

ALMA MATER STUDIORIUM
UNIVERSITA DI BOLOGNA

SCUOLA DI INGEGNERIA

SEDE DI FORLI'

CORSO DI LAUREA MAGISTRALE IN INGEGNERIA MECCANICA

CLASSE L-33

ELABORATO FINALE DI LAUREA MAGISTRALE IN SISTEMI ENERGETICI E MACCHINE
**STIMA DELL'IMPATTO DI METODOLOGIE PER IL CONTENIMENTO DEI CONSUMI
IN UN SISTEMA OLEODINAMICO**

CANDIDATO:

RELATORE:

JULIEN NTEDE FLORENT

Prof. Ing DAVIDE MORO

ANNO ACCADEMICO 2022/2023

Sessione II

Indice

Introduzione.....	4
I-Revisione di componenti e sottosistemi	6
1.1- Motore.....	9
1.2- Sistema idraulico	15
1.2.1- Perdite nella pompa	18
1.2.2- Perdite nelle valvole	21
1.3. Azionamenti ausiliari	23
II-Analisi del ciclo	27
2.1- Caratteristiche dei cicli di lavoro	28
2.2. Recupero di energia negli escavatori.....	31
III- Determinazione del consumo di combustibile nel sistema escavatore	35
3.1- risparmio di carburante grazie alla riduzione delle perdite idrauliche	42
3.2- Risparmio di carburante grazie alla riduzione delle perdite al minimo	45
3.3- Risparmio di carburante grazie al recupero di energia	48
3.4- Risparmio di carburante attraverso un approccio olistico	50
Conclusioni.....	52
Bibliografia	54

Introduzione

Numerosi processi tecnici richiedono la trasmissione di potenza meccanica tra un generatore e un attuatore. Esistono diverse soluzioni; meccanica (ingranaggi), pneumatica, elettrica ed idraulica. Quest'ultima ha il suo ambito di applicazione e risponde a criteri specifici. Le caratteristiche particolari offerte dall'idraulica, come la capacità di trasmettere forze elevate e la flessibilità d'uso, hanno trovato applicazioni in numerosi settori industriali. Le industrie tradizionali sono passate negli ultimi anni da sistemi puramente idraulico-meccanico a sistemi ibridi che si avvalgono anche delle tecnologie elettroniche e informatiche note come idraulica proporzionale. Grazie ai moderni sistemi idraulici, sono state realizzate numerose installazioni automatizzate le cui prestazioni, affidabilità e robustezza hanno dimostrato il loro valore. Questa associazione di discipline si rivela molto interessante, poiché potenzia le due caratteristiche peculiari dei sistemi idrodinamici, potenza e flessibilità, portando a un utilizzo più razionale dei sistemi idrodinamici e al miglioramento delle loro prestazioni.

Oggi, il miglioramento dell'efficienza energetica e la riduzione delle emissioni inquinanti rappresentano le principali sfide che i produttori di macchine devono affrontare. Con l'aumento dei prezzi dei carburanti e le normative sempre più rigorose, lo sviluppo di soluzioni per il risparmio energetico e di sistemi idraulici efficienti è diventato una priorità per i ricercatori e i

fornitori di attrezzature. Uno degli approcci più efficaci è l'ibridazione delle macchine, ma sono possibili anche altre soluzioni. Utilizzando strumenti matematici, è possibile individuare delle soluzioni per il risparmio energetico nei sistemi idraulici. L'obiettivo della presente tesi è di applicare una metodologia di analisi energetica desunta dalla letteratura (6) che permette di evidenziare dove si localizzano le perdite di energia lungo il sistema. In particolare, è stato preso come caso di studio un tipico escavatore e partendo dalla sua configurazione attuale sono state identificate e studiate diverse soluzioni che possono ridurre le perdite e contenere il consumo di carburante.

I-Revisione di componenti e sottosistemi

Le macchine alimentate da sistemi idraulici svolgono un ruolo fondamentale in numerosi applicazioni industriali grazie alla loro potenza, versatilità e precisione di controllo. Tuttavia, è essenziale gestirle correttamente e garantire una manutenzione adeguata a massimizzare la loro efficienza e affidabilità. La figura 1 illustra il layout tipico e i singoli componenti di un escavatore composto da una o più pompe idrauliche, alimentate da motori diesel efficienti che forniscono un flusso di fluido pressurizzato al sistema garantendo la forza necessaria per operare i vari movimenti della macchina. Utilizzando i joystick in cabina, l'operatore controlla una serie di valvole direzionali situate in un blocco di collettori, spesso indicato come valvola di controllo principale (MCV), che consentono all'operatore di indirizzare il flusso della pompa verso gli attuatori desiderati. Le macchine alimentate da sistemi idraulici possono essere dotate di una vasta gamma di attuatori, come bracci escavatori, benne, meccanismo di brandeggio e sistemi di trazione. Queste macchine possono essere personalizzate per soddisfare esigenze specifiche.

Nella figura è raffigurata una macchina su ruote con una benna avente esigenze specifiche come attrezzo, ma si possono trovare varie altre disposizioni con cingoli e altri attrezzi specializzati, come martelli demolitori e cesoie idrauliche.

- | | | |
|----------------------------|------------------|-----------------------|
| 1 Diesel Engine | 5 Boom | 9 Bucket |
| 2 Pump | 6 Boom Cylinders | 10 Bucket Cylinder |
| 3 Main Control Valve (MCV) | 7 Arm | 11 Hydr. Travel Drive |
| 4 Swing Motor | 8 Arm Cylinder | 12 Cab |

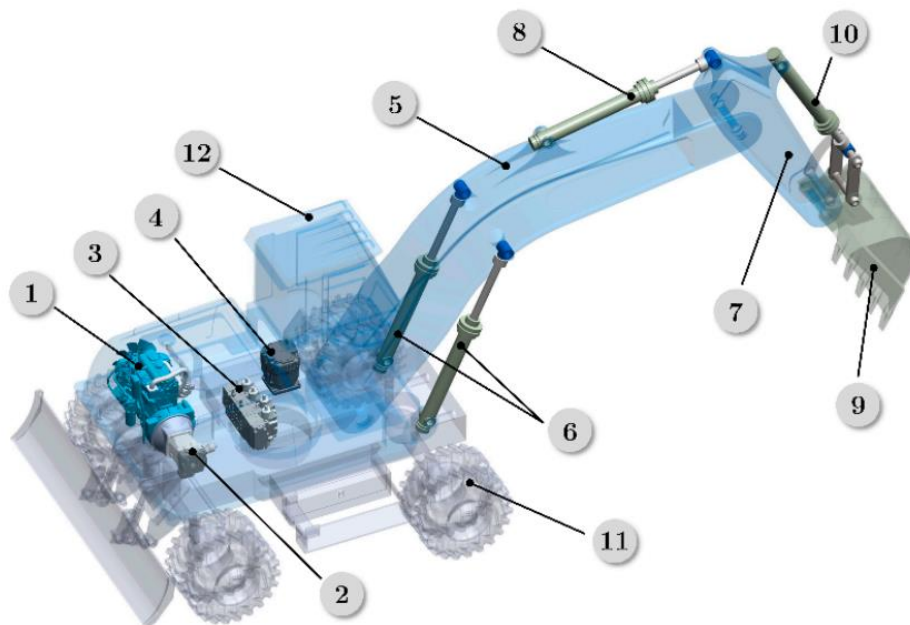


Figura 1: layout di un tipico escavatore idraulico.

È importante conoscere le perdite energetiche che influenzano l'efficienza complessiva del sistema sono dovute a diverse cause. Queste perdite devono ovviamente essere limitate dato che l'obiettivo principale è far funzionare il sistema idraulico in modo sicuro ed efficiente. A volte il fluido idraulico si surriscalda a causa di vari fattori, come l'attrito nei componenti, la dissipazione di energia nei sistemi di controllo, l'efficienza delle pompe e così via. Questo

surriscaldamento indesiderato può avere impatti negativi sul nostro sistema. La Figura 2 offre una visione dettagliata delle diverse fonti di perdita di potenza in una macchina alimentata da un sistema idraulico avanzato. Queste perdite di potenza sono fondamentali per comprendere l'efficienza complessiva del sistema e identificare le aree in cui è possibile migliorare le prestazioni.

1. Le perdite per conversione: la conversione dell'energia da una fonte all'altra, effettuata dal motore e dalle pompe, è il primo motivo di perdita d'energia. Questo è un processo inevitabile dovuto alle perdite irreversibili che avvengono in diversi punti del sistema.
2. Le perdite per strozzamento: si verificano quando il flusso di fluido idraulico deve passare attraverso le valvole di controllo per distribuirlo agli attuatori desiderati. L'ottimizzazione delle valvole e dei sistemi di controllo può contribuire a ridurre queste perdite.
3. Gli azionamenti ausiliari necessari per le funzioni vitali, come lo sterzo, la frenata e il sistema per il raffreddamento del fluido di lavoro, sono considerate perdite in quanto consumano energia e non contribuiscono direttamente all'esecuzione del compito richiesto.

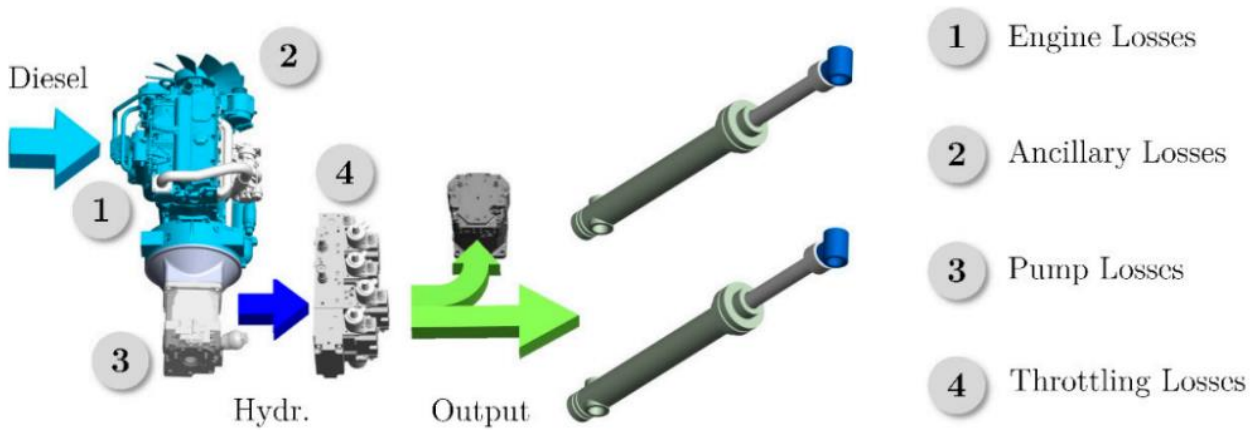


Figura 2: flusso di energia attraverso la macchina e le perdite lungo il percorso.

Analizziamo nel dettaglio i sottosistemi della macchina e le loro interazioni reciproche per capire le ragioni di queste perdite e la loro importanza.

1.1- Motore

La conversione dell'energia chimica del combustibile in lavoro meccanico avviene attraverso trasformazioni energetiche che influenzano negativamente la prestazione del motore. Di conseguenza, i motori specificamente progettati e ottimizzati per lavorare in un determinato punto di funzionamento possono spingere la loro efficienza a valori di circa il 45-50% in una zona limitata di funzionamento, ma le unità tipiche che si trovano nelle macchine da costruzione

mostrano efficienze massime che difficilmente raggiungono il 40%. Questo valore varia notevolmente a seconda del carico, cioè della coppia e della velocità a cui opera il motore.

Un esempio di mappa dell'efficienza di un motore a combustione interna (ICE) è mostrato nella Figura 3a. La mappa è delimitata dalla linea di pieno carico $T_{max}(n)$, che corrisponde alla coppia massima che il motore può generare a ciascuna velocità di rotazione. Nella condizione di funzionamento al minimo con n_{min} , pari a circa 800 giri/min, un motore genera una potenza meccanica sufficiente a superare le sole perdite interne. Con l'aumento della velocità aumenta la potenza prodotta e l'efficienza inizia a migliorare. Tuttavia, velocità più elevate comportano anche un aumento delle perdite per attrito e di conseguenza, l'efficienza prima aumenta e poi inizia a diminuire con la velocità. Il cosiddetto "sweet spot" nella mappa di efficienza di un motore è il punto o la gamma di condizioni operative in cui il motore funziona con la massima efficienza energetica ovvero il punto di funzionamento dove il motore converte la massima quantità di energia chimica del combustibile in lavoro meccanico utile, riducendo al minimo le perdite. Questa condizione nel diagramma del campo di funzionamento del motore si trova solitamente nella fascia di velocità medio-bassa, appena sotto la linea di pieno carico. È interessante riportare nella mappa di coppia del motore le curve a diversi valori di potenza costante, rappresentate da iperboli. Non tutte le curve di potenza passano per la regione di funzionamento ottimale, indicando che l'unità può funzionare in modo efficiente soltanto entro un certo intervallo di

potenza. Quando si sceglie un motore per un'applicazione specifica, in questo caso un escavatore, il progettista deve tenere conto della potenza di picco richiesta dal sistema idraulico azionato dal motore. Nella maggior parte dei motori, la velocità di rotazione n_{powMax} , alla quale è disponibile la massima potenza, è notevolmente superiore alla velocità n_{opt} alla quale si raggiunge la massima efficienza. Per erogare la potenza di picco ed evitare così di dover cambiare il regime del motore durante un ciclo di lavoro, gli escavatori standard vengono spesso fatti funzionare a un regime fisso, ossia n_{powMax} . Durante tale ciclo, la pressione richiesta dal carico e la cilindrata (e quindi la portata) della pompa variano costantemente, determinando fluttuazioni nella coppia di carico, evidenziate in grigio nella Figura 3a. Ciò comporta un frequente funzionamento a potenza ridotta rispetto al valore di progetto e quindi un utilizzo inefficiente del motore.

Pensare in termini di efficienza assoluta può essere fuorviante, poiché il consumo di carburante è, in effetti, la quantità che conta davvero. L'approssimazione di Willans, illustrata nella Figura 3b, è un altro metodo per tracciare le prestazioni del motore e rivela alcuni aspetti interessanti che non sono così evidenti dal grafico 3a). Il consumo di carburante \dot{V}_{Diesel} di un motore aumenta in modo approssimativamente lineare con la sua potenza di uscita. Per la maggior parte dei motori diesel, questo fattore di proporzionalità assume un valore di circa 0,22 l/kWh. In altre parole, ogni kW aggiuntivo di potenza in uscita comporta lo stesso aumento del tasso di consumo

di carburante, indipendentemente dal punto di funzionamento attuale. Le linee di Willans mostrano anche che un motore che non eroga potenza consuma comunque carburante a causa dei suoi attriti interni. Il consumo di carburante al minimo \dot{V}_0 dipende in larga misura dalle dimensioni del motore V_{ICE} , dal numero di pistoni/cilindri e dalla velocità di rotazione n_{ICE} . In generale, motori più grandi e velocità di rotazione più elevate comportano perdite interne per attrito maggiori e quindi un aumento del consumo di carburante al minimo.

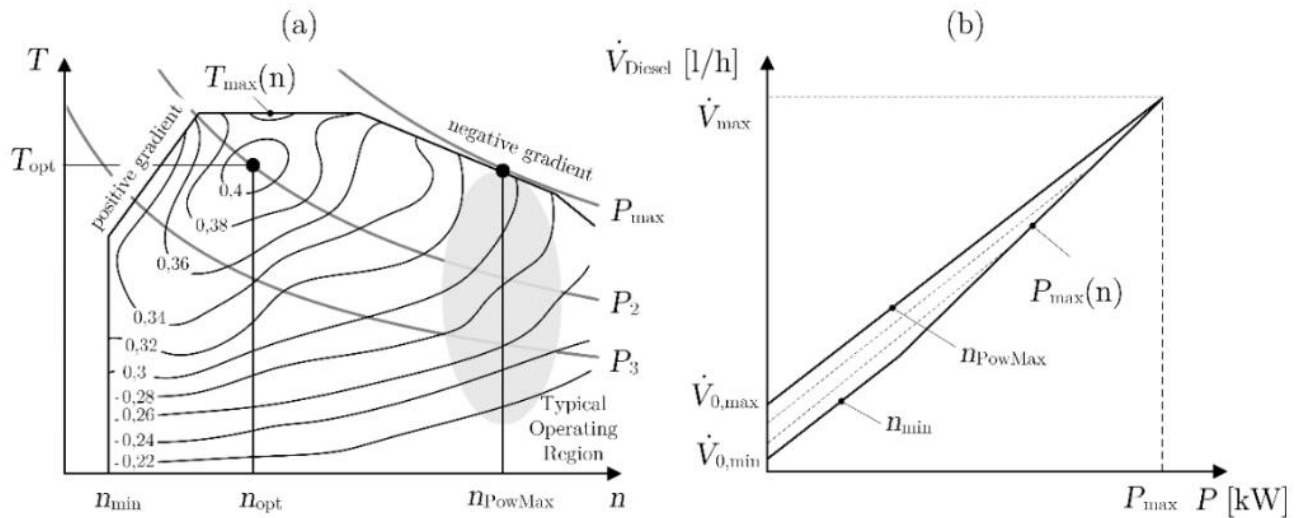


Figura 3: (a) mappa tipica dell'efficienza del motore diesel; e (b) approssimazione di Willans del consumo di carburante correlato a (a).

Secondo Rohde-Brandenburger, nel caso di un motore diesel turbocompresso, l'approssimazione di Willans può essere espressa come:

$$\dot{V}_D \left[\frac{1}{h} \right] = \dot{V}_o \left[\frac{1}{h} \right] + 0.22 \left[\frac{1}{kWh} \right] \cdot P_{ICE} [kW] \quad (1)$$

Con \dot{V}_o dato da:

$$\dot{V}_o \left[\frac{1}{h} \right] = V_{ICE} (8 \cdot 10^{-8} \cdot n_{ICE}^2 + 7.5 \cdot 10^{-5} \cdot n_{ICE}^2 + 0.1) \quad (2)$$

L'installazione di sistemi di avviamento START/STOP, così come i concetti di downsizing e downspeeding dei motori, hanno un impatto significativo sulla riduzione del consumo di carburante. Questo è dovuto principalmente al fatto che il consumo di carburante al minimo di un motore ridimensionato o con downspeeding è inferiore.

Per chiarire ulteriormente questo punto, prendiamo ad esempio un'autovettura media con un motore a quattro cilindri. Il consumo di carburante al minimo di questo motore è responsabile fino al 50% del consumo totale di carburante nel nuovo ciclo di guida europeo (NEDC). Ciò significa che, anche se progettassimo un veicolo teoricamente perfetto con una massa nulla e una resistenza al vento nulla, ma senza apportare alcuna modifica al motore e al cambio, otterremmo una riduzione massima del consumo di carburante del 50%. Questo sottolinea quanto sia importante utilizzare motori più piccoli che operino a velocità inferiori per migliorare l'efficienza del veicolo e ridurre il consumo di carburante.

In pratica, i concetti di downsizing si concentrano sulla riduzione delle dimensioni del motore, mentre il downspeeding mira a far funzionare il motore a velocità inferiori, spesso sfruttando una gamma più ampia di rapporti di trasmissione. Entrambi questi approcci contribuiscono a mantenere il motore più vicino al suo sweet spot di efficienza in una varietà di condizioni di guida, il che porta a un migliore rendimento energetico complessivo del veicolo. Questa è una strategia cruciale per raggiungere obiettivi di efficienza del carburante più elevati e ridurre le emissioni di CO2 nei veicoli.

L'effetto dei carichi dinamici del motore è un ulteriore aspetto importante da considerare nella progettazione delle macchine off-highway. Durante un ciclo di lavoro tipico di un escavatore o di una macchina simile, il carico sul motore può variare rapidamente e richiedere una risposta veloce da parte del motore e del sistema idraulico per evitare problemi come lo stallo o cali eccessivi della velocità di rotazione.

È interessante notare che fino al 50% delle emissioni può essere causato da carichi transitori, il che sottolinea l'importanza di affrontare le sfide legate alle variazioni di carico nell'ottimizzazione dell'efficienza del sistema.

Infine, il sistema idraulico della macchina svolge un ruolo importante nella distribuzione della potenza meccanica generata dal motore ai singoli attuatori idraulici, come bracci e benne. La

progettazione di un sistema idraulico efficiente è fondamentale per massimizzare l'efficienza complessiva della macchina.

1.2- Sistema idraulico

La progettazione dei sistemi oleodinamici deve tener conto di tante variabili complesse per garantire che gli attuatori funzionino in modo efficiente, rispondendo in modo adeguato alle esigenze dell'operatore e alle variazioni del carico ambientale. L'ottimizzazione della distribuzione del flusso e della pressione attraverso il sistema idraulico è importante per massimizzare l'efficienza complessiva e garantire che il sistema sia in grado di gestire le variazioni di carico in modo efficace, evitando stallo o cali eccessivi della velocità.

Il modo in cui gli attuatori idraulici interagiscono con il carico esterno è particolarmente complesso. Non solo le richieste di forza e velocità di ciascun attuatore sono completamente diverse, ma variano anche indipendentemente l'una dall'altra a seconda dei comandi dell'operatore. Alcuni attuatori possono richiedere una forza elevata e una velocità ridotta (alta pressione, bassa portata), mentre altri richiedono una forza ridotta e una velocità elevata (bassa pressione, alta portata). La Figura 4 illustra la situazione di carico degli attuatori che compongono la struttura dell'attrezzo. L'asse x mostra la portata richiesta da ciascun attuatore (Q_L) e può

essere interpretato come l'input dell'operatore al sistema. L'asse y mostra la forza o la pressione di carico (p_L) subita dall'attuatore ed è una conseguenza diretta dell'ambiente circostante.

Nel caso degli attuatori lineari, la forza che agisce su di essi è dovuta sia al peso della struttura collegata sia alle forze esterne presenti durante lo scavo e altre operazioni. Le forze inerziali causate dall'accelerazione giocano un ruolo meno importante. A seconda dei movimenti, ogni attuatore sperimenta una forza resistiva che si oppone al suo movimento (quadranti I e III) o una forza assistiva che ne favorisce il movimento (quadranti II e IV). Di conseguenza, nei quadranti I e III l'attuatore deve essere alimentato attivamente, mentre nei quadranti II e IV gli attuatori possono effettivamente fornire energia al sistema.

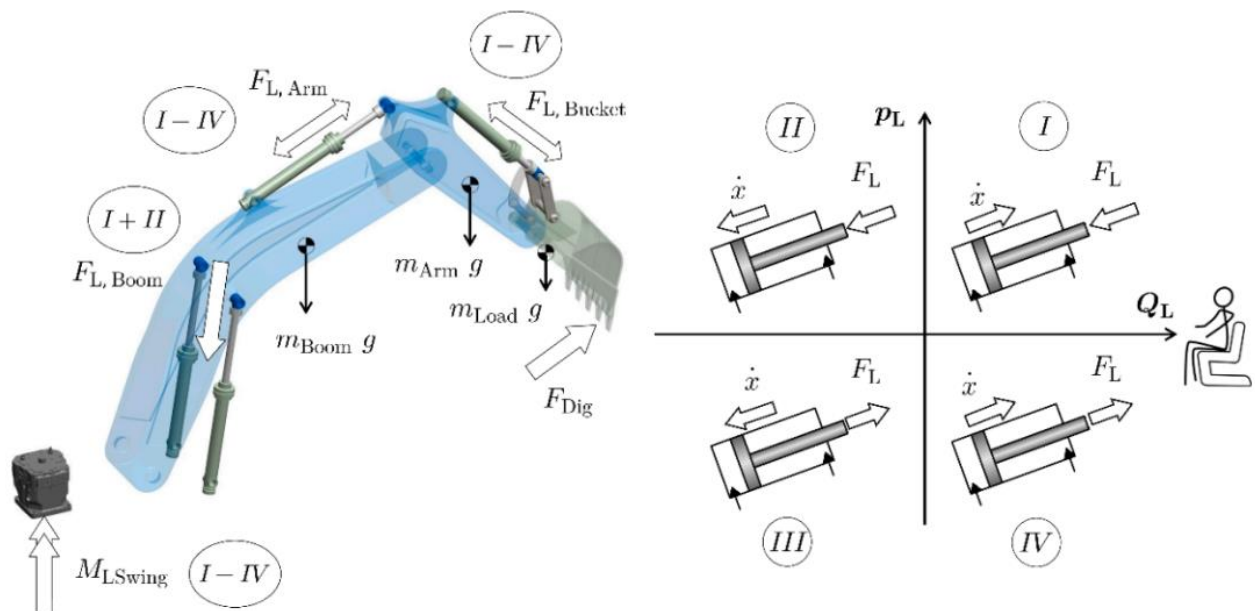


Figura 4: quadranti di carico sperimentati dagli attuatori del sistema di attrezzi.

A causa della disposizione cinematica e del peso elevato della struttura dell'attrezzo, i cilindri del braccio di sollevamento operano quasi esclusivamente nei quadranti di carico I e II. Al contrario, l'entità e la direzione del carico che agisce sui cilindri del braccio di scavo e della benna variano notevolmente, causando il funzionamento in tutti e quattro i quadranti. Il motore idraulico che aziona il brandeggio funziona nei quattro quadranti, ma a differenza degli attuatori lineari qui dominano le forze inerziali, il che significa che la pressione del carico è dovuta principalmente all'accelerazione della sovrastruttura e non a forze esterne. Ogni punto del piano p_L/Q_L rappresenta uno stato di equilibrio quasi stazionario, in cui la portata della pompa è proporzionale allo spostamento del joystick dell'operatore, la pressione del sistema è determinata dal carico e la coppia del motore e la coppia della pompa sono uguali. Quando i punti operativi dell'attuatore si spostano nei diversi quadranti di carico, la richiesta di potenza del sistema cambia. Per mantenere stabile il regime del motore, ogni variazione della domanda deve essere seguita da una variazione dell'alimentazione.

1.2.1- Perdite nella pompa

La pompa idraulica, quasi esclusivamente del tipo a pistoni assiali, è responsabile della conversione della potenza meccanica generata dal motore in potenza idraulica, sotto forma di un flusso d'olio ad alta pressione. Una tipica mappa di efficienza per una pompa operante a velocità costante è mostrata nella figura 5 sottostante. L'efficienza della pompa varia in base alla cilindrata impostata e alla pressione di lavoro, oscillando da un minimo del 60% a picchi fino al 91% con cilindrata più elevate e pressioni più elevate. Come per il motore, pensare in termini di efficienza può essere fuorviante. Le perdite di tenuta e le perdite idromeccaniche non cambiano a seconda della cilindrata, ma rimangono piuttosto costanti. In realtà, cambia solo la potenza in uscita, con conseguente aumento dell'efficienza. Una pompa che opera a una cilindrata più elevata consuma in realtà più energia, poiché la sua potenza di uscita è maggiore.

In alcuni casi estremi (pressioni elevate), il funzionamento della pompa potrebbe non essere possibile nella regione superiore destra della sua curva di prestazione, perché richiederebbe una potenza superiore a quella fornita dal motore termico da cui è trascurabile e quindi la pompa è costretta a funzionare con impostazioni di cilindrata e efficienze inferiori quando la pressione è elevata. Questo può comportare un calo significativo delle prestazioni del sistema. Alcuni studi hanno dimostrato che, a seconda del ciclo, le pompe di un tipico sistema idraulico mobile sono

responsabili della dissipazione di una percentuale compresa tra il 10% e il 15% della potenza meccanica fornita dal motore.

Negli ultimi due anni si è scoperto un altro aspetto relativo al funzionamento delle pompe. I valori indicati nelle tipiche mappe di efficienza delle pompe sono ricavati da misurazioni in cui il controllore della pompa è inattivo e l'attuatore di cilindrata è stato bloccato meccanicamente, impedendo al piatto oscillante della pompa di vibrare. Queste non sono condizioni limite realistiche e non rappresentano il reale funzionamento di queste unità in una macchina. Il controllore della pompa, infatti, regola costantemente il piatto oscillante e regola il flusso in ingresso al sistema.

Ciò provoca due ulteriori meccanismi di perdita. In primo luogo, il controllore idromeccanico è solitamente dotato di vari orifizi di smorzamento, che creano ulteriori perdite. Il secondo meccanismo di perdita è dovuto all'oscillazione dinamica ad alta frequenza del piatto oscillante. Quando questo ruota, una forte coppia vibrante agisce sul piatto oscillante. Nel caso dei test, in cui il piatto oscillante è bloccato meccanicamente, questa coppia vibrante è limitata. In realtà, il controllore della pompa deve alimentare il piatto oscillante con la pressione per bilanciare queste oscillazioni di coppia, aumentando così l'energia consumata dal controllore. L'insieme di queste

perdite del controllore non è affatto trascurabile e può ridurre l'efficienza fino a dieci punti percentuali.

Proprio come in un motore diesel, il concetto di efficienza può essere un po' fuorviante. Una pompa a cilindrata variabile che funziona in standby a cilindrata quasi zero consuma comunque energia. Ad esempio, una pompa da 210 cc che funziona a 1800 giri/min e a una pressione di standby di 28 bar consumerà circa 4 kW di potenza. Queste perdite per attrito aumentano con la velocità di rotazione e non possono essere trascurate perché aumentano il consumo di carburante a vuoto della macchina. Una rappresentazione tipo Willans del comportamento delle pompe non è ancora stata pubblicata, ma sarebbe sicuramente estremamente preziosa.

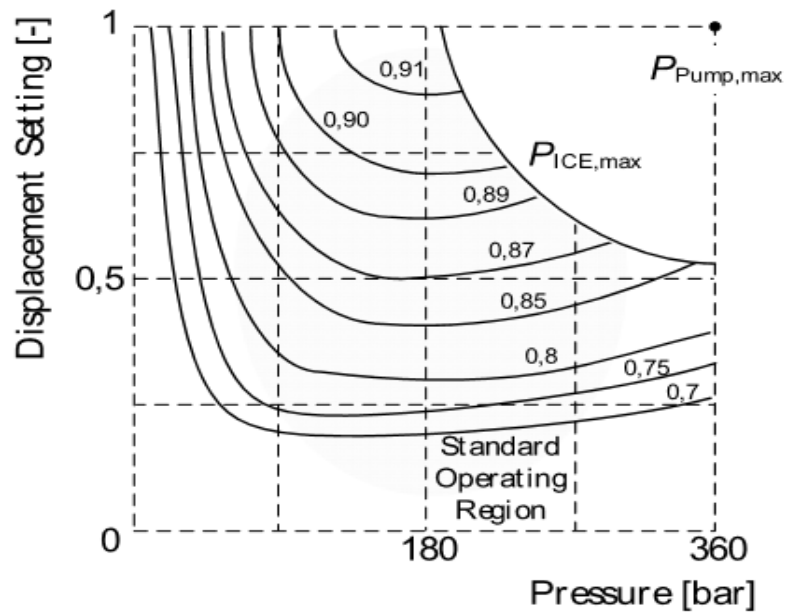


Figura 5: mappa caratteristica di efficienza per un'unità a pistoni assiali da 200 cc.

1.2.2- Perdite nelle valvole

Il flusso di liquido proveniente dalla pompa o dalle pompe viene distribuito agli attuatori tramite delle valvole. La fisica fondamentale che spiega come il liquido scorre attraverso una valvola può essere descritta utilizzando la seguente equazione:

$$Q = K_{V_y} \cdot (\Delta p)^{\frac{1}{2}} \quad (3)$$

Affinché un flusso Q possa passare attraverso una valvola, è necessaria una determinata differenza di pressione Δp . La quantità di pressione necessaria dipende dalla geometria della valvola, che è descritta dal coefficiente K_V , e dalla posizione del pistone y . In sostanza, affinché una valvola funzioni, una parte dell'energia idraulica che entra nella valvola deve essere dissipata sotto forma di calore. Queste perdite di pressione, comunemente chiamate perdite per strozzamento, possono essere espresse nel seguente modo:

$$P_{Throttle} = Q \cdot \Delta p \quad (4)$$

A causa della loro resistenza idraulica, le valvole generano sempre delle perdite quando sono attraversate da un flusso diretto a un attuatore. Tuttavia, se vengono dimensionate correttamente, ovvero con un valore K_V sufficientemente elevato, queste perdite possono essere mantenute a un livello basso, anche solo di alcuni bar. Le perdite per strozzamento (ovvero quelle perdite che si manifestano quando il fluido viene costretto a passare attraverso una sezione

ristretta o una valvola con un'area di passaggio limitata: questo restringimento provoca un aumento della velocità del fluido e, di conseguenza, una maggiore dissipazione di energia sotto forma di calore dovuta all'attrito.) spesso attribuite alle valvole sono dovute a ragioni completamente diverse, che vale la pena menzionare.

La prima e principale causa è direttamente legata alla natura dell'architettura idraulica. Nei sistemi con attuatori multipli, in cui le valvole sono utilizzate per distribuire il flusso fornito da una singola pompa, ciascun attuatore ha il proprio livello di pressione indipendente, determinato dal carico al quale è attualmente sottoposto. Per fornire flusso a ciascun attuatore, la pompa deve alimentare il sistema con un livello di pressione superiore a quello di ciascun attuatore. Purtroppo, nonostante la progettazione accurata delle aree e della cinematica dei cilindri, ci saranno sempre situazioni in cui i livelli di pressione dei singoli attuatori differiranno significativamente. Questo crea una completa discordanza tra la pressione della pompa e le pressioni degli attuatori. Purtroppo, le valvole possono solo operare in accordo all'equazione dell'orifizio (3) e non possono eseguire una trasformazione senza perdite di pressione. Di conseguenza, per abbassare la pressione del fluido ai livelli richiesti dagli attuatori si procede inserendo degli strozzamenti che, portando a notevoli perdite, specialmente quando il flusso è elevato, come indicato nell'Equazione (4).

Dopo aver identificato quali sono le principali perdite che si verificano nelle parti principali che compongono un circuito idraulico, emerge che alcune di esse devono necessariamente essere ridotte per ottimizzarne il suo funzionamento. Ciò può essere realizzato scegliendo componenti di alta qualità, mantenendo il sistema in buone condizioni di funzionamento, ottimizzando la progettazione del circuito idraulico per ridurre le perdite di carico e monitorando i parametri del sistema secondo necessità. Soluzioni più efficienti riguardano l'ottimizzazione della trasmissione di potenza e dell'adeguamento tra il sistema idraulico e il motore a combustione interna, l'analisi delle dissipazioni di energia attraverso il sistema idraulico, l'ottimizzazione dei componenti ausiliari del motore e delle prestazioni delle valvole, migliori strategie di controllo e il recupero di energie potenziali e cinetiche.

1.3. Azionamenti ausiliari

Oltre al sistema idraulico principale, il motore fornisce energia a una serie di sottosistemi più piccoli noti come "azionamenti ausiliari". Questi sottosistemi sono essenziali per il funzionamento della macchina, la loro principale funzione è quella di fornire energia per alimentare i vari sottosistemi, garantendo così un funzionamento efficiente e sicuro della

macchina. Una configurazione tipica di questi azionamenti ausiliari è schematizzata nella Figura

6 e comprende:

- **Alternatore:** L'alternatore regola l'impianto elettrico a 24 V della macchina, fornendo energia per alimentare i componenti elettrici e mantenere in funzione i sistemi di controllo.
- **Compressore dell'aria condizionata:** Questo componente è responsabile della produzione dell'aria condizionata all'interno dell'abitacolo dell'operatore, garantendo comfort durante l'uso della macchina in ambienti caldi.
- **Pompe idrauliche ad ingranaggi:** Queste pompe forniscono la pressione necessaria per alimentare diversi sottosistemi, tra cui i joystick di controllo, i sistemi di sterzo, frenatura e raffreddamento. È importante notare che gli escavatori cingolati, a differenza di quelli su ruote, non richiedono un sistema di sterzo separato e quindi non necessitano di una pompa che fornisca pressione allo sterzo.

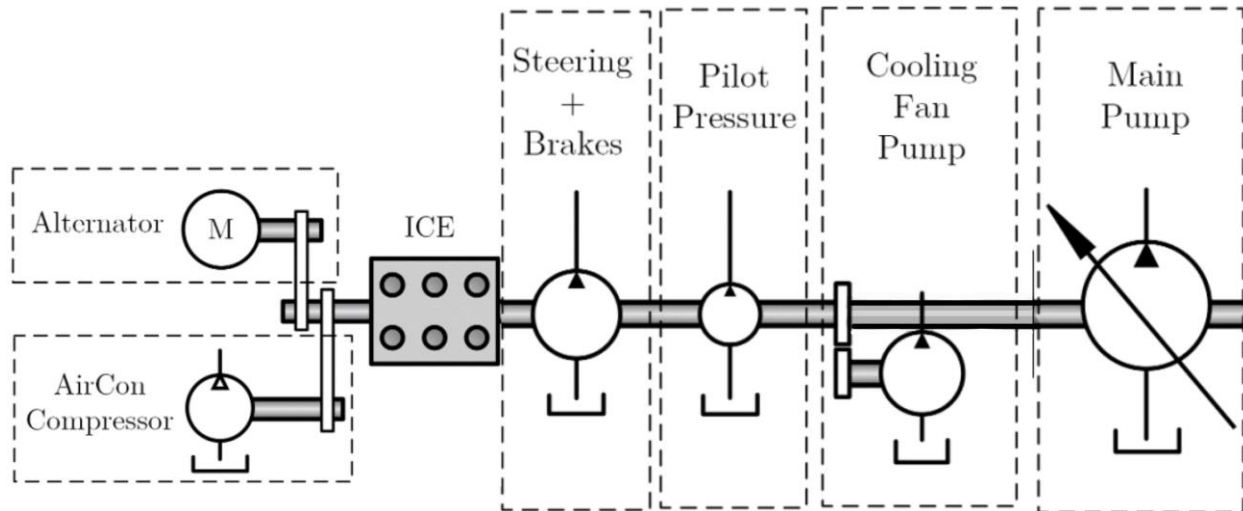


Figura 6: azionamenti ausiliari in un escavatore mobile.

La Figura 7 presenta i dati relativi alla potenza di uscita del motore di un escavatore quando il motore è al minimo, considerando diverse impostazioni di velocità del motore. Per mantenere in movimento tutti i componenti dell'albero motore, inclusi gli azionamenti ausiliari e la pompa principale, è necessario utilizzare fino al 30% della potenza massima del motore. Da un punto di vista matematico, la richiesta di potenza al minimo può essere modellata come una funzione lineare del regime del motore ed è espressa come:

$$P_{min} = m_0 \cdot (n_{ICE} - n_{min}) \quad (5)$$

Al fine di evitare danni durante il funzionamento della macchina a basse velocità, gli azionamenti ausiliari sono progettati per essere completamente operativi a regimi del motore inferiori a 800

giri/min. Di conseguenza, la potenza aggiuntiva generata dagli azionamenti ausiliari a velocità del motore più elevate risulta inutile e può essere considerata come un ulteriore componente di perdita.

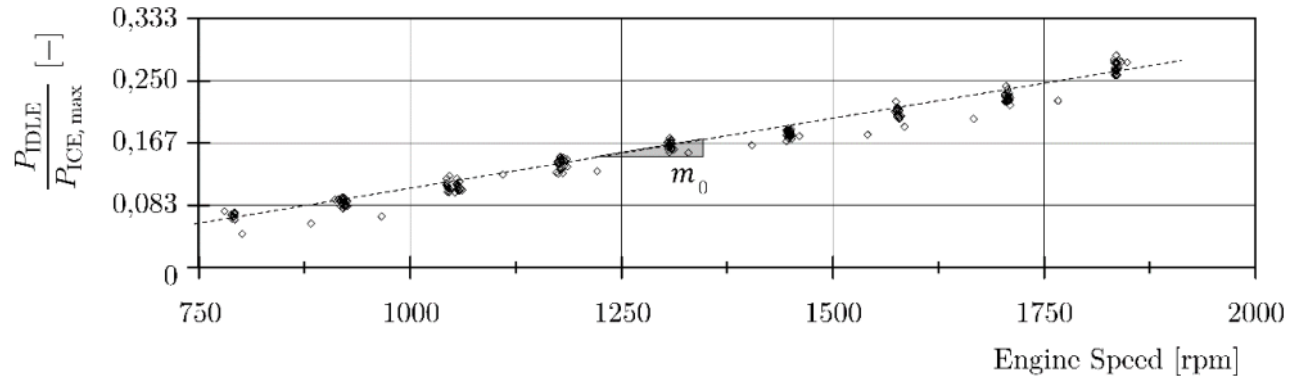


Figura 7: carico del motore misurato e velocità di rotazione durante un tipico ciclo di escavatore.

II-Analisi del ciclo

Gli escavatori idraulici, soprattutto quelli fino a 25 tonnellate, sono utilizzati per una serie di compiti diversi, non solo per scavare e spostare la terra. Di conseguenza, gli ingegneri devono affrontare il complesso compito di progettare una macchina senza conoscere l'esatta applicazione futura. Fortunatamente, la raccolta di informazioni dettagliate sul consumo di carburante e su altri importanti stati del sistema sta diventando più semplice con l'introduzione dei sistemi di gestione delle flotte. Questi permettono alle aziende di tracciare e registrare i movimenti e il funzionamento di tutte le loro macchine. Senza dubbio, questa nuova tecnologia contribuirà a cambiare il modo in cui vengono progettate le macchine, poiché gli ingegneri impareranno a estrarre conoscenze preziose da queste enormi quantità di dati. Nel 2013, Liebherr ha pubblicato alcuni risultati interessanti per un escavatore gommato ottenuti utilizzando il suo sistema LiDat. Da questi è emerso che la macchina trascorrevva il 25% del tempo di funzionamento al minimo, il 15% viaggiando tra i cantieri e il restante 60% svolgendo attività di movimento terra vere e proprie. Utilizzando un sistema di gestione della flotta simile, i ricercatori di Wuppertal hanno raccolto i dati di 3733 macchine per un periodo di sei mesi. Per quanto riguarda gli escavatori gommati, hanno riscontrato che, in media, queste macchine hanno

trascorso il 30% del loro tempo operativo al minimo, il 20% in viaggio, il 10% in livellamento e il 40% in scavo. Gli escavatori cingolati trascorrevano il 15% del tempo di funzionamento al minimo, il 10% in movimento, il 15% in livellamento e il restante 60% in scavo.

2.1- Caratteristiche dei cicli di lavoro

Sebbene questa indagine non sia esaustiva, fornisce indicazioni sui tre cicli di lavoro più comuni svolti dagli escavatori, che includono lo scavo e il ribaltamento del materiale nel cassone di un camion per il suo smaltimento (con richiesta media di potenza dell'attuatore pari a circa 28kW), lo scavo di trincee (con richiesta media di potenza media dell'attuatore pari a circa 19kW) e la livellazione (con richiesta media di potenza media dell'attuatore pari a circa 12kW), come illustrato nella Figura 8. L'analisi dei dati di misura raccolti da un escavatore da 18 tonnellate impegnato in questi tre cicli rivelano caratteristiche significative del funzionamento dell'escavatore.

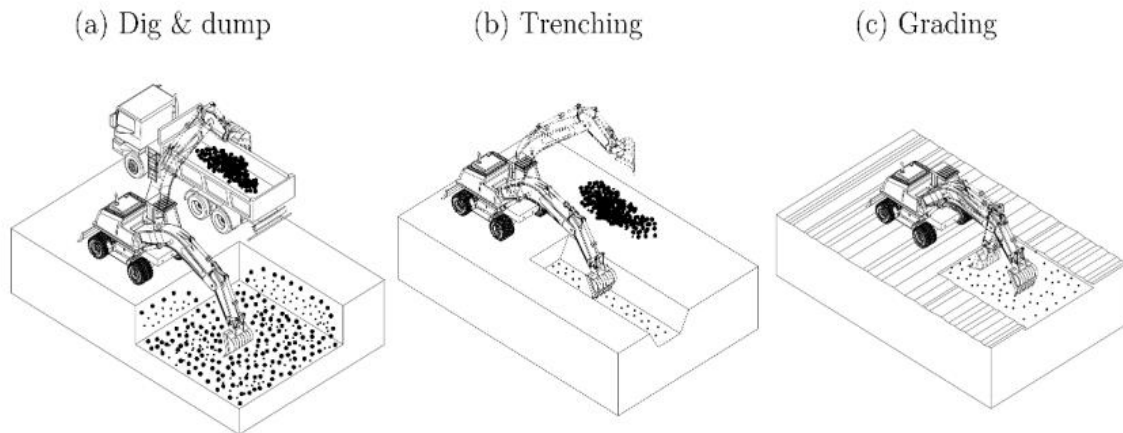


Figura 8: alcuni tipici cicli di lavoro dell'escavatore.

Questi dati possono contribuire a spiegare la principale fonte di perdite energetiche e a identificare opportunità di miglioramento.

Una caratteristica chiave da notare è l'ampia variazione nella richiesta di potenza dell'attuatore durante tutti e tre i cicli. La Tabella 1 sintetizza questa variazione utilizzando tre parametri:

- z_p : che esprime il rapporto tra la richiesta media e massima di potenza dell'attuatore durante il ciclo.
- z_Q : che rappresenta il rapporto tra la portata media e massima della pompa durante il ciclo.
- z_p : che indica il rapporto tra la pressione media e massima della pompa durante il ciclo.

Cycle	$z_P[-]$	$z_Q[-]$	$z_p[-]$
Dig & Dump	0.20	0.60	0.51
Trenching	0.18	0.50	0.50
Grading	0.08	0.45	0.44

Tabella 1: confronto tra potenza media e massima, portata e pressione per ogni ciclo.

È importante notare che la potenza di picco richiesta durante ciascun ciclo è almeno cinque volte superiore alla potenza media fornita. In modo simile, i valori di picco per la portata e la pressione della pompa sono circa il doppio dei valori medi.

Questa ampia variabilità nei requisiti di potenza, portata e pressione è un aspetto importante da considerare nella progettazione e nell'ottimizzazione del sistema idraulico dell'escavatore, poiché rappresenta una delle principali fonti di perdite energetiche e offre opportunità per migliorare l'efficienza complessiva del sistema.

Queste osservazioni sono del tutto comprensibili, considerando che una macchina come l'escavatore opera principalmente in cicli di lavoro. Ogni volta che il braccio viene sollevato, alla fine deve essere abbassato. Allo stesso modo, ogni accelerazione dell'azionamento del brandeggio deve essere seguita da una decelerazione. Ogni periodo di elevata richiesta di potenza è seguito da un periodo in cui l'energia non è più necessaria o può essere recuperata

dall'attuatore. L'unica eccezione a questa regola è il funzionamento in movimento, durante il quale è richiesta una potenza costante per un periodo di tempo prolungato. Per tutti gli altri cicli, la richiesta di potenza fluttuerà notevolmente. Una conseguenza importante della potenza fluttuante è che tutti i componenti del sistema devono essere progettati per i requisiti di picco, ma passeranno la maggior parte del tempo a lavorare a carico parziale. È importante sottolineare che il funzionamento a carico parziale è associato a valori di efficienza relativamente bassi, sia per il motore che per la pompa.

2.2. Recupero di energia negli escavatori

L'energia recuperabile in un escavatore può essere classificata in due forme principali: energia potenziale gravitazionale e energia cinetica meccanica.

L'energia potenziale gravitazionale, descritta dall'Equazione (6), si libera quando un corpo di massa "m" viene abbassato attraverso un campo gravitazionale con forza "g" per una distanza Δh . D'altra parte, l'energia cinetica meccanica, descritta dall'Equazione (7), è disponibile quando un corpo di massa "m" o con inerzia rotazionale "J" rallenta mentre viaggia a una velocità "v" o ruota a una velocità angolare " ω ". È interessante notare le somiglianze e le differenze tra queste due equazioni.

$$E_{pot} = mg\Delta h \quad (6)$$

$$E_{kin,lin} = \frac{1}{2}mv^2, \quad E_{kin,rot} = \frac{1}{2}J\omega^2 \quad (7)$$

Entrambe dipendono linearmente dalla massa o dall'inerzia del corpo. Tuttavia, mentre una variazione di altezza influenza linearmente l'energia potenziale, una variazione di velocità ha un effetto quadratico sull'energia cinetica. Di conseguenza, le variazioni nella massa o nell'inerzia hanno un impatto minore rispetto alle variazioni nella velocità.

La struttura del braccio di sollevamento dell'escavatore, a causa della sua massa considerevole e delle significative variazioni di altezza, contiene la maggior quantità di energia potenziale recuperabile (come mostrato nella Figura 9a). Al contrario, a causa della bassa velocità del centro di massa del braccio, la sua energia cinetica è trascurabile. Similmente, gli attuatori del braccio di scavo e della benna possono recuperare energia potenziale, ma in quantità significativamente inferiore rispetto al braccio di sollevamento.

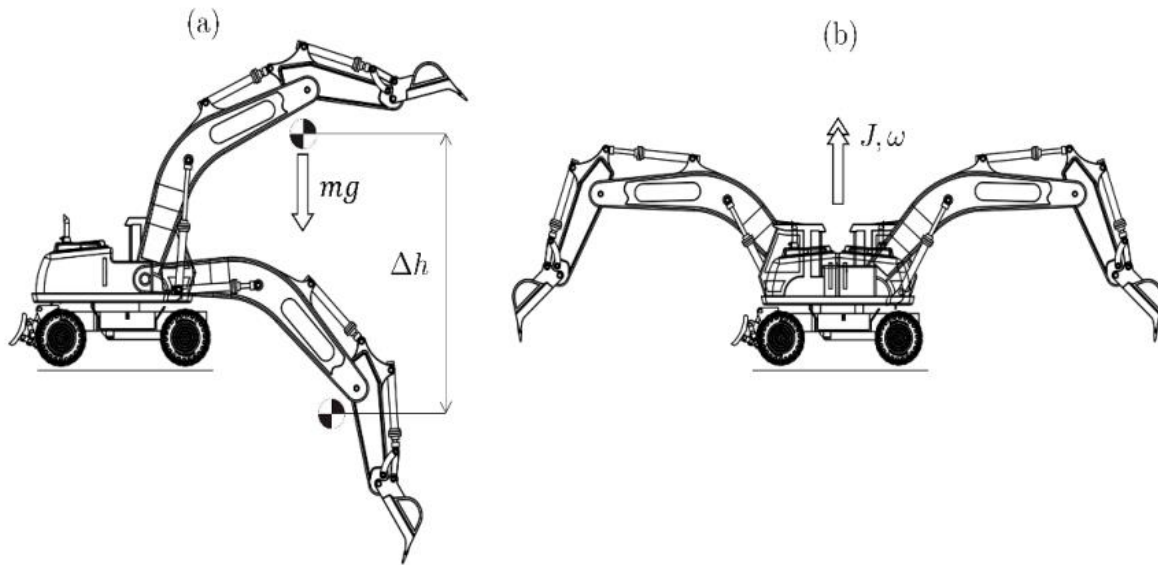


Figura 9: (a) energia potenziale del braccio; e (b) energia cinetica di oscillazione.

Gli azionamenti responsabili del brandeggio, sebbene non abbiano energia potenziale associata, generano una considerevole quantità di energia cinetica a causa della loro elevata inerzia rotazionale " J " quando la sovrastruttura viene accelerata (come illustrato nella Figura 9b).

Se l'energia rilasciata durante la discesa e la frenata non può essere riutilizzata immediatamente o immagazzinata, deve essere dissipata e lasciare il sistema sotto forma di calore. In una macchina standard controllata da una valvola, l'energia recuperabile viene prima convertita in potenza idraulica, sotto forma di portata Q e pressione p , che viene poi riportata alla pressione

del serbatoio, generando calore e causando un inutile aumento della temperatura dell'olio (Figura 10).

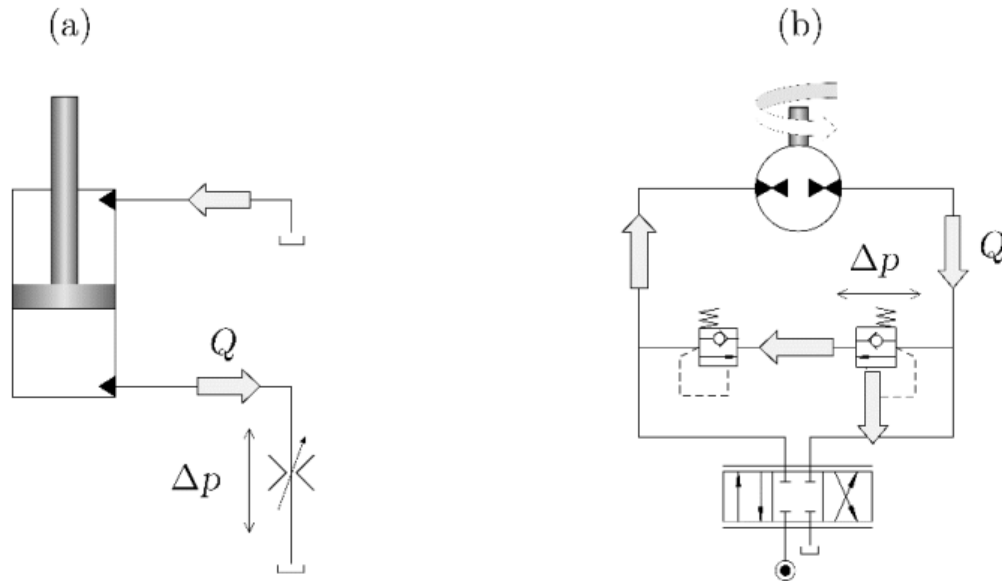


Figura 10: a) dissipazione di energia durante: abbassamento del braccio; e (b) frenata oscillante.

La quantità di energia recuperabile da un escavatore dipende da vari fattori, tra cui il tipo di ciclo di lavoro eseguito e le dimensioni specifiche dell'escavatore stesso. Per ottenere dati precisi su queste quantità, sarebbe necessario condurre test approfonditi su una serie di macchine di diverse dimensioni e in diverse condizioni operative.

III- Determinazione del consumo di combustibile nel sistema escavatore

La seguente figura 11 mostra il flusso dell'energia introdotta partendo dal combustibile per arrivare fino agli attuatori considerando il ciclo dig&dump dell'escavatore:

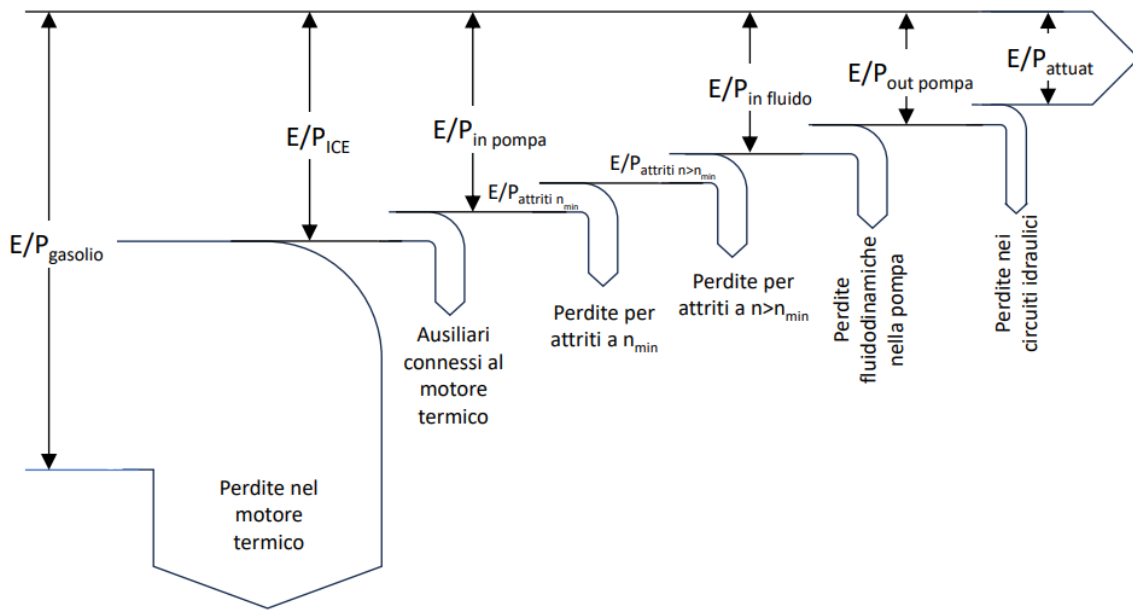


Figura 11: diagramma di Sankey del flusso di energia attraverso un escavatore da 18 tonnellate

durante lo scavo e lo scarico di 90 gradi.

Nel grafico si evidenzia come quasi il 60% dell'energia contenuta nel combustibile venga dissipata durante il processo di funzionamento del motore. Un ulteriore 11,7% viene consumato dai dispositivi ausiliari e dalla pompa. Approssimativamente la metà dell'energia fornita dalla pompa, indicata come $E_{out pompa}$ si disperde attraverso strozzamenti e altre perdite idrauliche, come l'attrito nelle condotte. Complessivamente, soltanto circa il 12% dell'energia totale in ingresso viene effettivamente utilizzato dagli attuatori, rappresentata come E_{attuat} . La metà di questa energia è effettivamente impiegata per compiere un lavoro utile sugli oggetti circostanti, mentre l'altra metà, E_{attuat} , utilizzata per sollevare e accelerare i componenti del sistema oleodinamico. Questa parte di energia può essere recuperata durante le azioni di abbassamento e frenata, ma normalmente viene dissipata sotto forma di calore per mezzo di valvole e strozzature.

Usando il diagramma precedente si potrebbe definire il rendimento idraulico del sistema come:

$$\eta_{Hyd} = \frac{E_{attuat}}{E_{out pompa}} \quad (8)$$

Per un ciclo dig&dump questo rendimento potrebbe raggiungere il 49% che comunque rappresenta un buon valore. L'efficienza del sistema è influenzata da vari fattori, tra cui il numero di pompe impiegate nel sistema e la modalità in cui le valvole vengono utilizzate per distribuire il flusso agli attuatori. Di conseguenza, un sistema con una sola pompa raggiungerà un'efficienza del 50%, mentre un sistema con doppia pompa potrebbe raggiungere il 60%.

La stima del consumo di carburante del sistema complessivo motore idraulico può essere ottenuta combinando l'approssimazione di Willans (Equazione 1) con la potenza necessaria a vincere gli attriti interni con l'aumentare del numero di giri rispetto a n_{min} e la potenza richiesta dal sistema idraulico che dipende dal suo rendimento.

Ragioniamo in termini di potenza partendo dalla potenza che viene messa disposizione degli attuatori P_{attuat} . Risalendo alla portata di combustibile necessaria al motore termico possiamo determinare la potenza in uscita dalla pompa per mezzo del rendimento idraulico dei sistemi di tubazioni e valvole tra la pompa e gli attuatori. Definito il rendimento idraulico η_{Hyd} la potenza in uscita dalla pompa è data da:

$$P_{out pompa} = \frac{P_{attuat}}{\eta_{Hyd}} \quad (9)$$

La potenza che deve essere fornita alla pompa la suddividiamo in tre termini, il primo è la potenza che darà luogo poi alla potenza idraulica che troviamo all'uscita della pompa, un secondo termine tiene conto delle perdite meccaniche relative al funzionamento della pompa alla velocità di rotazione al minimo del motore e un terzo termine che tiene conto dell'incremento delle perdite meccaniche quando la pompa funziona a una velocità superiore rispetto a quella del minimo

$$P_{in pompa} = P_{in fluido} + P_{attriti \eta_{min}} + P_{attriti n > n_{min}} \quad (10)$$

Definiamo il rendimento differenziale della pompa come il rapporto tra la potenza $P_{out pompa}$ e la potenza $P_{in fluido}$:

$$\Delta\eta_{pompa} = \frac{P_{out fluido}}{P_{in fluido}} \quad (11)$$

Possiamo quindi valutare la potenza $P_{in fluido}$ in funzione dei rendimenti η_{Hyd} e $\Delta\eta_{pompa}$:

$$P_{in fluido} = \frac{P_{out fluido}}{\Delta\eta_{pompa}} = \frac{P_{attuat}}{\Delta\eta_{pompa} \cdot \eta_{Hyd}} \quad (12)$$

Utilizzando il metodo di Willans dalla potenza $P_{in fluido}$ possiamo risalire al consumo di combustibile con la seguente relazione:

$$\dot{V}_{idr} = 0.22 \cdot P_{in fluido} \quad (13)$$

Per determinare il consumo complessivo del motore al consumo relativo alla sola parte idraulica dobbiamo aggiungere il consumo dovuto alle perdite meccaniche sia col motore che funziona al minimo che l'incremento di consumo quando il motore funziona a una velocità superiore a quella di minimo. Sempre dal metodo di Willans sappiamo che il consumo del motore al minimo lo possiamo quantificare con $\dot{V}_{attrit n_{min}}$ (descritta nella relazione 2)

Il consumo legato all'incremento di attrito perché il motore funziona a velocità maggiore rispetto alla velocità di minimo è definito dalla seguente relazione che considera l'incremento di potenza dissipata oltre a quella valutata in condizioni di minimo data da:

$$P_{attrit\ n>n_{min}} = m_0(n - n_{min}) \quad (14)$$

Si arriva all'incremento di consumo moltiplicando questa potenza per il coefficiente 0.22:

$$\dot{V}_{attrit\ n>n_{min}} = 0.22 m_0(n - n_{min}) \quad (15)$$

Si determina quindi il consumo complessivo considerando i tre termini sopra definiti:

$$\dot{V} = \dot{V}_{attrit\ n_{min}} + 0.22 \left[m_0 \cdot (n - n_{min}) + \frac{P_{attuat}}{\Delta\eta_{pompa} \cdot \eta_{Hyd}} \right] \quad (16)$$

L'efficienza differenziale della pompa varia leggermente in base alla pressione e velocità di lavoro ma, le misurazioni dimostrano che $\Delta\eta_{pompa}$ può essere approssimativamente considerato come un valore costante di 0,9.

Per dimostrare quanto sia utile l'equazione (16), prendiamo come esempio in considerazione un escavatore da 18 tonnellate con un motore diesel da 6 litri che opera a 1800 giri/min. \dot{V}_0 calcolato utilizzando l'Equazione (2), è approssimativamente di 2,9 litri/ora e un valore tipico per m_0 è di 0,0167 kW/giro al minuto. Supponendo un'efficienza media del sistema idraulico tra il 30% e il 60%, otteniamo la seguente relazione:

$$9.5 + 0.4074 \cdot P_{attuat} < \dot{V}_{Diesel,1800\ rpm} \left[\frac{1}{h} \right] < 9.5 + 0.8148 \cdot P_{attuat} \quad (17)$$

Plottando questa equazione si ottiene il seguente grafico, riportato nella figura 12:

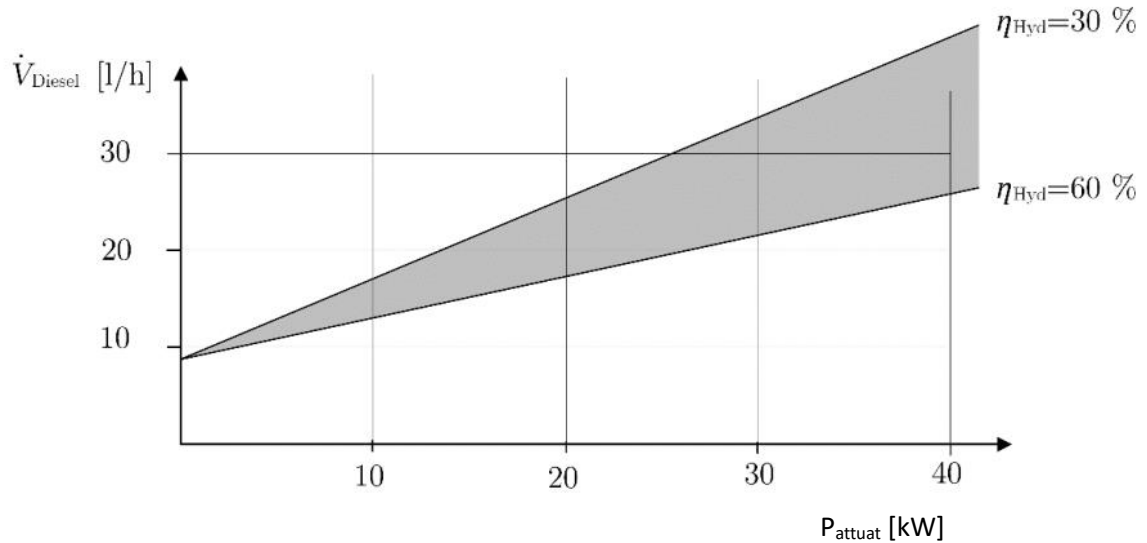


Figura 12: modello di consumo di carburante (velocità del motore 1800 giri al minuto).

Ciò significa che quando il motore è nelle condizioni di minimo e non sta svolgendo alcun lavoro, consumerà comunque 9,5 litri di carburante all'ora.

Un esempio di utilizzo del modello semplificato di consumi ci permette di determinare che nel caso di un ciclo grading dell'escavatore in cui la bassa domanda di potenza media dell'attuatore è di circa 10 kW, il consumo di carburante aumenta solo di 4,89 litri/ora rispetto alla condizione di minimo considerando il $\eta_{Hyd} = 50\%$. Questa quantità aggiuntiva di carburante consumata per effettuare effettivamente il ciclo sarà indicata come consumo variabile di carburante $\dot{V}_{variabile}$.

Come mostrato nella Figura 13, solo per cicli con una domanda di potenza media dell'attuatore superiore a 20 kW, il consumo variabile di carburante supera il consumo fisso di carburante.

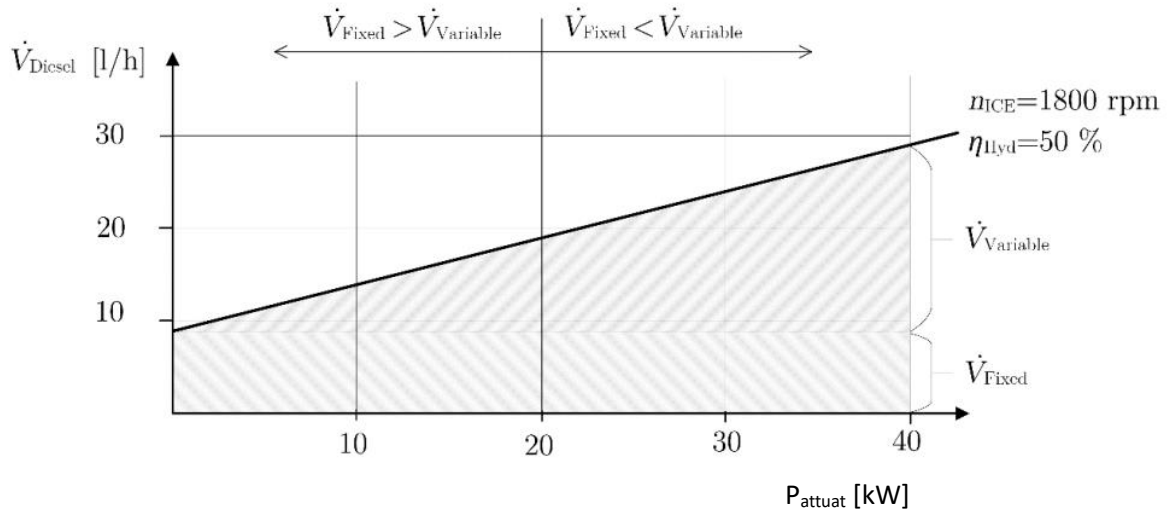


Figura 13: concetto di consumo variabile e fisso.

Una volta compresi il modello che utilizza le linee di Willans, possiamo procedere al passo successivo e valutare come ridurre il consumo di carburante a seguito di interventi sul η_{Hyd} , η_{ICE} e il recupero di energia idraulica.

3.1- risparmio di carburante grazie alla riduzione delle perdite idrauliche

La maggior parte delle ricerche nel campo degli escavatori ad alta efficienza energetica si è concentrata sullo sviluppo di metodi per ridurre le perdite idrauliche. Tuttavia, ciò che la maggior parte di questi studi non ha affrontato è l'impatto diretto di tali modifiche ai sistemi idraulici sul consumo di carburante. Attraverso l'utilizzo dell'equazione (16), è possibile analizzare la riduzione del consumo di carburante in una macchina che opera con un sistema idraulico teoricamente privo di perdite.

$$\dot{V}_{Diesel,1800rpm,\eta_{Hyd}} = 1 \left[\frac{1}{h} \right] = 9.5 + 0.2444 \cdot P_{attuat} \quad (18)$$

Dalla Figura 14 emerge che, anche nel caso fosse possibile progettare un sistema in grado di eliminare completamente la strozzatura, il consumo di carburante potrebbe essere ridotto solo fino al 30% per un ciclo di scavo e scarico.

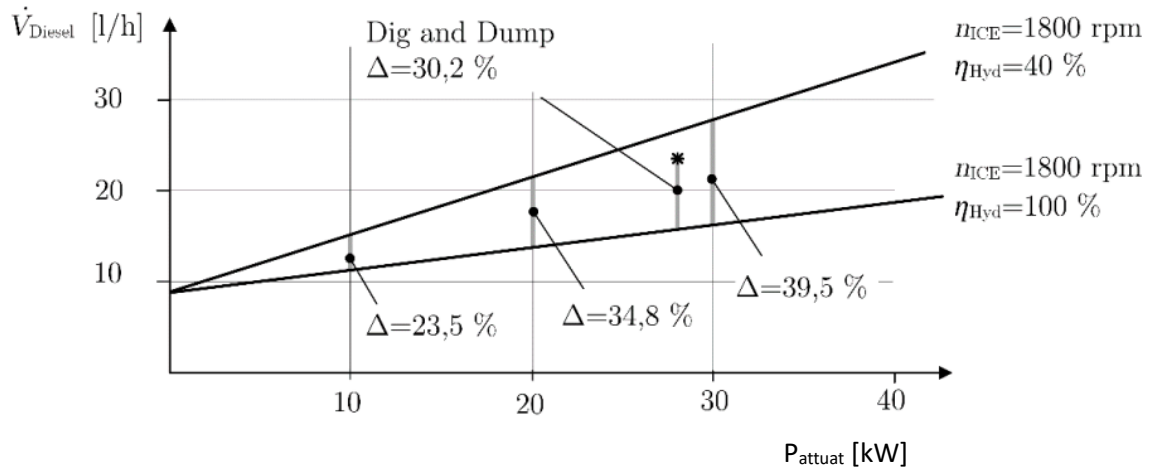


Figura 14: massima riduzione teorica del consumo di carburante con un sistema idraulico senza perdite.

Per altri cicli con una potenza media positiva dell'attuatore inferiore, questo valore teorico di riduzione è ancora più basso.

Un circuito idraulico che ha dimostrato potenziale nel minimizzare le perdite di strozzamento è il sistema a controllo di spostamento. In questo approccio, anziché utilizzare valvole per controllare il movimento degli attuatori, un'unica unità idraulica fornisce a ciascun attuatore la potenza richiesta in modo individuale. La velocità degli attuatori è regolata modificando la cilindrata della pompa. Tuttavia, il costo significativamente più elevato e la ridotta capacità di smorzamento associati a questi sistemi hanno ostacolato la loro adozione come alternativa economica e facilmente controllabile rispetto ai sistemi a controllo valvole.

Un'altra via più promettente per ridurre le perdite di strozzamento è rappresentata dalle valvole di misurazione indipendenti, che separano i flussi in ingresso e in uscita dal contatore. Come accennato in precedenza, il flusso in uscita è essenziale per mantenere la controllabilità e prevenire carichi eccessivi. Un controllo indipendente del flusso in uscita dal contatore consente di minimizzare le perdite di strozzamento in base alla reale pressione di carico dell'attuatore. Con un sistema di questo tipo, è possibile raggiungere efficienze idrauliche di circa il 70%. Tuttavia, come evidenziato nella Figura 15, la riduzione del consumo di carburante per il ciclo di scavo e scarico rimane limitata a circa il 17%.

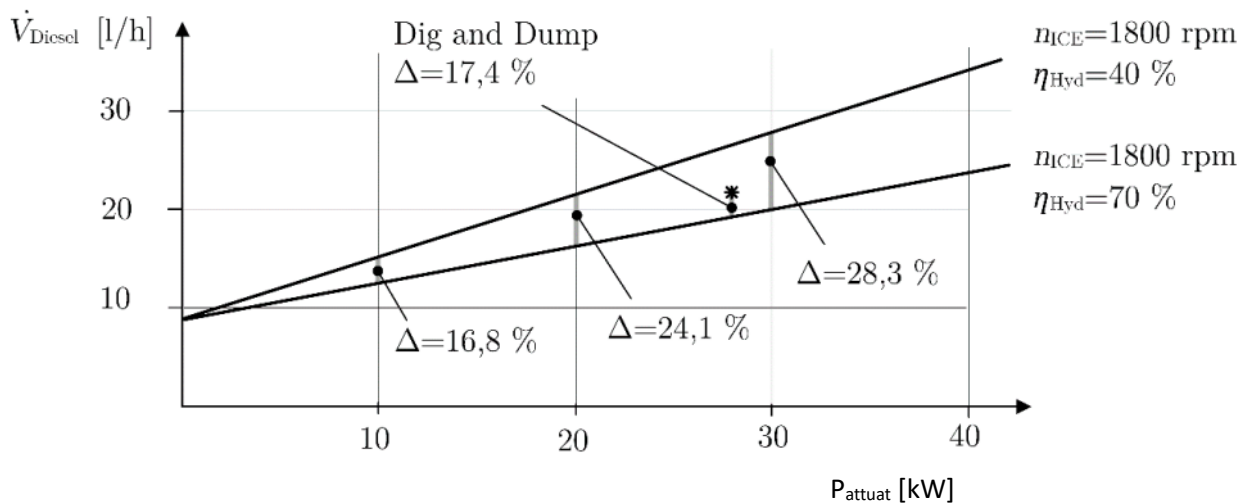


Figura 15: riduzione teorica del consumo di carburante di un impianto idraulico con efficienza del 70%.

Le soluzioni che si concentrano esclusivamente sul miglioramento del sottosistema idraulico, senza considerare il consumo fisso di carburante, presentano limiti evidenti. È importante riconoscere che il consumo di carburante in un'applicazione pratica è influenzato da diversi fattori, tra cui le perdite idrauliche, ma anche il consumo fisso di carburante necessario per far funzionare il motore dell'escavatore.

Pertanto, affrontare il problema del consumo di carburante in modo completo richiede una considerazione olistica di tutti i fattori coinvolti, compresi quelli legati al sistema idraulico e quelli legati al motore. Le soluzioni più efficaci possono derivare da un approccio integrato che tiene conto di tutti questi aspetti per ottimizzare l'efficienza complessiva dell'escavatore e ridurre il consumo di carburante in modo significativo.

3.2- Risparmio di carburante grazie alla riduzione delle perdite al minimo

il concetto di "consumo al minimo" è alla base di molte strategie per il risparmio di carburante, sebbene non venga sempre esplicitamente menzionato. Diverse tecniche mirano a ridurre le perdite e migliorare l'efficienza complessiva dei veicoli, compresi gli escavatori. Ecco alcune di queste strategie:

1. Downspeeding del motore: Ridurre la velocità del motore, può ridurre le perdite per attrito e la potenza parassita richiesta dagli azionamenti ausiliari. Questo può portare a un significativo risparmio di carburante, soprattutto in cicli con basse richieste di potenza media.
2. Downsizing del motore: Sebbene sia difficile da implementare negli escavatori a causa delle loro esigenze di potenza, il downsizing (utilizzo di un motore più piccolo con potenza inferiore) è una strategia che può essere efficace in altri tipi di veicoli.
3. Sistemi start-stop: Questi sistemi, sebbene più adatti alle auto che si fermano spesso in città, possono anche essere vantaggiosi nelle macchine da costruzione. Quando il motore viene spento quando non è in uso, il risparmio di carburante può essere notevole.
4. Rimozione degli azionamenti ausiliari dall'albero motore: Questa strategia consiste nel separare gli azionamenti ausiliari (come la pompa della ventola di raffreddamento) dall'albero motore principale. Questo può ridurre la richiesta di potenza minima e contribuire al risparmio di carburante.
5. Azionamenti elettrici decentralizzati: L'uso di azionamenti elettrici decentralizzati, come per la pompa della ventola di raffreddamento, può consentire una gestione più efficiente dell'energia, contribuendo a ridurre il consumo di carburante.

In generale, queste strategie possono avere un impatto significativo sul consumo di carburante nei veicoli industriali come gli escavatori. Tuttavia, è importante bilanciare l'efficienza energetica con la potenza necessaria per svolgere le operazioni richieste, poiché una riduzione eccessiva della potenza potrebbe influire sulla produttività. Pertanto, l'ottimizzazione dell'efficienza deve essere considerata insieme ai requisiti operativi specifici di ciascun veicolo.

Il downspeeding come detto prima non solo riduce le perdite per attrito del motore stesso, che sono una funzione quadratica della velocità (equazione (2)), ma riduce anche la potenza parassita richiesta dagli azionamenti ausiliari (equazione (14)). Ad esempio, utilizzando lo stesso modello semplificato di cui sopra, riducendo la velocità del motore da 1800 giri/min a 1200 giri/min, la relazione del consumo di carburante diventa:

$$\dot{V}_{Diesel,1800rpm,\eta_{Hyd}} = 1 \left[\frac{1}{h} \right] = 6.2 + 0.489 \cdot P_{attuat} \quad (19)$$

La Figura 16 mostra la relazione in forma grafica. Soprattutto per i cicli con basse richieste di potenza media, questa misura è molto efficace, più di qualsiasi ottimizzazione del sistema idraulico. I miglioramenti dell'efficienza derivanti dal downspeeding sono stati dimostrati in numerosi studi. Questi studi hanno anche dimostrato che una riduzione del regime del motore riduce anche la produttività, perché il motore non è più in grado di fornire la stessa quantità di potenza rispetto al regime più elevato.

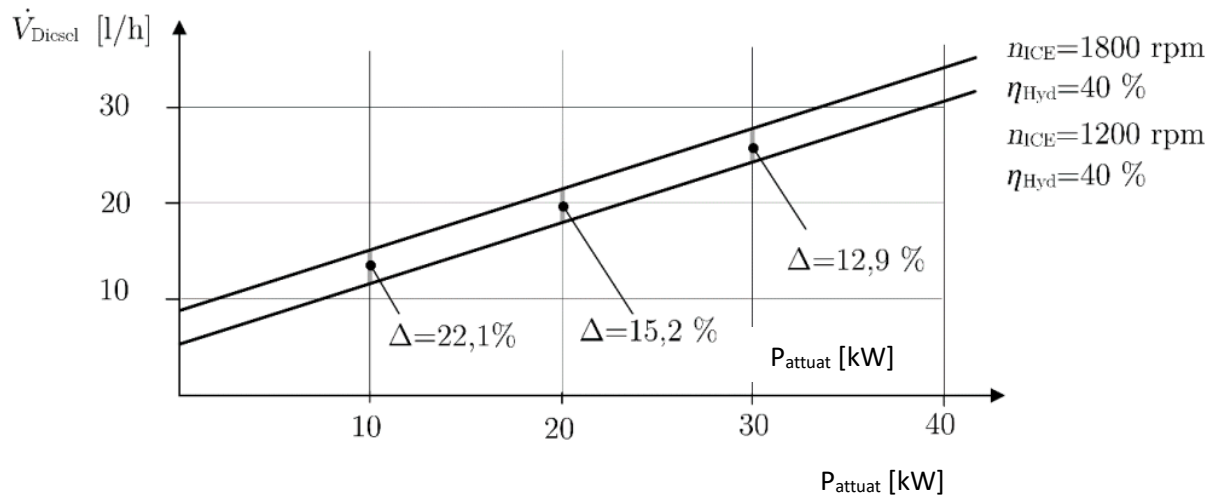


Figura 16: riduzione teorica del consumo di carburante possibile con il downspeed del motore.

3.3- Risparmio di carburante grazie al recupero di energia

L'implementazione di metodi per il recupero e il riutilizzo dell'energia del braccio e della rotazione è diventata sempre più comune nelle macchine disponibili sul mercato. Tuttavia, un aspetto cruciale da considerare è il potenziale di questi metodi nel ridurre il consumo di carburante complessivo. Per valutare questo potenziale, è possibile estendere il modello di consumo di carburante per includere la potenza negativa dell'attuatore.

Se un sistema di recupero dell'energia venisse installato con un'efficienza di η_{rec} , il motore dovrebbe fornire una potenza inferiore a quella richiesta senza il sistema di recupero. In questo caso, il consumo medio di carburante sarebbe influenzato dall'efficienza del sistema di recupero

e potrebbe essere calcolato utilizzando il modello esteso. Tuttavia, la formula esatta per il calcolo del consumo di carburante dipenderebbe dai dettagli specifici del sistema di recupero dell'energia e della macchina in questione.

Per ottenere una stima precisa del potenziale di riduzione del consumo di carburante dovuto al recupero dell'energia, sarebbe necessario considerare fattori come l'efficienza del sistema di recupero, le caratteristiche operative della macchina e il tipo di lavoro svolto. Inoltre, le prestazioni reali del sistema di recupero dovrebbero essere validate attraverso prove sperimentali o simulazioni dettagliate.

$$\dot{V}_{Diesel,1800rpm,\eta_{Hyd}} \left[\frac{1}{h} \right] = 9.5 + 0.6111(P_{attuat recuperabile} - \eta_{rec} P_{attuat recuperabile}) \quad (20)$$

Le misurazioni mostrano che la potenza media negativa dell'attuatore è sempre inferiore o uguale al 50% della potenza media positiva dell'attuatore. Per cicli come lo scavo e lo scarico si raggiunge il massimo del 50%, ma nel caso dello scavo di trincee questo valore scende a circa il 30%. Ciò può essere espresso con la seguente disuguaglianza:

$$P_{attuat recuperabile} \leq 0.5 \cdot P_{attuat} \quad (21)$$

Inserendo l'equazione (20) nell'equazione (21), ipotizzando un'efficienza di recupero del 100%, si ottiene il consumo teorico minimo di carburante di un sistema di recupero perfetto, in grado di recuperare l'energia del braccio, dell'oscillazione e del braccio (vedere Figura 17).

$$\dot{V}_{Diesel,1800rpm,\eta_{Hyd}} = 1 \left[\frac{l}{h} \right] = 9.5 + 0.611 \cdot (0.5 \cdot P_{attuat}) = 9.5 + 0.3056 \cdot P_{attuat} \quad (22)$$

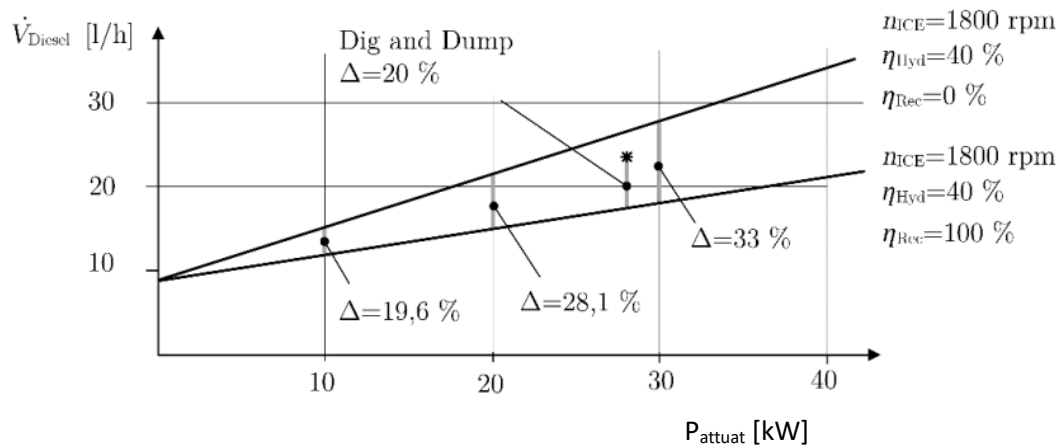


Figura 17: massimo consumo teorico di carburante possibile con recupero di energia.

3.4- Risparmio di carburante attraverso un approccio olistico

L'unico modo per ridurre drasticamente il consumo di carburante è seguire un approccio olistico.

Ciò significa migliorare l'impianto idraulico, consentire il recupero dell'energia e ridurre il consumo di carburante al minimo. Per una macchina che opera a 1200 giri/min, con un sistema idraulico senza perdite e un recupero ottimale dell'energia, il consumo teorico minimo di carburante può essere calcolato come segue:

$$\dot{V}_{Diesel,1200rpm,\eta_{Hyd}} \left[\frac{l}{h} \right] = 6.2 + 0.2444 \cdot (0.5 \cdot P_{attuat}) = 6.2 + 0.1222 \cdot P_{attuat} \quad (23)$$

Come illustrato nella Figura 18, ciò comporta uno spostamento parallelo e una variazione della pendenza della linea di consumo. In teoria, il consumo può essere ridotto fino al 59% per il ciclo dig and dump. In pratica, questo valore non può essere raggiunto, ma è utile avere un limite teorico.

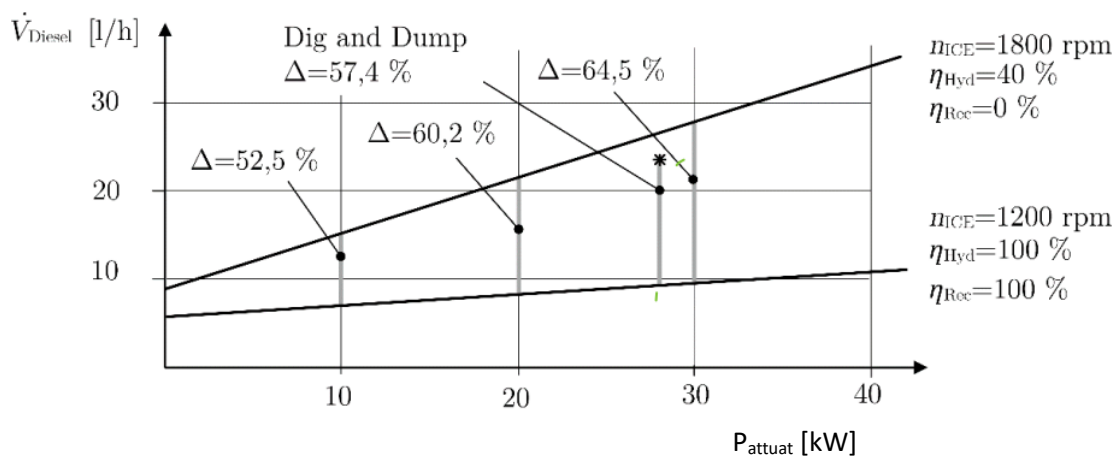


Figura 18: massima riduzione teorica del consumo di carburante grazie al downspeed del motore, senza perdite idraulica e recupero energetico.

Conclusioni

Dopo aver identificato le cause delle perdite di energia che influenzano l'efficienza totale di un circuito oleodinamico di un escavatore e localizzarle attraverso un'analisi completa del sistema, è apparso che durante il funzionamento del motore si verificano notevoli perdite. Il consumo di carburante degli escavatori può essere suddiviso in due componenti principali: una fissa e una variabile. La componente fissa rappresenta il consumo di base della macchina quando è al minimo e immobile, mentre quella variabile indica il carburante aggiuntivo necessario per eseguire effettivamente le attività. Il rapporto tra queste due componenti varia a seconda del tipo di ciclo, sottolineando l'importanza di considerare entrambe per ridurre efficacemente il consumo complessivo.

Il modello proposto in questo studio fornisce una chiara prospettiva sul potenziale di diverse misure nel ridurre il consumo di carburante. Un risultato significativo è che, nonostante il miglioramento dell'efficienza idraulica, il risparmio nel consumo durante la livellazione è limitato a circa il 25%. Allo stesso modo, massimizzare il recupero di energia potenziale e cinetica può teoricamente ridurre il consumo di carburante solo del 30%. Pertanto, per ottenere una riduzione significativa del consumo di carburante, è essenziale adottare un approccio olistico che consideri

non solo l'efficienza idraulica, ma anche il funzionamento del motore e altri fattori cruciali.

Un'analisi estesa del sistema è fondamentale per individuare le aree specifiche in cui possono

essere apportati miglioramenti significativi.

Bibliografia

1. The Hydraulic Power Generation and Transmission on Agricultural Tractors: feasible architectures to reduce dissipation and fuel consumption – Part I
2. The Hydraulic Power Generation and Transmission on Agricultural Tractors: feasible architectures to reduce dissipation and fuel consumption – Part 2.
3. M.Borghi, B. Zardin, F. Belluzzi, F. Pintore, Energy Savings in the Hydraulic Circuit of Agricultural Tractors, *Energy Procedia* 45 (2014).
4. M. Schneider, O. Koch, and J. Weber. Green Wheel Loader – improving fuel economy through energy efficient drive and control concepts. 10th Int. Fluid Power Conf., Dresden, 2016.
5. Energy Saving Solutions for a hydraulic excavator.
6. Vukovic, M., Leifeld, R., Murrenhoff, H., Reducing Fuel Consumption in Hydraulic Excavators—A Comprehensive Analysis, *Energies* 2017, 10, 687.
7. Yang, J.; Quan, L.; Yang, Y. Excavator energy-saving efficiency based on diesel engine cylinder deactivation technology. *Chin. J. Mech. Eng.* 2012, 25.
8. Yang, J.; Quan, L.; Yang, Y. Excavator energy-saving efficiency based on diesel engine cylinder deactivation technology. *Chin. J. Mech. Eng.* 2012, 25.

9. Passi nell'Oleodinamica.book (polito.it).
10. <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1350630723005514>
11. Hanlon, M. Most powerful Diesel Engine in the World, Gizmag. Available online:
<http://www.gizmag.com/go/3263/> (accessed on 7 October 2016).
12. Zhao, P., Chen, P., Zhou, H.; Potential Energy Recovery System of Hydraulic Hybrid Excavator BATH/ASME 2016 Symposium on Fluid Power and Motion Control, Bath, UK, September 7–9, 2016.
13. Hippalgaonkar, R.; Ivantysynova, M.; A Series-Parallel hydraulic hybrid mini-excavator with displacement controlled actuators. The 13th Scandinavian International Conference on Fluid Power, SICFP2013, June 3-5, 2013, Linköping, Sweden.
14. Zhao, P., Chen, P., Zhou, H.; Potential Energy Recovery System of Hydraulic Hybrid Excavator BATH/ASME 2016 Symposium on Fluid Power and Motion Control, Bath, UK, September 7–9, 2016.
15. Kim, Y., Kim, P., Murrenhoff, H.; Boom Potential Energy Regeneration Scheme for Hydraulic Excavators. BATH/ASME 2016 Symposium on Fluid Power and Motion Control, Bath, UK, September 7–9.
16. Guan, C. & Xu, X. & Lin, X. & Wang, S.-H. Recovering system of swing braking energy in hydraulic excavator. Zhejiang Daxue Xuebao (Gongxue Ban)/Journal of Zhejiang

University (Engineering Science) 2012. 46. 142-149. DOI: 10.3785/j.issn.1008-

973X.2012.01.23.