

POLITECNICO DI TORINO

Corso di Laurea Magistrale
in Ingegneria Meccanica

Propulsori Termici

A.A. 2021-2022

Misurazione delle emissioni specifiche



Docenti:

Prof. Millo Federico

Prof. Piano Andrea

Studente:

Uccello Luca Maria

268036

Sommario

Introduzione e dati di input	1
Procedura di calcolo	4
Calcolo portata di <i>NOx</i>	4
Calcolo portata di <i>SOOT</i>	5
Risultati	5
Trade-off: Variazione <i>EGR</i>	5
Trade-off: Variazione <i>SOI</i>	8
Trade-off: Variazione <i>SWIRL</i>	10
Conclusioni	12

Introduzione e dati di input

L'obiettivo di questa esercitazione è valutare l'effetto che alcuni parametri di calibrazione hanno sulle emissioni di inquinanti; in particolare, si è verificato come varia la produzione degli inquinanti quali NO_x e $SOOT$ al variare della percentuale di EGR , dell'istante angolare a cui avviene l'iniezione del combustibile per l'iniezione principale (SOI), del diverso grado di $SWIRL$ e infine si è anche valutato l'effetto della pressione di iniezione. Inoltre, è stata condotta un'analisi anche sui consumi, quindi come cambia la quantità di combustibile iniettato al variare dei parametri di calibrazione sopra elencati.

Per effettuare queste analisi sono stati realizzati dei trade-off, ovvero dei confronti tra le tre grandezze di interesse (NO_x , $SOOT$ e quantità di combustibile) in modo da osservare come quest'ultime si modifichino al variare dei parametri di calibrazione.

I test effettuati sono i seguenti:

- 1) Variazione dell' EGR effettuata a due differenti pressioni del rail, lasciando costante il SOI e il grado di $SWIRL$;
- 2) Variazione del SOI , ad una data pressione del rail, lasciando costante la percentuale di EGR e il grado di $SWIRL$;
- 3) Variazione del grado di $SWIRL$, ad una data pressione del rail, lasciando costante la percentuale di EGR e il SOI .

Per ogni test sono state calcolate:

- 1) Le emissioni specifiche di ossidi di azoto NO_x : $BSNO_x$;
- 2) Le emissioni specifiche di $SOOT$: $BSSOOT$;
- 3) Il consumo specifico di combustibile: $BSFC$.

L'analisi è stata effettuata su un motore *Diesel EURO 6, 4 cilindri in linea* di cilindrata pari a 1598 cm^3 .

Il punto di funzionamento nella mappa motore è il seguente:

- $2000\text{ [rpm]} \times 5\text{ [bar]}$ ($BMEP$), punto di funzionamento a carico parziale.

Nelle tabelle seguenti sono riportati i dati di input da cui si parte per andare ad effettuare lo studio. In particolare, nella *tabella 1* troviamo i dati relativi alle condizioni operative e di calibrazione del motore; nella *tabella 2* si evidenziano i dati relativi alle emissioni di inquinanti; infine, nella *tabella 3* sono riportate le caratteristiche della miscela.

E3 Groupe DIESEL CELLA DINAMICA	Engine Speed [rpm]	Torque [Nm]	BMEP [bar]	Power [kW]	EGR [%]	Start of Injection Main Pulse [CAD ATDCF]	Rail Pressure [bar]	Swirl
EGR SWEEP - P RAIL = 650 bar	2000,0	65	5	13,6	31	-7	652	0
	2000,0	64	5	13,3	29	-7	652	0
	2000,0	63	5	13,2	24	-7	652	0
	2000,0	63	5	13,3	21	-7	652	0
	2000,0	64	5	13,4	16	-7	653	0
SOI SWEEP	2000,0	63	5	13,3	24	-11	653	0
	2000,0	64	5	13,3	25	-9	653	0
	2000,0	64	5	13,3	24	-7	652	0
	2000,0	64	5	13,3	25	-5	652	0
	2000,0	64	5	13,4	25	-3	652	0
EGR SWEEP - P RAIL = 850 bar	2000,0	64	5	13,3	31	-7	853	0
	2000,0	63	5	13,2	28	-7	853	0
	2000,0	63	5	13,3	24	-7	853	0
	2000,0	63	5	13,1	21	-7	853	0
	2000,0	62	5	13,0	16	-7	853	0
SWIRL SWEEP	2000,0	63	5	13,2	25	-7	653	0
	2000,0	64	5	13,5	24	-7	652	15
	2000,0	62	5	13,0	24	-7	653	30
	2000,0	64	5	13,5	24	-7	652	45
	2000,0	64	5	13,4	23	-7	652	60

Tabella 1 – Condizioni operative e calibrazione motore

E3 Groupe DIESEL CELLA DINAMICA	Fuel Flow [kg/h]	Intake Air Mass Flow Rate [kg/h]	Exhaust NOx Concentration WET [ppm]	Filter Smoke Number [FSN]	K_H – NOx Correction
EGR SWEEP - P RAIL = 650 bar	3,2	79,3	104	2,88	0,99
	3,1	83,2	138	2,01	0,99
	3,1	88,0	199	1,45	0,99
	3,1	92,9	265	1,09	1,00
	3,1	97,7	352	0,71	1,00
SOI SWEEP	3,1	88,0	279	0,80	1,01
	3,1	88,0	234	1,13	1,01
	3,1	88,1	200	1,52	1,01
	3,1	88,0	170	1,88	1,02
	3,2	88,0	147	2,14	1,02
EGR SWEEP - P RAIL = 850 bar	3,1	79,2	118	1,33	1,02
	3,0	83,3	159	0,89	1,03
	3,1	88,0	225	0,64	1,03
	3,0	92,7	297	0,43	1,04
	3,0	97,6	400	0,27	1,04
SWIRL SWEEP	3,1	88,0	197	1,45	1,04
	3,1	88,0	197	1,53	1,05
	3,0	87,9	198	1,32	1,05
	3,1	88,1	209	1,06	1,06
	3,1	88,0	244	0,68	1,06

Tabella 2 – Dati emissioni inquinanti

μ_{exh} [kg/kmol]	29
μ_{NOx} [kg/kmol]	46,01
α_{st}	14,55
$\rho_{a,st}$ [kg/m ³]	1,183

Tabella 3 – Caratteristiche miscela

È bene sottolineare in relazione ai dati presentati nella *tabella 3* che, mentre il peso molecolare degli NO_x è noto, quello dei gas di scarico non lo è ed è stato imposto pari a quello dell'aria. Questa assunzione deriva dal fatto che stiamo analizzando i gas di scarico di un motore *Diesel*, il quale normalmente opera in eccesso d'aria, ovvero con miscele povere; pertanto è corretto imporre il peso molecolare dei gas di scarico pari a quello dell'aria ($\mu_{exh} = \mu_{aria} = 29$ kg/kmol).

Procedura di calcolo

Come anticipato in precedenza, per ciascun test è necessario calcolare i seguenti parametri:

- 1) Emissioni specifiche di ossidi di azoto ($BSNO_x$), calcolabili attraverso la relazione (1):**

$$BSNO_x \left[\frac{g}{kWh} \right] = \frac{G_{NO_x} \left[\frac{g}{h} \right]}{P_u [kW]} \quad (1)$$

Dove:

- G_{NO_x} = Portata di NO_x allo scarico;
- P_u = Potenza.

- 2) Emissioni specifiche di SOOT ($BSSOOT$), calcolabili attraverso la relazione (2):**

$$BSSOOT \left[\frac{g}{kWh} \right] = \frac{G_{SOOT} \left[\frac{g}{h} \right]}{P_u [kW]} \quad (2)$$

Dove:

- G_{SOOT} = Portata di $SOOT$ allo scarico;
- P_u = Potenza.

- 3) Consumo specifico di combustibile ($BSFC$), calcolabile attraverso la relazione (3):**

$$BSFC \left[\frac{g}{kWh} \right] = \frac{G_{fuel} \left[\frac{g}{h} \right]}{P_u [kW]} \quad (3)$$

Dove:

- G_{fuel} = Portata di combustibile iniettato;
- P_u = Potenza.

Mentre la portata di combustibile viene fornita con i dati di input, le portate degli inquinanti in esame (NO_x e $SOOT$) devono essere determinate; a tale scopo, vengono di seguito illustrate le procedure di calcolo per la determinazione di tali parametri.

Calcolo portata di NO_x

La portata di NO_x allo scarico è definita mediante la relazione (4):

$$G_{NO_x} \left[\frac{g}{h} \right] = [NO_x]_{wet,corr} \cdot G_{exh} \left[\frac{g}{h} \right] \cdot \frac{\mu_{NO_x} \left[\frac{kg}{kmol} \right]}{\mu_{exh} \left[\frac{kg}{kmol} \right]} \quad (4)$$

Dove:

- $[NO_x]_{wet,corr} = [NO_x]_{wet} \cdot K_H \quad (5) \rightarrow$
 \rightarrow Concentrazione di NO_x allo scarico corretta (WET): poiché le emissioni di NO_x sono sensibili all'umidità dell'aria aspirata, un fattore di correzione K_H deve essere applicato per tener conto degli effetti di quest'ultima;
- $G_{exh} \left[\frac{g}{h} \right] = G_{fuel} \left[\frac{g}{h} \right] + G_{air} \left[\frac{g}{h} \right] \quad (6) \rightarrow$

→ Portata dei gas di scarico (gas combusti), somma delle portate di combustibile iniettato e aria aspirata;

- $\frac{\mu_{NOx} \left[\frac{kg}{kmol} \right]}{\mu_{exh} \left[\frac{kg}{kmol} \right]} =$ Rapporto tra i pesi molecolari delle specie gassose.

Calcolo portata di SOOT

La portata di SOOT è definita attraverso la relazione (7):

$$G_{SOOT} \left[\frac{g}{h} \right] = \frac{[SOOT] \left[\frac{g}{m^3} \right] \cdot G_{exh} \left[\frac{g}{h} \right]}{\rho_{a,st} \left[\frac{g}{m^3} \right]} \quad (7)$$

Dove:

- $[SOOT] \left[\frac{g}{m^3} \right] = \left(\frac{4,95 \cdot FSN \cdot e^{0,38 \cdot FSN}}{0,405} \right) \cdot 10^{-3} \quad (8) \rightarrow$
→ Concentrazione di SOOT allo scarico: ottenuta in laboratorio, viene fornita in FSN pertanto, ai fini del calcolo della portata di SOOT, deve essere convertita in g/m^3 ;
- $\rho_{a,st} =$ Densità dell'aria in condizioni standard.

Risultati

Trade-off: Variazione EGR

Il primo risultato che si vuole analizzare è l'effetto che si ha variando la percentuale di EGR. Per questa analisi quindi, è stata fatta variare la percentuale di EGR lasciando però costanti il SOI e il grado di SWIRL.

Questo test è stato eseguito due volte, per due valori di pressione nel rail differenti:

- 1) Rail Pressure = 650 [bar];
- 2) Rail Pressure = 850 [bar].

Nella figura 1 è rappresentato il trade-off BSSOOT vs BSNOx al variare della percentuale di EGR per i due diversi valori di pressione di iniezione.

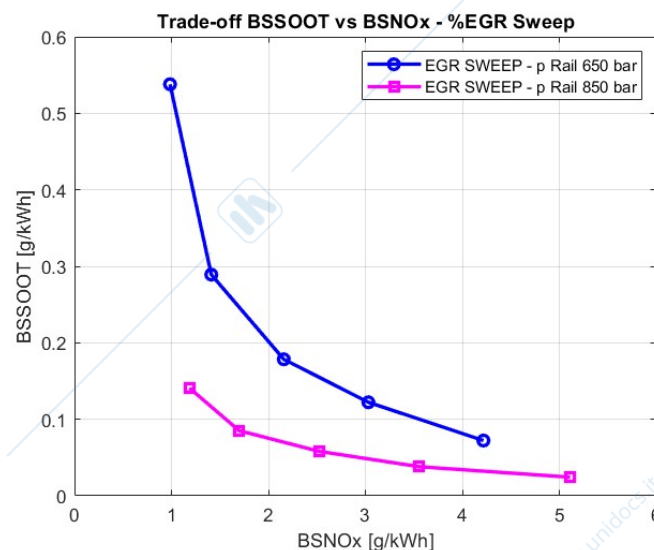


Figura 1 – Trade-off BSSOOT vs BSNOx - %EGR Sweep

Dalla *figura 1* si può notare come all'aumentare delle emissioni specifiche di NO_x si abbia una diminuzione delle emissioni specifiche di $SOOT$; la percentuale di EGR aumenta spostandosi da destra verso sinistra quindi, all'aumentare della percentuale di EGR , le emissioni specifiche di $SOOT$ aumentano mentre quelle di NO_x diminuiscono.

L'andamento delle emissioni specifiche di $SOOT$ e NO_x in funzione della variazione percentuale di EGR è messo in evidenza, per una migliore lettura, nella *figura 2*.

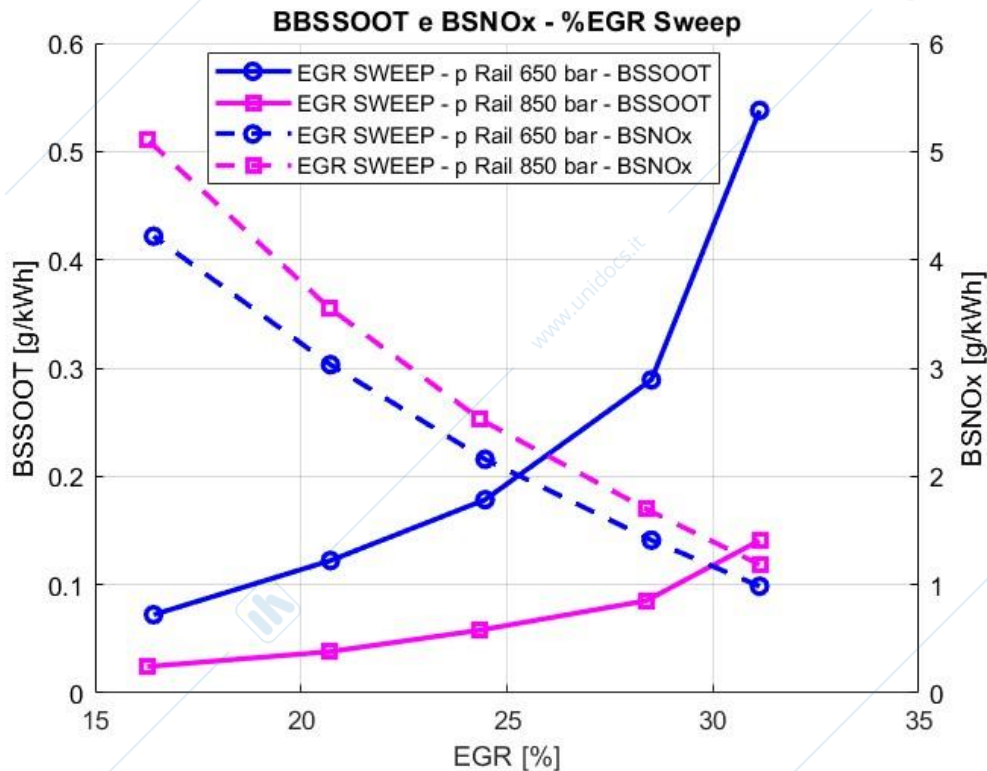


Figura 2 – Andamento BSSOOT e BSNOx in funzione della percentuale di EGR

Dalla *figura 2* si può osservare con maggiore facilità come all'aumentare della percentuale di EGR , le emissioni specifiche di $SOOT$ subiscono un incremento mentre quelle di NO_x una riduzione.

Aumentare la percentuale di EGR vuol dire aumentare la percentuale di gas combusti presenti in camera di combustione. Questi gas si comportano da inerti e, in quanto tali, non partecipano al processo di combustione, andando di fatto a diluire la carica senza apportare un contributo in termini di energia al processo di ossidazione, ma anzi assorbendo parte dell'energia rilasciata dal processo di combustione stesso; inoltre, riducono la percentuale di O_2 disponibile in camera di combustione.

Il risultato finale di questi effetti è un abbattimento delle temperature a fine combustione; questo va a ridurre in maniera significativa le emissioni di NO_x . Il meccanismo di formazione degli NO_x è un meccanismo di tipo termico; questi si formano quando si raggiungono temperature tipicamente superiori a 1800 K . Raggiunta questa temperatura anche piccole variazioni di temperatura generano importanti variazioni di velocità delle reazioni che portano alla formazione di NO_x . Questo significa che diminuire le temperature in camera al termine della combustione, grazie all'aumento della percentuale di EGR , permette di rallentare la velocità con cui avvengono le reazioni che portano alla formazione degli ossidi di azoto e questo implica avere minori emissioni di NO_x .

Per quanto riguarda la formazione del *SOOT*, questa avviene in caso di combustioni con zone di miscela ricca; aumentare la percentuale di *EGR* comporta, come abbiamo detto, anche una diminuzione di O_2 in camera e quindi il particolato che si forma nella combustione premiscelata ha più difficoltà ad ossidarsi. Inoltre, le minori temperature che si raggiungono in camera, a seguito della combustione, sfavoriscono le reazioni di ossidazione del *SOOT* durante la corsa di espansione; questo spiega l'aumento del *SOOT* all'aumentare della percentuale di *EGR*.

Nella *figura 3* è invece riportato il trade-off *BSFC* vs *BSNOx* al variare della percentuale di *EGR* per i due diversi valori di pressione nel rail.

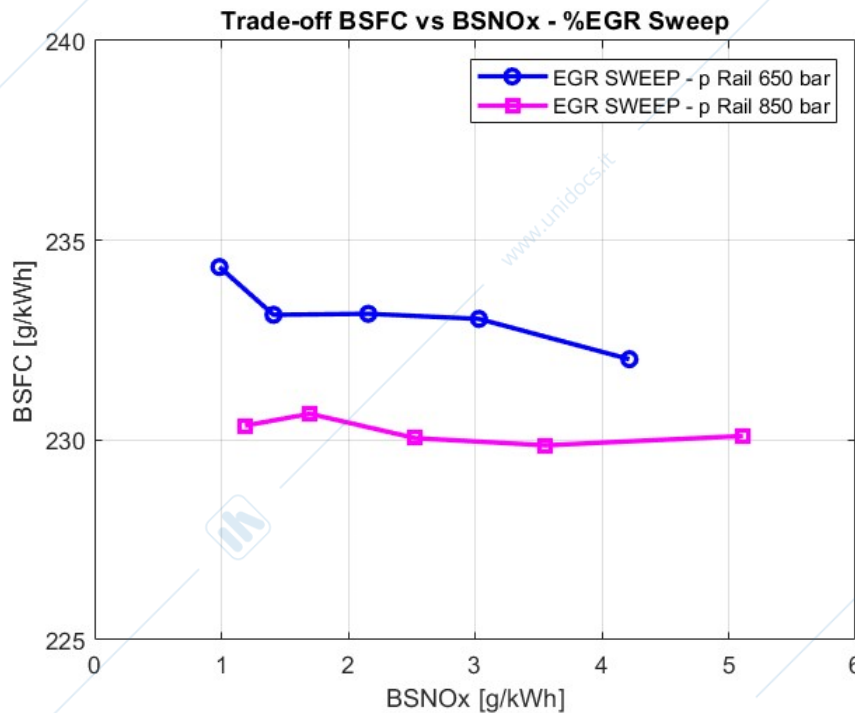


Figura 3 – Trade-off BSFC vs BSNOx - %EGR Sweep

Dalla *figura 3* si può notare come la quantità di combustibile non vari sensibilmente con l'aumento della percentuale di *EGR* (l'*EGR* aumenta da destra verso sinistra); solamente con percentuali di *EGR* importanti si osservano aumenti significativi del consumo specifico di combustibile, con una conseguente diminuzione del rendimento. Il consumo specifico di carburante aumenta poiché, per mantenere il carico costante, è necessario iniettare più combustibile dato che l'intensità della combustione premiscelata tende a diminuire all'aumentare della percentuale di *EGR*.

Alla luce di quanto emerso dall'analisi, possiamo dire che l'introduzione dell'*EGR* risulta essere molto efficace nell'abbattere le emissioni di *NOx*, a fronte di un piccolo incremento nel consumo di combustibile. Il limite alla percentuale di *EGR* che si può usare è dovuto invece alla produzione di *SOOT*, la quale tende ad aumentare notevolmente con l'incremento della percentuale di *EGR*.

Per quanto riguarda la pressione del rail, si ha che all'aumentare della pressione di iniezione del combustibile si producano due effetti:

- 1) Si ha una migliore atomizzazione del getto e questo permette di ridurre la quantità di *SOOT* prodotta perché si vengono a creare delle zone locali meno ricche e quindi con produzione minore di *SOOT*;

- 2) Tuttavia, si ha che aumentando la pressione di iniezione viene iniettato più combustibile nella fase di accumulo, ottenendo così una combustione premiscelata che coinvolge una quantità maggiore di combustibile e questo genererà un aumento delle pressioni e temperature in camera di combustione al termine del processo; tale incremento di temperatura accresce il fenomeno di produzione degli NO_x ma, allo stesso tempo, si ottiene una diminuzione del consumo specifico di combustibile in virtù del fatto che il rendimento della combustione aumenta.

Trade-off: Variazione SOI

Il secondo risultato che si vuole analizzare è l'effetto della variazione dell'anticipo di iniezione (Iniezione principale). Per questa analisi, è stato fatto variare il SOI mantenendo costanti la percentuale di EGR e il grado di $SWIRL$.

Nella *figura 4* è rappresentato il trade-off $BSSOOT$ vs $BSNO_x$ al variare del SOI e, per confronto, è stato tracciato anche il precedente trade-off $BSSOOT$ vs $BSNO_x$ al variare della percentuale di EGR ; entrambi gli andamenti si riferiscono alla pressione di iniezione pari a 650 bar.

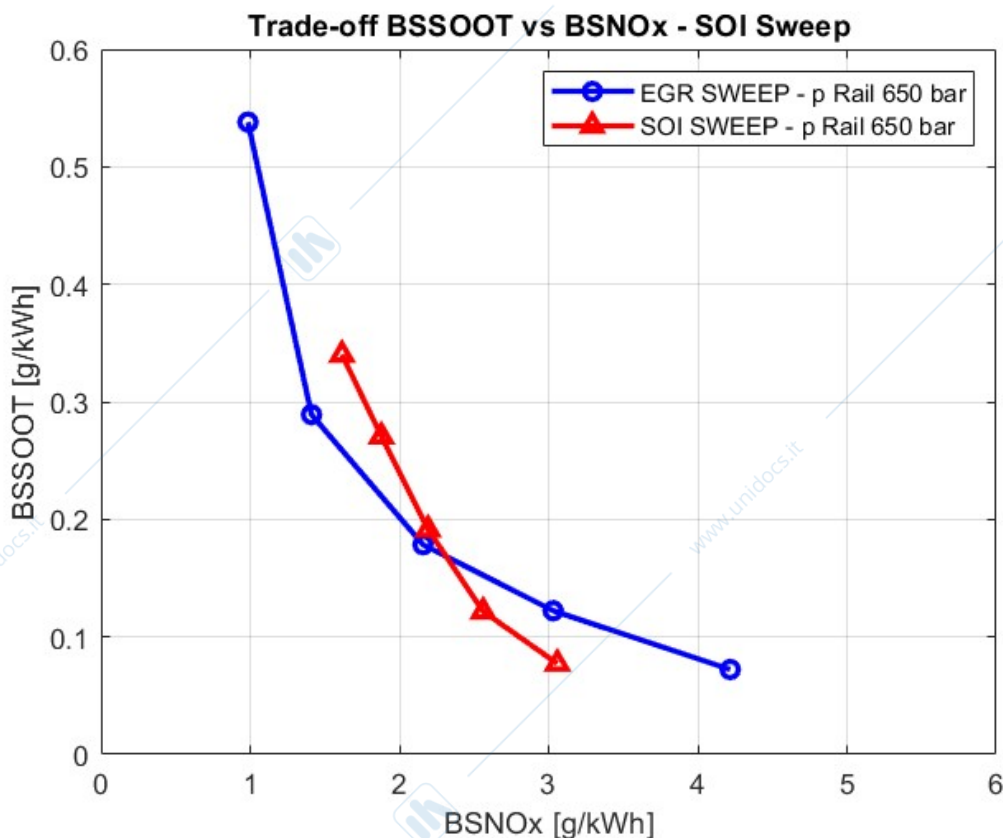


Figura 4 – Trade-off $BSSOOT$ vs $BSNO_x$ - SOI Sweep

Dalla *figura 4* è possibile osservare come aumentando l'anticipo di iniezione (incremento SOI da sinistra verso destra) si abbia una diminuzione delle emissioni specifiche di $SOOT$ ma un aumento delle emissioni specifiche di NO_x .

L'andamento delle emissioni specifiche di $SOOT$ e NO_x in funzione della variazione dell'anticipo di iniezione è messo in evidenza, per una migliore lettura, nella *figura 5*.

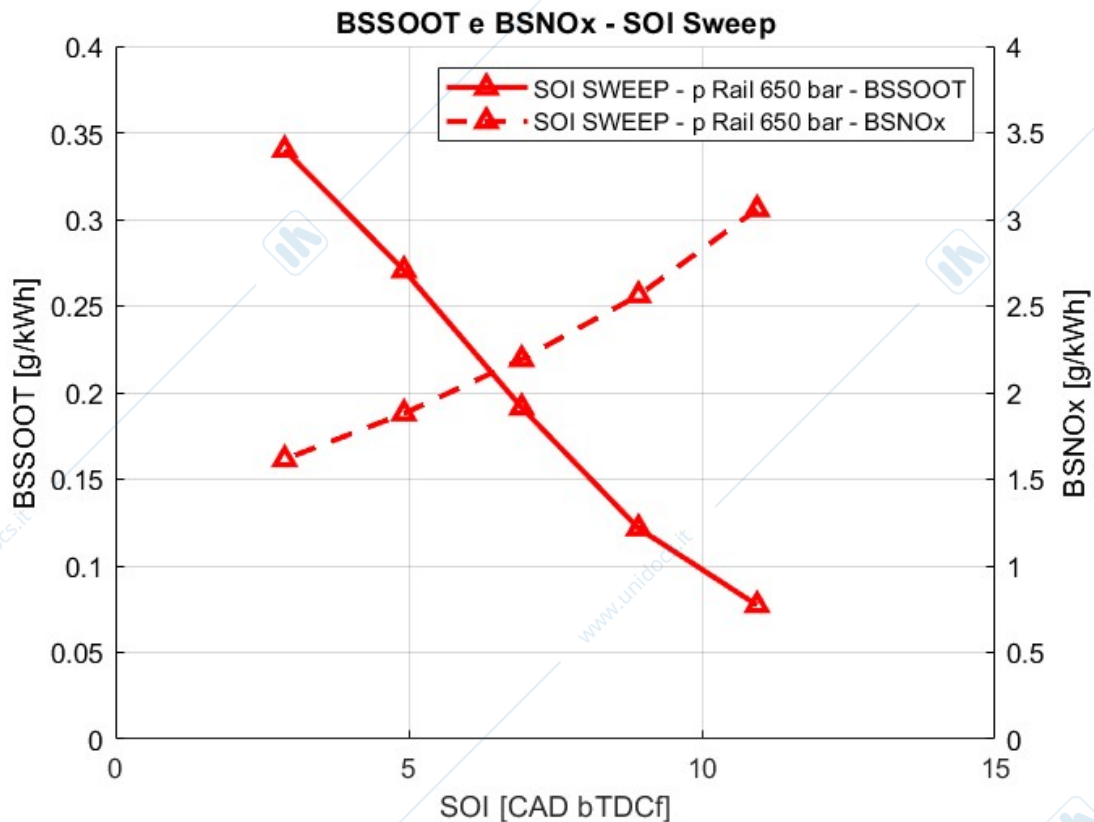


Figura 5 – Andamento BSSOOT e BSNOx in funzione del SOI

Dalla *figura 5* si può osservare con maggiore facilità come all'aumentare dell'anticipo di iniezione, le emissioni specifiche di *SOOT* subiscano una riduzione mentre quelle di *NOx* un incremento.

Questo è dovuto al fatto che aumentando l'anticipo di iniezione si determina un aumento dell'ignition delay τ , ovvero del ritardo di accensione della carica; ciò accade perché, aumentando l'anticipo di iniezione, si va ad iniettare il combustibile in camera in condizioni di pressione e temperatura minori e di conseguenza si avrà un incremento del tempo necessario affinché la carica effettui tutti quei fenomeni fisici e chimici che portano alla sua accensione.

A parità di combustibile iniettato si ha pertanto un maggiore accumulo di carburante e quindi un'intensità della combustione premiscelata maggiore; questa combustione a più alta intensità, porterà a valori di temperatura e pressione maggiori e quindi una condizione termodinamica più favorevole alla formazioni degli ossi di azoto, che ovviamente aumentano. Inoltre, contemporaneamente, si ha che tali condizioni di temperatura e pressione permangano per più tempo in camera permettendo al *SOOT* di ossidarsi; ciò giustifica l'abbassamento delle emissioni specifiche di *SOOT* con l'aumentare dell'anticipo di iniezione.

Nella *figura 6* è rappresentato invece il trade-off *BSFC vs BSNOx* al variare del *SOI* (aumento da sinistra a destra) e, per confronto, è stato tracciato anche il precedente trade-off *BSFC vs BSNOx* al variare della percentuale di *EGR*; entrambi gli andamenti si riferiscono alla pressione di iniezione pari a 650 bar.

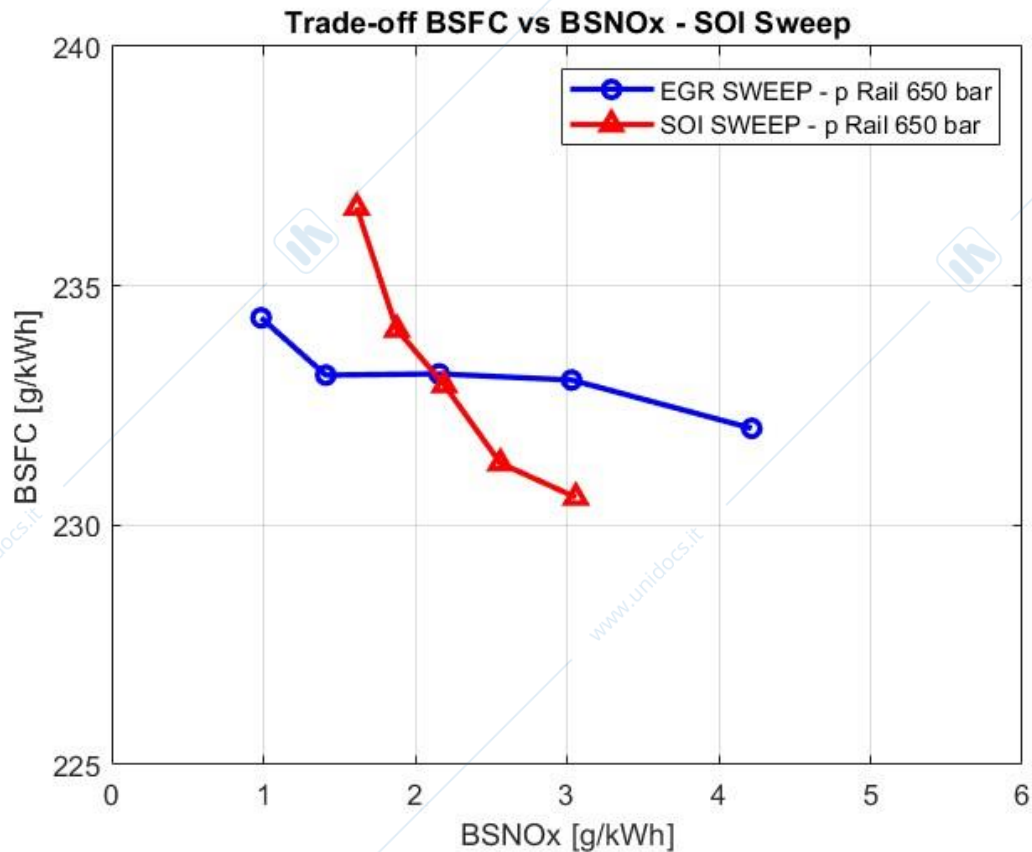


Figura 6 – Trade-off BSFC vs BSNOx - SOI Sweep

Dalla *figura 6* si può notare come aumentando l'anticipo di iniezione (incremento *SOI* da sinistra verso destra) si ottenga una sensibile diminuzione del consumo specifico di combustibile, cosa che non accade invece variando la percentuale di *EGR*; questo avviene perché, come detto in precedenza, a parità di combustibile iniettato, essendo la combustione premiscelata più intensa, si ha un aumento dell'efficienza con una conseguente riduzione del consumo specifico di combustibile.

Alla luce di quanto emerso dall'analisi, possiamo dire che conviene agire sull'anticipo di iniezione per ridurre le emissioni di *SOOT* ed il consumo di combustibile, invece se l'obiettivo è andare ad abbattere le emissioni di *NOx*, conviene intervenire sulla percentuale di *EGR*.

Trade-off: Variazione *SWIRL*

Il terzo risultato che si vuole analizzare è l'effetto della variazione del grado di *SWIRL*, mantenendo costante la percentuale di *EGR* e l'anticipo di iniezione.

Nella *figura 7* è rappresentato il trade-off *BSSOOT vs BSNOx* al variare del grado di *SWIRL* e, per confronto, è stato tracciato anche il precedente trade-off *BSSOOT vs BSNOx* al variare della percentuale di *EGR*; entrambi gli andamenti si riferiscono alla pressione di iniezione pari a 650 bar.

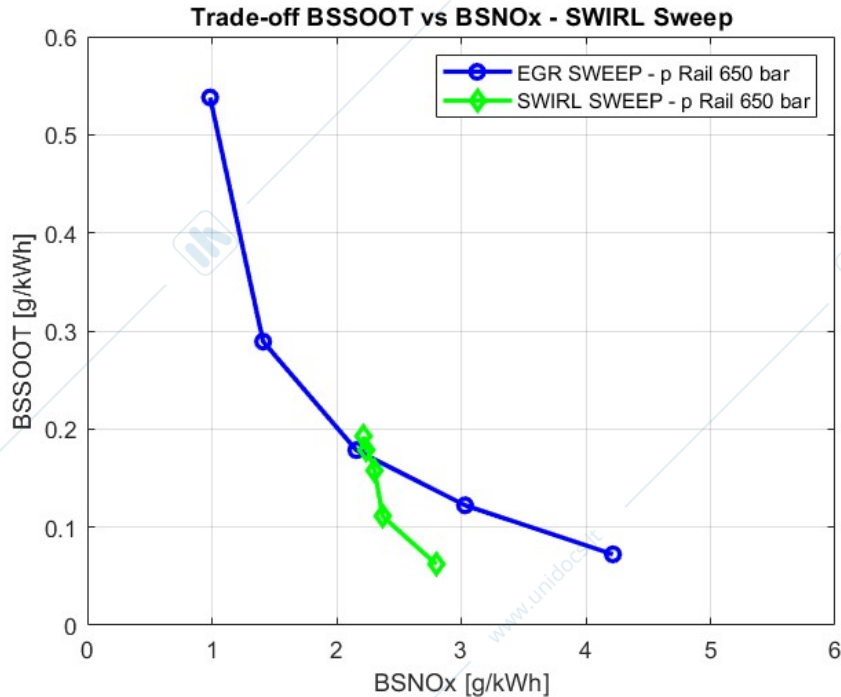


Figura 7 – Trade-off BSSOOT vs BSNOx - SWIRL Sweep

Dalla *figura 7* è possibile osservare come aumentando il grado di SWIRL (incremento SWIRL da sinistra verso destra) si abbia una diminuzione delle emissioni specifiche di SOOT ma un aumento, seppur contenuto, delle emissioni specifiche di NOx.

L'andamento delle emissioni specifiche di SOOT e NOx in funzione della variazione del grado di SWIRL è messo in evidenza, per una migliore lettura, nella *figura 8*.

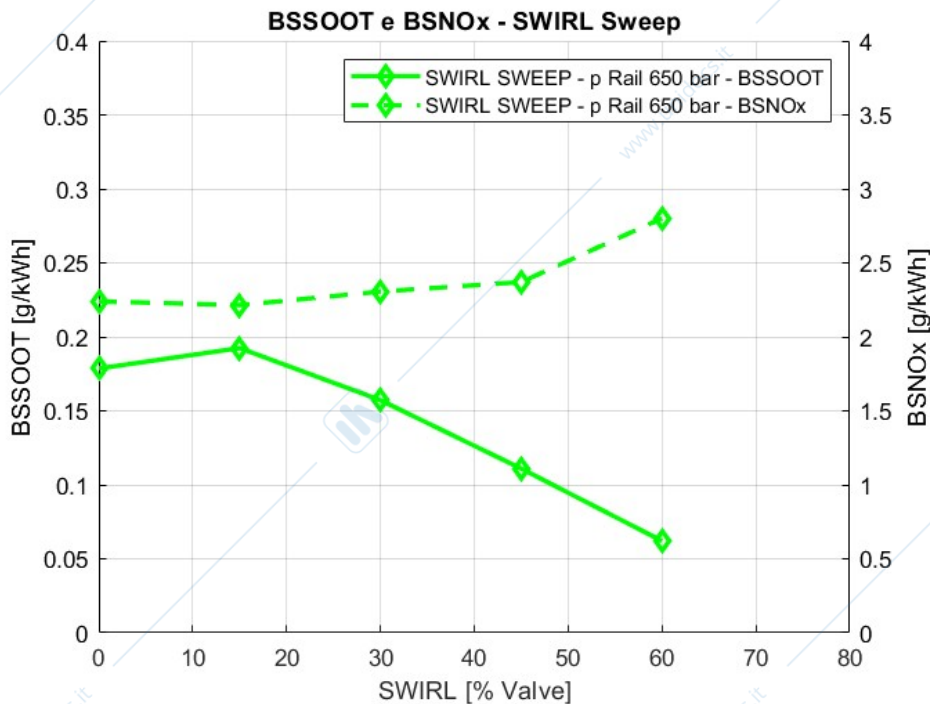


Figura 8 – Andamento BSSOOT e BSNOx in funzione del grado di SWIRL

Dalla *figura 8* si può osservare con maggiore facilità come all'aumentare del grado di *SWIRL*, le emissioni specifiche di *SOOT* subiscano una riduzione mentre quelle di *NOx* un leggero incremento.

Questo è dovuto al fatto che l'incremento del grado di *SWIRL*, migliorando il miscelamento tra aria e combustibile, permette di avere una maggiore intensità della combustione premiscelata e di conseguenza si avranno temperature in camera, al termine del processo di combustione, più elevate. Tali condizioni favoriscono l'ossidazione del *SOOT*, con la conseguente riduzione delle sue emissioni ma, al contempo, favoriscono la formazione degli ossidi di azoto, incrementandone le emissioni.

Nella *figura 9* è rappresentato invece il trade-off *BSFC vs BSNOx* al variare del grado di *SWIRL* (aumento da sinistra a destra) e, per confronto, è stato tracciato anche il precedente trade-off *BSFC vs BSNOx* al variare della percentuale di *EGR*; entrambi gli andamenti si riferiscono alla pressione di iniezione pari a 650 bar.

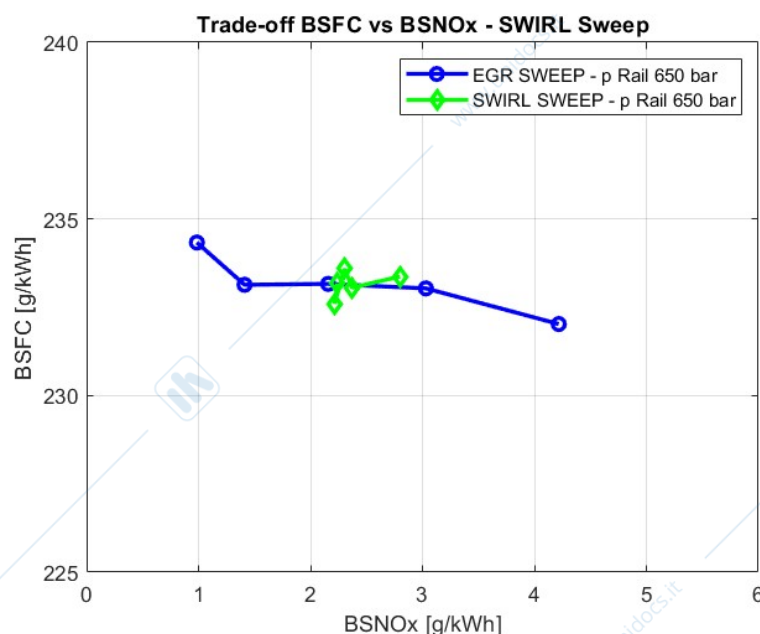


Figura 9 – Trade-off *BSFC vs BSNOx* - *SWIRL Sweep*

Dalla *figura 9* si può notare come la variazione del grado di *SWIRL* non dia nessun contributo significativo per quanto riguarda il consumo di combustibile.

Alla luce di quanto emerso dall'analisi, possiamo dire che agire sul grado di *SWIRL* incrementandolo, non incide in modo significativo sulle emissioni di *NOx* e sul consumo di combustibile, invece si hanno delle riduzioni apprezzabili per quanto riguarda le emissioni di *SOOT*. Ancora una volta, se l'obiettivo è abbattere le emissioni degli ossidi di azoto, la soluzione più efficace risulta essere l'incremento della percentuale di *EGR*.

Conclusioni

Tra le tre tecniche, quella che risulta più efficace per la riduzione degli ossidi di azoto è la regolazione tramite *EGR*, dove si è visto che la riduzione degli ossidi di azoto è accompagnata da un incremento del consumo specifico di combustibile piuttosto contenuto. Tutte le tecniche mostrano un trade-off tra emissioni specifiche di *NOx* ed emissioni specifiche di *SOOT*; quest'ultime sono proprio quelle che limitano la percentuale massima di *EGR* che può essere utilizzata per diminuire le emissioni degli ossidi di azoto.