

UNIVERSITÀ DEL SALENTO

FACOLTÀ DI INGEGNERIA

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

---

TESI DI LAUREA

in

MECCANICA DEL VEICOLO

**Studio di un robot mobile di servizio  
pulisci spiaggia**

Relatore:

Ing. Giulio REINA

Correlatore:

Ing. Alessandro DEODATI

Laureando:

Luca DE VINCENTIS

---

ANNO ACCADEMICO 2011-2012

*Alla mia famiglia,*

*per il sostegno ed il grande aiuto che mi ha dato, per aver  
sempre creduto in me e per essermi stata vicino in ogni momento  
durante il mio intero percorso universitario.*

*All'Ing. Giulio Reina,*

*per avermi offerto la possibilità di affrontare un argomento di  
grande interesse e attualità e per la disponibilità dimostrata in  
ogni occasione.*

*All'Ing. Alessandro Deodati,*

*per la grande complicità e disponibilità dimostrata durante tutto  
il tirocinio e la stesura della tesi.*



# Sommario

INTRODUZIONE .....	1
1 SISTEMI MECCANICI DI PULIZIA DELLA SPIAGGIA .....	3
1.1 TECNOPRESS.....	4
1.1.1 KOBRA.....	4
1.1.2 TIGER ONE.....	5
1.1.3 LION .....	6
1.1.4 PUMA .....	7
1.2 CFC.....	8
1.2.1 TAPIRO .....	8
1.2.2 SPEED TAPIRO .....	9
1.2.3 BABY TAPIRO .....	10
1.2.4 APPENDICE TAPIRO.....	11
1.3 TUAREG .....	12
1.3.1 TUAREG 115L .....	13
1.3.2 TUAREG 135L .....	14
1.3.3 TUAREG 165L .....	15
1.3.4 TUAREG 135P.....	16
1.3.5 TUAREG 165P.....	17
1.3.6 TUAREG 195P.....	18
1.3.7 TUAREG 205S.....	19
1.3.8 TUAREG 235S.....	20
1.4 SCAM .....	21
1.4.1 CAVALLUCCIO .....	21
1.4.2 MARLIN .....	22
1.4.3 PINGUINO.....	22
1.4.4 ONDINA .....	23
1.4.5 BIG MARLIN .....	24
1.5 PFG .....	25
1.5.1 DELFINO.....	25
1.5.2 BARRACUDA .....	26
1.5.3 CERNIA .....	27
1.5.4 MANTA .....	28
1.5.5 ORCA.....	29
1.5.6 BALENA.....	30

1.6	BEACHTECH.....	31
1.6.1	BEACHTECH 2000 .....	32
1.6.2	BEACHTECH 2800 .....	33
1.6.3	BEACHTECH 3000 .....	34
1.6.4	BEACHTECH MARINA .....	36
1.6.5	SWEEPY HYDRO .....	37
2	TERRAMECCANICA.....	39
2.1	APPLICAZIONE DELLA TEORIA DELL'EQUILIBRIO PLASTICO ALLA INTERAZIONE TRA VEICOLO E TERRENO.....	39
2.2	MISURA E CARATTERIZZAZIONE DELLA RISPOSTA DEL TERRENO .....	56
2.3	CARATTERIZZAZIONE DELLA RELAZIONE SHEAR STRESS-SHEAR DISPLACEMENT .....	58
2.4	METODO SEMPLIFICATO PER L'ANALISI DELLE PRESTAZIONI DI UN VEICOLO CINGOLATO .....	61
2.4.1	RESISTENZA AL MOTO DI UN CINGOLO.....	62
2.4.2	RESISTENZA DI BULLDOZING.....	63
2.4.3	RESISTENZA INTERNA IN UN VEICOLO CINGOLATO .....	64
2.4.4	FORZA DI TRAZIONE DI UN CINGOLO .....	64
2.4.5	STERZATURA DI UN VEICOLO CINGOLATO .....	65
3	STUDIO DI UN SISTEMA PULISCI SPIAGGIA INNOVATIVO .....	70
3.1	VEICOLI CINGOLATI Vs VEICOLI CON RUOTE .....	70
3.2	DESCRIZIONE PROTOTIPO PULISCI SPIAGGIA .....	73
3.2.1	MODULO DI LOCOMOZIONE .....	74
3.2.2	SETACCIATORE .....	79
3.3	SECONDO PROTOTIPO .....	85
3.3.1	ELETTRONICA .....	88
4	ANALISI FUNZIONALE DEL SISTEMA DI LOCOMOZIONE .....	90
4.1	APPLICAZIONE TEORIA DELLA TERRAMECCANICA.....	90
4.1.1	DRY SAND.....	93
4.1.2	SANDY LOAM .....	94
4.1.3	VERIFICA CONDIZIONE DI STERZABILITÀ SU TERRENI SABBIOSI....	95
4.1.4	CALCOLO DELLA FORZA RESISTENTE $F_p$ .....	96
4.2	STUDIO FUNZIONALE DEL MODULO DI LOCOMOZIONE .....	99
4.3	PROVE SUL CAMPO .....	102
	CONCLUSIONI E SVILUPPI FUTURI.....	105
	BIBLIOGRAFIA.....	106

# INTRODUZIONE

La pulizia dell'ambiente in generale, e delle spiagge in particolare, è un'esigenza necessaria e sentita in tutto il mondo visto e considerato le varie forme di inquinamento, le ripercussioni che esso ha sul turismo e i vari obblighi previsti dalla Legge.

Da qualche anno grazie all'interesse dimostrato da numerosi organismi nati con l'unico obiettivo di preservare la cura e il rispetto degli ambienti, la pulizia delle spiagge è diventata tema di dibattito internazionale.

Nel ramo delle attrezzature per spiagge, le macchine per la pulizia rappresentano un campo in forte espansione che ha permesso negli ultimi anni un notevole incremento della produzione e il superamento di vecchi modelli obsoleti non più in grado di far fronte alle attuali esigenze.

Le aziende hanno aumentato la produzione delle macchine pulisci spiaggia e gli stabilimenti balneari hanno accolto questa sfida per garantire attenzione continua alla pulizia e protezione del territorio.

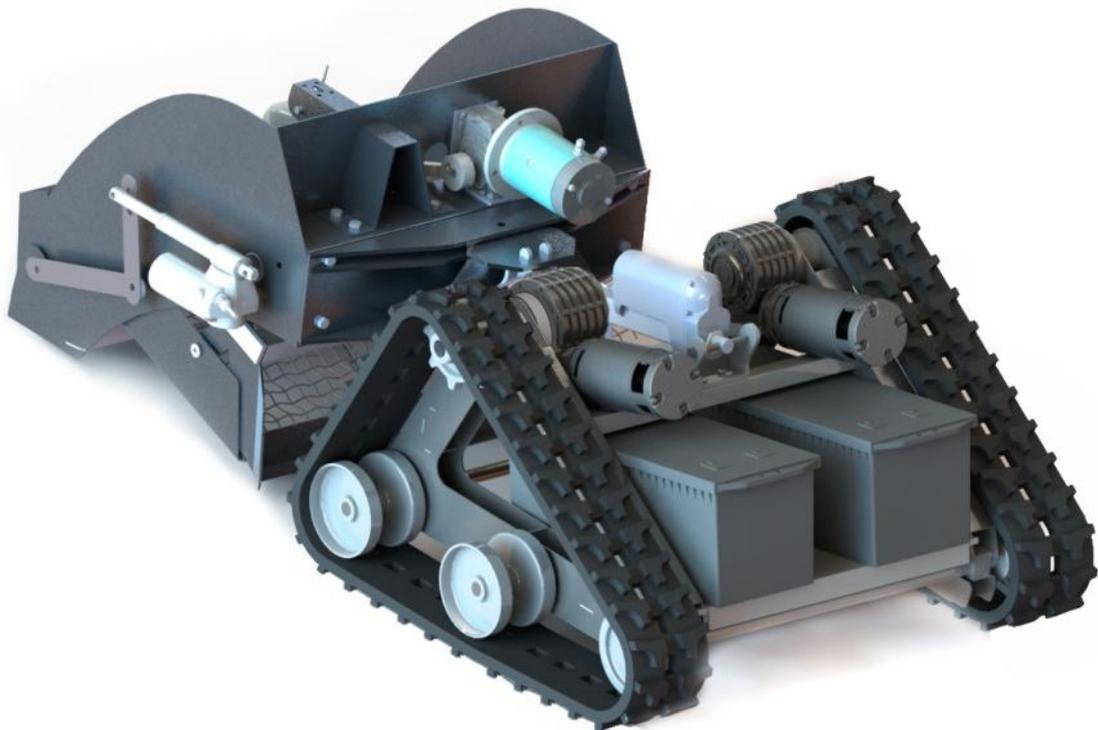
Delle attrezzature per stabilimenti balneari fanno parte anche alcuni modelli di macchine per la pulizia della spiaggia in grado di scavare in profondità nel terreno sabbioso e di asportare con efficienza mozziconi di sigarette, sassi e bottiglie.

Attualmente il problema della pulizia della spiaggia viene risolto mediante dispositivi con sistema a vibrovaglio, per separare integralmente la sabbia dai detriti, alloggiato e movimentato opportunamente. Tra questi modelli quelli di più ridotte dimensioni sono del tipo semovente a conduzione manuale. In alternativa esistono dei dispositivi che funzionano meccanicamente prendendo il movimento direttamente dalla presa di forza del trattore, dotato sempre di un motore a combustione interna, cui sono collegati.

L'attività oggetto del presente lavoro di tesi riguarda la progettazione e messa a punto di un prototipo pre-industriale di robot parzialmente alimentato a energia solare, in grado di muoversi in maniera efficiente su terreni sabbiosi e operarne la pulizia mediante un opportuno vagliatore.

Le parti che compongono il robot sono essenzialmente due: una base mobile ed un'appendice che contiene al suo interno l'end-effector, ovvero, l'elemento che effettua la vagliatura della sabbia.

Un attento studio sulla geometria del sistema unito ai concetti fondamentali della teoria dell'equilibrio plastico e in particolare al criterio di Mohr-Coulomb applicato allo studio dell'interazione tra robot e suolo, ha reso possibile la realizzazione di un sistema di locomozione e un organo terminale costruttivamente semplici e funzionali.



# 1 SISTEMI MECCANICI DI PULIZIA DELLA SPIAGGIA

Le macchine pulisci spiaggia sono entrate ormai a far parte delle attrezzature necessarie a servizio degli stabilimenti balneari. Queste moderne attrezzature sono basate su meccanismi intuitivi, sono facili da usare, rimuovono con facilità rami, bottiglie, sassi, conchiglie e operano con velocità ed efficienza anche sulle spiagge più difficili.

Moderne e dal design innovativo, costruite con materiale robusto e affidabile, questi sistemi sono in grado di garantire un risultato eccellente. Nate dalla tecnica e dall'esperienza di numerosi studiosi e operatori del settore, queste macchine per stabilimenti balneari sono in grado di operare anche sul bagnato.

Grazie alla loro efficienza, queste impeccabili attrezzature per spiagge riscuotono grande successo sia in Italia che all'estero.

Le aziende più rappresentative nel campo della produzione italiana di pulisci spiaggia sono:

- TECNOPRESS;
- CFC;
- TUAREG;
- SCAM;
- PFG;
- BEACHTECH.

Sono localizzate principalmente nel Nord Italia ed il loro punto di forza è rappresentato dalla esperienza pluriennale nella costruzione di pulisci spiaggia motivo per il quale sono ben radicati nel mercato, mentre il punto di debolezza risiede nell'utilizzo di un sistema di alimentazione a benzina o diesel, quindi, inquinante.

Si riportano di seguito le schede prodotto dei principali pulisci spiaggia in commercio.

## 1.1 TECNOPRESS

### 1.1.1 KOBRA



Figura 1.1 Modello Kobra

Il pulisci spiaggia Kobra cingolato è il pulisci spiaggia più compatto e maneggevole della sua categoria. Tutte le parti a contatto con la sabbia sono zincate, la trasmissione alta da terra e diretta sul cingolo limita il contatto diretto con la sabbia, tutti i cuscinetti sono a doppia tenuta e ulteriormente protetti da un anello LSTO a labirinto per evitare l'ingresso delle polveri sottili, è dotato di blocco dei cingoli per facilitare la sterzata, reti intercambiabili con diversa magliatura e cassetto rifiuti estraibile.

#### CARATTERISTICHE TECNICHE

Motorizzazione:	Honda 6 <i>hp</i>
Alimentazione:	benzina verde
Capacità di lavoro:	4000 <i>m<sup>2</sup> /h</i>
Profondità di lavoro:	fino a 120 <i>mm</i>
Larghezza massima di lavoro:	900 <i>mm</i>

### 1.1.2 TIGER ONE



Figura 1.2 Modello Tiger one

Il Pulisci spiaggia Tiger One Plus è la macchina pulisci spiaggia più versatile e performante esistente sul mercato. A totale gestione idraulica (dotata di 3 pompe idrauliche), equipaggiata con motore Honda da 13 *hp* ed alimentata a benzina verde con avviamento elettrico (e a strappo), questa macchina pulisci spiaggia è contraddistinta da azionamento indipendente dei cingoli, distributore monoblocco per azionamento servizi a 4 leve con doppia presa di forza idraulica posteriore per il collegamento di attrezzature, dispositivo di sicurezza arresto motore, chiave di sicurezza staccabatteria, gancio di traino posteriore e doppio aggancio rapido (anteriore e posteriore per l'aggancio di attrezzature).

#### CARATTERISTICHE TECNICHE

Motorizzazione:	Honda 13 <i>hp</i>
Alimentazione:	benzina verde
Peso:	400 <i>kg</i>
Lunghezza macchina (con ruspa di serie):	154 <i>cm</i>
Larghezza carreggiata:	84 <i>cm</i>
Larghezza massima:	90 <i>cm</i>
Setaccio:	110 x 120 <i>cm</i>

### 1.1.3 LION



Figura 1.3 Modello Lion

Dall'evoluzione del già affermato pulisci spiaggia Tiger One Plus nasce il pulisci spiaggia LION, ancora più versatile e performante del suo predecessore. A totale gestione idraulica con pompa tripla, telaio interamente zincato a caldo, cingoli in gomma e carreggiata maggiorata, ruspa anteriore più larga, equipaggiata con motore Honda bicilindrico di ultima generazione da 20 *hp* a benzina verde. Questa macchina pulisci spiaggia è in grado di offrire una larghezza di lavoro fino a 1300 *mm* raggiungendo una profondità di lavoro di 150 *mm*.

Inoltre il pulisci spiaggia Lion è contraddistinto dall'azionamento indipendente dei cingoli (n°2 distributori monoblocco), distributore monoblocco per azionamento servizi a 4 leve con doppia presa di forza idraulica posteriore per collegamento attrezzature, dispositivo di sicurezza arresto motore, chiave di sicurezza staccabatteria, gancio di traino posteriore e doppio aggancio rapido (anteriore e posteriore per aggancio attrezzature).

#### CARATTERISTICHE TECNICHE

Motorizzazione:	Honda 20 <i>hp</i>
Alimentazione:	benzina verde
Lunghezza macchina (con ruspa di serie):	150 <i>cm</i>
Larghezza carreggiata:	90 <i>cm</i>
Larghezza massima:	95 <i>cm</i>
Setaccio:	110 – 130 x 120 <i>cm</i>

### 1.1.4 PUMA



Figura 1.4 Modelli Puma

Il pulisci spiaggia Puma è applicabile a tutti i tipi di trattori con potenze a partire da 20 *hp* . L'attacco al trattore è a 3 punti con trasmissione cardanica. I pulisci spiaggia Puma sono disponibili con larghezze di lavoro da 1300 a 2000 *mm* e profondità di lavoro da 0 a 200 *mm*.

#### CARATTERISTICHE TECNICHE

Modello:	130	150	180	200
Largh. max. di lavoro:	1300 <i>mm</i>	1500 <i>mm</i>	1800 <i>mm</i>	2000 <i>mm</i>
Profondità di lavoro:	0 – 200 <i>mm</i>			
Capacità di lavoro:	5200 <i>m</i> <sup>2</sup> / <i>h</i>	6000 <i>m</i> <sup>2</sup> / <i>h</i>	7200 <i>m</i> <sup>2</sup> / <i>h</i>	8000 <i>m</i> <sup>2</sup> / <i>h</i>
Peso a vuoto:	-	-	-	-
Dimensioni (L x W x H):	-	-	-	-

## 1.2 CFC

### 1.2.1 TAPIRO



Figura 1.5 Modello Tapiro

Il pulisci spiaggia Tapiro grazie alle sue caratteristiche tecniche e alla sua eccellente manovrabilità, rende più agibili e rapide tutte le operazioni di pulizia. Le sue dimensioni ridotte consentono il passaggio tra le file di sdraio e ombrelloni in modo tale che l'operatore possa effettuare la raccolta, la pulizia ed il successivo smaltimento dei detriti, stando comodamente seduto sul sedile progettato specificatamente, velocizzando in questo modo tutte le operazioni di manutenzione quotidiana.

Tapiro è un macchinario non solo pratico e maneggevole, ma anche estremamente versatile nell'utilizzo. Infatti, semplicemente applicando uno dei numerosi accessori tra cui il rastrello, la pala, la benna, il faro, il nebulizzatore, il sanificatore, l'idropulitrice, la trivella, il gancio di traino carrello oppure sganciando l'elemento pulisci spiaggia e mettendo le forche di sollevamento, è possibile rendere Tapiro un trattorino tuttofare.

#### CARATTERISTICHE TECNICHE

Profondità di lavoro:	10 <i>cm</i>
Larghezza di lavoro:	100 <i>cm</i>
Capacità di lavoro:	fino a 2500 – 3000 <i>m<sup>2</sup>/h</i>
Motore Honda:	benzina 28 <i>hp</i>
Motore Lombardini:	diesel 17-19-23 <i>hp</i>
Setacci:	n°3 intercambiabili
Movimentazione optional:	idraulica

Dimensioni (L x W x H):	290 x 110 x 120 cm
Peso:	950 kg
Avviamento:	elettrico a batteria
Materiale di costruzione:	parti a contatto con la sabbia in acciaio inox 316 rimanente in ferro zincato e verniciato con polveri epossidiche e resine

### 1.2.2 SPEED TAPIRO



Figura 1.6 Modello Speed Tapiro

I punti di forza del modello Speed Tapiro sono la velocità, il dinamismo, l'affidabilità, la versatilità e la stabilità. Ancora più veloce per ottimizzare i tempi di lavoro di pulizia con minori consumi grazie all'impiego di motori sempre più ecologici. È caratterizzato inoltre da una notevole agilità nei suoi spostamenti fra gli ombrelloni e da una facilità di attrezzaggio di tutti gli optional a disposizione tra cui il rastrello, la pala, la benna, il nebulizzatore, il sanificatore, l'idropulitrice, la trivella, il carrello, adattandosi in modo semplice e veloce.

#### CARATTERISTICHE TECNICHE

Modello:	100	150
Profondità di lavoro:	10 cm	10 cm
Larghezza di lavoro:	100 cm	150 cm
Capacità di lavoro:	5500 m <sup>2</sup> /h	8000 m <sup>2</sup> /h
Motore Honda:	benzina 28 hp	benzina 28 hp
Motore Lombardini:	diesel 17-19-23 hp	diesel 17-19-23 hp

Setacci:	n°3 intercambiabili	n°3 intercambiabili
Movimentazione optional:	idraulica	idraulica
Dimensioni (L x W x H):	310 x 113 x 120 cm	310 x 163 x 120 cm
Peso:	750 kg	850 kg
Avviamento:	elettrico a batteria	elettrico a batteria
Cassetto detriti:	Idraulico	Idraulico
Materiale di costruzione:	parti a contatto con la sabbia in acciaio inox 316 rimanente in ferro zincato	parti a contatto con la sabbia in acciaio inox 316 rimanente in ferro zincato

### 1.2.3 BABY TAPIRO



Figura 1.7 Modello Baby Tapiro

Baby Tapiro, grazie all'innovativo cambio a tre marce più retro marcia e con il sistema di guida con controllo della sterzata, rende il suo uso semplice ed efficace e porta la maneggevolezza di questo strumento a livelli elevati. Il Baby Tapiro cingolato sfrutta la tecnologia già sviluppata da CFC per il modello Tapiro e si fa piccolo, pratico e maneggevole, diminuendo notevolmente la fatica dell'operatore durante le procedure di pulizia della spiaggia.

#### CARATTERISTICHE TECNICHE

Profondità di lavoro:	da 0 a 10 cm
Capacità di lavoro :	fino a 2500 – 3000 m <sup>2</sup> /h
Motore Honda:	benzina 6.5 hp

Setacci:	n°3 intercambiabili inox
Dimensioni (L x W x H):	190 x 110 x 100 cm
Peso:	350 kg
Cambio:	3 marce più retromarcia
Materiale di costruzione:	parti a contatto con la sabbia in acciaio inox 316 rimanente in ferro zincato e verniciato con polveri epossidiche e resine

#### 1.2.4 APPENDICE TAPIRO



Figura 1.8 Appendice tapiro

L'appendice Pulisci spiaggia Tapiro è compatibile con trattori da 40 CV a quattro ruote motrici. Il sistema di lavoro è completamente idraulico dal sollevamento al caricamento della sabbia, alla vagliatura, pulitura e infine carico-scarico rifiuti cassonetto.

#### CARATTERISTICHE TECNICHE

Profondità di lavoro:	fino a 15 cm
Larghezza di lavoro:	150 cm
Capacità di lavoro:	fino a 4000 – 5000 m <sup>2</sup> /h
Setacci:	n°3 intercambiabili inox
Dimensioni (L x W x H):	150 x 160 x 120 cm
Peso:	550 kg
Materiale di costruzione:	parti a contatto con la sabbia in acciaio inox 316 rimanente ferro zincato e verniciato con polveri epossidiche e resine

### 1.3 TUAREG

Grazie al sistema adottato ed alla facile intercambiabilità delle griglie, tutti i modelli di pulisci spiaggia possono essere impiegati sia per la preparazione iniziale che per il mantenimento stagionale.

Queste macchine riescono a operare con efficienza e velocità anche nelle spiagge più difficili. Si propongono come valida alternativa a quelle appariscenti e complesse pulisci spiaggia che adottano sistemi basati su delicati e costosi meccanismi. Sono in grado di portar via con facilità: rami, sterpaglia, erba, alghe, bottiglie, sassi, conchiglie e mozziconi di sigarette senza mai asportare un solo granello di sabbia o far alzare un po' di polvere.

Tali pulisci spiaggia funzionano in abbinamento ad un trattore agricolo di adeguata potenza, al quale si collegano mediante attacco a tre punti prendendo il movimento direttamente dalla presa di forza. La profondità di lavoro e l'apertura del cassone porta rifiuti sono azionate idraulicamente mediante le leve del comando idraulico, comuni a tutti i trattori.

Al fine di soddisfare le specifiche esigenze, vengono prodotti otto modelli di pulisci spiaggia suddivisi in tre serie:

- *Serie Leggera*: ideale per spiagge di piccole dimensioni. Indicata per trattori leggeri da 12 – 60 CV.
- *Serie Pesante*: indicata per spiagge medio-grandi. Si combina benissimo con tutti i trattori compatti a partire da 40 CV, fino ai trattori a campo aperto da 100 CV.
- *Serie Super*: indicata per spiagge di grandi dimensioni. La combinazione ideale è con trattori a campo aperto da 80 – 120 CV.

I modelli che rientrano nella serie leggera sono:

### 1.3.1 TUAREG 115L

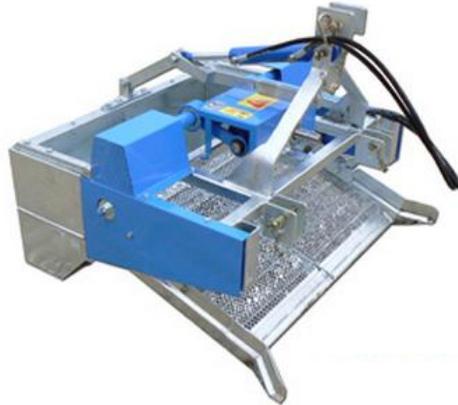


Figura 1.9 Modello Tuareg 115L

La costante attenzione verso le esigenze degli operatori, in particolare i titolari degli stabilimenti balneari, la conoscenza pressoché totale del settore turistico balneare, sono stati gli elementi che hanno consentito di ideare la prima macchina pulisci spiaggia, portata da trattoretti, mai realizzata così piccola e completa. Consente di pulire la spiaggia stando comodamente seduti su un trattoretto. Inoltre, si ottiene un grado di pulizia nettamente superiore a quello ottenuto con le piccole macchine a conduzione manuale. Se applicata ai nuovi trattoretti crea una combinazione oltre che funzionale anche molto bella ed accattivante.

#### CARATTERISTICHE TECNICHE

Capacità di lavoro:	da 2240 fino a 8000 $m^2/h$
Larghezza di lavoro:	112 <i>cm</i>
Profondità di lavoro:	fino a 12 <i>cm</i> con regolazione idraulica/manuale
Capacità cassone:	fino a 120 <i>l</i> con scarico idraulico/manuale
Dimensioni (L x W x H):	112 x 105 x 85 <i>cm</i>
Superficie vibrante:	oltre 6000 $cm^2$
Peso:	130 <i>kg</i>
Potenza Trattore:	12 – 30 <i>CV</i>
Carenatura:	zincata e verniciata
Trattamenti:	anticorrosivo zincatura a caldo integrale

### 1.3.2 TUAREG 135L

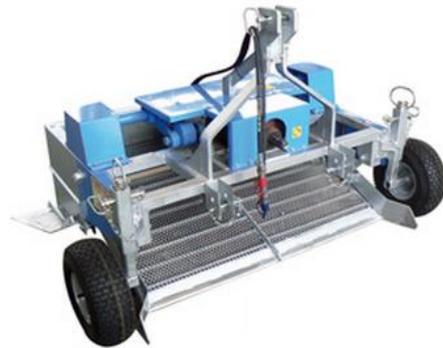


Figura 1.10 Modello Tuareg 135L

E' la macchina pensata per chi possiede piccoli trattori, anche non muniti di attacchi idraulici. Il principio di funzionamento è identico a tutti gli altri modelli.

Ottima per spiagge con spazi ristretti, riesce a passare persino sotto i piattelli degli ombrelloni. Grazie alla facile intercambiabilità delle griglie e alla buona superficie grigliante, lavora bene anche in condizioni di arenili difficili. Può essere applicata a trattori da 20 – 40 CV.

#### CARATTERISTICHE TECNICHE

Capacità di lavoro:	da 2600 fino a 9000 $m^2/h$
Larghezza di lavoro:	130 <i>cm</i>
Profondità di lavoro:	fino a 12 <i>cm</i> con regolazione idraulica/manuale e ruote
Capacità cassone:	fino a 200 <i>l</i> con scarico idraulico/manuale
Dimensioni (L x W x H):	130(170 con ruote) x 115 x 100 <i>cm</i>
Superficie vibrante:	oltre 7500 $cm^2$
Peso:	260 <i>kg</i>
Potenza Trattore:	20 – 40 CV
Carenatura:	zincata e verniciata
Trattamenti:	anticorrosivo zincatura a caldo integrale

### 1.3.3 TUAREG 165L



Figura 1.11 Modello Tuareg 165L

Dietro l'ottimo successo conseguito dal modello 165P (vedi Paragrafo 1.3.5), è stata realizzata una macchina che avesse la stessa larghezza di lavoro, ma che fosse facilmente portata anche da trattori non grandi. Infatti, il modello 165L per come concepito, può essere portato facilmente da trattori con potenza da 30 – 60 CV.

Il peso non esagerato e alcuni accorgimenti tecnici la rendono veramente interessante. I titolari di stabilimenti balneari, con spiagge discretamente grandi e già in possesso di trattori anche vecchi, sono quelli che la preferiscono maggiormente.

#### CARATTERISTICHE TECNICHE

Capacità di lavoro:	da 3300 fino a 11500 $m^2/h$
Larghezza di lavoro:	165 $cm$
Profondità di lavoro:	fino a 12 $cm$ con regolazione idraulica/manuale
Capacità cassone:	fino a 250 $l$ con scarico idraulico/manuale
Dimensioni (L x W x H):	170(210 con ruote) x 115 x 100 $cm$
Superficie vibrante:	quasi 10000 $cm^2$
Peso:	350 $kg$
Potenza Trattore:	30 – 60 CV
Carenatura:	zincata e verniciata
Trattamenti:	anticorrosivo zincatura a caldo integrale

I modelli della serie pesante sono:

### 1.3.4 TUAREG 135P



Figura 1.12 Modello Tuareg 135P

E' la macchina ideale per gli stabilimenti balneari e le spiagge attrezzate. Caratteristiche e principio di funzionamento ampiamente collaudato nelle diverse condizioni degli arenili, le permettono di operare anche in situazioni difficili: preparazione iniziale, dopo le mareggiate, sul bagnato, nelle spiagge con presenza di alghe, conchiglie, pietre, erba, ecc. E' comodissima per passare tra gli ombrelloni. Abbinata a idoneo trattore da 40- 60 CV risulta sicuramente più conveniente delle macchina pulisci spiaggia dotate di proprio motore.

#### CARATTERISTICHE TECNICHE

Capacità di lavoro:	da 2700 fino a 10000 $m^2/h$
Larghezza di lavoro:	135 <i>cm</i>
Profondità di lavoro:	fino a 15 <i>cm</i> con regolazione idraulica e mediante ruote
Capacità cassone:	fino a 250 <i>l</i> con scarico idraulico
Dimensioni (L x W x H):	140(185 con ruote) x 145 x 100 <i>cm</i>
Superficie vibrante:	oltre 9500 $cm^2$
Peso:	410 <i>kg</i>
Potenza Trattore:	40 - 60 CV
Carenatura:	zincata e verniciata
Trattamenti:	anticorrosivo zincatura a caldo integrale

### 1.3.5 TUAREG 165P



Figura 1.13 Modello Tuareg 165P

Preferita da chi vuole setacciare maggiori estensioni ottimizzando i tempi. Grazie alle sue giuste dimensioni, oltre a fornire una eccellente resa nelle spiagge libere, può comodamente passare tra gli ombrelloni. Le dimensioni sono compatte ma le capacità sono di una macchina da contoterzista. Può essere applicata a trattori da 50–80 CV.

#### CARATTERISTICHE TECNICHE

Capacità di lavoro:	da 3300 fino a 13000 $m^2/h$
Larghezza di lavoro:	165 <i>cm</i>
Profondità di lavoro:	fino a 15 <i>cm</i> con regolazione idraulica e mediante ruote
Capacità cassone:	fino a 350 <i>l</i> con scarico idraulico
Dimensioni (L x W x H):	170(215 con ruote) x 145 x 100 <i>cm</i>
Superficie vibrante:	oltre 12000 $cm^2$
Peso:	460 <i>kg</i>
Potenza Trattore:	50 – 80 CV
Carenatura:	zincata e verniciata
Trattamenti:	anticorrosivo zincatura a caldo integrale

### 1.3.6 TUAREG 195P



Figura 1.14 Modello Tuareg 195P

Tuareg 195P è realizzata mantenendo principio e caratteristiche della macchina più importante: la Tuareg 235S (vedi Paragrafo 1.3.7). E' stata realizzata per soddisfare le esigenze di chi possiede o preferisce acquistare un trattore da 70 – 80 CV e vuole operare con una macchina importante che lavori sui 2 metri.

#### CARATTERISTICHE TECNICHE

Capacità di lavoro:	da 3900 fino a 20000 $m^2/h$
Larghezza di lavoro:	195 cm
Profondità di lavoro:	fino a 15 cm con regolazione idraulica e mediante ruote
Capacità cassone:	fino a 450 l con scarico idraulico
Dimensioni (L x W x H):	200(245 con ruote) x 145 x 110 cm
Superficie vibrante:	14200 $cm^2$
Peso:	590 kg
Potenza Trattore:	70 – 100 CV
Carenatura:	zincata e verniciata
Trattamenti:	anticorrosivo zincatura a caldo integrale

Nella serie super rientrano i seguenti modelli:

### 1.3.7 TUAREG 205S



Figura 1.15 Modello Tuareg 205S

Riesce a operare nelle peggiori condizioni degli arenili caricando senza danni anche materiali di grosse dimensioni. E' ottima per gli interventi invernali. Allestita con griglie di grossa magliatura viene adoperata persino nei terreni agricoli.

La struttura e i componenti notevolmente robusti, l'elevata superficie grigliante ed il cassone di ottima capienza, la rendono una macchina molto importante. Secondo le esigenze viene fornita con il vaglio vibrante diviso a due o tre settori. La giusta combinazione si ha con un trattore a campo aperto o cingolato da 80 – 100 CV.

#### CARATTERISTICHE TECNICHE

Capacità di lavoro:	da 3900 fino a 20000 $m^2/h$
Larghezza di lavoro:	195 <i>cm</i>
Profondità di lavoro:	fino a 20 <i>cm</i> con regolazione idraulica
Capacità cassone:	fino a 650 <i>l</i> con scarico idraulico
Dimensioni (L x W x H):	200(245 con ruote) x 177 x 116 <i>cm</i>
Superficie vibrante:	18000 $cm^2$
Peso:	785 <i>kg</i>
Potenza Trattore:	80 – 100 CV
Carenatura:	zincata e verniciata
Trattamenti:	anticorrosivo zincatura a caldo integrale

### 1.3.8 TUAREG 235S



Figura 1.16 Modello Tuareg 235S

Attualmente, è la più grande pulisci spiaggia della produzione Tuareg. Nata per soddisfare le esigenze di chi deve pulire in poco tempo spiagge molto grandi. Alcuni accorgimenti tecnici adottati hanno permesso di realizzare una macchina grande, efficiente e agile allo stesso tempo. Per questa pulisci spiaggia, la combinazione più indicata è quella con trattori a campo aperto da 100 – 120 CV.

#### CARATTERISTICHE TECNICHE

Capacità di lavoro:	da 4700 fino a 20000 $m^2/h$
Larghezza di lavoro:	235 <i>cm</i>
Profondità di lavoro:	fino a 20 <i>cm</i> con regolazione idraulica
Capacità cassone:	fino a 750 <i>l</i> con scarico idraulico
Dimensioni (LxWxH):	240(295 con ruote) x 177 x 116 <i>cm</i>
Superficie vibrante:	22000 $cm^2$
Peso:	920 <i>kg</i>
Potenza Trattore:	100 – 120 CV
Carenatura:	zincata e verniciata
Trattamenti:	anticorrosivo zincatura a caldo integrale

## 1.4 SCAM

### 1.4.1 CAVALLUCCIO



Figura 1.17 Modello Cavalluccio

Piccola pulisci spiaggia semovente a conduzione manuale, ideale per l'impiego in stabilimenti balneari di piccola e media grandezza e per la pulizia di superfici sabbiose in genere. Per sicurezza, efficienza, affidabilità, maneggevolezza e convenienza economica, Cavalluccio continua a riscuotere grandissimo successo sia in Italia sia all'estero.

#### CARATTERISTICHE TECNICHE

Capacità di lavoro:	1400 – 3200 $m^2/h$
Larghezza di lavoro :	85 <i>cm</i>
Profondità di lavoro :	regolabile da 0 a 10 <i>cm</i>
Contentitore portarifiuti :	capienza 20 <i>l</i>
Motore a benzina (Verde) :	affidabile, silenzioso, Honda 5.5 <i>hp</i>
Peso:	280 <i>kg</i>
Dimensioni (L x W x H):	258 x 86 x 107 <i>cm</i>
Setacci :	tre a corredo, con magliature di 4.5 - 8 -12 <i>mm</i>
Sistema A Vibrovaglio:	per separare tutta la sabbia raccolta da ogni tipo di detrito, conchiglie, mozziconi, bottiglie, vetri, sassi, alghe spiaggiate, ecc.

### 1.4.2 MARLIN



Figura 1.18 Modello Marlin

Introdotta nel 2002 è una pulisci spiaggia trainata da idonei trattori a quattro ruote motrici da 60 – 70 *hp*, muniti di sollevatore idraulico: la macchina è adatta all'intensiva e sistematica pulizia di vaste aree sabbiose.

#### CARATTERISTICHE TECNICHE

Capacità di lavoro:	4000 – 9000 $m^2/h$
Larghezza di lavoro:	140 <i>cm</i>
Profondità di lavoro:	regolabile da 0 a 15 <i>cm</i>
Contenitore portarifiuti:	350 <i>l</i>
Sistema a vibrovaglio:	per separare tutta la sabbia raccolta da ogni tipo di detrito, conchiglie, mozziconi, bottiglie, vetri, sassi, alghe spiaggiate, ecc.

### 1.4.3 PINGUINO



Figura 1.19 Modello Pinguino

Pinguino è una macchina pulisci spiaggia trainata da idonei trattori a quattro ruote motrici da 24 – 30 *hp*, muniti di sollevatore idraulico. Le ridotte dimensioni rispetto al modello Marlin, pur garantendo eguali prestazioni, la rendono assai versatile e più adatta all'impiego quotidiano su aree sabbiose di adeguata estensione.

#### CARATTERISTICHE TECNICHE

Capacità di lavoro:	3000 – 6500 <i>m</i> <sup>2</sup> / <i>h</i>
Larghezza di lavoro:	115 <i>cm</i>
Profondità di lavoro:	regolabile da 0 a 12 <i>cm</i>
Setacci intercambiabili:	2 a corredo
Contenitore portarifiuti:	capacità 125 <i>l</i> ; dispositivo idraulico (manuale a richiesta) di scarico a terra
Peso:	140 <i>kg</i>
Dimensioni (L x W x H):	125 x 116 x 82 <i>cm</i>
Sistema a vibrovaglio:	per separare tutta la sabbia raccolta da ogni tipo di detrito, conchiglie, mozziconi, bottiglie, vetri, sassi, alghe spiaggiate, ecc.

#### 1.4.4 ONDINA



Figura 1.20 Modello Ondina

Il modello Ondina è una pulisci spiaggia semovente a conduzione manuale. E' utilizzata anche per la pulizia di aree sabbiose in genere, quali bunkers di campi da golf, parchi giochi, campi da beach volley o simili. La capacità di lavoro è variabile a seconda della

qualità della sabbia e dalle condizioni dell'arenile. La profondità di lavoro è regolabile anche in fase di avanzamento.

#### CARATTERISTICHE TECNICHE

Capacità di lavoro:	1250 – 2800 $m^2/h$
Larghezza di lavoro:	75 <i>cm</i>
Profondità di lavoro:	regolabile da 0 a 10 <i>cm</i>
Setacci intercambiabili:	2 a corredo
Contenitore portarifiuti:	capacità 25 <i>l</i> ; estraibile per agevolarne lo svuotamento
Motore a benzina (verde):	affidabile, silenzioso, Honda 5.5 <i>hp</i>
Dimensioni (L x W x H):	168 x 76 x 80 <i>cm</i> (con manubrio ripiegato/chiuso)
Peso:	195 <i>kg</i>
Sistema a vibrovaglio:	ideale per separare tutta la sabbia raccolta da ogni tipo di detrito, conchiglie, mozziconi, bottiglie, vetri, sassi, alghe spiaggiate, ecc.

#### 1.4.5 BIG MARLIN



Figura 1.21 Modello Big Marlin

Il prodotto più recente è Big Marlin, la macchina pulisci spiaggia più grande, trainata da trattori a quattro ruote motrici da 80 – 90 *hp*, muniti di sollevatore idraulico, le cui dimensioni completano la gamma di pulisci spiaggia trainate e la rendono adatta alla pulizia di grandi dimensioni sabbiose. Il particolare sistema a vibrovaglio adottato

consente di separare tutta la sabbia raccolta da ogni tipo di detrito presente sull'arenile anche in presenza di sabbia umida o bagnata .

#### CARATTERISTICHE TECNICHE

Capacità di lavoro:	7000 – 15000 $m^2/h$
Larghezza di lavoro:	190 <i>cm</i>
Profondità di lavoro:	regolabile da 0 a 20 <i>cm</i>
Setacci intercambiabili:	2 a corredo, di diversa magliatura
Contentitore portarifiuti:	capacità 500 <i>l</i>
Peso:	635 <i>kg</i>
Dimensioni (L x W x H):	197 x 213 x 153 <i>cm</i>
sistema a vibrovaglio:	ideale per separare integralmente la sabbia (convogliata sui setacci mediante la rotazione veloce di un rullo frontale corredato di quattro file di denti a molla in acciaio speciale) da ogni tipo di detrito: conchiglie, mozziconi di sigaretta, tappi, lattine, bottigliette, pezzi di vetro, sassi, rami e sterpaglia, alghe spiaggiate, ecc.

## 1.5 PFG

### 1.5.1 DELFINO



Figura 1.22 Modello Delfino

Il pulisci spiaggia è un semovente di piccole dimensioni. Il funzionamento avviene tramite un rullo di carico che trasporta sabbia e detriti in un setaccio della larghezza del pulisci spiaggia, a movimento trasversale, che permette di depositare i detriti in un

cestello di raccolta rifiuti e far cadere la sabbia pulita. E' molto maneggevole e si adatta benissimo alla pulizia da effettuare in mezzo agli ombrelloni. In dotazione al pulisci spiaggia vengono dati due tipi di setacci uno a maglia fine e uno a maglia più grande. Il motore è dotato di dispositivo Oil Alert che permette di far spegnere il motore nel caso in cui venga a mancare l'olio.

#### CARATTERISTICHE TECNICHE

Profondità di lavoro:	da 0 a 10 <i>cm</i>
Larghezza di lavoro:	75 <i>cm</i>
Capacità di lavoro:	2500 <i>m<sup>2</sup>/h</i>
Motore:	motore da 5.5 <i>hp</i> a 4 tempi con regolazione di giri e marmitta super silenzionata
Dimensioni (L x W x H):	195 x 90 x 90 <i>cm</i>
Peso:	180 <i>kg</i>

#### 1.5.2 BARRACUDA



Figura 1.23 Modello Barracuda

Il pulisci spiaggia Barracuda è adatto alla pulizia di spiagge di piccole e medie dimensioni. E' un pulisci spiaggia maneggevole che si presta molto bene a lavorare in piccoli spazi e anche al di sotto degli ombrelloni grazie alla sua struttura molto bassa. Il funzionamento avviene tramite il movimento trasmesso da cingoli. I detriti e la sabbia, raccolti da una lama fissa, verranno convogliati su un setaccio a movimento verticale che permetterà di depositare i rifiuti in un contenitore di raccolta e far cadere la sabbia

pulita. Il contenitore dei rifiuti, quando è pieno, si toglie dalla propria sede in modo molto semplice e veloce. Si adatta benissimo anche ad operare in spiagge dove sono presenti rifiuti di notevoli dimensioni. In dotazione vengono dati due tipi di setaccio uno a maglia più fine e uno a maglia più grande. Il motore è dotato di un dispositivo Oil Alert che permette di far spegnere il motore nel caso in cui venga a mancare l'olio.

#### CARATTERISTICHE TECNICHE

Profondità di lavoro:	da 0 a 10 <i>cm</i>
Larghezza di lavoro:	90 <i>cm</i>
Capacità di lavoro:	2500 <i>m<sup>2</sup>/h</i>
Motore:	motore da 6.5 <i>hp</i> a 4 tempi con regolazione di giri e marmitta super silenzionata
Dimensioni (L x W x H):	170 x 90 x 90 <i>cm</i>
Peso:	310 <i>kg</i>
Cambio:	cambio a 3 velocità più retromarcia

#### 1.5.3 CERNIA



Figura 1.24 Modello Cernia

Cernia è il pulisci spiaggia adatto per i trattori di piccole dimensioni a partire da 16–20 *hp* formando un binomio trattore-macchina molto compatto. La macchina è dotata di una lama fissa che, alla profondità richiesta, e per una larghezza di 120 *cm*, raccoglie sabbia e detriti. Questi verranno convogliati su un setaccio a movimento verticale, che permetterà di depositare i rifiuti in un contenitore di raccolta e far cadere

la sabbia pulita. In dotazione al pulisci spiaggia vengono dati due tipi di setaccio, uno a maglia fine e uno a maglia più grande, facilmente intercambiabili. Questo pulisci spiaggia si adatta benissimo anche ad operare in spiagge dove sono presenti anche rifiuti di notevoli dimensioni e in battigia. Il pulisci spiaggia ha una struttura interamente zincata a caldo e verniciata.

#### CARATTERISTICHE TECNICHE

Profondità di lavoro:	da 0 a 15 <i>cm</i>
Larghezza di lavoro:	120 <i>cm</i>
Capacità di lavoro:	7000 <i>m<sup>2</sup>/h</i>
Dimensioni (L x W x H):	125 x 120 x 87 <i>cm</i>
Peso:	110 <i>kg</i>

#### 1.5.4 MANTA



Figura 1.25 Modello Manta

Manta è il pulisci spiaggia creato con un sistema innovativo di carico composto da due setacci verticali a movimento alternato che permettono di ridurre al minimo le sollecitazioni della macchina stessa. Il pulisci spiaggia è dotato di un lama fissa, che alla profondità richiesta, per una larghezza di 160 *cm* raccoglie sabbia e detriti. Questi verranno convogliati sui setacci che permettono di depositare i rifiuti in un contenitore di raccolta e far cadere la sabbia pulita. In dotazione al pulisci spiaggia vengono dati due tipi di setaccio, uno a maglia fine e uno a maglia più grande, facilmente intercambiabili. Questo pulisci spiaggia si adatta benissimo ad effettuare il lavoro in

battigia ed anche ad operare su spiagge dove sono presenti rifiuti di notevoli dimensioni. Il pulisci spiaggia è applicabile a trattori a partire da 30–35 *hp* e la struttura della macchina è interamente zincata a caldo e verniciata.

#### CARATTERISTICHE TECNICHE

Profondità di lavoro:	da 0 a 15 <i>cm</i>
Larghezza di lavoro:	160 <i>cm</i>
Capacità di lavoro:	12000 <i>m</i> <sup>2</sup> / <i>h</i>
Dimensioni (L x W x H):	104 x 160 x 140 <i>cm</i>
Peso:	280 <i>kg</i>

#### 1.5.5 ORCA



Figura 1.26 Modello Orca

Il pulisci spiaggia funziona meccanicamente prendendo il movimento direttamente dalla presa di forza del trattore cui è collegato. Il carico della sabbia e dei detriti avviene tramite una serie di spatole di nylon, con un movimento trasmesso da catene, che caricano la sabbia in un primo telaio di rete della larghezza della macchina e altezza di 60 *cm*, avente funzione di setaccio. Qui sabbia e detriti vengono convogliati verso l'alto per poter essere scaricati in un setaccio a movimento trasversale. La macchina si adatta benissimo anche al lavoro da effettuare in battigia. La struttura della macchina è formata da un telaio acciaioso le cui parti soggette a maggiore usura sono zincate e verniciate.

**CARATTERISTICHE TECNICHE**

Profondità di lavoro:	da 0 a 15 <i>cm</i>
Larghezza di lavoro:	160 <i>cm</i>
Capacità di lavoro:	15000 <i>m</i> <sup>2</sup> / <i>h</i>
Dimensioni (L x W x H):	153 x 180 x 160 <i>cm</i>
Peso:	520 <i>kg</i>

**1.5.6 BALENA**

Figura 1.27 Modello Balena

Il pulisci spiaggia funziona meccanicamente prendendo il movimento direttamente dalla presa di forza del trattore cui è collegato con l'attacco a tre punti del sollevatore che ne regola anche la profondità di lavoro da 0 a 15 *cm* per una larghezza di 160 *cm*. Il carico della sabbia e dei detriti avviene tramite una serie di spatole di nylon, con movimento trasmesso da catene, caricando la sabbia in un primo telaio di rete, della larghezza della macchina e altezza di 80 *cm*, avente funzione di setaccio. Qui sabbia e detriti vengono convogliati verso l'alto per poter essere scaricati in un setaccio a movimento trasversale dove i detriti raggiungeranno rapidamente il cassetto posteriore. Quando il cestello posteriore di raccolta è pieno, idraulicamente dal posto di guida, si solleva il contenitore che scarica nel cassetto posto al di sopra dell'attrezzo che, a sua volta quando è pieno, scarica lateralmente ad un'altezza di circa 150 *cm*. Il pulisci spiaggia si adatta benissimo anche al lavoro da effettuare in battigia. La macchina è interamente zincata e verniciata.

## CARATTERISTICHE TECNICHE

Profondità di lavoro:	da 0 a 15 cm
Larghezza di lavoro:	160 cm
Capacità di lavoro:	20000 m <sup>2</sup> /h
Dimensioni (L x W x H):	188 x 180 x 177 cm
Peso:	740 kg
Cambio:	cambio a 3 velocità più retromarcia

## 1.6 BEACHTECH

Beachtech offre prodotti di alto livello, equipaggiati con il sistema brevettato di rastrellamento, setacciamento e tecnica mista di Kässbohrer Geländefahrzeug AG: un sistema molto vantaggioso capace di trasformare le spiagge con un solo ciclo di lavoro. Con la tecnica rastrello si pulisce in modo ottimale la sabbia umida o asciutta con elevata velocità di lavoro, con la tecnica di setaccio si preleva uno strato di sabbia asciutta liberandolo anche dai piccoli residui di sporco, nella tecnica mista, invece, l'operatore può abbinare con continuità i due sistemi di pulizia. Il cambio tra tecnica di rastrello, di setaccio o mista si esegue senza interrompere il lavoro e grazie all'impiego «flessibile» delle varie tecniche il mezzo è adatto alla pulizia di tutti i tipi di spiaggia.

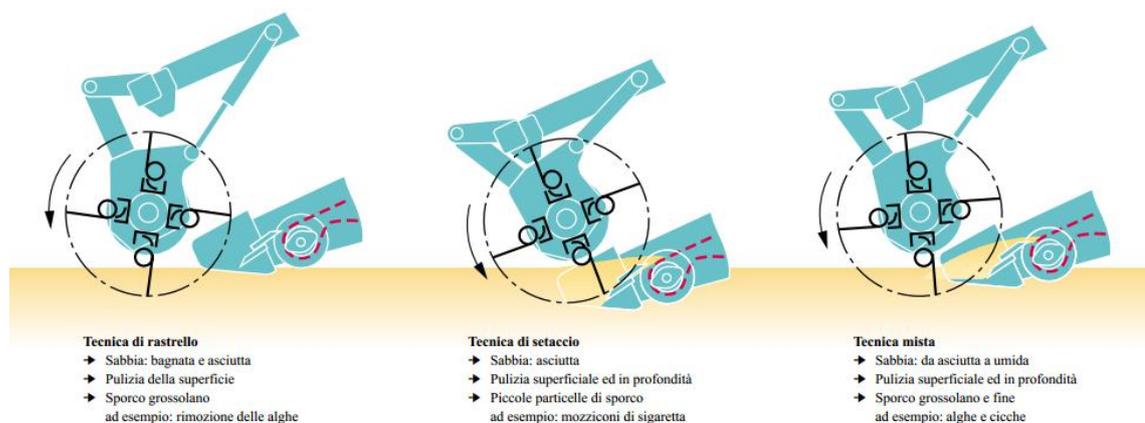


Figura 1.28 Tecniche di pulizia

### 1.6.1 BEACHTECH 2000



Figura 1.29 Modello Beachtech 2000

Il BeachTech 2000 è una macchina di dimensioni compatte concepita per la pulizia delle spiagge di media grandezza. Si distingue per la sua grande manovrabilità e può essere azionata da qualsiasi motrice con potenza minima di 55 kW (70 CV ECE) e presa di forza a 1000 giri/min. Il comando centralizzato delle diverse tecniche di pulizia durante la marcia, accresce ulteriormente l'efficienza e riduce il consumo di carburante. La silenziosa propulsione totalmente idraulica, con impianto di raffreddamento ampiamente dimensionato, mette in movimento il rullo pick-up ed un lungo nastro setaccio. In una fase di setacciamento a vibrazione, ottenuta mediante tre alberi eccentrici, vengono separata anche le particelle di sporco più piccole. Il nastro le trasporta poi nel contenitore di raccolta, che ha una capacità di 1.5 m<sup>3</sup>. Ideale per le spiagge di media grandezza.

#### CARATTERISTICHE TECNICHE

Lunghezza fuori tutto:	5450 mm
Larghezza (pneumatici di serie):	2300 mm
Altezza:	2100 mm
Altezza di scarico contenitore di raccolta:	2600 mm
Peso a vuoto:	1800 kg
Carico utile:	1000 kg
Peso complessivo ammesso:	2800 kg

---

Carico ammesso sul timone di traino:	500 <i>kg</i>
Presa di forza:	1000 <i>giri/min</i>
Larghezza di lavoro:	1800 <i>mm</i>
Superficie lavorata:	fino a 20000 <i>m<sup>2</sup>/h</i>
Contenitore di raccolta:	1500 <i>l</i>

### 1.6.2 BEACHTECH 2800



Figura 1.30 Modello Beachtech 2800

Il BeachTech 2800 è un mezzo «allround» ideale per le spiagge medie e grandi. Unisce i vantaggi del BeachTech 3000 (vedi Paragrafo 1.6.3) a quelli del BeachTech 2000, cioè grande larghezza di lavoro e limitato ingombro grazie alle dimensioni compatte. La tecnologia evoluta ed il grande volume di carico assicurano una qualità ottimale nella pulizia della spiaggia. Il BeachTech 2800 garantisce una pulizia della spiaggia non-stop. Grazie alla tecnica di raccolta mista l'operatore ha la possibilità di combinare i due procedimenti: passando dalla zona della spiaggia umida a quella asciutta può cambiare in qualunque momento dal rastrellamento al setacciamento o alla tecnica mista senza fermarsi. Perciò tutta la spiaggia può essere pulita senza perdite di tempo con un solo ciclo di lavoro. Su terreno bagnato, umido o asciutto il BeachTech 2800 realizza prestazioni di pulizia eccellenti qualunque sia lo stato della sabbia. Con le ruote tastatrici, disponibili come optional, si mantiene costante la profondità di lavoro anche su fondi molto irregolari. Il BeachTech 2800 lavora brillantemente anche sui terreni difficili.

## CARATTERISTICHE TECNICHE

Lunghezza fuori tutto:	5800 <i>mm</i>
Larghezza:	2500 <i>mm</i>
Altezza:	2100 <i>mm</i>
Larghezza pneumatici:	520 <i>mm</i>
Altezza di scarico contenitore di raccolta:	2600 <i>mm</i>
Peso a vuoto:	2500 <i>kg</i>
Carico utile:	1000 <i>kg</i>
Peso complessivo ammesso:	4500 <i>kg</i>
Profondità di lavoro:	fino a 300 <i>mm</i>
Larghezza di lavoro:	2500 <i>mm</i>
Superficie lavorata:	fino a 30000 <i>m<sup>2</sup>/h</i>
Contenitore di raccolta:	2800 <i>l</i>

### 1.6.3 BEACHTECH 3000



Figura 1.31 Modello Beachtech 3000

Il BeachTech 3000 è studiato per una pulizia efficiente ed economica delle spiagge ampie e molto estese. Il sistema di setaccio a doppio nastro consente, utilizzando l'intera larghezza di lavoro di 2500 *mm*, di ottenere una prestazione ancora superiore. Il BeachTech 3000 raggiunge una resa di lavoro massima di 30000 *m<sup>2</sup>/h* su sabbia

asciutta e di  $15000 \text{ m}^2/\text{h}$  su terreno umido. Il volume di carico di  $4.7 \text{ m}^2$  garantisce un ampio raggio d'azione e richiede solo poche fermate intermedie per il punto di scarico. Il BeachTech 3000 può essere azionato da qualsiasi trattore con potenza minima di  $59 \text{ kW}$  (80 CV ECE) e presa di forza di  $1000 \text{ giri}/\text{min}$ . La presa di moto del trattore aziona l'impianto idraulico del BeachTech 3000. Due pompe idrostatiche muovono il rullo pick-up e i due nastri setaccio. L'inclinazione del primo nastro e la profondità del rullo pick-up sono mantenute costanti da una pompa idraulica ad ingranaggi. All'abbassamento del gruppo setaccio/rastrello si stabiliscono la regolazione della profondità e la tecnica di pulizia. I rifiuti vengono trasportati durante la marcia sul primo nastro setaccio vibrante, nel quale la sabbia viene setacciata; lo sporco residuo passa sul secondo nastro setaccio, finisce poi nel contenitore di raccolta e da qui nel cassone ribaltabile.

#### CARATTERISTICHE TECNICHE

Lunghezza fuori tutto:	7000 mm
Lunghezza con contenitore di raccolta:	5700 mm
Larghezza (pneumatici di serie):	2550 mm
Altezza:	2320 mm
Altezza con contenitore di raccolta sollevato:	4000 mm
Peso a vuoto:	3300 kg
Carico utile:	2700 kg
Peso complessivo ammesso:	6000 kg
Carico ammesso sul timone di traino:	1500 kg
Presa di forza:	1000 giri/min
Larghezza di lavoro:	2500 mm
Superficie lavorata:	fino a $30000 \text{ m}^2/\text{h}$
Contenitore di raccolta:	700 l
Cassone ribaltabile:	4000 l

### 1.6.4 BEACHTECH MARINA



Figura 1.32 Modello Beachtech Marina

Si tratta di un veicolo maneggevole, che si trova a suo agio nei passaggi stretti. Il BeachTech Marina assicura un lavoro perfetto a 360° nella pulizia della spiaggia: dalla raccolta delle particelle di sporco alla finitura. I rifiuti vengono separati minuziosamente dalla sabbia e trasportati nel contenitore di raccolta. Il finisher sterzante a regolazione idraulica spiana poi la sabbia pulita. Il rullo pick-up trasferisce lo sporco sul nastro setaccio. La posizione del rullo e la profondità regolabile del coltello di raccolta vengono adattati alle caratteristiche della sabbia. Il nastro setaccio separa affidabilmente i rifiuti indesiderati dalla sabbia. Il nastro setaccio trasporta i rifiuti in completa assenza di sabbia nel contenitore di raccolta. Tutte le funzioni sono provviste di un sistema di sicurezza: in caso di sovraccarico o di azionamento errato suona un segnale di avvertimento. Con un'altezza di scarico di 1.63 m il contenitore di raccolta del BeachTech Marina può essere svuotato anche direttamente in un container.

#### CARATTERISTICHE TECNICHE

Larghezza di lavoro:	1400 <i>mm</i>
Profondità di lavoro:	fino a 200 <i>mm</i>
Volume di carico:	500 <i>l</i>
Superficie lavorata:	15000 <i>m<sup>2</sup>/h</i>
Altezza di scarico contenitore di raccolta:	1634 <i>mm</i>
Peso massimo consentito:	3500 <i>kg</i>
Carico utile complessivo:	1000 <i>kg</i>

Velocità massima:	32 km/h
Motore:	Kubota 31 KW / 42 CV turbodiesel
Cilindrata:	1498 cm <sup>3</sup>
Coppia:	119.6 Nm, 2000 giri/min
Numero di cilindri:	4
Trazione:	integrale idrostatica

### 1.6.5 SWEEPY HYDRO



Figura 1.33 Modello Sweepy Hydro

Sweepy hydro è un pulisci spiaggia di nuova concezione con trazione idrostatica. È perfetto per pulire e livellare piccoli tratti di spiaggia, ma anche per campi di beach volley ed altre superfici sabbiose. La manovrabilità del mezzo consente di lavorare anche tra ombrelloni e lettini. Il sistema modulare di attacco rapido trasforma in brevissimo tempo il piccolo pulisci spiaggia in una falciatrice, una tritatrice, uno spazzaneve, una fresa agricola o una spazzatrice, per un impiego economico anche fuori dalla spiaggia e per tutto l'anno. Il setaccio realizzato in esecuzione doppia per ridurre al minimo le vibrazioni, pulisce efficacemente anche la sabbia bagnata. La maneggevolezza del BeachTech Sweepy hydro è dovuta alla rotazione fino a 360° attorno al suo asse verticale e alla retromarcia. Contribuiscono alla qualità di lavoro il baricentro basso e la solida struttura, grazie ai quali il BeachTech Sweepy hydro richiede pochissima manutenzione ed è poco soggetto ad usura. La velocità è regolabile in continuo dall'operatore con una manopola. Lo sterzo totalmente idrostatico con dispositivo d'arresto di sicurezza, rende facilissime le inversioni di marcia.

## CARATTERISTICHE TECNICHE

Larghezza di lavoro:	max 1050 <i>mm</i>
Profondità di lavoro:	fino a 120 <i>mm</i>
Superficie lavorata:	4200 <i>m<sup>2</sup>/h</i>
Lunghezza:	2650 <i>mm</i>
Larghezza:	1195 <i>mm</i>
Altezza:	regolabile 1000 – 1600 <i>mm</i>
Setacci intercambiabili:	2 a corredo con differente magliatura
Contenitore di raccolta:	44 <i>l</i> estraibile
Capacità complessiva di raccolta:	80 <i>l</i>
Velocità massima:	6.5 <i>km/h</i>
Motore:	benzina a 4 tempi 9.1 <i>CV</i> / 6.7 <i>kW</i> raffreddato ad aria
Trazione:	regolabile in continuo (avanti e indietro)
Trasmissione:	idrostatica
Sterzo:	totalmente idrostatico

Queste soluzioni attualmente sul mercato sono in ogni caso dispositivi ad elevata massa complessiva che per il loro azionamento necessitano di macchine con motore endotermico con potenza superiore comunque ai 4 *hp* e di un operatore umano per la loro conduzione.

Sulla base di quanto detto si è pensato di progettare e realizzare un modello di pulisci spiaggia totalmente elettrico.

In particolare, la realizzazione del sistema di locomozione ed un organo terminale costruttivamente semplice e funzionale, è stato reso possibile attraverso un attento studio della geometria del sistema unito ai concetti fondamentali della teoria della Terrameccanica. Nel prossimo capitolo si riporta la teoria alla base dell'interazione veicolo-terreno su terreni deformabili.

## 2 TERRAMECCANICA

La disciplina che studia la relazione tra le prestazioni dei veicoli off-road e il tipo terreno prende il nome di *Terrameccanica*.

In operazioni off-road sono diverse le tipologie di terreni che possono essere incontrati come ad esempio: neve fresca, terreni fangosi, terreni sabbiosi e terreni argillosi i quali presentano differenti comportamenti e caratteristiche che impongono severe limitazioni alla mobilità dei veicoli.

Un'adeguata conoscenza delle proprietà meccaniche del terreno e della sua risposta ai carichi è quindi essenziale per lo sviluppo ed il progetto di un veicolo off-road per un dato ambiente di lavoro.

Su un dato terreno, le performance di un veicolo off-road sono in gran parte legate alla modalità con cui il veicolo interagisce con esso, di conseguenza, una adeguata comprensione della meccanica delle interazioni veicolo-terreno è fondamentale per la corretta determinazione dei parametri progettuali e della configurazione del veicolo per soddisfare specifici requisiti operativi.

Nel corso degli anni sono stati proposti vari metodi empirici e teorici, per predire le prestazioni di veicoli off-road in ambienti di lavoro difficili.

E' opportuno, innanzitutto, fare un accenno sulla distribuzione dello stress nel terreno quando esso è sottoposto al carico di un veicolo.

### 2.1 APPLICAZIONE DELLA TEORIA DELL'EQUILIBRIO PLASTICO ALLA INTERAZIONE TRA VEICOLO E TERRENO

Alcuni tipi di terreni possono essere assimilati idealmente a un materiale elasto-plastico la cui relazione stress-strain è mostrata in Figura 2.1.

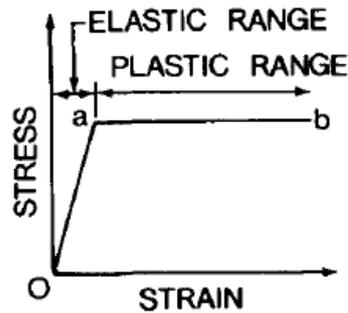


Figura 2.1 Comportamento di un materiale elasto plastico

Dalla figura si evince che se il carico di un veicolo applicato al terreno eccede un certo valore, denotato con “a”, un incremento di stress infinitesimo oltre tale punto produce un rapido incremento della deformazione, passando conseguentemente da un regime elastico ad un regime plastico.

Lo stato che precede il flusso plastico è solitamente indicato come equilibrio plastico. La transizione da stato di equilibrio plastico a flusso plastico individua la *rottura dei terreni*.

Tra i differenti criteri proposti per studiare la rottura dei terreni, il più semplice è il criterio di Mohr-Coulomb [1]. Tale criterio stabilisce che la rottura avviene quando il cerchio di Mohr tocca l’involuppo a rottura, cioè quando la tensione tangenziale agente eguaglia la tensione  $\tau$  di scorrimento (o di resistenza al taglio) del materiale espressa dalla (2.1)

$$\tau = c + \sigma \tan \phi \quad (2.1)$$

dove  $c$  indica la coesione del materiale (aliquota adesiva, intercetta della retta limite),  $\sigma$  è la tensione normale sulla superficie di taglio,  $\phi$  è detto angolo di attrito (o di resistenza al taglio), il termine  $\sigma \tan \phi$  è relativo all’aliquota di attrito (pendenza della retta limite).

Quanto appena detto è descritto graficamente in Figura 2.2.

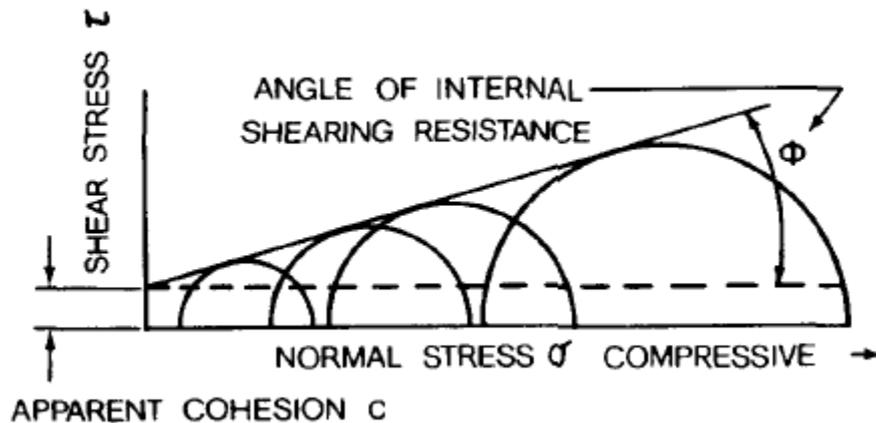


Figura 2.2 Criterio di rottura di Mohr-Coulomb

L'involuppo a rottura separa gli stati tensionali possibili da quelli privi di significato fisico in quanto incompatibili con la resistenza del materiale.

La resistenza al taglio di un terreno in una direzione è la massima tensione tangenziale  $\tau$  che può essere applicata alla struttura del terreno, in quella direzione, prima che si verifichi la rottura, ovvero quella condizione in cui le deformazioni sono inaccettabilmente elevate.

Nella Meccanica dei Terreni si parla di resistenza al taglio perché in tali materiali, a causa della loro natura particellare, le deformazioni (e la rottura) avvengono principalmente per scorrimento relativo fra i grani.

La resistenza al taglio di ghiaie e sabbia risulta essere dovuta principalmente all'attrito interno poiché è nulla o molto piccola la componente di coesione  $c$ .

Di conseguenza la formula (2.1) assume la seguente forma:

$$\tau = \sigma \tan \phi \quad (2.2)$$

Nel piano di Mohr, lo stato di tensione limite (che per semplicità verrà considerato piano), corrispondente alla rottura, sarà rappresentato da un cerchio di Mohr tangente all'involuppo di rottura (come evidenziato in Figura 2.2).

I parametri di resistenza al taglio  $c$  e  $\phi$  possono essere misurati con differenti strumenti [2]. Per lo studio dei veicoli, "piatti di taglio" rettangolari o anulari (mostrati in Figura 2.3) sono generalmente utilizzati per simulare l'azione di taglio del veicolo all'interfaccia col terreno.

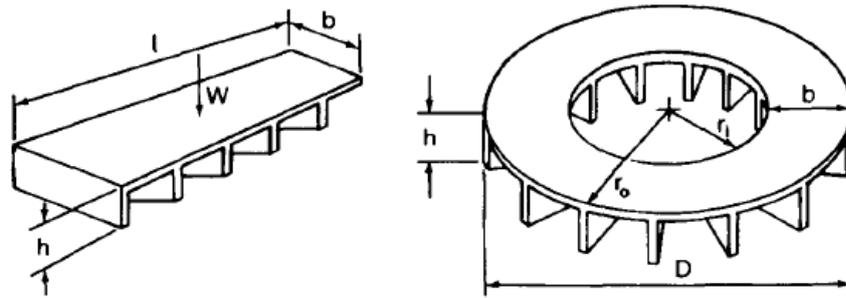


Figura 2.3 Piatti di taglio per la determinazione dei parametri di resistenza al taglio

Per illustrare le applicazioni del criterio di Mohr-Coulomb, si può considerare il problema dell'equilibrio plastico di un prisma in una massa semi-infinita.

Il prisma di terreno con peso unitario  $\gamma_s$ , profondità  $Z$  e larghezza unitaria si trova in una condizione di incipiente rottura dovuto all'azione delle pressioni laterali come mostrato in Figura 2.4.

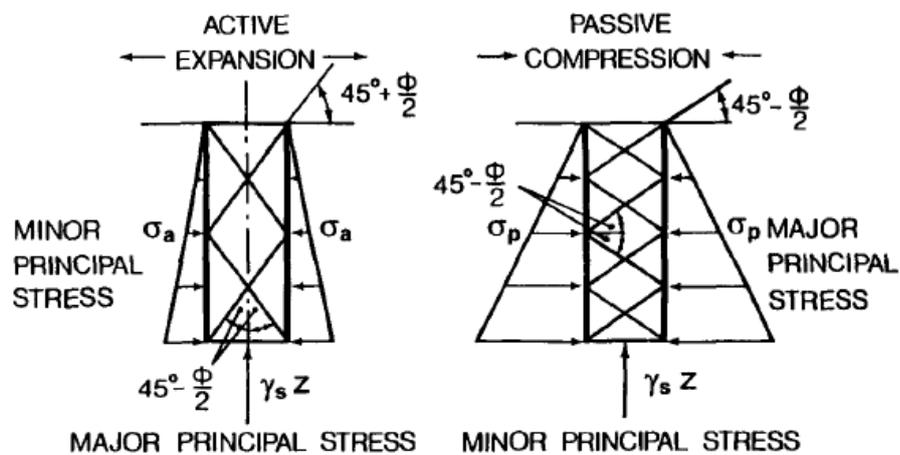


Figura 2.4 Rottura attiva e passiva del terreno

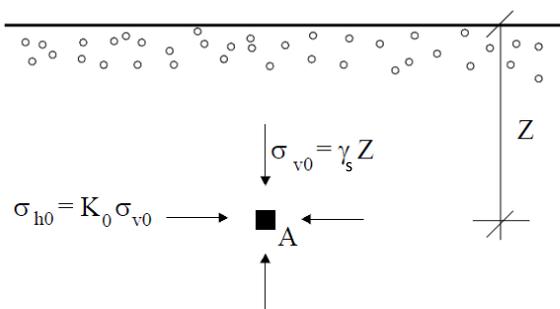


Figura 2.5 Tensioni geostatiche in un deposito di terreno omogeneo, incoerente, delimitato da una superficie piana e orizzontale

Sul fronte verticale del prisma non sono presenti sforzi di taglio, e quindi lo sforzo normale alla base del prisma e lo sforzo normale sul lato verticale risultano essere tensioni principali.

Con riferimento alla Figura 2.5 la tensione verticale  $\sigma_{v0}$  corrisponde alla tensione principale maggiore  $\sigma_1$ , mentre la tensione orizzontale  $\sigma_{h0}$  corrisponde alla tensione principale minore  $\sigma_3$ . Sia la tensione verticale che la tensione orizzontale valgono zero in superficie ( $Z = 0$ ) e variano linearmente con la profondità  $Z$ , rispettivamente con gradiente  $\gamma_s$  e con gradiente  $K_0 \gamma_s$ .

Si assume inizialmente che il terreno abbia resistenza al taglio definita dal criterio di rottura di Mohr Coulomb

$$\tau = \sigma \tan \phi$$

Il prisma può essere condotto in uno stato di equilibrio plastico attraverso due differenti operazioni quali: espansione e compressione in direzione orizzontale.

Con riferimento alla Figura 2.6 se si suppone una condizione di espansione del prisma, si ha che la tensione principale minore, ossia la tensione normale sul fronte verticale, si riduce dal valore iniziale  $\sigma_{h0}$  al valore minimo compatibile con l'equilibrio plastico  $\sigma_a$ , detta *tensione limite attiva* [3], che corrisponde alla tensione principale minore ( $\sigma_a = \sigma_3$ ) del cerchio di Mohr tangente alla retta di involuppo a rottura; la tensione principale maggiore, ossia quella normale alla base, invece resta inalterata ( $\sigma_{v0} = \sigma_1$ ).

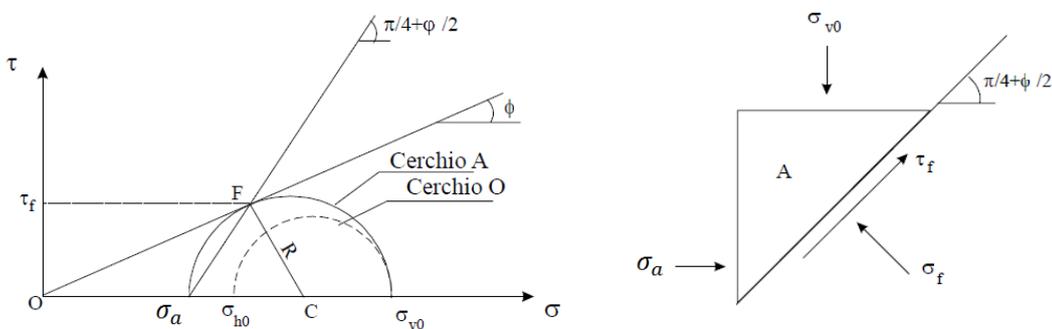


Figura 2.6 Stato tensionale e piani di scorrimento nella condizione di spinta attiva

La tensione tangenziale critica, il cui valore  $\tau_f$  è l'ordinata del punto  $F$  di tangenza del cerchio di Mohr con la retta di involuppo a rottura, agisce su un piano che forma un

angolo di  $\left(\frac{\pi}{4} + \frac{\phi}{2}\right)$  con la direzione orizzontale. In condizioni di rottura per raggiungimento dello stato di equilibrio limite inferiore (spinta attiva), il terreno inizia a scorrere lungo questi piani.

Qualsiasi ulteriore espansione determinerebbe il flusso plastico all'interno del terreno. In questo caso il peso del terreno aiuta a produrre una espansione e la rottura che ne consegue prende il nome di *rottura attiva*.

Nel caso in cui, invece, il prisma di terreno è soggetto ad uno stato di compressione la tensione normale orizzontale progressivamente cresce fino al valore massimo compatibile con il criterio di rottura di Mohr Coulomb, mentre la tensione alla base rimane anche in questo caso invariata. In questo caso il peso del terreno si oppone alla compressione laterale dello stesso e la risultante rottura prende il nome di *rottura passiva*. In tali condizioni la tensione verticale efficace corrisponde alla tensione principale minore  $\sigma_{v0} = \sigma_3$ , e quella orizzontale, detta *tensione limite passiva*, alla tensione principale maggiore  $\sigma_p = \sigma_1$ .

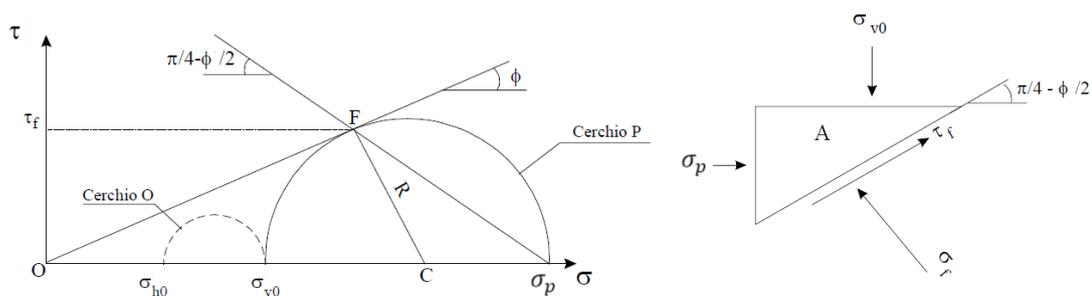


Figura 2.7 Stato tensionale e piani di scorrimento nella condizione di spinta passiva

Se il deposito di terreno asciutto, omogeneo e delimitato da una superficie orizzontale è dotato anche di coesione oltre che di attrito, la resistenza al taglio definita dal criterio di rottura di Mohr-Coulomb è

$$\tau = c + \sigma \tan \phi$$

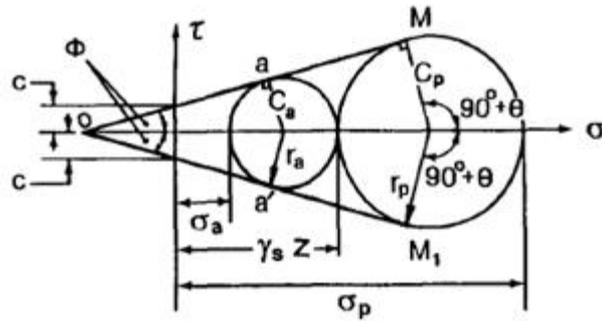


Figura 2.8 Criterio di Mohr Coulomb

I casi di rottura attiva e rottura passiva sono riportati in Figura 2.8 in condizione di coesione diversa da zero.

I due casi appena menzionati fanno riferimento alla teoria di Rankine [5], indicati come stato attivo e stato passivo di Rankine, e possono essere studiati come già accennato introducendo i cerchi di Mohr.

Considerando la condizione di rottura attiva del terreno il cerchio  $C_a$  (Figura 2.8) può perciò essere tracciato per rappresentare lo stato di tensione relativo a questa condizione. Il cerchio è tangente alle linee  $OM$  e  $OM_1$ , che rappresentano le rette di inviluppo a rottura nel criterio di Mohr Coulomb.

Il punto di intersezione tra il cerchio e l'asse orizzontale nel piano di Mohr individua la tensione limite attiva e dalla geometria del diagramma di Mohr può essere determinata come

$$\sigma_a = \gamma_s Z - 2r_a \quad (2.3)$$

dove  $r_a$  è il raggio del cerchio  $C_a$  mostrato in Figura 2.8 e vale

$$r_a = \frac{1}{1 - \sin \phi} (c \cos \phi + \sigma_a \sin \phi) \quad (2.4)$$

perciò,

$$\sigma_a = \gamma_s Z - \frac{2}{1 - \sin \phi} (c \cos \phi + \sigma_a \sin \phi) \quad (2.5)$$

e

$$\sigma_a = \frac{\gamma_s Z}{(1 + \sin \phi)/(1 - \sin \phi)} - \frac{2c \cos \phi / (1 - \sin \phi)}{(1 + \sin \phi)/(1 - \sin \phi)}$$

$$\begin{aligned}
&= \frac{\gamma_s Z}{\tan^2(45^\circ + \phi/2)} - \frac{2c \tan(45^\circ + \phi/2)}{\tan^2(45^\circ + \phi/2)} \\
&= \gamma_s Z \frac{1}{N_\phi} - 2c \frac{1}{\sqrt{N_\phi}}
\end{aligned} \tag{2.6}$$

dove  $N_\phi$  è pari a  $\tan^2(45^\circ + \phi/2)$  ed è chiamato valore di flusso.

È interessante sottolineare che il cerchio  $C_a$  tocca le rette di involuppo a rottura  $OM$  e  $OM_1$  in corrispondenza dei punti  $a$  ed  $a'$  come mostrato in Figura 2.8. Questo indica che ci sono due piani inclinati, rispetto al piano della tensione principale maggiore, di un angolo pari a  $45^\circ + \phi/2$  in cui la tensione tangenziale soddisfa il criterio di Mohr Coulomb. Questi piani sono chiamati superfici di scorrimento e l'intersezione tra la superficie di scorrimento ed il piano di disegno è solitamente denominato linea di taglio o linea di scorrimento.

Considerando il caso di rottura attiva, fin quando la tensione principale massima è verticale, il campo delle linee di scorrimento comprende linee parallele inclinate rispetto alla orizzontale di un angolo pari a  $45^\circ + \phi/2$  come mostrato in Figura 2.4 e Figura 2.6.

Considerando la rottura passiva del materiale, causata da una compressione laterale dello stesso, la tensione normale che agisce alla base dell'elemento corrisponde, come già sottolineato, alla tensione minima principale. Può perciò essere tracciato il cerchio  $C_p$  per rappresentare la condizione di incipiente rottura passiva del terreno. Il punto di intersezione tra il cerchio e l'asse orizzontale nel piano di Mohr individua la tensione limite passiva e dalla geometria del diagramma di Mohr può essere determinata come

$$\sigma_p = \gamma_s Z + 2r_p \tag{2.7}$$

dove  $r_p$  è il raggio del cerchio  $C_p$  e vale

$$r_p = \frac{1}{\sin \phi} (c \cos \phi + \gamma_s Z \sin \phi) \tag{2.8}$$

perciò,

$$\sigma_p = \gamma_s Z \frac{1 + \sin \phi}{1 - \sin \phi} + 2c \frac{\cos \phi}{1 - \sin \phi}$$

$$\begin{aligned}
 &= \gamma_s Z \tan^2(45^\circ + \phi/2) + 2c \tan(45^\circ + \phi/2) \\
 &= \gamma_s Z N_\phi + 2c\sqrt{N_\phi}
 \end{aligned} \tag{2.9}$$

Nel caso di rottura passiva, fin quando la tensione principale massima è orizzontale, il campo delle linee di scorrimento comprende linee parallele inclinate rispetto alla orizzontale di un angolo pari a  $45^\circ - \phi/2$  come mostrato in Figura 2.4 e Figura 2.7.

Se una pressione  $q$  è applicata sulla superficie del suolo, generalmente indicata come sovraccarico, allora la tensione normale alla base di un elemento alla profondità  $Z$  è

$$\sigma = \gamma_s Z + q \tag{2.10}$$

Di conseguenza la tensione limite attiva e passiva assumono le seguenti espressioni

$$\sigma_a = \gamma_s Z \frac{1}{N_\phi} + q \frac{1}{N_\phi} - 2c \frac{1}{\sqrt{N_\phi}} \tag{2.11}$$

$$\sigma_p = \gamma_s Z N_\phi + q N_\phi + 2c \sqrt{N_\phi} \tag{2.12}$$

La teoria della tensione limite passiva nella meccanica della interazione veicolo-terreno trova applicazione nel caso del calcolo delle forze agenti su una benna meccanica, durante il suo affondamento nel terreno di lavorazione, oppure nel caso di ruote dotate di pale radiali come mostrato in Figura 2.9.

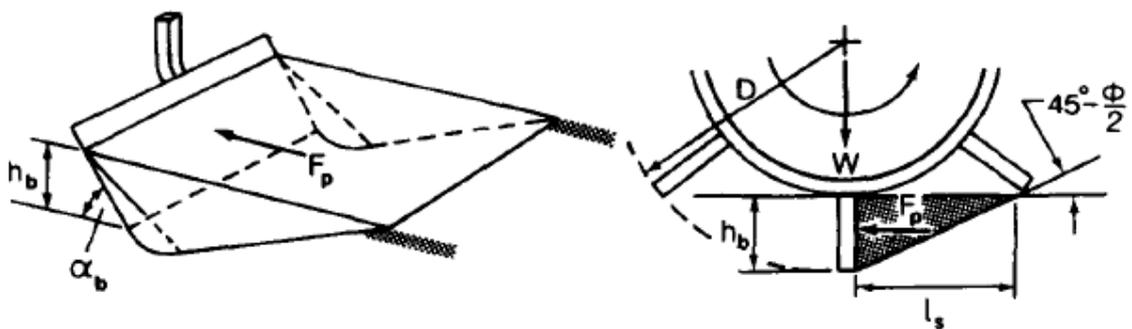


Figura 2.9 Interazione di una benna meccanica e di una ruota con palette radiali con il suolo

Se la “cutting blade” è verticale e la sua superficie è relativamente liscia, allora si avrà che la pressione esercitata sul terreno sarà una tensione principale e sarà pari alla tensione limite passiva  $\sigma_p$ .

Se non sono presenti sovraccarichi la forza risultante che agisce sulla pala per unità di larghezza può essere calcolata integrando la tensione limite passiva  $\sigma_p$  alla profondità  $h_b$ .

$$\begin{aligned}
 F_p &= \int_0^{h_b} \sigma_p dz = \int_0^{h_b} \left( \gamma_s Z N_\phi + 2c \sqrt{N_\phi} \right) dz \\
 &= \frac{1}{2} \gamma_s h_b^2 N_\phi + 2c h_b \sqrt{N_\phi}
 \end{aligned} \tag{2.13}$$

Se è presente un sovraccarico sulla superficie del terreno di fronte alla lama, la forza risultante può essere espressa come

$$\begin{aligned}
 F_p &= \int_0^{h_b} \sigma_p dz = \int_0^{h_b} \left( \gamma_s Z N_\phi + q N_\phi + 2c \sqrt{N_\phi} \right) dz \\
 &= \frac{1}{2} \gamma_s h_b^2 N_\phi + q h_b N_\phi + 2c h_b \sqrt{N_\phi}
 \end{aligned} \tag{2.14}$$

Tuttavia a causa della presenza di attrito e/o adesione tra suolo e la superficie della “cutting blade”, esiste anche uno stress di taglio. Di conseguenza la pressione normale alla superficie di contatto non è più la tensione principale ed il modello di cedimento del terreno assume la forma riportata nella Figura 2.10 [4].

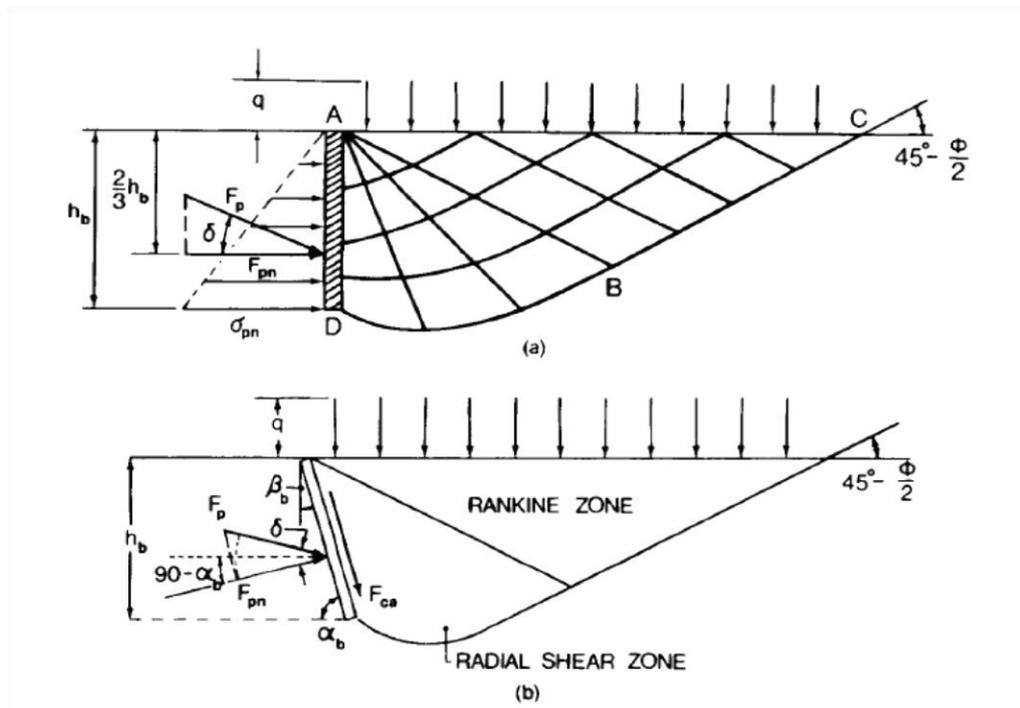


Figura 2.10 Modelli di cedimento del terreno davanti (a) una lama verticale e (b) una lama inclinata nel suolo

Si deduce che il terreno nella zona  $ABC$  si trova in condizione di stato limite passivo della teoria di Rankine, caratterizzato da dritte linee di scorrimento inclinate rispetto all'orizzontale di un angolo pari a  $45^\circ - \phi/2$ . La zona  $ABD$  adiacente alla lama è caratterizzata invece da linee curve e radiali di scorrimento e questa zona è solitamente indicata come zona di taglio radiale.

La presenza di attrito e/o adesione tra la lama ed il terreno fa sì che la relazione (2.12) non possa più essere utilizzata per predire la tensione limite passiva.

Facendo riferimento alla Figura 2.10(a) la componente  $\sigma_{pn}$  della tensione limite passiva che agisce normalmente ad una lama scabra verticale ad una profondità  $Z$  al di sotto di  $A$ , può essere approssimativamente espresso mediante la seguente equazione lineare

$$\sigma_{pn} = \gamma_s Z K_{p\gamma} + q K_{pq} + c K_{pc} \quad (2.15)$$

dove  $q$  è il sovraccarico e  $K_{p\gamma}$ ,  $K_{pq}$  e  $K_{pc}$  sono costanti e sono funzione dell'angolo di resistenza al taglio del terreno e dell'attrito tra il terreno e la lama, ma non dipendono da  $Z$  e  $\gamma_s$ .

La forza risultante  $F_p$  è inclinata rispetto alla superficie della lama di un angolo  $\delta$ , indicato come angolo di attrito suolo-metallo.

Se la lama, o la pala radiale della ruota, è inclinata rispetto all'orizzontale di un angolo  $\alpha_b$  (o rispetto alla verticale di un angolo  $\beta_b = 90^\circ - \alpha_b$ ), come mostrato in Figura 2.10, allora la forza risultato  $F_{pn}$  normale alla lama sarà

$$\begin{aligned} F_{pn} &= \frac{1}{\sin \alpha_b} \int_0^{h_b} (\gamma_s Z K_{p\gamma} + q K_{pq} + c K_{pc}) dz \\ &= \frac{1}{2} \gamma_s h_b^2 \frac{K_{p\gamma}}{\sin \alpha_b} + \frac{h_b}{\sin \alpha_b} (q K_{pq} + c K_{pc}) \end{aligned} \quad (2.16)$$

oppure

$$F_{pn} = \frac{1}{2} \gamma_s h_b^2 \frac{K_{p\gamma}}{\cos \beta_b} + \frac{h_b}{\cos \beta_b} (q K_{pq} + c K_{pc}) \quad (2.17)$$

Combinando la componente normale  $F_{pn}$  con la componente di attrito  $F_{pn} \tan \delta$ , la forza risultante  $F_p$ , inclinata rispetto alla superficie della lama di un angolo  $\delta$ , è data da

$$F_p = \frac{F_{pn}}{\cos \delta} = \frac{1}{2} \gamma_s h_b^2 \frac{K_{p\gamma}}{\sin \alpha_b \cos \delta} + \frac{h_b}{\sin \alpha_b \cos \delta} (qK_{pq} + cK_{pc}) \quad (2.18)$$

Oppure

$$F_p = \frac{1}{2} \gamma_s h_b^2 \frac{K_{p\gamma}}{\cos \beta_b \cos \delta} + \frac{h_b}{\cos \beta_b \cos \delta} (qK_{pq} + cK_{pc}) \quad (2.19)$$

In aggiunta all'attrito all'interfaccia terreno-metallo potrebbe esserci anche adesione  $c_a$  tra il terreno e la superficie della lama. La forza di adesione  $F_{ca}$  vale

$$F_{ca} = \frac{h_b}{\sin \alpha_b} c_a = \frac{h_b}{\cos \beta_b} c_a \quad (2.20)$$

In assenza di sovraccarico e di coesione tra suolo e superficie della lama vagliatrice, la forza risultante agente sulla lama è data da

$$F_p = \frac{1}{2} \gamma_s h_b^2 \frac{K_{p\gamma}}{\sin \alpha_b \cos \delta} = \frac{1}{2} \gamma_s h_b^2 \frac{K_{p\gamma}}{\cos \beta_b \cos \delta} = \frac{1}{2} \gamma_s h_b^2 K_p \quad (2.21)$$

dove  $\gamma_s$  è il peso specifico della sabbia e  $h_b$  è la profondità di lavorazione, mentre  $K_p$  è direttamente ricavabile dal grafico di Caquot Kerisel per  $\phi = \delta = 30^\circ$ , al variare della inclinazione  $\beta_b$  della lama rispetto alla verticale e della inclinazione della superficie del suolo  $\theta_s$  [6].

In base a quanto finora detto, è possibile calcolare la forza  $F_p$  che la sabbia esercita sulla pala vagliatrice. Come detto precedentemente e come mostrato in Figura 2.10, è possibile risalire al valore di  $\beta_b$  mediante la relazione  $\beta_b = 90^\circ - \alpha_b$ . Dal grafico di Caquot e Kerisel è possibile risalire al valore del coefficiente  $K_p$  al variare del termine  $\beta_b$  considerando l'inclinazione della superficie del suolo  $\theta_s$  pari a zero.

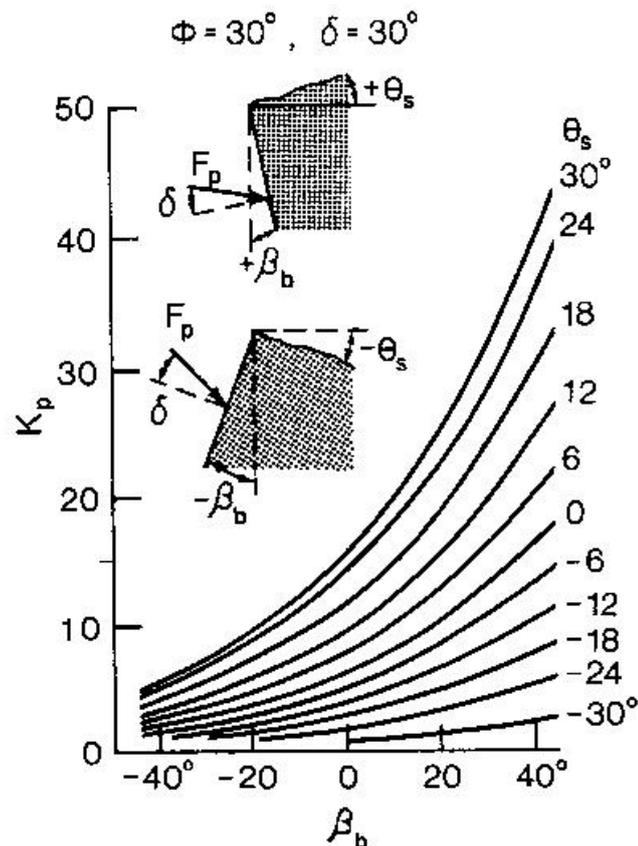


Figura 2.11 Grafico di Caquot e Kerisel

La teoria della tensione limite passiva trova anche applicazioni nella individuazione del massimo carico di un veicolo cingolato che può essere supportato da un determinato terreno senza raggiungere la rottura.

Il carico verticale applicato al suolo da un cingolo rigido può essere idealizzato come una “striscia di carico”. Quando il carico è leggero, il suolo al di sotto del cingolo si trova in una condizione di equilibrio elastico tuttavia, quando il carico aumenta, e raggiunge un determinato valore, il suolo al di sotto del veicolo passa in uno stato di flusso plastico e l’affondamento del cingolo aumenta bruscamente come evidenzia la curva  $C_1$  nel diagramma carico-affondamento mostrato in Figura 2.12. Il carico per unità di area di contatto che causa la rottura è indicato come capacità portante del suolo.

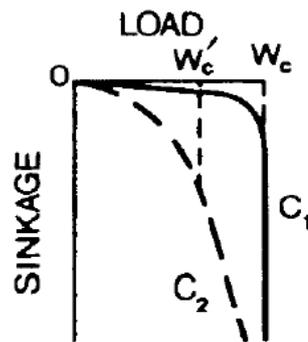


Figura 2.12 Diagramma carico-affondamento in differenti condizioni

In corrispondenza della rottura, il terreno può essere suddiviso in tre zone come mostrato in Figura 2.13.

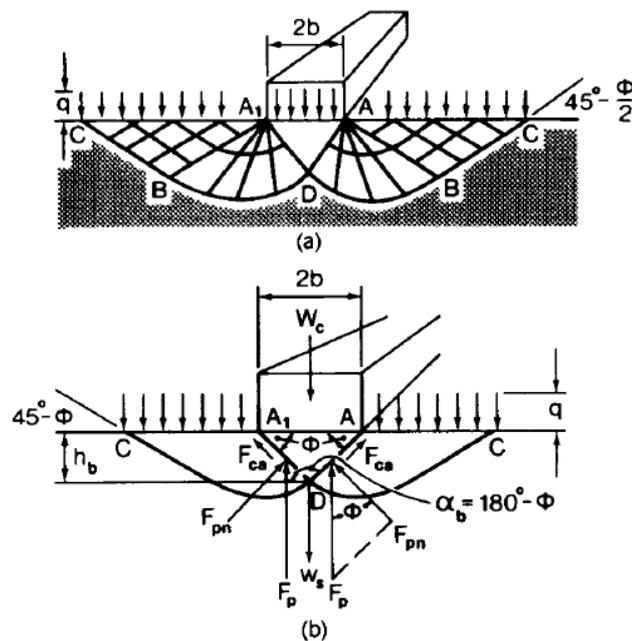


Figura 2.13 Modelli di cedimento sotto (a) strip load e (b) forze agenti in corrispondenza del punto di appoggio

Quando la base del cingolo è relativamente scabra, come accade solitamente, l'attrito e l'adesione limitano i movimenti laterali del suolo immediatamente al di sotto del cingolo.

Il suolo nella zona  $AA_1D$  è in uno stato di equilibrio elastico e si comporta come se fosse rigidamente collegata al cingolo.

Le linee che delimitano tale zona indicate in Figura 2.13 dai segmenti  $AD$  e  $A_1D$  assumono un ruolo analogo alla lama inclinata analizzata precedentemente. Tali

segmenti sono inclinati rispetto all'orizzontale di un angolo pari a  $\phi$  come mostrato in figura e possono essere considerati come lame inclinate di un angolo pari a  $\alpha_b = 180^\circ - \phi$ .

Tuttavia in questa circostanza l'angolo di attrito tra la lama ed il terreno sarà uguale all'angolo di resistenza al taglio  $\phi$  del terreno.

L'area  $ABD$  individua la zona di taglio radiale mentre l'area  $ABC$  individua la zona limite passiva della teoria di Rankine.

Il problema inerente alla determinazione della capacità portate del terreno affinché possano essere supportati "strip loads", può essere risolto facendo riferimento alla teoria della tensione limite passiva discussa precedentemente.

La reazione  $F_p$  mostrata in Figura 2.13, è inclinata di un angolo  $\phi$  rispetto alle normali ai segmenti  $AD$  e  $A_1D$  pari all'angolo alla base della zona a forma di cuneo delimitata da tali segmenti. Dalla (2.19) con  $\alpha_b = 180^\circ - \phi$ ,  $\delta = \phi$  e  $h_b = b \tan \phi$ ,  $F_p$  è espressa da

$$F_p = \frac{1}{2} \gamma_s b^2 K_{p\gamma} \frac{\tan \phi}{\cos^2 \phi} + \frac{b}{\cos^2 \phi} (qK_{pq} + cK_{pc}) \quad (2.22)$$

La forza di adesione  $F_{ca}$  che agisce lungo  $AD$  e  $A_1D$  è pari a

$$F_{ca} = \frac{b}{\cos \phi} c \quad (2.23)$$

Il carico per unità di lunghezza del terreno nella zona  $AA_1D$  è

$$w_s = \gamma_s b^2 \tan \phi \quad (2.24)$$

L'equilibrio della massa di terreno nella zona  $AA_1D$  richiede che la somma delle forze verticali sia uguale a zero.

$$W_c + w_s - 2F_p - 2F_{ca} \sin \phi = 0 \quad (2.25)$$

dove  $W_c$  è il carico critico per unità di lunghezza del cingolo che causa la rottura del suolo al di sotto di esso.

Sostituendo le equazioni (2.22), (2.23), (2.24) in (2.25) l'espressione di  $W_c$  diventa

$$\begin{aligned}
 W_c &= \gamma_s b^2 K_{p\gamma} \frac{\tan \phi}{\cos^2 \phi} + \frac{2b}{\cos^2 \phi} (qK_{pq} + cK_{pc}) + 2bc \tan \phi - \gamma_s b^2 \tan \phi \\
 &= \gamma_s b^2 \tan \phi \left( \frac{K_{p\gamma}}{\cos^2 \phi} - 1 \right) + 2bq \frac{K_{pq}}{\cos^2 \phi} + 2bc \left( \frac{K_{pc}}{\cos^2 \phi} + \tan \phi \right) \quad (2.26)
 \end{aligned}$$

Se si indica con

$$N_\gamma = \frac{1}{2} \tan \phi \left( \frac{K_{p\gamma}}{\cos^2 \phi} - 1 \right) \quad (2.27)$$

$$N_q = \frac{K_{pq}}{\cos^2 \phi} \quad (2.28)$$

e

$$N_c = \frac{K_{pc}}{\cos^2 \phi} + \tan \phi \quad (2.29)$$

allora

$$W_c = 2\gamma_s b^2 N_\gamma + 2bq N_q + 2bc N_c \quad (2.30)$$

Va sottolineato che i valori di  $N_\gamma$ ,  $N_q$  e  $N_c$ , ricavabili dalla Figura 2.14 ed indicati come fattori di capacità portante di Terzaghi [5], sono applicabili solo a terreni compatti caratterizzati da una deformazione, che precede la rottura, molto piccola. Ne consegue che non risulta essere evidente alcun affondamento del cingolo nel terreno finché non venga raggiunto la condizione di equilibrio plastico. Questa tipologia di rottura viene indicata come *rottura a taglio generale*.

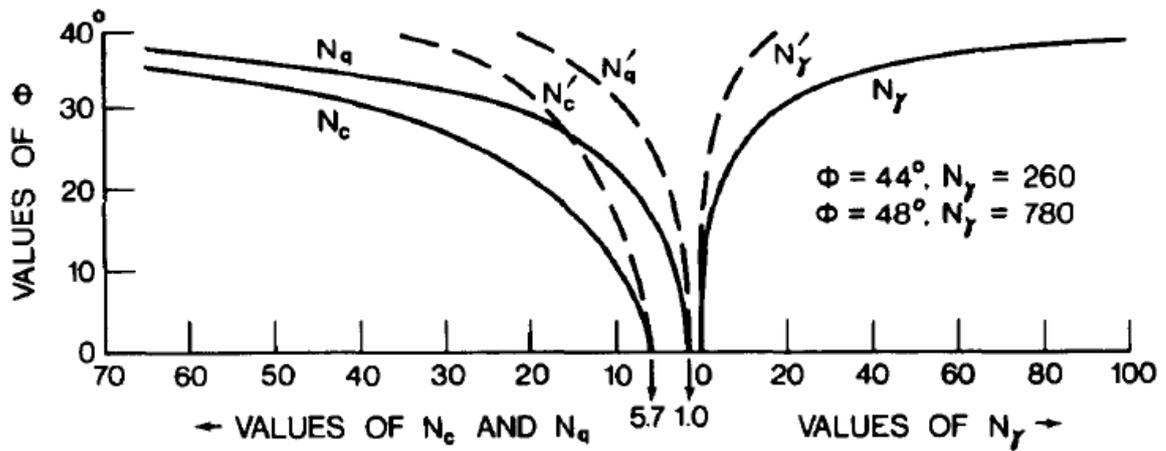


Figura 2.14 Variazioni dei fattori di capacità portante di Terzaghi in funzione dell'angolo di resistenza al taglio  $\phi$

Per terreni incoerenti la rottura è preceduta da una considerevole deformazione del terreno e la relazione tra l'affondamento ed il carico è mostrata in Figura 2.12 dalla curva  $C_2$ .

In questo caso il carico critico che comporta la rottura del terreno è identificato, piuttosto arbitrariamente, come il carico  $W'_c$  in corrispondenza del quale la curva risulta avere tangente piuttosto ripida. Questo tipo di rottura è generalmente indicata come *rottura a taglio locale*.

Nel calcolo del carico critico per la rottura a taglio locale i parametri di resistenza al taglio del terreno  $c'$  e  $\phi'$  sono assunti più piccoli dei rispettivi parametri relativi alla condizione di rottura a taglio generale

$$c' = \frac{2}{3}c \quad (2.31)$$

e

$$\tan \phi' = \frac{2}{3} \tan \phi \quad (2.32)$$

Il carico critico  $W'_c$  per unità di lunghezza del cingolo, per la rottura a taglio locale, è dato da

$$W'_c = 2\gamma_s b^2 N'_y + 2bqN'_q + \frac{4}{3}bcN'_c \quad (2.33)$$

I valori di  $N'_\gamma$ ,  $N'_q$  e  $N'_c$  sono più piccoli rispetto a quelli di, rispettivamente,  $N_\gamma$ ,  $N_q$  e  $N_c$  come si può vedere in Figura 2.14

Il carico critico  $W_{ct}$  di un veicolo cingolato che può essere supportato da due cingoli senza raggiungere la rottura del terreno, supposto sabbioso e asciutto ( $c = 0$ ), può essere stimato considerando il caso di rottura a taglio generale assumendo che non ci siano sovraccarichi  $q$ , con la seguente equazione

$$W_{ct} = 4b^2 l \gamma_s N_\gamma \quad (2.34)$$

La formula (2.34) indica che la capacità di carico di un cingolo in un terreno con elevato attrito interno è direttamente proporzionale al quadrato della larghezza del cingolo. Se ne deduce che per incrementare il massimo carico che il veicolo può trasportare senza che si incorra nella rottura del terreno risulta essere preferibile aumentare la larghezza del cingolo piuttosto che la sua lunghezza.

In terreni di tipo coesivo come l'argilla satura ( $\phi = 0$ ) il carico critico  $W_{ct}$  è dato da

$$W_{ct} = 4blcN_c \quad (2.35)$$

Se ne deduce che sotto queste condizioni il carico critico dipende soltanto dalla superficie di contatto del cingolo. Va sottolineato che l'utilizzo della teoria della capacità portante per individuare il carico massimo di un veicolo cingolato senza che si abbiano affondamenti rilevanti può al massimo solo approssimare i risultati reali in quanto sono state fatte delle assunzioni semplificative che scostano il problema analizzato dalla realtà, quali l'idealizzazione del cingolo ad un piano rigido caratterizzato da una pressione uniformemente distribuita.

## 2.2 MISURA E CARATTERIZZAZIONE DELLA RISPOSTA DEL TERRENO

Un veicolo di terra, attraverso il sistema di locomozione, applica un carico verticale al terreno che si traduce in affondamento dando luogo alla resistenza al moto come mostrato in Figura 2.15.

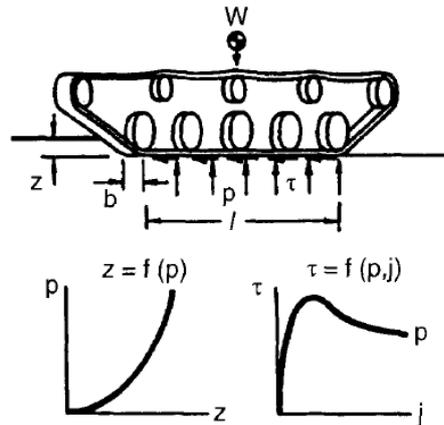


Figura 2.15 Metodo semplificato per la previsione delle prestazioni di un veicolo cingolato

Inoltre la coppia applicata alla ruota dentata motrice del veicolo cingolato avvia le azioni di taglio tra il cingolo ed il terreno, che si traduce in sviluppo della spinta e degli scorrimenti relativi.

La conoscenza delle relazioni pressione normale-affondamento e sforzo tangenziale-spostamento tangenziale, perciò, è di fondamentale importanza allo scopo di prevedere e valutare le prestazioni di un veicolo off-road.

Una delle tecniche più conosciute per la valutazione della risposta del terreno ad un carico, in relazione allo studio della mobilità dei veicoli, è quella proposta da Bekker. Questa tecnica è conosciuta come Bevameter Technique [7]. Questa tecnica comprende due tipologie di test: test con piatti a penetrazione e test a taglio (shear test).

Con il primo test è possibile determinare la relazione pressione-affondamento del terreno e quindi valutare la distribuzione delle pressioni all'interfaccia tra il veicolo ed il terreno e il relativo affondamento.

Nello shear test invece, adottando dei "piatti di taglio" rettangolari o anulari, mostrati in Figura 2.3, per simulare l'azione di taglio, è possibile determinare la relazione sforzo tangenziale-spostamento tangenziale e la resistenza a taglio del terreno.

Se il terreno è considerato omogeneo, entro la profondità di interesse, allora il grafico pressione-affondamento che lo descrive può avere la forma mostrata in Figura 2.16 ed è caratterizzata dalla seguente equazione proposta da Bekker [7]:

$$p = \left( \frac{k_c}{b} + k_\phi \right) z^n \quad (2.36)$$

con  $p$  pressione agente all'interfaccia veicolo-terreno,  $b$  è la dimensione più piccola della superficie di contatto (per i veicoli cingolati con  $b$  si indica la larghezza del cingolo),  $z$  è l'affondamento e  $n$ ,  $k_c$  e  $k_\phi$  sono dei parametri caratteristici.

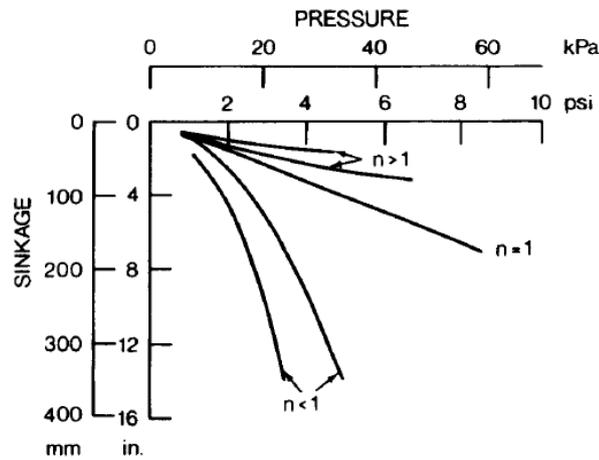


Figura 2.16 Relazione pressione affondamento per differenti terreni omogenei

### 2.3 CARATTERIZZAZIONE DELLA RELAZIONE SHEAR STRESS-SHEAR DISPLACEMENT

Nel momento in cui viene applicata una coppia alla ruota motrice di un veicolo cingolato si sviluppano delle azioni tangenziali all'interfaccia tra il veicolo ed il terreno come mostrato in Figura 2.17.

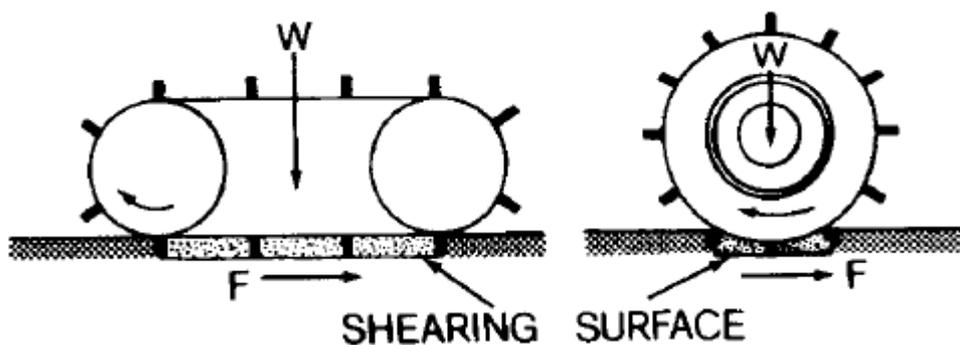


Figura 2.17 Azioni tangenziali per un cingolo e per una ruota

Utilizzando la bevameter technique è possibile calcolare la relazione tensione tangenziale-spostamento tangenziale per poter valutare la spinta di un veicolo e gli scorrimenti relativi. In Figura 2.18 è riportato questo andamento per terreni sabbiosi sotto l'azione di una pressione normale ottenuta utilizzando differenti elementi.

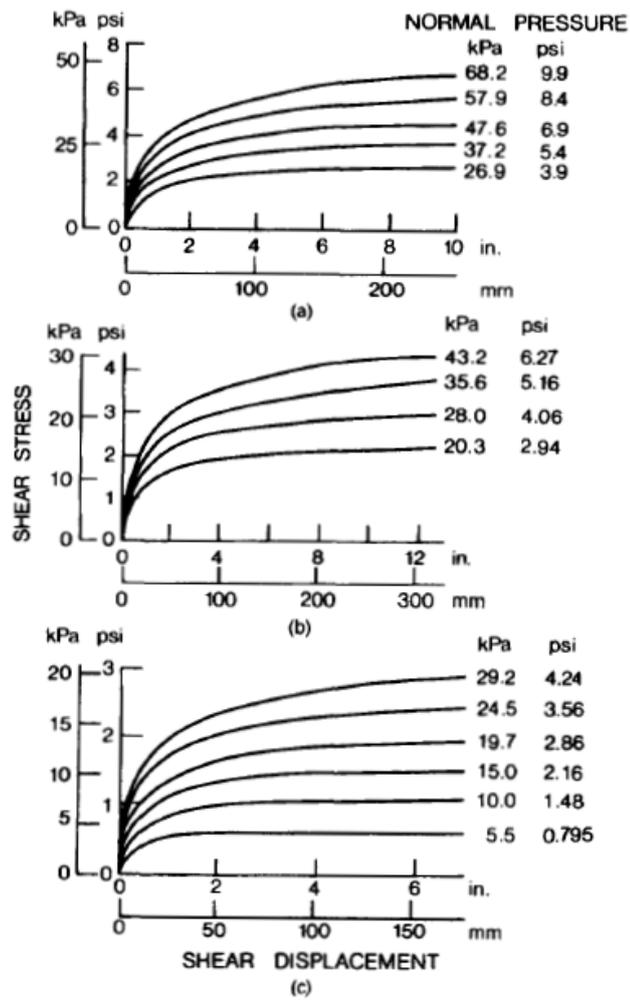


Figura 2.18 Andamento shear stress-shear displacement ottenuto utilizzando (a) un anello di taglio con diametro esterno di 22.2cm, (b) un anello di taglio con diametro esterno di 29.8cm, e (c) un cingolo rigido di 13.2 x 71.1 cm nella sabbia

Se in un grafico riportiamo i valori massimi della resistenza al taglio del terreno al variare della pressione normale è possibile ottenere la retta riportata in Figura 2.19. L'inclinazione della retta determina l'angolo di resistenza al taglio interno  $\phi$  e l'intercetta con l'asse delle tensioni tangenziali individua la coesione apparente  $c$  del terreno. I risultati mostrati in Figura 2.19 evidenziano come i risultati ottenuti utilizzando differenti elementi di taglio come piatti, o anelli, sono del tutto confrontabili.

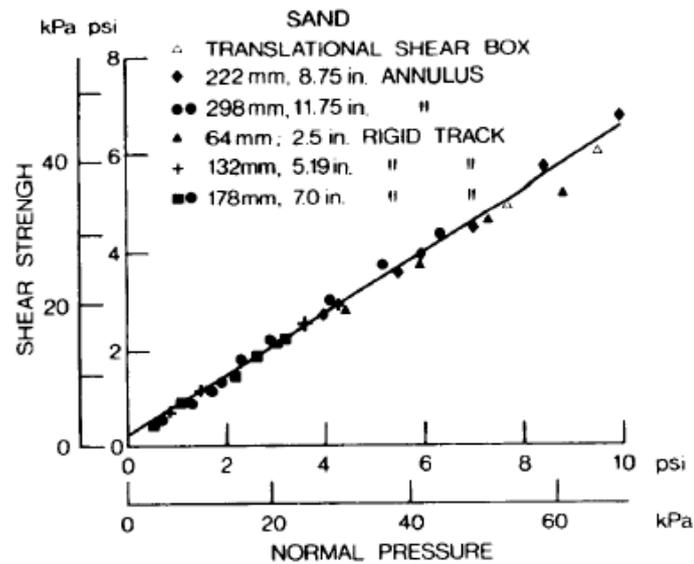


Figura 2.19 Forza di taglio del terreno determinata con vari metodi

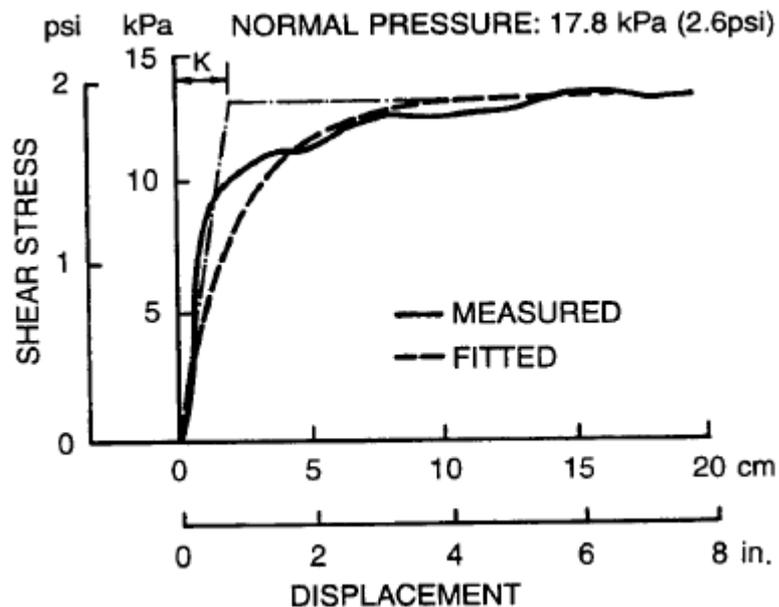


Figura 2.20 Curve di taglio

Per terreni sabbiosi, argilla satura e neve secca fresca l'andamento sforzo tangenziale-spostamento tangenziale è riportato in Figura 2.20

La tensione tangenziale inizialmente cresce rapidamente con l'incremento dello spostamento per poi assestarsi ad un valore costante. Questo andamento può essere descritto da una funzione esponenziale della seguente forma proposta da Janosi e Hanamoto [2][7]:

$$\begin{aligned}\tau &= \tau_{max}(1 - e^{-j/K}) \\ &= (c + \sigma \tan \phi)(1 - e^{-j/K})\end{aligned}\quad (2.37)$$

Dove  $\tau$  è la tensione tangenziale,  $j$  è lo spostamento tangenziale,  $c$  e  $\phi$  sono rispettivamente la coesione e l'angolo interno di resistenza al taglio del terreno e  $K$  invece, definito modulo di deformazione a taglio, determina la forma della curva di taglio.

Il modulo  $K$  può essere considerato come misura dell'entità dello spostamento a taglio richiesto affinché si abbia la massima tensione tangenziale. Il suo valore può essere rappresentato dalla distanza tra l'asse verticale ed il punto di intersezione tra la tangente all'origine alla curva di taglio e la retta orizzontale che individua il massimo valore della tensione tangenziale  $\tau_{max}$ . La pendenza della curva all'origine può essere ottenuta differenziando  $\tau$  rispetto a  $j$  nella equazione (2.37)

$$\left. \frac{d\tau}{dj} \right|_{j=0} = \frac{\tau_{max}}{K} e^{-j/K} \Big|_{j=0} = \frac{\tau_{max}}{K} \quad (2.38)$$

Così, il valore di  $K$  può essere determinato conoscendo la pendenza della curva di taglio e il valore della tensione tangenziale massima.

## 2.4 METODO SEMPLIFICATO PER L'ANALISI DELLE PRESTAZIONI DI UN VEICOLO CINGOLATO

Lo studio della meccanica delle interazioni tra veicoli cingolati e terreno è di fondamentale importanza al fine di determinare metodi affidabili semplificati di analisi, per valutare le prestazioni dei veicoli cingolati in relazione con i parametri di progetto e le caratteristiche dell'ambiente di lavoro.

Uno dei primi metodi per l'analisi parametrica delle performance di un mezzo cingolato è stato sviluppato da Bekker. In questo metodo si fa l'assunzione che il cingolo a contatto con il terreno sia paragonabile a un piano rigido.

### 2.4.1 RESISTENZA AL MOTO DI UN CINGOLO

La reazione normale esercitata sul cingolo dal terreno può essere equiparata alla tensione che agisce al di sotto di un “piatto di affondamento”, alla medesima profondità, in un test di pressione-affondamento.

Se il baricentro del veicolo è posizionato in corrispondenza della mezzeria dell’area di contatto del cingolo, la distribuzione di pressione può essere assunta uniforme lungo la superficie come mostrato in Figura 2.15.

Utilizzando le equazioni di pressione-affondamento proposte da Bekker, per un cingolo con pressione di contatto uniforme lungo l’area di contatto, l’affondamento è dato da

$$z_0 = \left( \frac{p}{k_c/b + k_\phi} \right)^{1/n} = \left( \frac{W/bl}{k_c/b + k_\phi} \right)^{1/n} \quad (2.39)$$

dove  $p$  è la pressione normale,  $W$  è il carico verticale del veicolo cingolato e  $b$  ed  $l$  indicano rispettivamente la larghezza e la lunghezza della superficie di contatto.

Il lavoro compiuto per compattare il terreno e determinare una traccia di larghezza  $b$  lunghezza  $l$  e profondità  $z_0$  è dato da

$$\begin{aligned} Work &= bl \int_0^{z_0} p dz \\ &= bl \int_0^{z_0} (k_c/b + k_\phi) z^n dz \\ &= bl (k_c/b + k_\phi) \left( \frac{z_0^{n+1}}{n+1} \right) \end{aligned} \quad (2.40)$$

sostituendo l’espressione di  $z_0$  nella precedente relazione si ottiene

$$Work = \frac{bl}{(n+1)(k_c/b + k_\phi)^{1/n}} \left( \frac{W}{bl} \right)^{(n+1)/n} \quad (2.41)$$

Supponendo che il veicolo cingolato venga trainato per una distanza  $l$  in direzione orizzontale, il lavoro fatto dalla forza di traino, pari alla forza di resistenza al moto dovuto alla compattazione del terreno  $R_c$ , può essere uguagliato al lavoro verticale fatto per determinare una impronta di lunghezza  $l$ , espresso in (2.41)

$$R_c l = \frac{bl}{(n+1)(k_c/b + k_\phi)^{1/n}} \left(\frac{W}{bl}\right)^{(n+1)/n} \quad (2.42)$$

e

$$\begin{aligned} R_c &= \frac{b}{(n+1)(k_c/b + k_\phi)^{1/n}} \left(\frac{W}{bl}\right)^{(n+1)/n} \\ &= \frac{1}{(n+1)b^{1/n}(k_c/b + k_\phi)^{1/n}} \left(\frac{W}{l}\right)^{(n+1)/n} \end{aligned} \quad (2.43)$$

Questa è la formula per il calcolo della resistenza al moto, dovuto alla compattazione del terreno, di un cingolo con una distribuzione di pressione uniforme alla interfaccia, basata sulla relazione pressione-affondamento di Bekker.

#### 2.4.2 RESISTENZA DI BULLDOZING

Bekker suggerisce che oltre alla forza di resistenza al moto  $R_c$  deve essere presa in considerazione una resistenza dovuto all'azione della sabbia dinanzi al veicolo. Questa resistenza al moto è indicata come resistenza di bulldozing [8]. La resistenza di bulldozing può essere calcolata facendo riferimento alla teoria della tensione limite passiva ed è pari a

$$R_b = b(c \cdot z_0 \cdot K_{pc} + 0.5 \cdot z_0^2 \cdot \gamma_s \cdot K_{p\gamma}) \quad (2.44)$$

Su terreni deformabili in cui l'affondamento del veicolo è significativo, è possibile assumere una rottura a taglio locale davanti al cingolo e di conseguenza la resistenza di bulldozing può essere stimata usando la seguente equazione

$$R_b = b(0.67 \cdot c \cdot z_0 \cdot K'_{pc} + 0.5 \cdot z_0^2 \cdot \gamma_s \cdot K'_{p\gamma}) \quad (2.45)$$

dove  $b$  è la larghezza dell'impronta del cingolo,  $c$  è la coesione del terreno,  $\gamma_s$  è il peso specifico del terreno e  $z_0$  è l'affondamento. Inoltre si ha che

$$K'_{pc} = (N'_c - \tan \phi') \cos^2 \phi' \quad (2.46)$$

$$K'_{p\gamma} = \left(\frac{2N'_\gamma}{\tan \phi'} + 1\right) \cos^2 \phi' \quad (2.47)$$

dove  $N_c$  ed  $N_\gamma$  sono i fattori di capacità portante e  $\tan \phi' = 2/3 \tan \phi$ , essendo  $\phi$  l'angolo di attrito interno del terreno.

Oltre queste resistenze deve essere tenuta in conto anche la resistenza interna di rotolamento. Per veicoli cingolati, la resistenza interna è dovuta alle perdite per attrito nei perni del cingolo, nelle pulegge motrici, nelle pulegge folli e nei cuscinetti.

### 2.4.3 RESISTENZA INTERNA IN UN VEICOLO CINGOLATO

A causa della complessa natura delle resistenze interne in un veicolo cingolato risulta molto complesso stabilire una procedura analitica per poterle predire con una sufficiente accuratezza. In prima approssimazione, la formula (2.48) proposta da Bekker può essere utilizzata per calcolare il valore medio della resistenza interna  $R_{in}$  in un veicolo cingolato convenzionale [7]

$$R_{in} = W(222 + 3V) \quad (2.48)$$

con  $R_{in}$  espressa in newtons,  $W$  è il carico verticale del veicolo espresso in tonnellate e  $V$  è la velocità del veicolo espressa in  $km/h$ .

### 2.4.4 FORZA DI TRAZIONE DI UN CINGOLO

La forza di trazione di un cingolo è prodotta “dallo scambio di forze tangenziali” col terreno come mostrato in Figura 2.17. Il massimo valore della forza di trazione  $F_{max}$  che può essere sviluppata da un cingolo è espressa come

$$\begin{aligned} F_{max} &= A\tau_{max} \\ &= A(c + p \tan \phi) \\ &= Ac + W \tan \phi \end{aligned} \quad (2.49)$$

dove  $A$  è l'area di contatto del cingolo,  $W$  è il carico normale  $\tau_{max}$  è il massimo valore della resistenza al taglio del terreno,  $c$  e  $\phi$  rappresentano la coesione apparente e l'angolo di resistenza al taglio del terreno.

Si può notare che per terreni con elevato attrito interno come ad esempio la sabbia asciutta, la coesione è nulla, di conseguenza il massimo valore della forza di trazione dipende dal peso del veicolo. Maggiore è il peso del veicolo, maggiore è la forza di

trazione che può sviluppare. Per la sabbia asciutta, l'angolo di attrito interno è pari a circa  $35^\circ$ . Perciò ne consegue che il massimo sforzo di trazione di un veicolo su sabbia asciutta può essere previsto pari circa al 70% del peso del veicolo.

#### 2.4.5 STERZATURA DI UN VEICOLO CINGOLATO

Un problema legato a questo sistema di locomozione è rappresentato dalla sterzata. Esistono differenti metodi possibili che permettono di compiere la sterzata in un veicolo cingolato. Per quanto riguarda la sterzata per skid-steering si ha che la spinta di uno dei cingoli viene incrementata in contrapposizione alla spinta sul cingolo opposto che viene ridotta, si genera così una coppia che permette di vincere il momento resistente dovuto allo slittamento del cingolo sul terreno e l'inerzia alla rotazione del veicolo (imbardata) come mostrato in Figura 2.21 [4].

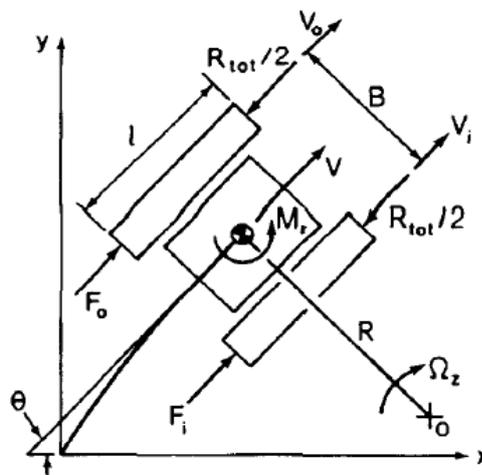


Figura 2.21 Principi sterzata per skid-steering

Si consideri lo studio della sterzata di un veicolo che utilizza cingoli come sistema di locomozione.

Si suppone che il cingolo esterno abbia una velocità di avanzamento  $V_o$  e che quello interno abbia una velocità di avanzamento  $V_i$ .

Note le due velocità è possibile identificare il centro di istantanea rotazione. Per poter effettuare il cambio di direzione, come mostrato nello schema cinematico, è necessario che il cingolo esterno abbia una velocità maggiore rispetto al cingolo interno. Ciò significa che è necessario applicare una coppia motrice al cingolo esterno maggiore

rispetto a quella applicata al cingolo interno. Per cui si ha che per controllo differenziale della coppia sui due cingoli si ottiene la sterzata.

Alla luce di ciò il cingolo esterno scambierà con il terreno una forza longitudinale  $F_0$  maggiore rispetto alla forza relativa al cingolo interno  $F_i$ , indicate in Figura 2.21.

La resistenza di avanzamento si può ritenere si ripartisca equamente su entrambi i cingoli e assume quindi valore sul singolo cingolo pari a  $R_0/2$ .

Poiché il cingolo sta sterzando esisterà anche un momento resistente  $M_r$  che si oppone alla manovra di sterzata. Infatti, affinché il veicolo possa sterzare, sui cingoli si devono avere dei microscorrimenti globali e l'effetto globale sarà equivalente alla presenza di questo momento resistente  $M_r$ . Nel caso di sterzata effettuata a bassa velocità è possibile trascurare il contributo della forza centrifuga come i trasferimenti di carico laterale.

Il comportamento di un veicolo può essere descritto dalla seguenti equazioni di equilibrio

$$m \frac{d^2 s}{dt^2} = F_0 + F_i - R_0 \quad (2.50)$$

$$I_z \frac{d^2 \theta}{dt^2} = \frac{B}{2} (F_0 - F_i) - M_r \quad (2.51)$$

dove si indica con  $s$  lo spostamento del baricentro del veicolo, con  $\theta$  lo spostamento angolare del veicolo, con  $B$  la distanza tra le linee di mezzzeria dei due cingoli, con  $I_z$  ed  $m$ , rispettivamente, il momento d'inerzia del veicolo rispetto all'asse verticale passante per il baricentro del veicolo e la massa del veicolo.

In condizioni stazionarie si trascurano accelerazioni lineari e angolari e quindi le equazioni del moto posso essere riscritte nella seguente forma

$$F_0 + F_i - R_0 = 0 \quad (2.52)$$

$$\frac{B}{2} (F_0 - F_i) - M_r = 0 \quad (2.53)$$

Da entrambe si ricava

$$F_0 = \frac{R_0}{2} + \frac{M_r}{B} \quad (2.54)$$

$$F_i = \frac{R_0}{2} - \frac{M_r}{B} \quad (2.55)$$

La resistenza di avanzamento  $R_0$  dell'intero veicolo può essere espressa come

$$R_0 = \mu_v W \quad (2.56)$$

dove  $\mu_v$  è il coefficiente di resistenza al rotolamento.

Introducendo la (2.56) in (2.54) e (2.55), è possibile ricavare le espressioni delle forze longitudinali

$$F_o = \frac{R_0}{2} + \frac{M_r}{B} = \frac{\mu_v W}{2} + \frac{M_r}{B} \quad (2.57)$$

$$F_i = \frac{R_0}{2} - \frac{M_r}{B} = \frac{\mu_v W}{2} - \frac{M_r}{B} \quad (2.58)$$

dove  $\mu_v$  è il coefficiente di resistenza di rotolamento in direzione longitudinale e  $W$  è il peso del veicolo.

Per poter determinare il valore delle forze longitudinali, il momento resistente deve essere noto.  $M_r$  può essere determinato sperimentalmente o analiticamente. Se la pressione di contatto è uniformemente distribuita lungo il cingolo allora la resistenza laterale  $R_l$  per unità di lunghezza del cingolo può essere espressa da

$$R_l = \frac{\mu_t W}{2l} \quad (2.59)$$

dove  $\mu_t$  è il coefficiente di resistenza laterale funzione, oltre del terreno, anche della tipologia di cingolo ed  $l$  è la lunghezza di contatto per ognuno dei due cingoli.

Assumendo  $\mu_t$  costante il momento risultante resistente in corrispondenza del centro dei due cingoli può essere espresso come segue (Figura 2.22)

$$M_r = 4 \frac{\mu_t W}{2l} \int_0^{l/2} x dx = \frac{\mu_t W l}{4} \quad (2.60)$$

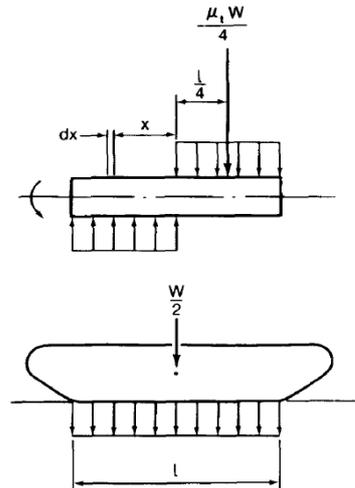


Figura 2.22 Momento resistente di un cingolo con distribuzione di pressione uniforme

Di conseguenza le espressioni di  $F_i$  ed  $F_0$  posso essere riscritte nella seguente forma

$$F_0 = \frac{\mu_v W}{2} + \mu_t \frac{Wl}{4B} \quad (2.61)$$

$$F_i = \frac{\mu_v W}{2} - \mu_t \frac{Wl}{4B} \quad (2.62)$$

Va sottolineato che il momento resistente  $M_r$  calcolato in questo modo è valido solo per un veicolo con una distribuzione uniforme di pressione lungo l'orma di contatto, che sta effettuando una operazione di sterzata a bassa velocità.

Le equazioni (2.61) e (2.62) sono di fondamentale importanza e conducono a conclusioni di importanza pratica riguardo la manovrabilità di un veicolo cingolato.

Come discusso precedentemente il valore massimo della forza tangenziale che il terreno è in grado di sviluppare è pari a

$$\begin{aligned} F_{max} &= A\tau_{max} \\ &= A(c + p \tan \phi) \\ &= Ac + W \tan \phi \end{aligned}$$

Di conseguenza è necessario affinché avvenga una corretta sterzata che

$$F_0 \leq cbl + \frac{W \tan \phi}{2} \quad (2.63)$$

dove si è indicato con  $b$  la larghezza del cingolo e con  $c$  e  $\phi$  la coesione e l'angolo interno di resistenza al taglio del terreno.

Sostituendo la (2.61) nella (2.63) si ottiene

$$\frac{\mu_v W}{2} + \mu_t \frac{Wl}{4B} \leq cbl + \frac{W \tan \phi}{2} \quad (2.64)$$

da cui

$$\frac{l}{B} \leq \frac{1}{\mu_t} \left( \frac{4cA}{W} + 2 \tan \phi - 2 \mu_v \right) \quad (2.65)$$

dove  $A$  è l'area di contatto per un cingolo.

Questo indica che per permettere una corretta sterzata è necessario che il rapporto tra la lunghezza del cingolo e  $B$  deve soddisfare la seguente condizione detta condizione di sterzabilità

$$\frac{l}{B} \leq \frac{2}{\mu_t} \left( \frac{c}{p} + \tan \phi - \mu_v \right) \quad (2.66)$$

con  $p$  pari al valor medio della pressione nella zona di contatto pari a  $W/2A$ .

Dalla equazione (2.62) si può vedere che se  $\mu_t \frac{l}{2B} > \mu_v$ , la spinta del cingolo interno sarà negativa. Ciò implica che è necessario frenare il cingolo interno per far avvenire la sterzata.

## **3 STUDIO DI UN SISTEMA PULISCI SPIAGGIA INNOVATIVO**

In questo capitolo è descritto un sistema robotizzato che consente di effettuare la pulizia della spiaggia senza intervento o con supervisione limitata di un operatore umano, in maniera silenziosa, con elevata efficienza e alimentabile anche mediante energia solare con l'aggiunta di pannelli fotovoltaici. Lo studio e la progettazione del robot è stata eseguita mediante l'ausilio del software CAD 3D SolidWorks.

Il sistema sviluppato presenta i seguenti vantaggi:

- sistema complessivo costruttivamente semplice e robusto;
- sistema caratterizzato da un alto rendimento;
- locomozione e azionamenti affidati esclusivamente a motori elettrici;
- bassa frequenza di manutenzione;
- alimentabile da fonti rinnovabili;
- sistema facilmente interfacciabile a sistemi intelligenti;
- sistema complessivo di semplice realizzazione in quanto non comporta l'impiego di tecnologie particolari per la sua costruzione e messa in opera;
- basso costo di produzione in quanto le parti componenti sono semplici e normalmente presenti in commercio;
- prevista diffusione sul mercato in quanto il sistema è caratterizzato da tecnologia ecocompatibile in linea con i sentiti temi in campo ambientale.

La prima scelta progettuale ha riguardato la tipologia di trazione da utilizzare. Si riporta di seguito un breve confronto tra le caratteristiche del cingolo e della ruota in operazioni fuori-strada.

### **3.1 VEICOLI CINGOLATI Vs VEICOLI CON RUOTE**

Il confronto tra veicoli cingolati e veicoli con ruote per operazioni off-road è stato a lungo oggetto di dibattito.

Il cingolo è un mezzo di sostentamento alternativo alla ruota per i veicoli terrestri. Viene utilizzato soprattutto su veicoli semoventi per la trasmissione al suolo della forza prodotta dal motore, ma può essere presente anche su veicoli trainati.

Sebbene siano stati eseguiti differenti studi sperimentali con lo scopo di confrontare le prestazioni di veicoli cingolati e di veicoli con ruote in ambienti operativi selezionati, si nota come in letteratura sia stato pubblicato relativamente poco.

Un confronto completo di vantaggi/svantaggi di un veicolo con ruote rispetto ad un veicolo cingolato, per un determinato impiego o ambiente di lavoro, risulta essere molto complesso in quanto prevede non solo una valutazione di prestazioni, guida, maneggevolezza ma anche una valutazione del costo (compreso il costo del ciclo di vita), affidabilità e manutenibilità [9].

In generale, i cingoli offrono miglior mobilità, rispetto a ruote, su terreni deformabili come sabbia o fango. Il cingolo presenta caratteristiche diverse dalle ruote: permette una minore pressione sul terreno per unità di superficie (fondamentale in quanto una pressione eccessiva sul suolo comporta il cedimento del suolo stesso) ma, comportando un attrito maggiore dovuto ad opportuni risalti sulla sua superficie, richiede una maggiore potenza del motore a parità di peso del mezzo e di velocità.

Il vantaggio del cingolo nei confronti della ruota è dato dalla maggiore impronta al suolo, che permette quindi di operare su terreni con scarsa capacità portante, sui quali un veicolo a ruote non sarebbe capace di muoversi (sabbia, fango, neve), anche in totale assenza di strade ove il cingolo consente, inoltre, un migliore e più stabile assetto complessivo del veicolo facilitando il superamento di dossi e cunette particolarmente impegnativi. In genere i veicoli cingolati hanno una mobilità superiore a quella dei veicoli forniti di pneumatici su terreno accidentato, infatti, riducono i sobbalzi scivolando sugli ostacoli di dimensioni ridotte. Inoltre i cingoli sono più resistenti degli pneumatici in quanto non possono esplodere o essere bucati. Infine i veicoli cingolati hanno la possibilità di sterzare con raggi di curvatura minori in quanto, bloccando un cingolo, si può ruotare con un raggio di sterzata uguale alla larghezza del veicolo e, utilizzando un cingolo in retromarcia, è possibile addirittura ruotare rimanendo sostanzialmente sul posto.

Tuttavia si ha che il cingolo è più pesante della ruota, quindi per accelerare il movimento richiede dal motore una coppia maggiore di quella richiesta da una ruota (a parità di accelerazione).

Si può dire che la spinta che può essere sviluppata da un veicolo con ruote è generalmente inferiore rispetto a quella che può essere sviluppata da un veicolo cingolato.

Con riferimento alla Figura 3.1 si ha in ordinata il rapporto pull/weight che esprime il rapporto tra la spinta che il veicolo produce ed il suo peso e sull'asse delle ascisse lo slittamento che indica il rapporto tra la velocità di avanzamento del veicolo e la velocità del cingolo o della ruota.

Normalmente lo scorrimento aumenta all'aumentare della spinta. A titolo di esempio si riporta in Figura 3.1 il rapporto pull/weight in diverse condizioni di scorrimento per un trattore equipaggiato con cingoli in gomma e con ruote.

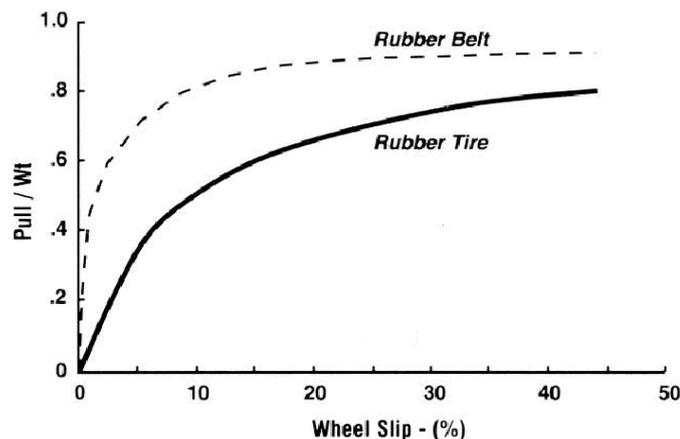


Figura 3.1 Rapporto pull/weight – wheel slip

La curva rubber belt, cresce rapidamente a bassi livelli di scorrimento mentre la curva rubber tire cresce in modo graduale entro un range di scorrimenti più ampio. Si nota che la curva rubber tire non raggiunge lo stesso valore massimo rispetto alla curva rubber belt, ciò ha portato alla scelta di un sistema di locomozione cingolato per il robot pulisci spiaggia.

### 3.2 DESCRIZIONE PROTOTIPO PULISCI SPIAGGIA

Si riporta di seguito la descrizione del prototipo di robot pulisci spiaggia realizzato nella versione radiocomandata a distanza. Quest'ultimo è composto da due parti distinte: la parte anteriore dedita alla locomozione e un'appendice posteriore costituente il sistema di setacciamento della sabbia. L'idea alla base della progettazione del robot è la versatilità. Mediante l'adozione di differenti appendici facilmente intercambiabili con semplici operazioni, sarà possibile far assolvere al robot compiti diversi che allo stato attuale sono ancora in fase di progettazione.

Si riportano di seguito gli ingombri totali del robot:

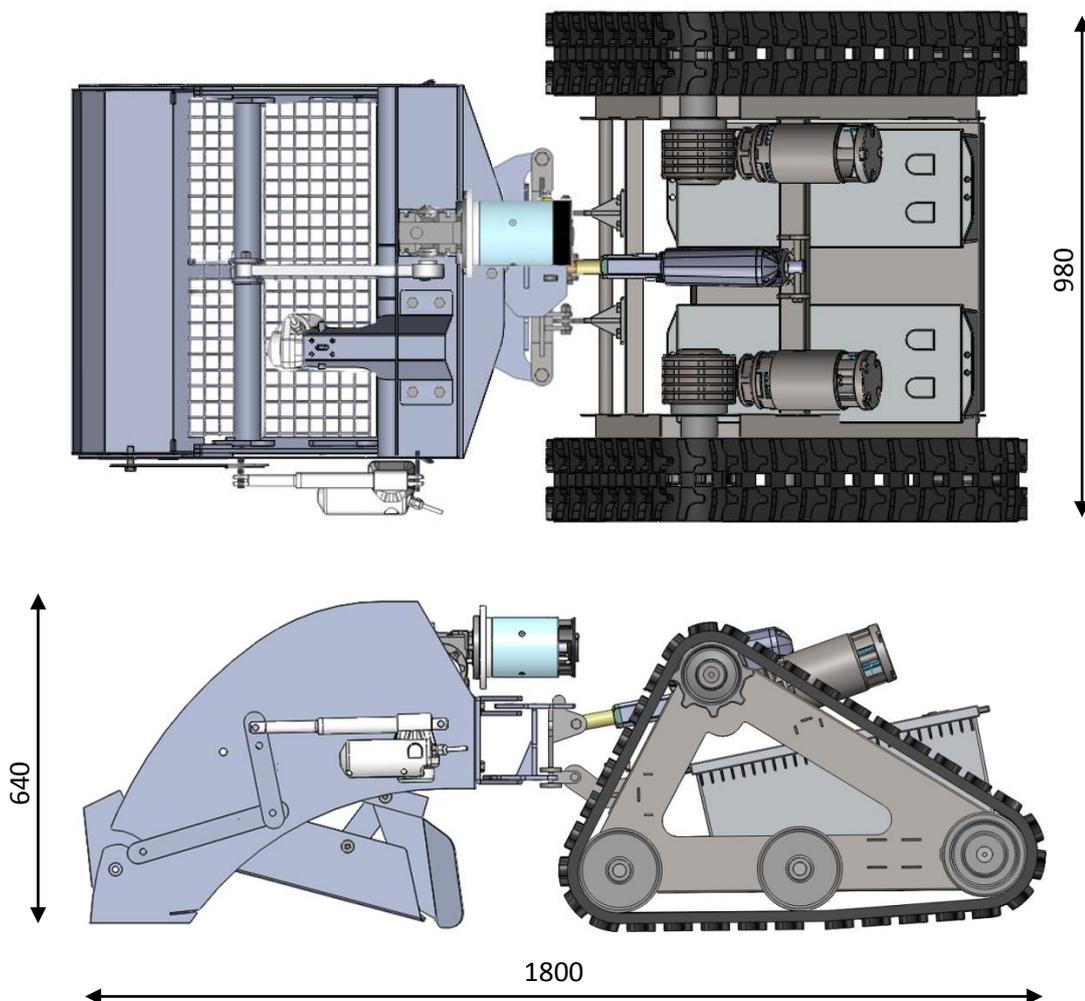


Figura 3.2 Ingombri totali pulisci spiaggia [mm]

Si procede con la descrizione del sistema di locomozione.

### 3.2.1 MODULO DI LOCOMOZIONE

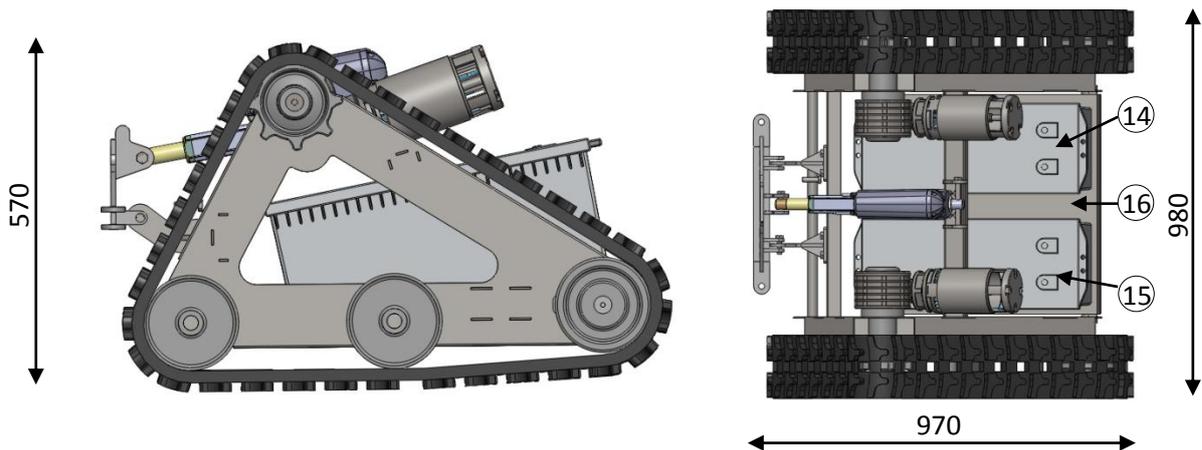


Figura 3.3 Ingombri modulo di locomozione [mm]

In base alle considerazioni sopra esposte si è optato per una soluzione cingolata a profilo triangolare, con la ruota dentata motrice (1) posizionata in alto, ruota folle anteriore (2) e più rulli folli di appoggio (3) (4). E' necessario far notare che la verifica strutturale dell'intero sistema e delle sue singole parti non è oggetto della presente tesi dove si è privilegiata invece la descrizione degli aspetti funzionali.

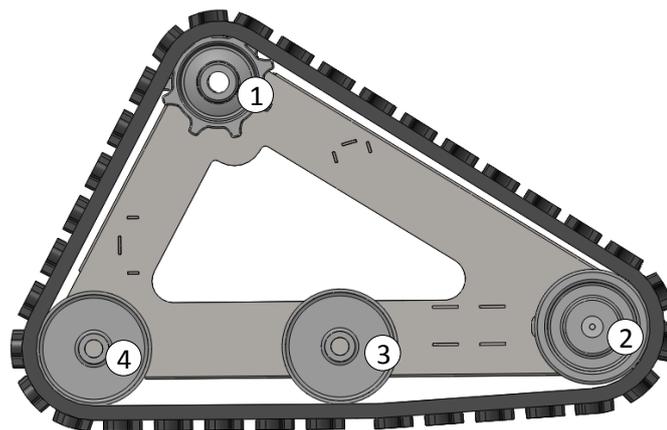


Figura 3.4 Vista laterale dettaglio locomozione

La trasmissione del moto al cingolo avviene mediante una corona dentata direttamente flangiata allo stadio di riduzione finale delle trasmissioni, che impegna fori equidistanti sulla superficie del cingolo.

La ruota motrice è montata al di sopra del livello del suolo ed è calettata sul telaio del veicolo mediante una boccia (5) (Figura 3.5). All'estremità opposta del cingolo è posta, come detto precedentemente, una ruota su cui non agisce il motore (ruota di rinvio)

collegata al meccanismo tendicingolo, che permette di dare ai cingoli la giusta tensione per un corretto funzionamento, in quanto, una tensione eccessiva tenderebbe a caricare indebitamente il cingolo stesso, mentre una tensione troppo bassa tenderebbe a far uscire il cingolo dalla guida delle ruote di appoggio. Per ridurre tali rischi sono presenti dei risalti sulla parte interna del cingolo, necessari a garantire la corretta posizione reciproca tra cingolo ruote di appoggio e di rinvio.

Il posizionamento del riduttore rialzato garantisce il completo isolamento del gruppo riduttore dagli urti durante il funzionamento, la pulizia dell'ingranamento ruota motrice-cingolo, "l'auto pulizia" del cingolo in situazioni difficili, maggior resistenza strutturale del cingolo, la possibilità di mantenere il cingolo meno teso (minore sforzo sui riduttori flangiati al telaio).

Il telaio del sistema di locomozione è costituito da due longheroni (6) (7) collegati mediante assi di sostegno (8) (9) che conferiscono solidità alla struttura.

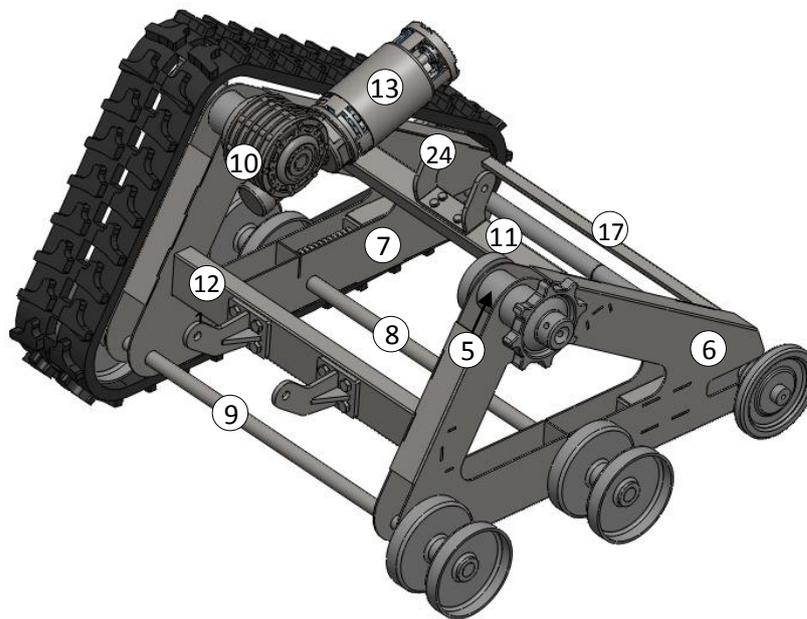


Figura 3.5 Vista isometrica dettaglio locomozione

Ciascun longherone ha una struttura scatolare, di conseguenza si ha che in corrispondenza di ognuno di essi raddoppieranno i punti di collegamento con gli assi portanti e le boccole che ospitano i riduttori (10).

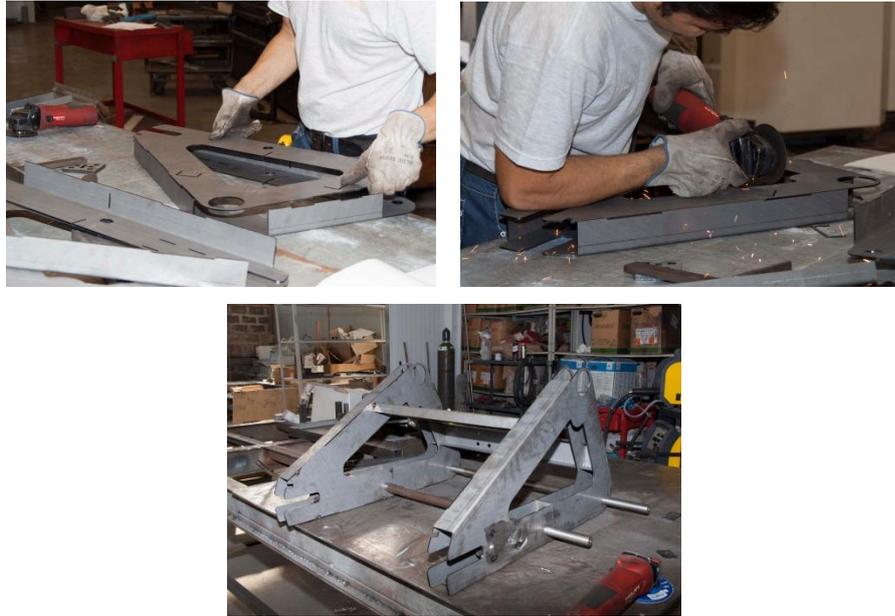


Figura 3.6 Fasi di assemblaggio

Tra le due pareti di ogni longherone è stato realizzato un accoppiamento prismatico tra il sistema tendicingolo e la relativa guida con sezione a “C”, saldata internamente alla struttura scatolare, in modo tale che esso possa muoversi di moto relativo traslatorio rigido al suo interno.

Inoltre sono previsti due elementi con profilo a “C” (11) (12) (Figura 3.5) i quali, oltre a rendere la struttura più solida, hanno rispettivamente il compito di individuare in modo univoco, come si vedrà in seguito:

- la posizione del vano dedicato all’elettronica;
- i punti di attacco dell’appendice al sistema di locomozione.

I motori elettrici (13) (Figura 3.5) vengono alimentati da due batterie a gel (14) (15) posizionate tra i longheroni al di sopra di una lamiera di sostegno (16) (Figura 3.3) saldata ad un tubolare a sezione rettangolare (17) vincolato al telaio ed appoggiata su un asse portante (8) del telaio.

Per rendere semplice e agevole l’accoppiamento/disaccoppiamento della locomozione al sistema posteriore è stata progettato un sistema di attacco rapido che consiste nell’incastro di due risalti (18) (Figura 3.7) in appositi alloggiamenti (19) (Figura 3.8) e di soli due bulloni.

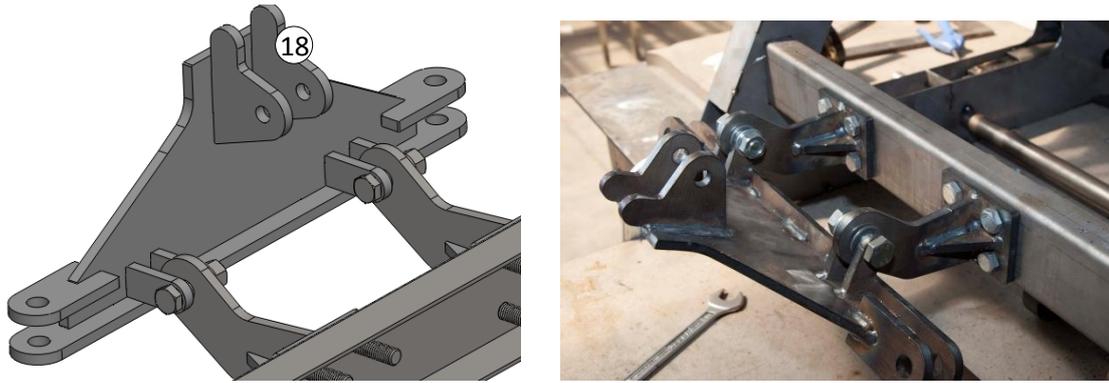


Figura 3.7 Dettaglio piastra di collegamento con l'appendice

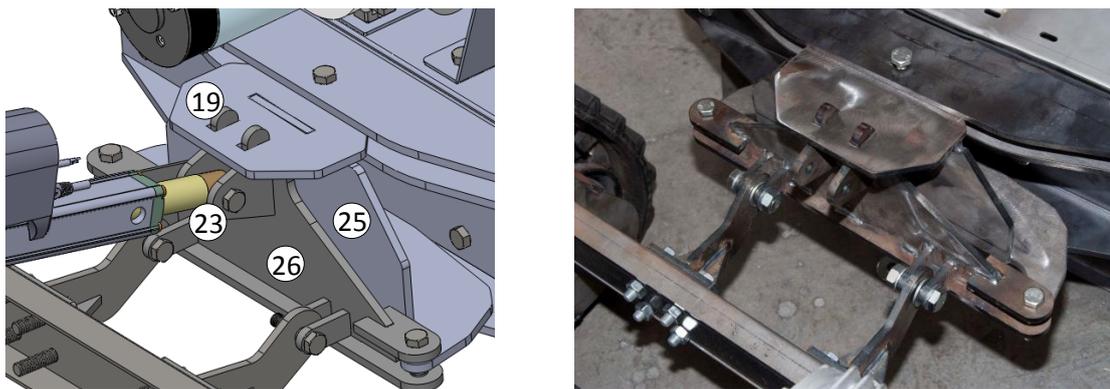


Figura 3.8 Sistema di attacco rapido locomozione-appendice

Sul montante con profilo a “C” (12) visibile in Figura 3.7 sono stati praticati otto fori in modo tale da poter bullonare i due elementi di sostegno dell'appendice posteriore. Ognuno di questi elementi consiste, come mostrato in Figura 3.9, in una piastra quadrata (20) sulla quale è stato saldato un prolungamento (21) provvisto di opportune nervature (22) per garantire maggiore resistenza alle sollecitazioni. I prolungamenti nella parte terminale presentano un foro necessario per il collegamento alla piastra di attacco rapido all'appendice posteriore come si vede in Figura 3.8.

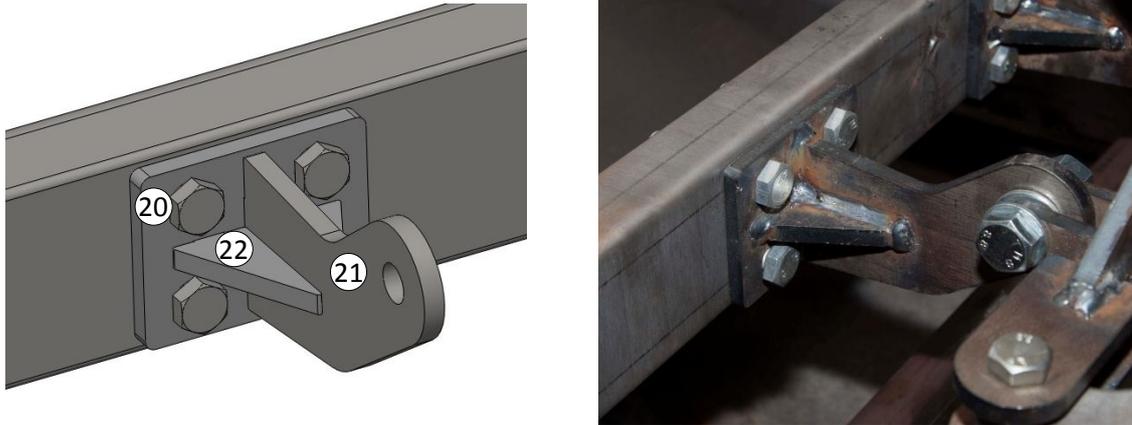


Figura 3.9 Dettaglio prolungamenti

Il collegamento appendice-locomozione è a tre punti: i due punti di collegamento dei prolungamenti precedentemente citati e da un terzo punto (23) (Figura 3.8) individuato da un attuatore elettrico incernierato, con riferimento alla Figura 3.5, ad una staffa bullonata (24) al tubolare (11) con funzione di sostegno per il vano elettronica.

Il sistema di collegamento tra appendice e locomozione è essenzialmente costituito da due piastre (25) (26) (Figura 3.8) caratterizzate da una notevole semplicità di accoppiamento.

In caso di sterzata del robot, il repentino cambio di direzione genererebbe notevoli sollecitazioni che si scaricherebbero in corrispondenza degli unici punti di collegamento tra appendice e locomozione. Di conseguenza per limitare tale sovraccarico si è opportunamente progettata la piastra dal lato appendice (Figura 3.10) in modo tale che in condizioni di sterzata venga permessa una rotazione relativa tra le due parti costituenti il robot, facendo in modo che le forze in gioco si distribuiscano lungo tutta la superficie che viene a contatto in condizioni di sterzata. Si avrà infatti che la rotazione relativa è permessa finché una delle due superfici, (a seconda che la sterzata sia verso destra o verso sinistra) evidenziate in rosso in Figura 3.10, viene a contatto con la parete verticale della piastra ad U (27) (vedi dopo).

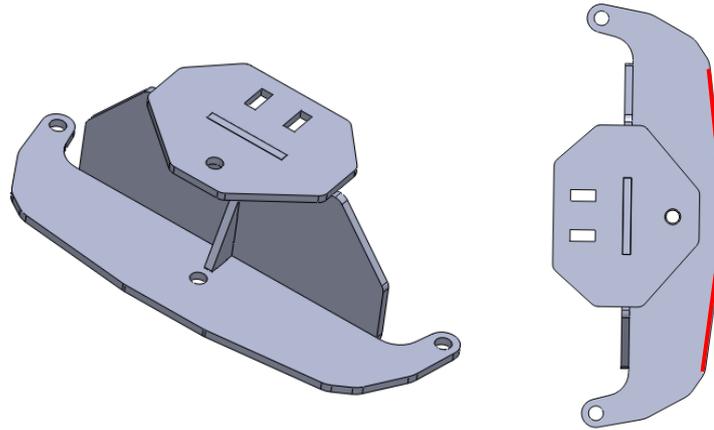


Figura 3.10 Piastra di collegamento appendice-locomozione

### 3.2.2 SETACCIATORE

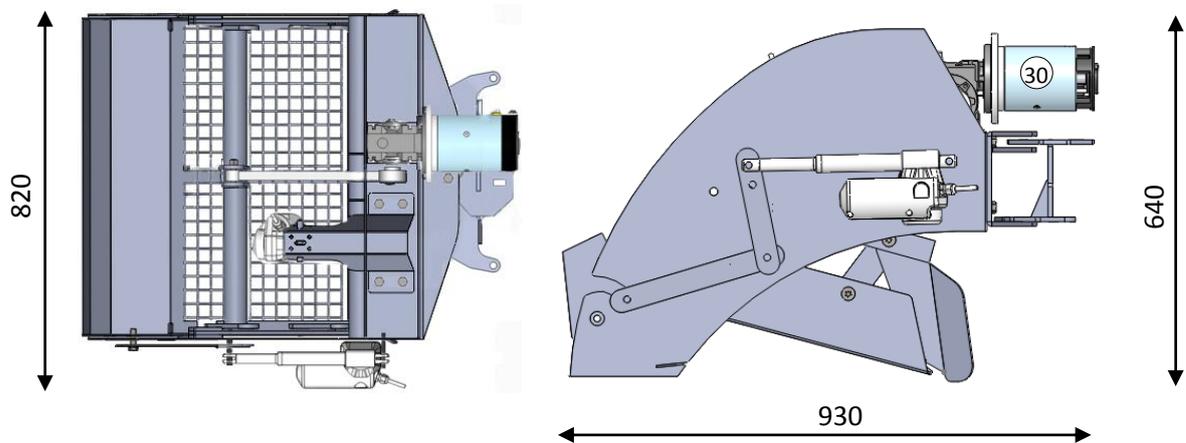


Figura 3.11 Ingombri setacciatore [mm]

Il telaio esterno dell'appendice è costituito da una lamiera piegata ad U (28) (Figura 3.12). Ulteriori pieghe ricavate dalla medesima lamiera permettono, oltre a conferire maggiore rigidità al telaio, di ricavare un piano di appoggio (29) per il motore elettrico (30) (Figura 3.11) dedito al setacciamento della sabbia. In Figura 3.16 si nota che il motore elettrico è bullonato alla lamiera in corrispondenza della base e un lato del riduttore (31), su cui è calettato, mediante otto bulloni.

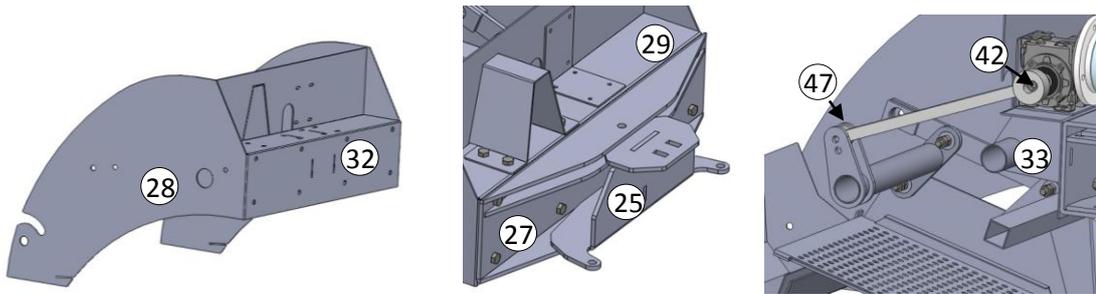


Figura 3.12 Telaio e dettagli end effector



Figura 3.13 Realizzazione telaio e assemblaggio

Dalla Figura 3.12 si nota altresì che in corrispondenza della parete verticale che si viene a creare (32) è vincolata mediante otto bulloni una piastra piegata ad U (27), che vincola l'appendice alla piastra di attacco rapido alla locomozione (25). La struttura è ulteriormente rinforzata da un tubolare posizionato in direzione trasversale (33). Il suo posizionamento è facilitato da due lembi di lamiera (34) saldati al di sotto della base su cui poggia il motore elettrico (Figura 3.15). I due lembi citati oltre a facilitare il posizionamento del tubolare fungono da nervature.

La completa automazione del sistema prevede l'utilizzo di tre attuatori lineari elettrici (35) (36) e (37), visibili rispettivamente in Figura 3.14, Figura 3.15 e Figura 3.16, che compiono rispettivamente i seguenti compiti:

- svuotamento automatico del cassone di raccolta rifiuti (Figura 3.14);
- regolazione profondità di lavoro (Figura 3.15);
- sollevamento appendice posteriore (Figura 3.16).

Analizziamo singolarmente tali compiti:

- l'attuatore elettrico (35) è posto sulla fiancata destra del telaio ed è incernierato ad esso mediante un bullone. Lo svuotamento del cassone di raccolta è realizzato mediante un sistema di due leve (38) grazie al quale sarà sufficiente un piccolo spostamento

lineare dello stelo del pistone per garantire un corretto e completo svuotamento del cassone.

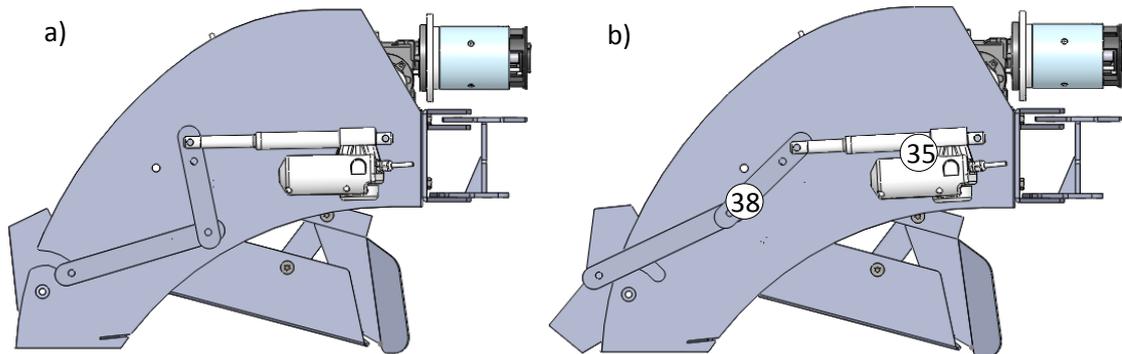


Figura 3.14 Fasi svuotamento cassone: (a) cassone chiuso (b) cassone aperto

- La regolazione della profondità di lavoro, variabile tra 0 e 10cm, è individuata dal secondo attuatore elettrico (36) (Figura 3.15). Quest'ultimo è incernierato ad un struttura di sostegno (39) vincolata al telaio dell'appendice. Lo stelo dell'attuatore è vincolato mediante un bullone a due elementi forati (40) saldati, all'end effector, su un tubolare a sezione quadrata (41) (Figura 3.18) e in funzione della sua corsa viene regolata la profondità di scavo.

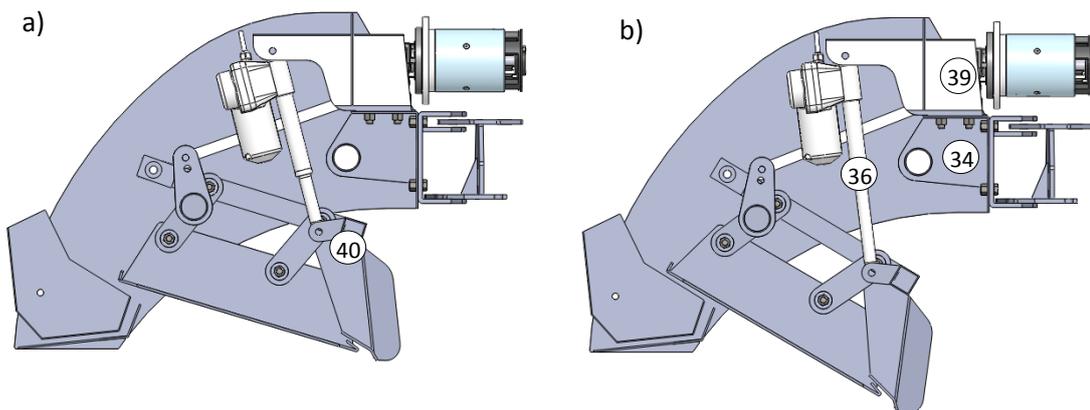


Figura 3.15 Regolazione profondità di lavoro: (a) affondamento pari a 0mm (b) affondamento massimo pari a 100mm

- Il sollevamento dell'intera appendice posteriore è necessario nel momento in cui devono essere effettuati spostamenti su terreni non deformabili per preservare l'integrità della struttura ed evitare contatti con elementi che possano danneggiare l'end-effector. Questo compito è affidato a un terzo attuatore elettrico (37) (Figura 3.16). Lo stelo dell'attuatore, come già sottolineato, rappresenta il terzo punto (23) (Figura 3.8) di collegamento tra locomozione ed appendice.

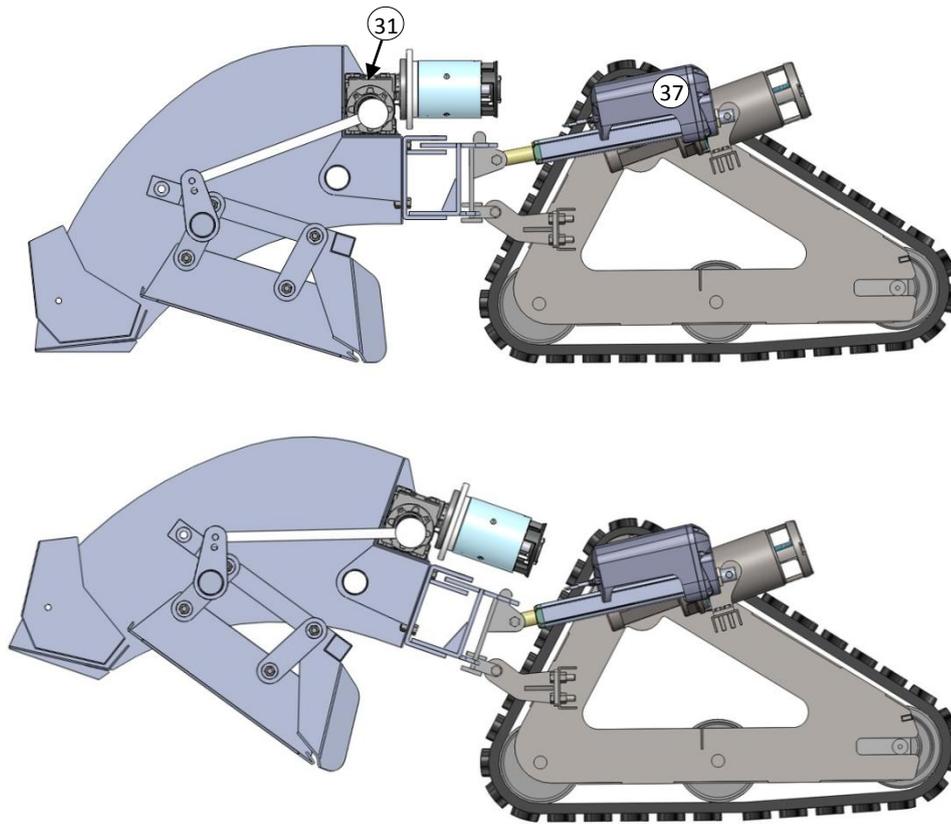


Figura 3.16 Fasi sollevamento appendice: (a) appendice abbassato (b) appendice sollevato

È stato inoltre predisposto un vano completamente dedicato alla collocazione e protezione degli elementi elettronici e dei motori elettrici. All'interno del vano realizzato in lamiera sono situati i motori elettrici, in modo tale che siano il più possibile isolati da agenti esterni, ed i componenti elettronici quali: drivers, scheda madre, hard disk e il dispositivo di input/output. Il vano appena descritto isola completamente gli elementi al suo interno in modo ermetico grazie ad una seconda lamiera che funge da coperchio adagiandosi sulla guarnizione predisposta lunga il bordo del vano. Le due pareti verticali presentano un'asola necessaria per garantire un facile posizionamento del vano anche a robot già assemblato (il vano per l'elettronica, che è stato omissso per rendere maggiormente leggibili le figure, è possibile vederlo in Figura 3.19).

Si procede ora con la descrizione del cuore dell'organo di setacciamento della sabbia riportato in Figura 3.18. Come detto, la pulizia è ottenuta grazie all'ausilio di un motore elettrico (30) (Figura 3.17) il quale, presentando in corrispondenza del suo stadio di riduzione finale una boccola eccentrica (42) (Figura 3.12 e Figura 3.17) collegata a un'asta (43), trasmette al setaccio un moto alterno. Si tratta in definitiva di un sistema a vibrovaglio estremamente semplice e funzionale che consente di separare tutta la sabbia

raccolta da ogni tipo di detrito presente sull'arenile anche in presenza di sabbia umida o bagnata.

Si riportano in Figura 3.17 le posizioni estreme assunte dall'elemento mobile durante il funzionamento.

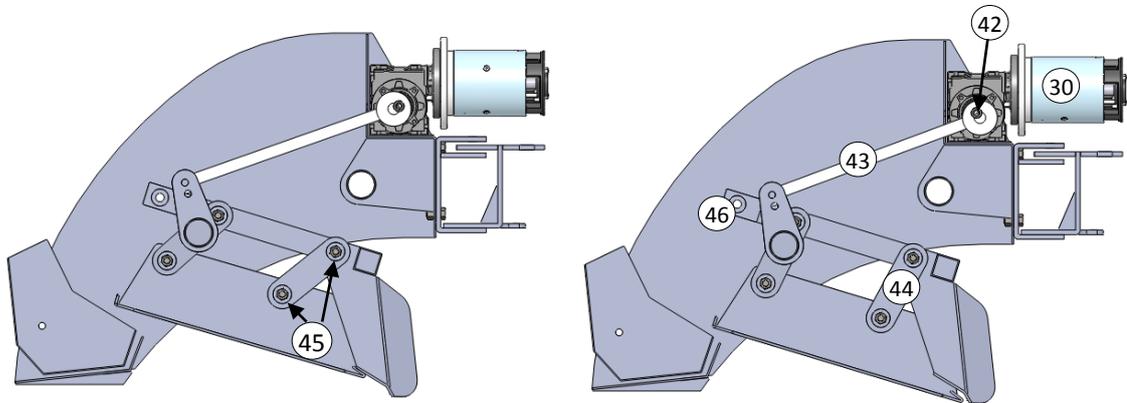


Figura 3.17 Posizione estreme end-effector

La struttura del sistema di pulizia è costituita essenzialmente da due parti: una fissa, durante la pulizia, che individua la profondità di scavo comandata dall'attuatore elettrico al quale è vincolata, e una mobile, dotata di moto alterno, dedicata al setacciamento della sabbia. Le due parti sono tra loro collegate tramite quattro elementi (44) (Figura 3.17) ognuno dei quali è dotato di due cuscinetti (45) a strisciamento (opportunamente schermati dalle polveri) per consentire una corretta movimentazione degli organi in moto relativo. Il collegamento con il telaio esterno avviene mediante due bulloni (46) che fungono da cerniere tra telaio e parte fissa del sistema di setacciamento. Date le elevate vibrazioni cui è soggetto il sistema, in tali punti di collegamento sono state previsti delle boccole antivibranti in gomma in modo tale da rendere maggiormente silenzioso il robot durante il funzionamento. L'asta (43) sopra citata è incernierata mediante una seconda boccola (47) (Figura 3.12) a due elementi (48) saldati al tubolare (49) (Figura 3.18), a sua volta saldato agli elementi (44) posteriori. Il bilanciere viene così animato da un moto rotatorio alternativo che determina la vibrazione del setaccio.

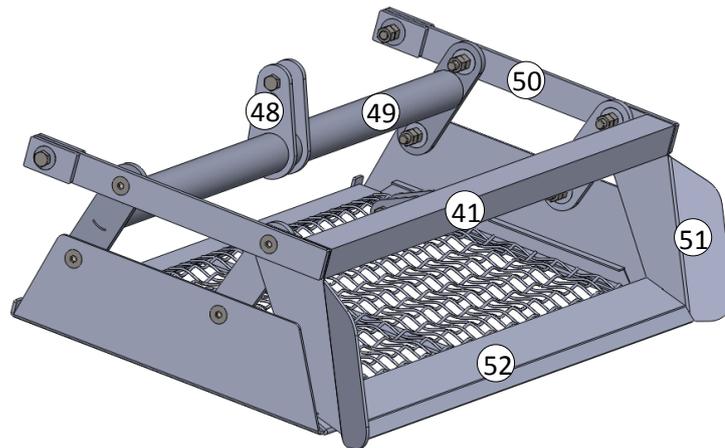


Figura 3.18 End-effector

La parte fissa è una struttura simmetrica costituita da due elementi (50) (Figura 3.18) saldati alle estremità di un tubolare a sezione quadrata (41). In corrispondenza di ogni punto di attacco è stato inoltre saldato un invito laterale (51), per facilitare l'immissione della sabbia all'interno del sistema di pulizia. I due inviti laterali sono ulteriormente collegati da una lama (52), che affonda nel terreno, che convoglia la sabbia sul setaccio.

Il prototipo realizzato è stata successivamente testato sul campo. Tale prova è stata necessaria per valutare il funzionamento del robot in condizioni reali.



Figura 3.19 Robot pulisci spiaggia

Da tale prova è stato possibile trarre alcune considerazioni riguardo in particolar modo il sistema di svuotamento del cassone. Infatti, si è riscontrato come tale sistema in condizioni reali, in particolare nella fase di richiusura, a causa dell'interferenza dei rifiuti con il cassone stesso, risulti essere poco affidabile e non ottimizzato.

### 3.3 SECONDO PROTOTIPO

In base a tali considerazioni è stato progettato un nuovo sistema di svuotamento. L'attuatore elettrico non sarà più posto esternamente al telaio e lo svuotamento non sarà più realizzato mediante l'ausilio di un sistema di leve. Nella nuova soluzione l'attuatore elettrico (53) (Figura 3.21) è posto centralmente all'interno dell'appendice e comanda direttamente l'apertura e conseguente svuotamento del cassone.

Il cassone (54) di raccolta non sarà più separato dal resto della struttura ma sarà parte integrante di essa come si nota in Figura 3.22.

Lo svuotamento avviene mediante la rotazione, rispetto a quattro cerniere (55) (Figura 3.22), della base del cassone incernierata (56) (Figura 3.21) direttamente all'attuatore elettrico. Quest'ultimo è inoltre vincolato a un ulteriore tubolare (57) (Figura 3.20 e Figura 3.22) predisposto tra i due lembi del telaio dell'appendice.

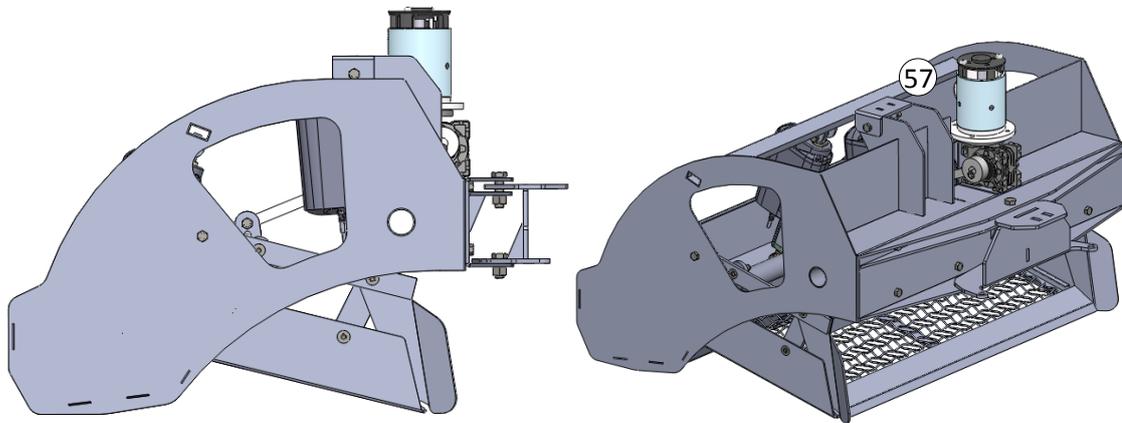


Figura 3.20 Secondo prototipo

Nella Figura 3.21 sono state riportate le configurazioni con cassone chiuso e cassone completamente aperto.

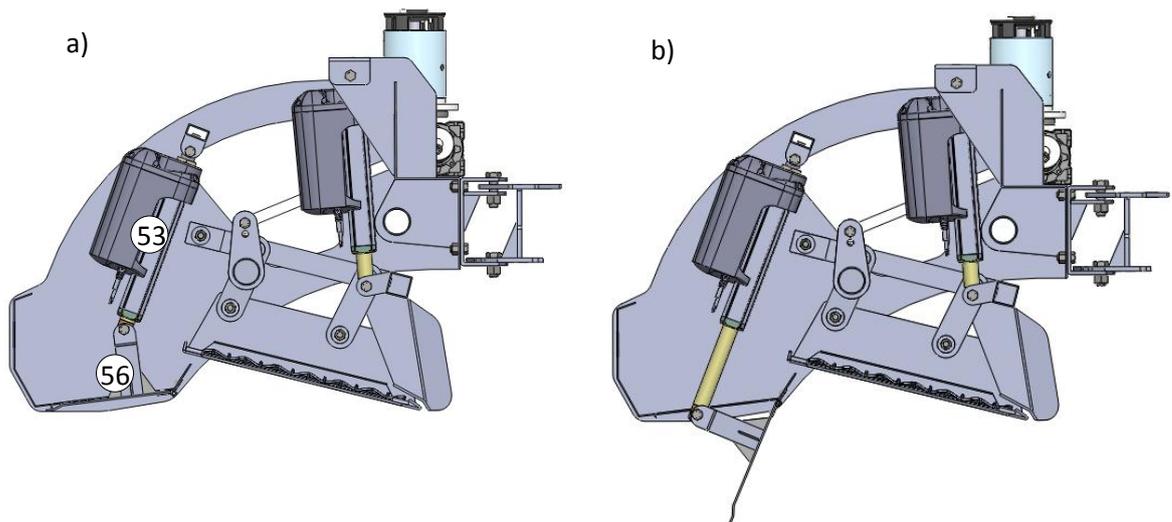


Figura 3.21 Sezione nuovo appendice: (a) configurazione con cassone chiuso (b) configurazione con cassone aperto

Per rendere la nuova soluzione più comprensibile si riportano in Figura 3.22 altre due viste isometriche nella configurazione di cassone aperto per evidenziarne la geometria.

A differenza del primo prototipo di cassone realizzato, si nota come in questa soluzione il cassone sia esclusivamente ottenuto da un'unica lamiera, con più pieghe, saldata in corrispondenza delle estremità ai due lembi del telaio dell'appendice. Di conseguenza il setacciatore avrà rispetto alla soluzione precedente una struttura ancora più solida.

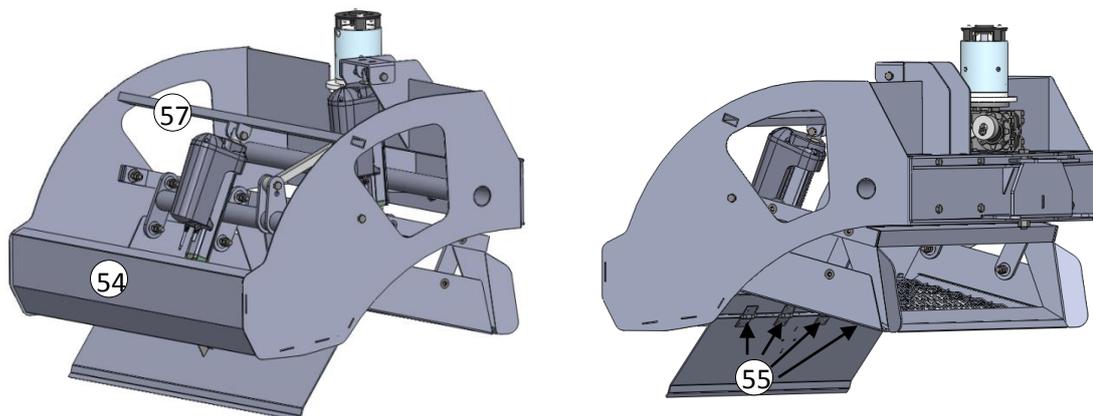


Figura 3.22 Viste isometriche con cassone aperto

Il secondo prototipo di robot presenta delle migliorie anche sul lato locomozione. Nella nuova versione è stato migliorato il sistema tendicingolo mediante l'adozione di un opportuno ammortizzatore viscoelastico (58) (Figura 3.23). La differente geometria del

nuovo tendicingolo ha richiesto una nuova progettazione della guida prismatica (59) (Figura 3.24).

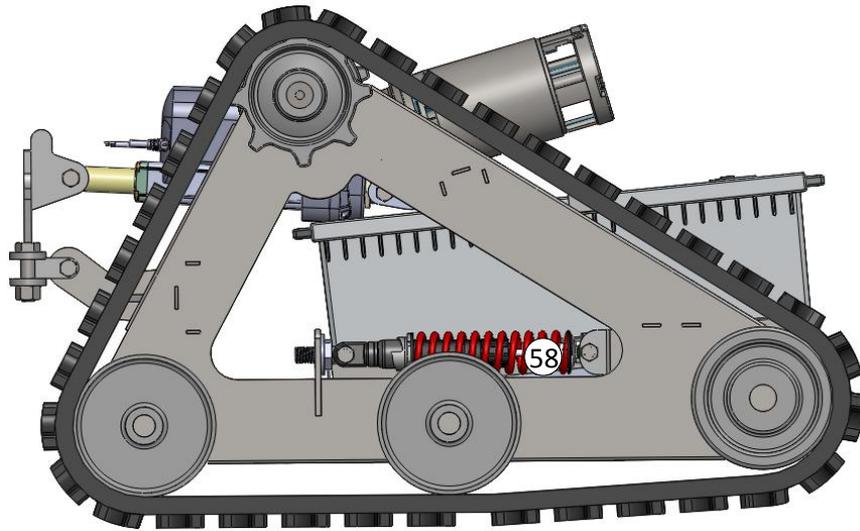


Figura 3.23 Vista laterale nuova locomozione

Si mostra in Figura 3.24, per maggior chiarezza, una sezione nella quale viene solo evidenziato il tendicingolo e la relativa guida progettata.

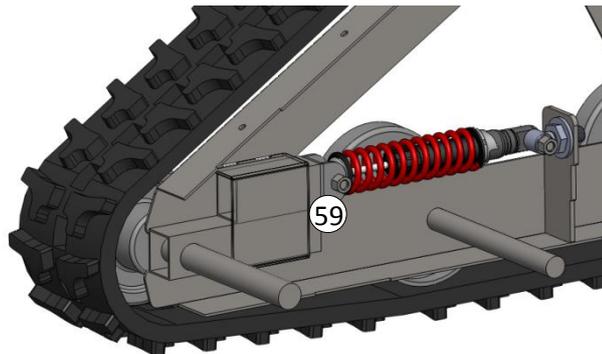


Figura 3.24 Dettaglio tendicingolo e guida prismatica

Un'altra novità risiede nella progettazione del carrello in cui trovano alloggiamento le batterie. Nel nuovo prototipo di robot si è pensato di realizzare un carrello mobile (60) (Figura 3.25).

Questa soluzione oltre a rendere più agevole l'introduzione delle batterie (ognuno con peso pari a 60 kg) tra i longheroni del robot, ha anche lo scopo di modificare la posizione del baricentro del robot con una semplice traslazione del carrello stesso successivamente bloccato mediante due bulloni. Ciò permetterà anche di realizzare un vero e proprio contrappeso anteriore con lo scopo di rendere ancora più agevole la

pulizia della spiaggia in particolari situazioni critiche quali lidi balneari con pendenze considerevoli.

A tal proposito è stato progettato un carrello dotato di quattro ruote (61), ognuna vincolata ad esso mediante quattro bulloni. Il carrello progettato scorre lungo delle guide, rivettate sui longheroni, in modo da definirne univocamente la posizione.

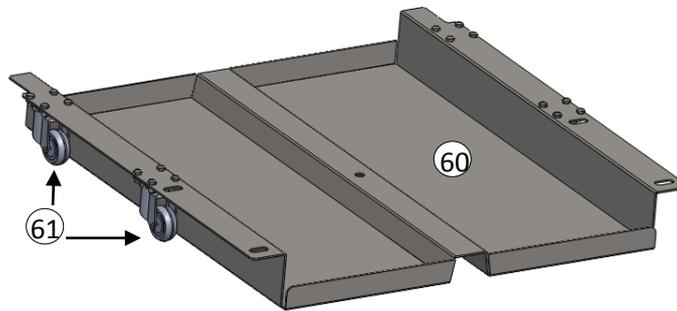


Figura 3.25 Carrello batterie

### 3.3.1 ELETTRONICA

L'equipaggiamento elettronico del pulisci spiaggia è composto principalmente da un'unità centrale di elaborazione dotata di processore Intel Atom con architettura a 32-bit alloggiato in una scheda madre Intel in formato micro-ATX e dotata di connettori per la comunicazione tramite lo standard USB e Ethernet. Il processore lavora insieme a due banchi di memoria da 2GB ciascuno e un disco rigido SATA II da 250GB.

L'unità di elaborazione centrale è connessa a tre gruppi di schede driver diverse per il controllo diretto dei motori elettrici in corrente continua da 1.2 kW utilizzati per la locomozione, del motore elettrico in corrente continua da 750 W destinato alla vagliatura e degli attuatori lineari elettrici da 10 kN impiegati per la movimentazione degli organi meccanici quali l'appendice, la profondità di scavo e l'azionamento del cassone per lo svuotamento del materiale raccolto; in particolare, durante il normale funzionamento, l'unità centrale esegue sia routine di basso livello che algoritmi complessi per l'instradamento e il calcolo del percorso di lavoro ottimale inviando continui messaggi alle schede di controllo tramite lo standard USB e verificando, di volta in volta, se i comandi inviati sono stati correttamente eseguiti o se si sono verificati degli errori.

Ogni driver è dotato di un'area dedicata all'elettronica di potenza per poter alimentare opportunamente i carichi connessi, prelevando direttamente la potenza necessaria dal pacco batterie costituito da due batterie al GEL da 200 Ah ciascuna, e da un'area di analisi e controllo dei segnali ricevuti da parte dell'unità di elaborazione centrale. Inoltre, ogni driver comprende anche un piccolo modulo per l'analisi diretta dei segnali radio e analogico-digitali in modo da consentire un controllo diretto dei motori e degli attuatori tramite radiofrequenza o potenziometri opportunamente tarati.

## 4 ANALISI FUNZIONALE DEL SISTEMA DI LOCOMOZIONE

Con l'applicazione della teoria della Terrameccanica si procederà alla determinazione della forza resistente al moto totale  $F_R$  che deve essere vinta dal singolo cingolo e alla verifica della condizione di sterzabilità per il robot. Sulla base di questi calcoli sarà possibile valutare la coppia meccanica che deve essere erogata dai motori elettrici del sistema di locomozione. Si concluderà il capitolo con la descrizione delle prove preliminari condotto sul campo.

### 4.1 APPLICAZIONE TEORIA DELLA TERRAMECCANICA

Per determinare il valore della resistenza totale all'avanzamento del veicolo sarà necessario procedere alla determinazione delle resistenze al moto basate sulla teoria della Terrameccanica (vedi Capitolo 2).

In particolare, si richiamano dal Capitolo 2 le formule per il calcolo della resistenza al moto, dovuto alla compattazione del terreno, di un cingolo con una distribuzione di pressione uniforme basata sulla relazione pressione-affondamento di Bekker. Combinando le formule (2.39) e (2.43) del Paragrafo 2.4.1, si ricava la seguente espressione per  $R_c$

$$R_c = b \left( \frac{k_c}{b} + k_\phi \right) \frac{z_0^{n+1}}{n+1} \quad (4.1)$$

con

$$z_0 = \left( \frac{p}{k_c/b + k_\phi} \right)^{1/n} = \left( \frac{W/bl}{k_c/b + k_\phi} \right)^{1/n}$$

In Tabella 1 sono riportati i dati nominali relativi al caso oggetto di studio:

$W_{tot}$ [kg]	$b$ [mm]	$l$ [mm]
380	160	770

Tabella 1

con

$W_{tot}$ : peso totale del veicolo (comprensivo di motori elettrici, attuatori e batterie al GEL), tuttavia nel calcolo dell'affondamento verrà inserito il valore della forza peso che agisce su un singolo cingolo ossia  $W = W_{tot}/2 = 190 \text{ kg} = 1863.9 \text{ N}$ ;

$b$ : larghezza dell'impronta di un cingolo;

$l$ : lunghezza dell'impronta di un cingolo.

Per il calcolo della resistenza di avanzamento si introducono alcuni coefficienti che risultano essere differenti in base alla tipologia di terreno preso in considerazione.

Si riportano in Tabella 2 i coefficienti  $K_c$ ,  $K_\phi$ , il valore della coesione del terreno  $c$  e dell'angolo di attrito  $\phi$ , per differenti tipologie di terreni [1].

Terrain	Moisture Content (%)	n	$k_c$		$k_\phi$		c		$\phi$ deg
			lb/in. <sup>n+1</sup>	kN/m <sup>n+1</sup>	lb/in. <sup>n+2</sup>	kN/m <sup>n+2</sup>	lb/in. <sup>2</sup>	kPa	
Dry sand (Land Locomotion Lab., LLL)	0	1.1	0.1	0.99	3.9	1528.43	0.15	1.04	28°
Sandy loam (LLL)	15	0.7	2.3	5.27	16.8	1515.04	0.25	1.72	29°
Sandy loam (LLL)	22	0.2	7	2.56	3	43.12	0.2	1.38	38°
Sandy loam Michigan (Strong, Buchele)	11	0.9	11	52.53	6	1127.97	0.7	4.83	20°
Sandy loam Michigan (Strong, Buchele)	23	0.4	15	11.42	27	808.96	1.4	9.65	35°
Sandy loam (Hanamoto)	26	0.3	5.3	2.79	6.8	141.11	2.0	13.79	22°
Clayey soil (Thailand)	32	0.5	0.7	0.77	1.2	51.91	0.75	5.17	11°
Clayey soil (Thailand)	38	0.5	12	13.19	16	692.15	0.6	4.14	13°
Heavy clay (Waterways Experiment Stn., WES)	55	0.7	7	16.03	14	1262.53	0.3	2.07	10°
Heavy clay (Waterways Experiment Stn., WES)	25	0.13	45	12.70	140	1555.95	10	68.95	34°
Lean clay (WES)	40	0.11	7	1.84	10	103.27	3	20.69	6°
Lean clay (WES)	22	0.2	45	16.43	120	1724.69	10	68.95	20°
LETE sand (Wong)	32	0.15	5	1.52	10	119.61	2	13.79	11°
Upland sandy loam (Wong)	51	0.79	32	102	42.2	5301	0.19	1.3	31.1°
Rubicon sandy loam (Wong)	51	1.10	7.5	74.6	5.3	2080	0.48	3.3	33.7°
North Gower clayey loam (Wong)	43	0.66	3.5	6.9	9.7	752	0.54	3.7	29.8°
Grenville loam (Wong)	46	0.73	16.3	41.6	24.5	2471	0.88	6.1	26.6°
Snow (U.S.) (Harrison)	24	1.01	0.008	0.06	20.9	5880	0.45	3.1	29.8°
Snow (Sweden)	24	1.6	0.07	4.37	0.08	196.72	0.15	1.03	19.7°
		1.6	0.04	2.49	0.10	245.90	0.09	0.62	23.2°
		1.44	0.3	10.55	0.05	66.08	0.87	6	20.7°

Tabella 2

Nel seguito si riportano i calcoli, necessari per la determinazione della resistenza di avanzamento, relativi a due differenti casi di studio: sabbia asciutta (dry sand) e terreni limo sabbiosi (sandy loam).

La tipologia di terreno dry sand individua una condizione ideale e non confrontabile con la realtà del nostro territorio, a tal proposito si è proceduto nell'effettuare i calcoli valutando altre tipologie di terreni le cui caratteristiche possano ritenersi confrontabili con le nostre spiagge.

#### 4.1.1 DRY SAND

Nel caso di sabbia asciutta, dalla Tabella 2 si rilevano i seguenti valori:

$n$	$K_c [kN/m^{n-1}]$	$K_\phi [kN/m^{n+2}]$	$c [kPa]$	$\phi [deg]$
1.1	0.99	1528.43	1.04	28°

Tabella 3

Si ricava quindi un valore dell'affondamento del singolo cingolo pari a

$$z_0 = 0.015 \text{ m}$$

Di conseguenza è possibile calcolare il valore della resistenza di avanzamento  $R_c$  che risulta essere pari a

$$R_c = 17.29 \text{ N}$$

Su terreni deformabili in cui l'affondamento del veicolo è significativo, secondo Bekker deve essere presa in considerazione una resistenza di bulldozing che agisce dinanzi al veicolo. La resistenza di bulldozing in base alla relazione (2.45) (Paragrafo 2.1) risulta essere pari a

$$R_b = b(0.67 \cdot c \cdot z_0 \cdot K'_{pc} + 0.5 \cdot z_0^2 \cdot \gamma_s \cdot K'_{py}) = 32.31 \text{ N}$$

con

$$K'_{pc} = (N'_c - \tan \phi') \cos^2 \phi' = 14.34$$

$$K'_{py} = \left( \frac{2N'_y}{\tan \phi'} + 1 \right) \cos^2 \phi' = 25.95$$

$$\gamma_s = 17800 \text{ N}/\text{m}^3$$

dove  $N'_c$  ed  $N'_\gamma$  sono ricavabili graficamente della Figura 2.14 conoscendo il valore dell'angolo di attrito interno del terreno  $\phi$ . Inoltre si ricorda che  $\tan \phi' = \frac{2}{3} \tan \phi$ .

In prima approssimazione il valore medio della resistenza interna  $R_{in}$  in un veicolo cingolato convenzionale si può calcolare con la formula (2.48)

$$R_{in} = W_{tot}(222 + 3V) = 88.92 N$$

dove con  $V$  si indica la velocità del veicolo pari a  $4 \text{ km/h}$ .

Indicando con  $R_t$  la resistenza totale di avanzamento si ottiene

$$R_t = R_c + R_b + \frac{R_{in}}{2} = 94.06 N$$

#### 4.1.2 SANDY LOAM

Nel caso di terreni limo sabbiosi, dalla Tabella 2 abbiamo i seguenti valori:

$n$	$K_c \text{ [kN/m}^{n-1}\text{]}$	$K_\phi \text{ [kN/m}^{n+2}\text{]}$	$c \text{ [kPa]}$	$\phi \text{ [deg]}$
0.7	5.27	1515.04	1.72	29°

Tabella 4

Si ha quindi un valore dell'affondamento pari a

$$z_0 = 0.00134 m$$

La resistenza di avanzamento  $R_c$  di conseguenza risulta essere pari a

$$R_c = 1.91 N$$

La resistenza di bulldozing è pari a

$$R_b = b(0.67 \cdot c \cdot z_0 \cdot K'_{pc} + 0.5 \cdot z_0^2 \cdot \gamma_s \cdot K'_{p\gamma}) = 3.66 N$$

con

$$K'_{pc} = (N'_c - \tan \phi') \cos^2 \phi' = 14.46$$

$$K'_{p\gamma} = \left( \frac{2N'_\gamma}{\tan \phi'} + 1 \right) \cos^2 \phi' = 25.64$$

$$\gamma_s = 19800 \text{ N/m}^3$$

Il valore medio della resistenza interna  $R_{in}$  vale sempre

$$R_{in} = W_{tot}(222 + 3V) = 88.92 \text{ N}$$

Indicando con  $R_t$  la resistenza totale di avanzamento si ottiene

$$R_t = R_c + R_b + \frac{R_{in}}{2} = 50.03 \text{ N}$$

Si procede con la verifica della condizione di sterzabilità.

#### 4.1.3 VERIFICA CONDIZIONE DI STERZABILITÀ SU TERRENI SABBIOSI

Per permettere una corretta sterzata è necessario che sia soddisfatta la condizione detta condizione di sterzabilità (vedi Paragrafo 2.4.5)

$$\frac{l}{B} \leq \frac{2}{\mu_t} \left( \frac{c}{p} + \tan \phi - \mu_v \right)$$

con

$p$ : valor medio della pressione nella zona di contatto pari a  $W_{tot}/2A$ ;

$B = 0.82 \text{ m}$ : distanza tra le linee di mezzeria dei due cingoli;

$l$ : lunghezza del cingolo;

$\mu_t$ : coefficiente di resistenza laterale;

$\mu_v$ : coefficiente di resistenza di rotolamento in direzione longitudinale.

Assumendo  $\mu_t = 0.5$  e  $\mu_v = 0.1$ , su terreni sabbiosi e asciutti si ha che il valore di  $l/B$  deve essere inferiore a 2. In altre parole se questo rapporto è superiore, il veicolo potrebbe non essere in grado di sterzare su determinati terreni.

La condizione è verificata in quanto

$$\frac{l}{B} = 0.93 < 2$$

Per terreni limo sabbiosi, la condizione sarà comunque verificata in quanto

$$\frac{l}{B} = 0.93 < 2.27$$

Con riferimento alla teoria del Capitolo 2 si procede con il calcolo della forze resistente  $F_p$  dovuta all'affondamento della lama del setaccio nel terreno.

#### 4.1.4 CALCOLO DELLA FORZA RESISTENTE $F_p$

In presenza di coesione tra suolo e superficie della lama vagliatrice, la forza risultante agente sulla lama è data da (vedi Paragrafo 2.1 formula (2.19))

$$F_p = \frac{1}{2} \gamma_s h_b^2 \frac{K_{py}}{\cos \beta_b \cos \delta} + \frac{h_b}{\cos \beta_b \cos \delta} (qK_{pq} + cK_{pc})$$

$$= \frac{1}{2} \gamma_s h_b^2 K_p + \frac{h_b}{\cos \beta_b \cos \delta} cK_{pc}$$

essendo nullo nel caso in esame il sovraccarico  $q$ .

Dal grafico di Caquot e Kerisel è possibile risalire al valore del coefficiente  $K_p$  in funzione del termine  $\beta_b$ . Per comodità di lettura si riporta nuovamente il grafico.

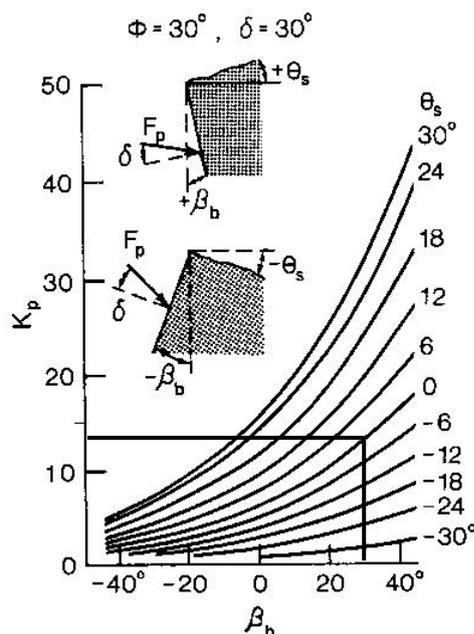


Figura 4.1 Grafico di Caquot e Kerisel

Si noti che il diagramma fa riferimento ad un valore di  $\phi$  pari a  $30^\circ$ , leggermente diverso dai valori di attrito interno fino ad adesso considerati. Tuttavia i risultati sono molto simili e l'errore di approssimazione commesso risulta essere piccolo.

Il valore dell'angolo  $\beta_b$  è funzione della profondità di lavoro dell'organo dedito alla pulizia. Come detto precedentemente la profondità di scavo è a sua volta funzione della

corsa di un attuatore elettrico. Uno spostamento lineare del pistone determina uno spostamento della lama lungo una traiettoria circolare con centro in (46) (vedi Figura 3.17), di conseguenza si avrà una corrispondenza non lineare tra corsa del pistone ed incremento dell'affondamento della lama nella sabbia.

Si riportano in Tabella 5 l'affondamento della lama ed il corrispondente valore dell'angolo  $\beta_b$  in funzione della corsa del pistone variata con step di 10mm.

Corsa pistone [mm]	Affondamento $h_b$ [mm]	Angolo $\beta_b$ [deg]
0	0	33.53
10	13.9	31.59
20	27.8	29.63
30	41	27.57

Tabella 5

Prendendo in considerazione una corsa del pistone, che regola la profondità di scavo, pari a 30mm si ha un affondamento della lama nella sabbia di 41mm. In tale configurazione si ha dalla tabella un valore dell'angolo  $\beta_b$  pari a 27.57°.

Considerando l'inclinazione della superficie del suolo  $\theta_s$  pari a zero dal grafico si ottiene un valore di  $K_p$  pari a 13.

Nel caso di terreni asciutti e sabbiosi è possibile calcolare ora la forza  $F_p$  per unità di larghezza

$$F_p = \frac{1}{2} \gamma_s h_b^2 K_p + \frac{h_b}{\cos \beta_b \cos \delta} c K_{pc} = 1687.02 \text{ N/m}$$

Di conseguenza la forza totale agente sulla lama può essere calcolata moltiplicando  $F_p$  per la larghezza di lavoro  $t$  ed è pari a

$$F_{pt} = t \left( \frac{1}{2} \gamma_s h_b^2 K_p + \frac{h_b}{\cos \beta_b \cos \delta} c K_{pc} \right) = 1180.92 \text{ N}$$

con  $t = 0.7m$ .

La componente orizzontale di  $F_{pt}$  (con riferimento alla Figura 2.10 o nel caso specifico in esame alla Figura 4.2) si ricava graficamente essere pari a

$$F_{porizz} = F_{pt} \cos(\delta - \beta_b) = 1179.86 \text{ N}$$

con

$$\delta = 30^\circ$$

$$\beta_b = 27.57^\circ.$$

Ne consegue che la forza che agisce su un singolo cingolo sarà pari a

$$\frac{F_{porizz}}{2} = 589.93 \text{ N}$$

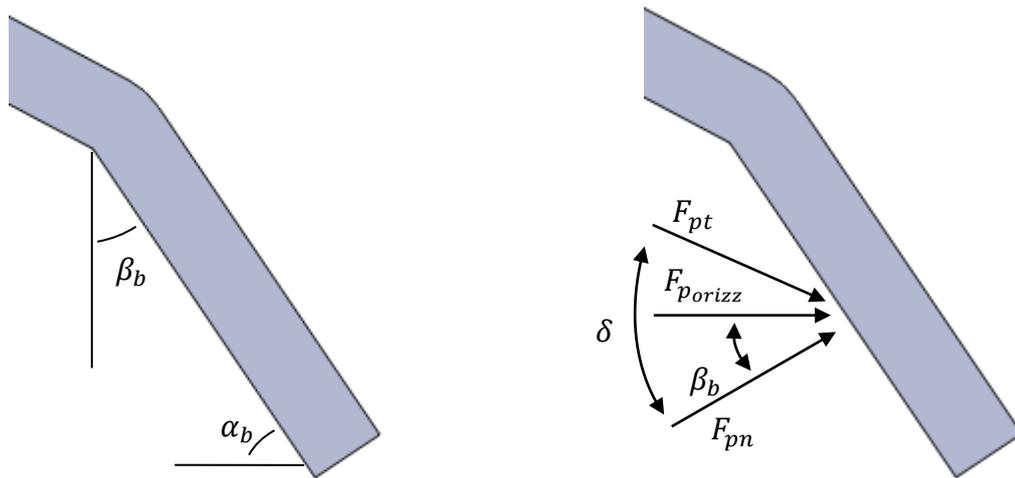


Figura 4.2 Sezione della lama che affonda nella sabbia

Tale forza deve essere sommata alla resistenza totale al moto valutata precedentemente nei Paragrafi 4.1 e 4.2. Di conseguenza si ha che nel caso di sabbia asciutta (dry sand) la forza resistenze totale che grava sul singolo cingolo vale

$$F_R = R_t + \frac{F_{porizz}}{2} = 683.99 \text{ N}$$

Un procedimento del tutto analogo porta a ricavare il valore di  $F_{porizz}$  per terreni limo sabbiosi pari a  $1917.84 \text{ N}$  e di conseguenza si ottiene

$$F_R = R_t + \frac{F_{porizz}}{2} = 1008.95 \text{ N}$$

La forza di trazione di un cingolo è prodotta “dallo scambio di forze tangenziali” col terreno. Il massimo valore della forza di trazione  $F_{max}$  che può essere sviluppata da un

cingolo su sabbia asciutta in base alla relazione (2.49) ed è pari nel caso di terreni sabbiosi a

$$F_{max} = Ac + W \tan \phi = 1.12 \text{ kN}$$

e nel caso di terreni limo sabbiosi a

$$F_{max} = Ac + W \tan \phi = 1.25 \text{ kN}$$

con  $A = b \cdot l$  pari all'area di contatto del cingolo.

Si nota come in entrambi i casi il valore di  $F_{max}$  risulti essere superiore al valore la forza resistenze totale che grava sul singolo cingolo  $F_R$ .

## 4.2 STUDIO FUNZIONALE DEL MODULO DI LOCOMOZIONE

Per valutare la coppia meccanica che deve essere erogata dai motori elettrici si procede con l'analisi cinematica del modulo di locomozione progettato.

A tal proposito si definisce un modello equivalente del sistema, partendo dalla vista laterale del cingolato mostrato in Figura 4.3.

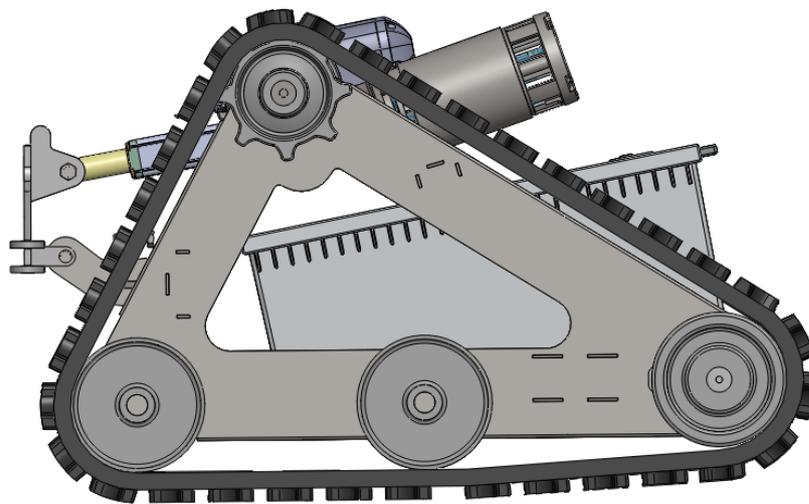


Figura 4.3 Modulo di locomozione

È possibile ricavare il modello cinematico equivalente riportato in Figura 4.4

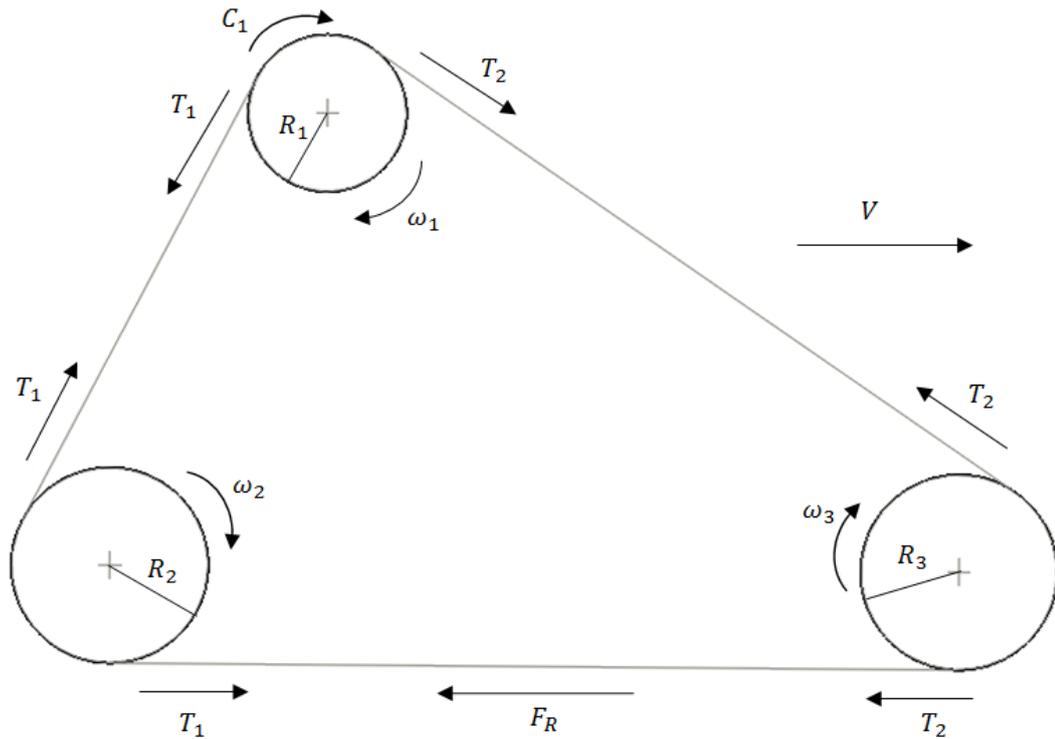


Figura 4.4 Modello cinematico equivalente

dove si è indicato con

$C_1$  la coppia motrice a valle del riduttore;

$T_1, T_2$  le tensioni sui rami del cingolo;

$F_R = (T_1 - T_2)$  la forza resistente totale che deve essere vinta da un cingolo;

$V$  la velocità di avanzamento del robot;

$R_1$  il raggio della ruota motrice assimilata idealmente ad una puleggia;

$R_2, R_3$  i raggi delle pulegge folli.

Per ricondurre il sistema a un modello equivalente di trasmissione a cinghia, si assimila la resistenza offerta dal terreno come una coppia resistente equivalente ripartita tra le due pulegge folli.

Di conseguenza la coppia resistente equivalente che agisce sulla singola ruota folle, avendo queste il medesimo raggio, vale

$$C_{eq} = \frac{F_R * R_2}{2} = \frac{F_R * R_3}{2} = 27.36 \text{ Nm}$$

con

$$F_R = 683.99 \text{ N}; \text{ (caso sabbia asciutta)}$$

$$R_2 = R_3 = 0.08 \text{ m}.$$

Fatta questa assunzione possiamo riportarci ad un modello equivalente di trasmissione a cinghia:

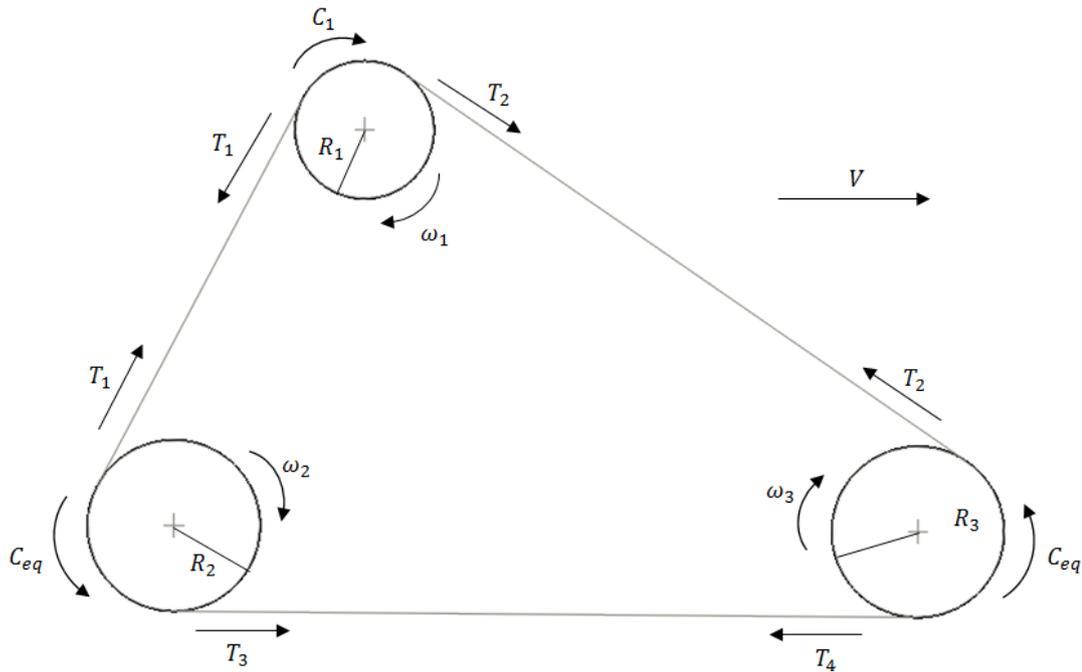


Figura 4.5 Modello equivalente di trasmissione a cinghia

Dal principio di conservazione delle potenze possiamo scrivere

$$C_1 \omega_1 = \frac{1}{\eta} (C_{eq} \omega_2 + C_{eq} \omega_3) \quad (4.2)$$

Con buona approssimazione si ha che la velocità  $V = \omega_1 R_1$  è uguale in corrispondenza di tutte le pulegge. Pertanto

$$V = \omega_1 R_1 = \omega_2 R_2 = \omega_3 R_3 \quad (4.3)$$

Esplicitando le velocità angolari e sostituendo nella (4.2) si ricava

$$\frac{C_1}{R_1} = \frac{1}{\eta} \left( \frac{C_{eq}}{R_2} + \frac{C_{eq}}{R_3} \right) \quad (4.4)$$

ma, essendo  $R_2 = R_3$ , si ha di conseguenza

$$C_1 = \frac{2 C_{eq} R_1}{\eta R_2} \quad (4.5)$$

Assumendo un rendimento pari a 0.7 è possibile stimare il valore della coppia meccanica  $C_1$  che risulta essere pari a

$$C_1 = 62.54 Nm$$

con  $R_1 = 0.064m$ .

Il valore di  $C_1$  così calcolato rappresenta il valore della coppia che deve essere erogata alla velocità angolare  $\omega_1$  sull'albero motore in uscita dal riduttore.

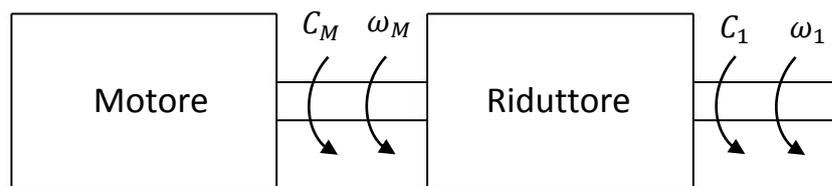


Figura 4.6 Coppie meccaniche e velocità angolari

Conoscendo il valore del rapporto di trasmissione sarà possibile valutare la coppia meccanica necessaria sull'albero motore dalla seguente relazione

$$C_M = \frac{1}{\eta_{rid}} \frac{C_1}{\tau} \quad (4.6)$$

Dall'analisi meccanica si ha che i motori elettrici che dovranno essere scelti devono erogare una coppia superiore al valore  $C_M$  calcolato con la formula precedentemente. La coppia meccanica deve essere valutata con opportuni coefficienti di sicurezza che tengano conto anche del fatto che l'analisi è stata condotta in regime stazionario.

### 4.3 PROVE SUL CAMPO

Si è proceduto ad una serie di prove sperimentali sul campo ed attualmente è in corso l'analisi dei risultati per verificare la corrispondenza tra la teoria e la sperimentazione.

Dall'analisi funzionale è stata calcolata la coppia meccanica che deve essere erogata dai motori elettrici di trazione.

La prova descritta di seguito è stata condotta con motori già disponibili, compatibili in linea di massima con i requisiti richiesti, misurando durante il funzionamento del

veicolo la corrente elettrica assorbita dai motori di trazione utilizzando dei sensori amperometrici.

In Figura 4.7 è riportato il grafico che mostra i risultati preliminari relativi all'assorbimento di corrente elettrica da parte di uno dei due motori di trazione in funzione del tempo, durante una prova nella quale si ha avuto:

- un avanzamento del robot con moto rettilineo;
- una correzione della traiettoria del robot mediante successive manovre di sterzata;
- una rotazione del robot sul posto di  $180^\circ$ .

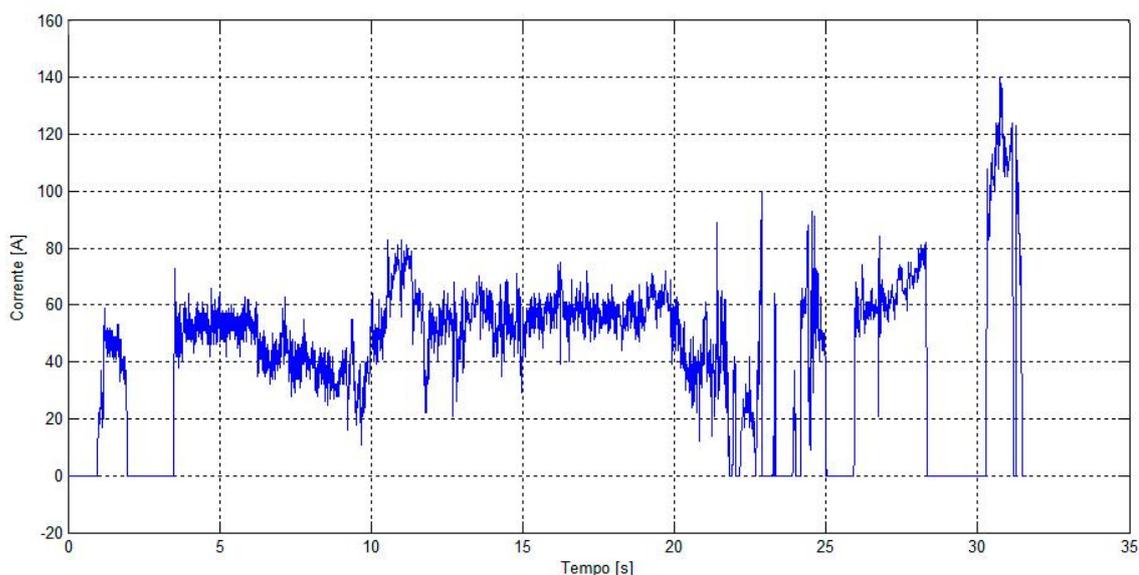


Figura 4.7 Assorbimento di corrente in funzione del tempo

Dalla figura in particolare è possibile evidenziare l'intervallo temporale 15 – 20 secondi in corrispondenza del quale il robot, comandato in remoto, si muoveva lungo una traiettoria rettilinea e si nota come l'assorbimento di corrente medio si attesti sui 55 A, valore che coincide con il dato nominale di fabbrica dei motori elettrici utilizzati.

Nella finestra temporale che va da 20 a 25 secondi si individua la fase in cui sono state effettuate delle sterzate correttive della traiettoria del robot. In tale range è possibile evidenziare dei picchi di assorbimento di corrente. Tali picchi si hanno in corrispondenza delle sterzate compiute dal robot durante le quali, a causa della maggior resistenza offerta dalla sabbia, si ha un maggior assorbimento di corrente da parte dei motori elettrici.

Infine è possibile osservare come in corrispondenza del valore di ascissa pari a 31 secondi si abbia avuto il picco di assorbimento di corrente che vale 140 A. Tale picco è stato raggiunto in seguito ad un tentativo di sterzata del robot compiendo una rotazione di 180° sul posto, che ha comportato un notevole affondamento dei cingoli nella sabbia e conseguente aumento di assorbimento di corrente.

## CONCLUSIONI E SVILUPPI FUTURI

Il sistema mecatronico progettato, atto alla pulizia di terreni a grana fine, presenta notevoli peculiarità in termini di innovatività. Rispetto alle macchine pulisci spiaggia esistenti oggi sul mercato, il prototipo realizzato è tra i pochissimi pulisci spiaggia completamente elettrici.

Tale innovazione ha già incontrato il favore dell'ambiente scientifico e l'interesse di quello industriale, viste le immediate ricadute economiche stimabili dalla commercializzazione di tale prodotto.

Allo stato attuale è perfettamente interfacciabile con un sistema di telecontrollo a distanza con l'intento, invece, di renderlo in futuro governabile da un sistema di microprocessori che rendano il robot completamente autonomo.

L'unità di elaborazione centrale sarà inoltre in grado di ricevere messaggi di avviso da parte di una rete di sensori sonar, di cui il mezzo sarà dotato, utili per la navigazione e per garantire che le operazioni di pulizia vengano svolte in totale sicurezza per le persone fisiche che dovessero eventualmente trovarsi nel raggio d'azione del robot; in tal caso saranno avviate routine di sicurezza prestabilite che garantiranno il blocco immediato di tutti i dispositivi in movimento e la ripresa delle operazioni solo nel momento in cui il raggio d'azione sia nuovamente libero.

Essendo la versatilità l'idea alla base della progettazione del robot si dovrà procedere allo studio e progettazione di differenti appendici grazie alle quali sarà possibile far assolvere al robot compiti diversi.

Durante la stesura della tesi si è proceduto ad una estesa campagna sperimentale. Si procederà con l'elaborazione dei dati ottenuti per poi effettuare un confronto tra modello teorico e modello reale.

Dovranno essere scelti dei motori più appropriati alle condizioni di funzionamento per queste specifiche applicazioni, con un rendimento più elevato e che meglio si adeguino alla meccanica del sistema.

Dovranno essere condotte anche prove su differenti tipologie di terreni col fine di verificare la generalità del modello.

## BIBLIOGRAFIA

1. J. Y. Wong, "Theory of Ground Vehicles", 3rd edition, New York, NY: Wiley, 2001.
2. J. Y. Wong, "Terramechanics and Off-Road Vehicles", Amsterdam, The Netherlands: Elsevier Science Publishers B. V., 1989.
3. J. Facciorusso, C. Madiari, G. Vannucchi, "Dispense di Geotecnica", Dipartimento di Ingegneria Civile – Sezione Geotecnica, Università degli Studi di Firenze.
4. M. G. Bekker, "Theory of Land Locomotion", Ann Arbor, MI: University of Michigan Press, 1960.
5. K. Terzaghi, "Theoretical Soil Mechanics", New York: Wiley, 1966.
6. G.P. Tschebotarioff, "Retaining Structures", in G.A. Leonards, Ed., Foundation Engineering, McGraw-Hill, New York, NY, 1962.
7. M. G. Bekker, "Introduction to Terrain-Vehicle Systems", Ann Arbor, MI: University of Michigan Press, 1969.
8. M.G. Bekker, "Off-the-Road Locomotion", The University of Michigan, 1960.
9. J.Y. Wong, Wei Huang "Wheels vs. tracks – A fundamental evaluation from the traction perspective", Journal of Terramechanics, 2006.