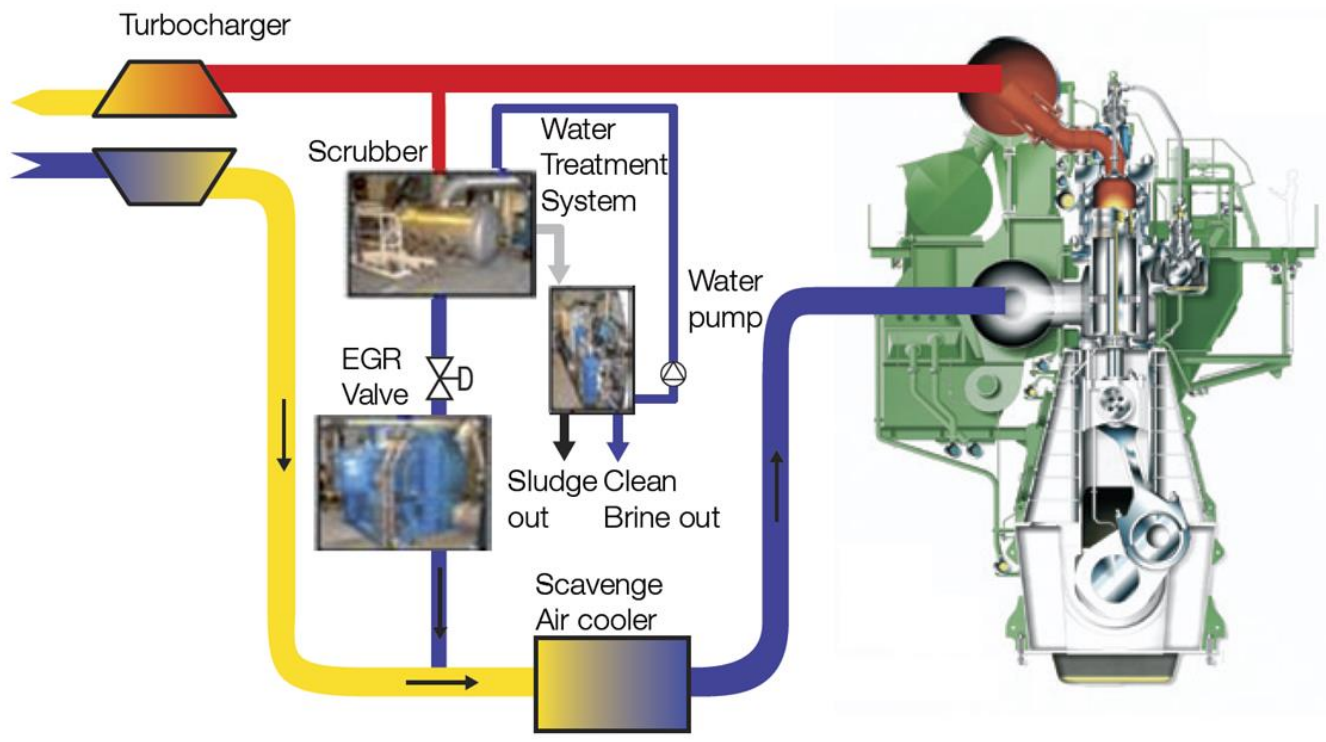
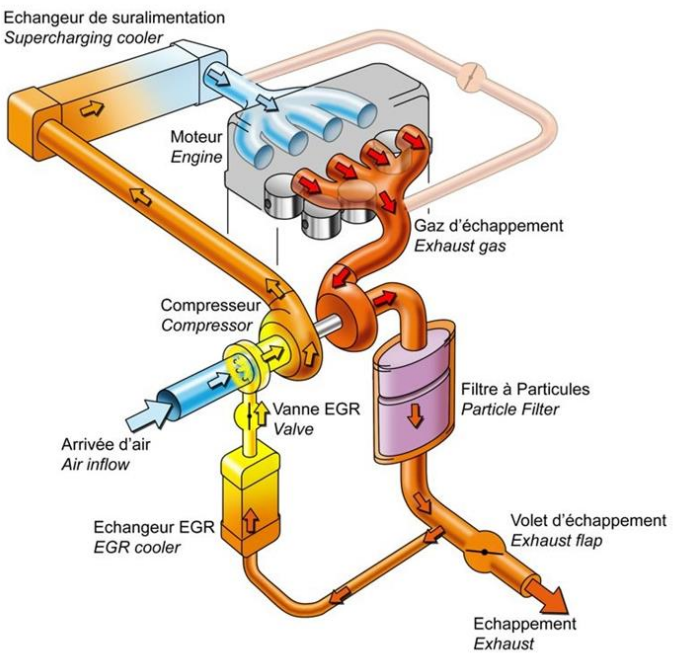
- High NO_x reduction level achievable: 50%
- Low water consumption compared to Humidification
- Water quality is less crucial compared to Humidification
- Air duct system can be left unaffected – no risk for corrosion/ fouling of CAC, etc
- Flexible system – control of water flow rate, timing, duration and switch off/on
- Less increase of turbocharger speed and less drift towards compressor surge line compared to the Humidification method due to no increase of rec. temp. and less water flow – high engine load can be achieved and high (50%) NO_x reduction also at full engine load
- No major change in heat recovery possibilities
- Good long term experiences with low sulphur fuels (<1.5%)

Weaknesses

- High fuel consumption penalty
- Increased smoke formation especially at low loads
 - Remedy: switch off or less water at low load
- More complicated/expensive system compared to Humidification
- Challenges in terms of piston top and injector corrosion with high sulphur fuels (>1.5%)

Sistema EGR (Exhaust Gas Recycling)

(sistema Diesel automotive)



(sistema Diesel navale - MAN)

Sistema EGR (Exhaust Gas Recycling)

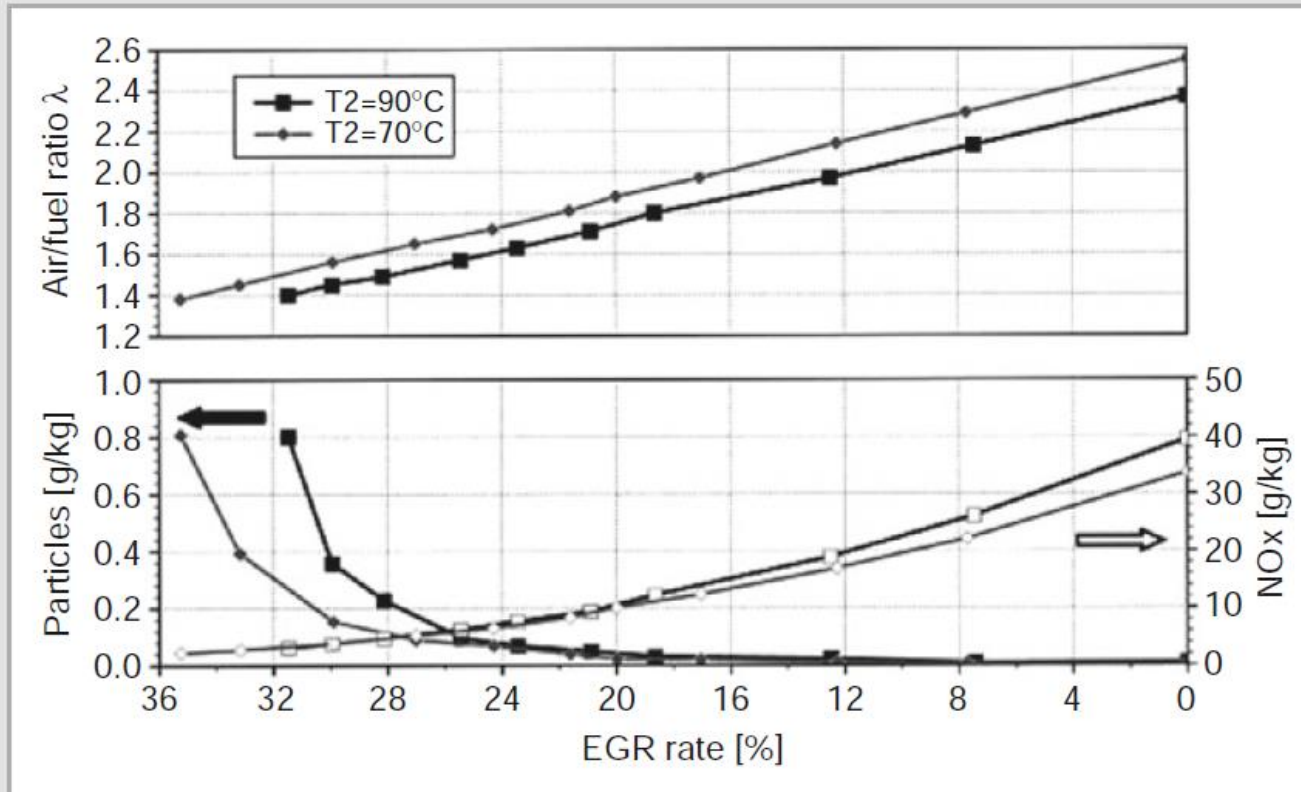


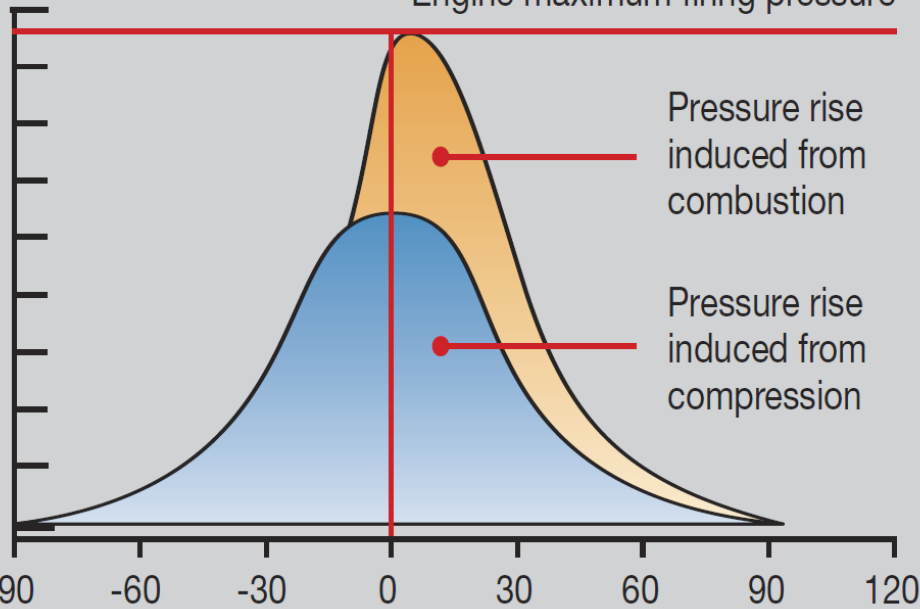
Fig. 15-39

Influence of the EGR rate on NO_x and particulate emissions and resultant λ for different air temperatures after the compressor (T_2) for a part load point at approximately 50% load and 2,000 rpm

Ottimizzazione del ciclo di funzionamento

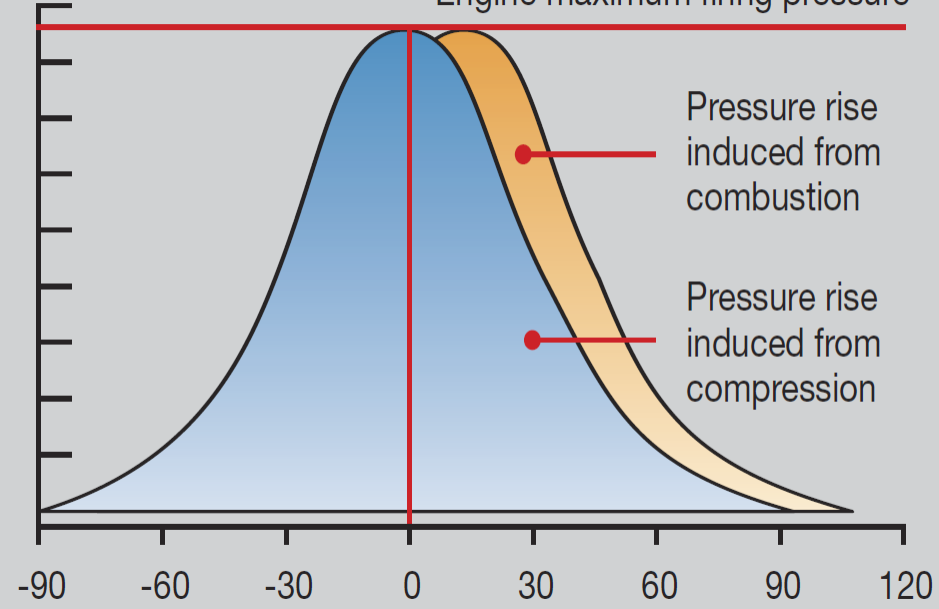
Conventional design

Engine maximum firing pressure



Low NO_x design

Engine maximum firing pressure

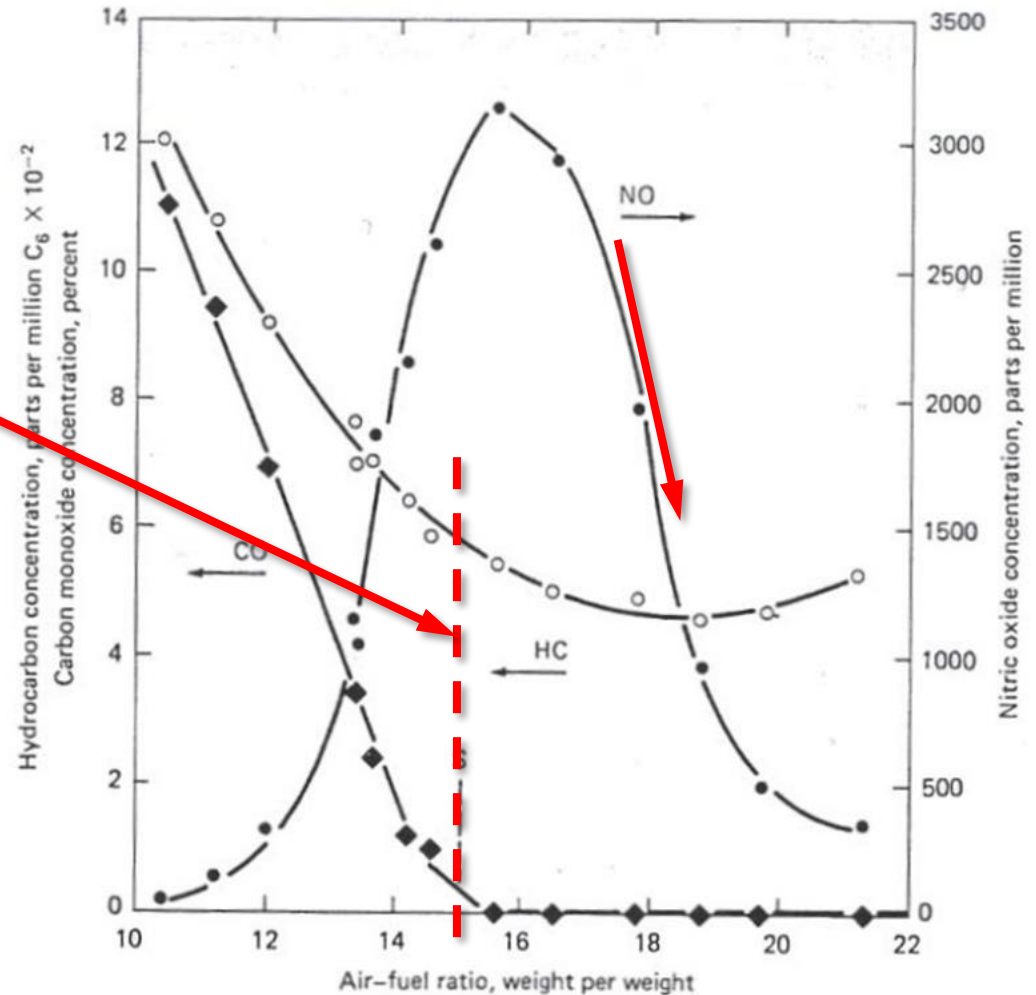


[10]

combustione delle miscele magre + Ciclo Miller

- La combustione delle miscele magre determina una riduzione degli NOx

**Dosatura
stechiometrica
(grafico per benzina)**



MOTORI A CICLO ATKINSON - MILLER

1. Il ciclo generale

Può essere utile dal punto di vista dell'analisi termodinamica definire un ciclo generico per ricavarne relazioni generali poi facilmente riducibili alle caratteristiche dei classici cicli Otto, Diesel, Sabathè, Atkinson ecc.

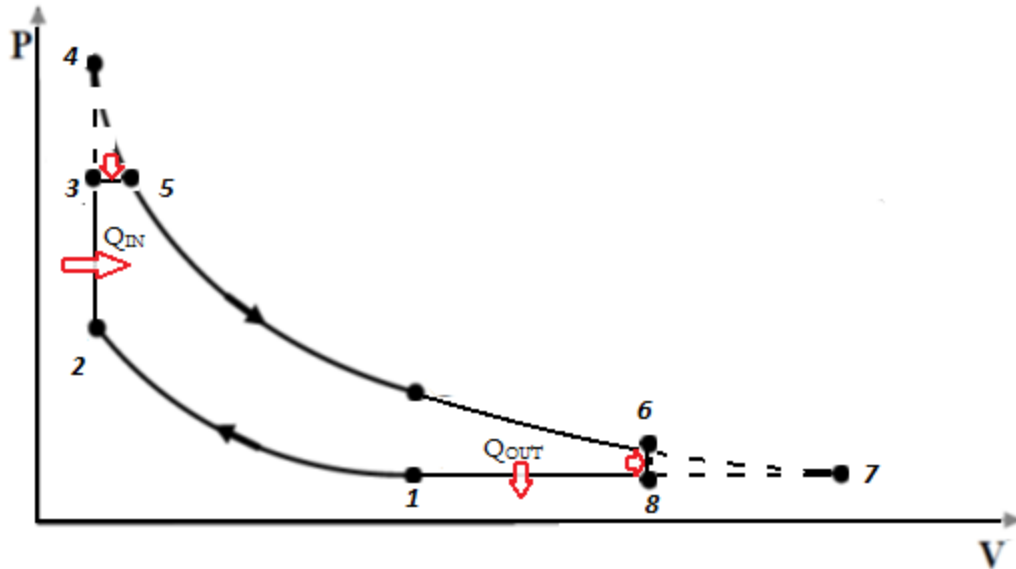


Figura 1: Il ciclo generale ideale

Definiamo:

- rapporto di compressione volumetrico: $\rho_v = V_1/V_2$
- rapporto di espansione volumetrico: $\varepsilon_v = V_6/V_2$
- rapporto di espansione volumetrico massimo: $\varepsilon_{vmax} = V_7/V_2$
- rapporto di combustione a volume costante: $\tau = T_3/T_2 = p_3/p_2$
- rapporto di combustione a volume costante massimo: $\tau_{max} = T_4/T_2 = p_4/p_2$
- rapporto di combustione a pressione costante: $\tau' = T_5/T_3 = V_5/V_3$

Il rendimento termico ideale è:

$$\eta_{ti} = 1 - \frac{Q_{OUT}}{Q_{IN}} = 1 - \frac{c_v(T_6 - T_8) + c_p(T_8 - T_1)}{c_v(T_3 - T_2) + c_p(T_5 - T_3)}$$

e introducendo $k = c_p/c_v$:

$$\eta_{ti} = 1 - \frac{(T_6 - T_8) + k(T_8 - T_1)}{(T_3 - T_2) + k(T_5 - T_3)}$$

Esprimendo tutte le temperature in funzione di T_1 si ottiene:

- $T_2 = T_1(V_1/V_2)^{k-1} = T_1\rho_v^{k-1}$ (isoentropica 1-2)
- $T_3 = \tau T_2 = \tau T_1\rho_v^{k-1}$
- $T_4 = \tau_{max} T_2 = \tau_{max} T_1\rho_v^{k-1}$

- $T_5 = \tau' T_3 = \tau' \tau T_1 \rho_v^{k-1}$
- $T_6 = T_5 (V_5/V_6)^{k-1} = T_5 (\tau'/\varepsilon_v)^{k-1} = \tau'^k \tau T_1 (\rho_v/\varepsilon_v)^{k-1}$ (isoentropica 5-6)
- $T_7 = T_1 (V_7/V_1) = T_1 \frac{V_7 V_2}{V_2 V_1} = T_1 \varepsilon_{vmax}/\rho_v$ (isobara 7-1)
- $T_8 = T_1 \varepsilon_v/\rho_v$ (isobara 8-1)

Sostituendo si ottiene l'equazione generale:

$$\eta_{ti} = 1 - \frac{1}{\rho_v^{k-1}} \cdot \frac{\frac{\varepsilon_v}{\rho_v} \left[\left(\frac{\varepsilon_v}{\rho_v} \right)^{-k} \tau \tau'^k - 1 \right] + k \left(\frac{\varepsilon_v}{\rho_v} - 1 \right)}{(\tau - 1) + k \tau (\tau' - 1)}$$

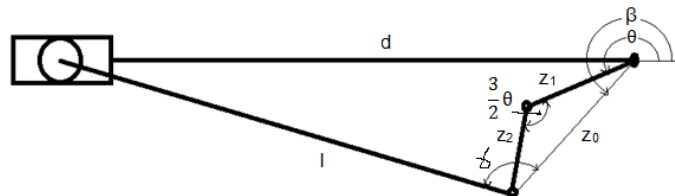
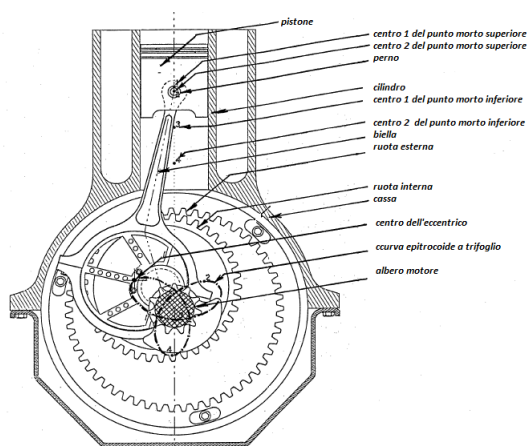
I rendimenti dei diversi cicli si ottengono ponendo:

- ciclo Otto: $\tau = \tau_{max}$ (per cui anche $\tau' = 1$) e $\varepsilon_v = \rho_v$
- ciclo Diesel: $\tau = 1$ e $\varepsilon_v = \rho_v$
- ciclo Otto-Atkinson: $\tau = \tau_{max}$ (per cui anche $\tau' = 1$) e $\varepsilon_v = \varepsilon_{vmax}$
- ciclo Diesel-Atkinson: $\tau = 1$ e $\varepsilon_v = \varepsilon_{vmax}$

L'incremento di rendimento ottenibile a parità di rapporto di compressione volumetrico con le varianti a ciclo Atkinson è tanto maggiore quanto più elevati sono i rapporti di combustione a volume costante e a pressione costante, rispettivamente nei cicli base Otto e Diesel, essendo questa la condizione che consente di aumentare la corsa di espansione, come è facilmente deducibile anche dalla semplice osservazione del ciclo di Fig.1.

2. Motori a ciclo Atkinson

Il ciclo Atkinson si può realizzare, come illustrato in Fig.2, con un particolare manovellismo che incorpora un rotismo epicicloidale tra l'albero motore e la testa di biella. Quest'ultima percorrerà una traiettoria a trifogli (epitrocoide).



- Θ : angolo di manovella
- \vec{z}_1 : primo link
- \vec{z}_2 : secondo link
- $\vec{z}_0 = \vec{z}_1 + \vec{z}_1$: vettore dal centro di rotazione dell'albero al centro dell'eccentrico
- β : posizione angolare del vettore \vec{z}_0
- l : lunghezza della biella
- γ : angolo tra la biella e il vettore \vec{z}_0
- d : posizione del pistone

Figura 2: cinematico di un motore a ciclo Atkinson

La Fig.3 mostra invece un esempio di realizzazione pratica del sistema.

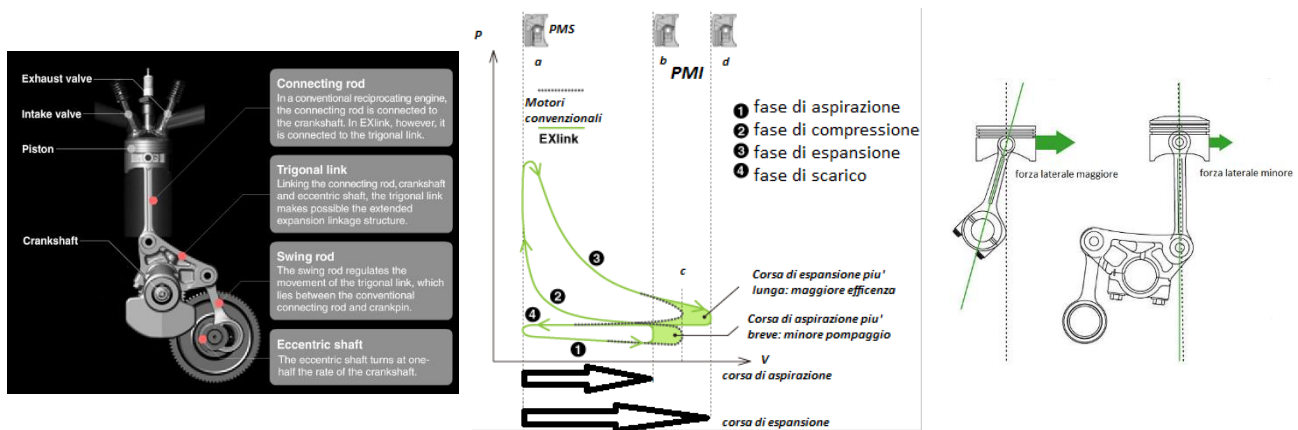


Figura 3: motore Honda EX LINK (Extended Expansion Linkage Engine), 2001

3. Motori a ciclo Miller

Nel ciclo Miller il rapporto di compressione minore del rapporto di espansione si realizza anticipando o ritardando la chiusura della valvola di aspirazione rispetto al punto morto inferiore. Ne risulta quindi una strategia più semplice rispetto quella adottata da Atkinson.

Nel primo caso (strategia di controllo EIVC: Early Intake Valve Closing), si impedisce l'introduzione nel cilindro di tutta la quantità di gas che esso potrebbe contenere; nel secondo caso (strategia di controllo LIVC: Late Intake Valve Closing), si opera in modo da far uscire una parte della carica attraverso la valvola di aspirazione. La fase di espansione resta invece invariata.

Inoltre, nel caso di motori a ciclo Otto, è possibile operare con maggiori aperture della valvola a farfalla alle basse velocità, diminuendo così le perdite di pompaggio.

3.1 Strategia EIVC: Early Intake Valve Closing

La strategia EIVC è basata sulla chiusura delle valvole di aspirazione, prima del punto morto inferiore, quando la massa desiderata di carica fresca è stata introdotta nei cilindri. In tal modo, quando è richiesto un basso carico, soltanto una frazione limitata della corsa di aspirazione è utilizzata per introdurre aria dal collettore di aspirazione; nella restante parte della corsa di aspirazione, le valvole vengono chiuse e il cilindro resta isolato. Si ottiene una fase di espansione fino al PMI seguita da una fase di compressione parziale, che si sovrappone teoricamente alla precedente espansione. Quale conseguenza il lavoro di pompaggio è più limitato rispetto al tradizionale motore con valvola a farfalla, permettendo un incremento di efficienza ai carichi parziali.

L'EIVC è identificata come una delle strategie più efficienti, per la riduzione delle perdite per strozzamento, dovute alla valvola a farfalla; tuttavia sorgono problemi, relativi alla preparazione della miscela, dovuti alla minore velocità della carica nel passaggio attraverso la valvola.

A tal proposito, una soluzione largamente accreditata è quella di ridurre l'alzata della valvola e, perfino, di escludere una valvola (nei motori con più di una valvola di aspirazione), in modo da aumentare la velocità dell'aria attraverso la valvola di aspirazione e ottenere una migliore miscelazione tra aria e combustibile.

Si raggiunge un compromesso tra l'incremento di efficienza della combustione e la crescita delle perdite di strozzamento, al ridursi dell'alzata della valvola. Questo richiede l'installazione sul motore di un sistema di attuazione completamente variabile.

3.2 Strategia LIVC: Late Intake valve Closing

Si tratta di una strategia in cui la fase di aspirazione è sempre completa fino al punto morto inferiore mentre la chiusura della valvola di aspirazione è ritardata fino alla corsa di compressione e risulta essere variabile.

In tal modo, la massa di carica fresca nel cilindro viene ridotta perché, mentre il pistone si muove verso il PMS, il suo moto fa fuoriuscire dal cilindro l'eccesso di carica fresca, rispetto al valore desiderato.

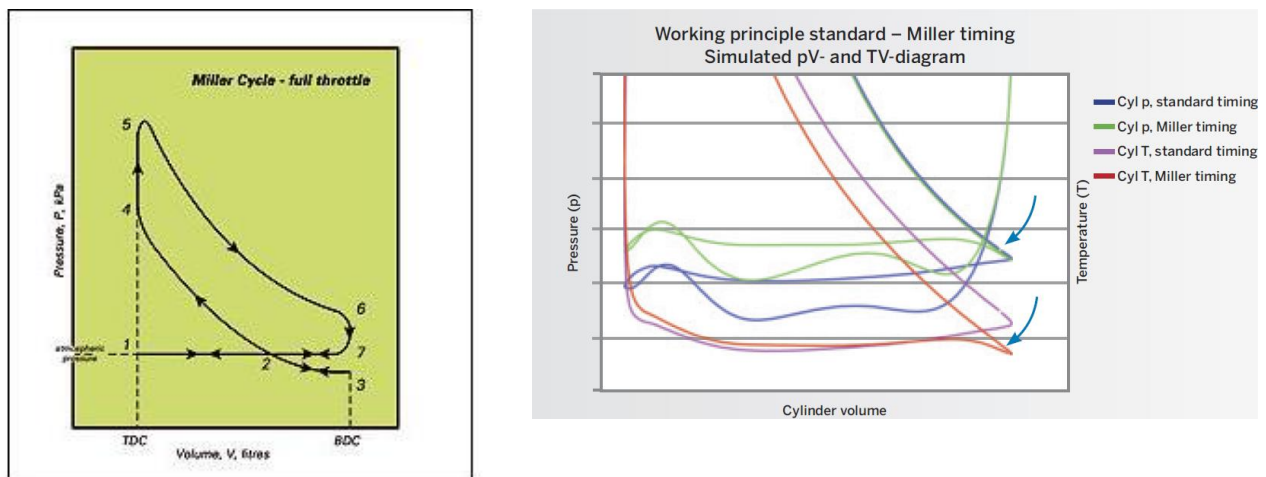


Figura 6: Il ciclo Miller

3.3 Il ciclo Miller come strategia per la riduzione delle emissioni di ossidi di azoto

Il ciclo Miller con la strategia EIVC è utilizzato come sistema per ridurre le emissioni di ossidi di azoto mediante la riduzione di temperatura dell'aria all'inizio della fase di compressione.

La carica fresca è compressa dal sovralimentatore a una pressione superiore a quella necessaria per il ciclo standard del motore, ma il riempimento dei cilindri è diminuito proporzionalmente con un'adeguata temporizzazione della valvola di aspirazione, per cui il completamento della corsa d'immissione fino al PMI provoca l'espansione dell'aria e il suo conseguente raffreddamento.

È così possibile ridurre le temperature del ciclo a potenza costante per contenere la formazione di NO_x durante la combustione: in alcuni test preliminari è stata ottenuta una riduzione del dieci per cento a pieno carico, accompagnata da una diminuzione del consumo di combustibile di circa l'uno per cento.

La pressione di sovralimentazione richiesta, significativamente più alta rispetto al ciclo standard per ottenere la stessa potenza del motore con lo stesso rapporto aria/combustibile, ha però scoraggiato l'uso diffuso del ciclo Miller: se la pressione massima di sovralimentazione ottenibile dal turbocompressore è troppo bassa rispetto alla p.m.e. desiderata per il motore, il ciclo Miller comporta un depotenziamento significativo. Anche quando la pressione di alimentazione ottenibile è sufficientemente alta, i benefici sulla riduzione dei consumi del ciclo Miller possono essere parzialmente neutralizzati quando l'efficienza del compressore e della turbina del turbocompressore diminuiscono troppo rapidamente agli alti rapporti di compressione richiesti. L'attuazione pratica del ciclo Miller richiede quindi un sistema di turbocompressore o, in generale, di sovralimentazione in grado di raggiungere rapporti di compressione molto alti con ottimi rendimenti.

3.4 La turbo-sovralimentazione a doppio stadio

Con la turbo-sovralimentazione a doppio stadio si possono realizzare rapporti di compressione fino a dieci con buoni rendimenti. Associandola al ciclo Miller l'efficienza del motore migliora grazie sia al rendimento superiore del turbocompressore a due stadi di sovralimentazione sia alla ripartizione più efficace tra le corse di compressione ed espansione del ciclo Miller. Si riducono quindi in modo efficiente sia gli NO_x che la CO_2 (è una delle poche misure che possono essere applicate ad un motore a combustione interna per ridurre simultaneamente le emissioni di ossidi di azoto e il consumo di combustibile).

Naturalmente deve essere prevista l'interrefrigerazione fra gli stadi di bassa e alta pressione del turbocompressore perché, consentendo un'approssimazione della compressione isoterma, si migliora il processo complessivo di compressione dell'aria e di conseguenza si riduce la potenza di compressione

richiesta. Il guadagno di efficienza dipende dalla temperatura d'interrefrigerazione e dal rapporto di compressione globale. Un altro fattore che migliora l'efficienza della sovralimentazione si ha sul lato gas: l'energia di espansione disponibile per le due turbine è superiore a quella con una turbina singola, perché le perdite nello stadio di alta pressione aumentano, per l'effetto di recupero, l'energia in ingresso nello stadio di bassa (si ricordi la definizione del fattore di recupero delle turbine termiche, come rapporto tra il rendimento dell'espansore completo e quello dello stadio). Inoltre, l'efficienza del compressore e della turbina può essere generalmente superiore grazie al carico specifico inferiore.

Altri vantaggi della sovralimentazione due stadi possono poi essere:

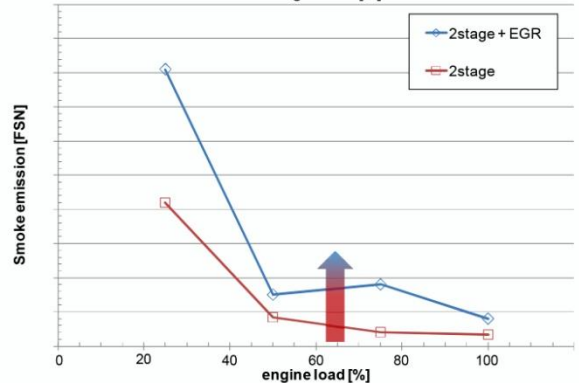
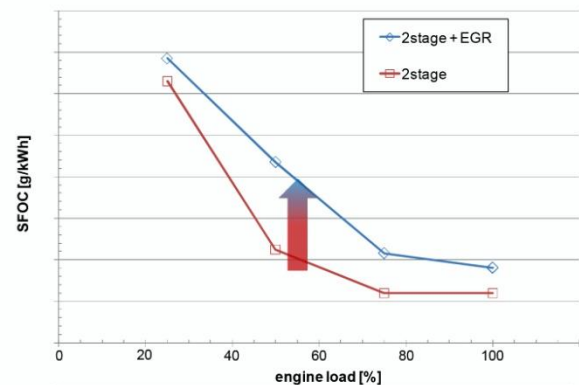
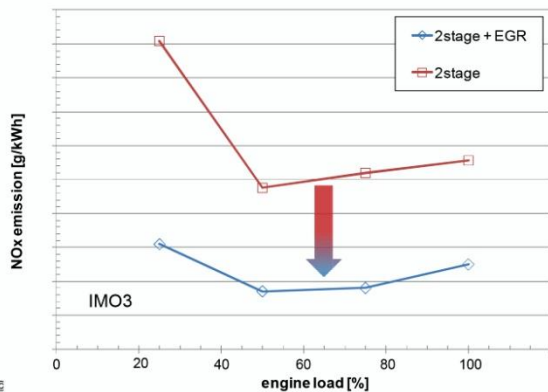
- i due turbocompressori sono relativamente piccoli con una migliore accelerazione e miglior comportamento vibrazionale rispetto allo stadio singolo;
- aumenta la flessibilità di controllo;
- l'affidabilità e la durata nel tempo sono generalmente migliori a causa del rapporto delle pressioni moderato in ogni stadio.

Prove eseguite da Wartsila su un motore W20 medium speed hanno dimostrato che combinando la sovralimentazione a doppio stadio con il ciclo Miller ottimizzato sono realizzabili riduzioni fino al 50 per cento delle emissioni di NO_x, con riduzioni significative sia del consumo specifico di combustibile sia del carico termico a pieno carico. Ci possono essere però delle difficoltà nel comportamento in avviamento e a basso carico, a causa delle temperature molto basse in ingresso cilindri. Per risolvere questi problemi si può ricorrere alla flessibilità della chiusura variabile della valvola di aspirazione nei motori di diametro maggiore, o a un più semplice sistema di variazione della fasatura valvola del tipo on/off oppure ad altre opzioni (come ad esempio una soffiante esterna o un sistema di riscaldamento dell'acqua di raffreddamento dell'intercooler) per motori di piccolo diametro, dove gli investimenti in un sistema EIVC totalmente flessibile non sarebbero commercialmente validi.

New emissions requirements impact on fuel consumption and smoke

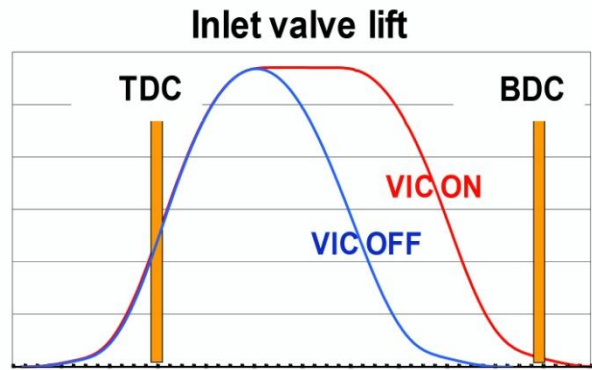
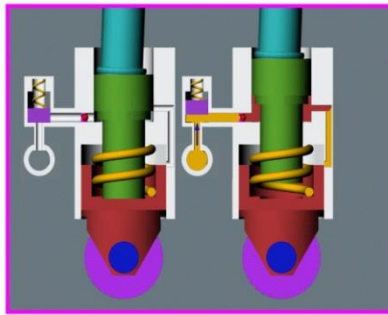
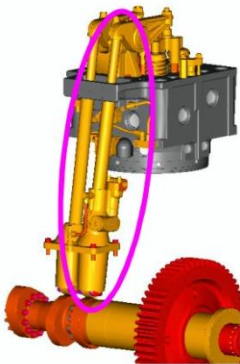
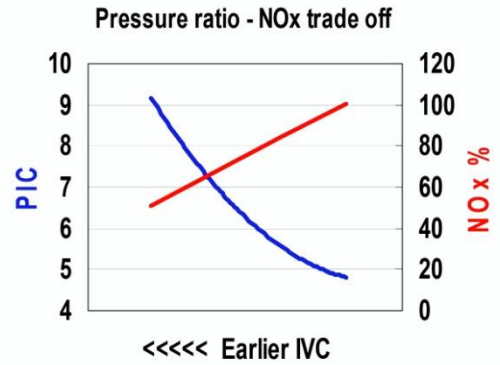
2-stage charging system + EGR

- Exhaust gas recirculation provides big step on NO_x reduction, but SFOC and smoke deteriorations have to be paid
- The driving goal for Tier3 is the best compromise between:
 - CAPEX vs OPEX
 - Reliability
 - Complexity of the solution



Flexible valve timing: how to combine low NOx, low smoke with high efficiency engine

- **VIC Variable Inlet Closure** has been introduced
- VIC allows to control timing for inlet valve closure
- Why:
 - To lower NOx emission, early IVC is used at high loads
 - VIC to enhance low load...
 - Smoke and thermal load and
 - Load acceptance



VIC detail

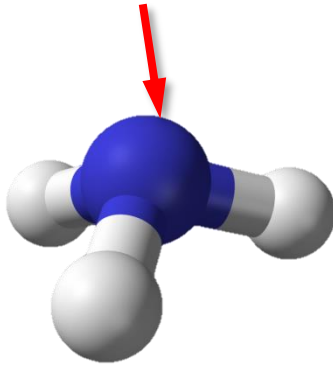


VIC effect

CA deg

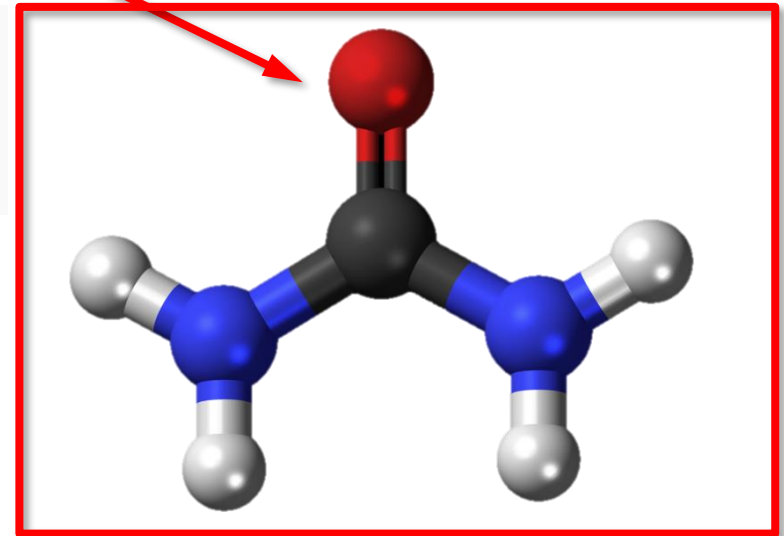
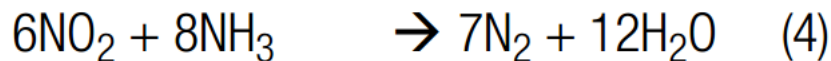
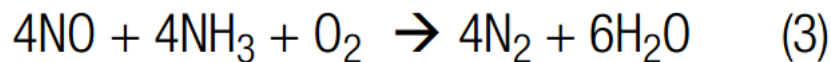
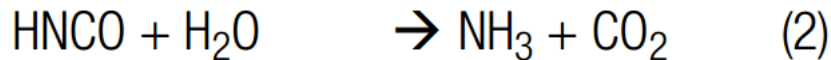
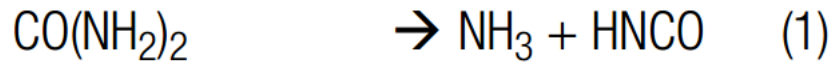
SCR (*Selective Catalytic Reduction*)

Riduzione catalitica selettiva = metodo di trattamento del gas di scarico, che converte gli ossidi di azoto in azoto molecolare ed acqua, tramite un agente riducente (ammoniaca o soluzioni di urea)

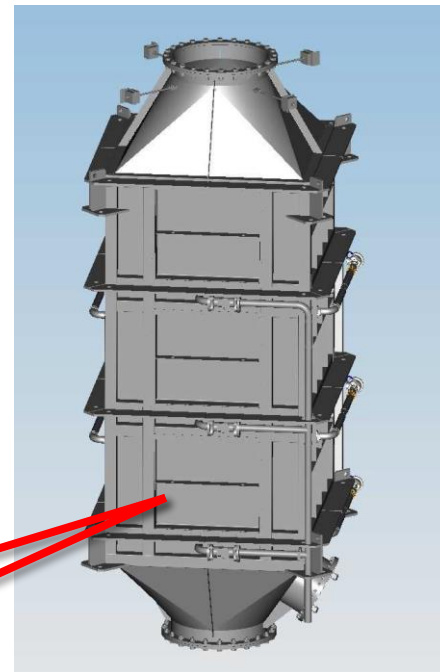
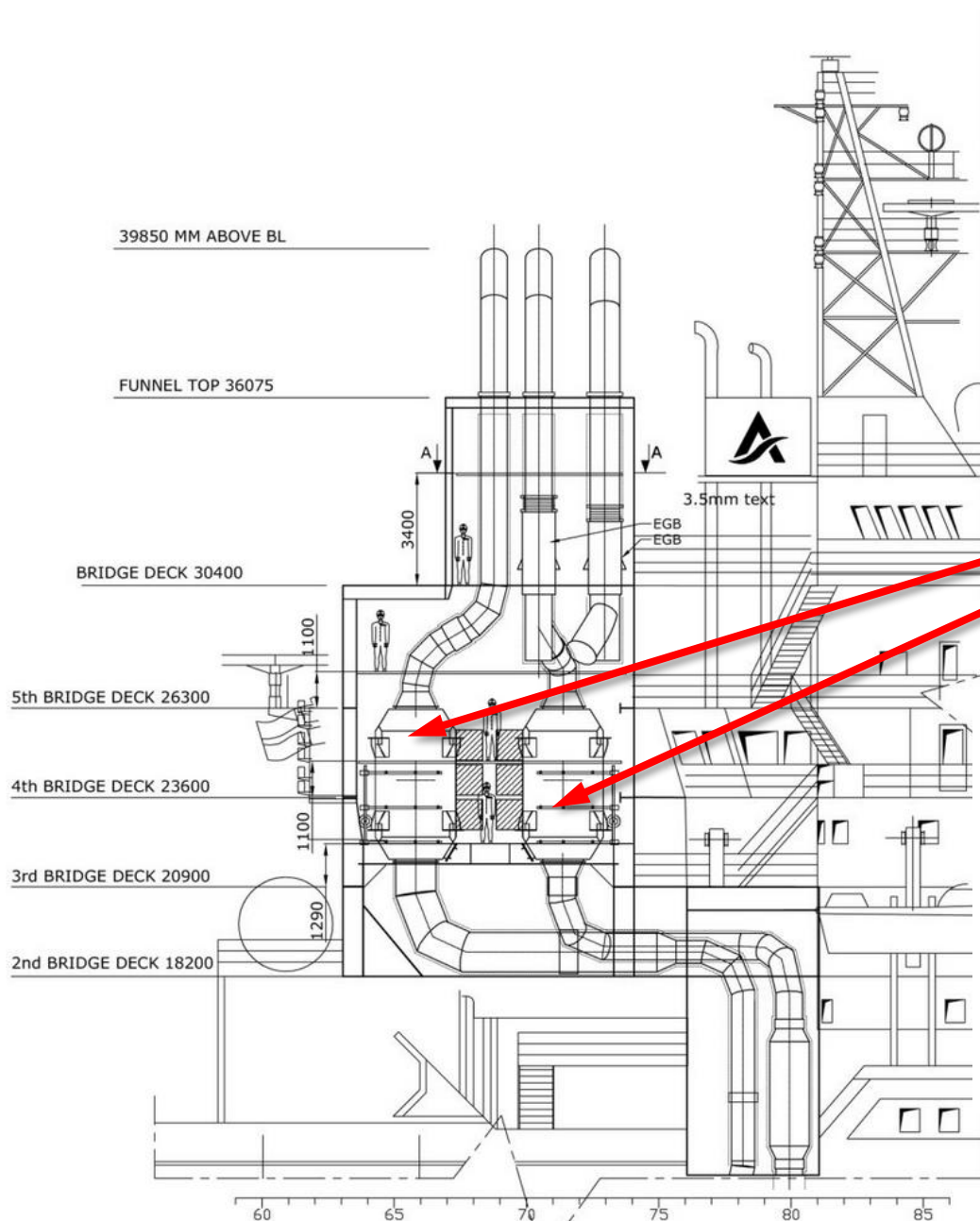


■ Black: Carbon, C
■ White: Hydrogen, H
■ Red: Oxygen, O
■ Blue: Nitrogen, N

Reazioni chimiche:



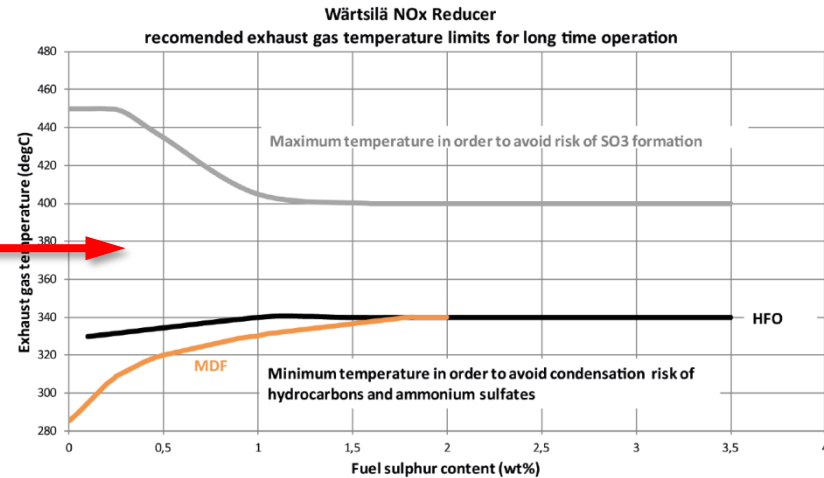
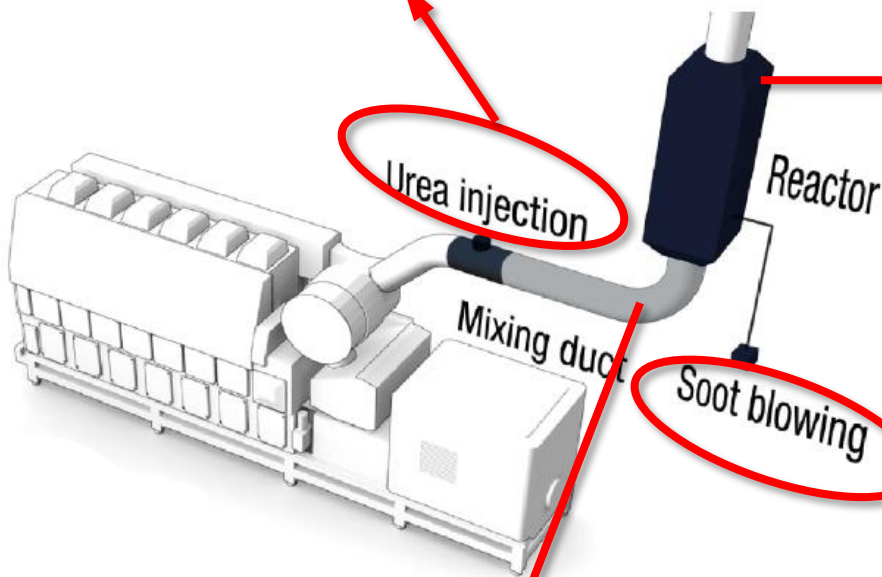
SCR (Selective Catalytic Reduction)



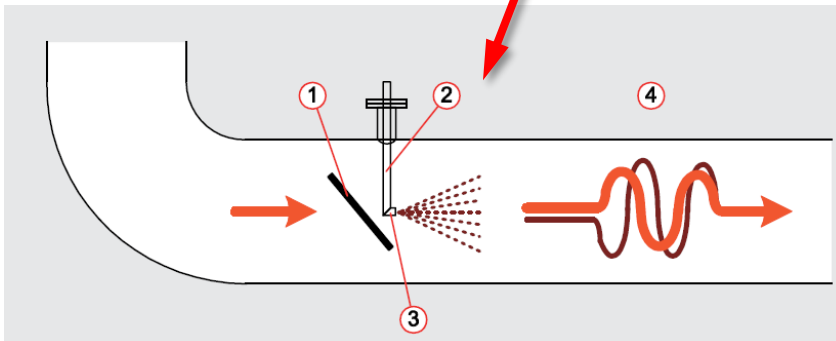
- **Livello di riduzione degli NO_x: circa 85-95%**
- **Quando l'efficienza della conversione degli NO_x diminuisce (sistema di monitoraggio) → sostituzione catalizzatore (durata tipica = 4 – 6 anni)**

SCR (Selective Catalytic Reduction)

- Urea circa 40%
- La quantità di urea iniettata dipende dal punto di funzionamento. Un consumo tipico per soddisfare le norme IMO Tier 3 = circa 15 l/MWh @ carico 85% [8]



- Sistema di pulizia del reattore (aria compressa)
- $\Delta p \sim 15$ mbar



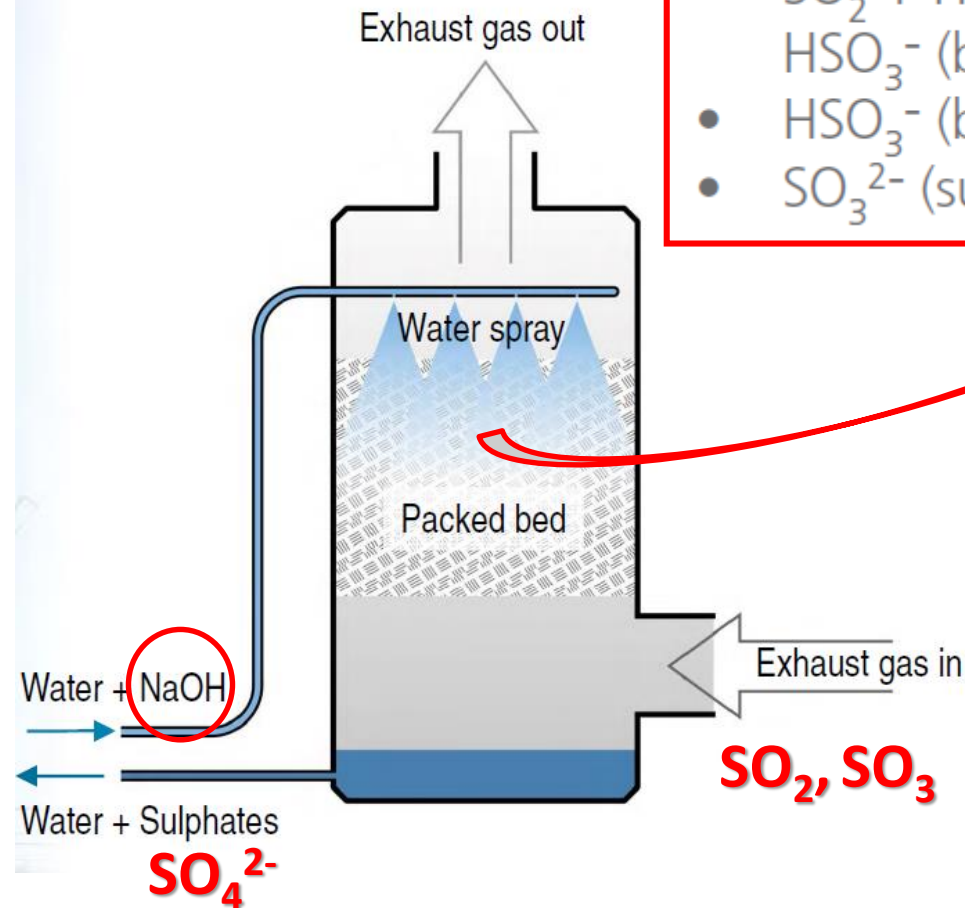
1. Miscelatore statico
2. Iniettore urea
3. Polverizzatore
4. Miscela gas scarico/urea

Scrubber

- Sistema di “lavaggio” dei gas di scarico, per l’abbattimento degli SO_x
- I gas di scarico interagiscono con uno spray di soluzione acquosa alcalina
- Il processo può essere a loop aperto (open loop) o chiuso (closed loop), a seconda dell’utilizzo diretto o indiretto dell’acqua di mare

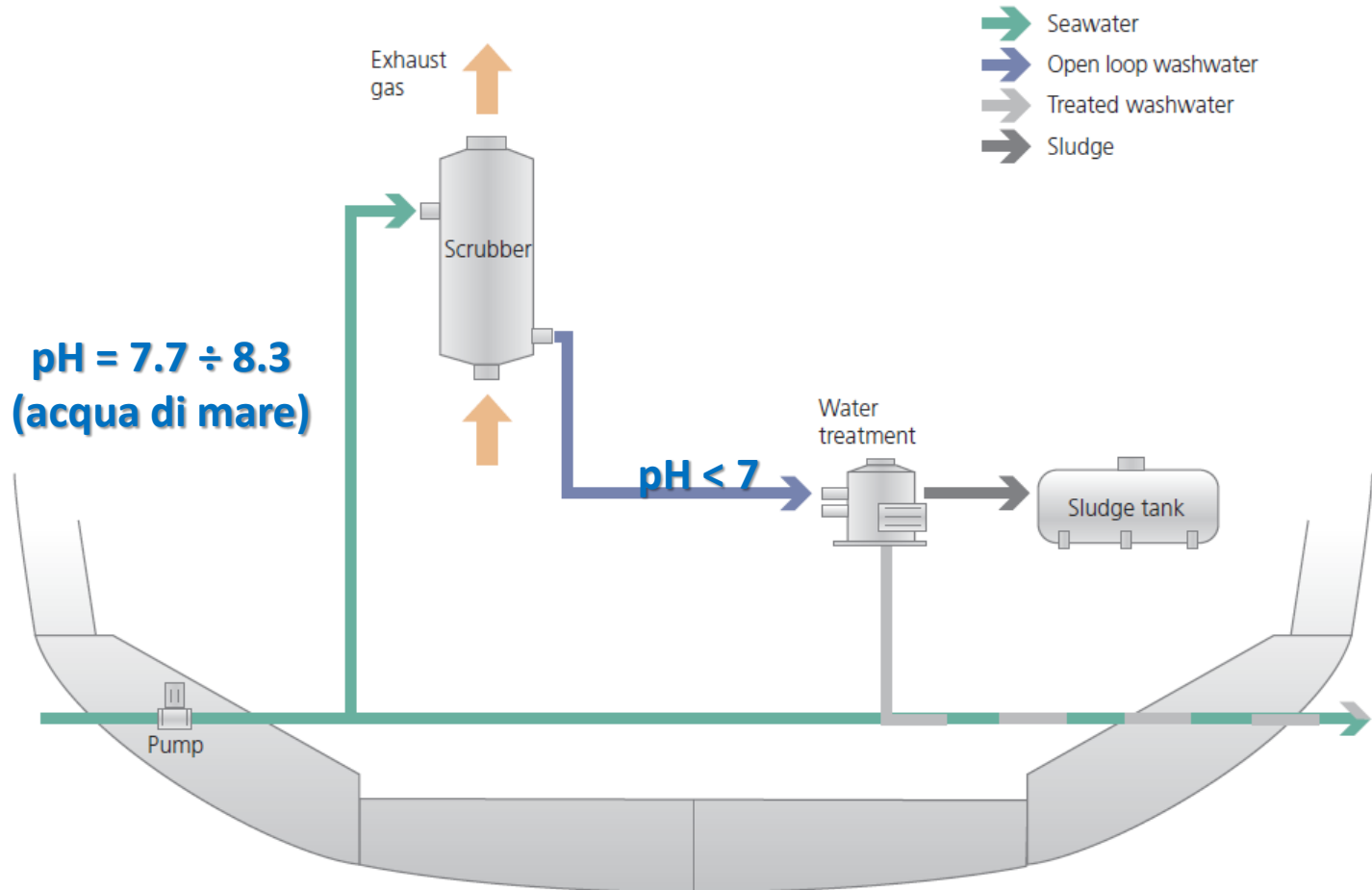
- $\text{SO}_2 + \text{H}_2\text{O} \rightleftharpoons \text{'H}_2\text{SO}_3\text{'}$ (sulphurous acid) $\rightleftharpoons \text{H}^+ + \text{HSO}_3^-$ (bisulphite)
- HSO_3^- (bisulphite) $\rightleftharpoons \text{H}^+ + \text{SO}_3^{2-}$ (sulphite)
- SO_3^{2-} (sulphite) + $\frac{1}{2} \text{O}_2 \rightleftharpoons \text{SO}_4^{2-}$ (sulphate)

(meccanismo simile per SO_3)



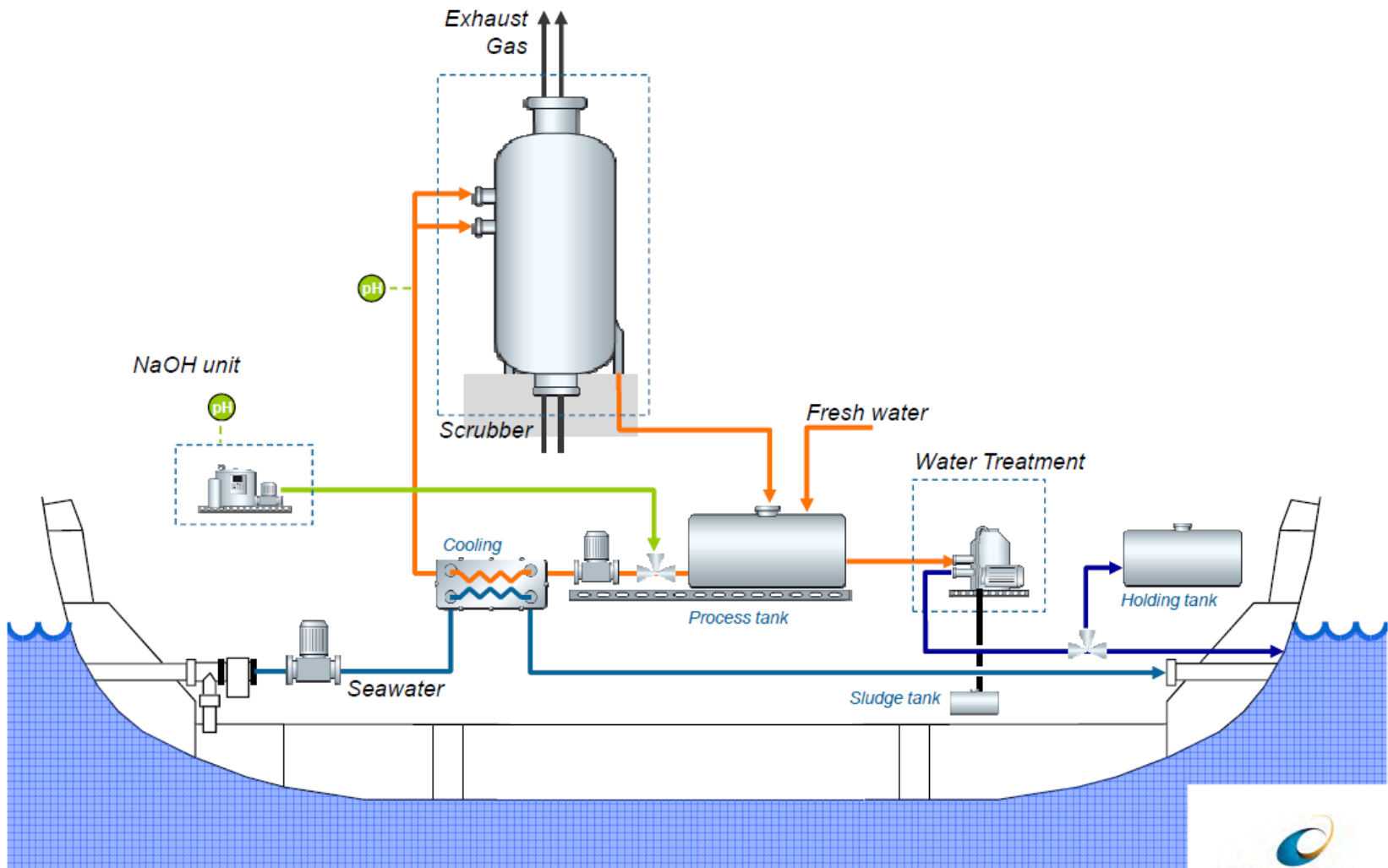
Scrubber – Open Loop

- L'acqua di mare è usata direttamente come soluzione di lavaggio, sfruttando la sua alcalinità naturale
- Il flusso acido in uscita dallo scrubber è poi trattato, separando i composti solforati che vengono stoccati in un serbatoio di raccolta



Scrubber – Closed Loop

- L'acqua di mare è usata per il raffreddamento della soluzione di lavaggio, composta da acqua non salata (fresh water, $\text{pH} \sim 0$) e idrossido di sodio (soda caustica, NaOH)
- I composti solforati sono stoccati, la soluzione esausta può essere anche scaricata in mare
- Un ingresso di acqua fresca reintegra le perdite per evaporazione e di processo



Scrubber – Closed Loop

SO_x reduction

> 99%

NO_x reduction

5 - 11 %

PM reduction

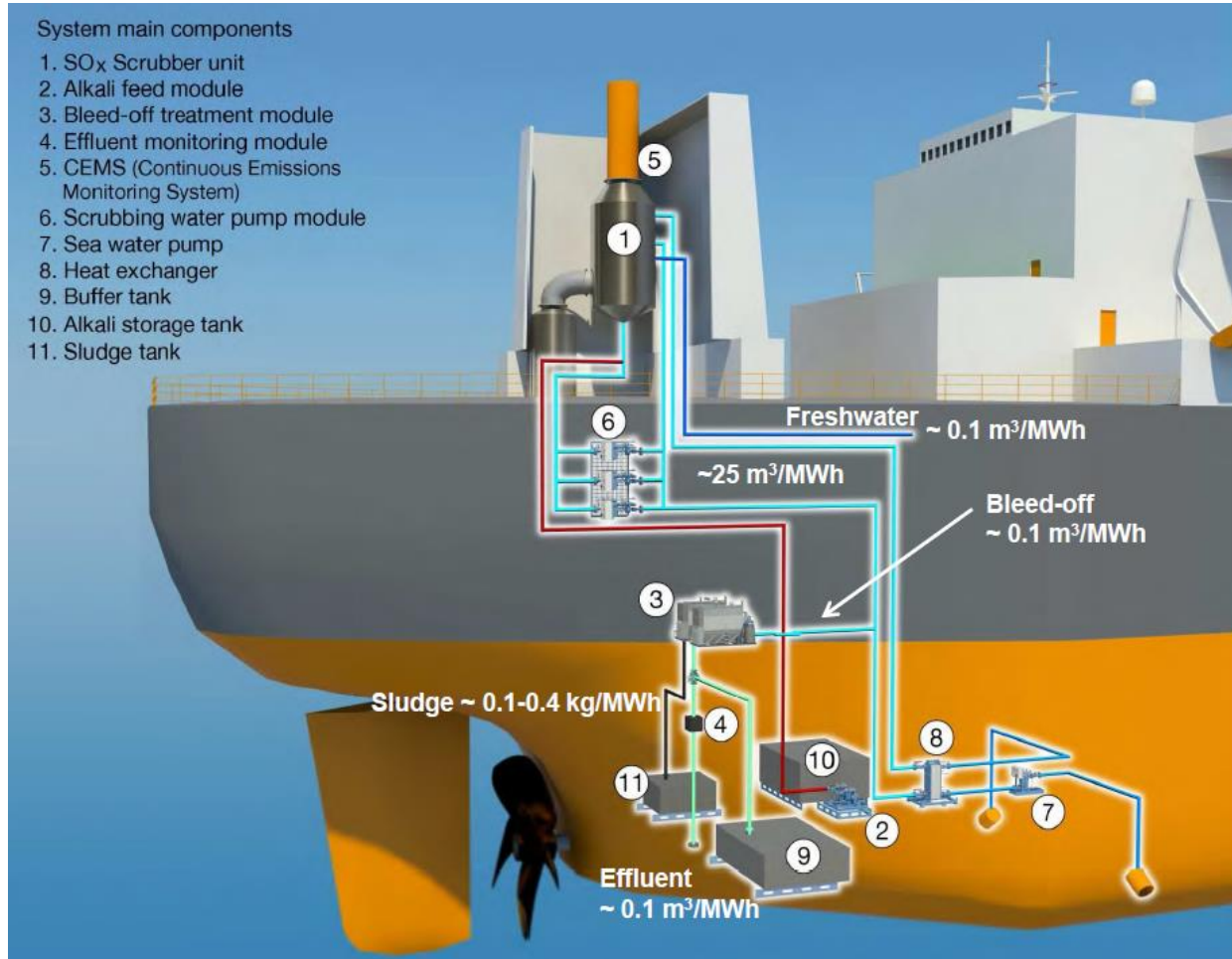
30 - 60 %

- L'efficienza di abbattimento è molto elevata:

- Si ottiene anche una riduzione degli NO_x e, soprattutto, del particolato
- Nei fanghi residui del trattamento sono trattenuti anche idrocarburi, ceneri e metalli

System main components

1. SO_x Scrubber unit
2. Alkali feed module
3. Bleed-off treatment module
4. Effluent monitoring module
5. CEMS (Continuous Emissions Monitoring System)
6. Scrubbing water pump module
7. Sea water pump
8. Heat exchanger
9. Buffer tank
10. Alkali storage tank
11. Sludge tank



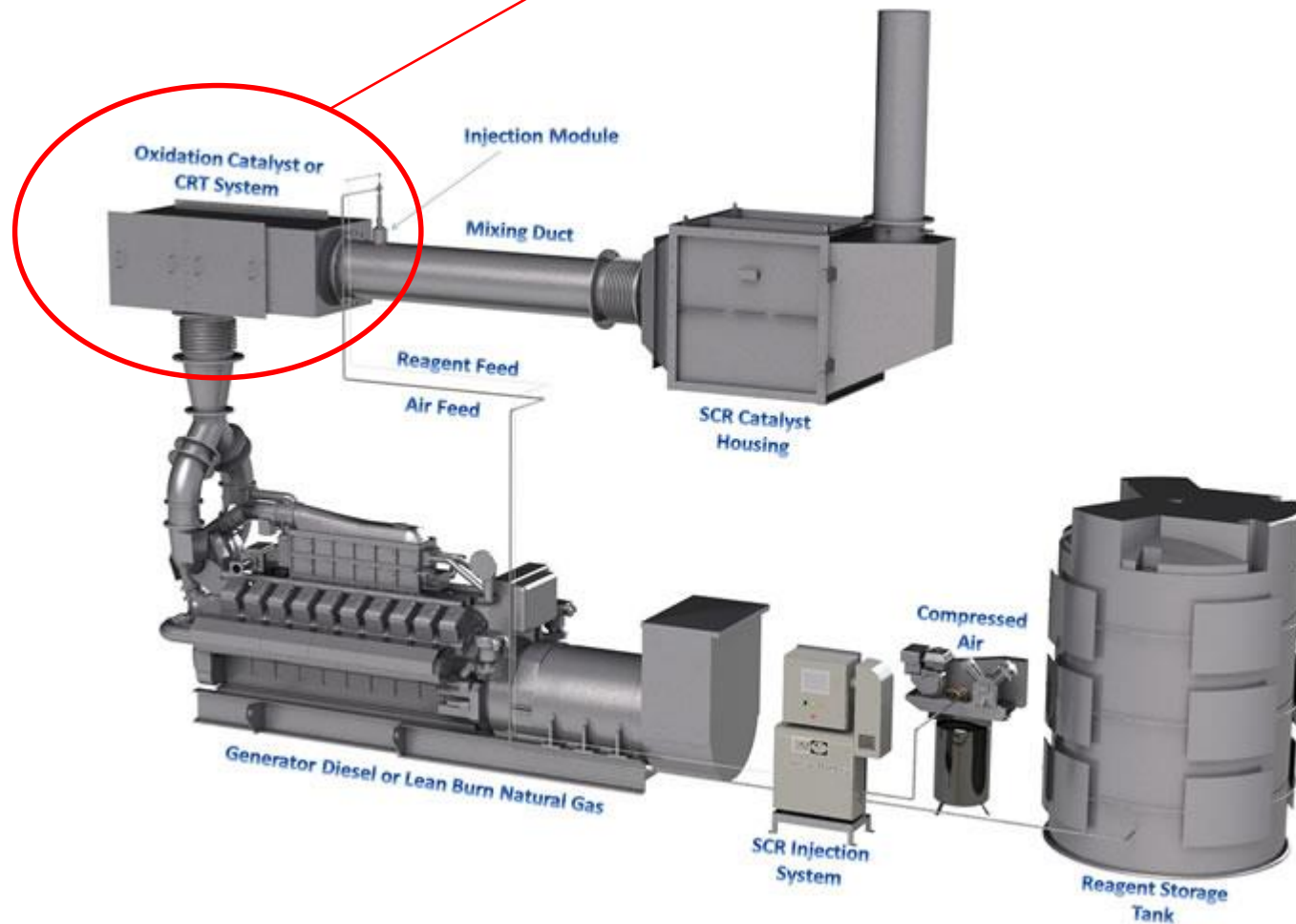
Scrubber – Closed Loop

Typical Wärtsilä scrubber performance and operation data

Performance	SO _x reduction	> 97%
Operation	Fuel	Up to 3.5% S content
	Power consumption	0.5% of actual Power
	NaOH price	50 – 250 \$/m ³
Installation example: 10 MW, 85% MCR 3.5% S, scrubbing to 0.1 % level ISO conditions	NaOH consumption	Approx. 130 litres /h (~7% of SFOC)
	Dimensions / Weight in operation	6m × Ø 3.4m / 10 tons
	Fresh water consumption	Approx. 1 m ³ / h
	Effluent* sea discharge	Approx. < 1 m ³ / h
	Sea water (cooling)	Approx. 100 m ³ / h

Filtri antiparticolato e catalizzatori ossidanti

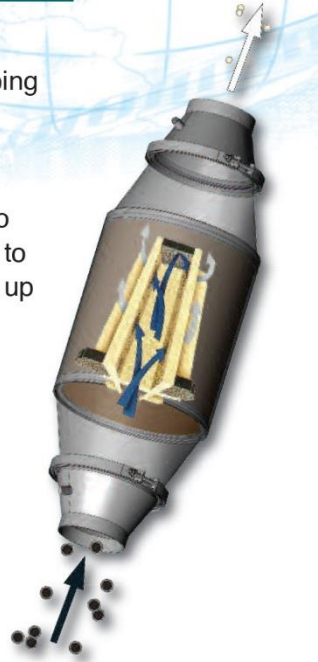
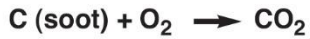
CRT = Continuously Regenerating Trap (Filtro PM)



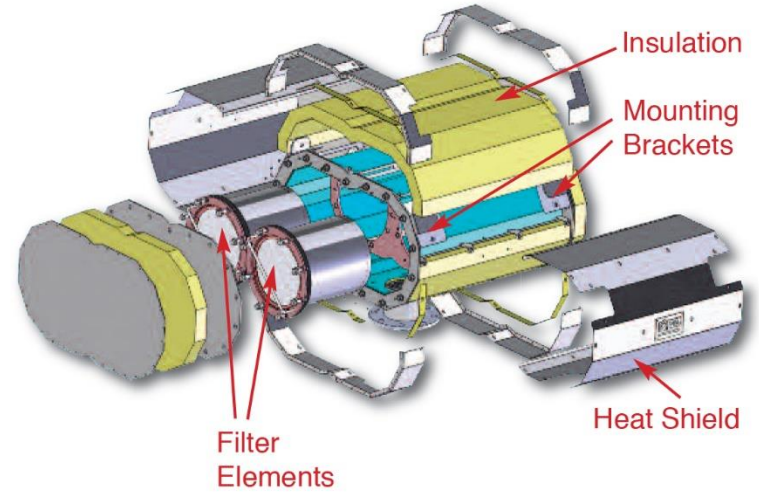
How It Works

The exhaust gas is forced through a catalytically coated ceramic filter, trapping the particulate matter (soot). At a high exhaust gas temperature, the soot particles burn away and transform into harmless carbon dioxide. The filter also destroys carbon monoxide (CO) by up to 98% and diesel hydrocarbons (HC) by up to 95%.

BASIC REACTIONS

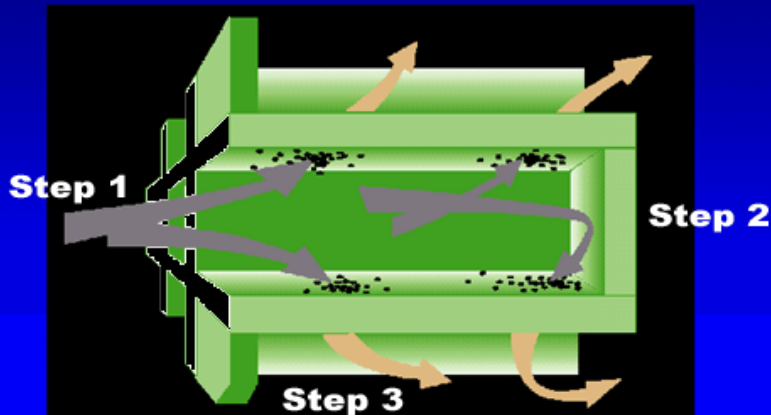


Filtri antiparticolato



Exploded view of a MARINE-X® DPF and mounting kit

Diesel Particulate Filter

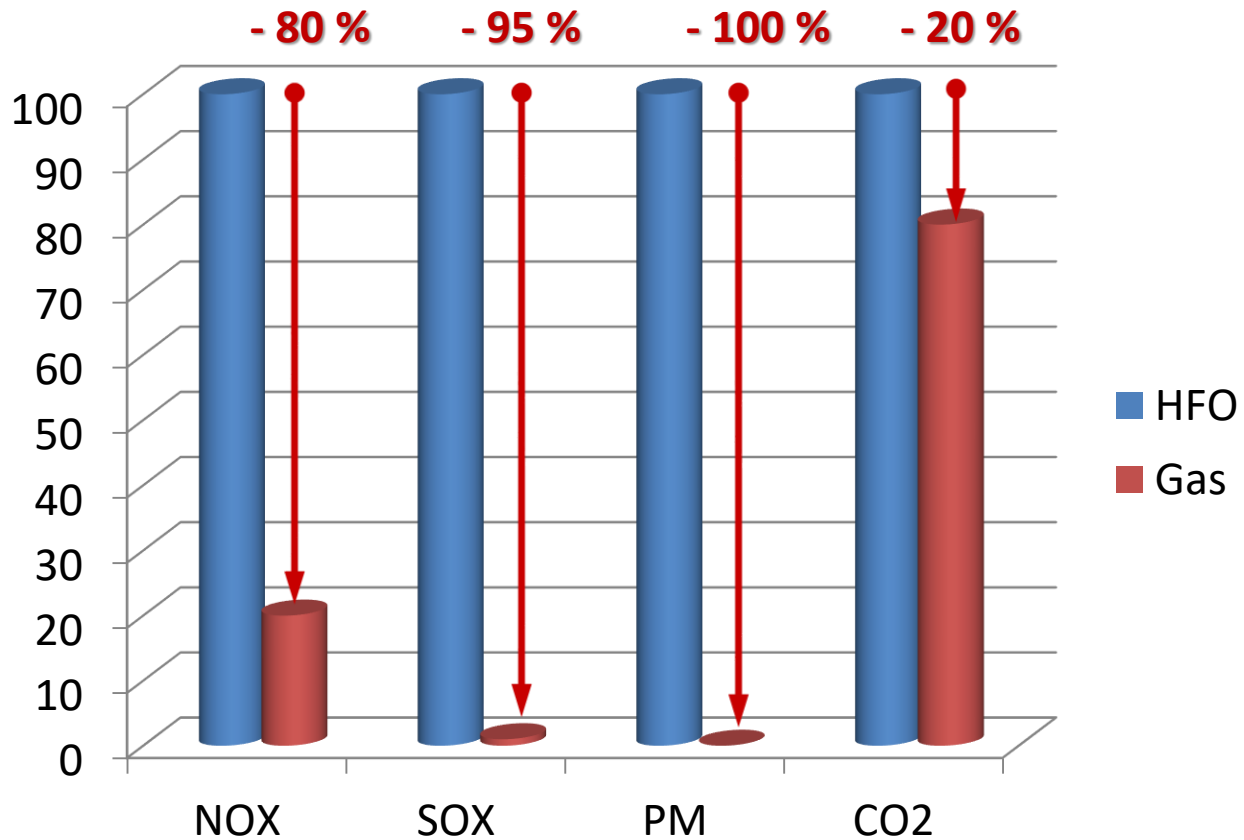


Motori a Combustione Interna alimentati a Gas Naturale (NG)

Applicazioni alla propulsione navale

1. **Motivazioni dell'uso del NG**
2. **Lo stoccaggio del NG (LNG e CNG)**
3. **Motori a gas**
 - **Motori SG (Spark Ignited Gas)**
 - **Motori DG (Diesel Gas)**
 - **Motori DF (Dual Fuel)**

Motivazioni dell'uso del NG



Riduzione delle emissioni inquinanti – motore alimentato a gas

Motivazioni dell'uso del NG

Properties of Carbon Dioxide

Chemical Formula	CO ₂
Lifetime in Atmosphere	50-200 years
Global Warming Potential (100-year)	1

Properties of Methane

Chemical Formula	CH ₄
Lifetime in Atmosphere	12 years
Global Warming Potential (100-year)	21

Normative Ambientali



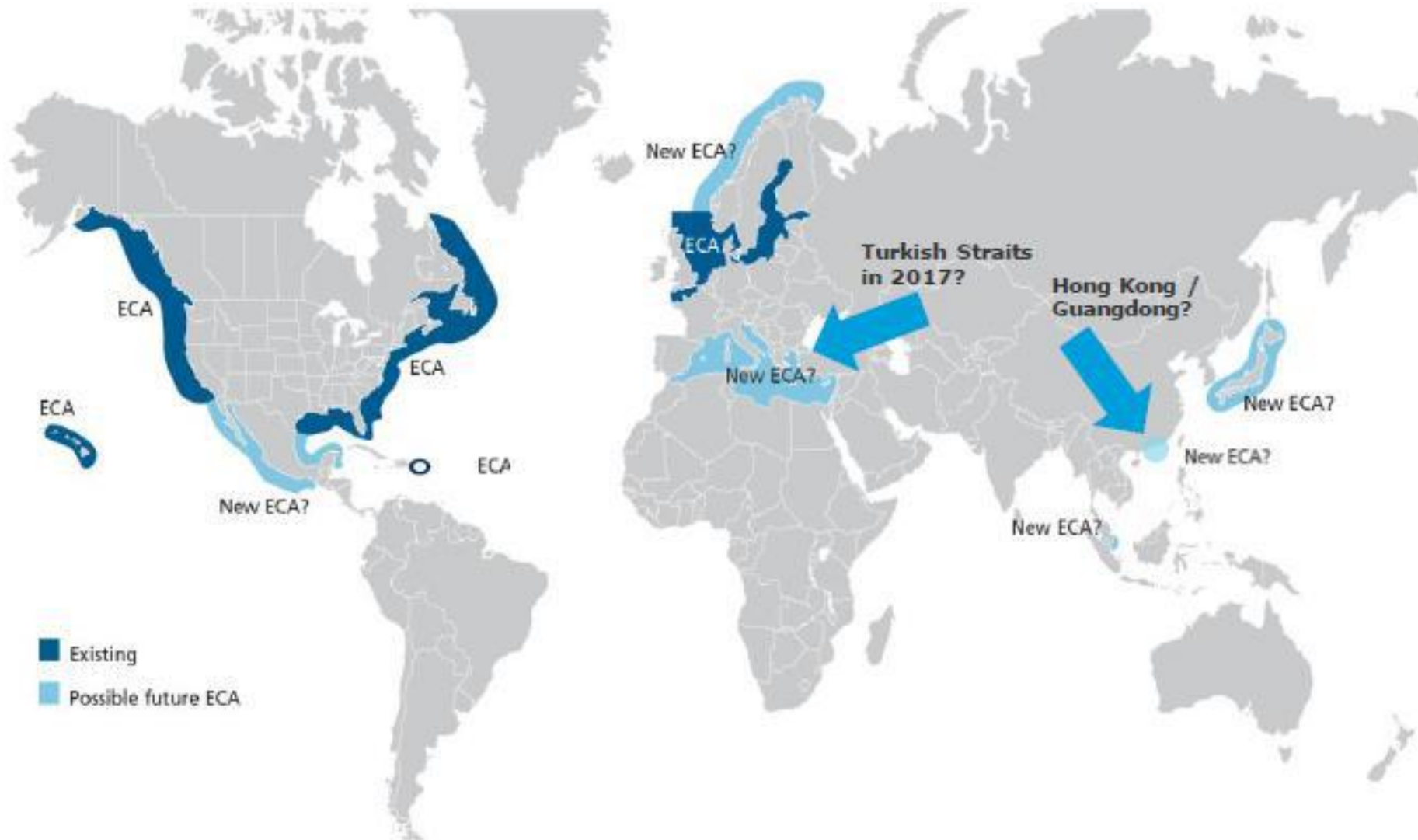
0.10% ECA sulphur limit

NOx Tier 3 for newbuildings ECA operations

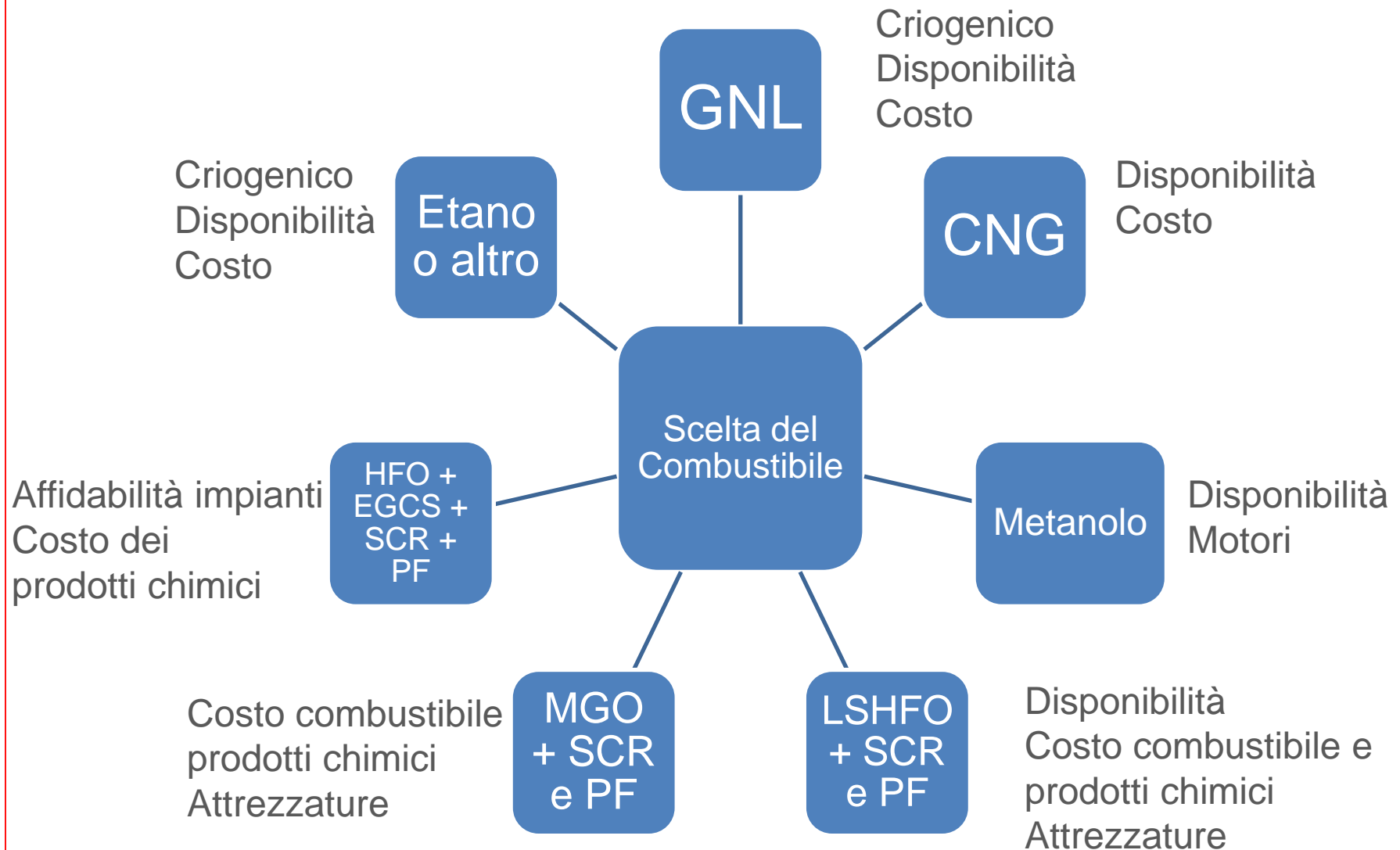
0.50% global sulphur limit (delay until 2025?) *



Nuove ECA?



Problematiche legate ai diversi combustibili



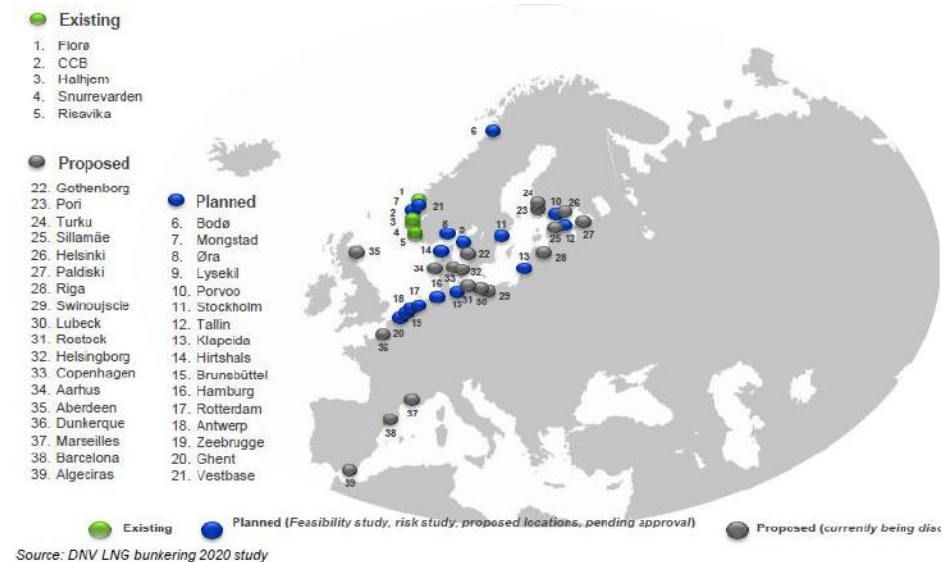
GNL – il combustibile migliore per la conformità con le normative ambientali

- GNL è conforme a tutte le normative esistenti e future senza la necessità di alcun trattamento dei fumi per mezzo di EGCS, DPF o SCR
 - Questo combustibile è più pulito degli altri convenzionali
 - Riduzioni significative di NOx, SOx, CO2 e PM
 - Conforme a Tier III per riduzione Nox
- Con l'uso del GNL si ottiene facilmente la conformità con l'indice IMO chiamato "Energy Efficiency Design"

Componente	% riduzione con combustibile GNL	Commento
SOx	@100%	Conforme a tutte le direttive attuali e future sulle emissioni di zolfo
NOx	85%	Unico mezzo per essere conforme a IMO tier III senza il trattamento dei gas di scarico
CO2	25%	Soddisfa tutti i requisiti EEDI
Polveri Sottili (PM)	95%	Nessuna attuale normativa ma comunque un problema

Problematiche da considerare nel confronto con HFO + EGCS

- Ai prezzi attuali, il costo del GNL è maggiore di circa il 10% rispetto a HFO.
- Gli investimenti sono più alti ed è necessario sacrificare dello spazio a bordo.
- All'inizio le navi potrebbero essere legate ad itinerari dove la fornitura del GNL è disponibile.
- Per le navi da crociera le quantità di GNL da fornire sono maggiori rispetto a quelle di traghetti adibiti a tragitti costieri o impiegati su rotte predefinite
 - 1500m³ alla settimana.
- Le stazioni di rifornimento dovranno essere realizzate in modo strategico.



Lo stoccaggio del NG (LNG e CNG)

Stoccaggio come **gas naturale liquefatto** (Liquefied Natural Gas – LNG):

- densità a -162°C e 1 bar: 453 kg/m^3 [$17.4 \cdot 10^3 \text{ MJ/m}^3 \Rightarrow 45\% \text{ MDO (*)}$]

Stoccaggio come **gas naturale compresso** (Compressed Natural Gas – CNG):

- densità a 25°C e 300 bar: 230 kg/m^3 [$8.9 \cdot 10^3 \text{ MJ/m}^3 \Rightarrow 23\% \text{ MDO (*)}$]
- densità a 25°C e 700 bar: 330 kg/m^3 [$12.7 \cdot 10^3 \text{ MJ/m}^3 \Rightarrow 33\% \text{ MDO (*)}$]

(*) Densità energetica MDO: $38.4 \cdot 10^3 \text{ MJ/m}^3$

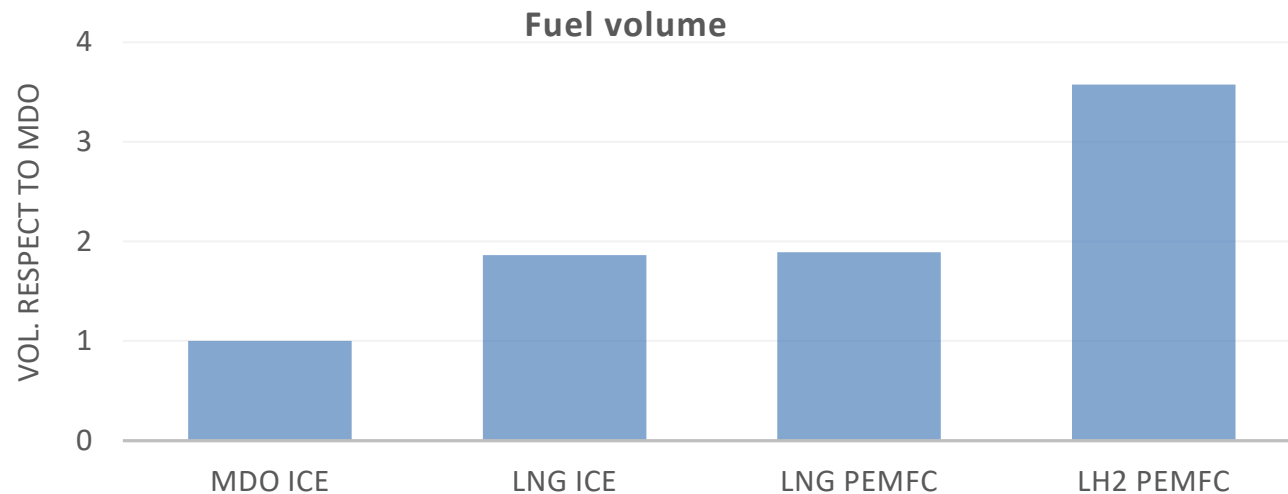
Lo stoccaggio del NG (LNG e CNG)

Tipi di serbatoi per CNG

	Type I	Type II	Type III	Type IV
Market share	93 %	4 %	< 2%	< 2%
Structure	All-metal cylinder; most commonly CrMo steel	Load-bearing metal liner hoop wrapped with resin-impregnated continuous filament; usually CrMo steel with glass fiber	Non-load-bearing metal liner axial and hoop wrapped with resin-impregnated continuous filament; usually aluminum with high performance glass and/or carbon	Non-load-bearing, non-metal liner axial and hoop wrapped with resin impregnated continuous filament; most commonly HDPE liner with carbon fiber
Pressure [bar]	≤ 300	up to 700	up to 700	up to 700
Indicative weight [kg/liter]	0.9 ~ 1.3	0.8 ~ 1.0	0.4 ~ 0.5	0.3 ~ 0.4
Indicative cost [US\$/liter]	3÷5	5÷7	9÷14	11÷18

Lo stoccaggio del NG (LNG e CNG)

Volume occupato da LNG e LH2 rispetto a MDO a parità di energia stoccata



- Medium Diesel Oil - Internal Combustion Engine (MDO ICE)
- Liquefied Natural Gas - Internal Combustion Engine (LNG ICE)
- Liquefied Natural Gas - Proton Exchange Membrane Fuel Cell (LNG PEMFC)
- Liquefied Hydrogen - Proton Exchange Membrane Fuel Cell (LH2 PEMFC)