



POLITECNICO DI TORINO
Repository ISTITUZIONALE

Carrozzina elettrica innovativa per il superamento delle barriere architettoniche

Original

Carrozzina elettrica innovativa per il superamento delle barriere architettoniche / Nisi, Matteo. - (2017).

Availability:

This version is available at: 11583/2675034 since: 2017-06-24T14:30:28Z

Publisher:

Politecnico di Torino

Published

DOI:10.6092/polito/porto/2675034

Terms of use:

Altro tipo di accesso

This article is made available under terms and conditions as specified in the corresponding bibliographic description in the repository

Publisher copyright

(Article begins on next page)



ScuDo

Scuola di Dottorato ~ Doctoral School
WHAT YOU ARE, TAKES YOU FAR

Tesi di Dottorato
Dottorato in Ingegneria Meccanica (XXIX Ciclo)

Carrozzina elettrica innovativa per il superamento delle barriere architettoniche

Di

Matteo Nisi

Tutor:

Prof. G. Quaglia

Commissione Esaminatrice:

Prof. E. Ravina, Referee, Università degli studi di Genova

Prof. G. Carbone, Referee, Università degli studi di Cassino e del Lazio meridionale

Politecnico di Torino
2017

Dichiarazione

I hereby declare that, the contents and organization of this dissertation constitute my own original work and does not compromise in any way the rights of third parties, including those relating to the security of personal data.

Con la presente dichiaro che i contenuti e l'organizzazione di questa tesi costituiscono un personale lavoro originale e non compromettono in alcun modo i diritti di terzi, compresi quelli relativi alla sicurezza dei dati personali.

Matteo Nisi
2017

* This dissertation is presented in partial fulfillment of the requirements for Ph.D. degree in the Graduate School of Politecnico di Torino (ScuDo).

* Questa tesi è presentata in parziale adempimento dei requisiti per il titolo di Dottorato di Ricerca presso la Scuola di Dottorato del Politecnico di Torino (ScuDo).

Abstract

La presenza di barriere architettoniche in ambienti pubblici o privati rappresenta una forte limitazione per la mobilità di persone che utilizzano una carrozzina per gli spostamenti quotidiani. Nonostante l'introduzione di normative con lo scopo di promuovere l'abbattimento di queste barriere, non sempre la loro completa eliminazione è realizzata o realizzabile. In queste situazioni è necessario poter fornire all'utente disabile un ausilio in grado di superare autonomamente barriere architettoniche od ostacoli. Tale dispositivo dovrebbe poter essere utilizzato in autonomia, essere trasportabile ed integrato nella struttura della carrozzina, in maniera da essere attivabile all'occorrenza. L'obiettivo di questo lavoro di tesi è quindi l'ideazione di una carrozzina montascale che integri in un unico oggetto le abilità e le funzionalità di una tradizionale carrozzina elettrica e di un montascale.

Attualmente, vista la complessità dell'obiettivo, esistono pochi dispositivi di questo tipo disponibili in commercio, mentre un numero più ampio di soluzioni è stato individuato nello stato dell'arte delle ricerche e dei brevetti. In ogni caso le soluzioni individuate presentano forti limitazioni per la diffusione della tecnologia, in quanto in generale risultano ingombranti, complesse, costose e non sembrano rispondere a criteri di accettabilità personale dell'utente.

Per questi motivi la tesi di dottorato è stata indirizzata allo sviluppo di un'idea innovativa di carrozzina montascale, con l'obiettivo di ottenere prestazioni superiori rispetto alle soluzioni presentate nello stato dell'arte. In particolare, si è progettato un dispositivo in grado di superare con sicurezza e regolarità rampe di scale e singoli scalini, limitando però allo stesso tempo il peso, l'ingombro e la complessità del veicolo. Particolare attenzione è stata inoltre posta nel garantire un moto su scala con minime oscillazioni percepite dall'utente e nell'ottenere un dispositivo gradevole oltre che funzionale.

Caratteristica principale della carrozzina è l'architettura ibrida del sistema di locomozione, composto da una coppia di unità di locomozione motorizzate poste

anteriormente e da un cingolo non motorizzato né frenato che costituisce il punto di appoggio posteriore. Le unità di locomozione a zampe rotanti sono costituite da un telaio con tre bracci, ciascuno dei quali porta una ruota all'estremità. Le tre ruote sono ulteriormente collegate tra loro attraverso un rotismo epicicloidale interno all'unità. Questa architettura permette di gestire in maniera semplice e funzionale sia la marcia in piano che la marcia su scale, permettendo inoltre un'agevole transizione tra le due condizioni di impiego.

Nel lavoro di tesi proposto verrà analizzata la progettazione cinematica e dinamica del dispositivo, analizzandone il comportamento e le prestazioni di funzionamento. I risultati ottenuti dimostrano l'efficacia della carrozzina proposta nel superare ostacoli in maniera sicura, regolare, adeguata agli obiettivi di progetto richiesti e in grado di rispondere ai requisiti di sicurezza imposti dalla normativa (ad esempio ISO 7176-28:2012, "Requirements and test methods for stair-climbing devices"). La soluzione proposta risulta quindi idonea per essere ulteriormente sviluppata attraverso la realizzazione di un prototipo in grado di validare attraverso una campagna di prove sperimentali l'efficacia dell'architettura di carrozzina montascale descritta in questo lavoro di tesi.

The presence of architectural barriers in public or private buildings represents an important limit for the mobility of wheelchair users. Although norms promote barriers removal, often a complete accessibility cannot be guaranteed due to economic or technical reasons. In such cases, it is necessary to provide disable people with devices able to autonomously climb architectural barriers or obstacles. The device should be used autonomously by the user, should be easy to transport and should be integrated into the wheelchair structure in order to be available when necessary. The objective is to design a stair-climbing device that combines the functionality of a classical electric wheelchair and of a stairlift.

Currently, just few devices with these characteristics are available commercially due to the complexity of the required capability. However, a great number of solutions can be found in research papers and patents. In any case, the identified solutions have some great limitations, due to high dimensions, cost and structure complexity. Moreover, not enough attention is paid on the user acceptability.

For these reasons, this thesis presents an innovative concept for a stair-climbing wheelchair with the aim of improving the performances with respect to the solutions developed till now. In details, the design wheelchair is able to climb single steps or staircases in a safe and regular way and with a reduced weight, dimensions and

complexity respect to other solutions. Moreover, attention was paid to limit irregularities during stair climbing and to the device functionality and aesthetics.

The main characteristic of the developed wheelchair is the hybrid architecture of the locomotion system. It is constituted by a couple of motorized locomotion unit on the front and an idle track that represents the rear support. The locomotion units climb obstacles with a rotating legs locomotion. They are made by a triangular shaped frame with a wheel at each corner. The wheels are connected together and with the motor through an epicyclical transmission. This smart architecture allows managing in a simple and effective way movements on flat ground and on stair, simplifying also the transition between these two working conditions.

In the work presented in this Ph.D. thesis, the kinematic and dynamic design of the wheelchair will be presented. The behavior and the performances during stair climbing operation will be analyzed in details in order to improve the device functionality.

The proposed results show that the wheelchair is able to climb obstacles and stairs in an effective, regular and safe way, in accordance with the project requirements and with the safety requirements imposed by standards (e.g. ISO 7176-28:2012, “Requirements and test methods for stair-climbing devices”).

The wheelchair described in this thesis is thus suitable to be further developed through the design of a real-scale prototype. The experimental activity conducted on the prototype can finally confirm the effectiveness of the stair-climbing wheelchair concept described in this thesis.



Figura I – Render della carrozzina montascale sviluppata e presentata in questo lavoro di tesi

Indice

Capitolo 1	Introduzione	1
1.1	Il problema delle barriere architettoniche	1
1.2	Ausili per il superamento delle barriere architettoniche	2
1.2.1	Montascale fissi	2
1.2.2	Montascale mobili.....	3
1.3	Carrozine Montascale.....	7
1.3.1	Carrozine commerciali.....	7
1.3.2	Brevetti e pubblicazioni	9
1.4	Considerazioni sullo stato dell'arte.....	19
Capitolo 2	Wheelchair.q	21
2.1	Requisiti di progetto.....	21
2.1.1	Tipologie di scale.....	22
2.1.2	Altri requisiti.....	23
2.2	Unità di locomozione	24
2.3	Sperimentazione su robot mobile.....	27
2.4	Versioni precedenti	31
2.4.1	Wheelchair.q01	31
2.4.2	Wheelchair.q02	33

2.4.3	Wheelchair.q03	35
2.4.4	Wheelchair.q04	38
Capitolo 3 Sintesi Cinematica.....		46
3.1	Progettazione funzionale	48
3.2	Principi di funzionamento	51
3.2.1	Salita singolo scalino	51
3.2.2	Discesa singolo scalino	52
3.2.3	Salita e discesa scale	53
3.3	Elementi funzionali	56
3.3.1	Unità di locomozione.....	57
3.3.2	Telaio	73
3.3.3	Sedia.....	77
3.3.4	Analisi oscillazioni	89
3.3.5	Cingolo.....	101
3.3.6	Ruota pivotante	115
3.3.7	Meccanismo di controllo assetto della sedia.....	123
3.3.8	Gruppo di trazione	154
3.3.9	Carrozzina complessiva	160
Capitolo 4 Analisi cinematica e dinamica		164
4.1	Analisi cinematica.....	165

4.2	Analisi cinetostatica	173
4.3	Dimensionamento del gruppo di trazione	180
Capitolo 5 Simulazioni		191
5.1	Modello multibody.....	192
5.2	Risultati analisi cinematica	195
5.3	Risultati analisi dinamica	199
Conclusioni		207
Bibliografia		217

Capitolo 1

Introduzione

1.1 Il problema delle barriere architettoniche

La presenza di barriere architettoniche in ambienti pubblici o privati rappresenta una grande limitazione per l'accessibilità di persone disabili o di con una mobilità limitata, anche solo temporaneamente, riducendone significativamente la qualità della vita. Il problema riguarda un numero elevato di persone: è stato stimato [1] che, nel Regno Unito, 1.2 milioni di individui (circa il 2% della popolazione) usano quotidianamente una carrozzina per spostarsi. Negli Stati Uniti, circa 30.6 milioni di persone sopra i 15 anni (12.6 percento della popolazione) hanno limitazioni associate alla deambulazione ed in particolare, tra questi, 3.6 milioni (1.5% della popolazione) usano una carrozzina o dispositivi simili [2]. La percentuale aumenta se si considerano solo gli anziani. Tra gli individui con più di 65 anni, il numero di utenti di carrozzina è di circa 2 milioni (5.2% della popolazione) [2]. In [3], uno studio francese ha stimato in 360000 gli utenti di carrozzina presenti in Francia (circa lo 0.65% della popolazione). I dati trovati in letteratura sono coerenti tra loro, quindi si può stimare che circa l'1% della popolazione dei paesi sviluppati utilizzi una carrozzina. Ciò significa che, considerando una popolazione dell'Unione Europea di circa 500 milioni, il numero di persone che utilizzano quotidianamente una carrozzina è di circa 5 milioni.

Il problema della disabilità è fortemente correlato all'età: nella fascia 16-19 anni la percentuale di persone disabili è del 2.1%, nella fascia 50-59 anni tale percentuale diventa del 31%, mentre raggiunge il 78% nella fascia di popolazione con più di 85 anni [1]. Questo aspetto è legato al progressivo invecchiamento della popolazione mondiale che sta caratterizzando la società negli ultimi anni. Si stima che, secondo l'andamento attuale, il numero di persone con più di 60 anni raggiungerà nel 2050 il 22% della popolazione, più del doppio rispetto al 10% del 2000 [4]. Questo fenomeno è ancora più evidente se si considerano solamente i paesi sviluppati. Si stima infatti che il numero di persone con più di 60 anni raggiungerà nel 2050 il 36% della popolazione mentre nel 2000 rappresentava il 18% [4].

Dai dati presentati si può evidenziare che il numero di persone che utilizzano una carrozzina è molto elevato e che quindi garantire un'adeguata accessibilità tramite

l'eliminazione delle barriere architettoniche è un importante risultato nel miglioramento della qualità della vita di un numero significativo di persone.

Il problema delle barriere architettoniche può essere affrontato da due diversi punti di vista. Da una parte si cerca di intervenire sulle strutture architettoniche nuove o su quelle già esistenti cercando di eliminare le barriere architettoniche e progettando i nuovi edifici con l'ottica di garantire una completa accessibilità. In questo senso si muove la normativa che in Italia è rappresentata dalla "Legge 13-1989: disposizioni per favorire il superamento e l'eliminazione delle barriere architettoniche negli edifici privati". D'altra parte si cerca di intervenire laddove le barriere architettoniche non sono eliminate o eliminabili per ragioni tecniche o economiche, fornendo alle persone disabili ausili in grado di superarle.

Nel paragrafo successivo verranno presentati diversi ausili in grado di superare barriere architettoniche disponibili commercialmente oppure come brevetti o prototipi.

1.2 Ausili per il superamento delle barriere architettoniche

Una delle soluzioni più diffuse di ausili per il superamento delle barriere architettoniche è rappresentata dai montascale che permettono di superare singoli scalini o intere rampe di scale. Questi ausili possono essere ulteriormente classificati in montascale fissi o mobili.

1.2.1 Montascale fissi

I montascale fissi sono costituiti da una pedana o da un sedile, entrambi in grado di traslare lungo una guida solidale alla scala, per permettere ad un utente disabile con o senza carrozzina di salire o scendere una rampa di scale. In Figura 1.1 sono rappresentati due diversi tipi di montascale fissi: quelli con pedana, che possono essere utilizzati direttamente da un utente in carrozzina, e quelli con sedile, che invece richiedono un trasbordo dalla carrozzina al montascale.

In entrambi i casi questo tipo di soluzione è integrata su una scala e non è sempre disponibile ovunque necessario. Anche se rappresenta una soluzione efficace per garantire accessibilità anche in presenza di intere rampe di scale, la sua diffusione è limitata specialmente a causa dell'ingombro di installazione. Un vantaggio di questo tipo di soluzione è rappresentato dalla possibilità di essere usato in autonomia.



Figura 1.1 – Montascale fissi: (a) montascale con pedana (ThyssenKrupp Encasa GmbH);
(b) montascale con sedile (Handicare)

1.2.2 Montascale mobili

Un'altra soluzione ampiamente diffusa a livello commerciale è rappresentata dai montascale mobili, cioè ausili in grado di superare anche intere rampe di scale, ma che non sono vincolati alla struttura. Questo permette di trasportarli e di averli disponibili ovunque necessario. Principalmente sono pensati per essere collegati alle carrozzine tradizionali, in modo da garantire l'abilità di superamento ostacoli solo quando necessario senza aumentare pesi ed ingombri durante gli spostamenti in piano. Sebbene siano meno ingombranti e più versatili rispetto ai montascale fissi, il maggiore svantaggio è rappresentato dal fatto che nella maggior parte dei casi non possono essere usati in autonomia dall'occupante.

Esistono due principali categorie di montascale mobili: quelli a cingoli e quelli a ruote. In Figura 1.2 sono presentate due soluzioni di montascale mobili a cingoli.

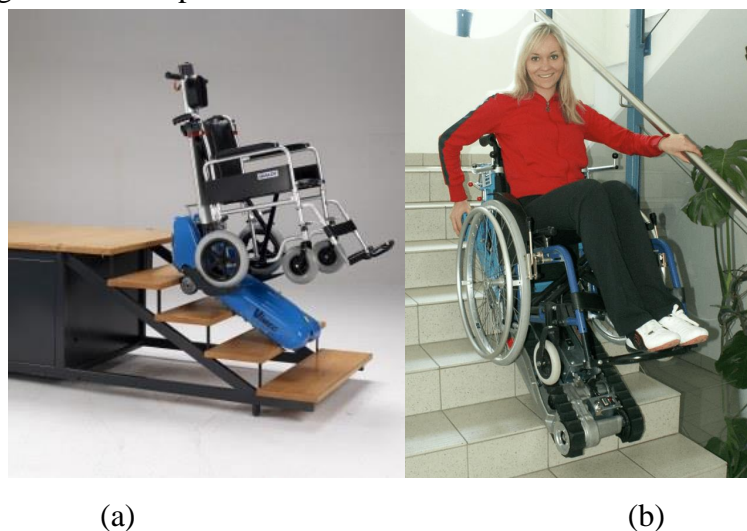


Figura 1.2 – Montascale mobili a cingoli: (a) montascale Roby (Vimec); (b) montascale Stairmax (Lehner-lifttechnik)

Questo tipo di dispositivi permette di ottenere una salita o discesa delle scale stabile e regolare grazie all'utilizzo di cingoli motorizzati. L'utilizzo del cingolo permette infatti di avere sempre almeno due punti di contatto a terra e quindi la sequenza di salita procede con un moto traslatorio lungo la retta tangente alle scale. Per contro, la soluzione a cingolo motorizzato risulta essere ingombrante e pesante ed inoltre presenta alcune criticità durante la transizione tra la marcia in piano e la marcia su scala. Anche se sono stabili su scala, questo genere di dispositivi richiede durante l'utilizzo la presenza di un assistente che non deve garantire l'equilibrio, ma deve solamente controllare e gestire il montascale durante le diverse fasi di funzionamento. Questo ultimo aspetto compromette l'autonomia di utilizzo da parte dell'utente disabile. Un'eccezione è rappresentata dal montascale riportato in Figura 1.2(b) che può essere invece utilizzato in autonomia.

Una differente tipologia di montascale è rappresentata dai dispositivi a ruote rappresentati in Figura 1.3. Questi montascale sono dotati di una coppia di ruote per il moto in piano e da un meccanismo che permette l'abilità di superamento ostacolo.



Figura 1.3 – Montascale mobili a ruote: (a) montascale LG 2020 (Antano);
(b) montascale Yack (KSP)

In Figura 1.3(a) è rappresentato un montascale con sedile che richiede il trasbordo dell'utente prima dell'utilizzo mentre in Figura 1.3(b) è riportato un montascale che può essere direttamente collegato ad una tradizionale carrozzina. I montascale a ruote, rispetto a quelli a cingolo, sono più leggeri, compatti e facilmente trasportabili. Tuttavia hanno solamente un punto di contatto con la scala, pertanto non sono stabili durante la salita scale. In questo caso quindi la presenza di un assistente diventa necessaria per garantire una salita sicura e stabile. La sequenza

di superamento dello scalino avviene grazie all'utilizzo di diverse tipologie di meccanismi articolati (quadrilateri articolati o meccanismi a biella e manovella) che sollevano la carrozzina e il montascale e lo portano in appoggio sullo scalino superiore.



Figura 1.4 – Meccanismo di salita scalino del montascale LG 2020 (Antano)



Figura 1.5 – Meccanismo di salita scalino del montascale Yack (KSP)

A differenza dei montascale a cingoli questa tipologia di dispositivi non consente di ottenere una traiettoria di salita regolare e rettilinea, ma l'utente procede con un moto discontinuo che dipende dal tipo di meccanismo adottato per ottenere il superamento ostacolo.

In Figura 1.6 è rappresentata un'ulteriore soluzione di montascale mobile a ruote. In questo caso il meccanismo di superamento dello scalino è ottenuto con un sistema definito a "zampe rotanti". Tale sistema è basato su due unità di

locomozione costituite da un telaio di forma triangolare ai cui vertici sono incernierate tre ruote folli. Ciascuna unità di locomozione è motorizzata e un motore ne controlla la rotazione, la quale permette di portare una ruota in appoggio sul gradino successivo consentendo di ottenere la sequenza di salita.



Figura 1.6 – Montascale Scoiattolo (TGR)

Quest'ultima soluzione proposta risulta essere molto efficiente e compatta. Inoltre permette di superare gli ostacoli in maniera estremamente semplice, sia dal punto di vista dei meccanismi necessari, sia dal punto di vista del sistema di attuazione. Tuttavia questo tipo di montascale non è stabile durante la marcia su scala e necessita quindi della presenza di un assistente che ne garantisca l'equilibrio durante la salita o la discesa.

Alla luce di quanto è stato presentato finora, si può affermare che le soluzioni commerciali di montascale presentati come ausili per il superamento delle barriere architettoniche non soddisfano completamente i requisiti di funzionalità necessari per garantire la possibilità di superare una qualsiasi barriera architettonica in autonomia e sicurezza da parte di un utente disabile. Attraverso l'analisi presentata è possibile identificare i seguenti requisiti di funzionamento per un ausilio in grado di fornire una risposta completa al problema delle barriere architettoniche. In particolare modo il dispositivo deve:

- essere in grado di superare singoli scalini o intere rampe di scale, in salita o in discesa, in maniera stabile e sicura;
- essere in grado di garantire la mobilità in piano come una tradizionale carrozzina elettrica;

- poter essere utilizzato in autonomia dall'utente e quindi essere sempre stabile durante la movimentazione su scala senza richiedere la presenza di un assistente;
- garantire un moto di salita regolare e confortevole;
- essere trasportabile facilmente ovunque fornendo quando necessario la capacità di superamento ostacoli senza limitare la mobilità in piano;
- essere leggero e di dimensioni contenute;
- essere semplice sia da un punto di vista meccanico che per quanto riguarda il sistema di attuazione e controllo;
- poter essere usata sia in ambienti esterni che in ambienti interni strutturati;
- deve essere esteticamente gradevole e avere un buon grado di accettabilità personale.

Le soluzioni proposte finora, cioè montascale fissi o mobili, non sono in grado di soddisfare i requisiti richiesti. Per questo è necessario analizzare un'altra categoria di dispositivi, definiti carrozzine montascale, che verranno analizzati nel dettaglio nel prossimo paragrafo.

1.3 Carrozine Montascale

Per carrozzine montascale si intendono carrozzine elettriche in grado di muoversi in piano come le tradizionali carrozzine, ma che allo stesso tempo dispongono anche di meccanismi in grado di consentire il superamento di ostacoli, singoli scalini o intere rampe di scale. Questa tipologia di ausili integra in un unico dispositivo le funzionalità di una carrozzina elettrica e di un montascale.

1.3.1 Carrozine commerciali

Commercialmente esistono pochi dispositivi di questo tipo, che in genere risultano essere abbastanza complessi sia dal punto di vista dei meccanismi che del controllo. Anche se riescono efficacemente a superare ostacoli e scale, la loro diffusione è limitata soprattutto a causa del elevato. Di seguito verranno presentati i dispositivi ritenuti di maggior interesse. In Figura 1.7 è riportata la carrozzina I-Bot. In questa soluzione il sistema di locomozione è costituito da un gruppo di due ruote che può ruotare attorno al telaio della carrozzina.

La carrozzina non ha ulteriori punti di contatto a terra e l'equilibrio è garantito dinamicamente dal sistema di controllo. Il dispositivo risulta molto compatto ed efficace, tuttavia la complessità del controllo richiesto per mantenere l'equilibrio e le problematiche relative alla sicurezza rappresentano dei grossi limiti di questa carrozzina.



Figura 1.7 – Carrozzina I-Bot [5]

In Figura 1.8 è riportato un altro esempio di carrozzina montascale, denominato B-Free. In questo caso la locomozione avviene tramite cingoli motorizzati che permettono la locomozione su scala. Inoltre i cingoli sono articolati per agevolare le fasi di transizione tra la marcia in piano e la marcia su scala. Il principale svantaggio è legato alla bassa efficienza della locomozione a cingoli, soprattutto durante la marcia in piano, e alla complessità della struttura meccanica.



Figura 1.8 – Carrozzina B-Free [6]

Infine in Figura 1.9 è riportata un'ultima soluzione di carrozzina montascale commerciale, la carrozzina TopChair.

Anche in questo caso la locomozione su scala è ottenuta tramite un cingolo motorizzato, ma durante la marcia in piano la carrozzina si muove su ruote che ne migliorano l'efficienza e la manovrabilità. La soluzione nel complesso risulta essere efficace nel superare scale e ostacoli, permettendo inoltre una salita regolare lungo una traiettoria rettilinea. Tuttavia è richiesta una doppia motorizzazione, una per il cingolo e una per le ruote, che appesantisce e complica la struttura. Infine l'utilizzo

del cingolo richiede di aggiungere al dispositivo dei meccanismi per la gestione delle fasi di transizione tra la marcia in piano e la marcia su scala.



Figura 1.9 – Carrozzina TopChair [7]

Le soluzioni commerciali presentate in questo paragrafo non rappresentano una soluzione completa al problema in quanto eccessivamente complesse e ingombranti.

Lo sviluppo di una carrozzina montascale in grado di fornire piena autonomia è quindi un argomento di forte attualità oggetto di ricerche e brevetti che verranno presentati nel prossimo paragrafo.

1.3.2 Brevetti e pubblicazioni

Per quanto riguarda progetti di ricerca e brevetti, si sono individuati in letteratura numerosi lavori riguardo carrozzine montascale, alcuni affrontati solo dal punto di vista teorico altri invece concretizzati nella realizzazione di prototipi.

Di seguito verranno riportate le soluzioni più interessanti organizzate in funzione del sistema di locomozione utilizzato per ottenere l'abilità di superamento ostacoli. In Figura 1.10 è riportato uno schema riassuntivo sui sistemi di locomozione utilizzati in robotica mobile o più in generale su veicoli.

Le tre tipologie principali di sistemi di locomozione sono:

1. locomozione su zampe
 - a. Vantaggi: ottima capacità di superamento ostacoli
 - b. Svantaggi: struttura meccanica e sistema di controllo complessi
2. locomozione su cingolo
 - a. Vantaggi: regolarità e stabilità durante la salita scale

- b. Svantaggi: bassa efficienza e manovrabilità durante la marcia in piano
- 3. locomozione su ruote
 - a. Vantaggi: elevata manovrabilità ed efficienza
 - b. Svantaggi: scarsa abilità di superamento ostacoli

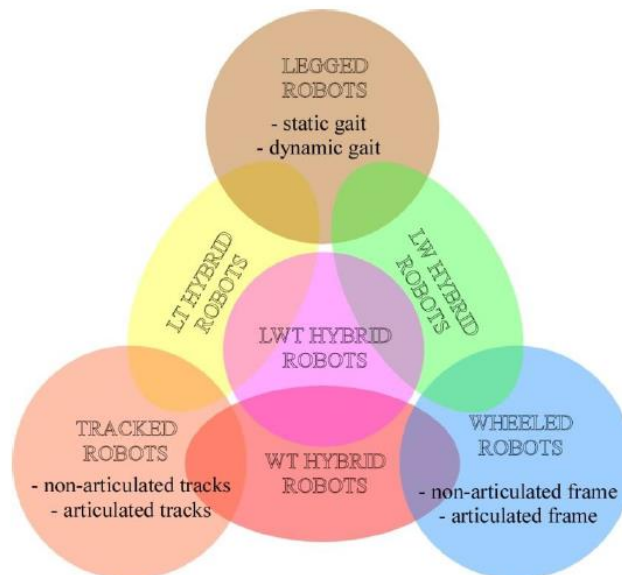


Figura 1.10 – Schema riassuntivo sui sistemi di locomozione [8]

In conclusione si può osservare che ciascuna tipologia presenta vantaggi e svantaggi, per questo motivo soluzioni più interessanti possono essere individuate in dispositivi che utilizzano sistemi di locomozione ibridi, cioè che combinano tra loro i principali sistemi di locomozione cercando di massimizzarne i vantaggi e di minimizzarne gli aspetti negativi.

Di seguito verranno riportate le soluzioni di maggior interesse individuate nello stato dell'arte.

Carrozine a zampe

In Figura 1.11 e Figura 1.12 sono rappresentate due soluzioni di carrozzine con sistema di locomozione a zampe.

Questo tipo di dispositivi risulta essere molto efficace nel superamento di ostacoli, tuttavia, come si può osservare nelle immagini, le carrozzine sono molto complesse dal punto di vista dei meccanismi e degli attuatori necessari per muovere le zampe da un gradino all'altro. Inoltre sono necessari sensori e sistemi di controllo complessi per gestire il funzionamento degli attuatori e in alcuni casi l'equilibrio del dispositivo.



Figura 1.11 – Carrozzina con sistema di locomozione a zampe, Sugahara et al. [9]



Figura 1.12 – Carrozzina con sistema di locomozione a zampe, Bang et al. [10]

Carrozine a ruote e cingoli

In Figura 1.13 è riportato un brevetto di una carrozzina con sistema di locomozione ibrido a ruote e cingoli.

Il dispositivo si muove su ruote durante la marcia in piano, in cui il cingolo è sollevato da terra. Durante la salita o discesa scale le ruote vengono sollevate e la locomozione avviene sul cingolo che assicura la stabilità e la regolarità di salita. Il problema principale di questa tipologia di dispositivi è legato alla necessità di installare una doppia motorizzazione (una per il cingolo e una per le ruote) appesantendo e complicando la struttura.

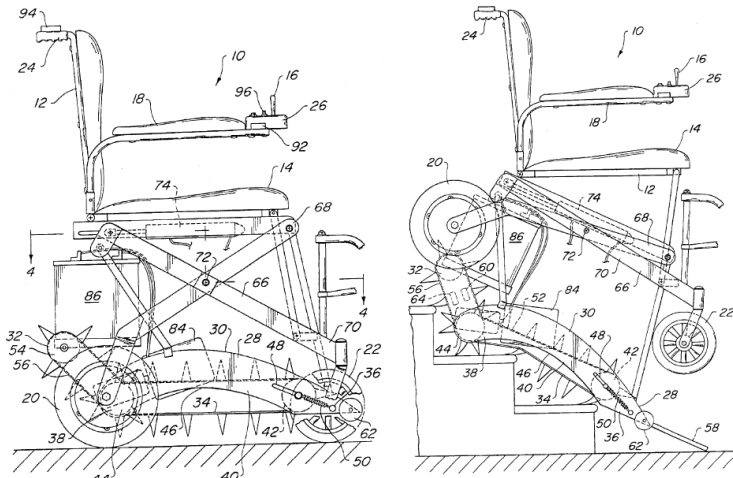


Figura 1.13 – Brevetto di carrozzina con sistema di locomozione ibrido a ruote e cingoli, Quigg [11]

In Figura 1.14 è rappresentata un'altra soluzione di carrozzina appartenente a questa categoria. In questo caso però il cingolo è deformabile e tramite una serie di rinvii e pulegge folli permette di riconfigurare il veicolo per adattarlo alla marcia in piano o su scala.

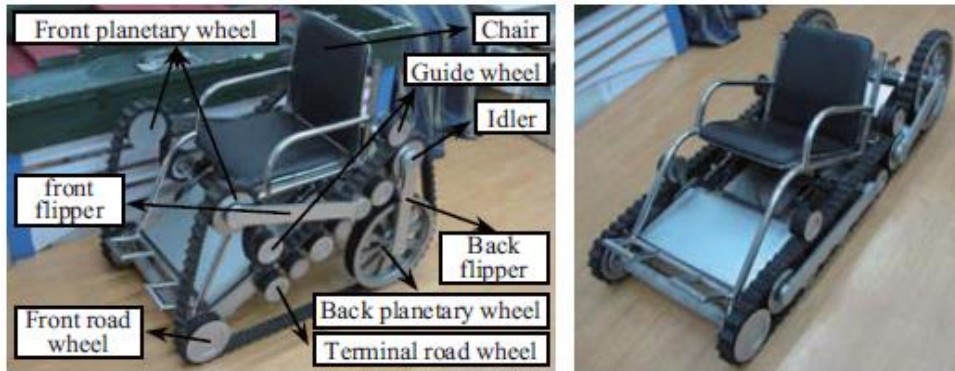


Figura 1.14 – Carrozzina con cingoli riconfigurabili, Yu et al. [12]

Infine in Figura 1.15 si riporta un ultimo esempio di carrozzina con sistema di locomozione a ruote e cingolo, sviluppato da un gruppo studentesco dell'ETH di Zurigo.



Figura 1.15 – Carrozzina con sistema di locomozione a ruote e cingoli SCALEVO [13]

In questa soluzione la locomozione in piano avviene solamente in appoggio su due ruote e il bilanciamento del veicolo è mantenuto in maniera dinamica dal sistema di controllo. La locomozione su scale avviene invece in appoggio stabile sul cingolo. Questa soluzione, come le altre presentate in questa categoria, pur essendo efficace nel superare ostacoli e scale, è caratterizzata dagli svantaggi legati alla locomozione a cingolo, cioè la bassa efficienza energetica e la necessità di introdurre ulteriori meccanismi per la gestione della transizione tra la marcia in piano e la marcia su scala, come illustrato in Figura 1.16.

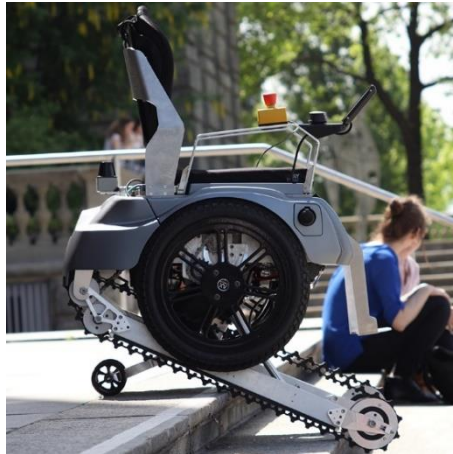


Figura 1.16 – Dettaglio del meccanismo necessario per il controllo della transizione tra marcia in piano e marcia su scala montato sulla carrozzina SCALEVO [13]

Carrozine a ruote e zampe

Una terza categoria di carrozzine montascale è rappresentata da dispositivi con sistema di locomozione ibrido a ruote e zampe. In Figura 1.17 è rappresentato un primo dispositivo per questa categoria.

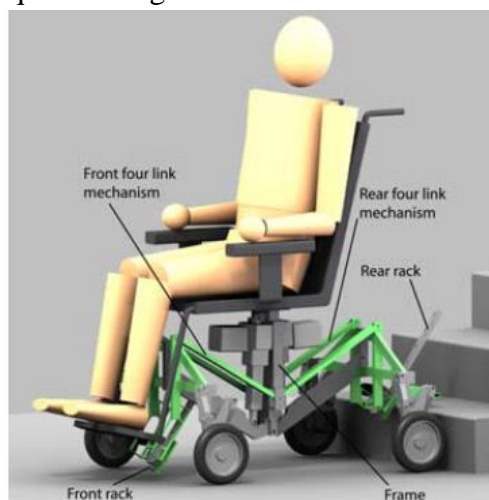


Figura 1.17 - Carrozzina con sistema di locomozione a ruote e zampe, Morales et al. [14], [15], [16], [17], [18], [19], [20]

Anche in questo caso l'idea di fondo è quella di accoppiare l'elevata efficienza e manovrabilità delle ruote per la marcia in piano con la capacità di superamento ostacoli dei sistemi a zampe. Rispetto alla locomozione a cingolo, l'utilizzo di zampe permette di ottenere dispositivi più leggeri e di dimensioni più compatte, a scapito di un aumento della complessità dei meccanismi necessari per ottenere il superamento ostacoli e del controllo. Oltre alla motorizzazione sulle ruote, la carrozzina dispone di un sistema di bracci e leveraggi che permettono di sollevare le ruote anteriori e posteriori portandole in appoggio sul gradino, come descritto in Figura 1.18 e Figura 1.19.

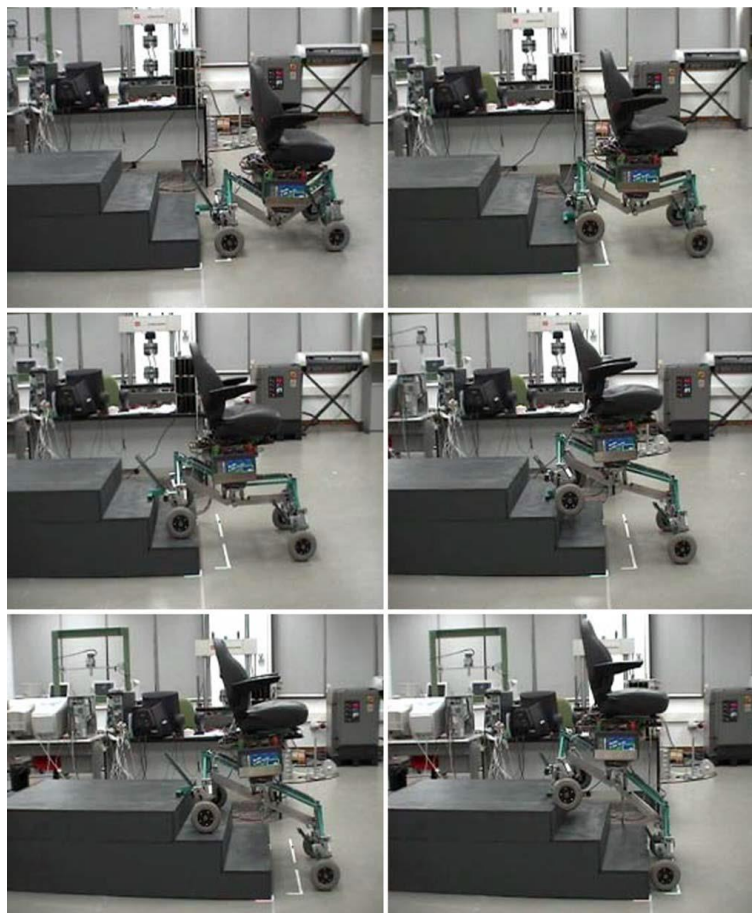


Figura 1.18 – Sequenza di salita della carrozzina, [19]

In Figura 1.20 è rappresentata un altro dispositivo con sistema di locomozione ibrido a ruote e zampe. In questo caso le ruote motorizzate sono collegate a dei bracci che possono essere alzati e abbassati, sollevando le ruote anteriori e portandole in appoggio sopra il gradino successivo durante la sequenza di salita scale.

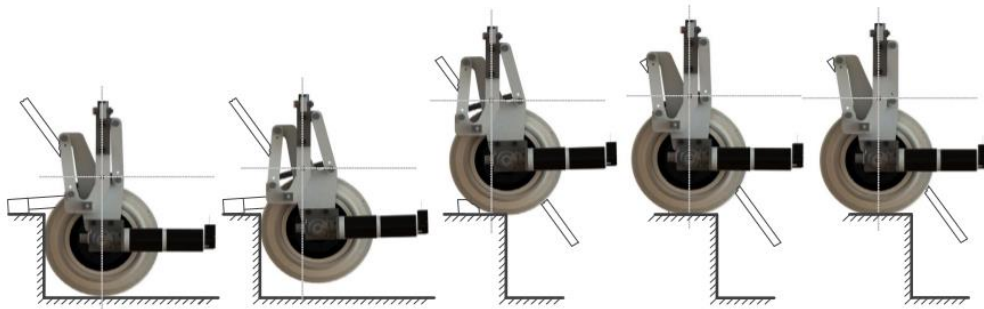


Figura 1.19 – Dettaglio del meccanismo di superamento del gradino, [14]



Figura 1.20 – Carrozzina montascale con sistema di locomozione a ruote e zampe, Yuan et al. [21], [22]

Un'ulteriore soluzione è rappresentata in Figura 1.21 in cui è rappresentata una carrozzina costituita da un telaio articolato e due gruppi di ruote che possono essere spostati per permettere il superamento di ostacoli. Tuttavia la struttura risulta essere molto complessa e ingombrante.

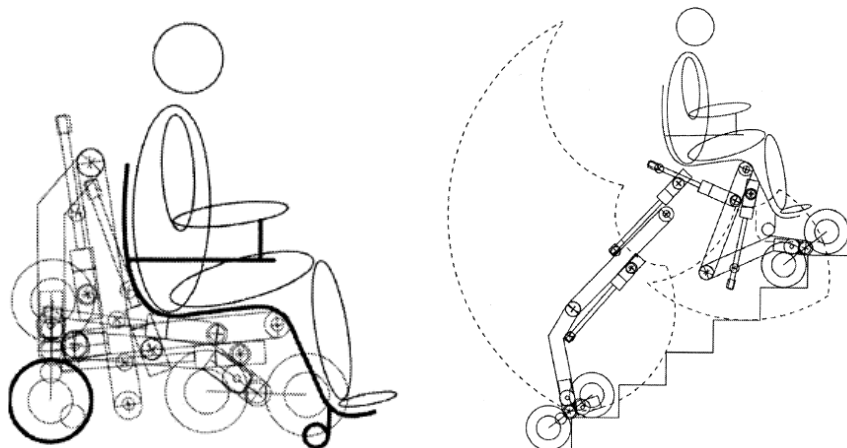


Figura 1.21 - Carrozzina montascale con sistema di locomozione a ruote e zampe, Lawn [23]

Infine in Figura 1.22 è riportato un ultimo esempio di carrozzina con sistema di locomozione a ruote e zampe. In questo caso la sequenza di superamento ostacolo è ottenuta tramite sistemi di attuazione posti sul telaio articolato del veicolo, permettendo di ottenere una sequenza simile al passo in cui ciascuna ruota è portata successivamente al di sopra dell'ostacolo.

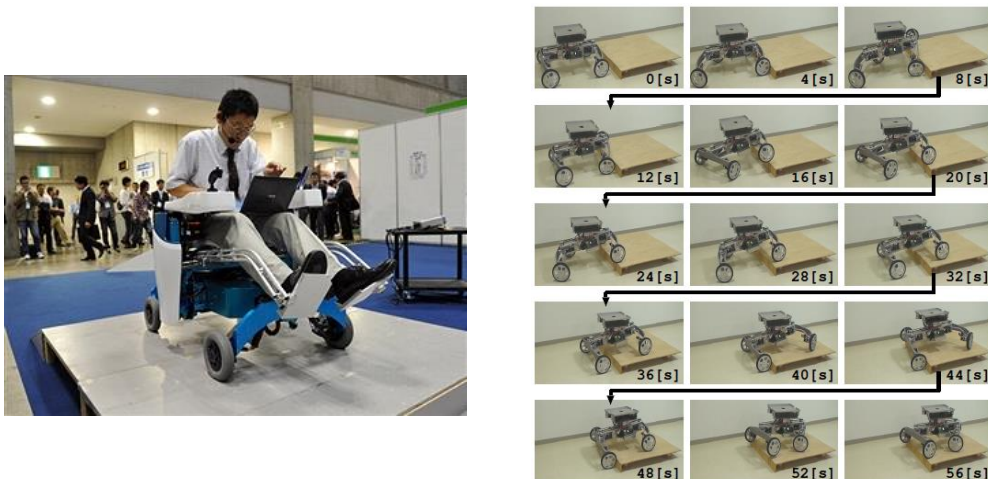


Figura 1.22 - Carrozzina montascale con sistema di locomozione a ruote e zampe RT-MOVER, Nakajima [24], [25]

Carrozze a zampe rotanti

Un'ultima categoria di interesse è rappresentata dalle carrozzine montascale con sistema di locomozione a zampe rotanti, cioè costituito da un gruppo di ruote collegate ad un'unità di locomozione rotante rispetto al telaio della carrozzina. In questo modo è possibile ottenere la sequenza di superamento ostacolo in maniera più semplice rispetto ai vari meccanismi illustrati in precedenza. Infatti la sequenza di salita si ottiene attraverso la sola rotazione dell'unità di locomozione semplificando notevolmente la struttura meccanica e di controllo del dispositivo.

In Figura 1.23 e Figura 1.24 è riportato un primo esempio di carrozzina che utilizza questo tipo di locomozione.

In questa prima soluzione la carrozzina ha due unità di locomozione a tre ruote collegate al telaio che permettono di ottenere l'abilità di superamento ostacoli. Il dispositivo non ha un ulteriore punto di appoggio anteriore e quindi non è stabile durante la salita scale. Per il funzionamento della carrozzina è quindi necessaria la presenza di un assistente che mantenga in equilibrio il dispositivo, che pertanto non può essere utilizzato in autonomia dall'occupante. In Figura 1.25 è riportato un esempio di carrozzina con un principio di funzionamento leggermente differente. Ciascuna unità di locomozione è costituita da quattro ruote poste in corrispondenza dei vertici di un quadrilatero articolato. Un sistema di attuazione movimenta il quadrilatero portando ciclicamente due ruote a contatto con i gradini successivi

della scala. Avendo sempre almeno quattro punti di contatto a terra, questa soluzione risulta essere stabile staticamente e può essere usata in autonomia dall'utente.

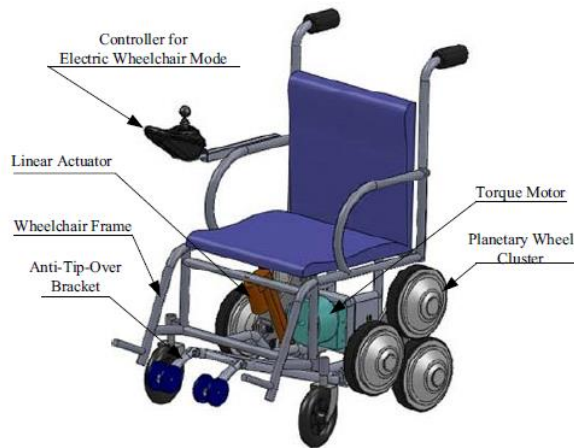


Figura 1.23 - Carrozzina montascale con sistema di locomozione a zampe rotanti, Fang et al. [26]



Figura 1.24 – Sequenza di salita [26]

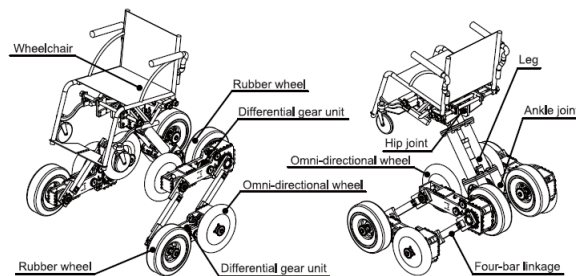


Figura 1.25 - Carrozzina montascale con sistema di locomozione a zampe rotanti, Sugahara et al. [27]

La carrozzina proposta in Figura 1.26 utilizza quattro unità di locomozione motorizzate costituite da un telaio con tre bracci, ciascuno dei quali porta una ruota all'estremità. Ciascuna unità di locomozione ha due gradi di libertà: la rotazione delle ruote rispetto alla struttura dell'unità di locomozione e la rotazione dell'unità di locomozione attorno al telaio. In totale la soluzione presentata necessita quindi di otto attuatori per gestire completamente gli otto gradi di libertà complessivi. Inoltre il telaio della carrozzina è allungabile in modo passivo. Questa caratteristica permette di ottenere una sequenza di salita in cui le unità di locomozione anteriori e posteriori possono superare gli scalini in maniera indipendente, determinando l'allungamento o l'accorciamento del telaio.

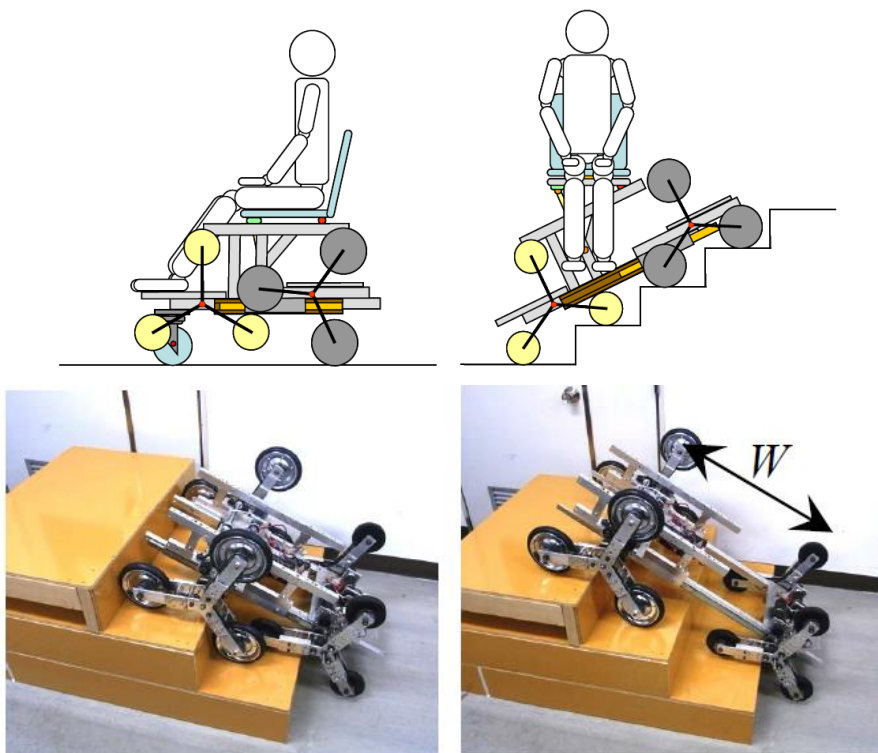


Figura 1.26 - Carrozzina montascale con sistema di locomozione a zampe rotanti, Yamamoto et al. [28]

Infine in Figura 1.27 è riportata un'ultima soluzione di carrozzina montascale con sistema di locomozione a zampe rotanti. L'abilità di superamento ostacoli è ottenuta grazie a due unità di locomozione come quelle descritte in precedenza, cioè costituite da un telaio a tre bracci ciascuno dei quali con una ruota all'estremità. Rispetto al caso precedente in cui l'equilibrio del dispositivo è ottenuto grazie a quattro unità di locomozione a contatto con le scale, in questo caso la stabilità del dispositivo è garantita dalla presenza di due pattini anteriori e due pattini posteriori

articolati rispetto al telaio. I pattini strisciano lungo le scale fornendo ulteriori punti di contatto alla carrozzina e impedendone il ribaltamento.

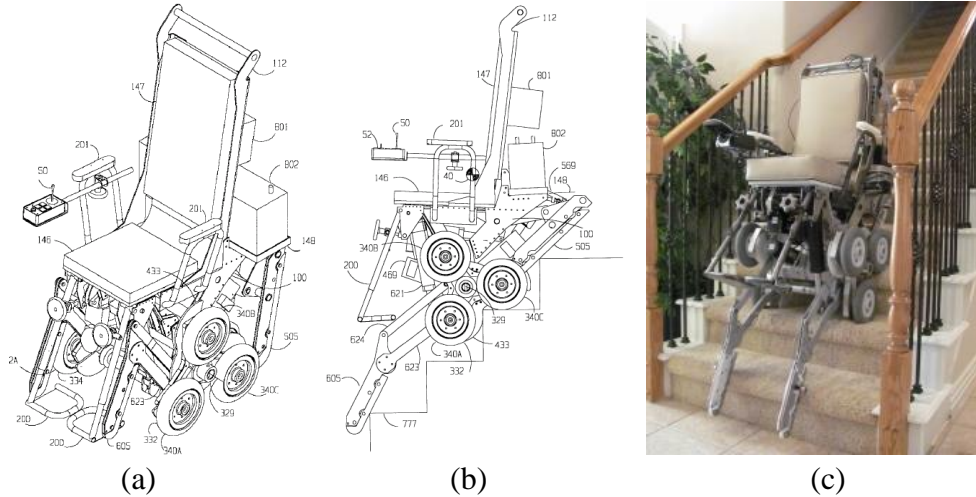


Figura 1.27 – (a) e (b): Brevetto di carrozzina montascale con sistema di locomozione a zampe rotanti, Cox [29]; (c): prototipo, StairMaster Wheelchair Co. [30]

Questa soluzione risulta essere efficace e compatta per quanto riguarda il sistema di locomozione. Tuttavia il sistema di pattini necessario per ottenere l'equilibrio del dispositivo risulta essere abbastanza complesso, richiedendo un numero elevato di cerniere e di meccanismi, due sistemi di attuazione e un algoritmo di controllo che con continuità gestisca la loro posizione per controllare l'assetto della carrozzina durante le fasi di salita e discesa.

1.4 Considerazioni sullo stato dell'arte

In questo capitolo è stato analizzato lo stato dell'arte dei dispositivi per il superamento delle barriere architettoniche, sia per quanto riguarda soluzioni commerciali, sia per quanto riguarda brevetti e prototipi individuati tra progetti di ricerca. Sono state presentate e confrontate diverse soluzioni di sistemi di locomozione: a ruote, a zampe, a cingoli e loro combinazioni ibride, elencando e commentando vantaggi e svantaggi per ciascuna. Nessuna delle soluzioni individuate è risultata in grado di soddisfare pienamente i requisiti per un dispositivo efficace e sicuro nel superamento di ostacoli, ma allo stesso tempo semplice dal punto di vista costruttivo, leggero e compatto. In particolare, i principali limiti individuati nei dispositivi che costituiscono lo stato dell'arte riguardano:

- dimensioni e ingombri eccessivi che non garantiscono una sufficiente mobilità in ambienti interni;

- bassa efficienza legata soprattutto alle soluzioni che utilizzano cingoli motorizzati per la locomozione;
- necessità di gestire con meccanismi e sistemi di attuazione aggiuntivi la transizione tra la marcia in piano e la marcia su scala nei casi di carrozzina con locomozione a cingoli non articolati;
- complessità della struttura meccanica con conseguente aumento del peso e del numero di componenti ed attuatori necessari;
- complessità del sistema di controllo, in particolare per quanto riguarda i dispositivi in cui l'equilibrio del veicolo è mantenuto in maniera dinamica.

Un ultimo aspetto legato all'analisi dello stato dell'arte riguarda la normativa di riferimento per dispositivi montascale. La norma che è stata seguita durante questo lavoro di tesi è stata la ISO 7176-28:2012, "Requirements and test methods for stair-climbing devices" [31]. Nella norma è proposta una classificazione dei dispositivi in base alle caratteristiche di funzionamento ed è introdotta una nomenclatura per le diverse tipologie di sistemi di locomozione. Inoltre sono descritti requisiti di sicurezza e metodologie di test per verificare il corretto funzionamento del dispositivo nelle diverse condizioni di funzionamento. Ad esempio la norma richiede che il dispositivo sia sempre in condizioni di stabilità statica in ogni configurazione assunta durante il superamento di una rampa di scale e nelle fasi di accesso e di uscita.

Le indicazioni proposte dalla normativa e le osservazioni tratte dall'analisi dello stato dell'arte sono state le premesse per avviare un percorso di ricerca per la progettazione e la realizzazione di una carrozzina per il superamento delle barriere architettoniche, in grado di rappresentare una soluzione completa al problema.

Capitolo 2

Wheelchair.q

Nel capitolo precedente è stata introdotta la problematica del superamento delle barriere architettoniche da parte di persone con ridotta mobilità che necessitano di ausili per gli spostamenti quotidiani. Nonostante il numero significativo di persone che convivono con questo tipo di limitazioni e nonostante il problema sia di forte impatto per la qualità della vita di una crescente parte della popolazione, nello stato dell'arte analizzato non si sono identificate soluzioni in grado di dare una risposta completa al problema.

Per questo motivo il nostro gruppo di ricerca ha iniziato da diversi anni lo studio di possibili soluzioni innovative in grado di rispondere in maniera più ampia e soddisfacente alle esigenze di mobilità di persone disabili. Questo ha portato alla nascita del progetto 'Wheelchair.q' che si è sviluppato nel corso degli anni attraverso diverse soluzioni funzionali, in parte sviluppate durante la mia attività di Dottorato. Un'analisi critica dei risultati via via ottenuti ha permesso di affinare l'idea iniziale, orientando l'evoluzione del progetto verso soluzioni sempre più ottimizzate e vicine all'obiettivo di ottenere un dispositivo efficace ed efficiente.

In questo capitolo verrà riassunta l'evoluzione del progetto, identificando e descrivendo brevemente le diverse proposte sviluppate nel corso degli anni. La maggior parte delle scelte progettuali, delle ottimizzazioni e delle considerazioni fatte su versioni precedenti della carrozzina può considerarsi superata rispetto all'ultima versione proposta, che verrà ampiamente discussa nei capitoli seguenti. Tuttavia si ritiene necessario riassumere ed argomentare le varie proposte progettuali e le motivazioni del loro superamento, per tener traccia del lavoro svolto e per giustificare e motivare le scelte che hanno portato allo sviluppo prototipale della soluzione presentata in questo lavoro di Tesi.

2.1 Requisiti di progetto

Dall'analisi dello stato dell'arte e delle caratteristiche di funzionamento delle carrozzine montascale in commercio è possibile identificare, come attività preliminare, i requisiti di progetto per la carrozzina che si andrà a sviluppare.

2.1.1 Tipologie di scale

Innanzitutto sono state ricercate in letteratura le dimensioni di riferimento per le diverse tipologie di scala che la carrozzina si troverà ad affrontare, facendo riferimento alla normativa italiana UNI10804-gen1999, la quale definisce gli standard di alzata e pedata a seconda della destinazione d'uso. In Figura 2.1 sono indicate le dimensioni di riferimento con cui caratterizzare la scala:

- h_0 : alzata
- p : pedata
- α_s : pendenza scala
- e : passo scalino

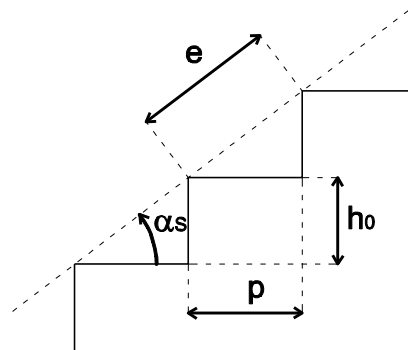


Figura 2.1 – Dimensioni caratteristiche della scala

La norma fa riferimento alla formula di Blondel, che lega i due parametri attraverso la relazione di Eq.(2.1).

$$2h_0 + p = 620 \div 640 \quad (2.1)$$

Applicando tale espressione si ricavano le dimensioni per le scale adibite ad uso pubblico e privato riassunte in Tabella 2.1.

Tabella 2.1 – Dimensioni scale secondo la normativa UNI10804-gen1999

Destinazione d'uso	p	h_0	α_s	e
	mm	mm	°	mm
<i>Pubblico</i>	300	170	29.5	345
<i>Privato principale</i>	250	190	37	314
<i>Privato secondario</i>	220	210	43.7	304

La carrozzina montascale che si vuole sviluppare deve essere in grado di muoversi in ambienti interni ed esterni. La destinazione d'uso per le scale che faranno parte dei requisiti di progetto saranno quindi quelle “*Pubblico*” e “*Privato principale*”. La tipologia “*Privato secondario*” è stata invece scartata perché poco diffusa ma estremamente impegnativa dal punto di vista progettuale. Viceversa si è aggiunta

alle specifiche la scala con alzata 145 mm e pedata 350 mm (22.5°), cioè una scala poco ripida che però è spesso utilizzata in ambienti esterni, ad esempio nei giardini pubblici. Riassumendo, le dimensioni delle scale che costituiscono un requisito di progetto per la carrozzina montascale sono riportate in Tabella 2.2.

Tabella 2.2 – Dimensioni delle scale superabili dalla carrozzina montascale

Tipologia scala	p	h_0	α_S	e
	mm	mm	°	mm
<i>Pendenza bassa</i>	350	145	22.5	379
<i>Pendenza media</i>	300	170	29.5	345
<i>Pendenza elevata</i>	250	190	37	314

2.1.2 Altri requisiti

Oltre alle dimensioni delle scale superabili, rientrano all'interno dei requisiti di progetto altre grandezze riassunte in Tabella 2.3.

Tabella 2.3 – Requisiti di progetto

<i>Grandezza</i>	<i>Valore</i>
Massa carico massimo trasportabile	80kg
Massa veicolo	80kg
Massa totale	160kg
Larghezza massima veicolo	0.65-0.7 m
Velocità massima in marcia in piano	10km/h
Pendenza massima rampa	10°
Velocità massima di avanzamento su rampa	5 km/h
Velocità di salita scala	5''/scalino
Altezza massimo scalino superabile	240 mm
Altezza massimo scalino superabile in marcia avanti	200 mm

La larghezza massima del veicolo che è stata imposta è necessaria per permettere la movimentazione della carrozzina in ambienti interni e per permetterne il passaggio attraverso le porte. La velocità massima di avanzamento in piano scelta è coerente con quella delle tradizionali carrozzine elettriche e permette un'adeguata mobilità in ambienti esterni. La massima velocità ammessa durante la salita su rampa è più bassa rispetto a quella di marcia in piano.

Una caratteristica molto interessante che si vuole sviluppare con questa nuova carrozzina è la capacità di superare i singoli scalini in marcia avanti con una sequenza di salita differente rispetto a quella di salita scale.

Nella maggior parte delle soluzioni analizzate nello stato dell'arte, infatti, la salita scale avviene in retromarcia, cioè con la scala posta alle spalle dell'utente. Questa configurazione risulta conveniente rispetto alla salita in marcia avanti perché permette di avvicinare maggiormente l'utente alle scale aumentando la stabilità e la percezione di sicurezza durante la salita. Tuttavia tali soluzioni prevedono di utilizzare la stessa sequenza di superamento usata per le rampe di scale anche per il superamento del singolo scalino od ostacolo, come ad esempio un marciapiede. Questo significa dover ruotare la carrozzina, attivare i meccanismi e i sistemi che governano la salita scale, ruotare nuovamente la carrozzina e procedere con la marcia, con un notevole impiego di tempo.

Vista questa criticità, si è imposto come ulteriore requisito di funzionamento per la carrozzina la capacità di superare in marcia in avanti il singolo scalino, in modo da rendere più veloce e meno complessa tale sequenza. In questo modo si devono considerare separatamente le condizioni di salita scala e quelle di salita del singolo scalino.

2.2 Unità di locomozione

Il progetto di carrozzina montascale 'Wheelchair.q' è evoluto nel tempo in differenti versioni, con l'obiettivo di migliorare sempre più il dispositivo cercando di soddisfare il più possibile i requisiti di funzionamento fissati.

La caratteristica comune a tutte le versioni e distintiva del progetto è l'utilizzo di un sistema di locomozione ibrido a ruote e zampe rotanti, costituito da un'unità di locomozione con tre bracci, ciascuno con una ruota all'estremità. Come si è visto dall'analisi dello stato dell'arte, questo tipo di soluzione permette di ottenere una buona capacità di superamento ostacoli con un ingombro e una complessità costruttiva limitati. La struttura ha due gradi di libertà: la rotazione dell'unità di locomozione rispetto al telaio del veicolo e la rotazione delle ruote rispetto alla struttura dell'unità di locomozione. Al primo grado di libertà corrisponde il moto di superamento ostacoli, al secondo, invece, il moto di avanzamento in piano. La locomozione a ruote permette di ottenere una buona efficienza e manovrabilità, mentre la locomozione a zampe rotanti permette di superare gli ostacoli in modo semplice ed efficace. In Figura 2.2 è rappresentata l'unità di locomozione adottata per le carrozzine montascale del progetto 'Wheelchair.q'. L'unità è composta da un telaio (elemento 1 in Figura 2.2) e da tre ruote (5). Le tre ruote sono collegate tra loro tramite un rotismo epicicloidale montato internamente all'unità. Il telaio (1) costituisce il portatreno del rotismo, mentre alle ruote (5) sono collegate le ruote satelliti (4). Le ruote satelliti (4) sono collegate tramite 3 ruote di rinvio folli (3) alla

ruota solare centrale (2), collegata a sua volta al motore. In Figura 2.3 e Tabella 2.4 sono mostrati altri dettagli del meccanismo epicicloidale ed è indicata la nomenclatura delle grandezze cinematiche della trasmissione epicicloidale.

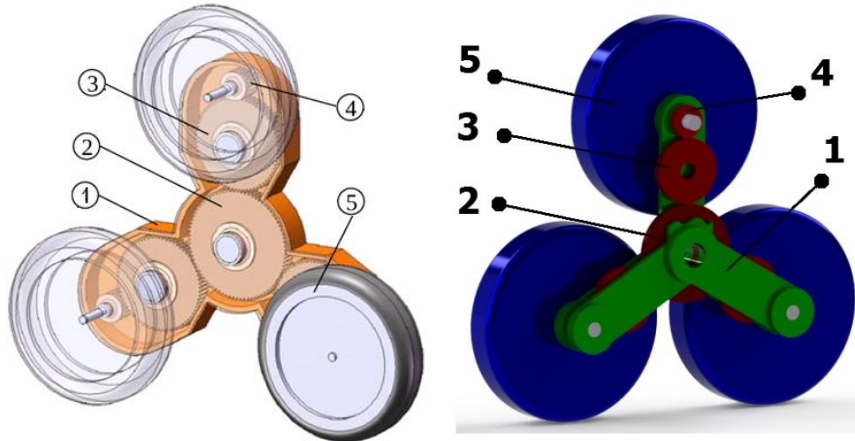


Figura 2.2 – Unità di locomozione della carrozzina montascale ‘Wheelchair.q’

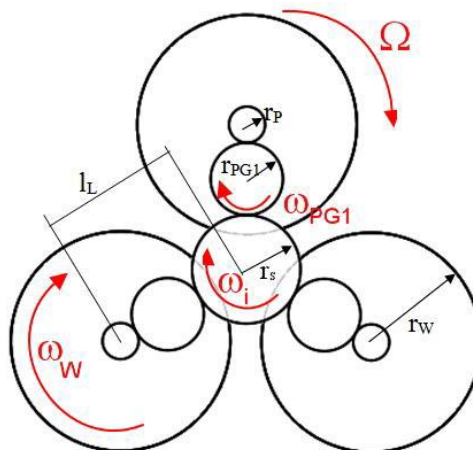


Figura 2.3 – Schema del meccanismo epicicloidale dell’unità di locomozione

Tabella 2.4 – Grandezze cinematiche della trasmissione epicicloidale

<i>Elemento</i>	<i>Grandezze</i>	
Portatreno (1)	velocità angolare	Ω
Ruota solare (2)	raggio ruota	r_s
	velocità angolare	ω_i
Ruota di rinvio folle (3)	raggio ruota	r_{PG1}
	velocità angolare	ω_{PG1}
Ruota satellite (4)	raggio ruota	r_p
	velocità angolare	ω_W
Ruota (5)	raggio ruota	r_W
	velocità angolare	ω_W

In Eq.(2.2) è definito il rapporto di trasmissione del rotismo epicicloidale, mentre in Eq.(2.3) è scritta l'equazione di Willis applicata al rotismo.

$$k_{TS} = \frac{r_S}{r_P} \quad (2.2)$$

$$\omega_i = \frac{1}{k_{TS}} \omega_W + \frac{k_{TS} - 1}{k_{TS}} \Omega \quad (2.3)$$

Questa architettura risulta innovativa rispetto alle altre soluzioni analoghe individuate nello stato dell'arte in cui, nella maggior parte dei casi, il moto è trasmesso alle tre ruote attraverso trasmissioni a cinghia.

L'introduzione della trasmissione epicicloidale permette di ottenere un interessante comportamento: i due gradi di libertà dell'unità di locomozione possono essere controllati da un unico attuatore sfruttando le diverse condizioni dinamiche di funzionamento, passando da condizioni di avanzamento in piano a condizioni di superamento ostacolo in automatico.

In Figura 2.4 è rappresentato il diagramma di corpo libero dell'unità di locomozione durante l'avanzamento in piano. Dei due gradi di libertà dell'unità (rotazione del portatreno rispetto al telaio e rotazione delle ruote rispetto al portatreno) la rotazione del portatreno è bloccata dalle reazioni vincolari tra le ruote e il terreno. La coppia applicata al solare dell'unità di locomozione si trasmette alle ruote tramite il rotismo epicicloidale e determina l'avanzamento del veicolo.

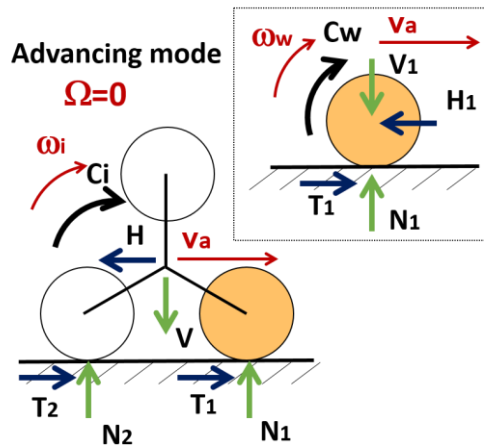


Figura 2.4 – Diagramma di corpo libero dell'unità di locomozione durante l'avanzamento in piano

Quando la ruota anteriore dell'unità viene a contatto con un ostacolo, le condizioni dinamiche di funzionamento cambiano e il nuovo diagramma di corpo libero è rappresentato in Figura 2.5. Se le forze di attrito nel contatto tra ruota e ostacolo sono sufficienti a bloccare la rotazione della ruota, la coppia applicata al solare del

rotismo può aumentare fino a raggiungere un valore tale da riuscire ad innescare la rotazione del portatreno. La rotazione dell'unità di locomozione porta quindi una delle ruote dell'unità di locomozione al di sopra dell'ostacolo, permettendone il superamento.

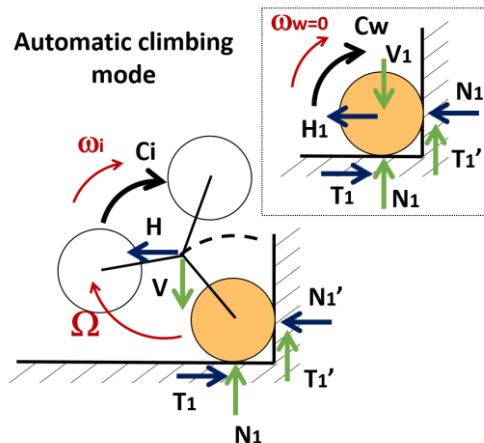


Figura 2.5 - Diagramma di corpo libero dell'unità di locomozione durante il superamento ostacoli automatico

La particolare architettura dell'unità di locomozione permette quindi di gestire sia la marcia in piano del veicolo sia la fase di superamento ostacoli con un unico attuatore per ciascuna unità di locomozione. Inoltre il riconoscimento dell'ostacolo e l'avvio della sequenza di superamento si avviano in maniera automatica a causa delle diverse condizioni dinamiche di funzionamento, senza richiedere sensori o altri sistemi di controllo esterni. Queste caratteristiche rendono la soluzione proposta estremamente semplice, compatta ed efficace nel superamento ostacoli.

Il funzionamento dell'unità di locomozione, prima del suo utilizzo nella progettazione di una carrozzina montascale, è stato testato tramite lo sviluppo della famiglia di robot mobili 'Epi.q' che verrà presentata nel prossimo paragrafo.

2.3 Sperimentazione su robot mobile

L'unità di locomozione presentata nel precedente paragrafo è stata inizialmente sperimentata in applicazioni di robotica mobile, progettando e realizzando una famiglia di robot caratterizzati dall'utilizzo di tale sistema di locomozione per ottenere l'abilità di superamento ostacoli. In generale i robot 'Epi.q' sono costituiti da quattro unità di locomozione come quelle descritte nel paragrafo precedente, folli o motorizzate. Ciascuna unità di locomozione ha due gradi di libertà, controllati con un unico motore per ottenere l'abilità di superamento ostacoli in automatico. Nelle diverse versioni realizzate si sono testate diverse varianti, sia per

quanto riguarda la motorizzazione (a 2 o 4 unità motrici) sia per quanto riguarda il telaio, modificandone la forma e la distribuzione dei pesi; si sono inoltre sperimentati diversi meccanismi per il collegamento dell'avantreno e del retrotreno modificando tipo e posizione dei giunti. In Figura 2.6 sono rappresentate le prime due versioni del robot, entrambe con le due unità di locomozione anteriori motrici e con un telaio articolato da due giunti i quali permettono rispettivamente un moto di imbardata e di rollio tra gli assi anteriori e posteriori.



(a)



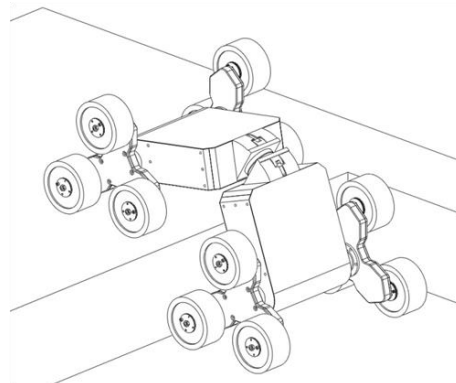
(b)

Figura 2.6 – Due prime versioni di robot mobile in grado di superare autonomamente gli ostacoli: (a) “Epi.q-1” [32], [33]; (b) “Epi.q -TG FWD” [34], [33]

In Figura 2.7 sono rispettivamente mostrati il terzo e quarto prototipo della famiglia di robot mobili. Nel terzo prototipo (“Epi.q – TG AWD”) è stata introdotta la trazione integrale, cioè sono state motorizzate tutte le quattro unità di locomozione per aumentarne la capacità di superamento ostacoli e la trazione su terreni irregolari. Nel quarto prototipo (“Epi.q – Lizzard”) è stato invece testato un diverso tipo di articolazione del telaio, lasciando solamente un moto libero di beccheggio tra avantreno e retrotreno, con l’idea di aumentare ulteriormente l’altezza degli ostacoli superabili dal robot.



(a)



(b)

Figura 2.7 – Evoluzioni dei robot “Epi.q”: (a) “Epi.q -TG AWD” [35]; (b) “Epi.q – Lizzard” [36]

In Figura 2.8 sono rappresentati gli ultimi due prototipi della famiglia Epi.q. L'idea che ha spinto alla progettazione di queste due soluzioni è stata quella di costruire un robot basato su un approccio modulare, sul quale testare come diverse architetture di telaio e diverse configurazioni possano influire sul comportamento e sulle prestazioni del robot.

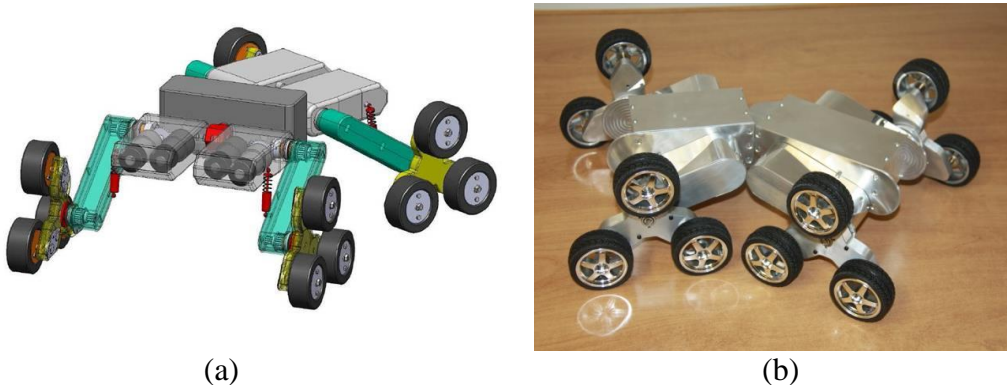


Figura 2.8 - Evoluzioni dei robot “Epi.q”: (a) “Epi.q – Mod1” [37]; (b) “Epi.q – Mod1” [38], [39]

Il robot “Epi.q – Mod1” è stato un primo approccio al problema, che non è stato però concretizzato in un prototipo. In particolar modo con questa versione si è voluta esplorare la possibilità di aggiungere sistemi di sospensione e di controllare completamente i due gradi di libertà di ciascuna unità di locomozione aggiungendo un secondo motore a ciascuna. Questa scelta aumenta la controllabilità del sistema, ma non permette di ottenere l'abilità di superamento ostacolo automatica, caratteristica interessante specialmente in applicazioni di robotica mobile. L'ultima versione sviluppata (“Epi.q – Mod2”) è stata invece realizzata in un prototipo funzionante. Anche in questo caso si è affrontato il problema da un punto di vista modulare, realizzando un prototipo in grado di funzionare sia con due che con quattro unità motrici e con diverse architetture di telaio. Questo prototipo è stato realizzato nel contesto della mia attività di Dottorato, come lavoro complementare alla progettazione della carrozzina montascale presentata in questa tesi. In Figura 2.9 è riportata una sequenza di superamento ostacolo del robot “Epi.q-Mod2”. Dalla sequenza proposta si può meglio comprendere il principio di funzionamento del superamento automatico degli ostacoli, descritto nel precedente paragrafo e applicato anche all'unità di locomozione della carrozzina montascale oggetto di questa tesi. In Figura 2.10 e Figura 2.11 sono riportati altri dettagli costruttivi del prototipo realizzato: l'unità di locomozione nella sua forma realizzativa, il sistema di attuazione e trasmissione dell'unità e i gradi di libertà dell'articolazione del telaio.

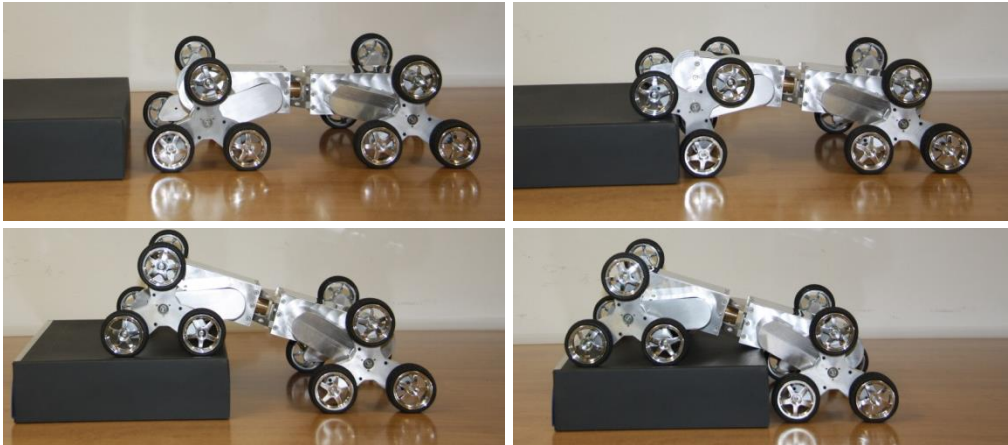


Figura 2.9 – Sequenza di superamento ostacolo

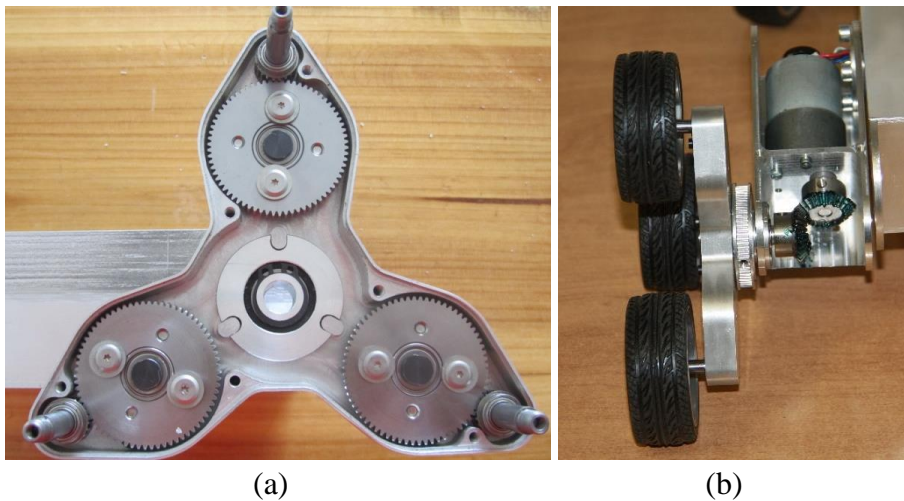


Figura 2.10 – Dettagli costruttivi del robot mobile “Epi.q-Mod2”: (a) unità di locomozione; (b) gruppo di attuazione

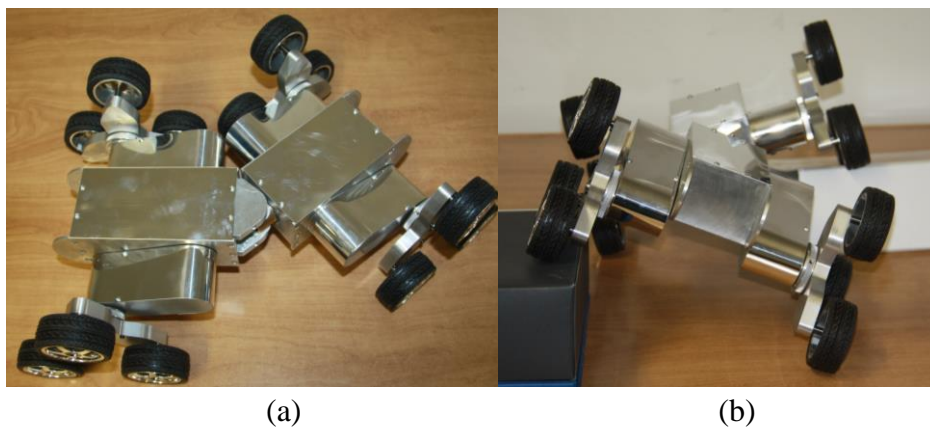


Figura 2.11 – Articolazione del telaio: (a) grado di libertà di imbardata; (b) grado di libertà di rollio

Il prototipo realizzato si è dimostrato funzionante ed efficace nel superamento degli ostacoli e nello spostamento in ambienti con terreno irregolare.

L'attività condotta nella progettazione e nella realizzazione dei prototipi di robot mobili della famiglia "Epi.q" ha dimostrato quindi l'efficacia dell'unità di locomozione nel superare ostacoli e barriere. Una volta avuta la conferma della validità dell'architettura proposta, è stata avviata un'attività di ricerca con lo scopo di utilizzare l'unità di locomozione a ruote e zampe rotanti come sistema di locomozione su una carrozzina per disabili in grado di superare le barriere architettoniche.

Nel prossimo paragrafo verrà presentata l'evoluzione del progetto attraverso le diverse versioni di carrozzina progettate.

2.4 Versioni precedenti

In questo paragrafo saranno descritte e commentate le diverse versioni di carrozzina montascale sviluppate all'interno del progetto "Wheelchair.q". Per ogni versione verranno elencate le principali caratteristiche costruttive e verranno identificati gli aspetti negativi che hanno portato al superamento della soluzione e allo sviluppo di una nuova variante della carrozzina. Tutte le versioni sviluppate sono caratterizzate dall'utilizzo dell'unità di locomozione a zampe rotanti, presentata nei paragrafi precedenti. Le due unità di locomozione tuttavia non sono sufficienti a garantire l'equilibrio del dispositivo. In fase di progettazione è quindi necessario definire altri punti di contatto, sia per la marcia in piano che per la marcia su scale, che contribuiscano al supporto della carrozzina. Questo è stato uno degli aspetti che maggiormente ha caratterizzato l'evoluzione del progetto e che verrà approfondito andando ad analizzare più in dettaglio le diverse soluzioni sviluppate.

2.4.1 Wheelchair.q01

In Figura 2.12 è presentata la prima versione di carrozzina montascale: "Wheelchair.q01".

La carrozzina è caratterizzata dalla presenza di due unità di locomozione motorizzate sull'asse posteriore del veicolo (elemento (a) in Figura 2.12). La sedia è collegata alle unità di locomozione attraverso un sistema di sospensioni (d), mentre in (c) è rappresentato il gruppo batterie. Sull'asse anteriore la carrozzina dispone di altre due unità di locomozione (b), non motorizzate, che durante le fasi di marcia in piano sono sollevate. Durante la marcia in piano la stabilità del veicolo è garantita dall'appoggio su una ruota pivotante (f) solidale alla sedia (e).

In Figura 2.13 è riportato un confronto tra la carrozzina durante la marcia in piano e durante la salita scala.

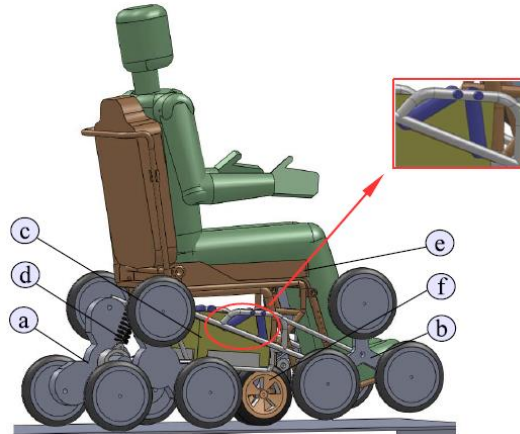
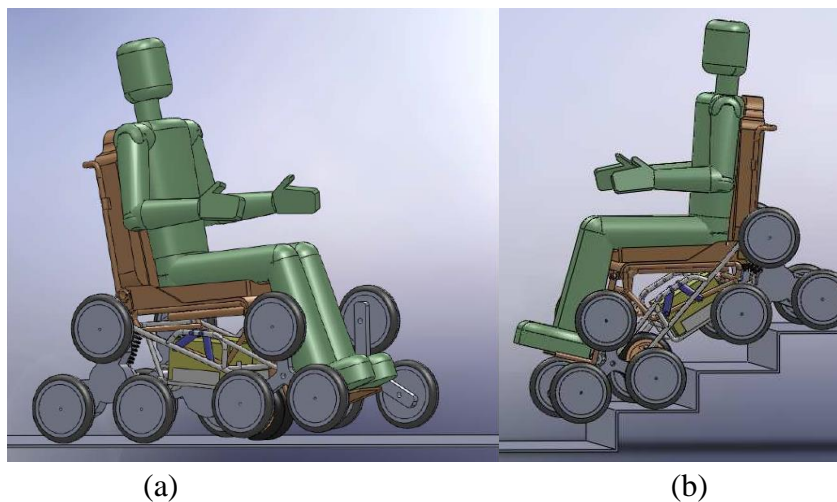


Figura 2.12 – “Wheelchair.q01” [40]



(a)

(b)

Figura 2.13 – “Wheelchair.q01”: (a) carrozzina durante la marcia in piano; (b) carrozzina durante la marcia su scala [40]

Prima di iniziare la salita, la sedia viene riposizionata rispetto al telaio attraverso il meccanismo a quadrilatero articolato evidenziato in Figura 2.12. Questo movimento solleva la ruota pivotante da terra e porta le due unità di locomozione folli a contatto con la scala. A questo punto la carrozzina è configurata per la salita scale: le due unità posteriori motorizzate forniscono la trazione necessaria alla salita, mentre le unità folli anteriori evitano il ribaltamento della carrozzina e la sedia è mantenuta sempre orizzontale, azionando e controllando con continuità il meccanismo a quadrilatero articolato che la collega al telaio.

Questa prima soluzione, anche se in grado di salire le scale con una struttura molto semplice, è caratterizzata da alcuni problemi. Innanzitutto le dimensioni e gli

ingombri sono notevoli: la carrozzina è abbastanza lunga e la presenza delle unità di locomozione folli ai lati della carrozzina potrebbe limitarne la manovrabilità e l'agilità in ambienti interni. In secondo luogo, l'unità di locomozione e il sistema di attuazione sono stati progettati in maniera analoga alle soluzioni sviluppate in robotica mobile e presentate nel precedente paragrafo. Questo permette di ottenere l'abilità di superamento ostacolo automatica, cioè la carrozzina è in grado di superare ostacoli e gradini senza necessità di ulteriori sensori o controllori, ma solamente grazie alle condizioni di equilibrio dinamico. Questa caratteristica rappresenta un grande vantaggio nell'ottica di ridurre la complessità e il numero di attuatori del dispositivo. Tuttavia, mentre durante la salita è possibile ottenere il controllo delle unità di locomozione, durante la discesa la sotto-attuazione delle unità di locomozione porta ad una non controllabilità del dispositivo. Come nei prototipi di robot mobile, in discesa non si riesce ad ottenere una sequenza analoga a quella di salita, ma questa avviene con una ripetuta caduta delle ruote dell'unità di locomozione da un gradino al sottostante. Mentre in robotica mobile questo tipo di funzionamento può essere accettabile, non può esserlo nell'applicazione di carrozzina montascale e ciò costituisce un forte limite della soluzione proposta.

2.4.2 Wheelchair.q02

In Figura 2.14 è presentata la seconda versione di carrozzina montascale nella configurazione di marcia in piano e in quella di marcia su scala.

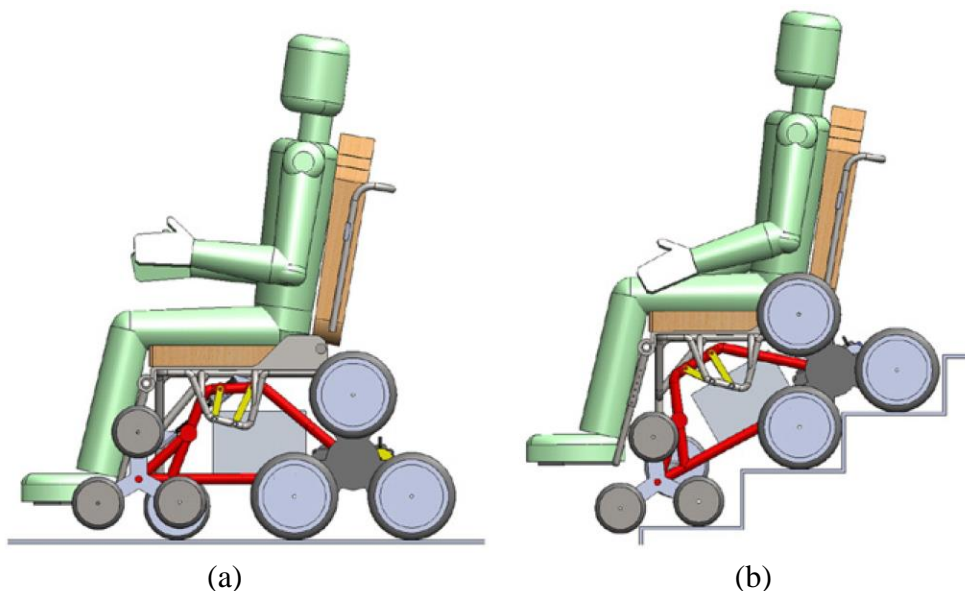


Figura 2.14 – “Wheelchair.q02”: (a) carrozzina durante la marcia in piano; (b) carrozzina durante la marcia su scala [41]

La soluzione proposta è analoga alla precedente: sono presenti due unità di locomozione motorizzate posteriori e due unità folli anteriori per garantire la stabilità durante la salita della scala. Rispetto alla versione precedente è stato parzialmente ridotto il problema degli ingombri, riducendo le dimensioni delle unità anteriori e modificando la posizione della ruota pivotante rispetto alla sedia. In Figura 2.15 sono rappresentati alcuni dettagli costruttivi. Oltre agli elementi già descritti in precedenza, cioè telaio (elemento 1 e 3 in Figura 2.15), unità posteriori (2), unità anteriori (5) e batterie (6), si può notare l'architettura del gruppo di trazione costituito da due motoriduttori (4). Anche questa versione è quindi caratterizzata dagli stessi limiti della versione precedente per quanto riguarda la controllabilità delle unità di locomozione durante la discesa scale. Infine in Figura 2.16 è presentata una sequenza di salita scale. Analizzando nel dettaglio la sequenza è possibile identificare un ulteriore limite della soluzione proposta.

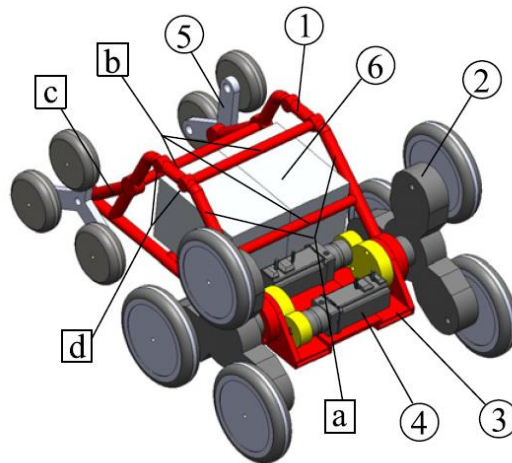


Figura 2.15 – Dettagli costruttivi della carrozzina “Wheelchair.q02” [41]

L'utilizzo dell'unità di locomozione a zampe rotanti comporta inevitabilmente problematiche legate alle oscillazioni indotte sul telaio della carrozzina dal moto dell'unità di locomozione stessa. Tale problematica verrà affrontata nel dettaglio più avanti, nei paragrafi 3.3.1 e 3.3.4. In generale però si può facilmente intuire che il centro dell'unità di locomozione si muove su una traiettoria non rettilinea a di conseguenza il moto della carrozzina sarà non regolare. In questo tipo di soluzioni, in cui l'unità di locomozione rotante rappresenta sia il punto di appoggio anteriore che posteriore, il problema è ulteriormente accentuato dal fatto che, in generale, il moto delle unità anteriori e posteriori non è sincronizzato. Questa condizione causa sul telaio oscillazioni di ampiezza a volte elevata che devono essere compensate per garantire all'utente un moto sufficientemente regolare.

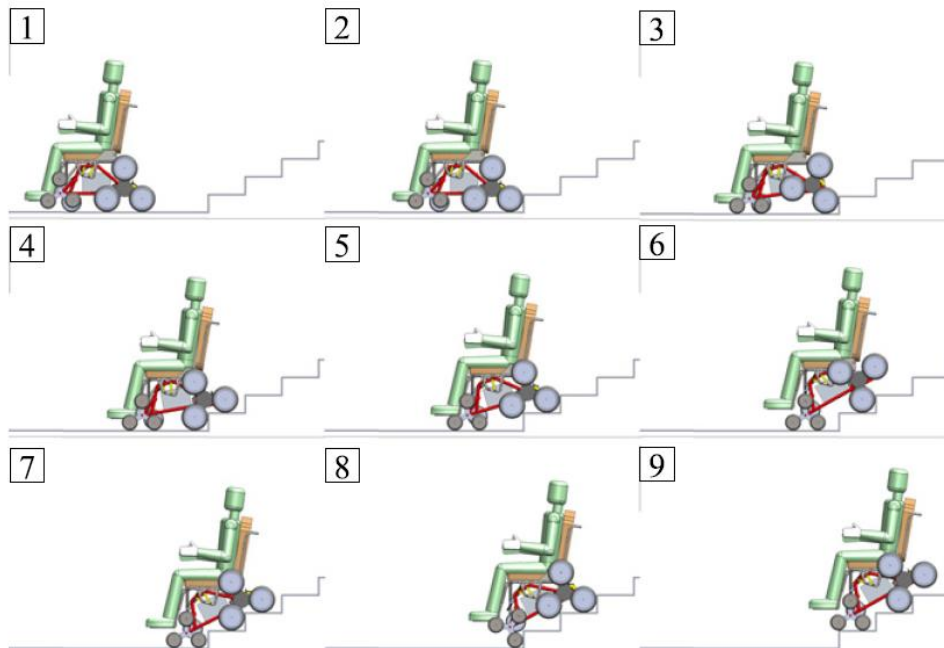


Figura 2.16 – Sequenza di salita scale [41]

Nelle prime due soluzioni proposte il problema è stato affrontato controllando con continuità la posizione del meccanismo a quadrilatero articolato che collega sedia e telaio. In questo modo si riesce ad ottenere un moto traslatorio per l'utente, anche se lungo una traiettoria non rettilinea. Per contro, è richiesto un sistema di attuazione e di controllo del meccanismo sufficientemente pronto a compensare con continuità la posizione della sedia, con conseguente incremento dei consumi energetici del dispositivo e riduzione dell'autonomia di esercizio.

Il problema delle oscillazioni della carrozzina durante la salita scale è stato il principale aspetto critico che si è cercato di superare sviluppando una terza versione di carrozzina montascale.

2.4.3 Wheelchair.q03

La terza versione della carrozzina montascale "Wheelchair.q03" nasce con il principale obiettivo di superare o almeno limitare il problema delle oscillazioni. In Figura 2.17 è presentata la carrozzina sia durante la marcia in piano che su scala.

Nella fase di marcia in piano la struttura della carrozzina è sostanzialmente analoga alle precedenti e caratterizzata da una coppia di unità di locomozione motorizzate posteriormente e una coppia di ruote pivotanti solidali alla struttura della sedia come appoggio anteriore. Durante la marcia su scala, invece, l'appoggio anteriore costituito da una coppia di unità di locomozione folli è sostituito da un cingolo non motorizzato né frenato. Questa soluzione risulta in primo luogo più compatta, infatti

durante la marcia in piano il cingolo è alloggiato al di sotto della seduta senza comportare un aumento degli ingombri della carrozzina.

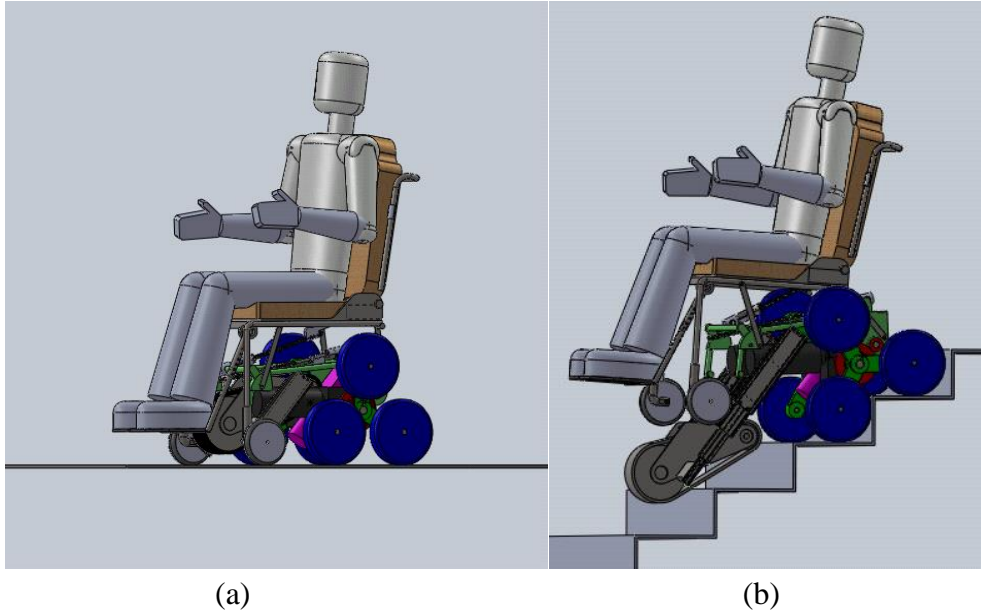


Figura 2.17 – “Wheelchair.q03”: (a) carrozzina durante la marcia in piano; (b) carrozzina durante la marcia su scala [42], [43]

In secondo luogo l'introduzione del cingolo permette di ridurre le oscillazioni sul telaio della carrozzina. Infatti il moto del cingolo sarà più regolare di quello delle unità di locomozione durante la salita o la discesa. Il moto risultante del telaio della carrozzina sarà una combinazione di questi due moti, risultando in generale più regolare rispetto alle soluzioni precedenti. In conclusione, il cingolo permette di filtrare parte delle oscillazioni generate dal moto di salita dell'unità di locomozione. In Figura 2.18-a è schematizzata la struttura della carrozzina e sono indicati i parametri geometrici (γ e d) che definiscono la posizione relativa tra cingolo e unità di locomozione durante la marcia su scala. La posizione relativa tra questi due elementi, che costituiscono i punti di contatto tra la carrozzina e le scale, determina l'ampiezza delle oscillazioni ($\Delta\alpha$) del telaio durante il superamento di un gradino a regime. In Figura 2.18-b è riportato il grafico che rappresenta l'andamento dell'ampiezza delle oscillazioni in funzione dei due parametri γ e d . Si può notare che, per un'opportuna scelta dei due valori le oscillazioni possono essere ridotte fino ad un'ampiezza di pochi gradi, garantendo cioè una salita abbastanza regolare per l'utente. Questo significa che con una scelta accurata delle dimensioni della carrozzina può non essere necessario dover controllare l'assetto della sedia per garantire una salita scale confortevole. Tuttavia la riduzione dell'ampiezza delle oscillazioni può essere ottenuta solamente imponendo una distanza tra l'unità di

locomozione e il cingolo sufficientemente ampia, vincolando fortemente l'ingombro del dispositivo durante la salita scale.

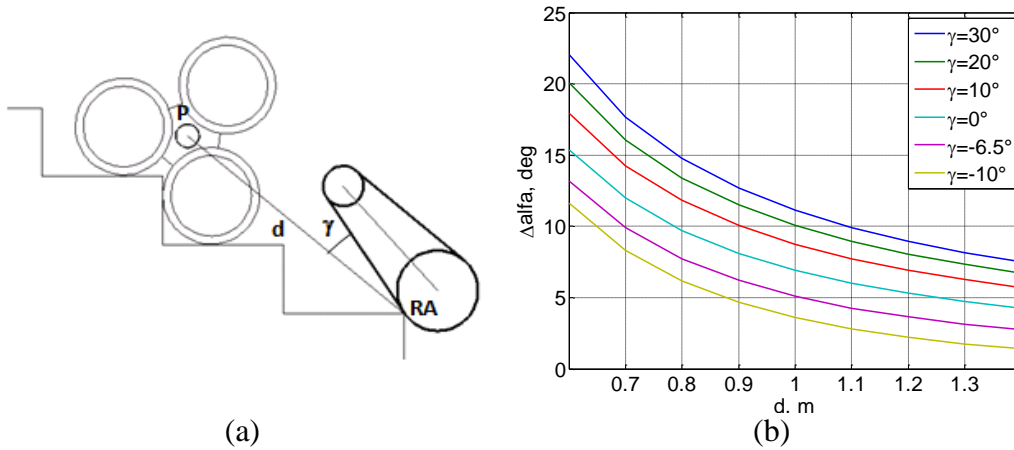


Figura 2.18 – (a) Schema per il calcolo delle oscillazioni della carrozzina; (b) ampiezza delle oscillazioni al variare dei parametri geometrici [42], [43]

Un altro aspetto migliorativo introdotto con questa versione della carrozzina montascale è la nuova architettura del sistema di trazione, presentata in Figura 2.19.

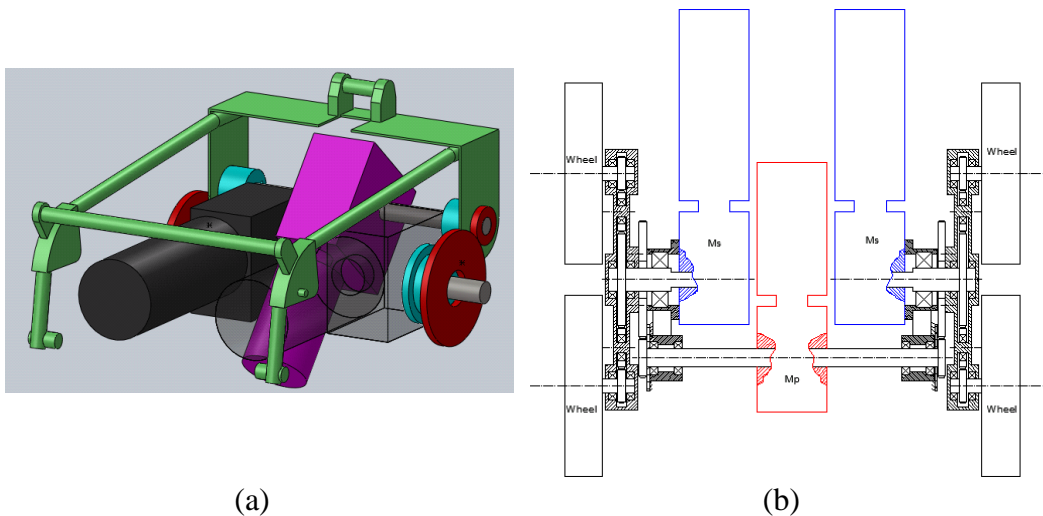


Figura 2.19 – Sistema di attuazione della carrozzina montascale: (a) vista assonometrica; (b) vista dall'alto [42], [43]

Uno dei principali problemi delle versioni precedenti era rappresentato dalla non completa controllabilità delle unità di locomozione durante la discesa scale. La piena controllabilità, infatti, non poteva essere garantita utilizzando un solo motore per ogni unità di locomozione. In questa nuova versione il problema viene risolto introducendo un terzo motore, collegato tramite un albero e due coppie di ruote dentate alla struttura del portatreno di entrambe le unità di locomozione. Il risultante

gruppo di trazione risulta quindi costituito da due motori collegati a ciascuno dei solari delle unità di locomozione ed un terzo motore collegato ad entrambi i portatreni. La struttura verrà descritta nel dettaglio nel paragrafo 3.3.8. L'aggiunta del terzo motore permette di avere la piena controllabilità della struttura. L'accoppiamento della rotazione delle unità destra e sinistra permette di ridurre il numero di attuatori necessari e allo stesso tempo garantisce il sincronismo durante il superamento scale. L'introduzione del terzo motore permette quindi di controllare completamente le unità di locomozione riuscendo ad ottenere la rotazione delle unità anche durante la discesa scale. La sequenza di discesa che si riesce ad ottenere è quindi analoga a quella di salita e, controllando la rotazione delle unità di locomozione, si riescono ad evitare urti e cadute incontrollate. Il principale svantaggio legato a questa architettura è la perdita della capacità di superamento ostacoli in automatico.

La rotazione delle unità di locomozione infatti, non può più essere attivata in maniera dinamica quando la ruota posteriore dell'unità viene bloccata da un ostacolo, ma è necessario attivarla azionando il motore che controlla entrambi i portatreni. Questo aspetto complica parzialmente la progettazione del sistema di sensorizzazione e controllo rispetto al caso precedente. La presenza del rotismo epicicloidale interno all'unità di locomozione risulta tuttavia ancora utile per ottenere un funzionamento collaborativo dei tre attuatori. Anche se il moto di avanzamento in piano (rotazione delle ruote rispetto al portatreno) e di avanzamento su scala (rotazione del portatreno rispetto al telaio) sono ora controllati separatamente dai tre motori di trazione, le tre coppie generate contribuiscono tutte a generare la rotazione dell'unità di locomozione e permettono quindi di ridurre complessivamente la taglia dei motori installati.

Uno dei limiti principali della struttura proposta riguarda aspetti costruttivi legati ai meccanismi di riconfigurazione della carrozzina. In particolare il cingolo deve essere spostato da una posizione rientrata durante la marcia in piano ad una estesa durante la salita o discesa scale. Il meccanismo a guida proposto risulta essere complesso dal punto di vista realizzativo e il baricentro della carrozzina abbastanza alto rispetto al livello delle scale.

2.4.4 Wheelchair.q04

Per risolvere le criticità costruttive della soluzione precedente, è stata progettata una nuova versione di carrozzina rappresentata in Figura 2.20.

L'architettura funzionale della carrozzina è la stessa della versione precedente: due unità di locomozione motorizzate (elemento 1 in Figura 2.21-a), un cingolo non motorizzato come punto d'appoggio anteriore (2), la sedia (3) e il gruppo di trazione

(4). Il gruppo di trazione è costituito da tre motori, come introdotto già nella versione precedente, ed è rappresentato in Figura 2.21-b. Due motori sono collegati ai solari dei rotismi epicicloidali interni alle unità di locomozione, mentre il terzo motore collega i due portatreni.

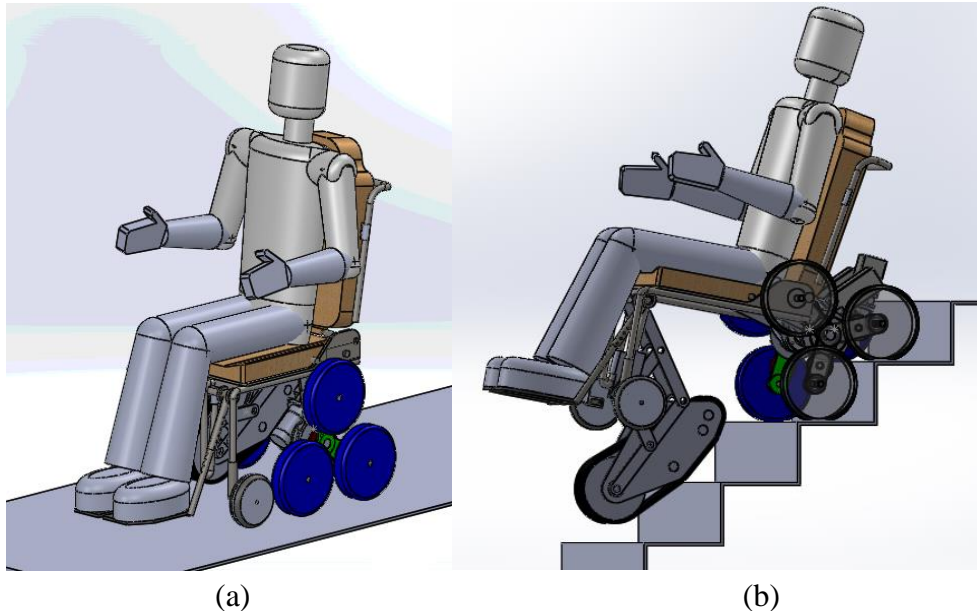


Figura 2.20 – “Wheelchair.q04”: (a) carrozzina durante la marcia in piano; (b) carrozzina durante la marcia su scala [44]

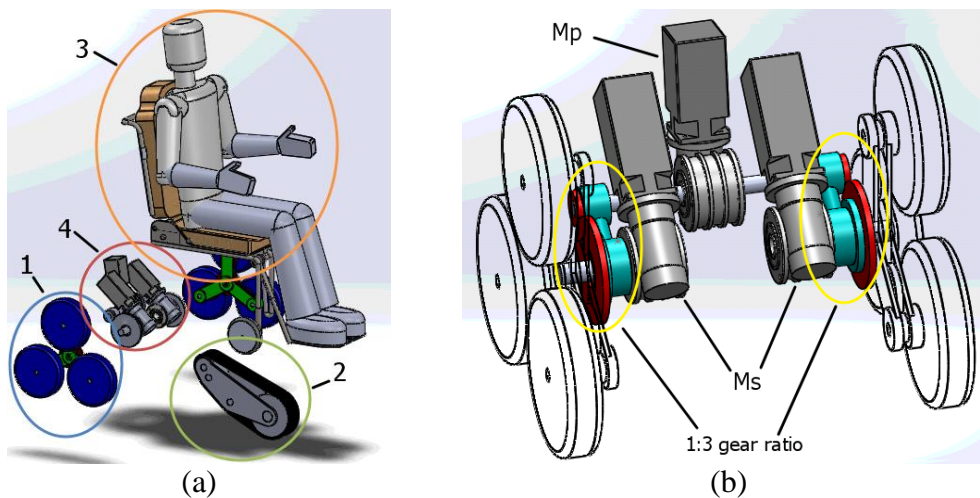


Figura 2.21 – Architettura funzionale della carrozzina montascale “Wheelchair.q04”: (a) elementi funzionali; (b) dettaglio del gruppo di trazione [44]

Anche se gli elementi funzionali sono gli stessi della precedente versione, sono state modificate le loro posizioni relative durante le differenti condizioni di funzionamento, in modo da avvicinare l’utente alla scala durante la salita/discesa.

Inoltre sono stati riprogettati i meccanismi di riconfigurazione, in modo da semplificarne la realizzazione.

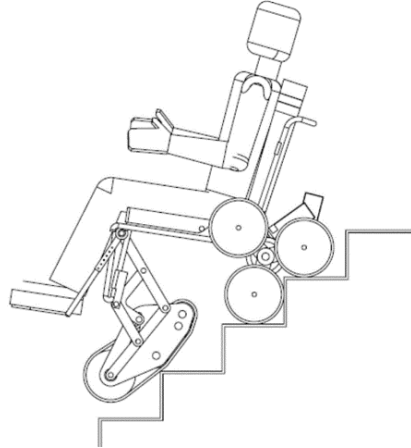


Figura 2.22 – Carrozzina durante la salita scale, dettaglio dei meccanismi di riconfigurazione

La carrozzina è stata anche analizzata da un punto di vista cinematico e dinamico, cercando di ottimizzare la posizione del cingolo in modo tale da massimizzare le prestazioni del dispositivo [45]. In particolare si è voluto analizzare il comportamento del dispositivo rispetto al problema delle oscillazioni durante la marcia su scala, verificando ulteriormente la stabilità della carrozzina nelle diverse configurazioni. In Figura 2.23 sono rappresentati due schemi utilizzati per l'analisi. In Figura 2.23-a è rappresentato uno schema cinematico dal quale ricavare la geometria della configurazione di contatto della carrozzina per ogni posizione dell'unità di locomozione durante la sequenza di superamento di un gradino a regime. In particolare, per il calcolo dell'ampiezza delle oscillazioni risulta conveniente valutare l'angolo φ di inclinazione del telaio della carrozzina rispetto ad un sistema di riferimento fisso e solidale alla scala. L'ampiezza delle oscillazioni può essere calcolata attraverso l'Eq.(2.4).

$$\Delta\varphi = \Delta\varphi(d, \gamma, \gamma_2) = \max_{\theta_P}(\varphi(\theta_P)) - \min_{\theta_P}(\varphi(\theta_P)) \quad (2.4)$$

In Figura 2.23-b è invece rappresentato il diagramma di corpo libero della carrozzina nel contatto con la scala durante la salita o la discesa.

Analizzando il diagramma di corpo libero si osserva che la forza di contatto sul cingolo (N_{CA}), trascurando l'attrito di rotolamento, è orientata secondo la normale alla superficie di contatto. Esisterà quindi in generale una componente della forza orizzontale che tende a tirare la carrozzina verso il basso. Per ottenere condizioni di stabilità statica è necessario che la forza di trazione (T_{CP}) esercitata dalle ruote a contatto con la scala sia almeno pari alla componente orizzontale della forza di

contatto sul cingolo. Affinché il dispositivo sia in condizioni di equilibrio, la forza di trazione necessaria a mantenere l'equilibrio deve essere compatibile con la forza normale (N_{CP}) e con il coefficiente d'attrito (f_{CP}) nel contatto tra ruota e scala.

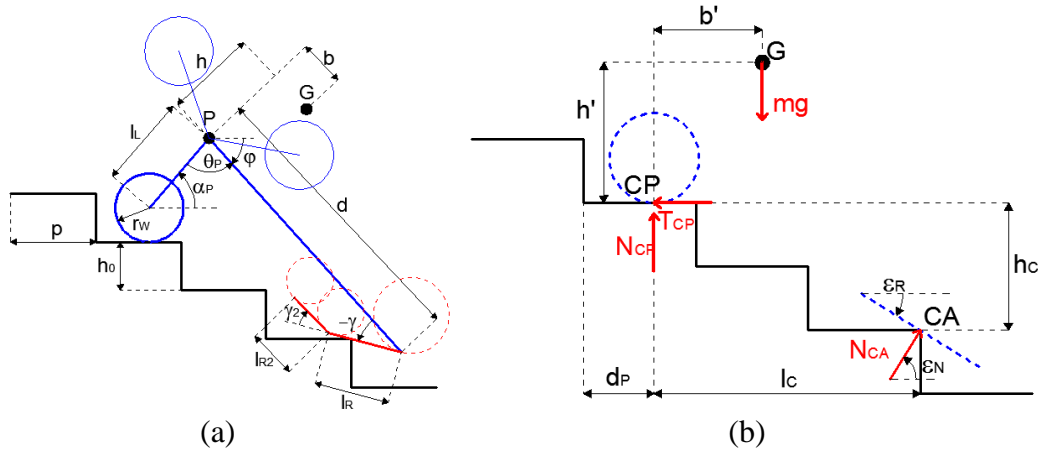


Figura 2.23 – Schemi per l'ottimizzazione della posizione del cingolo: (a) schema per l'analisi cinematica; (b) diagramma di corpo libero per l'analisi dinamica [45]

In Eq.(2.5) è definito il coefficiente d'attrito minimo richiesto per garantire la stabilità della carrozzina con le forze T_{CP} e N_{CP} ricavate dal diagramma di corpo libero.

$$f_{CP} = f_{CP}(d, \gamma, \gamma_2) = \max_{\theta_P} \left(\frac{T_{CP}(\theta_P)}{N_{CP}(\theta_P)} \right) \quad (2.5)$$

In Figura 2.24 sono rappresentate, per una specifica geometria della carrozzina, due differenti configurazioni della sequenza di superamento di uno scalino. La configurazione di Figura 2.24-a è una configurazione stabile: la forza di contatto tra cingolo e scala è poco inclinata, l'ampiezza della forza T_{CP} necessaria a vincerne la componente orizzontale è bassa e, soprattutto, inferiore alla forza normale N_{CP} . La configurazione è quindi stabile, considerando un valore ragionevole per il coefficiente d'attrito del contatto ruota-scale. In Figura 2.24, invece, è rappresentata una seconda configurazione della sequenza di salita. In questo caso il cingolo è maggiormente inclinato e di conseguenza lo è anche la forza di contatto con la scala. La forza di trazione T_{CP} necessaria a mantenere l'equilibrio della carrozzina sarà quindi più elevata, addirittura maggiore della forza normale N_{CP} esercitata sulla ruota. Questo significa che la stabilità non può essere garantita con un coefficiente d'attrito minore di uno. In conclusione la geometria analizzata negli schemi di Figura 2.24 non può essere considerata in quanto non garantisce stabilità di funzionamento per ogni configurazione durante la sequenza di salita o discesa scale. Tramite le espressioni di Eq.(2.4) e Eq.(2.5) è possibile ricavare l'andamento delle due quantità di interesse (ampiezza delle oscillazioni e minimo coefficiente d'attrito

necessario per ottenere la stabilità statica in ogni configurazione) in funzione di una terna di parametri geometrici (d, γ, γ_2), che descrivono forma e posizione del cingolo rispetto all'unità di locomozione.

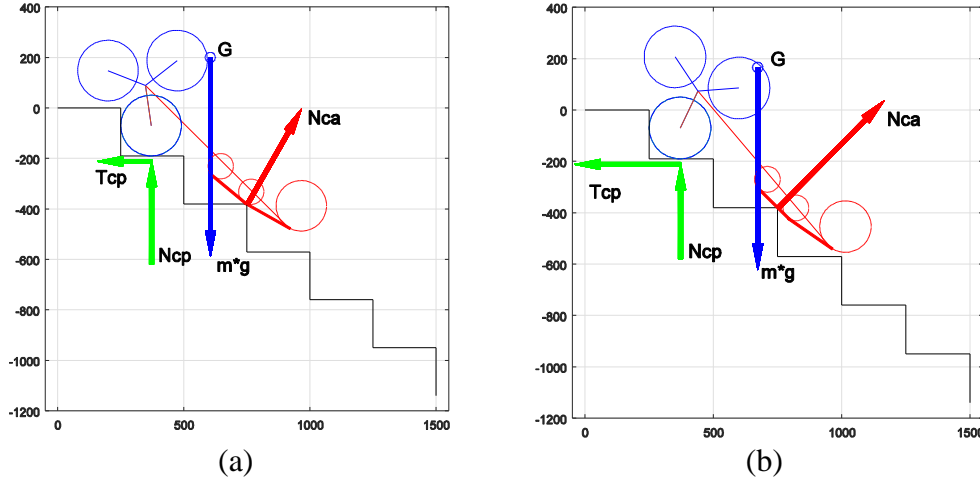


Figura 2.24 – Diagrammi di corpo libero della carrozzina su scala: (a) condizione di stabilità statica; (b) condizione di instabilità statica [45]

La geometria della carrozzina può quindi essere determinata andando a scegliere la terna di valori che garantisce:

- la minima ampiezza delle oscillazioni ($\Delta\varphi$);
- il valore più basso del minimo coefficiente d'attrito nel contatto ruota-scala, necessario per ottenere la stabilità statica in ogni configurazione di funzionamento (f_{CP}).

Per tenere conto di entrambe le quantità è stata introdotta la funzione obiettivo definita in Eq.(2.6). I valori ottimali per la geometria della carrozzina sono quelli che minimizzano il valore della funzione obiettivo F_{Stair} . Per considerare ulteriormente il comportamento del dispositivo in funzione delle diverse tipologie di scale è stata introdotta in Eq.(2.7) la funzione obiettivo F che è ottenuta valutando la funzione F_{Stair} sulle tre scale di riferimento presentate nel paragrafo 2.1.1.

$$F_{Stair} = \frac{f_{CP}(d, \gamma, \gamma_2)}{\max_{(d, \gamma, \gamma_2)}(f_{CP})} + \frac{\Delta\varphi(d, \gamma, \gamma_2)}{\max_{(d, \gamma, \gamma_2)}(\Delta\varphi)} \quad (2.6)$$

$$F = \frac{F_{Low Slope} + F_{Medium Slope} + F_{High Slope}}{6} \quad (2.7)$$

Diagrammando l'andamento della funzione obiettivo F in funzione dei tre parametri descrittivi della geometria della carrozzina, è possibile individuare la configurazione ottimale che garantisca minime oscillazioni e stabilità di

funzionamento. In Figura 2.25 sono riportati i risultati ottenuti per un intervallo di interesse dei valori di d, γ e γ_2 .

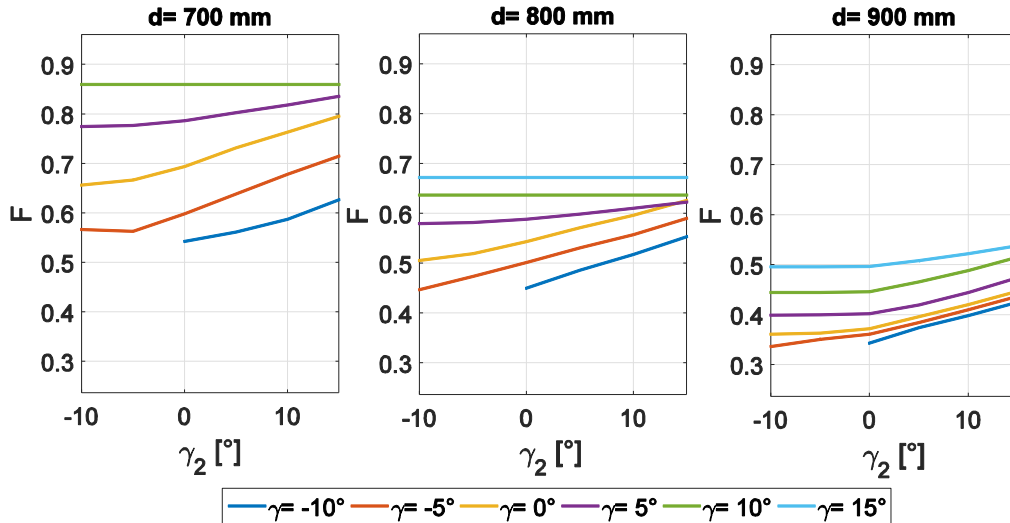


Figura 2.25 – Andamento della funzione obiettivo $F(d, \gamma, \gamma_2)$ in funzione della geometria della carrozzina

Dai risultati proposti si può individuare la configurazione ottimale, cioè quella che minimizza la funzione obiettivo. In Tabella 2.5 sono riportati i parametri ottimali per la geometria della carrozzina. Inoltre sono riportati, per le tre tipologie di scale considerate, l'ampiezza delle oscillazioni e il valore del minimo coefficiente d'attrito nelle condizioni ottimali individuate.

Tabella 2.5 – Parametri ottimali per la geometria della carrozzina

	d (mm)	γ (°)	γ_2 (°)
Valore ottimale	900	-10	0
Tipologia di scala	$\Delta\varphi$ (°)		f_{CP}
145 x 350	4.85		0.22
170 x 300	5.46		0.34
190 x 250	5.68		0.47

Dai valori ricavati si può osservare che, nonostante l'ottimizzazione, l'ampiezza delle oscillazioni massima è di circa 6° e che è necessario avere sempre un coefficiente d'attrito minimo di 0.5 tra ruote e scala per garantire la stabilità del dispositivo in ogni configurazione di funzionamento.

I risultati ottenuti non sono pienamente soddisfacenti: l'ampiezza delle oscillazioni è ancora abbastanza elevata; il minimo coefficiente d'attrito richiesto in condizioni statiche è anch'esso elevato e i valori ottimali dei parametri vincolano fortemente la progettazione della carrozzina, specialmente dal punto di vista degli ingombri.

Analizzando la struttura della carrozzina, questi comportamenti non ottimali possono essere ricondotti a due aspetti critici della versione sviluppata:

1. forma e dimensione del cingolo: per ragioni di ingombro, il cingolo nella versione attuale è corto, cioè di lunghezza minore rispetto al doppio del passo massimo delle scale (distanza tra due spigoli consecutivi della scala). Questo fa sì che durante la marcia su scala il cingolo non sia sempre in appoggio su almeno due gradini consecutivi e di conseguenza il suo moto di salita risulta poco regolare, andando ad aumentare l'ampiezza delle oscillazioni del telaio della carrozzina. Una soluzione al problema potrebbe essere quella di progettare un cingolo più lungo che durante la salita a regime si muova di moto traslatorio, regolarizzando la salita dell'intera carrozzina.
2. distribuzione delle forze di contatto a terra: il peso della carrozzina e dell'utente si scarica a terra e si ripartisce tra i punti di appoggio anteriori e posteriori in funzione della posizione del baricentro rispetto ai due appoggi. Nelle soluzioni sviluppate fino ad ora le unità di locomozione sono sempre state posteriori mentre il cingolo costituiva il punto d'appoggio anteriore. In questa configurazione, soprattutto nei casi di scale con pendenza elevata, il contributo di forza scambiato anteriormente sul cingolo può diventare anche elevato. Visto che il cingolo non è né frenato né motorizzato, diventa difficile garantire l'equilibrio del dispositivo. Il problema potrebbe essere risolto posizionando le unità di locomozione motorizzate anteriormente e utilizzare il cingolo folle come appoggio posteriore. In questo caso la maggior parte del peso sarebbe scaricato sull'elemento di trazione mentre il cingolo rimarrebbe scarico.

Queste ultime osservazioni fanno pensare che una nuova versione della carrozzina montascale possa essere utile per superare le criticità identificate nella descrizione e nell'analisi delle versioni descritte in questo capitolo.

In Figura 2.26 è proposto un confronto tra la carrozzina "Wheelchair.q04" presentata in questo paragrafo e la nuova versione "Wheelchair.q05", oggetto principale di questo lavoro di tesi.

Dal confronto tra le due immagini risultano evidenti i cambiamenti introdotti nella nuova versione: le unità di locomozione sono montate anteriormente e il cingolo è di lunghezza maggiore.

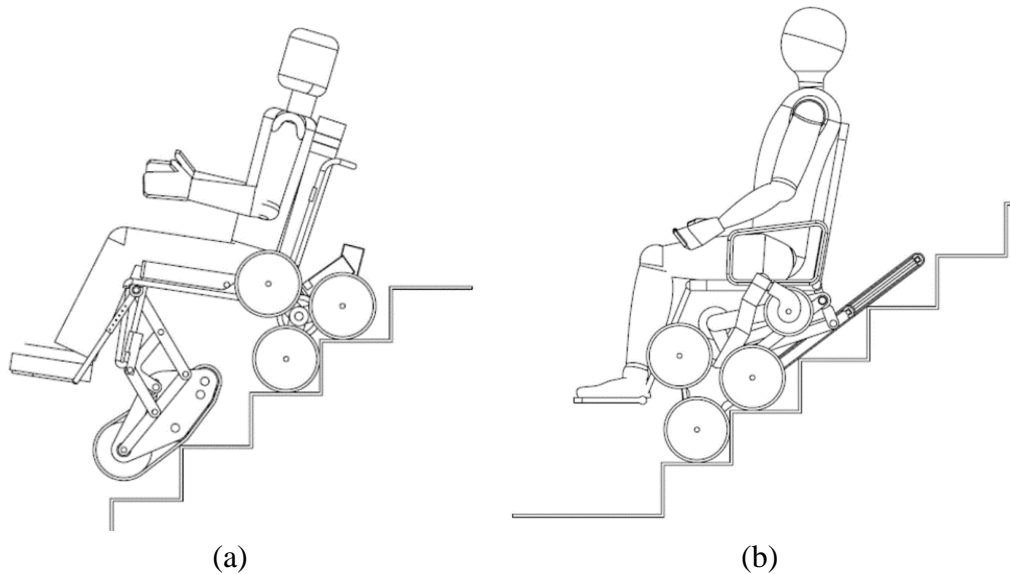


Figura 2.26 – Confronto tra la vecchia e la nuova versione di carrozzina montascale:
(a) “Wheelchair.q04”; (b) “Wheelchair.q05”

Riassumendo, in questo capitolo è stata proposta una breve revisione del processo evolutivo della carrozzina montascale “Wheelchair.q”. Le soluzioni fino a qui presentate hanno rappresentato di volta in volta un miglioramento rispetto alle soluzioni precedenti, ma hanno anche evidenziato alcuni aspetti critici sotto vari punti di vista, che hanno portato il nostro gruppo di ricerca allo sviluppo di nuove soluzioni. L’ultima analisi effettuata ha evidenziato che attraverso un’ulteriore riprogettazione della carrozzina è possibile ottenere un miglioramento delle prestazioni del dispositivo in termini di semplicità, compattezza, confort e stabilità. Nei prossimi capitoli verrà quindi descritto in dettaglio il percorso progettuale che ha portato allo sviluppo dell’ultima versione della carrozzina, denominata “Wheelchair.q05”.

In particolare nel prossimo capitolo verrà presentata la sintesi cinematica della struttura, andando a descrivere nel dettaglio l’architettura degli elementi funzionali, dei vari sotto-sistemi e dei singoli componenti, determinando le dimensioni ottimali e le posizioni relative che consentono di ottenere globalmente le migliori prestazioni.

Capitolo 3

Sintesi Cinematica

Nel capitolo precedente è stata descritta l'evoluzione del progetto di carrozzina montascale "Wheelchair.q", presentando i pregi e i difetti delle versioni sviluppate in passato e introducendo le possibili innovazioni per una nuova versione in grado di migliorare le prestazioni del dispositivo montascale. In questo capitolo verrà quindi descritto il processo di sintesi della struttura della carrozzina e dei meccanismi che la compongono e che permettono la riconfigurazione, necessaria per adattare il dispositivo alle diverse fasi di funzionamento: marcia in piano e marcia su scala.

In Figura 3.1 sono rappresentate due immagini dell'ultima versione di carrozzina, "Wheelchair.q05", sviluppata in questo lavoro di tesi e descritta in questo capitolo per quanto riguarda la sintesi cinematica della struttura.



Figura 3.1 –: Render della carrozzina "Wheelchair.q05"

Come le versioni precedenti, l'elemento caratteristico della carrozzina è rappresentato dalle unità di locomozione. La loro struttura è funzionalmente analoga a quella sviluppata in passato e presentata nel paragrafo 2.2; i due gruppi speculari sono disposti ai lati della carrozzina e forniscono la trazione al dispositivo sia durante la marcia in piano sia durante la marcia su scala.

Le principali innovazioni introdotte in quest'ultima versione, come già introdotto nel paragrafo 2.4.4, riguardano invece:

- la posizione delle unità di locomozione rispetto alla sedia;
- la dimensione del cingolo;
- la possibilità di superare, sia in salita che in discesa, il singolo scalino in marcia avanti.

La scelta di posizionare le unità di locomozione anteriormente garantisce un'appropriata distribuzione a terra delle forze di contatto. In particolare si riesce a caricare maggiormente le unità di locomozione anteriori che sono motorizzate e scaricare il cingolo posteriore che invece è folle, cioè non motorizzato né frenato. Questo facilita il soddisfacimento delle condizioni di aderenza e permette di ottenere la stabilità statica della carrozzina in ogni configurazione di funzionamento.

Le modifiche introdotte sulla forma e dimensione del cingolo permettono invece di aumentare la regolarità di salita. Infatti, se la lunghezza del cingolo è maggiore del doppio del passo della scala, durante la salita a regime la superficie di contatto inferiore sarà sempre in appoggio su almeno due spigoli consecutivi della scala e il cingolo avanzerà lungo una traiettoria rettilinea parallela alla retta tangente alla scala, come mostrato in Figura 3.2. Questa scelta permette di introdurre nella struttura complessiva della carrozzina un elemento che si muove con un moto più regolare rispetto al tripode, permettendo di aumentare il confort percepito dall'utente durante la salita scale.

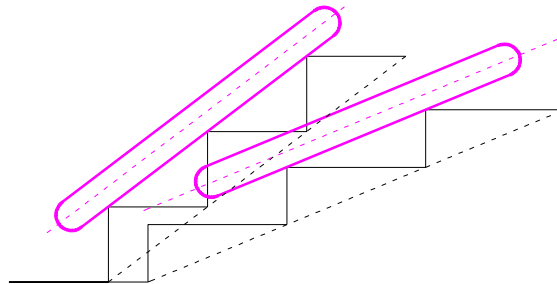


Figura 3.2 – Il cingolo si muove di moto rettilineo se la sua lunghezza è tale da garantire sempre il contatto con due gradini consecutivi della scala

Gli altri elementi funzionali che compongono la struttura del dispositivo, oltre alle unità di locomozione e al cingolo, sono il telaio, la ruota pivotante e la sedia sulla quale è seduto l'utente. In Figura 3.3.a è rappresentata una vista laterale della carrozzina, mentre in Figura 3.3.b è proposto uno schema cinematico dell'intero dispositivo. Analizzando la figura si possono individuare i principali elementi cinematici:

- unità di locomozione;
- telaio, a sua volta articolato nei due sotto-telai PC e RC incernierati tra loro;
- cingolo, collegato al sotto-telaio RC attraverso l'asta ES;
- ruota pivotante, collegata al sotto-telaio PC attraverso l'asta DU.

Nel corso del capitolo verrà analizzata la progettazione cinematica di ciascuno degli elementi funzionali, definendone le dimensioni, le posizioni relative e progettando ulteriormente i meccanismi di collegamento e di riconfigurazione della struttura della carrozzina.

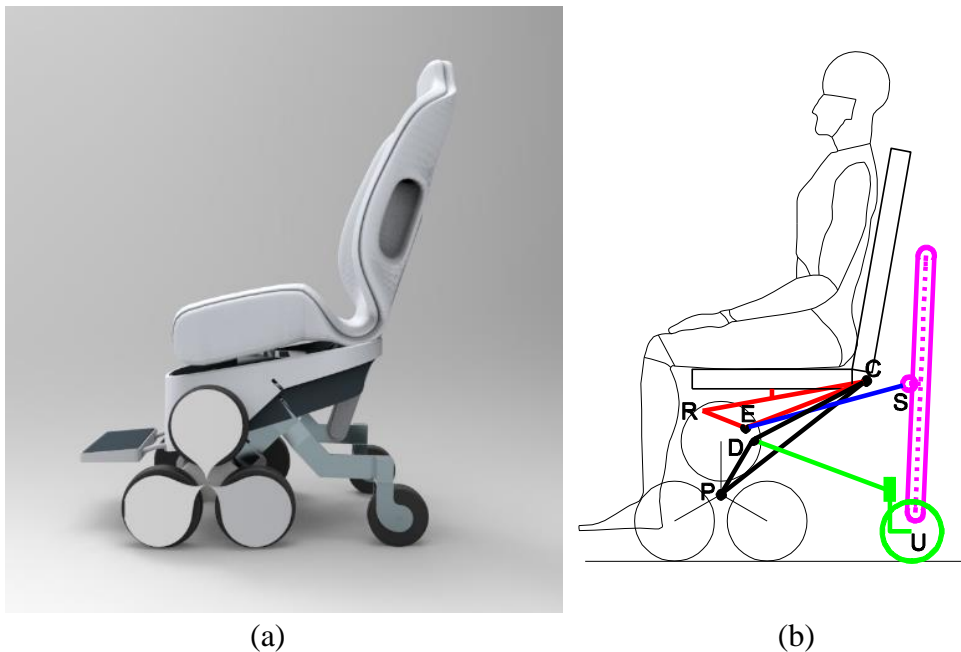


Figura 3.3 – “Wheelchair.q05”: (a) vista laterale; (b) schema cinematico della carrozzina

Inizialmente verrà proposta una prima progettazione funzionale, in cui verranno analizzati e discussi da un punto di vista qualitativo il posizionamento degli elementi funzionali e i principi di funzionamento della carrozzina sia durante la marcia in piano che durante la marcia su scale. Le considerazioni fatte in questi paragrafi preliminari permetteranno di identificare i requisiti per la progettazione cinematica dei singoli elementi funzionali della carrozzina e dei meccanismi di collegamento.

3.1 Progettazione funzionale

In questo paragrafo verranno analizzate qualitativamente le configurazioni di funzionamento della carrozzina durante la marcia in piano e su scala.

Durante la marcia in piano la sedia (elemento 2 in Figura 3.4) è in appoggio anteriormente sulle unità di locomozione (elemento 1) e posteriormente su una coppia di ruote pivotanti (elemento 4). Questa soluzione garantisce la manovrabilità in piano necessaria per spostarsi anche in ambienti interni.

Nella configurazione rappresentata in Figura 3.4.a la carrozzina è in appoggio su sei ruote. Questa condizione potrebbe non essere ottimale sia perché non è possibile garantire che tutte le ruote siano a contatto contemporaneamente con il terreno, sia perché è impossibile determinare un unico centro di istantanea rotazione per le sei ruote senza avere strisciamento tra ruote e terreno. Infatti, come si può notare in Figura 3.5.a, mentre le ruote pivotanti possono orientarsi in modo da essere tangenti alla velocità di avanzamento, non è possibile identificare un centro di istantanea rotazione che non comporti strisciamento per le quattro ruote dei tripodi.

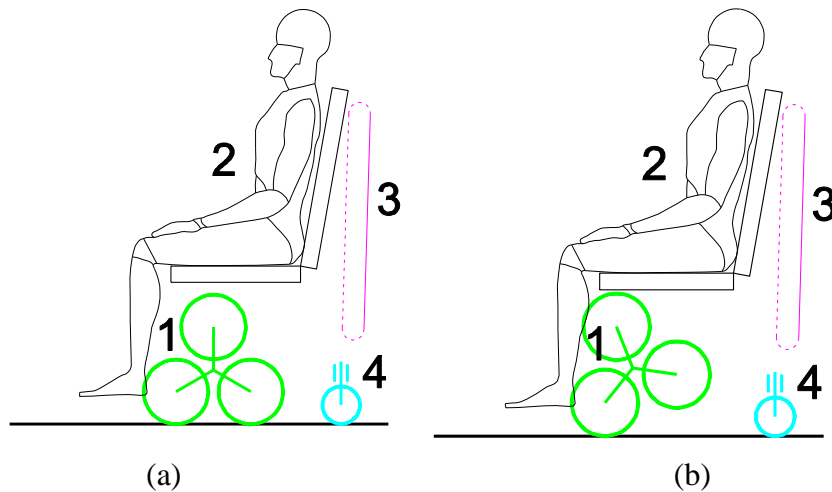


Figura 3.4 – Configurazione di marcia in piano per la carrozzina con: (a) due ruote a contatto per ciascuna unità di locomozione; (b) una sola ruota a contatto per ciascuna unità di locomozione

Il continuo strisciamento delle ruote durante la marcia in piano riduce l'efficienza della carrozzina diminuendone quindi l'autonomia. In alternativa si potrebbe ipotizzare di avere solo quattro ruote a terra durante la marcia in piano: le ruote pivotanti e le due ruote anteriori delle unità di locomozione. Per ottenere questa configurazione è sufficiente ruotare le unità di locomozione in modo da avere una sola ruota a contatto con il terreno per ogni lato come rappresentato in Figura 3.4.b. In questo caso è possibile identificare un centro di istantanea rotazione lungo la retta congiungente le ruote delle unità di locomozione a contatto con il terreno. La posizione del centro di istantanea rotazione è determinata controllando la differenza di velocità di rotazione tra le ruote delle unità di destra e di sinistra. In ogni caso si

riesce ad avere una velocità di avanzamento sempre tangente alle ruote, senza strisciamenti in ogni condizione di funzionamento, come mostrato in Figura 3.5.b.

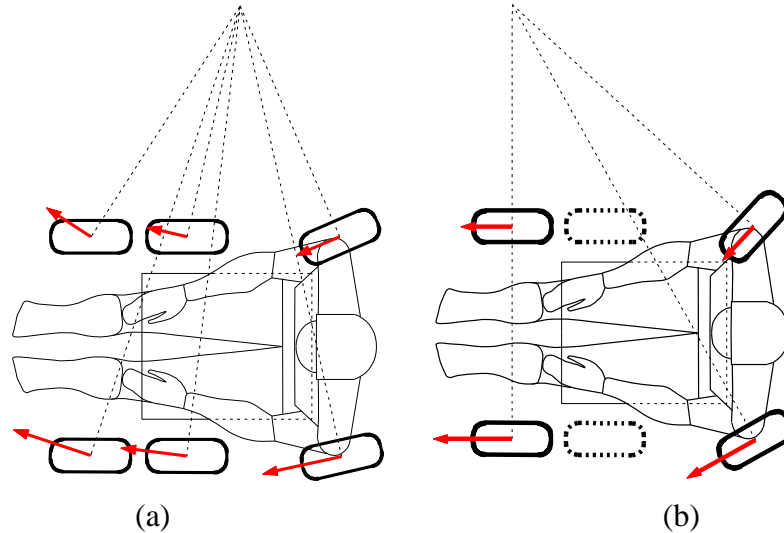


Figura 3.5 – Sterzata della carrozzina durante la marcia in piano con: (a) due ruote a contatto per ciascuna unità di locomozione; (b) una sola ruota a contatto per ciascuna unità di locomozione

La struttura funzionale della carrozzina è completata dal cingolo, elemento 3 in Figura 3.4, che durante la marcia in piano è sollevato da terra e alloggiato dietro al sedile in modo da minimizzare gli ingombri.

In Figura 3.6 è rappresentata invece una generica configurazione della carrozzina durante la marcia su scala.

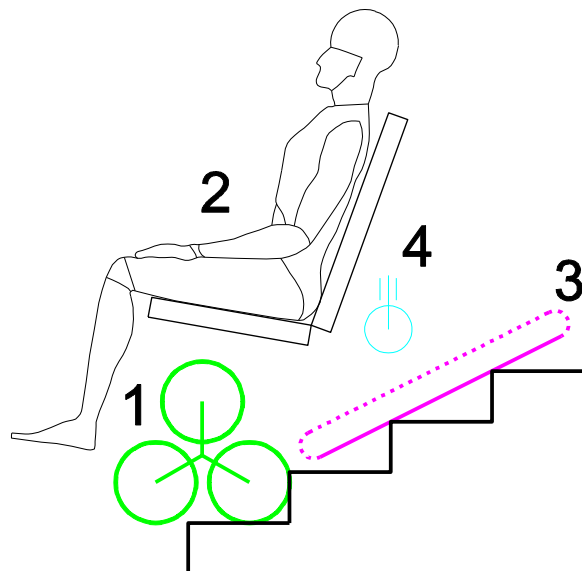


Figura 3.6 – Configurazione degli elementi funzionali della carrozzina durante la marcia su scala

In questo caso le ruote pivotanti sono sollevate da terra mentre il cingolo è a contatto con gli spigoli della scala. Le unità di locomozione a tripode nel loro moto di rotazione generano l'avanzamento della carrozzina lungo la scala. La sedia è inclinata all'indietro per aumentare la percezione di sicurezza e stabilità da parte dell'utente.

Da queste prime considerazioni si può iniziare a definire la struttura cinematica della carrozzina: il cingolo e le ruote pivotanti devono essere collegati al telaio attraverso meccanismi attuati che ne consentano il riposizionamento al variare delle modalità di funzionamento (marcia in piano o marcia su scala). Inoltre è necessario poter controllare l'orientazione della sedia per poter garantire condizioni di sicurezza e confort per l'utente durante la salita scale.

3.2 Principi di funzionamento

In questo paragrafo verranno analizzate in maniera qualitativa le sequenze che descrivono le principali fasi di funzionamento della carrozzina: salita singolo scalino, discesa singolo scalino, salita scale e discesa scale. Analizzando le posizioni relative degli elementi funzionali è possibile definire con maggiore precisione il campo di mobilità dei meccanismi di riconfigurazione e individuare alcuni requisiti funzionali che verranno in seguito utilizzati per la sintesi della struttura della carrozzina.

3.2.1 Salita singolo scalino

In Figura 3.7 è rappresentata la sequenza ipotizzata per la salita del singolo scalino. I componenti rappresentati con un tratto spesso sono quelli a contatto con il terreno.

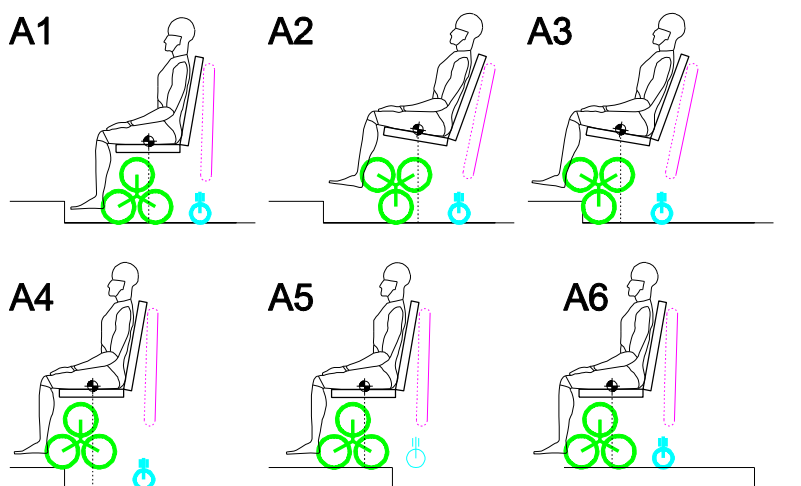


Figura 3.7 – Sequenza di salita del singolo scalino

Si possono identificare le seguenti fasi di funzionamento:

- **A1:** configurazione di marcia in piano.
- **A2:** i tripodi ruotano in modo da alzare la parte anteriore della carrozzina ed evitare il contatto tra lo scalino e i poggipiedi durante l'avvicinamento.
- **A3:** la carrozzina avanza fino ad andare a contatto con lo scalino.
- **A4:** i tripodi completano la rotazione portando in appoggio una ruota sul piano superiore.
- **A5:** la carrozzina avanza e viene sollevata la ruota pivotante.
- **A6:** la carrozzina avanza, viene riabbassata la ruota pivotante e si ottiene nuovamente la configurazione di marcia in piano.

Dall'analisi di questa sequenza è possibile estrarre due vincoli per la progettazione:

1. la ruota pivotante, oltre a dover essere sollevata durante la fase di marcia su scala (Figura 3.6) deve poter essere abbassata rispetto alla posizione di marcia in piano garantendo una base d'appoggio sufficientemente ampia nella configurazione rappresentata in Figura 3.7-A4.
2. Il baricentro della carrozzina in condizioni di marcia in piano deve cadere all'interno della base d'appoggio definita dai punti di contatto a terra delle due ruote di ciascuna unità di locomozione. Questa condizione permette di ottenere nella configurazione rappresentata in Figura 3.7-A5 la stabilità statica della carrozzina, evitandone il ribaltamento.

3.2.2 Discesa singolo scalino

In Figura 3.8 è rappresentata la sequenza ipotizzata per la discesa del singolo scalino.

Si possono identificare le seguenti fasi di funzionamento:

- **B1:** configurazione di marcia in piano.
- **B2:** le ruote pivotanti vengono sollevate e la sedia ruota all'indietro.
- **B3:** la carrozzina avanza fino a portare una ruota oltre lo spigolo dello scalino.
- **B4:** il tripode ruota fino a portare una ruota in appoggio sul piano inferiore.
- **B5:** la carrozzina avanza.
- **B6:** i tripodi completano la rotazione portando entrambe le ruote in contatto con il piano inferiore.
- **B7:** viene sollevata la ruota pivotante.
- **B8:** la carrozzina avanza, viene riabbassata la ruota pivotante e si ottiene nuovamente la configurazione di marcia in piano.

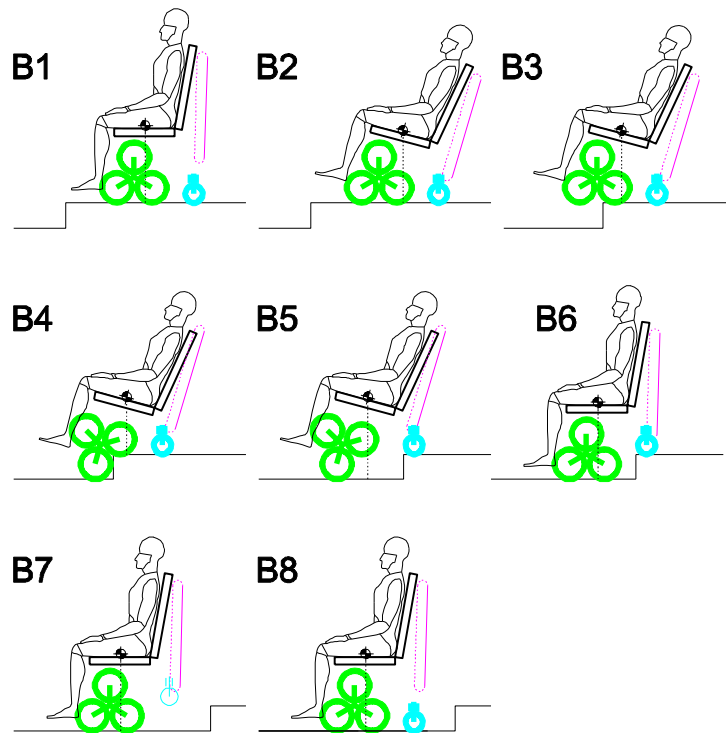


Figura 3.8 - Sequenza di discesa del singolo scalino

Dall'analisi della sequenza proposta è possibile individuare ulteriori vincoli progettuali:

1. la rotazione della sedia che porta alla configurazione rappresentata in Figura 3.8-B2 deve essere tale da spostare il baricentro in modo che la sua proiezione cada tra il punto di contatto a terra della ruota posteriore dell'unità di locomozione e la ruota pivotante. In questo modo nella configurazione rappresentata in Figura 3.8-B3 la carrozzina è in condizioni di stabilità statica.
2. Nella configurazione di Figura 3.8-B7 si deve riottenere una condizione analoga a quella descritta per la sequenza di salita del singolo scalino. La proiezione del baricentro deve ricade all'interno della base d'appoggio definita dai punti di contatto a terra delle due ruote di ciascuna unità di locomozione in modo da poter sollevare le ruote pivotanti e ottenere comunque una condizione di stabilità statica.

3.2.3 Salita e discesa scale

In Figura 3.9 e Figura 3.10 è rappresentata una generica sequenza di salita scale.

Tale sequenza, a ritroso, può essere considerata rappresentativa anche per la discesa scale. In realtà salita e discesa scale si differenziano tra loro per diversi aspetti che riguardano principalmente problematiche di sensorizzazione e controllo. Tuttavia, limitatamente agli scopi di analisi qualitativa dei principi di funzionamento della carrozzina condotta in questo paragrafo, si possono considerare le due sequenze identiche.

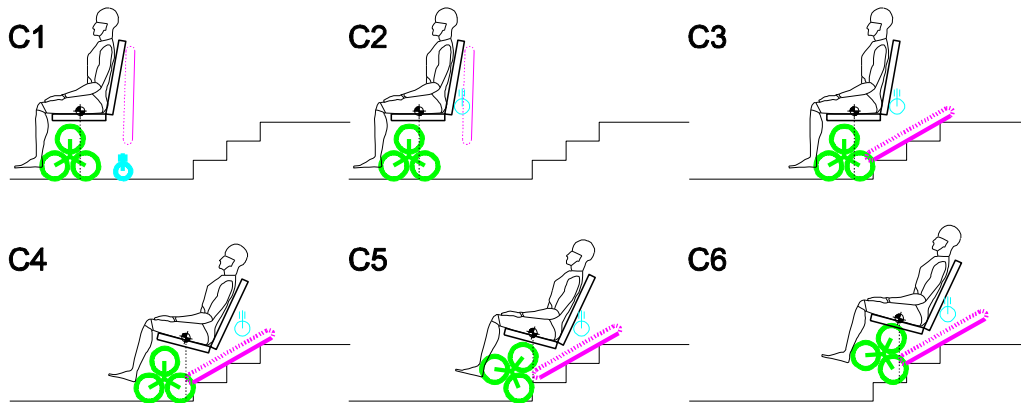


Figura 3.9 – Sequenza di salita scale (primo tratto)

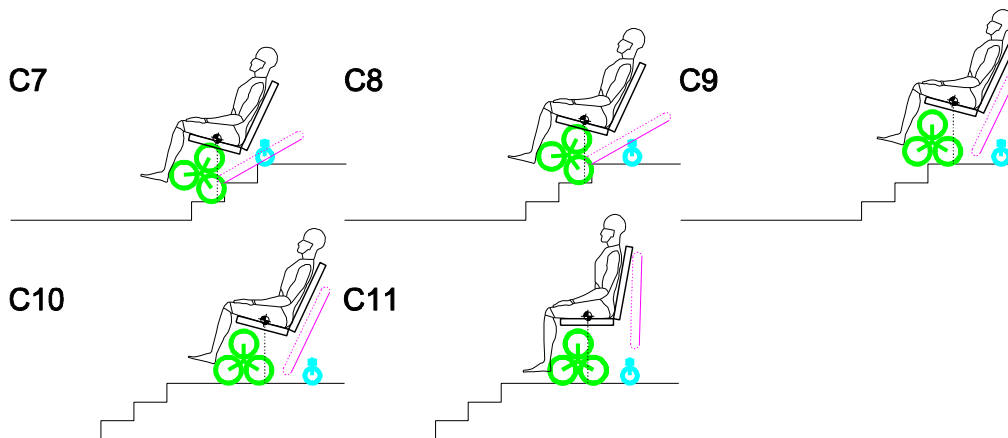


Figura 3.10 – Sequenza di salita scale (secondo tratto)

Riferendosi alla salita scale si possono identificare le seguenti fasi:

- **C1:** configurazione di marcia in piano.
- **C2:** viene sollevata la ruota pivotante.
- **C3:** la carrozzina arretra fino a portare le ruote posteriori dell'unità di locomozione a contatto con l'alzata del primo scalino. Il cingolo viene abbassato fino a portarlo a contatto con gli spigoli della scala.

- **C4:** la sedia ruota all'indietro riposizionando la proiezione del baricentro tra il punto di contatto a terra del cingolo e la ruota posteriore dell'unità di locomozione.
- **C5:** inizia la rotazione dei gruppi di locomozione che prosegue per tutta la salita a regime della scala.
- **C6:** ultima configurazione di salita a regime prima dell'inizio della sequenza di uscita dalle scale.
- **C7:** si abbassa la ruota pivotante che va in appoggio sul piano d'uscita. Contestualmente viene sollevato il cingolo che perde il contatto con gli scalini.
- **C8:** continua la rotazione dei gruppi di locomozione e contemporaneamente vengono abbassate le ruote pivotanti per mantenerle a contatto con il piano d'uscita.
- **C9:** viene completata la rotazione dei gruppi di locomozione riportandoli in una configurazione analoga a quella di marcia in piano con due ruote in appoggio sul piano di uscita.
- **C10:** la carrozzina arretra.
- **C11:** viene ulteriormente abbassata la ruota pivotante fino a riportarla in configurazione di marcia in piano. La sedia viene ruotata in avanti e, complessivamente, la carrozzina viene riportata nella configurazione di marcia in piano.

La sequenza di salita può essere divisa in tre momenti differenti: l'ingresso scala, l'uscita scale e la salita a regime. Per salita a regime si intende la fase di moto su scala in cui il cingolo è in appoggio pieno sugli scalini, cioè è in contatto con almeno due spigoli consecutivi. Quando questo non accade la carrozzina è in fase di ingresso o uscita scale. Durante la salita a regime, quindi, il cingolo si muove lungo una traiettoria rettilinea e parallela alla retta tangente agli spigoli della scala. Ogni gradino viene superato con una rotazione di 120° delle unità di locomozione e, durante il superamento degli scalini successivi, la carrozzina assume configurazioni analoghe. La salita a regime inizia dalla configurazione rappresentata in Figura 3.9-C4 e termina nella configurazione rappresentata in Figura 3.9-C6. Da questo punto in poi inizia la fase di uscita scale. L'ulteriore rotazione delle unità di locomozione avviene con una differente configurazione della carrozzina rispetto alla salita a regime. La fase di uscita scale termina quando la carrozzina raggiunge la configurazione di Figura 3.10-C9 in cui entrambe le ruote delle unità di locomozione sono in contatto con il piano di uscita. Durante l'intera sequenza di salita scale le unità di locomozione avranno ruotato di un angolo multiplo di 120° .

Analizzando questa sequenza è possibile identificare gli ulteriori vincoli per la progettazione:

1. il cingolo deve potersi appoggiare sugli spigoli dei gradini mentre la carrozzina si sta avvicinando alla scala. Questo definisce il campo di mobilità del meccanismo che controlla la posizione relativa del cingolo rispetto al telaio della carrozzina.
2. È nuovamente necessario osservare che durante alcune fasi della salita (Figura 3.9-C2) la carrozzina è in appoggio sulle sole unità di locomozione e quindi necessariamente la proiezione del baricentro deve cadere all'interno della base d'appoggio definita dai punti di contatto a terra dalle ruote dell'unità di locomozione per ottenere stabilità statica ed evitare il ribaltamento.
3. Durante la salita scale a regime, tuttavia, è necessario che il baricentro sia arretrato e portato posteriormente rispetto al punto di contatto a terra della ruota posteriore dell'unità di locomozione, per evitare il ribaltamento in avanti della carrozzina. È quindi necessario prevedere una fase di riconfigurazione in cui la sedia ruota all'indietro andando a modificare la posizione del baricentro del veicolo rispetto all'unità di locomozione.

Come detto in precedenza la sequenza di discesa scale, pur essendo concettualmente simile alla salita, se ne differenzia per alcuni aspetti relativi specialmente alle logiche di controllo e ai sistemi di sensorizzazione necessari per ottenere un funzionamento analogo a quello descritto per la salita. Le configurazioni di riferimento rimangono tuttavia le stesse descritte per la salita scale ma con una sequenza temporale invertita e valgono quindi le stesse considerazioni e requisiti identificati per la salita scale.

Una volta che la struttura funzionale della carrozzina è stata definita e sono stati analizzati i requisiti necessari per il suo corretto funzionamento durante le differenti modalità operative, è possibile procedere con la progettazione più dettagliata dei vari elementi funzionali che la compongono, verificando il soddisfacimento dei requisiti definiti in questo paragrafo.

3.3 Elementi funzionali

In questo paragrafo verranno definite le dimensioni caratteristiche degli elementi funzionali che costituiscono la struttura della carrozzina, definendo ulteriormente le loro posizioni relative e i meccanismi che li collegano e che permettono la riconfigurazione del dispositivo durante le diverse fasi di funzionamento.

3.3.1 Unità di locomozione

Dimensionamento

L'elemento caratteristico della carrozzina è l'unità di locomozione a tripode rappresentata schematicamente in Figura 3.11. La struttura e il principio di funzionamento sono già stati descritti nel paragrafo 2.2. In questo paragrafo verrà invece affrontato il tema del dimensionamento. Dal punto di vista cinematico, la struttura può essere schematizzata come un membro quaternario: tre cerniere (W_1 , W_2 , W_3) lo collegano alle tre ruote mentre la cerniera P lo collega al telaio della carrozzina. Di qui in avanti si adotterà una rappresentazione più leggera dal punto di vista grafico, andando a rappresentare solamente i tre bracci della struttura (W_1P , W_2P , W_3P), considerati rigidamente connessi tra loro.

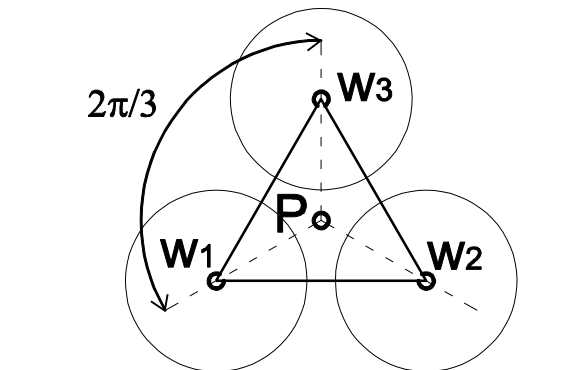


Figura 3.11 – Schematizzazione cinematica dell'unità di locomozione

In Figura 3.12 sono rappresentati i due sistemi di riferimento $X_P Y_P$ e $X_{PP} Y_{PP}$ solidali alla struttura dell'unità di locomozione, entrambi centrati in P e sfasati tra loro di 30° . Entrambi i sistemi di riferimento possono essere usati per indicare la posizione o l'orientazione dell'unità di locomozione. Si farà riferimento all'uno o all'altro per ragioni di comodità.

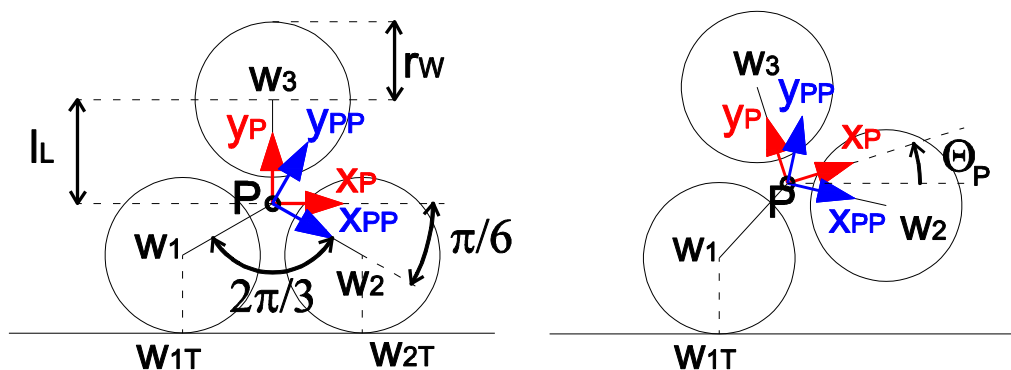


Figura 3.12 – Unità di locomozione, nomenclatura e sistemi di riferimento

I tre bracci del tripode sono di uguale lunghezza e disposti ogni 120° . In una generica configurazione, l'asse x_P del sistema di riferimento $x_P y_P$ è inclinato di un angolo Θ_P rispetto all'asse orizzontale di un sistema di riferimento solidale al terreno. Questo parametro permette quindi di individuare l'orientazione dell'unità di locomozione rispetto al sistema di riferimento fisso.

In Figura 3.13 è rappresentato invece lo schema della trasmissione epicicloidale interna all'unità di locomozione. Nello schema proposto si possono individuare i raggi delle tre ruote dentate (r_S, r_{PG1}, r_{PG2}) caratteristiche del rotismo e il sistema di riferimento $x_S y_S$ solidale alla ruota solare.

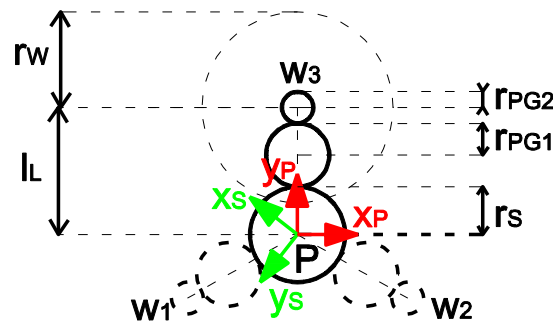


Figura 3.13 – Trasmissione epicicloidale, nomenclatura e sistemi di riferimento

Dall'analisi del rotismo epicicloidale si possono ricavare le espressioni di Eq.(3.1).

$$\begin{cases} r_S + 2 r_{PG1} + r_{PG2} = l_L \\ \frac{r_S}{r_{PG2}} = k_E \end{cases} \quad (3.1)$$

Per definire completamente il meccanismo epicicloidale è necessario scegliere i valori dei tre raggi delle ruote dentate tenendo ulteriormente in considerazione il vincolo sugli interassi legato alla lunghezza del braccio dell'unità di locomozione e sul valore del rapporto di trasmissione k_E . Un'analisi dettagliata relativa alla scelta di tale parametro sarà condotta nel Capitolo 4 e si rimanda quindi a tale capitolo per la scelta dei raggi delle ruote del rotismo che oltretutto non influenzano il processo di sintesi cinematica affrontato in questo paragrafo.

La struttura cinematica dell'unità di locomozione è descrivibile con due parametri:

- l_L : lunghezza del braccio dell'unità di locomozione;
- r_w : raggio della ruota gommata.

Il primo parametro definisce la dimensione del massimo ostacolo superabile, il secondo definisce il legame tra le velocità di rotazione del rotismo epicicloidale e la velocità di avanzamento della carrozzina. Un'analisi sull'effetto di questi due parametri sulle prestazioni del dispositivo è stata proposta in [43].

La lunghezza ottimale del braccio del tripode (l_L) può essere determinata dallo schema di Figura 3.14, imponendo il superamento dello scalino più alto superabile in accordo con i requisiti di progetto con un braccio del tripode posizionato verticalmente. Dallo schema si può ricavare l'espressione di Eq.(3.2).

In realtà, con le dimensioni scelte per l'unità di locomozione si è in grado di superare ostacoli anche leggermente più alti. Imponendo infatti la condizione rappresentata in Figura 3.15 in cui la ruota dell'unità di locomozione va in appoggio sul pianerottolo superiore senza nessun margine, il massimo scalino superabile può essere ricavato secondo l'Eq.(3.3).

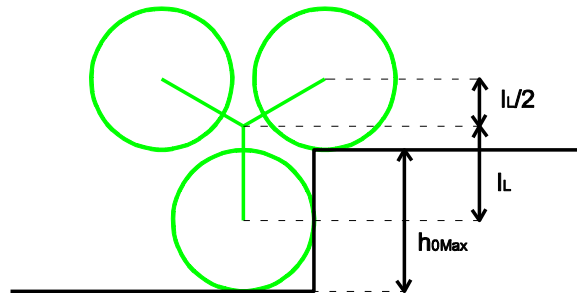


Figura 3.14 – Schema per la determinazione della lunghezza del braccio dell'unità di locomozione

$$l_L + \frac{l_L}{2} = \frac{3}{2}l_L = h_{0Max} \quad (3.2)$$

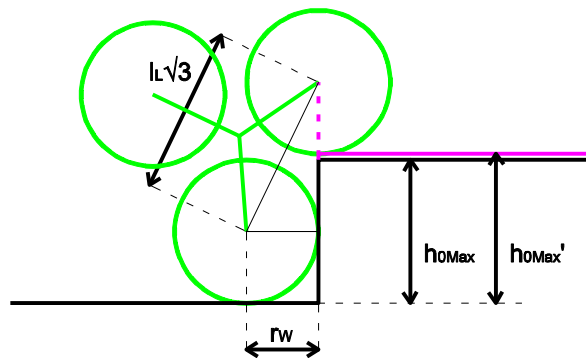


Figura 3.15 – Massimo scalino teoricamente superabile dall'unità di locomozione

$$h_{0Max}' = \sqrt{(l_L\sqrt{3})^2 - r_W^2} \quad (3.3)$$

Il secondo parametro da definire per completare il dimensionamento della struttura cinematica dell'unità di locomozione è il raggio della ruota r_W . Il valore massimo è determinato da condizioni di interferenza tra le ruote legate alla lunghezza dei

bracci delle unità di locomozione, come rappresentato in Figura 3.16, e si può ricavare tramite l'Eq.(3.4).

$$r_{WMax} = \frac{l_L \sqrt{3}}{2} \quad (3.4)$$

La scelta del valore ottimale per il parametro r_W è legata a due aspetti contrapposti:

- ruote più grandi permettono di filtrare meglio la rugosità del manto stradale ed inoltre, a parità di velocità angolare, permettono una velocità di avanzamento più elevata del veicolo;
- ruote più piccole riducono pesi e ingombri.

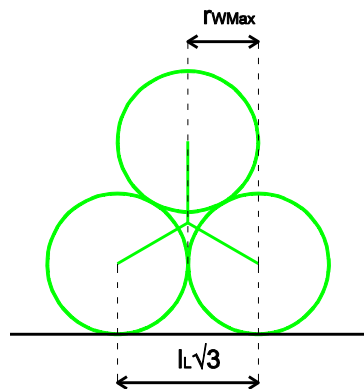


Figura 3.16 – Unità di locomozione con ruote di raggio massimo

I valori scelti per i parametri sono riassunti in Tabella 3.1.

Tabella 3.1 – Parametri scelti per l'unità di locomozione

Parametro	Valore
l_L	160 mm
r_W	120 mm
h_{0Max}	240 mm
h_{0Max}'	250 mm

Analisi della sequenza di salita

L'unità di locomozione proposta è stata dimensionata nelle condizioni di superamento di un singolo gradino. Nello sviluppo di una carrozzina montascale, tuttavia, è necessario analizzare l'interazione dell'unità di locomozione anche durante il superamento di una sequenza di scalini per identificare il funzionamento più appropriato.

Nel caso del robot *Epi.q* presentato nel paragrafo 2.3, il superamento del singolo ostacolo avviene grazie alla struttura dell'unità di locomozione. Il variare delle

condizioni dinamiche causato dal contatto della ruota anteriore dell'unità di locomozione con un ostacolo, genera in automatico la rotazione del portatreno la quale porta una ruota al di sopra dell'ostacolo da superare. Come già accennato, questo meccanismo di funzionamento non è compatibile con l'applicazione di carrozzina montascale in quanto comporta la non piena controllabilità dei gradi di libertà dell'unità di locomozione specialmente durante le fasi di discesa scale. Come descritto nel paragrafo 2.4.4 per risolvere questo aspetto è stata introdotta una diversa architettura del sistema di trazione che, tramite l'aggiunta di un terzo motore permette di avere un pieno controllo dei due gradi di libertà di ciascuna delle unità di locomozione del dispositivo. I due gradi di libertà sono: la rotazione del portatreno rispetto al telaio e la rotazione del solare (e quindi di tutte le ruote del rotismo, comprese le ruote gommate) rispetto al portatreno. Il primo grado di libertà è quello che consente di ottenere l'abilità di superamento ostacoli. Il secondo è quello che permette l'avanzamento in piano della carrozzina.

Controllando in maniera diversa questi due gradi di libertà si ottengono sequenze di salita o discesa differenti con differenti prestazioni in termini soprattutto di stabilità.

In Figura 3.17 è proposta una prima possibile sequenza di salita scale in cui ciascuno scalino è superato ruotando il portatreno dell'unità di locomozione mantenendo ferme le ruote rispetto allo scalino.

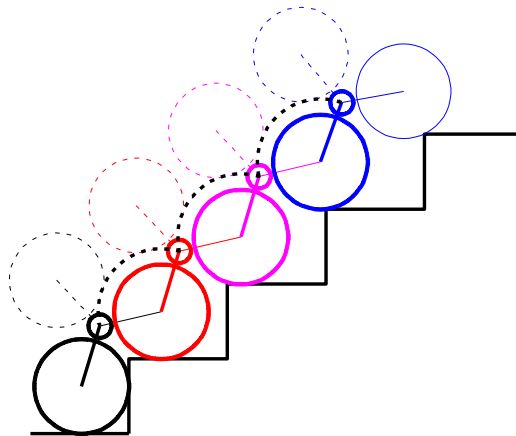


Figura 3.17 – Sequenza non stabile di salita scala

Questa sequenza, pur essendo in grado di garantire il superamento del singolo scalino, non è applicabile ripetutamente per ottenere ad esempio il superamento di una scala. Come si può vedere in Figura 3.17, infatti, la sequenza proposta comporta problemi di stabilità. Dopo il superamento di ogni scalino con una generica geometria, la distanza tra la ruota anteriore dell'unità di locomozione e l'alzata del gradino successivo tende ad aumentare fino ad arrivare a condizioni limite di

contatto in cui un appoggio stabile della ruota sulla pedata del gradino successivo non è più garantito. Dopo un certo numero di scalini quindi la carrozzina perde la stabilità. Questo comportamento non è accettabile e quindi è necessario definire una differente sequenza di salita. Una soluzione alternativa è quella proposta in Figura 3.18 in cui i due possibili movimenti dell'unità di locomozione sono controllati in maniera coordinata. Contestualmente alla rotazione, l'unità di locomozione avanza dopo il superamento di ogni singolo scalino fino a portare la ruota anteriore a contatto con l'alzata del gradino successivo. Questo permette di azzerare la distanza tra la ruota anteriore e l'alzata dello scalino dopo ogni ciclo, garantendo sequenze di superamento identiche per ogni scalino e garantendo in ogni caso un appoggio stabile dell'unità di locomozione.

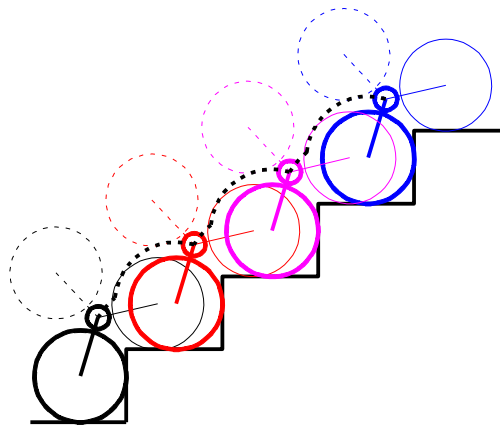


Figura 3.18 – Sequenza stabile di salita scala

La sequenza proposta richiede il controllo indipendente e coordinato dei due gradi di libertà dell'unità di locomozione e può essere identificata come sequenza di riferimento sia per la salita scale che per la discesa.

Una volta definita la sequenza di salita e discesa scale, è necessario analizzare più in dettaglio il moto delle unità di locomozione, in particolare per quanto riguarda la traiettoria del centro dell'unità di locomozione (punto P). Questa infatti influisce sulla cinematica della carrozzina, in particolare per quanto riguarda le oscillazioni del telaio durante la movimentazione su scala. Una trattazione dettagliata del problema verrà affrontata nel paragrafo 3.3.4. In breve, tanto più la traiettoria del punto P è regolare, tanto minore sarà l'ampiezza delle oscillazioni della carrozzina. La traiettoria del punto P non può essere modificata perché è intrinsecamente legata al moto delle unità di locomozione e quindi al sistema di locomozione scelto per la salita scala e alle sue dimensioni definite in precedenza. Tuttavia, comprendere e analizzare nel dettaglio tale moto risulta indispensabile per le analisi che verranno

condotte in seguito riguardo la problematica delle oscillazioni della carrozzina e le possibili soluzioni al problema.

In Figura 3.19 è rappresentata la traiettoria del centro dell'unità di locomozione durante la salita scale. Come si può osservare questa è costituita da archi di circonferenza collegati da tratti di raccordo. Si può quindi dividere la traiettoria di superamento scalino in due parti come rappresentato in Figura 3.20: una prima fase (da A a B) in cui l'unità di locomozione compie una rototraslazione e una seconda fase (da B a C) in cui il centro di istantanea rotazione coincide con il centro della ruota anteriore.

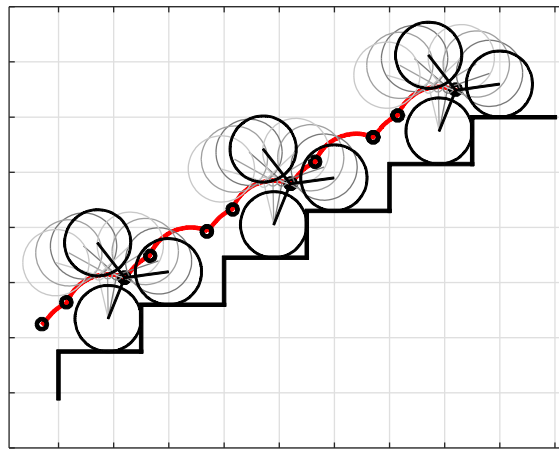


Figura 3.19 – Traiettoria del centro dell'unità di locomozione durante la salita scale

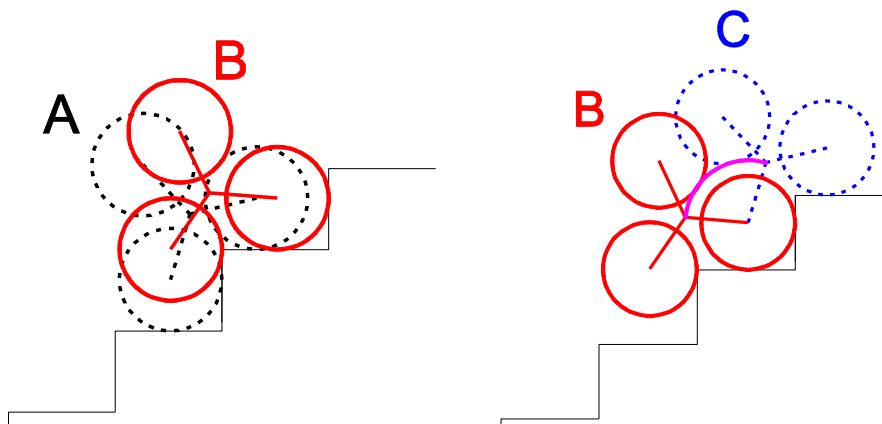


Figura 3.20 – Scomposizione della sequenza di superamento scalino

In Figura 3.21 la prima parte del moto (da A a B) è ulteriormente decomposta in una rotazione attorno al centro della ruota anteriore dell'unità di locomozione (da A a A') e da una traslazione lungo la pedata (da A' a B). Dall'analisi di questa sequenza si può osservare che sia l'ampiezza delle rotazioni attorno alle ruote, sia l'entità dell'avanzamento dipendono dalla geometria degli scalini. Di conseguenza

la traiettoria del centro dell'unità di locomozione (punto P) sarà diversa per ogni tipologia di scala.

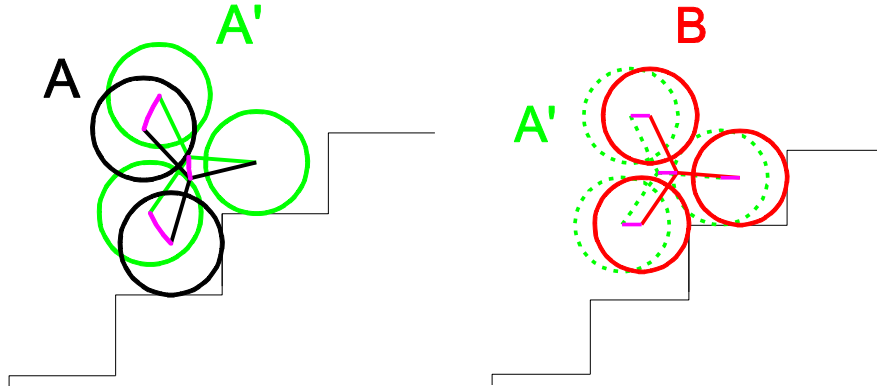


Figura 3.21 – Ulteriore scomposizione della prima fase della sequenza di salita del singolo scalino

Le scale di riferimento per il progetto della carrozzina sono state individuate secondo la normativa (UNI10804-gen1999) e sono state presentate nel paragrafo 2.1. I due parametri che descrivono compiutamente la tipologia di scala sono l'alzata (h_0) e la pedata (p) del gradino.

In alternativa si possono utilizzare altri due parametri: il passo della scala (e) e la pendenza (α_s) legati ai precedenti dalle espressioni di Eq.(3.5).

$$e = \sqrt{h_0^2 + p^2} \quad (3.5)$$

$$\alpha_s = \tan^{-1}\left(\frac{h_0}{p}\right)$$

Scale con diversi valori per passo e pendenza sono rappresentate in Figura 3.22.

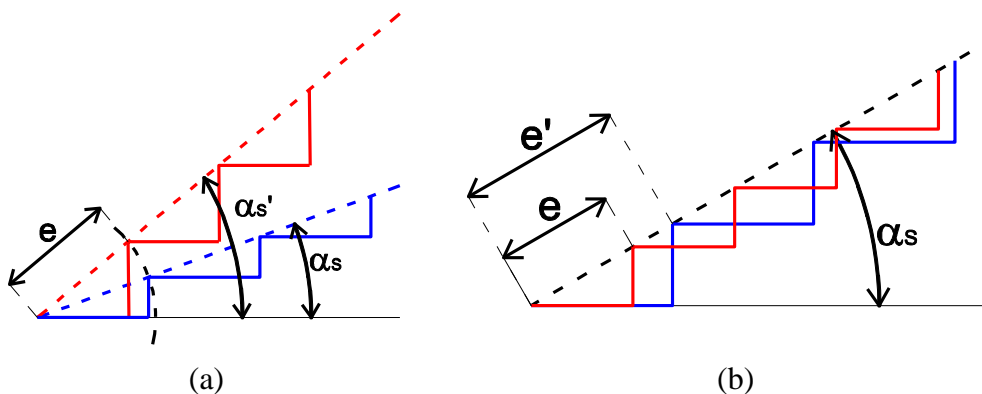


Figura 3.22 – Confronto tra diverse tipologie di scale: (a) scale con stesso passo e pendenza diversa; (b) scale con stessa pendenza e passo diverso

Per rimuovere la dipendenza della rappresentazione grafica della traiettoria dell'unità di locomozione durante il moto su scala dal valore α_5 , si può raffigurare la scala ruotata in maniera tale da avere la retta passante per i vertici dei gradini orizzontale. La sequenza di superamento del generico scalino può essere quindi rappresentata come in Figura 3.23.

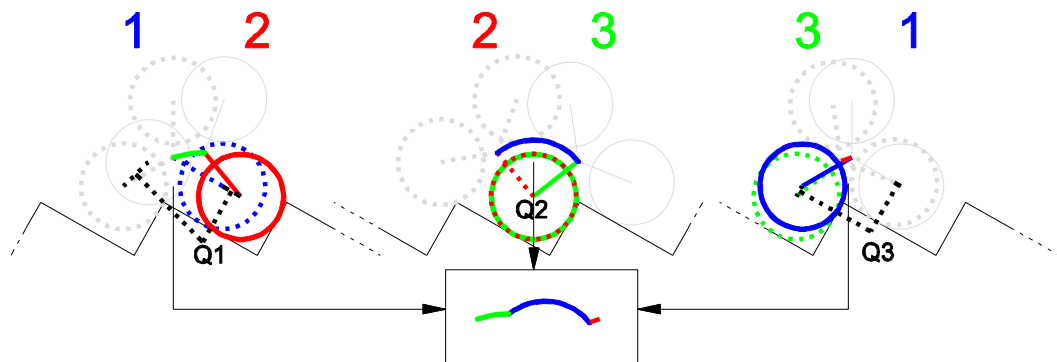


Figura 3.23 – Sequenza di superamento del singolo scalino nella rappresentazione con la scala ruotata

Per descrivere la sequenza indipendentemente dalla geometria della scala, si può definire una configurazione iniziale in cui un braccio dell'unità di locomozione è verticale, cioè perpendicolare alla retta passante per i vertici dei gradini (configurazione 1 in Figura 3.23). Da questa configurazione il moto dell'unità di locomozione avviene come descritto in precedenza fino a portare la ruota anteriore in contatto con l'alzata del gradino successivo (configurazione 2). Il moto tra le configurazioni 1 e 2 può essere genericamente descritto come una rotazione finita attorno al centro di rotazione finita Q1 indipendentemente dall'effettiva traiettoria realizzata per il punto P. Infatti, la traiettoria effettiva dipende in primo luogo dalle dimensioni della scala e in secondo luogo dalla legge di controllo adottata per la gestione dei due gradi di libertà dell'unità di locomozione. La traiettoria del punto P dipende infatti dalla velocità di avanzamento e dalla velocità angolare imposte istante per istante all'unità di locomozione attraverso la legge oraria applicata ai due motori che controllano i due gradi di libertà della struttura. Dalla configurazione 2 alla configurazione 3 l'unità di locomozione ruota attorno al centro di istantanea rotazione Q2 che coincide con il centro della ruota anteriore dell'unità di locomozione a contatto con l'alzata del gradino. In questo caso la traiettoria effettiva del punto P è un arco di circonferenza centrato in Q2. Il terzo e ultimo tratto che permette di passare dalla configurazione 3 alla configurazione 1 (analoga a quella di partenza) può essere nuovamente descritto come una rotazione finita attorno al centro di rotazione finita Q3 esterno alla struttura dell'unità di

locomozione. Anche in questo caso possono essere definite le configurazioni iniziali e finali ma non è nota a priori l'effettiva traiettoria percorsa dal centro dell'unità di locomozione. Il moto tra le configurazioni 1 e 2 e tra le configurazioni 3 e 1, non ancora totalmente definito, può essere ricondotto, nell'ipotesi che le ruote rimangano sempre a contatto con lo scalino, allo schema cinematico di Figura 3.24. Se le due ruote dell'unità di locomozione di centro W_1 e W_2 si muovono in modo tale da rotolare rispettivamente lungo l'alzata e lungo la pedata di uno stesso scalino, i loro centri si muoveranno lungo due traiettorie rettilinee parallele ai lati dello scalino. Questa condizione è applicabile a tutto il moto tra le configurazioni 3 e 1 e a buona parte del moto tra le configurazioni 1 e 2. Resta escluso solamente il tratto rappresentato in Figura 3.25 tra la configurazione 1' e la configurazione 2. In questo tratto una delle due ruote dell'unità di locomozione non rotola più lungo uno dei due lati del gradino ma ruota attorno al punto K , cioè intorno allo spigolo del gradino. In questa condizione il moto dell'unità di locomozione non può essere più descritto dallo schema cinematico di Figura 3.24.

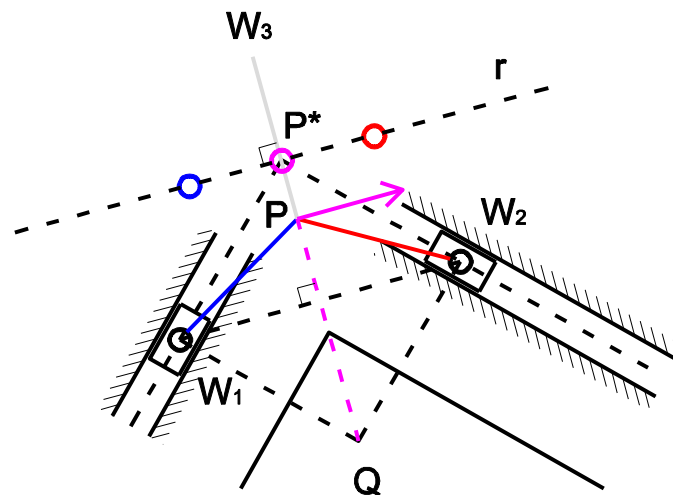


Figura 3.24 – Schema cinematico rappresentativo del moto dell'unità di locomozione nel primo e terzo tratto della sequenza descritta in Figura 3.23

Negli altri tratti resta valido lo schema proposto e, come detto in precedenza, i centri delle due ruote a contatto con i lati del gradino si muovono lungo due traiettorie rettilinee parallele rispettivamente all'alzata e alla pedata. In queste condizioni, l'unità di locomozione ruota attorno al centro di istantanea rotazione Q posto all'intersezione delle normali ai lati del gradino passanti per W_1 e W_2 . La velocità istantanea del punto P sarà quindi legata alla posizione del centro di istantanea rotazione Q e, in generale, non sarà orientata lungo una direzione notevole.

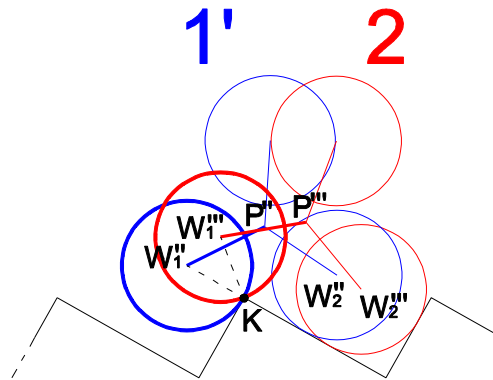


Figura 3.25 – Tra le configurazioni 1' e 2 la ruota di centro W_1 non rotola lungo l'alzata dello scalino ma ruota attorno allo spigolo K. In queste condizioni non è più valido lo schema cinematico di Figura 3.24

In Figura 3.26 sono rappresentate le configurazioni estreme del campo di mobilità del meccanismo sotto le ipotesi fatte in precedenza.

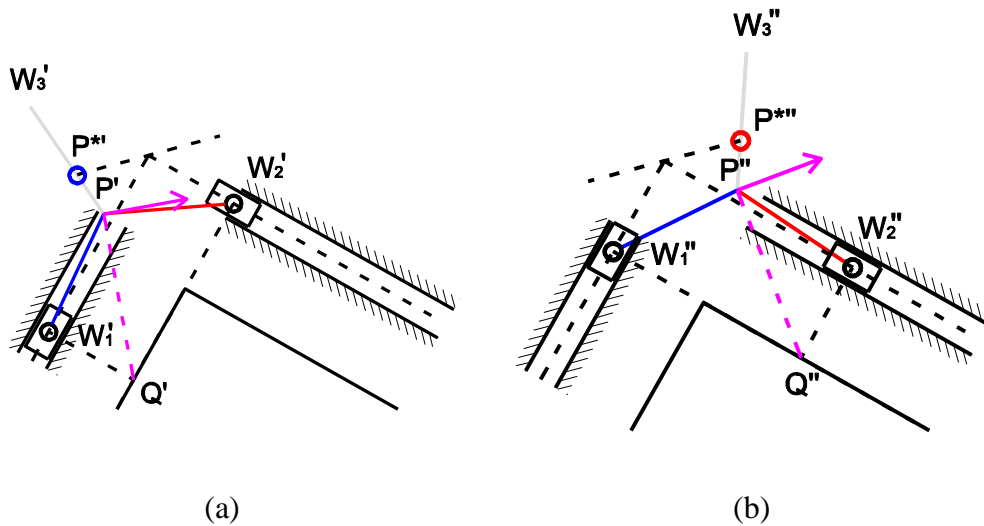


Figura 3.26 – (a) Configurazione iniziale e (b) configurazione finale del meccanismo descritto in Figura 3.24

Il campo di mobilità è limitato ai tratti in cui le ruote rotolano lungo i lati del gradino cioè è limitato dalle condizioni in cui i punti W_1 e W_2 si trovano lungo il prolungamento del lato opposto. Entro questo campo di mobilità il moto si svolge secondo la descrizione fatta in precedenza: il centro della ruota 1 si muove lungo una traiettoria rettilinea da W_1' a W_1'' , stessa cosa per il centro della ruota 2 che passa da W_2' a W_2'' . Il centro di istantanea rotazione si muove da Q' a Q'' e di conseguenza il punto P si muove lungo una traiettoria curvilinea.

Particolarità di questo meccanismo è la possibilità di individuare un punto solidale al membro che collega W_1 e W_2 (in questo caso l'unità di locomozione) che, durante il moto, si muove lungo una traiettoria rettilinea. Facendo riferimento alla configurazione notevole di Figura 3.24 in cui l'asse del segmento W_1W_2 passa per il punto di intersezione delle due traiettorie rettilinee parallele ai lati del gradino, si può definire il punto P^* appartenente al membro che collega W_1 e W_2 e posto in corrispondenza dell'intersezione dei due assi delle guide equivalenti che descrivono il moto dei centri delle ruote dell'unità di locomozione. Il punto P^* è il punto notevole del meccanismo che si muove di moto rettilineo lungo una retta r parallela al segmento W_1W_2 come si può osservare nelle due configurazioni di Figura 3.26. Questo particolare funzionamento è dovuto al fatto che il punto P^* durante il moto rimane sempre allineato con il centro di istantanea rotazione e quindi la sua velocità istantanea si mantiene sempre parallela alla retta r . Un'analisi più dettagliata per questo meccanismo è proposta in Figura 3.27. La figura è stata ottenuta tramite il software didattico di simulazione GIM presentato in [46].

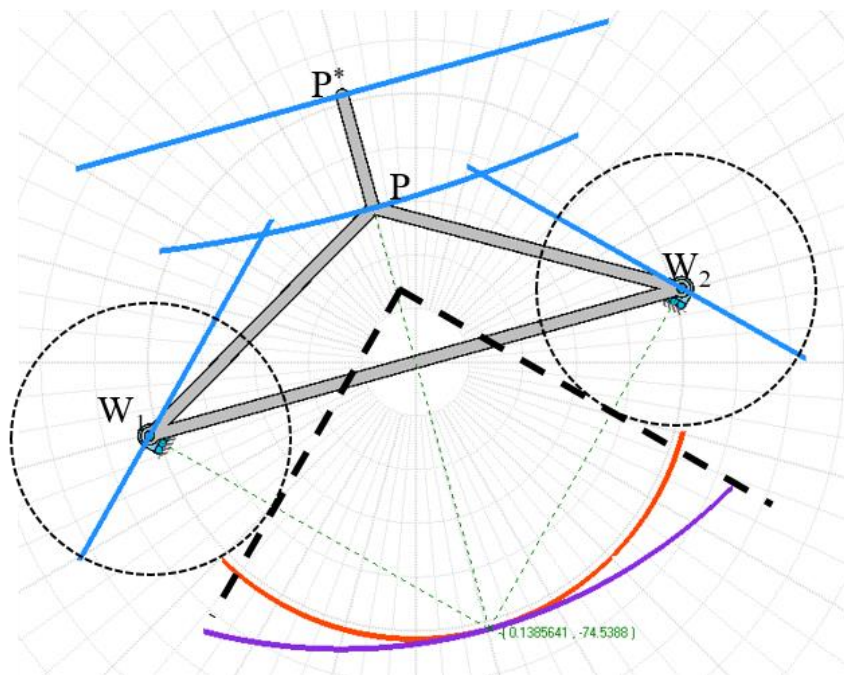


Figura 3.27 – Schema cinematico del meccanismo ottenuto con il software didattico di simulazione GIM [46]. Sono evidenziate le traiettorie dei punti di interesse e sono tracciate la polare fissa (viola) e la polare mobile (arancione)

L'unità di locomozione è schematizzata come un membro binario collegato al telaio con due carrelli in W_1 e W_2 . I carrelli modellano il contatto tra ruota e scalino e il loro asse di traslazione è parallelo ai lati del gradino. In Figura 3.27 sono

evidenziate anche le traiettorie di alcuni punti notevoli. In particolare si evidenziano i risultati descritti in precedenza: il punto P si muove lungo una traiettoria curvilinea mentre il punto P^* si muove lungo una traiettoria rettilinea. Inoltre in Figura 3.27 è indicato il centro di istantanea rotazione (in verde), la polare fissa (in viola) e la polare mobile (in arancione).

Estendendo il campo di mobilità del meccanismo oltre i limiti di funzionamento propri della sequenza di superamento dello scalino, si può comprendere a pieno il funzionamento cinematico di questo particolare meccanismo e le traiettorie percorse dai vari punti della struttura. In particolare in Figura 3.28 sono rappresentate le traiettorie dei punti significativi del meccanismo per una rotazione di 360° dell'unità di locomozione. Si può osservare che il punto P^* si muove di moto rettilineo per tutto il campo di mobilità del meccanismo. Inoltre si può descrivere con maggior precisione la traiettoria del punto P che in precedenza si era genericamente definita come curvilinea. In realtà P si muove lungo una traiettoria ellittica di centro P^* e con asse maggiore lungo la retta r .

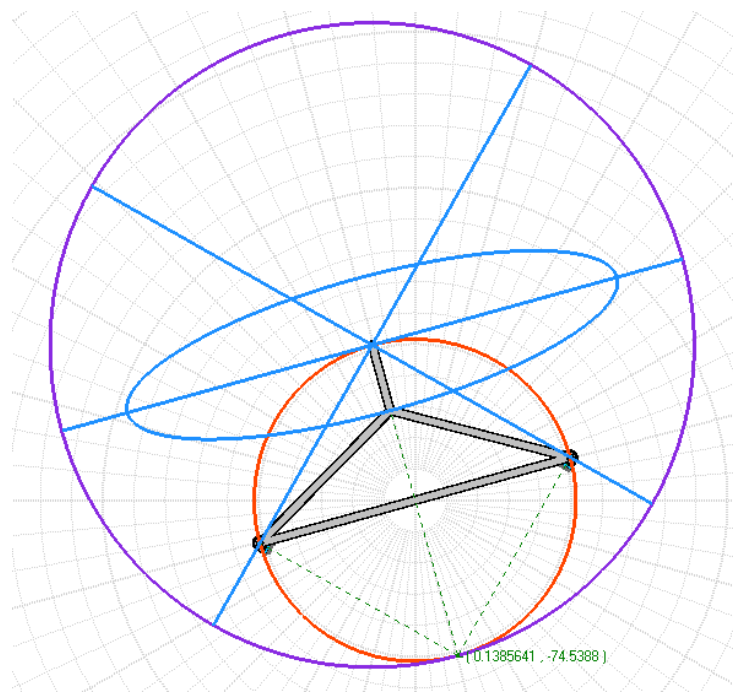


Figura 3.28 – Rappresentazione delle traiettorie dei punti di interesse della struttura per una rotazione di 360° dell'unità di locomozione. La figura è stata ottenuta con il software di simulazione GIM

La trattazione presentata fino ad ora ha permesso di definire con sufficiente dettaglio la traiettoria del centro dell'unità di locomozione (P) durante una generica sequenza di superamento scalino. Riassumendo, la traiettoria è composta da due

tratti. In un primo tratto il punto P si muove lungo un arco di circonferenza concentrico alla ruota anteriore dell'unità di locomozione a contatto con l'alzata dello scalino. La geometria della traiettoria dipende solamente dalla geometria dell'unità di locomozione, in particolare dalla lunghezza del braccio l_L . La tipologia di scala determina solamente l'ampiezza di questo tratto che, espresso in termini di angolo sotteso alla traiettoria, sarà minore o uguale di 120° , cioè minore o uguale della rotazione necessaria all'unità di locomozione per completare il superamento di un gradino. Il secondo tratto è invece percorso dal punto P lungo una traiettoria in genere più complessa da modellare, fortemente influenzata dalla dimensione della scala e dalle leggi orarie di controllo utilizzate per gestire i due gradi di libertà dell'unità di locomozione.

La definizione analitica della traiettoria del punto P è quindi molto complessa ed estremamente variabile in funzione della tipologia di scala.

Tuttavia è possibile definire un sottoinsieme delle scale superabili, definite da qui in avanti nominali, in cui il moto dell'unità di locomozione è sempre descrivibile come una semplice rotazione attorno alla ruota anteriore a contatto con lo scalino. Per queste scale la traiettoria del punto P è solamente costituita da archi di circonferenza concentrici alla ruota dell'unità di locomozione e di ampiezza costante e pari a 120° . Come si può ricavare dalle Figura 3.29 e Figura 3.30 in cui sono rappresentate due scale nominale di pendenza differente, la condizione geometrica per cui si verifica questo comportamento è data dall'Eq.(3.6).

$$e^* = 2l_L \cos\left(\frac{\pi}{6}\right) = l_L\sqrt{3} \quad (3.6)$$

La condizione di scala nominale fa riferimento solamente ad uno dei due parametri descrittivi della scala, cioè al passo e . Ciò significa che tutte le scale con passo e^* saranno nominali, indipendentemente dall'altro parametro della scala, cioè la pendenza α_S . Per tutte le scale nominali la traiettoria del punto P sarà identica, cioè costituita da una sequenza di archi di circonferenza, semplificando di molto la rappresentazione e la descrizione analitica del problema. Quello che cambia passando da una scala nominale all'altra è la posizione della traiettoria del punto P rispetto alla retta tangente alla scala. Questo aspetto è dovuto alla diversa posizione relativa tra la scala e il centro delle ruote dell'unità di locomozione, cioè ad una diversa geometria nel contatto tra la ruota e la scala.

In Figura 3.31 sono rappresentate le traiettorie del punto P per due scale nominali con diversa pendenza. Si può osservare come le traiettorie siano effettivamente uguali ma posizionate diversamente rispetto alla retta tangente agli scalini. In particolare si è introdotta la grandezza ε_W per rappresentare la distanza tra la retta

tangente alla scala e il centro della ruota dell'unità di locomozione. I due valori ε'_W e ε''_W sono diversi e questo causa lo spostamento relativo tra le due traiettorie.

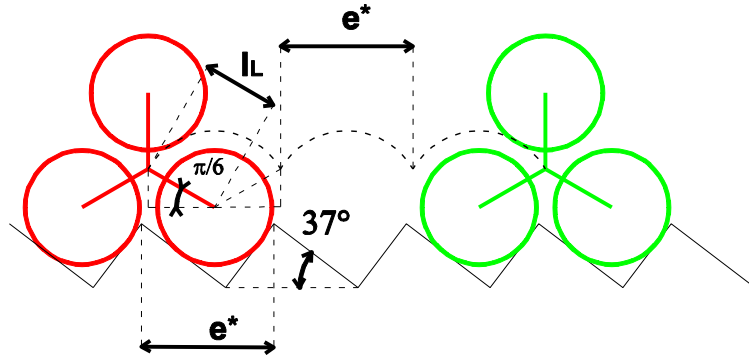


Figura 3.29 – Scala nominale con pendenza $\alpha_S = 37^\circ$

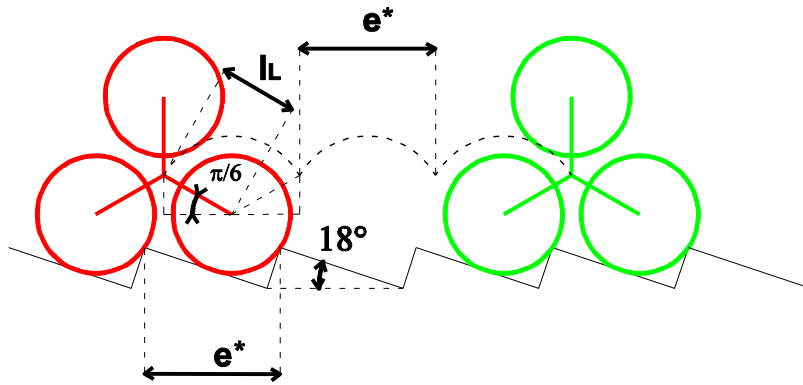


Figura 3.30 – Scala nominale con pendenza $\alpha_S = 18^\circ$

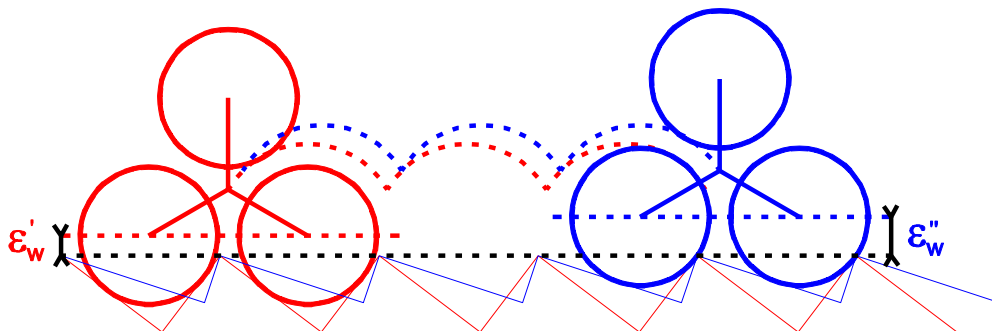
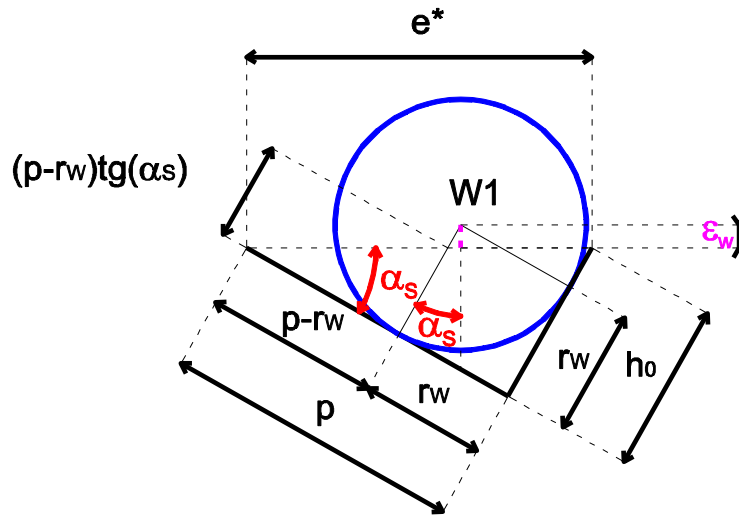


Figura 3.31 – Confronto tra le traiettorie del centro dell'unità di locomozione durante la salita di due scale nominali con diversa pendenza

In Figura 3.32 è proposto uno schema per il calcolo di ε_W una volta nota la geometria della scala.

Figura 3.32 – Schema per il calcolo del parametro ε_W

Dallo schema si possono ricavare le relazioni espresse nell'Eq.(3.7) che permettono di valutare il valore di ε_W .

$$\begin{cases} \varepsilon_W = (r_W - (p - r_W) \tan \alpha_S) \cos \alpha_S \\ p = e^* \cos \alpha_S \\ h_0 = e^* \sin \alpha_S \end{cases} \quad (3.7)$$

In Tabella 3.2 sono riportate le dimensioni di alcune scale nominali ottenute imponendo il passo e^* e i valori di α_S delle scale standard. Dai valori riportati si può osservare come il valore ε_W cambia tra una scala e l'altra ma in maniera contenuta rispetto agli altri parametri.

Tabella 3.2 – Dimensioni di alcune scale nominali con pendenza differente

Scala nominale	$e = e^* = l_L \sqrt{3}$	α_S	h_0	p	ε_W
	[mm]	[°]	[mm]	[mm]	[mm]
Pendenza bassa	277.13	22.5	106.05	256.03	58.81
Pendenza media	277.13	29.5	136.46	241.20	44.76
Pendenza elevata	277.13	37	166.78	221.32	34.86

Risulta conveniente individuare tra tutte le scale nominali un particolare set di parametri che definisca in maniera univoca una scala di riferimento, a cui ci si riferirà da qui in avanti come scala nominale. In Tabella 3.3 sono riportate le dimensioni della scala nominale scelta, ottenute imponendo la pendenza della scala nominale pari alla massima tra quelle superabili dalla carrozzina. Questo assicura che l'ipotesi di superamento della scala nominale, utilizzata spesso nel corso della

progettazione cinematica e dinamica della carrozzina, rappresenti la condizione di funzionamento più gravosa rispetto alla pendenza della scala.

Tabella 3.3 – Dimensioni della scala nominale scelta come scala di riferimento

	α_S	h_0	p	e	ε_W
	[°]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]
Scala nominale	37	166.78	221.32	277.13	34.86

Confrontando i valori riportati in Tabella 3.3 con l'Eq.(2.1) che definisce le dimensioni delle scale secondo la normativa UNI10804-gen1999, si può osservare che la scala nominale scelta non risponde ai requisiti geometrici definiti dalla norma. Infatti il passo nominale e^* risulta inferiore rispetto ai passi delle scale secondo normativa definiti in Tabella 2.1. Questo aspetto rappresenta uno svantaggio in quanto le condizioni di scala nominale costituiscono solamente condizioni di progetto e non si potranno mai incontrare durante il funzionamento del dispositivo in condizioni reali. Tuttavia il fatto che il passo nominale sia sempre inferiore rispetto ai passi delle scale secondo normativa costituisce anche una garanzia di sicurezza, in quanto assicura che dopo ogni rotazione dell'unità di locomozione la ruota anteriore dell'unità andrà sempre in appoggio stabile sulla pedata del gradino successivo. Non può quindi verificarsi la condizione in cui la ruota anteriore dell'unità di locomozione entra in contatto con l'alzata dello scalino successivo prima di appoggiarsi sulla pedata. Questa indesiderata condizione di instabilità si verifica infatti quando il passo della scala è minore di quello nominale. Queste considerazioni confermano il corretto dimensionamento dell'unità di locomozione rispetto alla geometria delle scale superabili dalla carrozzina.

La scala nominale sarà utilizzata nei paragrafi seguenti come scala di riferimento per alcune considerazioni riguardo la valutazione e la progettazione di un meccanismo di compensazione delle oscillazioni della carrozzina. Infatti, la traiettoria semplificata percorsa del centro dell'unità di locomozione durante il moto su questo tipo di scala permetterà di semplificare la trattazione dal punto di vista analitico.

Queste considerazioni concludono la sintesi cinematica per quanto riguarda l'unità di locomozione. Nei successivi paragrafi un processo analogo verrà affrontato per gli altri elementi funzionali che compongono la struttura della carrozzina.

3.3.2 Telaio

Le unità di locomozione sono collegate al telaio della carrozzina, al quale sono ulteriormente vincolati gli altri elementi funzionali: sedia, ruote pivotanti e cingolo,

questi ultimi due collegati attraverso ulteriori meccanismi che ne permettono il riposizionamento. Per poter ulteriormente riconfigurare la carrozzina, variando cioè la posizione relativa tra la sedia e le unità di locomozione, si è ipotizzato di realizzare una struttura del telaio non completamente rigida ma articolata in due sotto-telai incernierati tra loro attraverso un ulteriore grado di libertà. In Figura 3.33 è rappresentata la struttura proposta per il telaio, articolata nei due sotto-telai PC e RC.

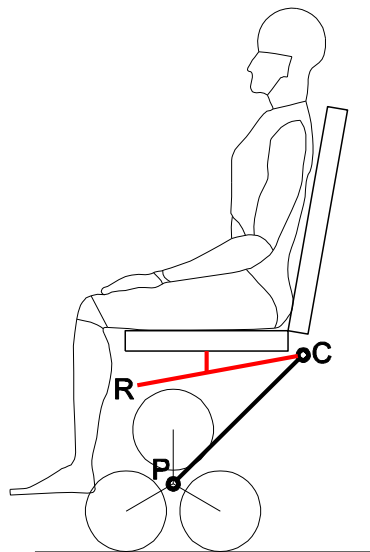


Figura 3.33 – Struttura del telaio della carrozzina composto dai due sotto-telai PC e RC incernierati tra loro

Le unità di locomozione sono incernierate al sotto-telaio PC rispetto al quale ruotano durante la salita/discesa dei singoli scalini o delle scale. Al sotto-telaio PC sono ulteriormente collegati i motori che permettono di controllare i tre gradi di libertà complessivi delle due unità di locomozione. La struttura cinematica del sotto-telaio PC è riportata in Figura 3.34. Al sotto-telaio PC è associato il sistema di riferimento x_{PC} - y_{PC} rispetto al quale sono definiti gli angoli che descrivono la posizione angolare del portatreno θ_P e della ruota solare θ_{PS} (conseguentemente anche la posizione angolare delle altre ruote del rotismo). L'angolo Θ_{PC} rappresenta invece l'orientazione del sotto-telaio PC rispetto all'asse orizzontale di un sistema di riferimento fisso e solidale al terreno. Da questo punto in poi si adotterà la convenzione di utilizzare lettere maiuscole per indicare angoli assoluti (cioè rispetto ad un asse orizzontale del sistema di riferimento fisso solidale al terreno) e lettere minuscole per angoli relativi tra elementi della carrozzina.

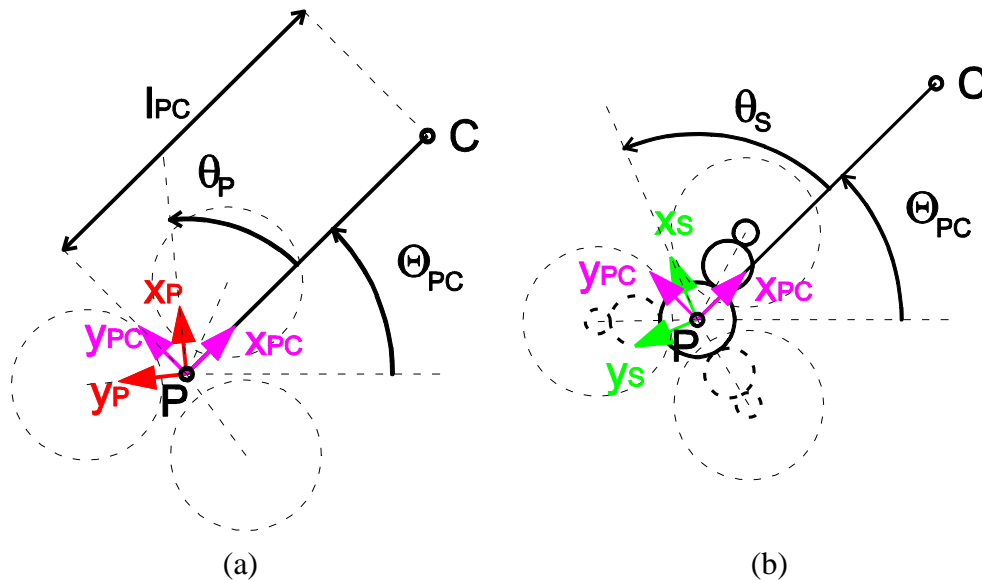


Figura 3.34 – Struttura cinematica del sotto-telaio PC in cui è stata introdotta la nomenclatura che definisce gli angoli relativi tra: (a) portatreno e telaio; (b) portatreno e ruota solare

In Tabella 3.4 è riportata la nomenclatura relativa ai due gradi di libertà che ciascuna unità di locomozione ha rispetto al sistema di riferimento del sotto-telaio PC. Questi gradi di libertà sono controllati attraverso motori solidali al telaio la cui architettura verrà descritta nel paragrafo 3.3.8.

Tabella 3.4 – Nomenclatura relativa ai gradi di libertà delle unità di locomozione rispetto al sistema di riferimento del sotto-telaio PC

Grado di libertà	Posizione	Velocità	Accelerazione	Controllata da
Portatreno sotto-telaio PC	θ_P	Ω	$\dot{\Omega}$	Motore del portatreno
Ruota solare sotto-telaio PC	θ_S	ω_S	$\dot{\omega}_S$	Motore del solare

La sedia è invece vincolata al sotto-telaio RC rappresentato in Figura 3.35. Rispetto a questo sotto-telaio la sedia vera e propria può essere connessa rigidamente oppure introducendo ulteriori gradi di libertà ad esempio attraverso un sistema di sospensione a molla e smorzatore che permetta di attenuare le vibrazioni che arrivano all'utente dalle irregolarità del terreno. In questo primo approccio alla progettazione della carrozzina tuttavia si considera la sedia rigidamente connessa al sotto-telaio RC per semplificare la trattazione.

Il sotto-telaio PC e il sotto-telaio RC sono tra loro incernierati e l'ulteriore grado di libertà è descritto dai parametri riportati in Tabella 3.5.

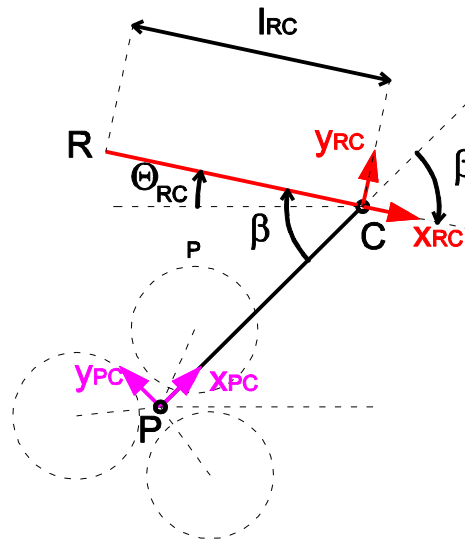


Figura 3.35 – Struttura cinematica e nomenclatura del sotto-telaio RC

Tabella 3.5 - Nomenclatura relativa al grado di libertà tra il sotto-telaio PC e il sotto-telaio RC

<i>Grado di libertà</i>	<i>Posizione</i>	<i>Velocità</i>	<i>Accelerazione</i>	<i>Controllata da</i>
Sotto-telaio RC Sotto-telaio PC	β	$\dot{\beta}$	$\ddot{\beta}$	Attuatore di gestione assetto sedia

È possibile ipotizzare diverse soluzioni a livello progettuale per il controllo di questo grado di libertà aggiuntivo. Si può infatti pensare di bloccare questo grado di libertà trasformando quindi i due sotto-telai in un unico corpo rigido oppure attuarlo in qualche modo e secondo una logica stabilita per variare la posizione relativa tra sedia e unità di locomozione. In questo secondo caso il grado di libertà tra i due sotto-telai potrebbe essere utilizzato per eliminare o quantomeno limitare le oscillazioni generate sulla carrozzina dal moto di rotazione delle unità di locomozione. In questo caso sarebbe sufficiente controllare in moto attivo o passivo la distanza tra i punti R e P in modo da mantenere costante l'angolo θ_{RC} , cioè l'orientazione della sedia e quindi dell'utente rispetto al sistema di riferimento fisso e solidale al terreno. Questa possibilità verrà analizzata in dettaglio nel paragrafo 3.3.7.

In conclusione, la struttura cinematica dei due sotto-telai in una configurazione di riferimento è quindi descrivibile con quattro parametri:

- l_{PC} : lunghezza del sotto-telaio PC;
- l_{RC} : lunghezza del sotto-telaio RC;

- β_0 : angolo β in condizioni di marcia in piano;
- $\Theta_{PC,0}$: angolo Θ_{PC} in condizioni di marcia in piano.

In condizioni nominali, cioè di marcia in piano, la struttura del telaio della carrozzina è quindi quella rappresentata in Figura 3.36.

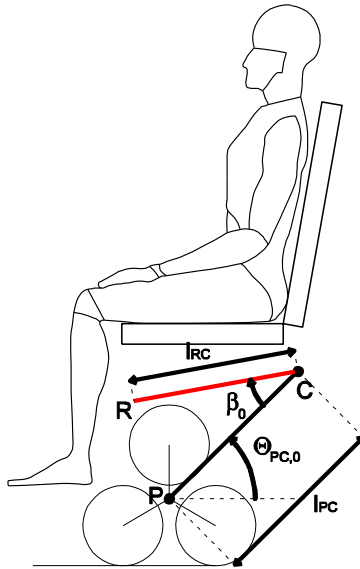


Figura 3.36 – Struttura cinematica e nomenclatura del telaio della carrozzina in condizioni nominali, cioè in condizioni di marcia in piano

Nel caso in cui l'angolo β non è controllato e quindi la struttura PCR costituisce un unico corpo rigido, il valore dei quattro parametri caratteristici della struttura (l_{PC} , l_{RC} , β_0 e $\Theta_{PC,0}$) non influisce sul comportamento cinematico della carrozzina e quindi la loro scelta viene effettuata solamente in funzione di considerazioni di ingombro e di progettazione strutturale. Viceversa nel caso in cui tale angolo è controllato, la scelta delle dimensioni costruttive dei due sotto-telai influisce sulle proprietà cinematiche e sull'ottimizzazione del meccanismo e del relativo sistema di attuazione. Questa trattazione verrà proposta nel paragrafo 3.3.7 in cui verranno presentati diverse soluzioni per il controllo dell'assetto della sedia tramite il controllo attivo o passivo dell'angolo β .

3.3.3 Sedia

La sedia è collegata al sotto-telaio RC in maniera rigida oppure attraverso ulteriori gradi di libertà che permettono di ottenere ad esempio uno smorzamento e un filtraggio delle vibrazioni provenienti dalle unità di locomozione durante la marcia su un terreno irregolare. Lo schema e i parametri che la descrivono sono riportati in Figura 3.37.

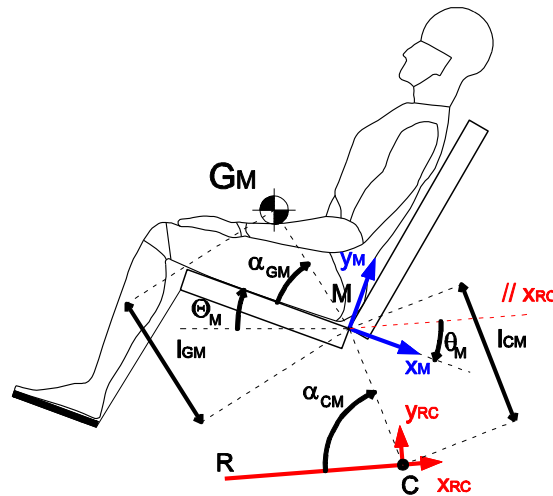


Figura 3.37 - Struttura cinematica e nomenclatura della sedia nel collegamento rispetto al sotto-telaio RC

Alla sedia è solidale il sistema di riferimento x_M - y_M la cui posizione ed orientazione rispetto al sistema di riferimento x_{RC} - y_{RC} , solidale al sotto-telaio RC, è definita dalla terna di parametri $(l_{CM}, \alpha_{CM}, \theta_M)$. Il valore θ_M rappresenta invece l'orientazione dell'asse x_M del sistema x_M - y_M solidale alla sedia, rispetto all'asse orizzontale del sistema di riferimento fisso solidale al terreno. La posizione relativa tra la sedia e il sotto-telaio RC può essere fissa o variabile ma in questo lavoro di tesi si è considerato per semplicità un accoppiamento rigido. Tuttavia una scelta differente può essere comunque accettabile senza influire pesantemente sulla progettazione cinematica del veicolo. Viceversa la posizione relativa tra la sedia e le unità di locomozione è di rilevante importanza per il corretto funzionamento della carrozzina sia in marcia in piano che durante la salita o discesa scale e verrà analizzata in dettaglio in questo paragrafo.

Come scritto più volte nel paragrafo 3.2, la posizione del baricentro del veicolo deve essere progettata con cura per ottenere un corretto funzionamento e per garantire la stabilità statica della carrozzina in alcune configurazioni di lavoro. Le masse principali della struttura possono essere suddivise in masse sospese, solidali al sotto-telaio RC e in masse non sospese, solidali al sotto-telaio PC. Nel computo delle masse sospese (m_{SM}) rientra la massa dell'utente, la massa della sedia e del sotto-telaio RC e tutte le masse solidali a questo elemento (ad esempio le batterie). Nel computo delle masse non sospese (m_{NSM}) rientra invece la massa delle unità di locomozione, la massa del sotto-telaio PC e di tutte le componenti solidali a questo elemento, in particolare i motori.

La posizione della sedia determina la posizione dell'utente la cui massa costituisce un contributo importante sulla massa totale del veicolo. In particolar modo la posizione relativa tra sedia e unità di locomozione determina fortemente la posizione del baricentro complessivo della carrozzina. Per posizionare correttamente il baricentro del veicolo scegliendo la posizione della sedia e dell'utente in maniera appropriata è necessario, a priori, stimare la posizione del baricentro per le masse sospese e non sospese.

Per quanto riguarda le masse sospese la principale componente è legata alla massa dell'utente. Per stimare la posizione del baricentro dell'utente è stata effettuata una ricerca in letteratura cercando riferimenti riguardo il calcolo della posizione del baricentro di una persona seduta. In [47] è proposta un'analisi statistica della posizione del baricentro e dei momenti di inerzia di una persona seduta, distinta per soggetti maschili e femminili. I risultati sono riportati in Figura 3.38.

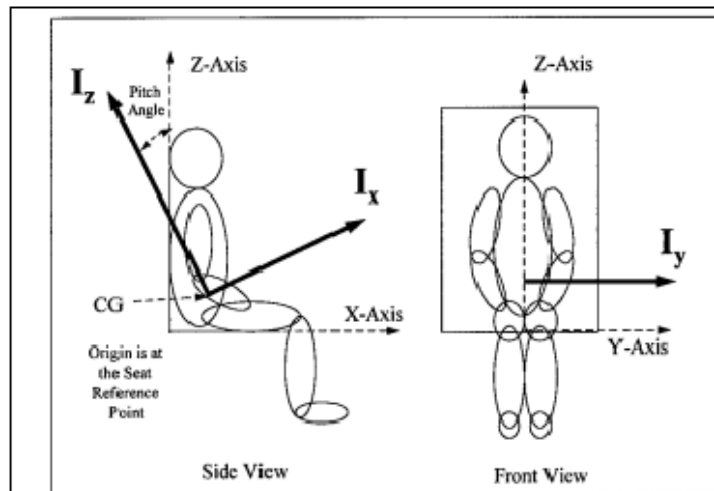


Figure 13: CG and MOI coordinate system.

Table 6: Average Center of Gravities

	CG _x (cm) Avg ± S.D.	CG _y (cm) Avg ± S.D.	CG _z (cm) Avg ± S.D.
Male	23.48 ± 1.4	0.48 ± 0.8	26.22 ± 1.4
Female	22.15 ± 1.3	0.70 ± 0.6	23.43 ± 1.0
All	22.82 ± 1.4	0.59 ± 0.7	24.85 ± 1.8

Figura 3.38 – Stima della posizione del baricentro di una persona seduta ([47])

Con riferimento al sistema di coordinate adottato per la sedia e facendo riferimento ai valori trovati in letteratura, la posizione stimata del baricentro dell'utente è rappresentata in Figura 3.39.a. L'area viola rappresenta l'incertezza di posizionamento ottenuta facendo sempre riferimento ai dati individuati in

letteratura. Tenendo in considerazione anche la massa della sedia e degli altri componenti ad essa solidali si può stimare la posizione del baricentro delle masse sospese (G_{SM}). La posizione stimata è rappresentata in Figura 3.39.b e rispetto alla posizione del baricentro del solo utente risulta più bassa e arretrata. Mentre la posizione considerata per il baricentro dell'utente è giustificata da studi e dati individuati in letteratura, la posizione del baricentro delle masse sospese non può essere verificata in maniera formale ma è necessario compiere delle assunzioni. Tuttavia la posizione considerata può ritenersi verosimile ed inoltre, in fase di progetto esecutivo, si potranno distribuire le masse dei componenti non vincolati ad assumere una determinata posizione da ragioni cinematiche (ad esempio le batterie) in maniera tale da avvicinare il più possibile il baricentro reale con quello stimato in questa fase progettuale.

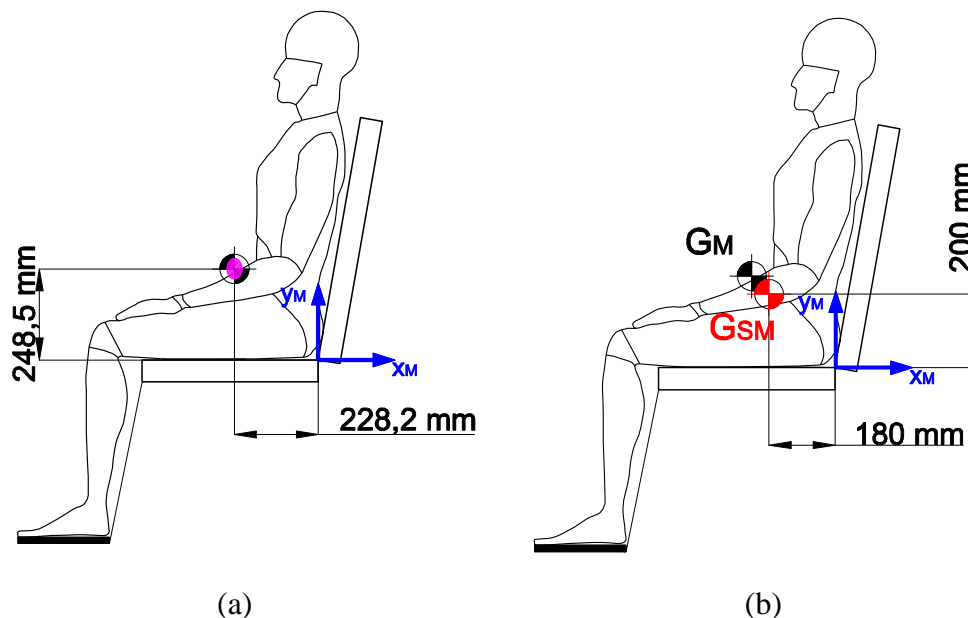


Figura 3.39 – (a) Posizione stimata del baricentro dell'utente rispetto al sistema di riferimento solidale alla sedia; (b) posizione stimata del baricentro delle masse sospese rispetto al sistema di riferimento solidale alla sedia

Per posizionamento correttamente il baricentro complessivo della carrozzina è necessario effettuare alcune considerazioni anche sulla distribuzione delle masse non sospese. In Figura 3.40 è rappresentata una probabile posizione per il baricentro delle masse non sospese. Anche in questo caso, non disponendo di informazioni a priori sul peso e la posizione relativa dei componenti non sospesi della carrozzina, si è dovuto fare un'assunzione sulla posizione del baricentro. Come detto in precedenza le masse non sospese comprendono le unità di locomozione, il sottotelaio RC e tutti gli elementi ad esso solidali, in particolar modo i motori. La massa

delle unità di locomozione, vista la loro struttura simmetrica, può essere considerata come concentrata nel punto P. Per il resto si è considerata l'area tratteggiata, dove verosimilmente saranno alloggiati i motori e gli altri componenti pesanti, come un corpo unico con distribuzione uniforme di massa.

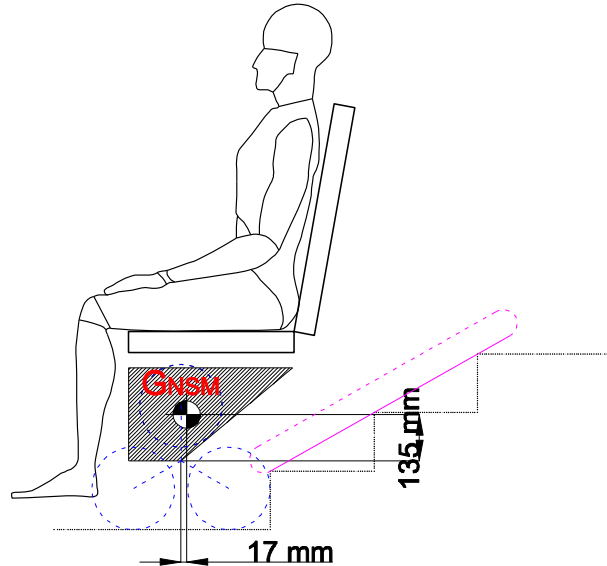


Figura 3.40 – Stima della posizione del baricentro delle masse non sospese rispetto al centro delle unità di locomozione

Questa scelta è verosimile visto che tutti i motori, gli attuatori e i driver saranno alloggiati in quello spazio che rappresenta l'area disponibile per l'alloggiamento dei componenti. La posizione stimata per il baricentro delle masse non sospese (G_{NSM}) è stata quindi scelta leggermente al di sotto del baricentro geometrico dell'area tratteggiata, avendo tenuto in considerazione la massa concentrata delle unità di locomozione. Anche in questo caso, come detto in precedenza, la stima della posizione del baricentro è verosimile ed inoltre alcune scelte di montaggio che verranno effettuate nel progetto esecutivo potranno essere valutate cercando di far coincidere il più possibile la posizione del baricentro reale con quella stimata. A questo punto la posizione del baricentro della carrozzina si troverà lungo la retta congiungente il baricentro delle masse sospese e il baricentro delle masse non sospese, proporzionalmente più vicino alla massa più grande come rappresentato in Figura 3.41. Le coordinate del baricentro delle masse sospese sono note rispetto al sistema di riferimento della sedia (x_{GSM}, y_{GSM}). Le coordinate del baricentro delle masse non sospese sono invece note rispetto al sistema di riferimento solidale al portatreno nelle condizioni nominali (x_{GNSM}, y_{GNSM}). Resta quindi da determinare la posizione relativa tra i due sistemi di riferimento come mostrato in Figura 3.42.

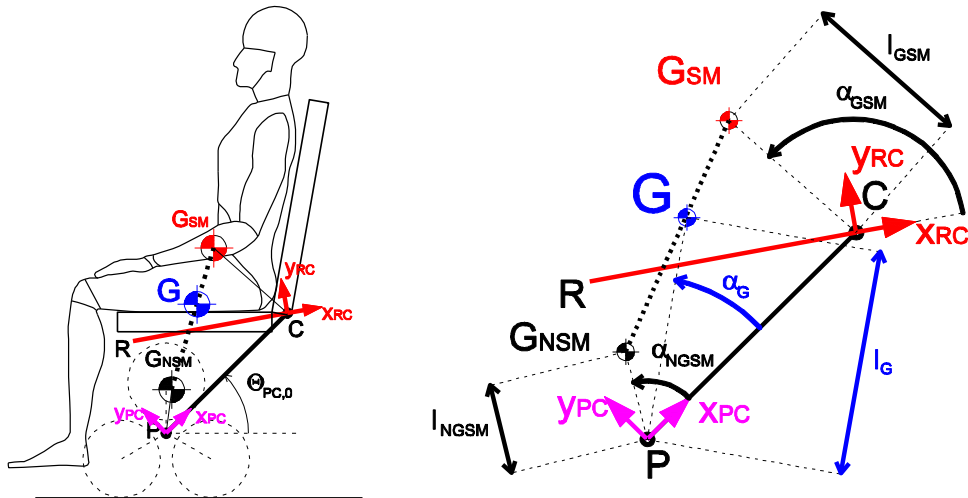


Figura 3.41- Rappresentazione schematica del baricentro complessivo della carrozzina e relativa nomenclatura

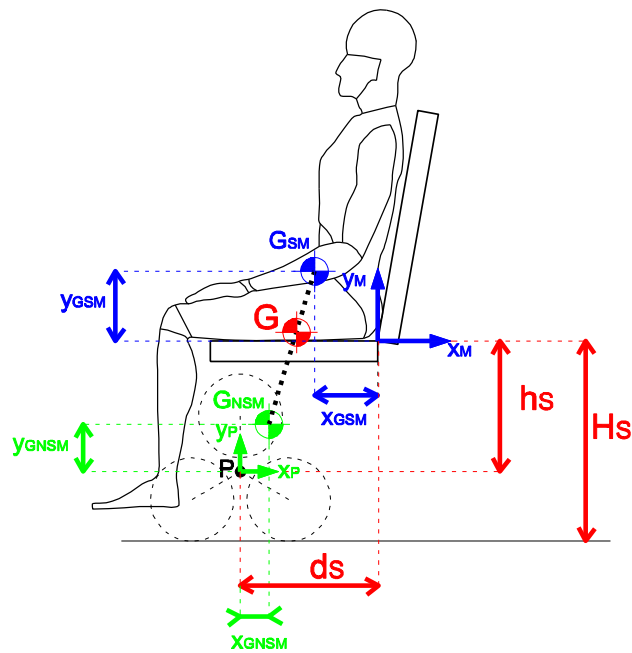


Figura 3.42 – Schematizzazione della posizione relativa tra il sistema di riferimento solidale alla sedia e il sistema di riferimento solidale alle unità di locomozione

La posizione relativa tra sedia e gruppi di locomozione può essere descritta dalla coppia di parametri:

- h_s : altezza della sedia rispetto al punto P (centro delle unità di locomozione);
- d_s : distanza longitudinale della sedia rispetto al punto P.

Una volta noti questi due parametri e le posizioni dei baricentri delle masse sospese e non sospese, è possibile ricavare la posizione del baricentro complessivo della carrozzina che, come già detto, deve rispettare alcuni vincoli per garantire il corretto funzionamento del dispositivo.

La scelta della posizione ottimale tra unità di locomozione e sedia avverrà quindi a ritroso: una volta specificati i requisiti necessari sulla posizione del baricentro si ricaveranno i valori dei parametri h_S e d_S che soddisfano tali condizioni.

Il primo parametro per definire la posizione relativa tra sedia e unità di locomozione è h_S il quale definisce l'altezza della seduta rispetto al portatreno e di conseguenza rispetto al terreno. Da una ricerca sui valori usuali di questo parametro utilizzati sulle tradizionali carrozzine elettriche, si è osservato che l'altezza del sedile da terra (H_S) è in genere compresa tra 500 e 600 mm. Tale valore è il risultato di un compromesso tra due aspetti contrapposti: la necessità di avere una sedia sufficientemente alta da terra da avere un certo margine tra terreno e poggiatesta e il requisito di riuscire ad entrare con la carrozzina sotto a tavoli e scrivanie che in genere hanno una distanza di circa 700 mm tra la parte inferiore del piano di lavoro e il terreno. Nella particolare applicazione sviluppata in questo lavoro, la scelta è orientata verso un valore di h_S più alto possibile per:

- aumentare il volume disponibile al di sotto della sedia per l'alloggiamento dei componenti e meccanismi della carrozzina;
- ottenere una posizione del baricentro complessivo del dispositivo (G) più distante da terra. Questo amplifica lo spostamento orizzontale della proiezione a terra del baricentro a parità di rotazione della carrozzina. Un discorso più approfondito su questo aspetto verrà presentato in seguito.

Per le ragioni sopra esposte si è scelto il valore di H_S massimo possibile compatibilmente con la necessità di poter entrare al di sotto di tavoli e scrivanie. I valori scelti sono riportati nelle Eq.(3.8) e (3.9).

$$H_S = 600 \text{ mm} \quad (3.8)$$

$$h_S = H_S - \frac{l_L}{2} - r_W = 400 \text{ mm} \quad (3.9)$$

Per quanto riguarda invece la definizione del valore di d_S si è fatto riferimento agli schemi di Figura 3.43.

La posizione del baricentro G in condizioni nominali di marcia in piano può essere calcolata in funzione del parametro d_S rispetto al sistema di riferimento x_0-y_0 solidale al terreno e posizionato come in Figura 3.43. Facendo riferimento agli schemi di Figura 3.43, si possono scrivere le relazioni espresse in Eq.(3.10), (3.11) e (3.12), dove con la notazione ${}^0G_{SM}$ si è fatto riferimento alla coppia di coordinate cartesiane del baricentro delle masse sospese (SM) espresse nel sistema di

riferimento fisso x_0-y_0 , mentre con la notazione ${}^0G_{NSM}$ si è indicata la posizione del baricentro delle masse non sospese (NSM) sempre rispetto al sistema di riferimento fisso.

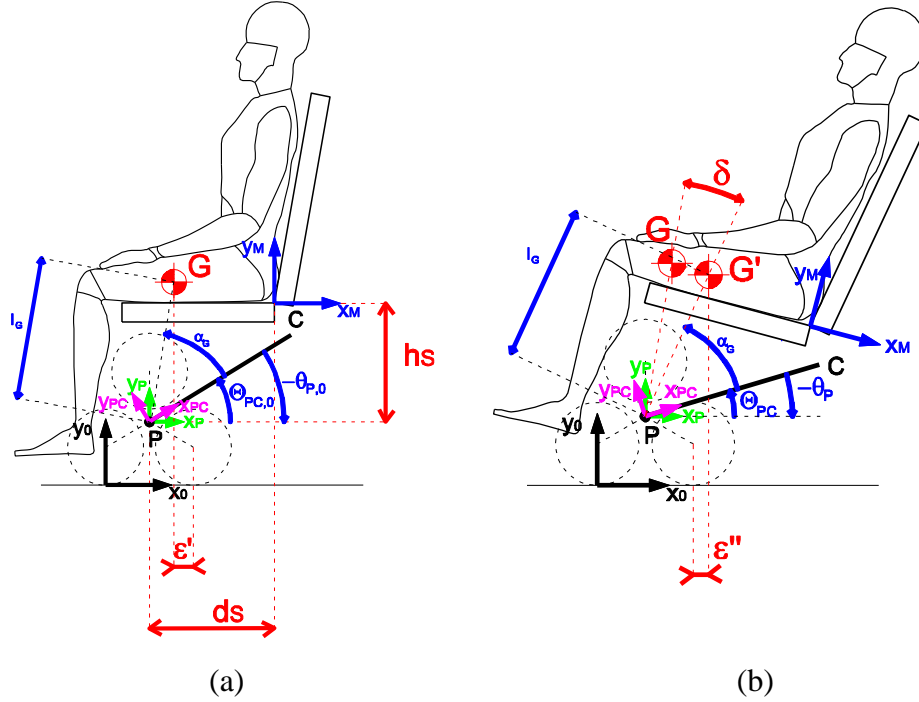


Figura 3.43 – Schemi per la scelta del parametro d_s : (a) carrozzina in condizioni nominali di marcia in piano e (b) in configurazione ruotata per la salita o discesa scale

$${}^0G_{SM} = \begin{bmatrix} \frac{l_L}{2}\sqrt{3} + d_s - x_{GSM} \\ H_s + y_{GSM} \end{bmatrix} \quad (3.10)$$

$${}^0G_{NSM} = \begin{bmatrix} \frac{l_L}{2}\sqrt{3} + x_{GNSM} \\ r_W + \frac{l_L}{2} + y_{GNSM} \end{bmatrix} \quad (3.11)$$

$${}^0G = \frac{\begin{bmatrix} m_{SM} {}^0G_{SM}(1) + m_{NSM} {}^0G_{NSM}(1) \\ m_{SM} {}^0G_{SM}(2) + m_{NSM} {}^0G_{NSM}(2) \end{bmatrix}}{m_{SM} + m_{NSM}} = \begin{bmatrix} m_{SM}(\frac{l_L}{2}\sqrt{3} + d_s - x_{GSM}) + m_{NSM}(\frac{l_L}{2}\sqrt{3} + x_{GNSM}) \\ m_{SM}(H_s + y_{GSM}) + m_{NSM}(r_W + \frac{l_L}{2} + y_{GNSM}) \end{bmatrix} \quad (3.12)$$

La posizione del baricentro complessivo del veicolo rispetto al sistema di riferimento fisso (0G) è quindi nota dall'Eq.(3.12) a meno del valore di d_s . Dallo schema di Figura 3.43.a è possibile ricavare la relazione che lega d_s al margine di stabilità statica ε' in condizioni nominali di marcia in piano. Come descritto nel paragrafo 3.2 è necessario per il corretto e sicuro funzionamento della carrozzina che la proiezione del baricentro nella configurazione nominale di marcia in piano cada all'interno della base definita dai punti di contatto a terra dalle ruote dell'unità di locomozione. Per ragioni di sicurezza e per far sì che anche in condizioni dinamiche tale condizione resti vera, è necessario garantire un certo margine, cioè una certa distanza (ε') tra la proiezione del baricentro a terra e il punto di contatto della ruota posteriore dell'unità di locomozione. Una volta scelto il margine ε' è possibile ricavare il valore di d_s tramite l'Eq.(3.13) dalla quale si può ricavare l'Eq.(3.14) per sostituzione della (3.12).

$${}^0G(1) = l_L\sqrt{3} - \varepsilon' \quad (3.13)$$

$$d_s = \frac{(m_{SM} + m_{NSM})(l_L\sqrt{3} - \varepsilon') - m_{NSM}(\frac{l_L}{2}\sqrt{3} + x_{GNSM})}{m_{SM}} - \frac{l_L}{2}\sqrt{3} + x_{GSM} \quad (3.14)$$

Limitandosi solamente a considerazioni riguardanti la stabilità statica della carrozzina in marcia in piano, sarebbe conveniente scegliere il valore di ε' massimo possibile in modo da avere un margine di stabilità maggiore.

Tuttavia, sempre dall'analisi condotta nel paragrafo 3.2, risulta necessario riconfigurare la carrozzina a partire dalle condizioni nominali per ottenere la configurazione di funzionamento stabile durante la marcia su scala. Come mostrato nello schema di Figura 3.43.b, per ottenere la stabilità durante la salita o discesa, è necessario spostare la proiezione del baricentro oltre il punto di contatto a terra della ruota posteriore dell'unità di locomozione, in modo da far sì che tale proiezione sia sempre compresa tra l'appoggio della ruota posteriore del tripode e il cingolo. Per ottenere questa riconfigurazione è sufficiente ruotare l'intera carrozzina come un unico corpo rigido attorno al punto P. Ciò significa azionare il grado di libertà θ_P controllato dal motore dei portatreni, passando dal valore $\theta_{P,0}$ di Figura 3.43.a al generico valore θ_P di Figura 3.43.b. La carrozzina quindi ruoterà all'indietro di un angolo δ come espresso dall'Eq.(3.15).

$$\Theta_{PC,0} - \Theta_{PC} = \theta_{PC,0} - \theta_{PC} = \delta \quad (3.15)$$

La posizione del baricentro dell'intera carrozzina, calcolata secondo l'Eq.(3.12) rispetto al sistema di riferimento fisso solidale al terreno, può anche essere espressa come coordinate polari (α_G, l_G) nel sistema di riferimento x_{PC} - y_{PC} solidale al sottotelaio PC. Partendo dalla configurazione nominale di marcia in piano (Figura

3.43.a) si possono ricavare le coordinate polari secondo le espressioni indicate in Eq.(3.16) e (3.17).

$$l_G = \sqrt{\left({}^0G(1) - \frac{l_L}{2}\sqrt{3}\right)^2 + \left({}^0G(2) - r_W - \frac{l_L}{2}\right)^2} \quad (3.16)$$

$$\alpha_G = \tan^{-1}\left(\frac{{}^0G(2) - r_W - \frac{l_L}{2}}{\left({}^0G(1) - \frac{l_L}{2}\sqrt{3}\right)}\right) - \Theta_{PC,0} \quad (3.17)$$

Nota la posizione del baricentro rispetto al sotto-telaio PC, questa rimarrà costante fino a che il telaio della carrozzina si comporta come un corpo rigido, cioè fino a che rimarrà costante il valore dell'angolo β , cioè dell'angolo relativo tra il sotto-telaio PC e il sotto-telaio RC a cui è solidale la sedia.

A questo punto è possibile calcolare, noto l'angolo δ di rotazione della carrozzina, il relativo valore ε'' che rappresenta il margine di stabilità statica in configurazione di marcia su scala come rappresentato in Figura 3.43.b.

Come già detto, si vuole che durante la marcia su scala la proiezione del baricentro sia sempre compresa tra il punto di contatto a terra della ruota posteriore dell'unità di locomozione e l'appoggio del cingolo. Per far sì che tale condizione sia verificata in ogni configurazione di funzionamento e che sia garantita anche in condizioni dinamiche, è necessario avere un sufficiente margine di stabilità ε'' . Una volta scelta la posizione relativa tra unità di locomozione e sedia e quindi una volta fissata la posizione del baricentro complessivo della carrozzina, il margine ε'' risulta definito a meno della scelta di δ secondo l'espressione di Eq.(3.18).

$$\varepsilon'' = l_G \cos(\alpha_G + \Theta_{PC,0} - \delta) - \frac{l_L}{2}\sqrt{3} \quad (3.18)$$

La scelta di un valore ragionevole per ε'' determina quindi la scelta del valore di δ . Come nel caso precedente non esiste una scelta ottimale ma la scelta del valore di ε'' deve essere fatta tenendo presente due effetti contrapposti.

- Da un lato un valore troppo basso di ε'' rischia di portare in instabilità la carrozzina in alcune configurazioni di funzionamento o in condizioni dinamiche.
- Dall'altro una scelta di ε'' troppo elevato comporta una rotazione (δ) della carrozzina maggiore per cui l'utente risulterà ulteriormente reclinato durante la salita scale. Inoltre una rotazione eccessiva porta a problemi di interferenza tra la carrozzina e i gradini della scala durante la fase di riconfigurazione come rappresentato in Figura 3.44.

In conclusione la scelta della posizione relativa tra sedia e unità di locomozione si riduce alla scelta di:

- ε' , cioè il margine di stabilità in marcia in piano;
- δ , cioè la rotazione della carrozzina durante la riconfigurazione che precede la salita scale. Questo angolo coincide con la variazione d'assetto della sedia tra la marcia in piano e la marcia su scala.

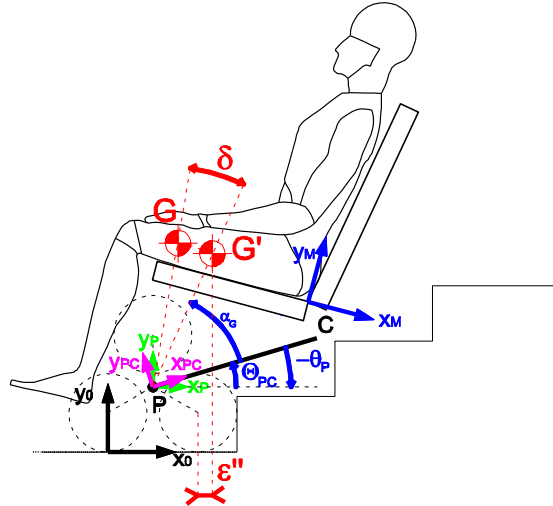


Figura 3.44 – Configurazione della carrozzina durante le fasi di marcia su scala. Si noti che per una rotazione δ eccessiva il telaio della carrozzina può andare in interferenza con i gradini della scala

In Figura 3.45 è riportato l'andamento del margine di stabilità durante la marcia su scala ε'' al variare dei parametri ε' e δ .

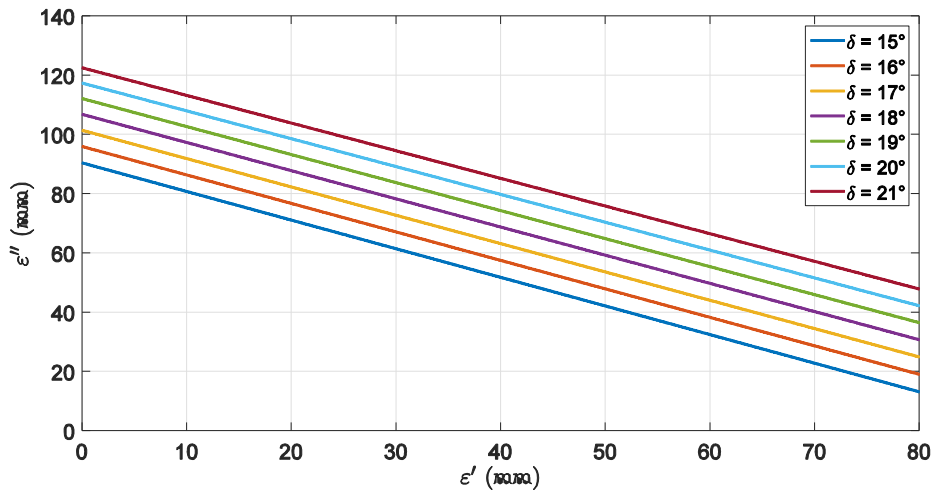


Figura 3.45 – Andamento del margine di stabilità ε'' al variare dei parametri ε' e δ

Si può osservare che, a parità di ε' , all'aumentare del valore di δ aumenta il margine di stabilità ε'' ma, come visto in precedenza, diventano più probabili le condizioni

di interferenza tra il telaio della carrozzina e la scala durante la fase di riconfigurazione.

In Figura 3.46 è invece riportato l'andamento del parametro d_S al variare del parametro ε' . Il parametro δ in questo caso non influenza l'andamento di d_S .

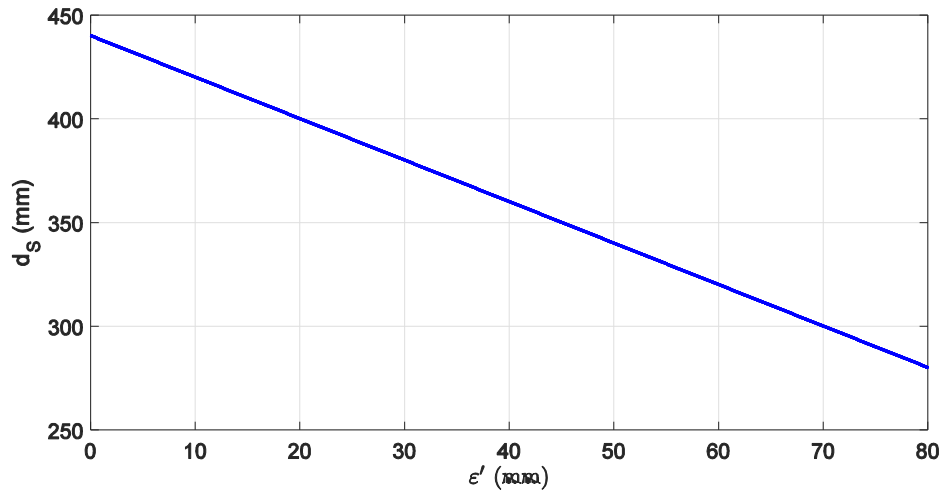


Figura 3.46 - Andamento del parametro d_S per diversi valori del margine di stabilità in marcia in piano ε'

Una possibile scelta che consente valori ragionevoli per i margini di stabilità sia durante la marcia in piano che durante la marcia su scala senza tuttavia comportare un'eccessiva rotazione della carrozzina durante la fase di riconfigurazione, è data dalla combinazione di parametri riportati in Tabella 3.6.

Tabella 3.6 – Parametri scelti e relativi margini di stabilità

Parametro	Valore
ε'	40 mm
δ	20°
ε''	79.75 mm
d_S	360.1 mm
l_G	380 mm
α_G	37°

3.3.4 Analisi oscillazioni

Una volta definita la geometria delle unità di locomozione, la posizione relativa tra queste e la sedia e l'architettura e la geometria dei sotto-telai RC e PC, la sintesi della parte anteriore della carrozzina risulta completata, almeno da un punto di vista cinematico.

Il successivo passo per la progettazione della struttura riguarderà quindi la definizione dei sistemi che garantiscono l'appoggio posteriore. A seconda della modalità di funzionamento (marcia in piano o marcia su scala) l'appoggio posteriore sarà garantito dalla coppia di ruote pivotanti o dal cingolo. La progettazione cinematica di questi due elementi per quanto riguarda dimensioni e posizioni relative rispetto agli altri elementi funzionali della carrozzina, influisce sulle prestazioni e sul comportamento del dispositivo. Da un punto di vista statico e dinamico, la distanza tra i punti di contatto anteriore e posteriore e la posizione della proiezione del baricentro determinano la ripartizione e distribuzione delle forze di contatto a terra. Questo influisce sulla stabilità, sull'aderenza e sull'entità delle coppie necessarie ai motori per ottenere l'avanzamento su scala e in piano. Un'analisi specifica su questi effetti verrà condotta nel Capitolo 4.

In questo paragrafo si andranno invece ad identificare e quantificare gli effetti cinematici che le scelte progettuali relative al contatto posteriore determinano sul comportamento della carrozzina.

L'aspetto più significativo legato alla progettazione cinematica dell'appoggio posteriore riguarda la regolarità della salita scale e influisce quindi sulle scelte progettuali che riguardano il cingolo. Una delle principali innovazioni introdotte con questa versione riguarda l'utilizzo di un cingolo di lunghezza maggiore che, essendo sempre in appoggio su almeno due spigoli consecutivi, si muove di moto traslatorio lungo una traiettoria rettilinea parallela alla retta tangente agli spigoli della scala. Anteriormente la carrozzina è invece collegata alle unità di locomozione che durante la salita scale si muovono con un moto più complesso e il cui centro (P) percorre la traiettoria descritta dettagliatamente nel paragrafo 3.3.1. Il moto complessivo del veicolo sarà quindi una combinazione di questi due moti. In generale il telaio della carrozzina oscillerà ciclicamente con un'ampiezza che dipende da alcuni parametri geometrici caratteristici della struttura e dell'architettura scelte.

Il generico schema di riferimento per il moto della carrozzina su scala, indipendentemente dalla struttura scelta, è quello di Figura 3.47. Un generico telaio collega il centro dell'unità di locomozione (P) con una cerniera (P2) collegata all'appoggio posteriore (ad esempio il cingolo) in moto lungo una traiettoria rettilinea parallela alla retta tangente agli spigoli della scala. In Figura 3.47 sono

evidenziate in rosso le traiettorie dei due punti ed è quotato l'angolo Θ_{PP_2} che definisce l'orientazione del generico telaio rispetto all'asse orizzontale di un sistema di riferimento fisso e solidale al terreno.

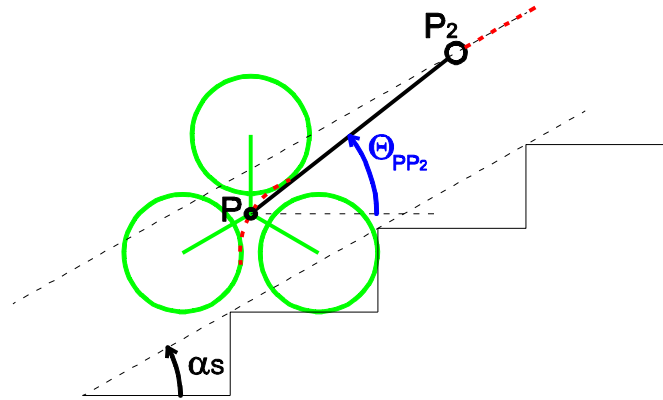


Figura 3.47 – Generico schema della struttura della carrozzina durante la salita scale; in rosso sono rappresentate le traiettorie dei punti di vincolo anteriore e posteriore del telaio

Questo tipo di visualizzazione, seppur molto schematica, è dipendente dai parametri geometrici della scala, in particolar modo è dipendente dalla pendenza rappresentata dall'angolo α_s . Può quindi essere comodo riferirsi ad uno schema come quello di Figura 3.48, analogo al precedente ma ruotato dell'angolo α_s in modo da avere la retta tangente agli spigoli della scala orizzontale.

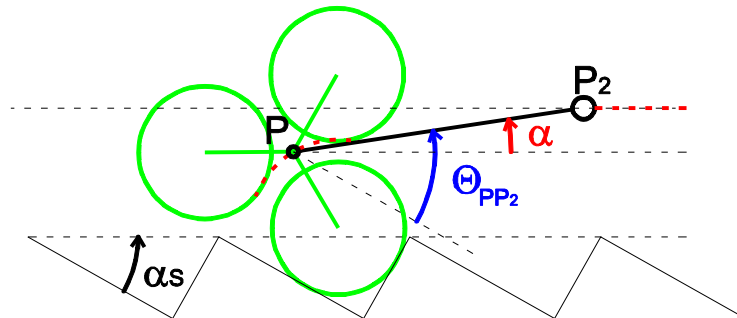


Figura 3.48 – Generico schema della struttura della carrozzina durante la salita scale ruotato in modo da ottenere la retta tangente agli spigoli della scala orizzontale

In questa visualizzazione il punto P_2 si muove lungo una retta orizzontale e l'orientazione del telaio può essere descritta dall'angolo α che indica l'inclinazione del generico telaio PP_2 rispetto alla retta tangente agli spigoli della scala. Questa rappresentazione può essere adottata con la stessa simbologia indipendentemente dal tipo e dalla geometria della scala considerata.

L'obiettivo di questa schematizzazione è quello di ottenere un'analisi generica che permetta di valutare l'ampiezza delle oscillazioni del telaio PP2 durante la salita scale al variare della geometria della struttura ma indipendentemente dalla specifica architettura scelta per il telaio e i meccanismi di collegamento del cingolo. In Figura 3.49 sono rappresentati i parametri che permettono di descrivere il generico schema di carrozzina durante la salita scale:

- h_P : distanza del punto P, centro dell'unità di locomozione, dalla retta r , parallela alla linea tangente agli spigoli della scala e passante per W, centro della ruota dell'unità di locomozione in appoggio sulla scala;
- h_{P2} : distanza del punto P2 dalla retta r ;
- l_{PP2} : lunghezza del telaio PP2;
- ε_W : distanza del punto W, centro della ruota dell'unità di locomozione in appoggio sulla scala, dalla retta tangente gli spigoli della scala. Questo parametro è stato già introdotto nel paragrafo 3.3.1, in particolare attraverso lo schema di Figura 3.32 e l'Eq.(3.7).

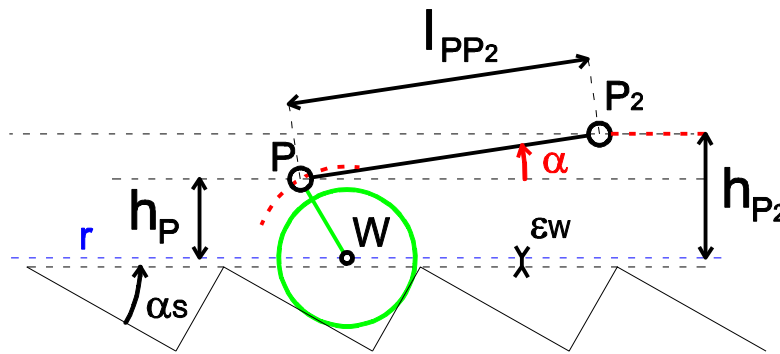


Figura 3.49 – Schema riassuntivo dei parametri che descrivono la generica configurazione della carrozzina durante la salita scala

Il parametro di input per l'analisi è il valore di h_P , il cui andamento dipenderà dalla legge oraria con cui è gestita la posizione relativa tra telaio e unità di locomozione, cioè l'angolo θ_P controllato dal motore dei portatreni. Noti i parametri geometrici del sistema, l'inclinazione del telaio può essere ricavata dall'Eq.(3.19).

$$\alpha = \sin^{-1} \left(\frac{h_{P2} - h_P}{l_{PP2}} \right) \quad (3.19)$$

Il valore di ε_W non influisce quindi sul valore o sull'andamento delle oscillazioni del telaio della carrozzina. Tuttavia, essendo il punto P2 solidale al cingolo in appoggio sulla scala, la distanza fissata in fase di progettazione esecutiva è data dalla somma $\varepsilon_W + h_{P2}$. La conoscenza di ε_W è quindi necessaria per un corretto posizionamento della cerniera P2 durante la progettazione esecutiva del cingolo.

I due parametri che determinano l'ampiezza delle oscillazioni sono quindi l_{PP2} e h_{P2} , in quanto h_P è stato fissato una volta scelte le dimensioni dell'unità di locomozione. Per determinare la configurazione ottimale della carrozzina è quindi possibile condurre un'analisi parametrica per stabilire l'entità massima delle oscillazioni al variare di questi due parametri, imponendo come input il valore di h_P . Come detto in precedenza la legge che governa l'andamento di h_P nel tempo dipende dalla legge con cui è controllata la posizione dell'unità di locomozione rispetto al telaio PP2. Tuttavia i valori massimi e minimi, cioè quelli che determinano l'ampiezza delle oscillazioni della carrozzina, dipendono esclusivamente da considerazioni di tipo geometrico come si può osservare in Figura 3.50 in cui l'unità di locomozione è rappresentata nelle condizioni iniziale, intermedia e finale della sequenza di superamento di uno scalino di una scala nominale. Il concetto di scala nominale è stato introdotto nel paragrafo 3.3.1, in particolare nelle Figura 3.29 e Figura 3.30. La configurazione di minima altezza della cerniera P (h_{PMin}) si verifica quando i centri di due ruote dell'unità di locomozione sono allineati lungo una retta parallela alla retta tangente gli spigoli della scala. Viceversa la configurazione di massima altezza della cerniera P (h_{PMax}) si verifica quando un braccio dell'unità di locomozione è perpendicolare alla retta tangente gli spigoli della scala. I valori di h_{PMin} e h_{PMax} dipendono quindi esclusivamente dalla geometria dell'unità di locomozione e non dipendono quindi né dalla pendenza della scala (α_S), né dal valore di ε_W .

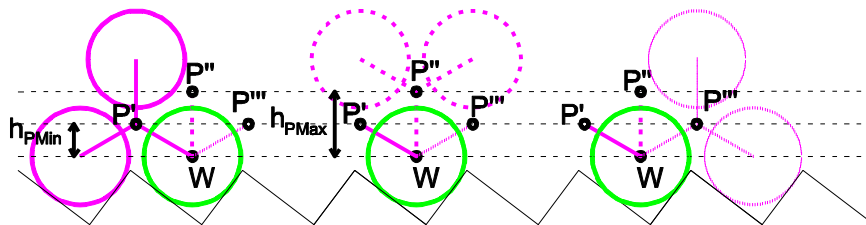


Figura 3.50 – Configurazioni di minima e massima altezza della cerniera P durante la sequenza di superamento di uno scalino durante la salita su scala nominale

La sequenza di superamento del singolo scalino su scala non nominale è invece rappresentata in Figura 3.51. In questa condizione la fase in cui l'unità di locomozione compie un moto di pura rotazione attorno al centro della ruota (W) è più breve in termini di ampiezza angolare. Questa fase è preceduta e seguita da due fasi in cui il moto è più complesso e la rotazione avviene attorno ad un centro di istantanea rotazione che non coincide più con il punto W. Tuttavia, ai fini dell'analisi condotta in questo paragrafo, le condizioni di salita di scale nominali e non nominali sono analoghe per quanto riguarda i valori di h_{PMin} e h_{PMax} che si ottengono durante la sequenza di superamento del singolo scalino.

Viceversa, al di fuori delle fasi in cui l'unità di locomozione ruota attorno a W, il valore di ε_W non si mantiene costante ma varia secondo una legge che varia al variare delle proporzioni della scala.

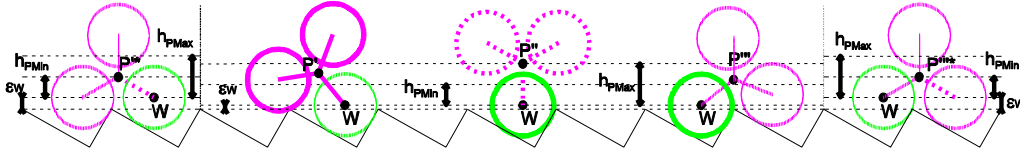


Figura 3.51 - Sequenza di superamento di uno scalino durante la salita su scala non nominale

Trascurando in prima battuta l'effetto del parametro ε_W lo schema cinematico può quindi essere generalizzato come in Figura 3.52. L'oscillazione massima della carrozzina ($\Delta\alpha$) si può ricavare dalle espressioni riportate nelle Eq.(3.20), (3.21) e (3.22).

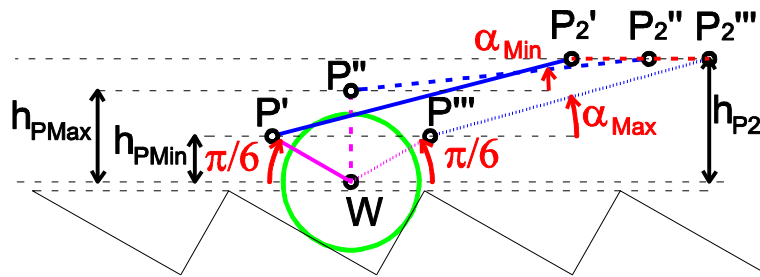


Figura 3.52 – Schema generico della carrozzina nelle configurazioni di h_{PMin} e h_{PMax} durante una sequenza di superamento scalino

$$\Delta\alpha = \alpha_{Max} - \alpha_{Min} \tag{3.20}$$

$$\alpha_{Max} = \sin^{-1} \left(\frac{h_{P2} - h_{PMin}}{l_{PP2}} \right) \text{ con } h_{PMin} = l_l \sin \frac{\pi}{6} = \frac{l_l}{2} \tag{3.21}$$

$$\alpha_{Min} = \sin^{-1} \left(\frac{h_{P2} - h_{PMax}}{l_{PP2}} \right) \text{ con } h_{PMax} = l_l \tag{3.22}$$

A questo punto, nota la variazione del parametro di input h_p e note le espressioni che permettono di ottenere l'oscillazione massima della carrozzina ($\Delta\alpha$), si può analizzare come questa sia influenzata dai rimanenti due parametri cioè h_{p2} e l_{pp2} . In Figura 3.53 è mostrato l'andamento di $\Delta\alpha$ per diverse combinazioni di valori h_{p2} e l_{pp2} . Come prima considerazione si può osservare che le oscillazioni della carrozzina diminuiscono all'aumentare della lunghezza del telaio, cioè all'allontanarsi dei punti di contatto anteriore e posteriore. Al limite, le oscillazioni

tendono a zero indipendentemente dall'andamento di h_p per un valore di l_{PP_2} che tende all'infinito. Per quanto riguarda invece il valore di h_{p_2} la sua influenza sull'ampiezza delle oscillazioni è molto meno marcata. Dall'ingrandimento in Figura 3.53 si può osservare che, a parità di l_{PP_2} , l'ampiezza delle oscillazioni ha un minimo in corrispondenza di un particolare valore di h_{p_2} . Per valori maggiori o minori l'ampiezza delle oscillazioni aumenta anche se in maniera limitata.

In Figura 3.54 viene analizzata graficamente l'influenza del parametro h_{p_2} sul valore $\Delta\alpha$, rappresentando due schemi analoghi a quello di Figura 3.52 ma utilizzando due valori diversi per h_{p_2} e mantenendo costanti gli altri parametri.

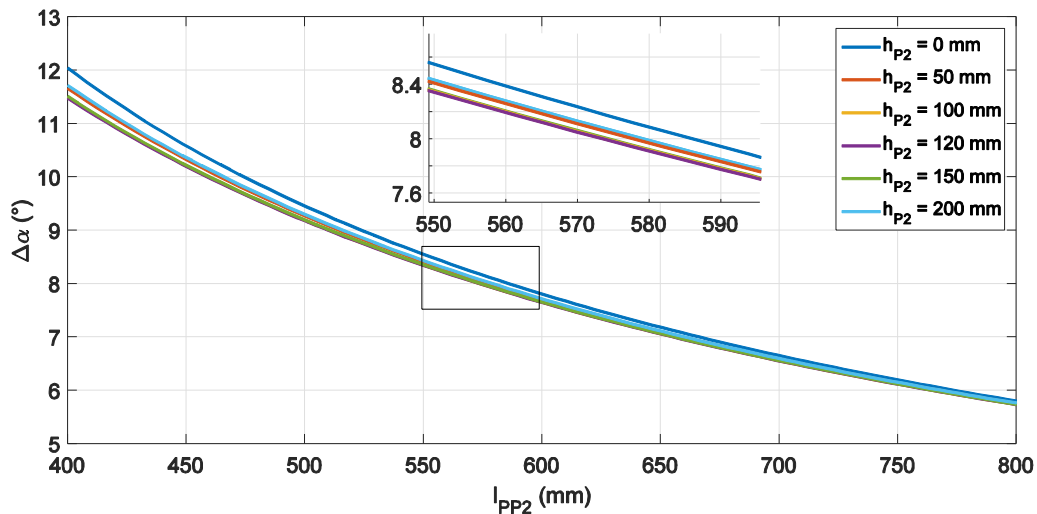


Figura 3.53 – Andamento dell'ampiezza delle oscillazioni del telaio ($\Delta\alpha$) al variare dei parametri h_{p_2} e l_{PP_2}

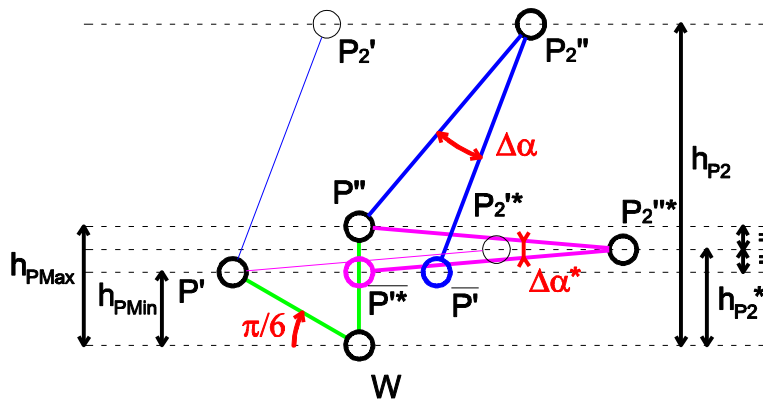


Figura 3.54 – Rappresentazione grafica dell'influenza del parametro h_{p_2} sull'ampiezza delle oscillazioni del telaio della carrozzina ($\Delta\alpha$)

Nel primo caso analizzato in Figura 3.54, le due configurazioni che corrispondono alle condizioni di α_{Max} e α_{Min} sono rispettivamente rappresentate dai segmenti

$WP'P_2'$ e $WP''P_2''$. Nel secondo caso le stesse configurazioni sono rappresentate dai segmenti $WP'P_2'^*$ e $WP''P_2''^*$. Si è poi ulteriormente introdotto nello schema il segmento $\bar{P}'P_2''$ che rappresenta la configurazione iniziale ($P'P_2'$) disegnata rispetto al segmento $P''P_2''$. Stessa cosa vale per il segmento $\bar{P}'^*P_2''^*$ che rappresenta la configurazione iniziale ($P'P_2'^*$) rispetto al segmento $P''P_2''^*$. In questo modo viene direttamente visualizzata nello schema l'ampiezza delle oscillazioni del telaio (angoli $\Delta\alpha$ e $\Delta\alpha^*$). Dal confronto tra i due schemi si può osservare che, a parità di l_{PP_2} , le minime oscillazioni si ottengono quando la distanza $\bar{P}'P''$ è minima. La distanza minima possibile tra i due punti, a parità di valori per $h_{P_{Min}}$ e $h_{P_{Max}}$, si ottiene nella condizione rappresentata da \bar{P}'^*P'' . Di conseguenza la configurazione che si ottiene imponendo $h_{P_2} = h_{P_2}^*$ è quella che garantisce, a parità di altre condizioni, le minori oscillazioni per la carrozzina. Analizzando lo schema di Figura 3.54 si può quindi ricavare l'espressione riportata nell'Eq.(3.23) che permette di trovare il valore di $h_{P_2}^*$, cioè il valore di h_{P_2} che consente di minimizzare le oscillazioni del telaio della carrozzina.

$$h_{P_2}^* = \frac{h_{P_{Max}} + h_{P_{Min}}}{2} = \frac{l_L + l_L/2}{2} = \frac{3}{4} l_L \quad (3.23)$$

Le analisi presentate in questo paragrafo sono valide indipendentemente dalla struttura specifica della carrozzina. A seconda dell'architettura scelta variano però le relazioni tra le dimensioni costruttive della carrozzina e i generici parametri h_{P_2} e l_{PP_2} analizzati. Facendo riferimento alla struttura del telaio di Figura 3.36 le due possibili architetture per la carrozzina durante la salita scale sono riportate rispettivamente in Figura 3.55 e Figura 3.56. Le due architetture si differenziano per il fatto che il cingolo può essere collegato al sotto-telaio PC oppure al sotto-telaio RC.

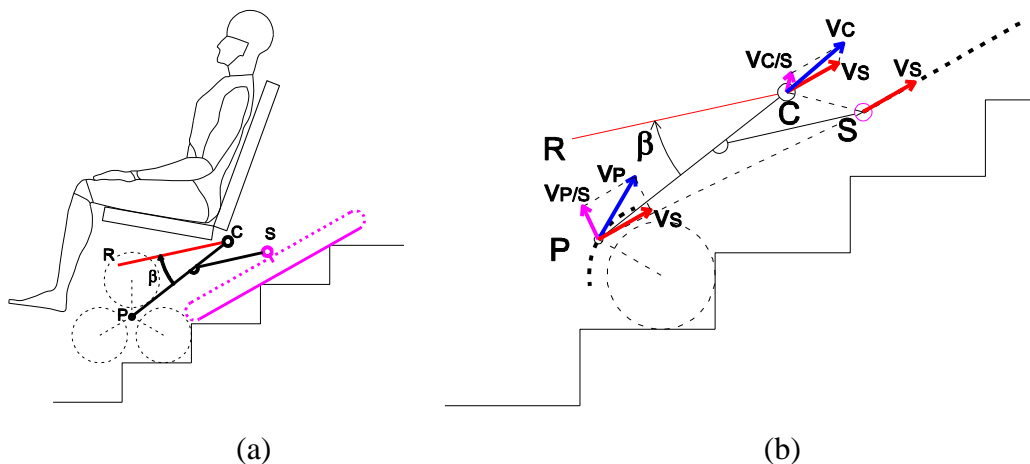


Figura 3.55 – (a) Struttura della carrozzina su scala con il cingolo collegato al sotto-telaio PC; (b) rappresentazione delle velocità di alcuni punti otevoli della struttura

Nel primo caso, rappresentato in Figura 3.55.a, il cingolo è attaccato al sotto-telaio PC. La cerniera S solidale al cingolo si muove lungo una traiettoria rettilinea parallela alla retta tangente gli spigoli della scala. Il punto P invece si muove in generale in una traiettoria non rettilinea. Di conseguenza il sotto-telaio PC oscilla durante la salita scale. Se l'angolo β tra il sotto-telaio PC e il sott-telaio RC viene opportunamente controllato si riescono a compensare le oscillazioni generate durante il moto su scala e a mantenere costante l'orientazione della sedia. Di conseguenza l'utente durante la salita scale si muoverà di moto traslatorio ma lungo una traiettoria non rettilinea in quanto, come si vede in Figura 3.55.b, la velocità istantanea della cerniera C non è parallela alla velocità di S ma ha anche una componente perpendicolare alla retta tangente alla scala legata alla rotazione del sotto-telaio PC attorno a S durante la sequenza di superamento dello scalino.

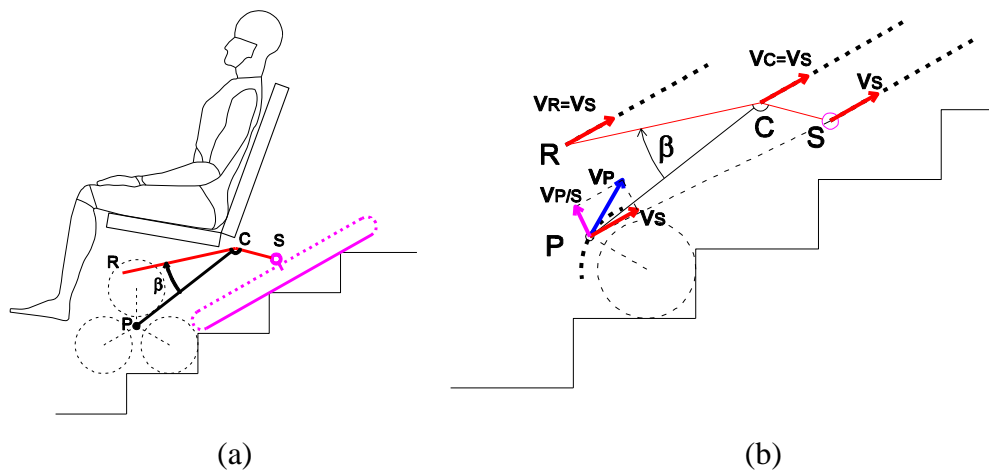


Figura 3.56 – (a) Struttura della carrozzina su scala con il cingolo collegato al sotto-telaio RC; (b) rappresentazione delle velocità di alcuni punti otevoli della struttura

Nel secondo caso, rappresentato in Figura 3.56.a, il cingolo è invece collegato al sotto-telaio RC. Con questa architettura della carrozzina, controllando opportunamente l'angolo β , si riesce ad ottenere per l'utente un moto traslatorio lungo una traiettoria rettilinea e parallela alla retta tangente alle scale. Infatti se l'angolo β viene controllato in modo da ottenere un'orientazione costante per l'asta RC rispetto al sistema di riferimento solidale al terreno, il corpo rigido RCS avanzerà lungo la scala con moto puramente traslatorio e con una velocità di traslazione uguale per tutti i punti e pari a quella della cerniera S sia in modulo che direzione.

Questa seconda scelta risulta migliore nell'ottica di incrementare il confort dell'utente durante la marcia su scale, permettendo di ottenere un moto di salita o discesa più regolare con l'obiettivo di aumentare la percezione di sicurezza e

stabilità. Per queste ragioni questa seconda architettura è stata adottata nella progettazione cinematica della carrozzina.

Una volta scelta l'architettura del dispositivo per quanto riguarda il collegamento del cingolo al telaio, è ancora possibile ipotizzare due funzionamenti alternativi della carrozzina che non influiscono sulla struttura ma sul controllo dei suoi gradi di libertà. Le due alternative possibili riguardano la scelta di controllare o meno con continuità l'orientazione della sedia durante la salita scale, con l'obiettivo di garantire all'utente un moto traslatorio rettilineo attraverso un controllo dell'angolo β tra i due sotto-telai PC e RC. Questa scelta, oltre ad influenzare aspetti di tipo costruttivo (dimensionamento e scelta di un ulteriore attuatore, aggiunta di un sistema di controllo, progettazione di un sistema di sensori per la misura dell'orientazione della sedia) influisce sulla cinematica del veicolo, modificando l'ampiezza delle oscillazioni del telaio della carrozzina durante la salita scale.

La prima soluzione analizzata è quella di Figura 3.57 che riguarda il caso in cui l'orientazione della sedia non è controllata, l'angolo β rimane costante e i due sotto-telai PC e RC possono essere considerati come un unico corpo rigido.

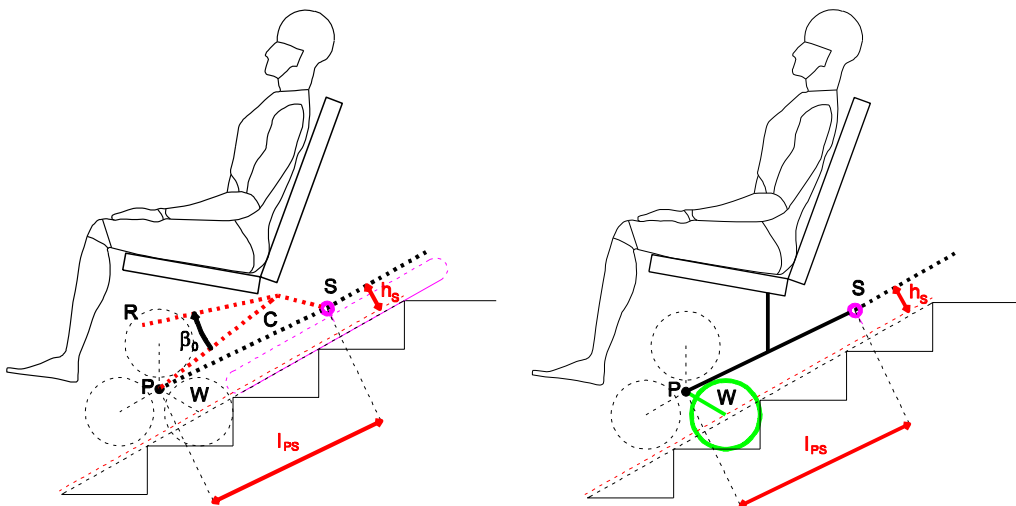


Figura 3.57 – Schema semplificato della struttura della carrozzina per il calcolo dell'ampiezza delle oscillazioni nel caso in cui l'assetto della sedia non venga controllato

Facendo riferimento allo schema generico di Figura 3.47 si può osservare che il punto del telaio che si muove di moto rettilineo durante la salita o discesa scale (equivalente cioè al punto P2 nella schematizzazione generica) nell'architettura proposta coincide con la cerniera S solidale al cingolo. Gli altri componenti della struttura della carrozzina sono rappresentabili come un unico corpo rigido, soggetto alle oscillazioni generate dal moto delle unità di locomozione. Facendo sempre riferimento alla trattazione generica presentata in precedenza, i due parametri che

influiscono sull'ampiezza massima delle oscillazioni sono quindi h_S , cioè la distanza della cerniera S dalla retta passante per W e parallela alla retta tangente agli spigoli della scala, e l_{PS} . Mentre h_S , a meno dell'errore dovuto alla distanza ε_W tra il centro della ruota W e la retta tangente alla scala, è un parametro costruttivo che influisce sulla progettazione del cingolo, la distanza l_{PS} non corrisponde a nessuna dimensione costruttiva della struttura della carrozzina. Infatti, come si può notare in Figura 3.57, il valore di l_{PS} dipende sia dalle dimensioni del sotto-telaio PC, sia dal meccanismo che gestisce la posizione del cingolo e che quindi impone la distanza tra la cerniera C e la cerniera S. Avendo scelto di non controllare l'assetto della sedia, le oscillazioni del telaio saranno interamente trasmesse all'utente ed è quindi necessario minimizzarle per garantire il necessario livello di comfort.

Nel paragrafo 3.3.5 verrà analizzata nel dettaglio la sintesi cinematica del cingolo e del relativo meccanismo di posizionamento, nell'ottica di minimizzare le oscillazioni tramite i risultati ottenuti in questo paragrafo.

La seconda possibile soluzione analizzata è quella di Figura 3.58, in cui l'orientazione della sedia è mantenuta costante rispetto ad un sistema di riferimento fisso e solidale al terreno grazie al meccanismo di controllo assetto che modifica con continuità il valore dell'angolo β . In questo caso la struttura della carrozzina non può essere considerata come un unico corpo rigido in quanto i due sotto-telai PC e RC sono in moto relativo tra loro al variare dell'angolo β .

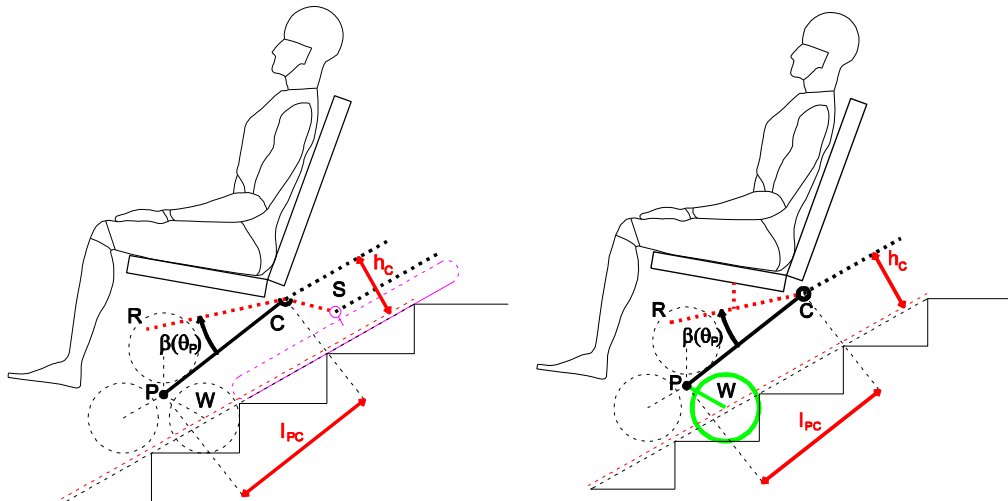


Figura 3.58 – Schema semplificato della struttura della carrozzina per il calcolo dell'ampiezza delle oscillazioni nel caso in cui l'assetto della sedia venga controllato con continuità per mantenere un'orientazione costante rispetto ad un sistema di riferimento fisso e solidale al terreno

In questo caso la valutazione dell'ampiezza delle oscillazioni non è necessaria per cercare condizioni ottimali di confort per l'utente la cui salita sarà comunque regolare grazie al meccanismo di controllo assetto e indipendentemente dall'ampiezza delle oscillazioni. Piuttosto la ricerca di condizioni di minima ampiezza delle oscillazioni risulta conveniente per il dimensionamento del meccanismo di controllo assetto e del relativo sistema di attuazione. Infatti, le richieste in termini di potenza, coppia e velocità all'attuatore del meccanismo di controllo assetto saranno inferiori tanto più sarà regolare il moto del telaio durante la salita scale.

Durante la marcia su scala, se l'angolo β è controllato opportunamente, il punto del telaio che si muove di moto rettilineo (equivalente cioè al punto P2 nella schematizzazione generica di Figura 3.47) è la cerniera C e i parametri che determinano l'ampiezza delle oscillazioni sono quindi l_{PC} e h_C . Una scelta accurata di questi due parametri permette di minimizzare le oscillazioni del sotto-telaio PC e quindi semplificare il dimensionamento del meccanismo di controllo assetto che verrà analizzato in dettaglio nel paragrafo 3.3.7.

Non sapendo a priori quale delle due modalità di controllo sarà conveniente implementare sulla struttura finale della carrozzina, la sintesi del sotto-telaio PC può essere completata con l'obiettivo di individuare una configurazione che permetta di ridurre le oscillazioni in entrambe le modalità di funzionamento, con o senza controllo assetto della sedia. I risultati proposti in precedenza evidenziano come sia conveniente scegliere un valore di l_{PC} più grande possibile anche a scapito di un valore h_C non ottimale vista la scarsa influenza di quest'ultimo sull'ampiezza delle oscillazioni. Questo requisito è però in contrasto con la necessità di limitare le dimensioni della carrozzina ed evitare interferenza tra il telaio e la scala. La soluzione scelta come compromesso è quella rappresentata in Figura 3.59.

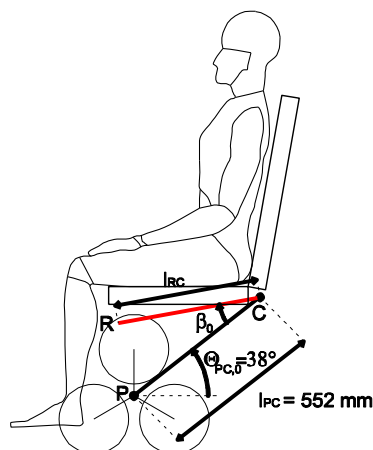


Figura 3.59 – Configurazione e dimensioni scelti per il sotto-telaio PC della carrozzina

Ricapitolando, la struttura del telaio può essere definita da due sotto-telai (PC e RC), con un possibile grado di libertà tra loro rappresentato dall'angolo β .

- Nel caso in cui tale angolo non venga controllato non c'è possibilità di garantire un assetto costante per la sedia che sarà soggetta quindi alle stesse oscillazioni introdotte dal moto delle unità di locomozione sul telaio. In questo caso è necessario dimensionare la struttura del telaio in modo da ridurre il più possibile l'ampiezza delle oscillazioni generate durante il funzionamento per garantire un sufficiente confort all'utente. Come analizzato in precedenza, l'ampiezza delle oscillazioni non dipende esclusivamente dalla geometria del sotto-telaio PC ma anche dalla geometria del meccanismo che collega il cingolo al sotto-telaio RC. Le dimensioni del sotto-telaio RC non influenzano invece la cinematica del veicolo.
- Nel caso in cui l'angolo β venga controllato, è invece possibile ottenere un controllo assetto per la sedia. Se il controllo è sufficientemente accurato da mantenere l'orientazione della sedia sempre costante, il comportamento cinematico della carrozzina non è influenzato dalla posizione del cingolo. In questo caso la geometria del sotto-telaio PC è l'unica che influenza l'ampiezza delle oscillazioni. Anche in questo caso si cercherà di individuare la configurazione che minimizza l'ampiezza delle oscillazioni compatibilmente con gli ingombri ammissibili per la carrozzina. Questo è necessario per semplificare il dimensionamento del meccanismo di gestione dell'assetto. In questo caso però i parametri relativi al sotto-telaio RC sono importanti per la definizione della cinematica del meccanismo di controllo assetto e la loro ottimizzazione verrà trattata nel paragrafo 3.3.7.

I quattro parametri liberi necessari per definire completamente la struttura dei due sotto-telai (PC e RC) possono quindi essere riassunti in Tabella 3.7.

Tabella 3.7 – Dimensioni di progetto per i sotto-telai PC e RC

Parametro	Valore
l_{PC}	552 mm
$\Theta_{PC,0}$	38°
l_{RC}	<i>da definire</i>
β_0	<i>da definire</i>

Con il set di dimensioni scelte, nel caso in cui sia implementato un meccanismo di controllo assetto, l'ampiezza delle oscillazioni del telaio della carrozzina può essere valutata a meno del valore di h_C , non ancora fissato. Tuttavia, con il valore di l_{PC}

scelto, l'ampiezza delle oscillazioni sarà comunque compresa tra 8° e 9° per qualsiasi valore di h_c come mostrato nel grafico di Figura 3.53.

Questa analisi conclude il presente paragrafo in cui sono state analizzate le oscillazioni della struttura della carrozzina causate dal moto dell'unità di locomozione, in funzione dell'architettura e delle dimensioni del telaio del veicolo. Nel prossimo paragrafo verrà invece affrontato il percorso di dimensionamento del cingolo e del relativo meccanismo di riposizionamento.

3.3.5 Cingolo

Il cingolo rappresenta il contatto a terra posteriore utilizzato durante la marcia su scala. Questo elemento funzionale è distintivo delle ultime versioni sviluppate della carrozzina *Wheelchair.q* e presenta alcune peculiarità che lo caratterizzano rispetto ai sistemi di trazione a cingolo utilizzati nelle tradizionali carrozzine montascale:

1. non è un elemento di trazione in quanto la trazione è fornita dalle unità di locomozione sia durante la marcia in piano sia durante la marcia su scala;
2. la sua funzione è solamente quella di punto di appoggio a terra per garantire stabilità statica alla carrozzina sulle scale;
3. non essendo elemento di trazione non è né motorizzato né frenato e può essere quindi di dimensioni e peso decisamente più contenuti rispetto alle soluzioni in cui il cingolo è motorizzato e fornisce la trazione al veicolo lungo le scale.

Il cingolo ipotizzato per la carrozzina è quindi profondamente diverso dai cingoli utilizzati nelle carrozzine montascale in commercio. Questo ne semplifica la progettazione esecutiva ma richiede una più attenta analisi del funzionamento cinematico.

Come già detto, il cingolo rappresenta il punto di contatto a terra posteriore della carrozzina durante la marcia su scala e, oltre a garantire la stabilità al dispositivo, permette di incrementare il confort dell'utente regolarizzando il moto di salita o discesa scale dell'intero veicolo. L'idea alla base della progettazione è quella di abbinare al movimento non regolare dell'unità di locomozione, il moto più regolare del cingolo in modo da generare un moto per la carrozzina che è la combinazione dei due.

Dal punto di vista della progettazione del cingolo è quindi necessario che questo si muova nel modo più regolare possibile, con un moto di pura traslazione lungo una retta parallela alla retta tangente agli spigoli della scala. Per ottenere questo comportamento è necessario che il cingolo sia sempre in contatto con almeno due spigoli consecutivi della scala. Una prima condizione di progetto, facendo riferimento alla Figura 3.60, può essere espressa dall'Eq.(3.24) dove e_{MAX}

rappresenta il passo massimo tra le scale superabili definito in Tabella 2.2 e pari a 379 mm.

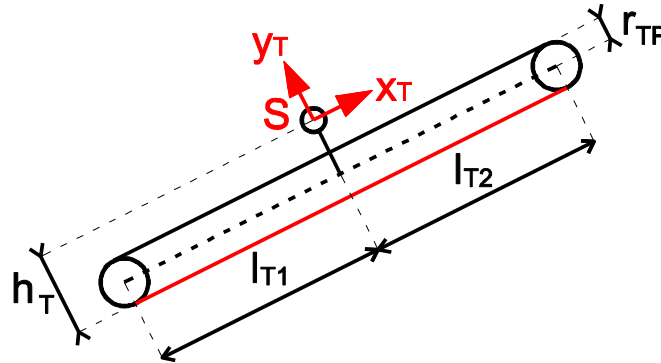


Figura 3.60 – Schema e nomenclatura della struttura del cingolo

$$l_{T1} + l_{T2} > 2e_{MAX} = 758 \text{ mm} \quad (3.24)$$

Questa condizione assicura, almeno per la fase di salita a regime, un moto di pura traslazione per il cingolo.

La struttura ipotizzata per il cingolo è costituita da due pulegge incerniate ad un telaio e avvolte da una cinghia liscia o dentata in presa sugli spigoli della scala, i cui punti di contatto si muoveranno lungo il ramo attivo della cinghia (rappresentato in rosso in Figura 3.60). Il comportamento cinematico del cingolo è influenzato solamente dalle lunghezze l_{T1} e l_{T2} . Le altre dimensioni, come ad esempio il raggio delle pulegge (r_{TP}) o la larghezza della cinghia, risultano determinate solamente da considerazioni di carattere costruttivo (ingombro, dimensionamento strutturale, ecc..) e non verranno trattate in questo paragrafo.

A seconda delle condizioni di funzionamento il cingolo deve assumere una diversa posizione relativa rispetto agli altri elementi funzionali che compongono la struttura della carrozzina, sia in termini di posizione sia in termini di orientazione. In particolare, deve essere posizionato in una configurazione riposta durante la marcia in piano e deve essere portato in appoggio sulle scale prima dell'inizio della fase di salita o discesa. Limitando gli spostamenti possibili del cingolo solamente al piano laterale della carrozzina, restano da controllare tre gradi di libertà.

Un primo discorso può essere fatto riguardo l'orientazione. Per garantire sempre il pieno contatto del cingolo con la scala questo deve essere libero di ruotare rispetto alla struttura della carrozzina, in modo da adattarsi alla scala anche in presenza di oscillazioni sul telaio e al variare della pendenza e della tipologia di scala. Il collegamento tra cingolo e carrozzina può essere quindi rappresentato da una cerniera (S in Figura 3.60) che viene riposizionata rispetto alla carrozzina durante le fasi di riconfigurazione. La posizione della cerniera rispetto alla struttura del

cingolo può essere individuata attraverso la terna di parametri l_{T1} , l_{T2} e h_T . La scelta ottimale del valore di questi tre parametri può essere effettuata valutando la loro influenza sul comportamento cinematico del cingolo. La condizione di moto regolare del cingolo lungo una traiettoria rettilinea avviene fino a che i due punti di contatto con gli scalini consecutivi della scala sono posizionati a cavallo della cerniera S (Figura 3.61.a). Quando i due punti di contatto si trovano invece dallo stesso lato della cerniera S (Figura 3.61.b) il cingolo non è più in condizioni di equilibrio alla rotazione e il suo moto non è più regolare.

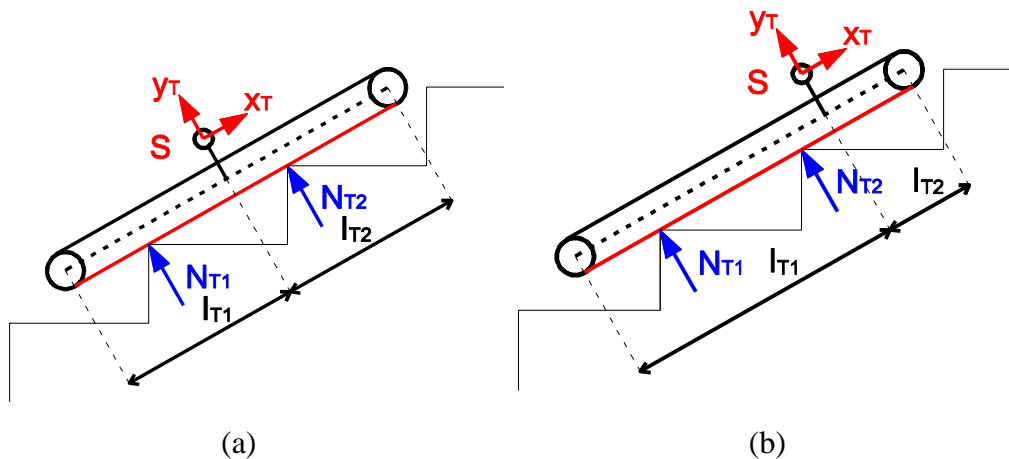


Figura 3.61 – (a) Condizione stabile e (b) condizione instabile del cingolo durante la salita scale

A parità di lunghezza complessiva del cingolo, si ottiene un funzionamento regolare più a lungo se $l_{T1}=l_{T2}$, cioè la cerniera S è posizionata nella mezzeria, Per quanto riguarda invece la scelta di h_T questa determina la distanza della cerniera S dalla retta tangente alla scala, influenzando così l'ampiezza delle oscillazioni della carrozzina attraverso il parametro h_S come descritto nel paragrafo 3.3.4. Come già osservato in precedenza il peso del parametro h_S sull'ampiezza delle oscillazioni è basso per cui la scelta di h_T è stata principalmente vincolata da considerazioni costruttive e con l'obiettivo di ridurre gli ingombri. Le dimensioni di progetto per la struttura del cingolo sono riassunte nella Tabella 3.8.

Tabella 3.8 – Dimensioni di progetto per la struttura del cingolo

Parametro	Valore
h_T	60 mm
l_{T1}	385 mm
l_{T2}	385 mm
r_{TP}	25 mm

Una volta definita la geometria del cingolo è necessario analizzare il collegamento con il resto della carrozzina e progettare il meccanismo che ne permette la riconfigurazione. Le due configurazioni qualitative di riferimento per la posizione relativa tra cingolo e carrozzina sono riportate in Figura 3.62. La configurazione A rappresenta il cingolo durante la marcia in piano, mentre la configurazione B rappresenta il cingolo in appoggio sulla scala.

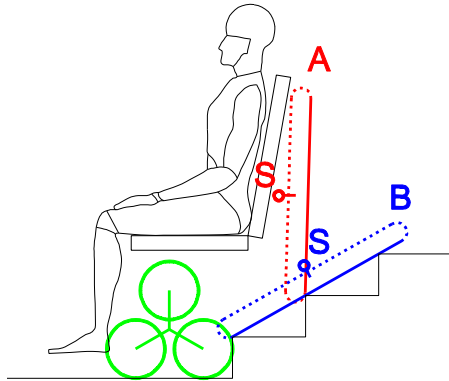


Figura 3.62 – Configurazioni qualitative di riferimento per la posizione relativa tra cingolo e carrozzina durante la marcia in piano (configurazione A) e durante la marcia su scala (configurazione B)

Il più semplice meccanismo per riposizionare la cerniera S durante la riconfigurazione consiste nel collegarla con una asta al resto della carrozzina, in particolare al sotto-telaio RC come è stato argomentato nel precedente paragrafo. Per non complicare ulteriormente la struttura della carrozzina si condurrà un percorso progettuale ipotizzando il meccanismo più semplice come soluzione iniziale. Un meccanismo più complesso verrà proposto e analizzato solo se al fondo della progettazione si evidenziassero motivazioni tali da far ritenere preferibile tale scelta.

In Figura 3.63 e Figura 3.64, viene proposta una schematizzazione per il meccanismo di movimentazione del cingolo. Sul sotto-telaio RC è posizionata la cerniera E, quotata in coordinate polari (α_{EC}, l_{EC}) rispetto al sistema di riferimento solidale al sotto-telaio RC. Il cingolo è collegato al telaio tramite l'asta ES che collega da un lato la cerniera E del sotto-telaio RC e dall'altro la cerniera S del cingolo. Questo grado di libertà è controllato da un sistema di attuazione dedicato e quotato attraverso l'angolo θ_{ES} . Una volta noto il valore della variabile θ_{ES} e nota la geometria del meccanismo di collegamento (posizione della cerniera E e lunghezza dell'asta ES) risulta nota la posizione della cerniera S rispetto al sistema di riferimento del sotto-telaio RC.

Durante la salita a regime la posizione del cingolo rispetto al sotto-telaio RC non viene modificata, quindi il valore di θ_{ES} rimane costante. In questa condizione il corpo CES è un corpo rigido e può quindi essere conveniente quotare la posizione della cerniera S anche rispetto a C attraverso la coppia di coordinate polari (α_{SC}, l_{SC}) . Queste coordinate non fanno riferimento a dimensioni costruttive della carrozzina, ma possono tornare utili in quanto più vicine alle rappresentazioni della struttura riportate nelle Figura 3.56 e Figura 3.57.

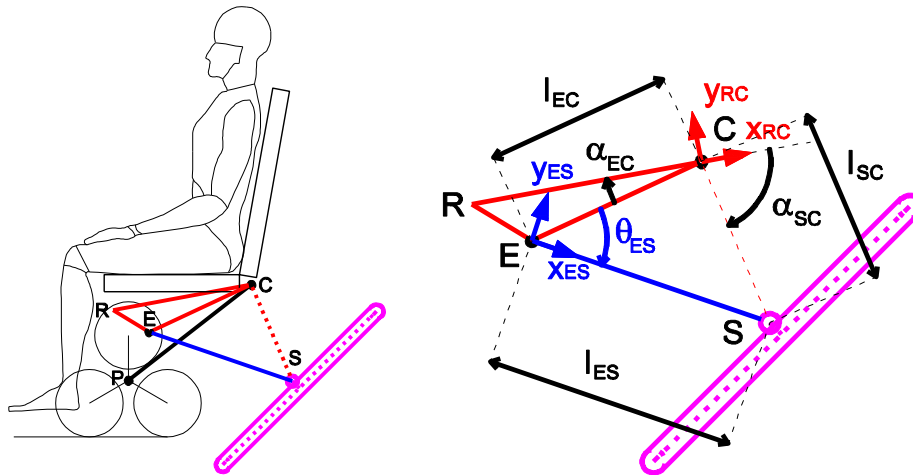


Figura 3.63 – Schematizzazione e nomenclatura del meccanismo di collegamento tra cingolo e sotto-telaio RC

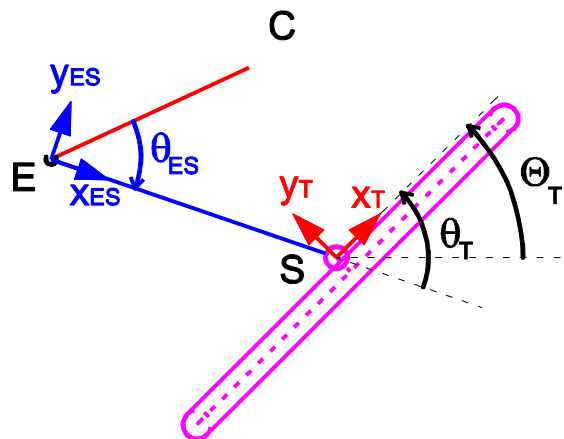


Figura 3.64 – Simbologia relativa all'orientazione del sistema di riferimento del cingolo rispetto all'asta ES (θ_T) e rispetto ad un sistema di riferimento fisso solidale al terreno (θ_T)

Il meccanismo fin qui descritto posiziona la cerniera S nel piano. L'ulteriore grado di libertà è rappresentata dalla rotazione del cingolo rispetto all'asta ES. Questo

grado di libertà, rappresentato dall'angolo θ_T è libero, cioè non controllato per permettere al cingolo di adattarsi alla scala ed essere sempre in contatto su almeno due punti d'appoggio. L'orientazione assoluta del cingolo, cioè l'angolo tra l'asse x_T del sistema di riferimento solidale al cingolo e l'asse orizzontale di un sistema di riferimento fisso e solidale al terreno è rappresentato dall'angolo Θ_T . Ulteriori approfondimenti sulla mobilità necessaria per il cingolo potranno permettere di stabilire se lasciare completamente libero il grado di libertà θ_T oppure limitarlo attraverso ad esempio dei finecorsa.

Prima di procedere con la sintesi vera e propria del meccanismo è tuttavia necessario individuare con precisione le posizioni di riferimento in modo da poter progettare un meccanismo di riconfigurazione in grado di posizionare il cingolo in maniera appropriata. Riassumendo i risultati ottenuti nel paragrafo 3.2.3 il meccanismo di riposizionamento del cingolo viene azionato ad inizio salita (o fine discesa scala) e alla fine della salita (o inizio discesa). La posizione del cingolo durante la marcia in piano è approssimativamente quella rappresentata come configurazione A in Figura 3.62. Da quella posizione, con la carrozzina ancora in configurazione di marcia in piano, il cingolo deve essere portato in appoggio sulla scala. In Figura 3.65 sono rappresentate le generiche posizioni del cingolo in appoggio sulle tre scale di riferimento (definite in Tabella 2.2) prima dell'inizio della salita scala o dopo la fine della discesa. Nel seguito del discorso si farà genericamente riferimento alla salita scala intendendo però che le stesse considerazioni valgono anche per fasi analoghe della discesa scale.

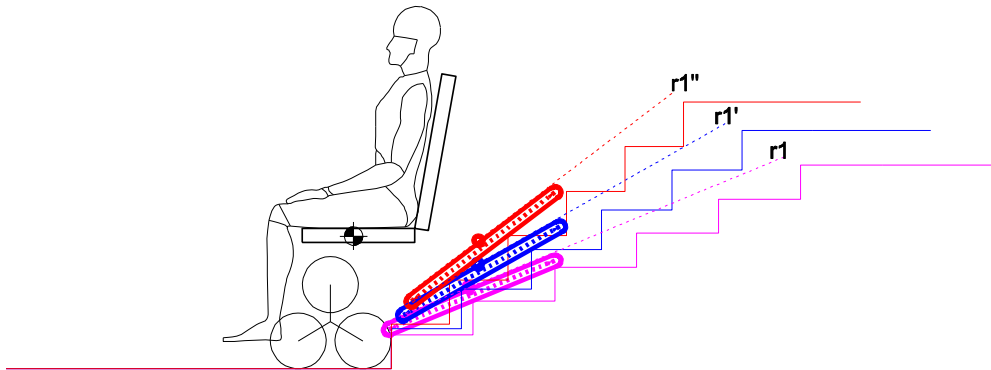


Figura 3.65 – Generiche configurazioni di inizio salita scale con diverse pendenze: la carrozzina è ancora in condizione di marcia in piano e il cingolo viene abbassato e portato in appoggio sulla scala

Le configurazioni di appoggio del cingolo sulle tre scale di riferimento individuano tre rette ($r1$, $r1'$ e $r1''$) alle quali deve appartenere la cerniera S al termine della fase di riposizionamento. Tra le tre configurazioni quella più critica è quella relativa

alla scala di pendenza minima in quanto richiede la più ampia escursione del meccanismo di riposizionamento del cingolo. Tuttavia, le considerazioni ricavate in questo caso possono essere estese anche alle altre scale. In Figura 3.66 è rappresentata la configurazione di appoggio del cingolo nel caso di scala a pendenza minima.

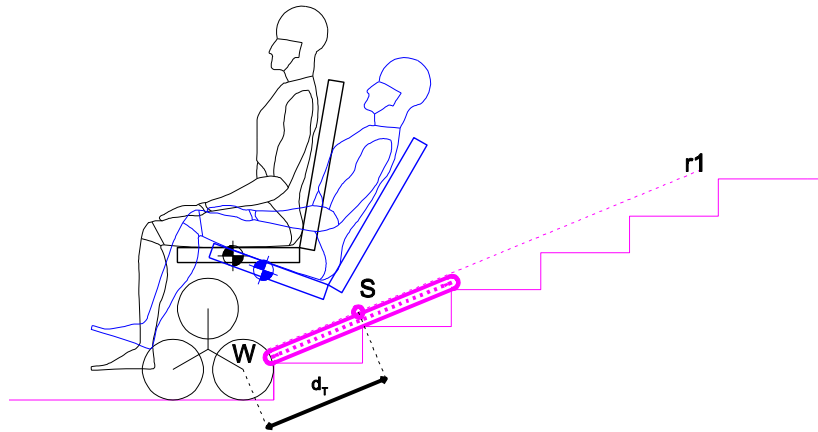


Figura 3.66 – Configurazione di appoggio del cingolo su scala di pendenza minima. In blu è rappresentata la sedia ruotata dell'angolo δ , in configurazione di marcia su scala

Come detto in precedenza questa condizione identifica una retta ($r1$) alla quale deve appartenere la cerniera S . Viceversa non si impongono condizioni sulla posizione della cerniera lungo la retta, quotata ad esempio rispetto al punto W attraverso il parametro d_T . La scelta di questo parametro non ha influenze dirette sulla cinematica della carrozzina ma determina principalmente gli ingombri del dispositivo durante la marcia su scala. Tale valore dovrà essere quindi sicuramente limitato ma la sua scelta sarà principalmente legata all'influenza sulle dimensioni del meccanismo di riposizionamento del cingolo.

Una volta che il cingolo è in appoggio sulla scala, la carrozzina può essere riconfigurata ruotando le unità di locomozione rispetto al sotto-telaio PC fino a inclinare la sedia dell'angolo δ identificato al termine del paragrafo 3.3.3 (configurazione in blu di Figura 3.66). A questo punto la carrozzina è in condizioni di salita a regime. Durante la salita non è richiesta nessuna azione di riposizionamento della cerniera S rispetto al telaio; il cingolo si muoverà di moto traslatorio lungo le scale ma la sua orientazione relativa al sotto-telaio RC a cui è collegato cambierà con continuità se l'assetto della sedia non è controllato.

La fase di salita a regime termina quando il punto di contatto con lo spigolo dell'ultimo scalino si viene a trovare allineato rispetto alla cerniera S , come mostrato in Figura 3.67. Oltre questa configurazione il cingolo non è più in

condizioni di equilibrio e quindi ruota attorno ad S fino a trovare una nuova configurazione di stabilità statica.

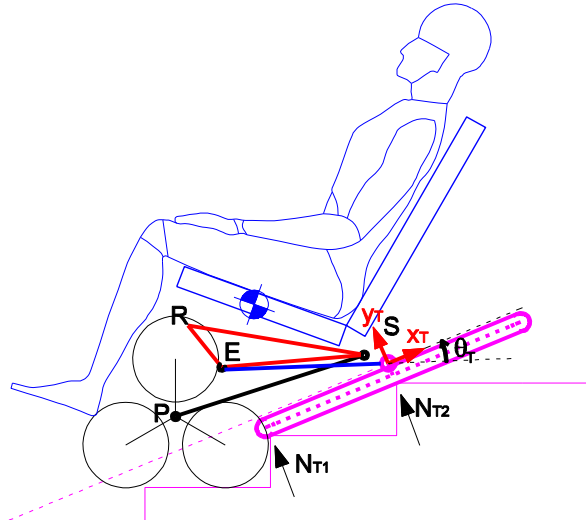


Figura 3.67 – Configurazione di fine salita a regime: la cerniera S si trova allineata al punto di contatto tra il cingolo e lo spigolo dell'ultimo scalino

Per limitare la rotazione del cingolo in questa fase e per controllare la configurazione assunta dal cingolo in fase di uscita si può aggiungere un fincorsa alla rotazione θ_T come rappresentato in Figura 3.68.

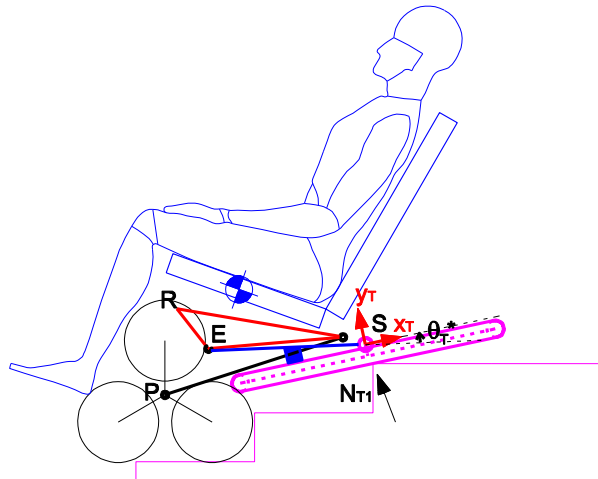


Figura 3.68 – Una volta che la cerniera S si trova oltre lo spigolo dell'ultimo scalino il cingolo ruota attorno ad S trovando una nuova condizione di equilibrio andando in battuta contro un fincorsa che ne limita la rotazione

In questo caso il cingolo, una volta persa la condizione di equilibrio in appoggio sui gradini, ruota di un angolo $\Delta\theta_T$ fino ad andare in battuta contro un fincorsa assumendo una configurazione nota in cui l'angolo tra il cingolo e l'asta ES assume

il valore costante θ_T^* . Da questo punto in poi, per tutta la durata della fase di uscita scale, l'orientazione del cingolo si mantiene costante mentre le unità di locomozione completano la salita degli ultimi scalini e la carrozzina avanza lungo le scale, come si può osservare in Figura 3.69.

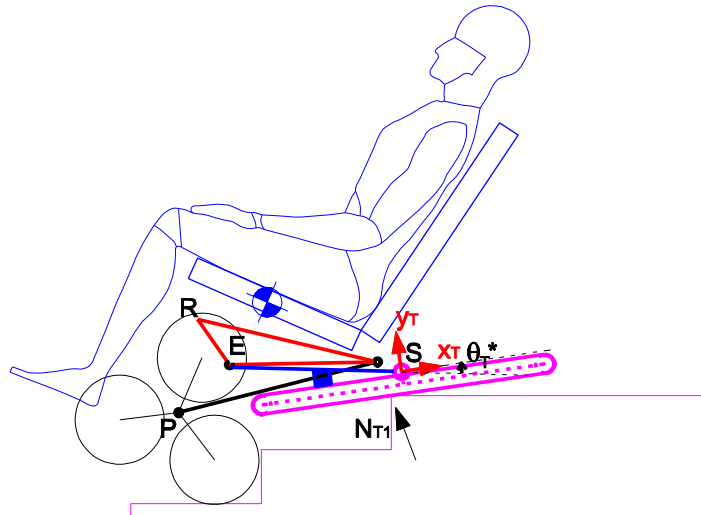


Figura 3.69 – Durante il superamento degli ultimi scalini la carrozzina avanza e il cingolo rimane in battuta contro il fincorsa, mantenendo un'orientazione costante rispetto all'asta ES e pari a θ_T^*

Una volta analizzato il comportamento del cingolo durante le diverse fasi di salita scale, per completare la sintesi del meccanismo di movimentazione è necessario definire altre configurazioni di riferimento che si aggiungano a quella di Figura 3.66.

Un possibile set di posizioni da imporre potrebbe essere ricercato tra le configurazioni di uscita scale come rappresentato in Figura 3.70.

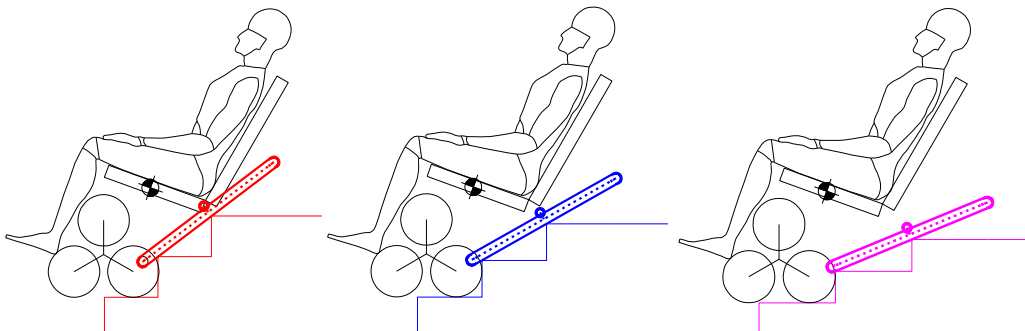


Figura 3.70 – Configurazioni di uscita scale della carrozzina sulle tre scale di riferimento

Nelle tre immagini, ottenute sulle tre scale di riferimento, si è imposta come condizione la configurazione di fine salita a regime. Si è infatti posizionato il cingolo nell'ultima condizione stabile, cioè con la cerniera S posta sulla normale

alla retta tangente ai gradini passante per l'ultimo spigolo e contestualmente si sono posizionate le unità di locomozione in configurazione nominale (cioè la stessa assunta durante la marcia in piano) sul penultimo scalino. Questa scelta è ragionevole in quanto posizionando le unità di locomozione sul terz'ultimo scalino si aumenta l'ingombro della carrozzina, viceversa posizionandole sull'ultimo scalino si riduce eccessivamente la base d'appoggio come mostrato in Figura 3.71.

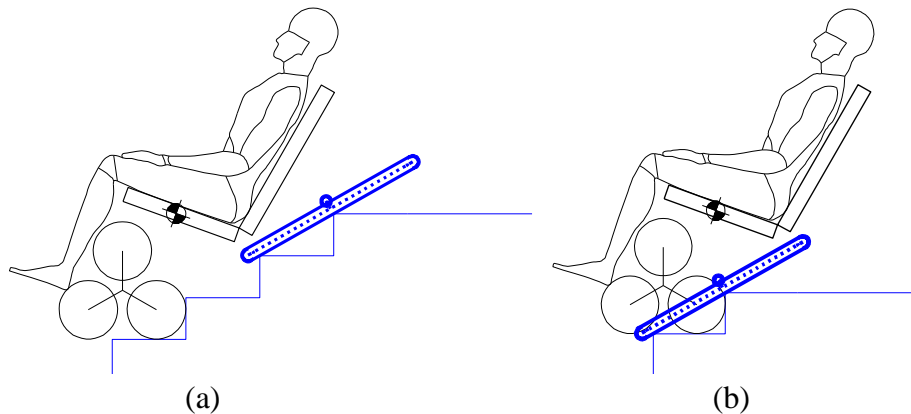


Figura 3.71 – Confronto tra diverse configurazioni di uscita scale ottenute posizionando il cingolo nell'ultima posizione stabile e le unità di locomozione (a) in appoggio sul terz'ultimo scalino; (b) in appoggio sull'ultimo scalino

Rappresentando il cingolo rispetto alla sedia nelle tre configurazioni di Figura 3.70 e aggiungendo la configurazione di Figura 3.66, è possibile identificare la posizione della cerniera E che permette il passaggio per le quattro configurazioni di riferimento come mostrato in Figura 3.72.

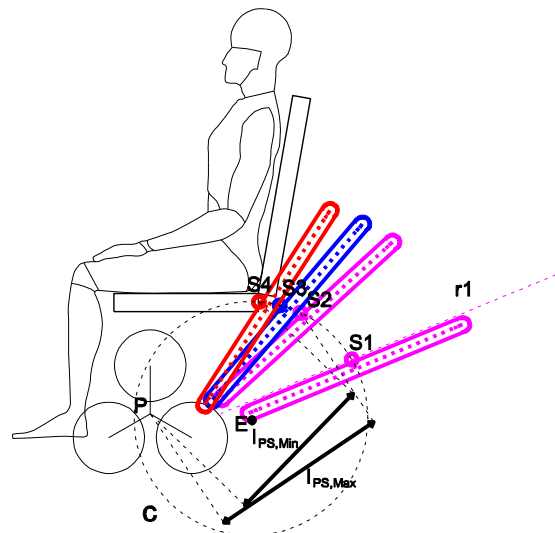


Figura 3.72 – Rappresentazione delle configurazioni di riferimento del cingolo rispetto alla sedia e individuazione grafica della posizione della cerniera E

Per individuare graficamente la posizione della cerniera E si è disegnata la circonferenza passante per le tre posizioni della cerniera S (S2, S3 e S4) identificate imponendo la configurazione di fine salita a regime per il cingolo. La configurazione di inizio salita (Figura 3.66) identifica solo la retta r1 alla quale deve appartenere la cerniera S1. Si è quindi ridisegnata tale configurazione ponendo la cerniera S1 nel punto di intersezione tra la retta r1 e la circonferenza c di centro E. In questo modo si può ricavare il valore del parametro d_T che permette di posizionare il cingolo durante la fase di inizio salita compatibilmente con la posizione scelta per la cerniera E.

Questa procedura di sintesi permette di individuare completamente il meccanismo di movimentazione del cingolo: posizione della cerniera E e lunghezza dell'asta ES. Una volta nota la geometria del meccanismo è possibile anche definire il valore della distanza l_{PS} tra la cerniera S e il centro dell'unità di locomozione P la quale definisce l'ampiezza delle oscillazioni del telaio della carrozzina durante la salita scale. Dall'analisi del meccanismo ottenuto emergono due problematiche legate alle condizioni di sintesi imposte:

- la cerniera E viene a posizionarsi in un'area non disponibile per il posizionamento degli elementi funzionali in quanto comporterebbe condizioni di sicura interferenza con le scale durante la salita o discesa;
- il valore di l_{PS} che, nel caso in cui la carrozzina sia priva di controllo assetto della sedia, determina l'ampiezza delle oscillazioni sulla sedia varia a seconda della pendenza della scala. Questo significa che al variare del tipo di scala varierà l'ampiezza delle oscillazioni percepite dall'utente.

Dall'immagine di Figura 3.72 si possono ricavare i valori di $l_{PS,Max}$ e $l_{PS,Min}$ con i quali, tramite i risultati riportati in Figura 3.53, si possono ricavare le ampiezze delle oscillazioni nei due casi come riportato in Eq.(3.25).

$$\begin{cases} l_{PS,Max} = 552 \text{ mm} \\ l_{PS,Min} = 519 \text{ mm} \end{cases} \quad da \text{ cui} \quad \begin{cases} \Delta\alpha(l_{PS,Max}, h_T = 60\text{mm}) = 8.9^\circ \\ \Delta\alpha(l_{PS,Min}, h_T = 60\text{mm}) = 8.3^\circ \end{cases} \quad (3.25)$$

La variazione delle oscillazioni ($\Delta\alpha$) tra i due casi non è significativa, tuttavia il valore delle oscillazioni (tra 8° e 9°) potrebbe essere ulteriormente limitato allontanando maggiormente il cingolo rispetto alle unità di locomozione.

Per questi motivi si è deciso di riprogettare il meccanismo di movimentazione del cingolo partendo da diverse configurazioni di riferimento e imponendo una maggiore distanza tra cingolo e unità di locomozione con l'obiettivo di ridurre l'ampiezza delle oscillazioni durante la salita.

Una prima soluzione potrebbe essere quella posizionare la cerniera E coincidente con P, in modo da avere la distanza l_{PS} costante per ogni tipologia di scala. Questa

soluzione tuttavia comporta problemi soprattutto dal punto di vista realizzativo in quanto richiede di realizzare un ulteriore accoppiamento cinematico in una zona già ingombra di componenti e accoppiamenti. Inoltre, come già visto dai dati riportati in Eq.(3.25), i vantaggi che si ottengono mantenendo la distanza l_{PS} costante sono minimi.

Un diverso ragionamento può essere fatto andando a valutare l'andamento dell'angolo θ_T al variare della tipologia di scala. In Figura 3.73 è schematizzato il problema. Il meccanismo di movimentazione del cingolo è rappresentato nelle due posizioni estreme di funzionamento: in appoggio sulla scala meno ripida durante la fase di inizio salita (configurazione viola) e durante la salita a regime della scala più ripida (configurazione in rosso). La cerniera E è rappresentata in una posizione generica. Nel passaggio da una condizione all'altra l'angolo θ_T tra il sistema di riferimento dell'asta ES e il sistema di riferimento del cingolo in condizioni di lavoro varia passando dal valore θ_{T1} al valore θ_{T4} .

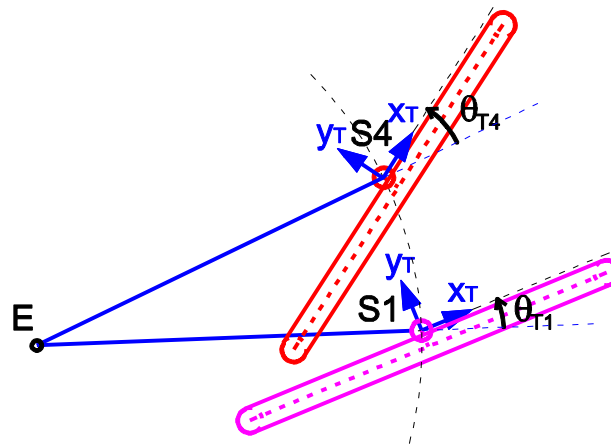


Figura 3.73 – Rappresentazione del cingolo e del meccanismo di movimentazione nelle due configurazioni limite di funzionamento con una scelta generica per la posizione della cerniera E

Per avere un miglior controllo del cingolo durante la fase di uscita scale in cui il cingolo transita in una fase di instabilità fino ad andare in battuta contro il fincorsa che limita l'angolo θ_T , potrebbe risultare conveniente scegliere la posizione della cerniera E in modo da ottenere una simile orientazione del cingolo nelle condizioni di lavoro indipendentemente dalla pendenza della scala. Questa scelta permetterebbe di avere un valore limite per la rotazione del cingolo (θ_T^*) valido in ogni caso e ottenere condizioni di uscita scale molto simili tra loro indipendentemente dalla tipologia di scala. Questo criterio è stato adottato per la progettazione del meccanismo di movimentazione del cingolo, andando quindi ad

individuare la posizione della cerniera E che permette di minimizzare la variazione dell'angolo θ_T nel passaggio tra le varie posizioni di funzionamento.

Il procedimento di sintesi è graficamente riassunto in Figura 3.74.

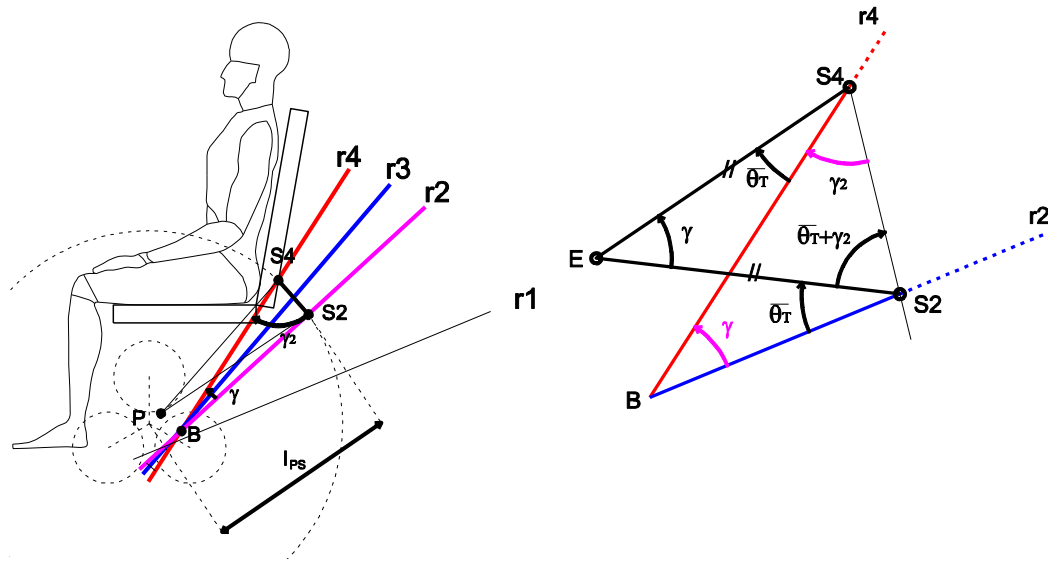


Figura 3.74 – Schemi utilizzati per la sintesi grafica della posizione della cerniera E

Innanzitutto si è fissato un valore di l_{PS} compatibile con le oscillazioni ammissibili per la carrozzina nel caso in cui l'assetto della sedia non sia controllato. Imponendo per esempio una distanza l_{PS} di 650 mm si ottiene, con il valore $h_T=60$ mm scelto in precedenza, un'oscillazione massima di 7° . Questa soluzione si può considerare accettabile considerando anche gli ingombri complessivi della carrozzina. Valori di l_{PS} più elevati permetterebbero di ridurre ulteriormente le oscillazioni ma aumenterebbe eccessivamente la lunghezza del dispositivo. Una volta scelto il valore di l_{PS} è stata disegnata una circonferenza di raggio l_{PS} centrata in P, centro delle unità di locomozione. Si sono poi ulteriormente disegnate le rette r_2 , r_3 e r_4 che rappresentano il luogo dei punti dove può trovarsi la cerniera S durante la salita a regime delle tre scale di riferimento. Le tre rette sono state ottenute rappresentando le rette r_1 , r_1' e r_1'' , introdotte in Figura 3.65, ruotate di un angolo δ in modo da visualizzarle nella rappresentazione relativa alla sedia in configurazione di salita a regime. Dall'intersezione tra la circonferenza di centro P e raggio l_{PS} e le rette r_2 e r_4 si ricavano le posizioni delle cerniere S2 e S4, cioè le posizioni della cerniera S nelle condizioni di salita della scala a pendenza minima e massima.

A questo punto la posizione della cerniera E per il meccanismo di movimentazione del cingolo può essere individuata imponendo lo stesso valore $\overline{\theta_T}$ per gli angoli θ_{T2} e θ_{T4} , cioè per l'angolo tra il cingolo e l'asta ES nelle configurazioni di salita scale

con la minima e massima pendenza. Nei casi di scale con pendenza intermedia non si riesce a garantire un angolo esattamente pari a $\overline{\theta_T}$ perché il meccanismo non ha sufficienti gradi di libertà per poter imporre tutte le condizioni desiderate. Tuttavia il valore dell'angolo θ_T nelle configurazioni intermedie sarà solo leggermente diverso dal valore di progetto $\overline{\theta_T}$.

Dallo schema di Figura 3.74 si possono misurare graficamente altre due grandezze geometriche di interesse per il calcolo della posizione della cerniera E: γ , cioè l'angolo tra le rette r2 e r4, e γ_2 , cioè l'angolo tra la retta r4 e il segmento che unisce i punti S2 e S4. Una volta noti questi due valori, tramite semplici relazioni geometriche ricavate a partire dagli schemi di Figura 3.74, si può scrivere l'espressione di Eq.(3.26) che permette di individuare il valore di $\overline{\theta_T}$.

$$\overline{\theta_T} = \frac{\pi}{2} - \frac{\gamma}{2} - \gamma_2 \quad (3.26)$$

A questo punto tutte le dimensioni dello schema di Figura 3.74 risultano note ed è quindi possibile ricavare graficamente la posizione della cerniera E e la lunghezza dell'asta del meccanismo di riposizionamento del cingolo l_{ES} .

La cerniera E è solidale al sotto-telaio RC e quindi andrebbe quotata secondo la nomenclatura riportata in Figura 3.63. Tuttavia non è ancora stata definita la posizione relativa tra il sotto-telaio RC e il sotto-telaio PC nelle condizioni di marcia in piano, cioè non è stato individuato un valore di progetto per l'angolo β . Per il momento quindi si quoterà il meccanismo di movimentazione del cingolo rispetto al sotto-telaio PC nella configurazione iniziale che è invece totalmente definita.

Facendo riferimento allo schema di Figura 3.75, le dimensioni caratteristiche del meccanismo di movimentazione del cingolo sono riportate in Tabella 3.9.

La soluzione individuata al termine del percorso progettuale descritto in questo paragrafo soddisfa i requisiti e le prestazioni richieste per quanto riguarda gli aspetti cinematici. Tuttavia la posizione della cerniera E individuata potrebbe non essere accettabile dal punto di vista della progettazione esecutiva per via di ingombri o interferenze tra gli elementi funzionali, alcuni ancora non completamente definiti. È quindi possibile che si renda necessario ripetere la procedura di sintesi partendo da valori diversi per i parametri scelti (ad esempio l_{PS} o $\overline{\theta_T}$) oppure rimuovendo alcune condizioni (ad esempio richiedere lo stesso valore di l_{PS} in più di una configurazione di funzionamento del cingolo). Infatti piccole variazioni di alcuni parametri possono comportare trascurabili effetti dal punto di vista del funzionamento cinematico ma allo stesso tempo semplificare considerevolmente la progettazione esecutiva del meccanismo. Tuttavia rimangono validi i ragionamenti

e le considerazioni fatte in questo paragrafo riguardo l'influenza dei vari parametri sulle prestazioni della carrozzina.

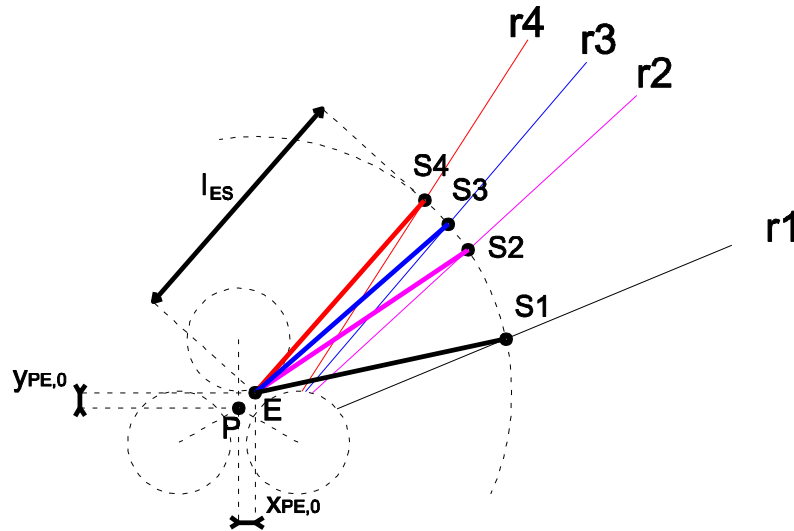


Figura 3.75 – Schema riassuntivo del meccanismo di movimentazione del cingolo in cui è evidenziata la posizione delle cerniera E, le configurazioni di riferimento ed è introdotta la simbologia che descrive la geometria del meccanismo

Tabella 3.9 – Dimensioni scelte per il meccanismo di movimentazione del cingolo

Parametro	Valore
l_{ES}	597 mm
$x_{PE,0}$	40 mm
$y_{PE,0}$	36 mm

3.3.6 Ruota pivotante

Nel paragrafo precedente è stato descritto il processo di sintesi cinematica per il cingolo e il relativo meccanismo di movimentazione. Il cingolo costituisce l'appoggio posteriore della carrozzina durante le fasi di salita e discesa scale. Durante le fasi di marcia in piano la carrozzina è invece in appoggio su una coppia di ruote pivotanti. In questo paragrafo verrà descritta la procedura di scelta dei principali parametri che influenzano la cinematica di questo elemento funzionale e verrà affrontata la progettazione del meccanismo di riposizionamento.

Dalle analisi condotte nel paragrafo 3.2 possono essere individuati alcuni requisiti di progetto:

- in marcia in piano la posizione delle ruote pivotanti deve essere tale da garantire una base d'appoggio sufficientemente ampia da assicurare la stabilità del veicolo anche in condizioni dinamiche (vedi Figura 3.4).

- In fase di salita del singolo scalino la coppia di ruote pivotanti deve poter essere abbassata in modo da garantire la seduta orizzontale anche nel caso di scalino di altezza massima (vedi Figura 3.7–A4).
- In fase di salita scale a regime la coppia di ruote pivotanti deve essere alloggiata in maniera tale da non creare interferenza con la struttura della carrozzina o con i gradini della scala (vedi Figura 3.6).
- Durante la fase di uscita scala al termine della salita oppure nella fase di ingresso scala all’inizio della discesa, la posizione delle ruote pivotanti deve essere controllata in modo da gestire opportunamente la transizione tra marcia su scala e marcia in piano (vedi Figura 3.10–C7/C8/C9).

Fatte queste premesse riguardo i requisiti cinematici, è possibile proseguire con il dimensionamento e la progettazione del meccanismo.

Il primo aspetto da analizzare riguarda la struttura del meccanismo. Come già fatto per la scelta del meccanismo di movimentazione del cingolo, il primo tentativo di dimensionamento è stato effettuato partendo dal meccanismo più semplice per non incrementare ulteriormente la complessità del dispositivo. Si è quindi ipotizzato di collegare le ruote pivotanti al telaio con una sola asta. Sono possibili due diverse soluzioni di collegamento:

- collegare le ruote pivotanti al sotto-telaio RC come in Figura 3.76.a;
- collegare le ruote pivotanti al sotto-telaio PC come in Figura 3.76.b.

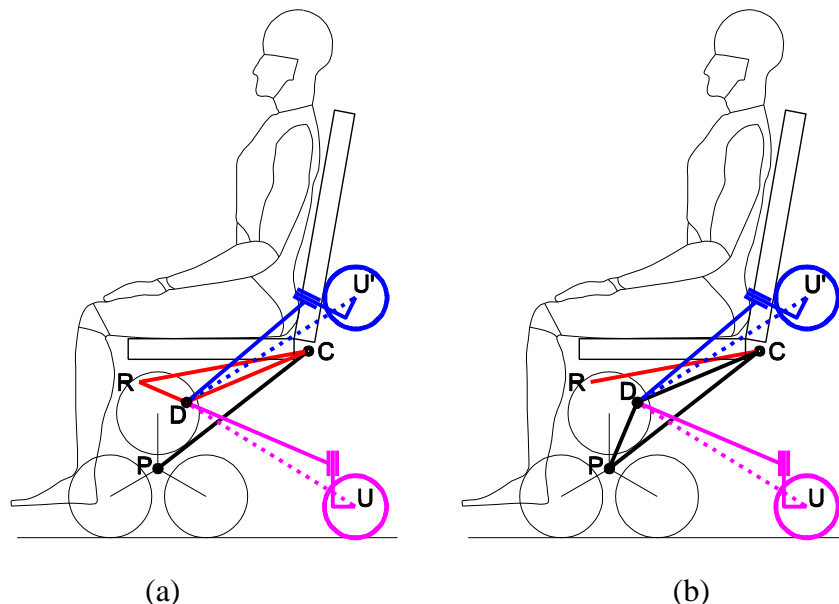


Figura 3.76 – Schema di riferimento per il meccanismo di movimentazione della ruota pivotante nel caso in cui questa sia collegata (a) al sotto-telaio RC; (b) al sotto-telaio PC

Nel caso in cui non sia previsto nessun meccanismo di controllo assetto della sedia le due soluzioni sono equivalenti dal punto di vista cinematico e costruttivo in quanto i due sotto-telai PC e RC costituiscono un unico corpo rigido. Viceversa, nel caso in cui sia previsto di variare la posizione relativa tra due sotto-telai (variando l'angolo β) è necessario fare alcune considerazioni sulla scelta della soluzione ottimale. Collegare le ruote pivotanti al sotto-telaio RC risulta vantaggioso in quanto, al variare dell'angolo β in fase di controllo assetto, non ci sarebbe moto relativo tra le ruote pivotanti e la sedia. Questo aspetto sarebbe positivo in termini di sicurezza per l'utente e nella gestione delle possibili interferenze tra gli elementi funzionali. Viceversa collegando il meccanismo al sotto-telaio PC, si otterrebbe un moto relativo tra sedia e ruote pivotanti durante la salita scale. Tuttavia si riuscirebbe ad ottenere una struttura in cui il sotto-telaio PC e le ruote pivotanti definiscono una base d'appoggio per la carrozzina in marcia in piano e il meccanismo di controllo assetto permetterebbe di ruotare la sedia e l'utente per ragioni posturali senza modificare le condizioni di contatto a terra.

Per le ragioni esposte sopra si è ritenuto preferibile adottare questa seconda architettura. In Figura 3.77 è proposta una schematizzazione e una notazione per le dimensioni delle ruote pivotanti, del meccanismo di movimentazione e del collegamento con il sotto-telaio PC.

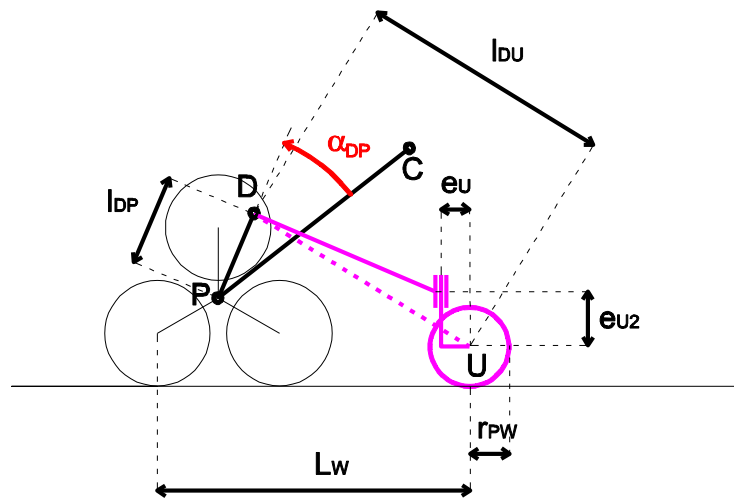


Figura 3.77 – Schematizzazione e nomenclatura per la ruota pivotante e il meccanismo di collegamento con il sotto-telaio PC

In Figura 3.78 è invece indicata la notazione proposta per quanto riguarda il grado di libertà del collegamento tra il meccanismo di movimentazione delle ruote pivotanti e il sotto-telaio PC.

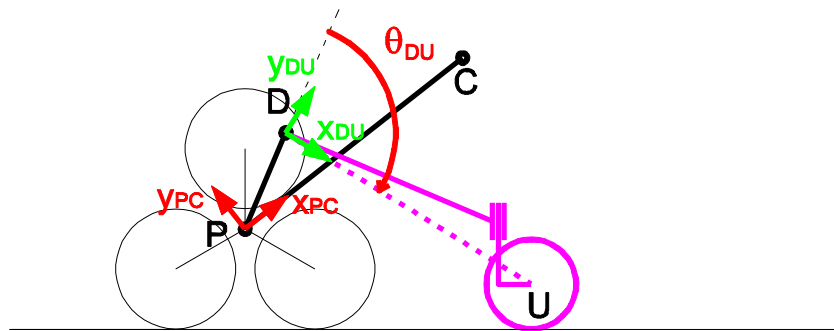


Figura 3.78 – Simbologia di riferimento per la descrizione della posizione del meccanismo di movimentazione delle ruote pivotanti rispetto al sotto-telaio PC

Una volta descritta l'architettura e la simbologia del meccanismo, per procedere con il percorso di sintesi è necessario identificare alcune posizioni di riferimento per le ruote pivotanti durante le differenti fasi di funzionamento della carrozzina. Innanzitutto, partendo dalla condizione di marcia in piano rappresentate in Figura 3.79.a, la prima scelta riguarda la larghezza della base d'appoggio L_w . Un valore ottimale è il compromesso tra un base d'appoggio sufficientemente ampia e una ridotta lunghezza della carrozzina per minimizzare gli ingombri. Una seconda posizione di riferimento può essere individuata nella condizione di salita del singolo gradino come rappresentato in Figura 3.79.b.

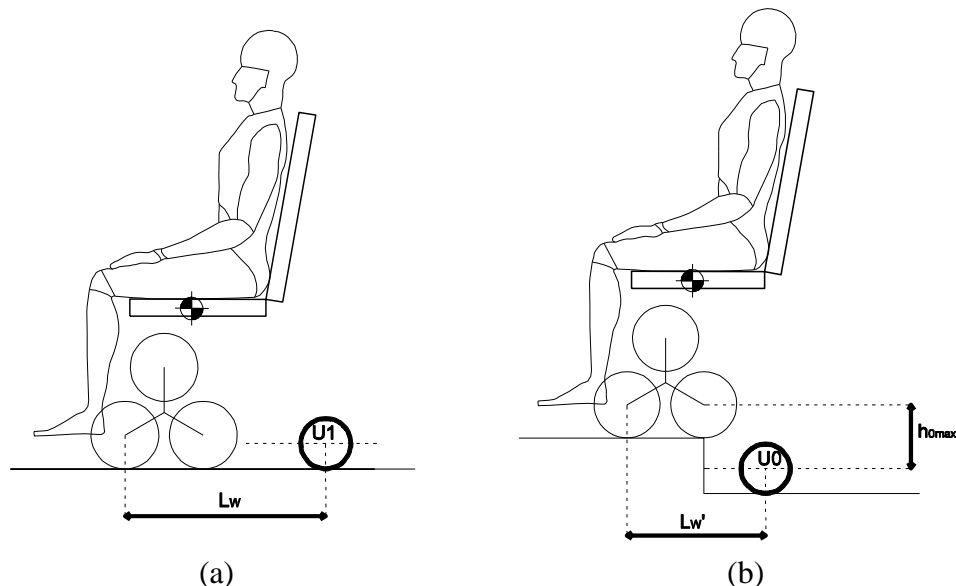


Figura 3.79 – (a) Configurazione di marcia in piano; (b) configurazione di salita del singolo scalino di altezza massima (h_{0Max})

Anche nelle condizioni di salita del gradino con altezza massima (h_{0Max}) si vuole infatti ottenere una configurazione in cui la sedia è orizzontale, le unità di locomozione sono in appoggio sul pianerottolo superiore e le ruote pivotanti sono in appoggio sul pianerottolo inferiore. Questo vincola la posizione relativa tra ruote pivotanti e centro delle unità di locomozione in direzione verticale che il meccanismo di movimentazione deve essere in grado di ottenere. L'altro parametro di interesse in questa configurazione di funzionamento è rappresentato dalla larghezza della base d'appoggio L_W' . Si può accettare di avere una base d'appoggio più stretta rispetto alle condizioni di marcia in piano ma una larghezza minima va comunque garantita per assicurare configurazioni di lavoro sempre stabili. Le scelte fatte per queste due configurazioni di funzionamento permettono di individuare le posizioni U1 e U0 per le ruote pivotanti, rispettivamente durante la marcia in piano e al termine della sequenza di superamento del singolo scalino con altezza massima. Le altre posizioni di riferimento per la sintesi del meccanismo di movimentazione delle ruote pivotanti vanno ricavate dall'analisi delle fasi di transizione durante l'uscita o l'ingresso scala. Senza perdere generalità si farà di seguito riferimento alla fase di uscita scala che segue la fase di salita a regime. Gli stessi risultati si potrebbero ottenere considerando la fase di ingresso scala prima cioè della discesa a regime.

Al termine della salita a regime, che si conclude quando la cerniera S solidale al cingolo si trova sulla normale alla retta tangente agli spigoli della scala e passante per l'ultimo scalino, il cingolo non si trova più in condizione di equilibrio e ruota fino ad andare in battuta contro un finecorsa come descritto nel paragrafo 3.3.5. A questo punto è necessario portare le ruote pivotanti a contatto con il pianerottolo superiore e gestire la fase di uscita scale azionando opportunamente il meccanismo di movimentazione in modo da mantenere sempre le ruote a contatto con il terreno durante l'avanzamento della carrozzina.

Per identificare le posizioni di riferimento delle ruote pivotanti in questa fase, si è disegnata la carrozzina sulle tre scale di riferimento, nell'ultima condizione di salita a regime, cioè nella configurazione di inizio della fase di uscita scale come rappresentato nelle Figura 3.80, Figura 3.81 e Figura 3.82. La sedia è stata rappresentata nelle condizioni di marcia a regime, cioè ruotata dell'angolo δ definito nel paragrafo 3.3.3. Le unità di locomozione sono state disegnate in una configurazione tale da ottenere per il cingolo l'ultima posizione stabile compatibilmente con il valore di l_{PC} scelto al termine del paragrafo 3.3.5. Infine sono state disegnate le ruote pivotanti in appoggio sul pianerottolo di uscita con un margine d_u rispetto allo spigolo dell'ultimo gradino uguale per tutte e tre le scale considerate.

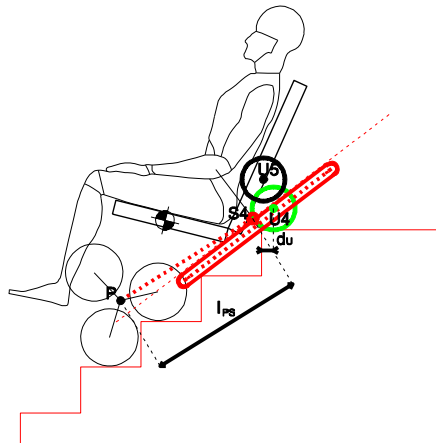


Figura 3.80 – Posizione di riferimento per le ruote pivotanti durante l’inizio della fase di uscita scale con pendenza massima

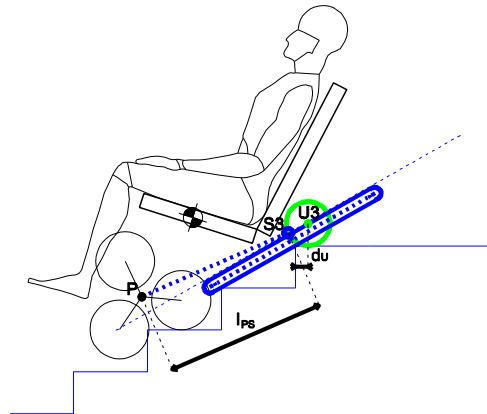


Figura 3.81 - Posizione di riferimento per le ruote pivotanti durante l’inizio della fase di uscita scale con pendenza media

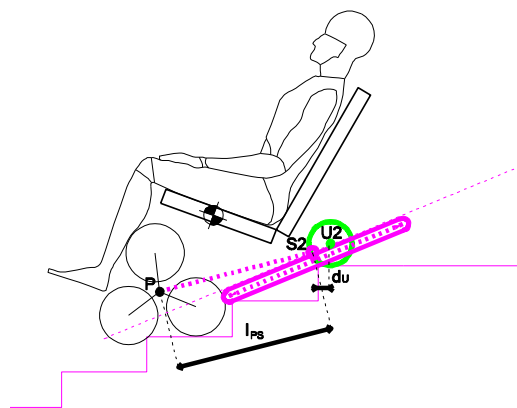


Figura 3.82 - Posizione di riferimento per le ruote pivotanti durante l’inizio della fase di uscita scale con pendenza minima

La scelta del valore ottimale per il parametro d_u deriva dal compromesso tra una base d'appoggio sufficientemente ampia e un limitato ingombro longitudinale della carrozzina. Dalle configurazioni individuate è possibile ricavare le posizioni U2, U3 e U4 del centro della ruota pivotante che costituiscono ulteriori posizioni di riferimento per la sintesi del meccanismo. In aggiunta alle posizioni definite dalle configurazioni di uscita dalle scale a minima, media e massima pendenza, si è aggiunta anche la posizione U5, rappresentata in Figura 3.80, che definisce la configurazione di riferimento durante la marcia su scala a regime. Per questa configurazione il requisito è quello di evitare l'interferenza con la scala e con gli altri elementi funzionali della carrozzina in ogni possibile condizione di lavoro. In Figura 3.83 le sei posizioni finora individuate per la ruota pivotante sono rappresentate nella loro posizione relativa rispetto alla sedia e alle unità di locomozione.

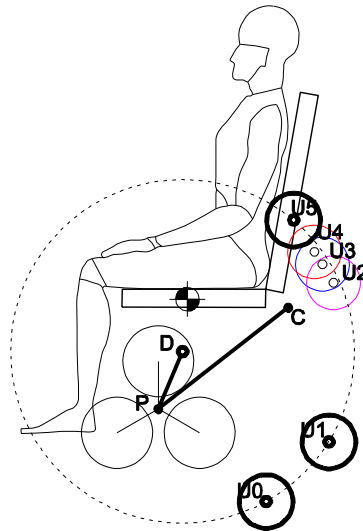


Figura 3.83 – Rappresentazione delle sei configurazioni di riferimento della ruota pivotante per la sintesi del meccanismo di riposizionamento rispetto al sotto-telaio PC

Attraverso la sintesi del meccanismo di riposizionamento delle ruote pivotanti è possibile individuare la posizione della cerniera D, solidale al sotto-telaio PC, che permetta di raggiungere tutte le configurazioni individuate in questa analisi preliminare. La sintesi del meccanismo è stata effettuata per via grafica individuando la circonferenza passante per il centro delle ruote pivotanti in tutte le configurazioni individuate in Figura 3.83. Il centro di tale circonferenza coinciderà con la posizione della cerniera D cercata. Tuttavia non è possibile individuare una circonferenza passante per sei impunti arbitrariamente scelti, quindi si è imposto il passaggio solamente per un sottoinsieme di tre posizioni, andando ad individuare

quelle più significative per il funzionamento della carrozzina. La posizione ottimale per la cerniera D è rappresentata in Figura 3.83, ed è stata ricavata imponendo il passaggio per le posizioni U0, U1 e U5. Negli altri casi (U2, U3 e U4) la posizione della ruota pivotante che si riesce ad ottenere non è esattamente quella definita nell'analisi preliminare ma comunque l'errore di posizionamento è molto piccolo e soprattutto in direzione cautelativa rispetto alla stabilità. Infatti si ottiene un valore d_u (distanza tra il punto di contatto a terra della ruota pivotante e lo spigolo dell'ultimo scalino) maggiore di quello imposto inizialmente.

In Figura 3.84 è infine rappresentato il meccanismo di riposizionamento delle ruote pivotanti evidenziando l'ampiezza del campo di mobilità. Rispetto alla configurazione di marcia in piano (U1) sono definite le rotazioni necessarie per portare la ruota pivotante agli estremi del campo di mobilità, cioè nelle condizioni U0 e U5.

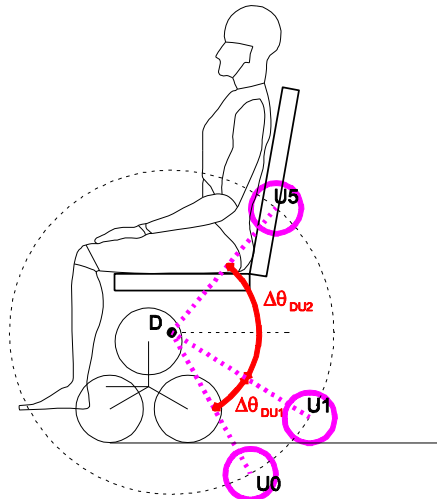


Figura 3.84 – Rappresentazione del campo di mobilità del meccanismo di riposizionamento delle ruote pivotanti

In Tabella 3.10 sono riassunti tutti i parametri di progetto scelti durante il percorso di progettazione della struttura cinematica delle ruote pivotanti e le grandezze che definiscono completamente le varie parti del meccanismo in accordo con la nomenclatura definita nelle Figura 3.77 e Figura 3.78.

Tabella 3.10 – Riepilogo delle dimensioni scelte per la struttura delle ruote pivotanti e del meccanismo di riposizionamento

Parametro	l_{DP}	α_{DP}	l_{DU}	r_{PW}	e_U	e_{U2}	L_W	L_W'	$h_{0,max}$	d_U
	mm	°	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm
Valore	208	29	575	90	65	120	709	500	200	50

Da questi valori si possono ricavare le rotazioni del meccanismo che definiscono l'ampiezza del campo di mobilità e che sono riportate in Tabella 3.11.

Tabella 3.11 – Ampiezza del campo di mobilità del meccanismo di riposizionamento delle ruote pivotanti definita a partire dalla configurazione di marcia in piano

Parametro	Valore
$\Delta\theta_{DU1}$	30°
$\Delta\theta_{DU2}$	82°

3.3.7 Meccanismo di controllo assetto della sedia

Il lavoro presentato in questo capitolo è stato parzialmente pubblicato in [48]

Durante la salita scale il telaio della carrozzina è soggetto ad oscillazioni a causa del movimento non regolare delle unità di locomozione. Il tema è già stato affrontato nel paragrafo 3.3.4 nel quale si è valutata l'ampiezza di queste oscillazioni in funzione dei parametri geometrici della carrozzina e in funzione dell'architettura scelta. Una volta fissata la geometria del veicolo risulta quindi nota l'ampiezza delle oscillazioni trasmesse all'utente ed è possibile fare una valutazione qualitativa sul confort e sulla percezione di sicurezza associate alla salita o discesa scale. Come già detto più volte sono possibili due approcci:

- non controllare l'assetto della sedia e accettare quindi che l'utente percepisca delle oscillazioni se si ritiene che queste siano trascurabili o comunque accettabili da parte dell'utente senza comprometterne la percezione di sicurezza o confort.
- Controllare l'assetto della sedia in modo da garantirne un'orientazione costante ed ottenere quindi un moto puramente traslatorio per l'utente durante la salita scale.

In questo paragrafo questo secondo approccio al problema verrà analizzato nel dettaglio, con l'obiettivo di identificare l'architettura del meccanismo di controllo assetto che permette di ottenere la compensazione delle oscillazioni del telaio della carrozzina in maniera più semplice ed efficace.

L'architettura di riferimento considerata per la carrozzina è quella individuata nel paragrafo 3.3.4 e presentata in Figura 3.56. La struttura è costituita da due sotto-telai (PC e RC) e l'angolo β ne descrive l'orientazione relativa. Controllando tale angolo con un'opportuna legge è possibile garantire un'orientazione costante per la sedia. Una rappresentazione schematica di tale concetto è riportata in Figura 3.85. La più semplice soluzione cinematica di meccanismo per il controllo assetto della sedia, consiste nel controllare la distanza tra due punti generici dei sotto-telai PC e

RC con un attuatore. In questo modo è possibile imporre in ogni istante il valore desiderato per l'angolo β . Questa architettura richiede tuttavia di aggiungere un ulteriore attuatore alla struttura della carrozzina con il relativo sistema di sensorizzazione e controllo, complicando e appesantendo ulteriormente la struttura del dispositivo.

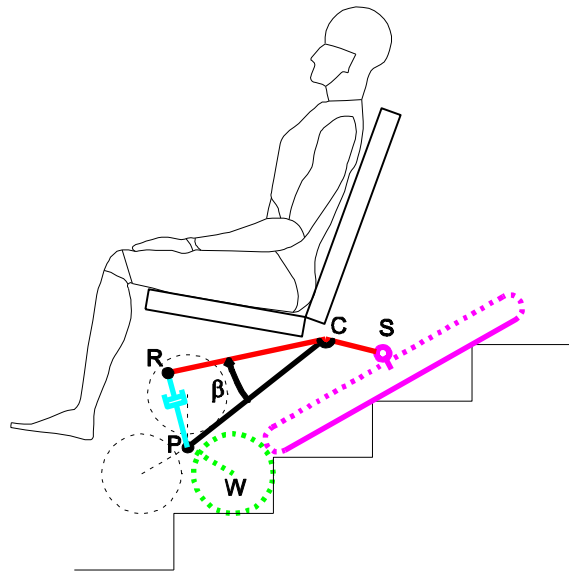


Figura 3.85 – Generica rappresentazione del meccanismo di controllo assetto che gestisce l'orientazione relativa tra i sotto-telai PC e RC

Una soluzione alternativa e più interessante dal punto di vista progettuale, potrebbe essere ottenuta controllando passivamente la posizione relativa tra i due sotto-telai tramite un meccanismo collegato al sistema di attuazione della carrozzina. Infatti è necessario modificare l'ampiezza dell'angolo β in maniera sincrona rispetto alla rotazione delle unità di locomozione il cui movimento è all'origine delle oscillazioni del telaio. Con questa seconda soluzione non è necessario aggiungere ulteriori sistemi di attuazione ma si sfruttano quelli già presenti per fornire la trazione al veicolo durante le diverse fasi di funzionamento. Per ottenere una sufficiente libertà nella progettazione della legge del moto, si è ipotizzato di utilizzare un meccanismo a camma e bilanciere secondo lo schema di Figura 3.86. La camma è solidale alle unità di locomozione e quindi ruota attorno alla cerniera P del sotto-telaio PC. Tale sotto-telaio è incernierato in C con il sotto-telaio RC. L'angolo tra i due sotto-telai è l'angolo β . Al sotto-telaio RC è incernierato in S il cingolo mentre in R è posizionata la rotella del meccanismo a camma e bilanciere. Durante la salita o discesa scale la rotazione delle unità di locomozione porta in rotazione anche la camma. La rotella in R segue il profilo della camma imponendo la rotazione del bilanciere RC rispetto al sotto-telaio PC.

In conclusione, definendo opportunamente il profilo della camma è possibile imporre una qualunque legge per l'orientamento del bilanciante RC e quindi per l'assetto della sedia durante la rotazione delle unità di locomozione. In particolare, imponendo una variazione dell'assetto della sedia rispetto al sotto-telaio PC uguale e opposta alle oscillazioni generate sulla carrozzina dalla rotazione delle unità di locomozione, si riesce ad ottenere un moto puramente traslatorio per l'utente.

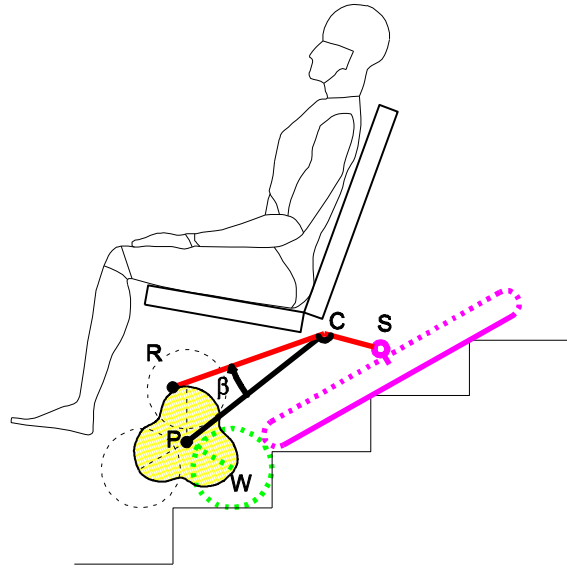


Figura 3.86 – Schema del meccanismo di controllo assetto ottenuto con un sistema a camma e bilanciere

In Figura 3.87 il problema è sintetizzato graficamente rappresentando la struttura della carrozzina in una generica configurazione di salita scale. Per la sintesi del profilo della camma si è considerata sempre la salita della scala nominale introdotta nel paragrafo 3.3.1. Sotto le ipotesi di scala nominale il superamento di ogni singolo scalino è ottenuto solamente con una rotazione dell'unità di locomozione attorno al centro della ruota in appoggio sulla scala (punto W). La traiettoria del centro dell'unità di locomozione P sarà quindi un arco di circonferenza di centro W.

In Figura 3.87 il meccanismo è rappresentato in due differenti configurazioni. Quella indicata con pedice 0 rappresenta la configurazione iniziale della sequenza di superamento scalino in cui l'unità di locomozione è in appoggio su due gradini consecutivi. Il braccio collegato alla ruota anteriore di centro W è inclinato di un angolo $\theta_{P0} = 30^\circ$ rispetto alla retta tangente agli spigoli dei gradini. In questa configurazione il sotto-telaio PC ha un'inclinazione α_0 sempre rispetto alla retta tangente alla scala che viene presa come direzione di riferimento in questa analisi. L'angolo relativo tra il sotto-telaio PC e l'unità di locomozione è indicato con θ_{P0} .

Infine β_0 rappresenta l'angolo tra il sotto-telaio RC e il sotto-telaio PC nella condizione iniziale.

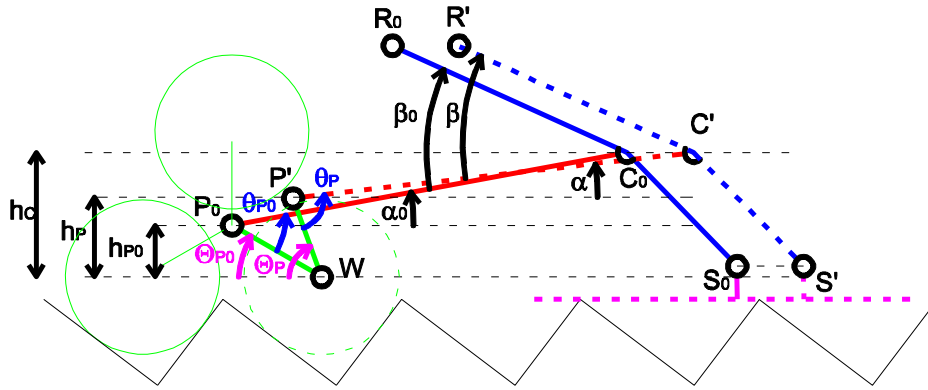


Figura 3.87 – Rappresentazione schematica del meccanismo a camma durante la sequenza di salita a regime della scala nominale

La seconda configurazione disegnata è contraddistinta da apici e rappresenta una generica posizione dell'unità di locomozione all'interno dei 120° di rotazione nei quali si completa la sequenza di superamento dello scalino. L'orientazione dell'unità di locomozione rispetto al sistema di riferimento fisso è indicata con Θ_P , mentre l'angolo relativo tra l'unità di locomozione e il sotto-telaio PC è genericamente indicato con θ_P . L'angolo α rappresenta la generica orientazione del sotto-telaio PC rispetto alla retta tangente alla scala ed infine β definisce l'angolo tra i due sotto-telai PC e RC nella generica configurazione.

Tra le due configurazioni il cingolo ha traslato lungo la retta tangente alla scala e la cerniera S ad esso solidale è passata dalla posizione S_0 alla posizione S' .

L'altezza h_P del punto P rispetto alla retta parallela alla tangente alla scala e passante per il punto W nella generica configurazione si può ricavare dall'Eq.(3.27) che nella configurazione iniziale può essere riscritta come in Eq.(3.28).

$$h_P = l_L \sin(\Theta_P) = l_L \sin(\theta_P - \alpha) \quad (3.27)$$

$$h_{P0} = l_L \sin(\Theta_{P0}) = l_L \sin(\theta_{P0} - \alpha_0) \quad (3.28)$$

Nelle due equazioni si è tenuto conto dell'ulteriore relazione che lega θ_P e Θ_P , riportata in Eq.(3.29) e che può essere ricavata dallo schema di Figura 3.87.

$$\Theta_P = \theta_P - \alpha \quad (3.29)$$

Questa relazione permette di associare l'orientazione dell'unità di locomozione rispetto al sistema di riferimento fisso (che non può essere misurata durante il funzionamento della carrozzina) con l'angolo relativo tra l'unità di locomozione e

il sotto-telaio PC che invece è noto in quanto imposto dal motore che controlla la rotazione dei portatreni. L'input del meccanismo è quindi l'angolo relativo θ_P .

Una seconda relazione di interesse è quella che permette di legare l'orientazione assoluta del sotto-telaio PC (α) all'angolo θ_P . Lo schema di Figura 3.88 permette di ricavare da semplici relazioni geometriche le Eq.(3.30), (3.31) e (3.32) che permettono di ricavare tale relazione.

Queste espressioni permettono quindi di ricavare per ogni valore del parametro di input θ_P l'orientazione del sotto-telaio PC una volta noti i parametri del meccanismo l_L, l_{PC}, h_C . La lunghezza del braccio dell'unità di locomozione (l_L) è stata scelta nel paragrafo 3.3.1 da considerazioni relative all'altezza del massimo ostacolo superabile. Il meccanismo a camma dovrà compensare le oscillazioni del sotto-telaio PC andando a variare l'alzata angolare del bilanciere RC. Tanto più piccole sono le oscillazioni in ingresso al meccanismo, tanto minore sarà l'alzata angolare da generare e quindi sarà più semplice il processo di sintesi del profilo della camma. L'analisi delle oscillazioni del telaio in funzione delle dimensioni della struttura della carrozzina è stata analizzata nel paragrafo 3.3.4. Lo schema di riferimento è quello di Figura 3.58 mentre i risultati quantitativi dell'analisi sono stati proposti in Figura 3.53. Riassumendo, le oscillazioni minime si ottengono imponendo il valore l_{PC} massimo possibile compatibilmente con gli ingombri massimmi ammessi e scegliendo il valore $h_C = \frac{3}{4}l_L$ che rappresenta la condizione ottimale così come indicato in Eq.(3.23).

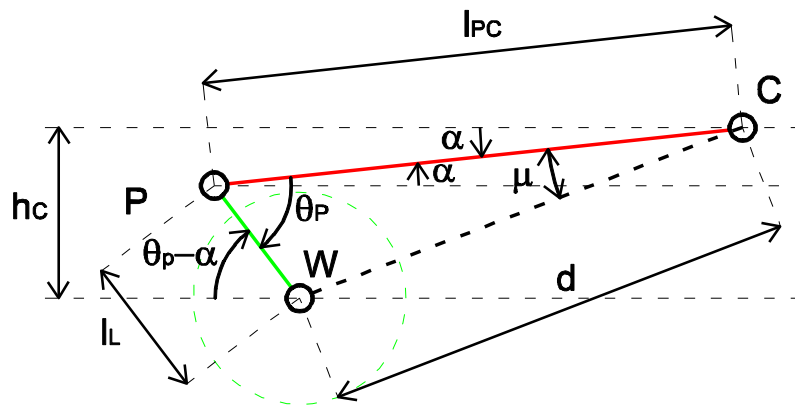


Figura 3.88 – Schema per il calcolo dell'orientazione del sotto-telaio PC rispetto al sistema di riferimento fisso (α) a partire dal valore dell'angolo θ_P

$$d(\theta_P) = \sqrt{l_{PC}^2 + l_L^2 - 2l_{PC}l_L \cos \theta_P} \quad (3.30)$$

$$\mu(\theta_P) = \sin^{-1} \left(\frac{l_L}{d} \sin \theta_P \right) \quad (3.31)$$

$$\alpha = \sin^{-1}\left(\frac{h_c}{d}\right) - \mu \quad (3.32)$$

Con la scelta fatta per il parametro h_c l'intera sequenza di superamento del singolo scalino può essere rappresentata come in Figura 3.89 in cui sono raffigurate le configurazioni iniziale (indicata con pedice 0), intermedia (indicata con un apice) e finale (indicata con un doppio apice).

La sequenza si completa con una rotazione di 120° dell'unità di locomozione. Con la scelta ottimale di h_c la massima e minima orientazione del sotto-telaio PC rispetto al sistema di riferimento fisso sono uguali in modulo e opposte in segno per cui $\Delta\alpha = 2\alpha_0$.

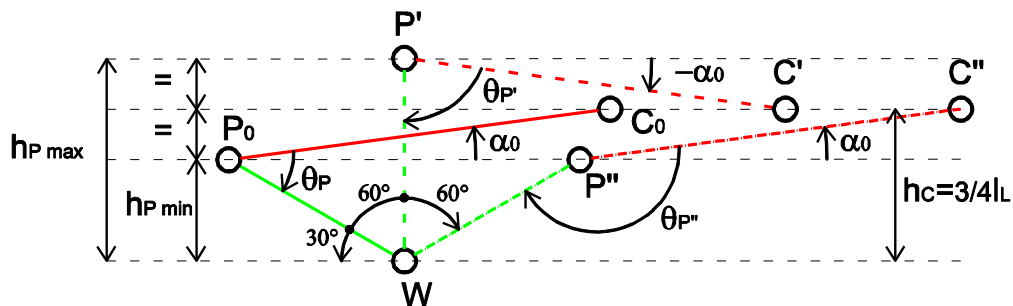


Figura 3.89 – Rappresentazione del meccanismo durante la sequenza di superamento del singolo scalino nelle configurazioni iniziale, intermedia e finale, con la scelta ottimale del parametro h_c

In Figura 3.90 è riportato un andamento qualitativo per l'angolo α al variare della posizione relativa θ_P tra le unità di locomozione e il sotto-telaio PC.

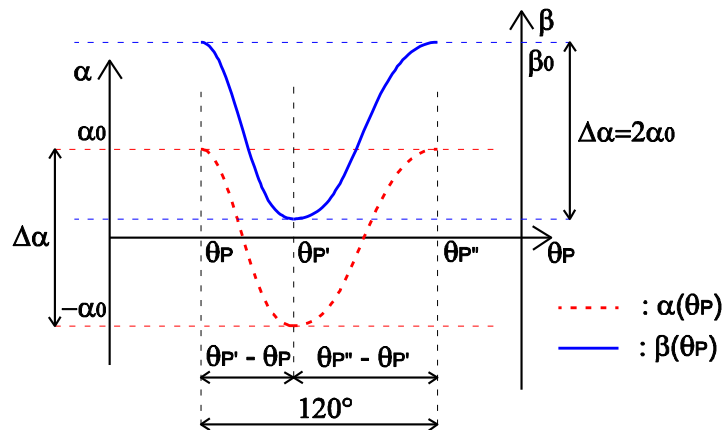


Figura 3.90 – Rappresentazione qualitativa delle curve $\alpha(\theta_P)$ e $\beta(\theta_P)$

Un primo aspetto interessante che si può ricavare dal grafico proposto riguarda la asimmetria della curva $\alpha(\theta_P)$ che può essere analizzata facendo riferimento allo schema di Figura 3.89. Il massimo valore per h_P , cioè il minimo valore per α si

ottiene dopo una rotazione di $\Delta\theta_p = 60^\circ$ rispetto alla configurazione iniziale. In questa condizione il valore dell'angolo relativo tra unità di locomozione e sotto-telaio PC (θ'_p) è dato dall'Eq.(3.33).

$$\theta'_p = \theta_{p0} + 60^\circ - 2\alpha_0 \quad (3.33)$$

Questo significa che a fronte di una rotazione assoluta dell'unità di locomozione di 60° la rotazione relativa rispetto al sotto-telaio PC sarà di ampiezza minore. La sequenza di superamento scalino si conclude dopo una rotazione di 120° come indicato nell'Eq.(3.34). Nel secondo tratto quindi, a fronte di una rotazione assoluta dell'unità di locomozione sempre di 60° , la variazione dell'angolo relativo θ_p sarà più ampia come espresso dall'Eq.(3.35). Queste considerazioni giustificano l'asimmetria del grafico di Figura 3.90.

$$\theta''_p - \theta_{p0} = 120^\circ \quad (3.34)$$

$$\theta''_p = \theta'_p + 60^\circ + 2\alpha_0 \quad (3.35)$$

Sempre in Figura 3.90 è rappresentato anche l'andamento qualitativo dell'angolo β . Il valore iniziale β_0 coincide con il valore massimo ed è un ulteriore parametro libero nella sintesi del meccanismo a camma. A partire dal valore iniziale la variazione dell'angolo β dovrà essere uguale e opposta alla variazione dell'angolo α per ottenere un moto di pura traslazione per l'utente. Una volta definito l'andamento di $\alpha(\theta_p)$, l'andamento $\beta(\theta_p)$ può essere ottenuto tramite le espressioni di Eq.(3.36).

$$\begin{cases} \Delta\beta = \beta(\theta_p) - \beta_0 \\ \Delta\alpha = \alpha(\theta_p) - \alpha_0 \\ \Delta\beta = \Delta\alpha \end{cases} \rightarrow \beta(\theta_p) = \beta_0 - \Delta\alpha = \beta_0 - \alpha(\theta_p) + \alpha_0 \quad (3.36)$$

Il parametro β_0 , cioè il valore dell'angolo β nella configurazione iniziale, è un parametro libero che influenza la dimensione e la forma del profilo finale della camma. Come gli altri parametri che definiscono la struttura del meccanismo sarà oggetto di un processo di ottimizzazione che verrà descritto nel corso del paragrafo. Un primo vincolo che può essere estratto dal grafico di Figura 3.90 riguarda il valore minimo di β_0 che deve necessariamente essere più grande di $\Delta\alpha$ per non raggiungere in nessuna configurazione un valore negativo di β che corrisponderebbe a un raggio della camma minore di zero.

Una volta chiariti questi aspetti preliminari si può procedere con la descrizione del processo di sintesi del profilo primitivo della camma. In Figura 3.91 sono mostrate due configurazioni del meccanismo nell'inversione cinematica ottenuta mantenendo fissa l'unità di locomozione. La configurazione con pedice zero

rappresenta la configurazione iniziale, mentre la configurazione indicata con un apice rappresenta una generica configurazione di funzionamento. Nell'inversione cinematica proposta, l'unità di locomozione è fissa mentre il sotto-telaio PC ruota attorno alla cerniera P anch'essa fissa. Partendo da un valore iniziale θ_{P0} , l'angolo relativo tra unità di locomozione e sotto-telaio PC nella generica configurazione assume il valore θ'_P avendo ruotato di un angolo $\Delta\theta_P = \theta'_P - \theta_{P0}$. Anche il sotto-telaio RC ruota attorno alla cerniera fissa P ma allo stesso tempo ruota anche attorno alla cerniera mobile C, modificando il valore dell'angolo β in accordo con la funzione $\beta(\theta_P)$ necessaria per mantenere costante l'orientazione del sedile della carrozzina rispetto al terreno. Sotto queste ipotesi, la traiettoria descritta dal punto R attorno a P definisce il profilo primitivo della camma. Tale profilo può essere descritto in coordinate polari (h_{CAM}, δ) rispetto al sistema di riferimento $X_{PPY_{PP}}$ solidale all'unità di locomozione, centrato in P e con asse x allineato al braccio P_0W come descritto in Figura 3.12.

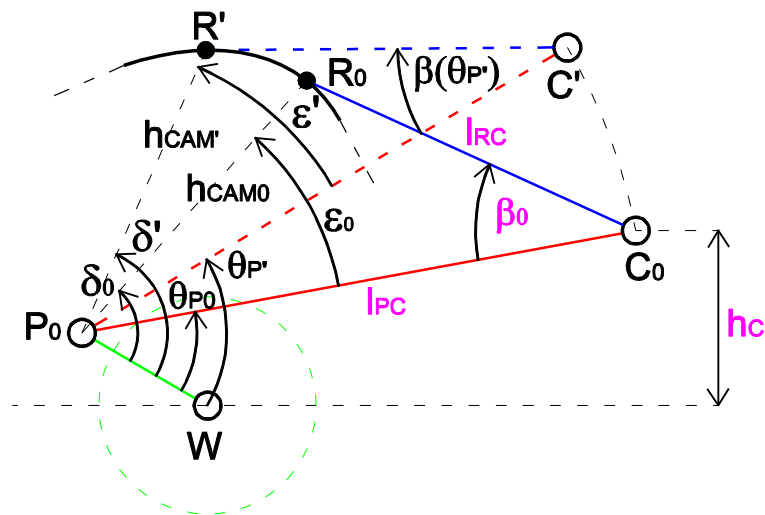


Figura 3.91 – Schema di riferimento per la definizione del profilo della camma a partire dalla funzione $\beta(\theta_P)$ necessaria per mantenere costante l'assetto della sedia

Tramite considerazioni geometriche sullo schema di Figura 3.91 è possibile ottenere le espressioni di Eq.(3.37), (3.38) e (3.39) che permettono di definire le coordinate del profilo della camma una volta noti i parametri che descrivono la geometria del meccanismo e la struttura della carrozzina.

$$h_{CAM} = \sqrt{l_{PC}^2 + l_{RC}^2 - 2l_{PC}l_{RC} \cos \beta} \quad (3.37)$$

$$\varepsilon = \sin^{-1} \left(\frac{l_{RC}}{h_{CAM}} \sin \beta \right) \quad (3.38)$$

$$\delta = \varepsilon + \theta_p \quad (3.39)$$

I parametri che influenzano globalmente la geometria del profilo della camma sono:

- l_{PC} : lunghezza del sotto-telaio PC;
- l_{RC} : lunghezza del sotto-telaio RC;
- β_0 : valore dell'angolo relativo tra i due sotto-telai PC e RC nella configurazione iniziale;
- h_C : distanza della cerniera C da una retta parallela alla retta tangente alla scala e passante per W, centro della ruota dell'unità di locomozione in appoggio sulla scala.

I parametri h_C e l_{PC} determinano l'entità delle oscillazioni del telaio. Questo aspetto è stato già trattato e si è arrivati a definire un valore ottimale almeno per il parametro h_C . I parametri l_{RC} , l_{PC} e β_0 influenzano invece la geometria e le proprietà del profilo della camma a parità di ampiezza delle oscillazioni della carrozzina ($\Delta\alpha$).

Nel seguito del paragrafo verrà analizzato come questi tre parametri influenzano il profilo primitivo della camma e le sue proprietà, in particolar modo per quanto riguarda la trasmissione del moto. I risultati di questa analisi parametrica saranno utilizzati per scegliere il profilo ottimale che garantisca un'efficace trasmissione del moto ed ingombri contenuti.

In Figura 3.92 il meccanismo è rappresentato in un'altra inversione cinematica in cui il sotto-telaio PC è fisso e orizzontale, l'unità di locomozione e la camma ad essa solidale ruotano attorno alla cerniera fissa P e il sotto-telaio RC oscilla attorno all'altra cerniera fissa C.

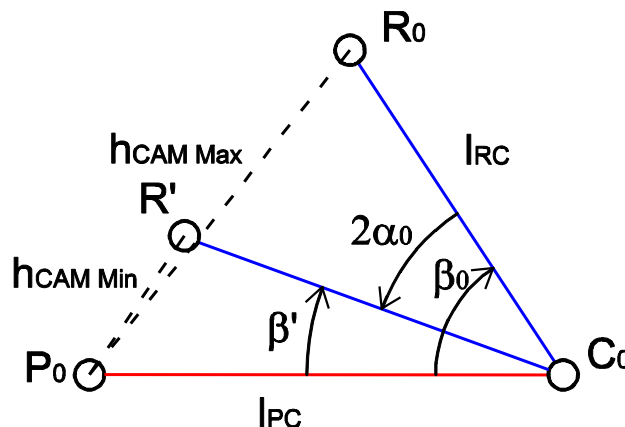


Figura 3.92 – Generica rappresentazione del meccanismo a camma e bilanciere nelle due configurazioni che corrispondono al massimo e al minimo raggio della camma

In Figura 3.92 sono rappresentate due configurazioni: quella iniziale indicata con pedice zero in cui h_{CAM} è al valore massimo e quella indicata con un apice che corrisponde alla configurazione associata al massimo valore di h_p , che coincide anche con la condizione in cui $\Delta\alpha$ è massimo (pari a $2\alpha_0$) e β e h_{CAM} sono minimi. Le due configurazioni definiscono quindi il campo di mobilità del bilanciere. La rappresentazione proposta in Figura 3.92 può essere associata alla generica rappresentazione di un meccanismo a camma e punteria oscillante, per cui possono essere applicate le relazioni e le formule note dalla letteratura relative alla sintesi di meccanismi a camma. Inoltre in questa rappresentazione si perde la dipendenza dal parametro h_C che è già stato ottimizzato e non rientra quindi nell'ambito dell'analisi parametrica che si vuole sviluppare.

Gli altri parametri del meccanismo oggetto dell'analisi parametrica (l_{PC} , l_{RC} e β_0) possono essere ridefiniti attraverso grandezze adimensionali definite in Eq.(3.40), in modo da aumentare la generalità della trattazione.

$$\begin{cases} R = \frac{l_{RC}}{l_{PC}} \\ I = \frac{l_{PC}}{l_L} \\ \beta_0 \end{cases} \quad (3.40)$$

I parametri R e β_0 modificano la forma e le dimensioni del profilo della camma mentre il parametro I influisce sulla dimensione del meccanismo rispetto alla lunghezza del braccio dell'unità di locomozione definendo quindi un fattore di scala per la camma. In Figura 3.93 è proposto il confronto tra due generici meccanismi al variare del valore di β_0 mantenendo costanti i valori di I e R . In Figura 3.94 invece lo stesso confronto è ottenuto incrementando il valore di R a parità degli altri parametri.

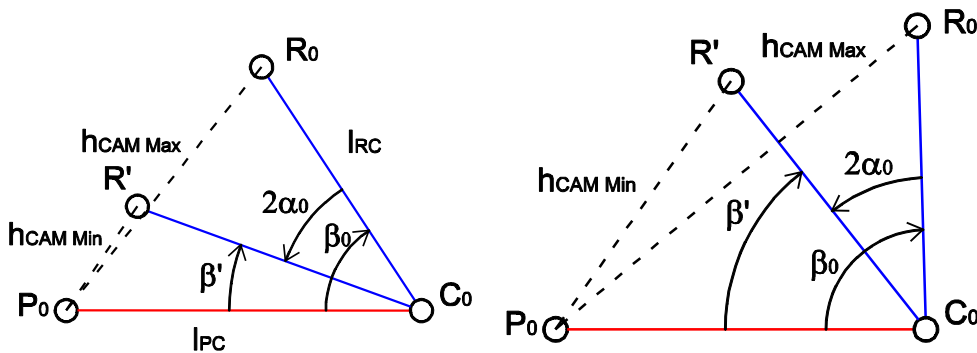


Figura 3.93 – Effetto del parametro β_0 sulle dimensioni del profilo della camma

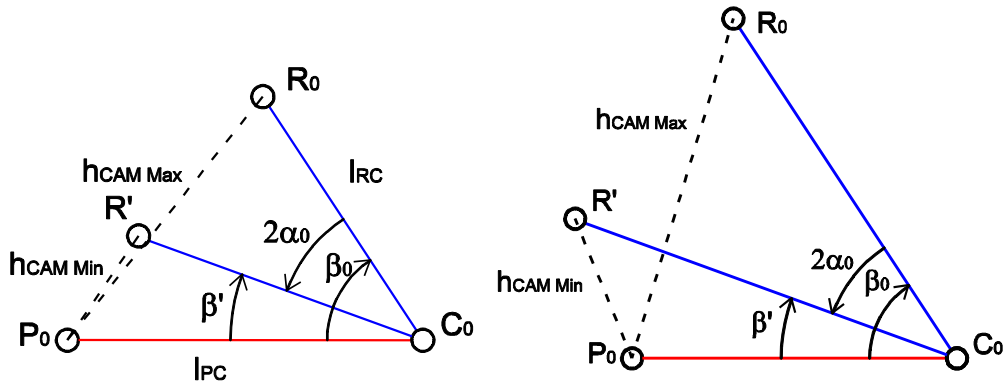


Figura 3.94 – Effetto del parametro R sulle dimensioni del profilo della camma

In entrambi i casi le dimensioni e la posizione del profilo della camma rispetto al sotto-telaio PC cambiano anche sensibilmente e questo aspetto evidenzia la necessità di effettuare un'analisi parametrica per individuare la combinazione di parametri più appropriata.

Per approfondire l'effetto dei parametri del meccanismo anche sulle prestazioni del profilo della camma e non solamente sulla sua geometria, è necessario introdurre ulteriori grandezze, in particolare risulta importante valutare l'andamento dell'angolo di pressione (θ_{PRESS}). Infatti l'angolo di pressione descrive l'inclinazione della forza scambiata tra camma e bilanciere; è quindi conveniente avere un valore più piccolo possibile per evitare il rischio di impuntamento del meccanismo e per limitare la potenza necessaria al sistema di attuazione.

Dalla teoria sviluppata per la sintesi di meccanismi a camma [49] si possono ricavare le Eq.(3.41)-Eq.(3.44) che permettono di calcolare l'ampiezza dell'angolo di pressione e il raggio di curvatura del profilo primitivo della camma.

$$\theta_{PRES} = \frac{\pi}{2} - \beta - \phi \quad (3.41)$$

$$\tan \phi = \frac{l_{RC} \sin \beta (1 - y')}{l_{PC} - l_{RC} \cos \beta (1 - y')} = \frac{\sin \beta (1 - y')}{1/R - \cos \beta (1 - y')} \quad (3.42)$$

$$\rho = \frac{l_{PC} - l_{RC} \cos \beta (1 - y')}{(1 + \phi') \cos \phi} \quad (3.43)$$

$$\phi' = \frac{l_{RC}(1 - y')y' \cos(\beta + \phi) - l_{RC}y'' \sin(\beta + \phi)}{l_{PC} \cos \phi - l_{RC}(1 - y') \cos(\beta + \phi)} \quad (3.44)$$

Nelle espressioni riportate sopra si fa riferimento alla generica funzione dell'alzata angolare y e alle sue derivate prime (y') e seconde (y''). Nel caso in esame queste tre funzioni sono indicate rispettivamente in Eq.(3.45), Eq.(3.46) e Eq.(3.47).

$$y = \beta(\theta_P) \quad (3.45)$$

$$y' = \frac{dy}{d\theta_P} = \frac{d\beta}{d\theta_P} = \frac{d(\beta_0 + \alpha - \alpha_0)}{d\theta_P} = \frac{d\alpha}{d\theta_P} \quad (3.46)$$

$$y'' = \frac{d^2y}{d\theta_P^2} = \frac{d^2\alpha}{d\theta_P^2} \quad (3.47)$$

Per evitare fenomeni di impuntamento, è necessario assicurare che il massimo valore per l'angolo di pressione sia inferiore ad un valore limite. In letteratura viene indicato che per camme a bilanciere in cui i fenomeni di attrito sono meno critici rispetto alle camme a punteria traslante, il massimo valore dell'angolo di pressione durante la fase di salita deve essere minore di 45° - 50° [49]. Nella applicazione di carrozzina montascale proposta in questa tesi, l'unità di locomozione e quindi la camma ad essa solidale, può ruotare in entrambe le direzioni a seconda che la carrozzina sia in fase di salita o di discesa scale. Facendo quindi riferimento alla Figura 3.90, entrambe le fasi di oscillazione del bilanciere possono essere fasi di salita o discesa rispetto al funzionamento del meccanismo a camma. Da queste considerazioni si può quindi ricavare la condizione di progetto espressa in Eq.(3.48) in cui il vincolo dell'angolo di pressione è dato in termini di valore assoluto dovendo limitarne sia i valori negativi che quelli positivi.

$$\max(|\theta_{PRESS}|) \leq 45^\circ \div 50^\circ \quad (3.48)$$

Come considerazione generale, l'angolo di pressione diminuisce all'aumentare della dimensione della camma. Per ridurre il numero di parametri liberi e semplificare quindi l'analisi parametrica del meccanismo, può essere conveniente fissare il raggio massimo del profilo della camma al massimo valore ammissibile compatibilmente con la dimensione dell'unità di locomozione e con questioni legate all'interferenza tra la camma e gli spigoli dei gradini. Come si osserva in Figura 3.92 la condizione di raggio massimo della camma ($h_{CAM Max}$) si ottiene nella configurazione iniziale quando il valore di β assume il valore massimo pari a β_0 . In questa configurazione, dallo schema di Figura 3.92, si può ricavare l'espressione di Eq.(3.49) che permette di legare il raggio massimo del profilo della camma agli altri parametri del meccanismo.

$$h_{CAM Max}^2 = l_{PC}^2 + l_{RC}^2 - 2l_{PC}l_{RC} \cos \beta_0 \quad (3.49)$$

Introducendo nell'Eq.(3.49) i parametri adimensionali introdotti nell'Eq.(3.40) si ottiene l'espressione di Eq.(3.50) in cui si è ulteriormente introdotto il parametro adimensionale D ottenuto dal rapporto tra il raggio massimo della camma ($h_{CAM Max}$) e la lunghezza del braccio dell'unità di locomozione come espresso dall'Eq.(3.51). Tale parametro rappresenta quindi il rapporto tra la massima dimensione del profilo della camma rispetto alla dimensione dell'unità di locomozione

$$\frac{D^2}{I^2} = R^2 - 2R \cos \beta_0 + 1 \quad (3.50)$$

$$D = \frac{h_{CAM Max}}{l_L} \quad (3.51)$$

L'Eq.(3.50) vincola quindi la libera scelta di uno tra i parametri R, I e β_0 imponendo che il raggio massimo del profilo della camma assuma un particolare valore $h_{CAM Max}$ o in maniera equivalente imponendo uno specifico valore del parametro D .

In particolare, si è scelto di lasciare libera la scelta dei parametri R e I per cui, una volta scelto il valore più appropriato per D , il relativo valore per β_0 può essere ricavato tramite l'Eq.(3.52) ottenuta invertendo l'espressione di Eq.(3.50).

$$\beta_0 = \cos^{-1} \left(\frac{R^2 + 1 - D^2/I^2}{2R} \right) \quad (3.52)$$

Dall'analisi dell'espressione di Eq.(3.52) si può osservare che la scelta di imporre il valore massimo del raggio della camma, cioè il valore di D , non è compatibile con la scelta di ogni possibile coppia di parametri R ed I . In altre parole non tutte le terne di parametri liberi D, R ed I sono ammissibili. Infatti, l'argomento della funzione arcocoseno in Eq.(3.52) deve essere compreso tra -1 ed 1 ed inoltre, come già detto in precedenza relativamente alla Figura 3.90, il minimo valore accettabile per β_0 deve essere maggiore di $2\alpha_0$ in modo da ottenere valori di β sempre positivi in ogni configurazione di funzionamento. Queste due ulteriori considerazioni permettono di definire un ulteriore vincolo progettuale espresso dall'Eq.(3.53).

$$\begin{cases} 2\alpha_0 < \cos^{-1} \left(\frac{R^2 + 1 - D^2/I^2}{2R} \right) \\ -1 \leq \frac{R^2 + 1 - D^2/I^2}{2R} \leq 1 \end{cases} \quad (3.53)$$

Una volta scelto liberamente il valore per D , l'Eq.(3.53) può essere vista come un vincolo per la libera scelta di uno tra gli altri due parametri R o I . Si è preferito lasciare libera la scelta del parametro I che definisce la dimensione del meccanismo e limitare piuttosto l'intervallo di valori ammissibili per il parametro R .

La procedura di scelta dei parametri del meccanismo descritta fino ad ora può essere riassunta nel diagramma di flusso riportato in Figura 3.95. Una volta individuato un set di parametri, il relativo profilo primitivo della camma può essere ottenuto tramite le Eq.(3.37)-Eq.(3.39) mentre l'andamento dell'angolo di pressione può essere ricavato tramite le Eq.(3.41)-Eq.(3.47). La verifica dell'ammissibilità del profilo ottenuto viene effettuata valutando se l'andamento dell'angolo di pressione ottenuto soddisfa la condizione di progetto espressa nell'Eq.(3.48).

Una camma con un profilo ammissibile soddisfa quindi il requisito sul valore massimo dell'angolo di pressione ed ha un raggio massimo pari al valore $h_{CAM Max}$ scelto inizialmente.

Per effettuare delle scelte ottimali all'interno dell'algorithm di sintesi proposto, è necessario analizzare l'effetto di ciascun parametro sulle prestazioni del profilo della camma. Questo sarà quindi l'obiettivo dell'analisi parametrica che verrà condotta nel seguito di questo paragrafo.

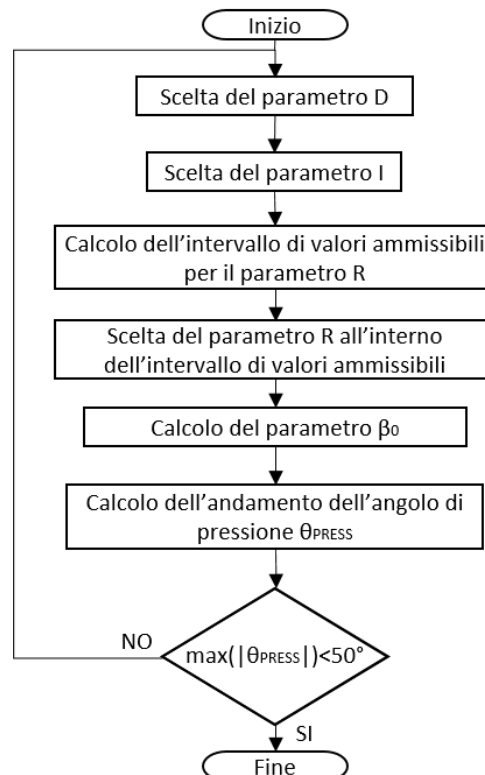


Figura 3.95 – Diagramma di flusso proposto per la scelta dei parametri, la sintesi e la verifica di ammissibilità del profilo primitivo della camma

La prima scelta riguarda il valore del parametro D . In generale si può osservare che valori più elevati, cioè camme di dimensioni maggiori, riducono il valore dell'angolo di pressione anche se aumentano pesi, ingombri e quindi possibili problemi di interferenza con i gradini durante la salita scale. Una possibile scelta ragionevole potrebbe essere ottenuta con $D=1$, cioè fissando il valore del massimo raggio del profilo della camma uguale alla lunghezza del braccio dell'unità di locomozione. Questa scelta permette di ottenere una camma sufficientemente grande ma allo stesso tempo assicura di avere un ingombro accettabile senza rischio di interferenza con la scala.

Una volta fissato il valore di D , l'effetto degli altri parametri può essere valutato applicando la metodologia proposta nel diagramma di flusso di Figura 3.95.

In Figura 3.96 sono rappresentati alcuni esempi di profili primitivi adimensionali per la camma, ottenuti per diverse combinazioni dei parametri R , β_0 e I , avendo imposto la condizione $D=1$.

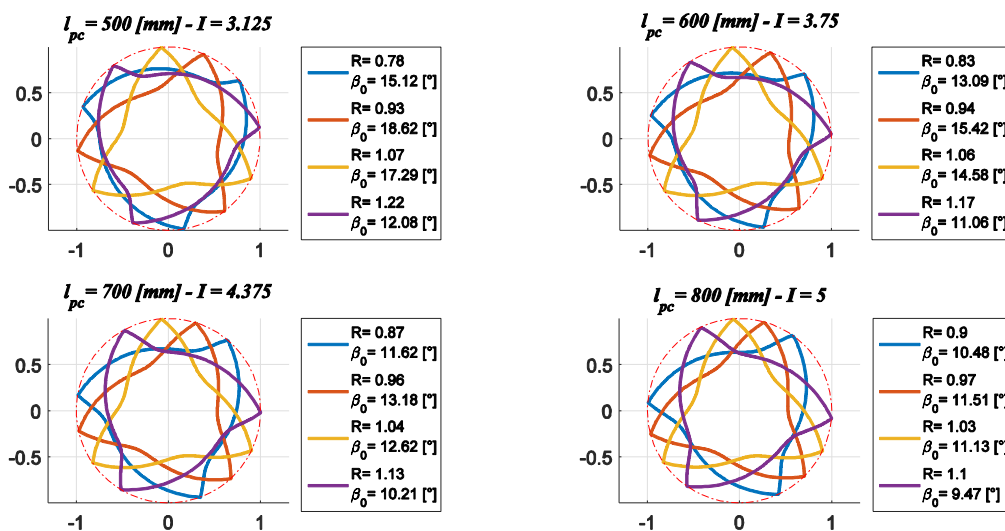


Figura 3.96 – Profili primitivi adimensionali per la camma, ottenuti con diverse combinazioni dei parametri R , β_0 , I e imponendo $D=1$

Analizzando i risultati ottenuti si può evidenziare una marcata differenza tra i profili i quali appaiono molto sensibili alla variazione dei parametri del meccanismo per quanto riguarda la forma e l'orientazione rispetto all'unità di locomozione. Un'altra osservazione importante riguarda la forma dei profili primitivi ottenuti. Indipendentemente dalla terna di parametri, si può osservare che ogni profilo è costituito da tre curve identiche. Questo è legato al fatto che l'input per la sintesi del profilo della camma è la sequenza di superamento di un singolo scalino che avviene con una rotazione di 120° dell'unità di locomozione e quindi della camma.

Il corrispondente profilo primitivo si svilupperà in 120° e, di conseguenza, l'intero profilo della camma sarà la giustapposizione di tre profili identici che corrispondono a 360° di rotazione dell'unità di locomozione e quindi al superamento di 3 scalini.

In Figura 3.97 è riportato invece l'andamento dell'angolo di pressione durante una sequenza di superamento scalino in funzione dell'angolo relativo tra sotto-telaio PC e unità di locomozione (funzione $\theta_{PRESS}(\theta_P)$) per le stesse combinazioni di parametri utilizzate per ottenere i profili di Figura 3.96. Questa analisi preliminare, condotta per un numero limitato di valori, ha lo scopo di individuare alcune caratteristiche generali riguardo l'influenza dei parametri del meccanismo sull'andamento dell'angolo di pressione.

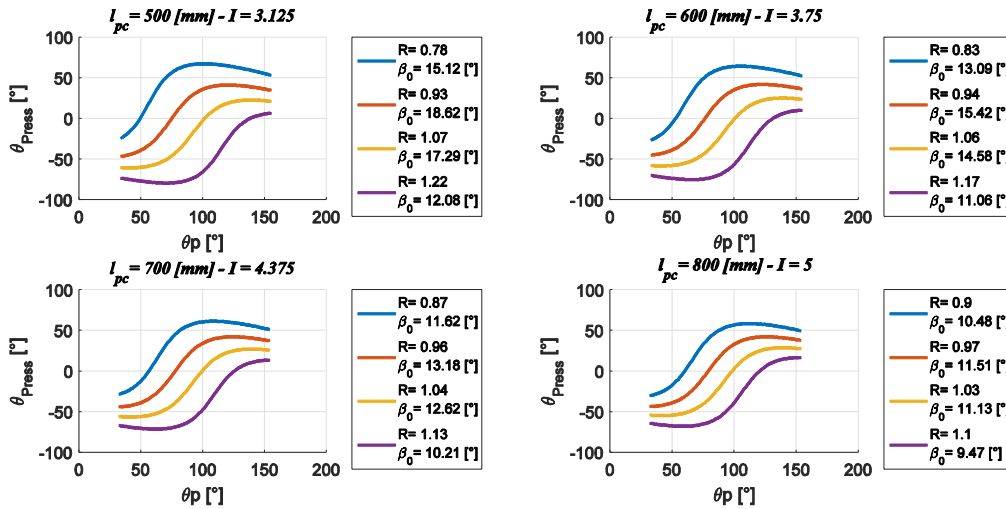


Figura 3.97 – Andamenti dell'angolo di pressione durante la sequenza di salita del singolo scalino, ottenuti con diverse combinazioni dei parametri R , β_0 , I e imponendo $D=1$

Analizzando i grafici di Figura 3.97 si può notare che, al variare dei parametri, le curve cambiano in maniera sensibile. Anche se la forma si mantiene simile, la loro posizione sia rispetto all'asse x che rispetto all'asse y cambia notevolmente, andando a modificare il massimo e minimo valore per l'angolo di pressione.

Per migliorare il dettaglio dell'analisi presentata e per comprendere meglio l'influenza di ciascuno dei parametri sul profilo e sulle proprietà della camma, l'analisi preliminare presentata finora è stata ripetuta incrementando il numero di valori di I (cioè l_{PC}) e R considerati. Inoltre per semplificare la lettura dei risultati si è considerato solo il massimo valore assoluto per l'angolo di pressione ($\max|\theta_{PRESS}(\theta_P)|$) piuttosto che l'intera curva $\theta_{PRESS}(\theta_P)$. I risultati ottenuti sono presentati in Figura 3.98. L'andamento del $\max|\theta_{PRESS}(\theta_P)|$ in funzione di R ha un minimo per ogni valore di I . Il valore di R che corrisponde alle condizioni di

minimo cambia al variare di I ed inoltre anche il minimo valore per $\max|\theta_{PRESS}(\theta_P)|$ varia con il variare di I . Tuttavia tale valore resta comunque compreso tra i 43° e i 45° come si può osservare nel dettaglio di Figura 3.98. In particolare tale valore è lievemente minore per valori più alti del parametro I . In Figura 3.99 è rappresentato invece l'andamento del valore di β_0 calcolato per ogni coppia di valori R e I tramite l'Eq.(3.52). Per ogni curva il valore identificato con un cerchio corrisponde alla condizione di minimo delle corrispondenti curve di Figura 3.98.

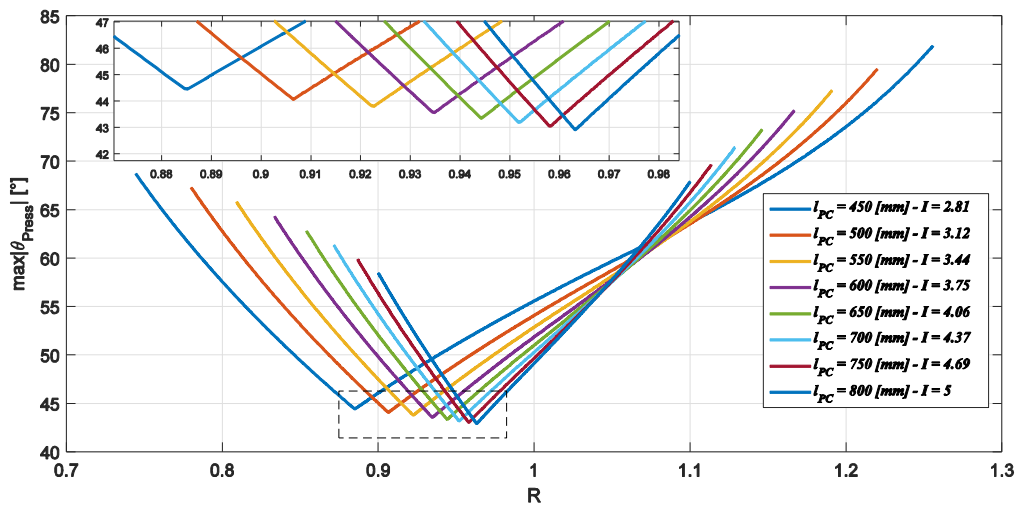


Figura 3.98 – Andamenti del massimo valore assoluto dell'angolo di pressione ($\max|\theta_{PRESS}(\theta_P)|$), ottenuti con diverse combinazioni dei parametri R , I e imponendo $D=1$

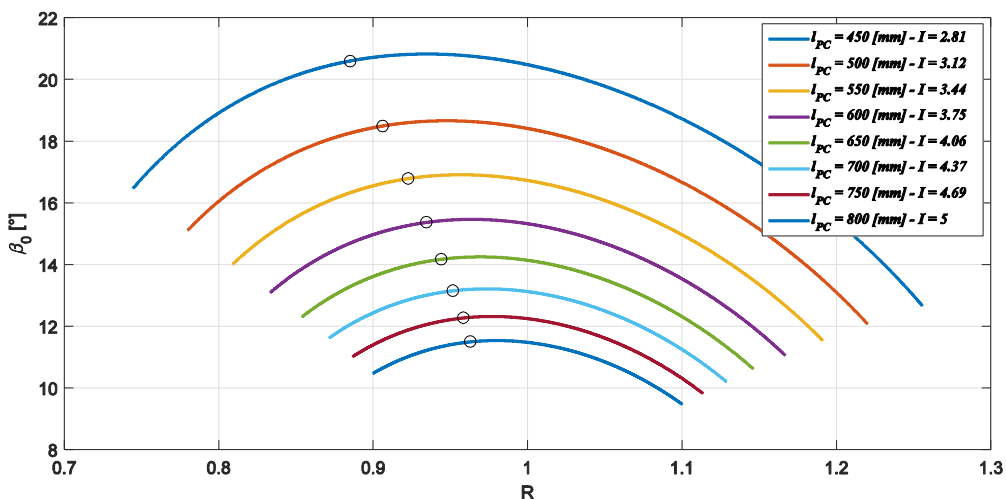


Figura 3.99 – Andamenti del valore dell'angolo β_0 ottenuti con diverse combinazioni dei parametri R , I e imponendo $D=1$. I cerchi individuano le condizioni di minimo della Figura 3.98

In Figura 3.100 sono infine riportati i profili primitivi per le camme ottenute con diversi valori di I e per ciascuno di essi con la coppia di valori R e β_0 che minimizza il valore di $\max|\theta_{PRESS}(\theta_P)|$.

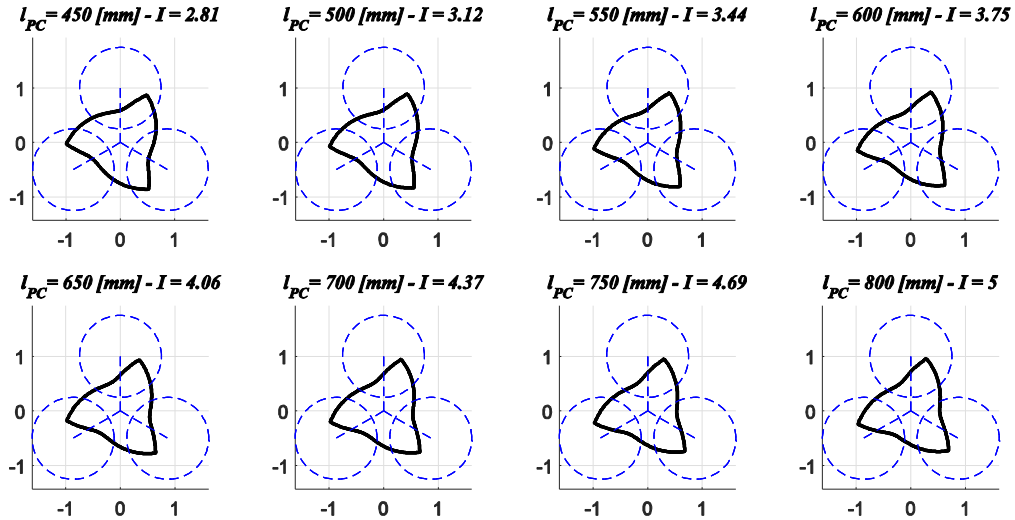


Figura 3.100 – Profili primitivi della camma ottenuti con le coppie ottimali di parametri R e β_0 ottenuti per diversi valori di I e imponendo $D=1$

Si può osservare come tutti i profili abbiano la stessa dimensione in quanto ottenuti imponendo lo stesso valore di $D=1$. Inoltre hanno tutti una forma simile e una simile orientazione rispetto all'unità di locomozione. La scelta del valore ottimale per il parametro I non può quindi essere effettuata valutando il profilo della camma ma necessita di ulteriori considerazioni.

Valori elevati di I sono preferibili per tre ragioni.

1. Considerando scale nominali, la scelta di valori elevati per I cioè valori elevati per l_{PC} , permette di ridurre le oscillazioni del telaio ($\Delta\alpha$) come si può osservare in Figura 3.101. Questa condizione riduce di conseguenza l'alzata angolare richiesta al meccanismo a camma semplificandone la sintesi e riducendo il valore massimo dell'angolo di pressione.
2. Considerando scale non nominali, le oscillazioni residue non compensate dal meccanismo a camma saranno di minore ampiezza per valori di I più alti.
3. Il valore massimo per l'angolo di pressione è più piccolo per valori più elevati di I come si può osservare in Figura 3.98. Questo aspetto tuttavia è meno rilevante rispetto agli altri due.

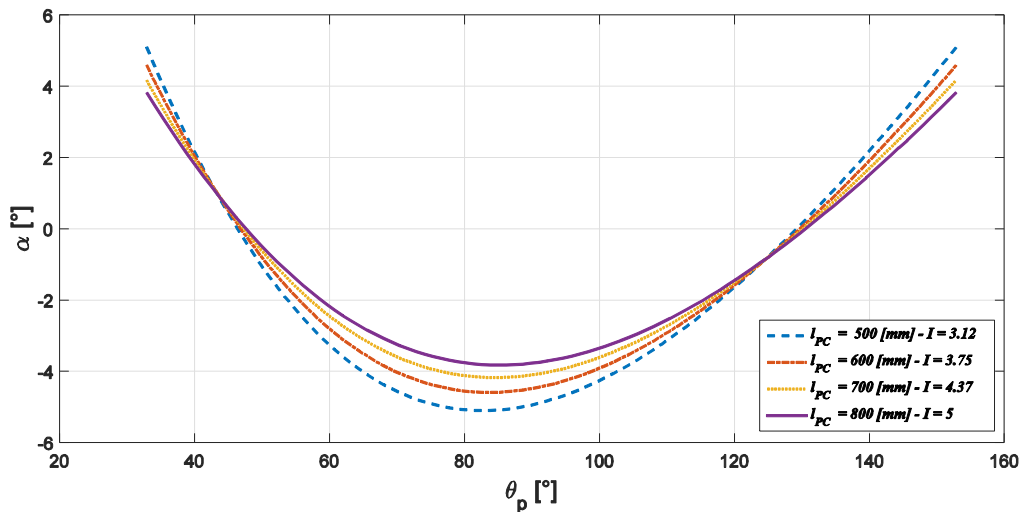


Figura 3.101 – Andamenti delle oscillazioni $\alpha(\theta_p)$ del telaio PC per diversi valori del parametro I

Dalle considerazioni proposte risulta quindi conveniente sotto tutti gli aspetti scegliere un valore di I più elevato possibile compatibilmente con gli ingombri e la dimensione massima ammissibile per la carrozzina.

L'intervallo di valori considerato per il parametro I è stato scelto considerando valori ragionevoli ed accettabili dal punto di vista degli ingombri. Il massimo valore dei parametri I e l_{PC} all'interno dell'intervallo di valori analizzato è riportato in Eq.(3.54).

$$l_{PC} = 800 \text{ mm} \rightarrow I = 5 \quad (3.54)$$

Una volta scelto il valore di I ottimale, gli altri parametri del meccanismo possono essere scelti o ricavati tramite il diagramma di flusso di Figura 3.95. In Tabella 3.12 sono riportati i parametri ottimali per il meccanismo ricavati a partire dalla scelta $D=1$.

Tabella 3.12 – Riepilogo dei parametri ottimali del meccanismo a camma con la scelta di $D=1$

Parametro	l_{PC}	R	l_{RC}	β_0	$\max(\theta_{PRESS})$	I	D
Valore	800 mm	0.96	768 mm	11.5°	43.0°	5	1

Una volta identificati i parametri ottimali del meccanismo è possibile ottenere il profilo primitivo della camma tramite le Eq.(3.37), (3.38) e (3.39) introdotte in precedenza. Il profilo primitivo si ottiene considerando un raggio di rotella nullo. Introducendo un raggio non nullo per la rotella si può ricavare il profilo reale della camma.

Osservando i profili primitivi ottenuti finora si può notare che, indipendentemente dai parametri scelti, il profilo della camma sarà costituito da tre tratti identici con un punto angoloso in corrispondenza dei punti estremi di ciascun tratto come si può osservare in Figura 3.100. Ciò è dovuto alla discontinuità nella derivata della legge delle alzate a sua volta legata alla forma della funzione $\alpha(\theta_p)$ che ha derivate non nulle nei punti iniziali e finali (vedi Figura 3.101). La presenza di punti angolosi nel profilo primitivo della camma non è accettabili in quanto produrrebbe un profilo reale auto intersecante. Per risolvere questo problema è necessario modificare la legge delle alzate $\beta(\theta_p)$ andando a modificare la legge $\alpha(\theta_p)$ che descrive le oscillazioni della carrozzina. In particolare, è stata creata una funzione $\alpha^*(\theta_p)$ utilizzata poi per determinare la legge delle alzate e quindi per sintetizzare il profilo primitivo della camma che risolve il problema correggendo la funzione $\alpha(\theta_p)$ nei tratti iniziali e finali. Facendo riferimento alla Figura 3.102 si può osservare che la funzione $\alpha^*(\theta_p)$ è stata ricavata sostituendo una funzione con derivata iniziale e finale nulla alla curva $\alpha^*(\theta_p)$ nei tratti iniziali e finali, per un intervallo di ampiezza pari al 20% della rotazione totale $\Delta\theta_p$ come indicato in Eq.(3.55).

$$\theta_{P1} - \theta_{Pi} = \theta_{Pf} - \theta_{P2} = 0.2 \cdot (\theta_{Pf} - \theta_{Pi}) \quad (3.55)$$

La scelta dell'ampiezza dell'intervallo sul quale modificare la funzione $\alpha(\theta_p)$ deriva dal compromesso tra due aspetti.

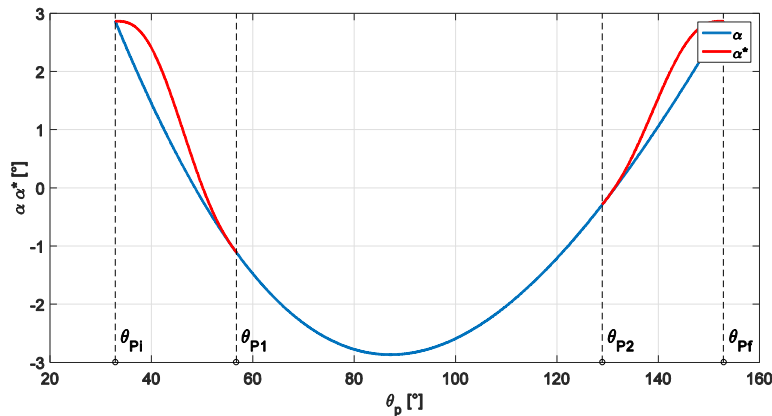


Figura 3.102 – Confronto tra la funzione $\alpha(\theta_p)$ che descrive le oscillazioni reali della carrozzina in funzione della rotazione dell'unità di locomozione e la funzione $\alpha^*(\theta_p)$ necessaria per rimuovere i punti angolosi nel profilo primitivo della camma

Da un lato risulta preferibile avere un intervallo ampio in modo da ridurre il valore massimo della derivata della funzione $\alpha^*(\theta_p)$ riducendo allo stesso tempo il massimo valore della derivata dell'alzata angolare e quindi dell'angolo di pressione. D'altra parte aumentando l'ampiezza di tale intervallo aumenta l'errore dovuto alla sostituzione della funzione $\alpha(\theta_p)$ con $\alpha^*(\theta_p)$ e si incrementa l'entità delle

oscillazioni residue sulla sedia. Infatti, la sostituzione tra le due funzioni genera una non completa compensazione delle oscillazioni della seduta anche nel caso di scale nominali. La funzione $\alpha^*(\theta_p)$ infatti non descrive correttamente l'andamento reale delle oscillazioni del telaio della carrozzina e il profilo della camma ottenuto attraverso tale funzione non sarà quindi in grado di compensare le oscillazioni nei tratti iniziali e finali della sequenza di superamento del singolo scalino. In Figura 3.103 è mostrata l'ampiezza delle oscillazioni residue sulla sedia dovute all'utilizzo della funzione $\alpha^*(\theta_p)$ per la sintesi del profilo.

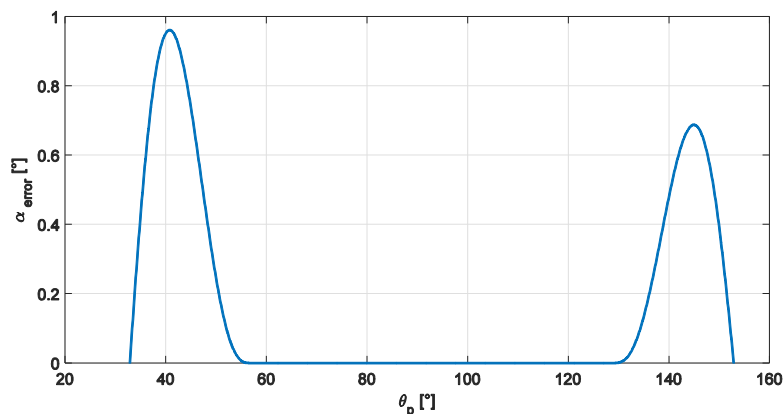


Figura 3.103 – Ampiezza delle oscillazioni residue durante la salita della scala nominale dovute all'utilizzo della funzione $\alpha^*(\theta_p)$ per la sintesi del profilo della camma

L'oscillazione massima dovuta all'utilizzo della funzione $\alpha^*(\theta_p)$ è inferiore ad 1° . Visti i benefici sulla dinamica del meccanismo introdotti dall'approssimazione in relazione al piccolo errore generato sulla compensazione delle oscillazioni, si può ritenere accettabile la soluzione proposta.

La funzione $\alpha^*(\theta_p)$ è stata ottenuta sostituendo ai tratti iniziali e finali della funzione $\alpha(\theta_p)$ due polinomi di quinto ordine, necessari per poter scegliere sei coefficienti con i quali imporre:

- la continuità della curva e delle sue derivate nel bordo interno;
- il valore della curva e delle sue derivate nel bordo esterno.

L'approccio è identico sia per il tratto finale che per quello iniziale e quindi verrà proposto solamente per l'intervallo $[\theta_{p_i} \theta_{p_1}]$, cioè per il primo tratto della funzione. Imponendo le condizioni al contorno descritte in precedenza su un generico polinomio di quinto ordine e in particolare imponendo derivate prima e seconda nulle per la funzione nel punto θ_{p_i} , si può scrivere il sistema lineare di Eq.(3.56). Risolvendo il sistema lineare rispetto ai coefficienti del polinomio è possibile ricavare i valori di $C_1, C_2, C_3, C_4, C_5, C_6$. Ripetendo il procedimento anche nell'intervallo $[\theta_{p_2} \theta_{p_f}]$ si ottiene l'andamento della funzione $\alpha^*(\theta_p)$ dalla quale

si può ricavare l'alzata angolare $\beta^*(\theta_P)$ con la quale ripetere il processo di sintesi del meccanismo a camma.

$$\left\{ \begin{array}{l} C_1\theta_{Pi}^5 + C_2\theta_{Pi}^4 + C_3\theta_{Pi}^3 + C_4\theta_{Pi}^2 + C_5\theta_{Pi} + C_6 = \alpha(\theta_{Pi}) \\ C_1\theta_{P1}^5 + C_2\theta_{P1}^4 + C_3\theta_{P1}^3 + C_4\theta_{P1}^2 + C_5\theta_{P1} + C_6 = \alpha(\theta_{P1}) \\ 5C_1\theta_{Pi}^4 + 4C_2\theta_{Pi}^3 + 3C_3\theta_{Pi}^2 + 2C_4\theta_{Pi} + C_5 = \alpha'(\theta_{Pi}) = 0 \\ 5C_1\theta_{P1}^4 + 4C_2\theta_{P1}^3 + 3C_3\theta_{P1}^2 + 2C_4\theta_{P1} + C_5 = \alpha'(\theta_{P1}) \\ 20C_1\theta_{Pi}^3 + 12C_2\theta_{Pi}^2 + 6C_3\theta_{Pi} + 2C_4 = \alpha''(\theta_{Pi}) = 0 \\ 20C_1\theta_{P1}^3 + 12C_2\theta_{P1}^2 + 6C_3\theta_{P1} + 2C_4 = \alpha''(\theta_{P1}) \end{array} \right. \quad (3.56)$$

In Figura 3.104 è riportato un confronto tra il profilo primitivo ottenuto attraverso la funzione $\alpha(\theta_P)$, che presenta dei punti angolosi in corrispondenza dei vertici della camma, e il profilo primitivo ottenuto a partire dalla funzione $\alpha^*(\theta_P)$ che risulta più regolare e soprattutto continuo anche dal punto di vista della derivata prima e seconda.

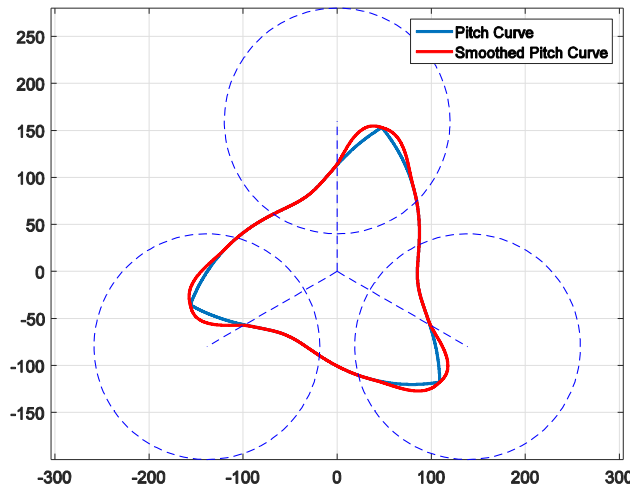


Figura 3.104 – Confronto tra il profilo primitivo ottenuto con la funzione $\alpha^*(\theta_P)$ (in rosso) e il profilo primitivo ottenuto con la funzione $\alpha(\theta_P)$ (in blu)

Una volta ottenuto un profilo primitivo privo di discontinuità nella derivata prima, è possibile ricavare il profilo reale della camma tramite le Eq.(3.57) e (3.58) che possono essere ricavate dalla teoria classica dei meccanismi a camma [49].

$$h_{CAM\ real} = \sqrt{(l_{RC} \sin \beta - R_r \sin \phi)^2 + (l_{PC} - l_{RC} \cos \beta - R_r \cos \phi)^2} \quad (3.57)$$

$$\delta_{real} = \theta_P + \tan^{-1} \frac{l_{RC} \sin \beta - R_r \sin \phi}{l_{PC} - l_{RC} \cos \beta - R_r \cos \phi} \quad (3.58)$$

Il profilo reale della camma può quindi essere descritto in coordinate polari dalla coppia di valori $(h_{CAM\ real}, \delta_{real})$.

Nelle Eq.(3.57) e (3.58), il valore di ϕ può essere ottenuto tramite l'Eq.(3.42), mentre il parametro R_r rappresenta il raggio della rotella che è stato imposto pari a $R_r = 18mm$. In Figura 3.105 il profilo primitivo ottenuto con la funzione $\alpha^*(\theta_p)$ è confrontato con il profilo reale.

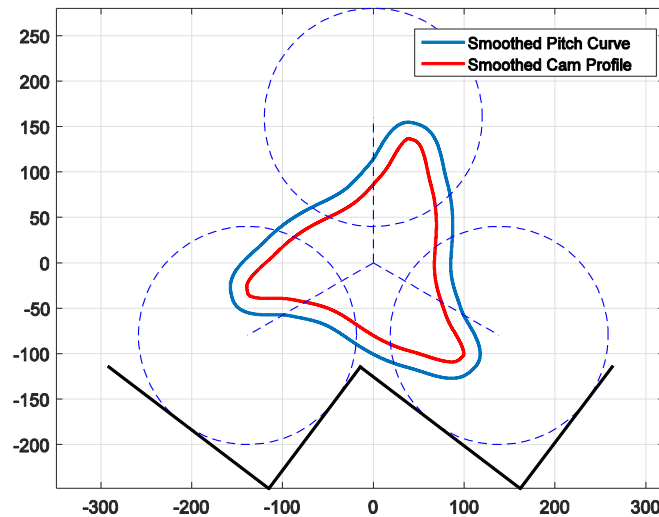


Figura 3.105 – Confronto tra il profilo primitivo (in blu) e il profilo reale (in rosso) ottenuti a partire dalla funzione $\alpha^*(\theta_p)$

L'andamento del raggio di curvatura e dell'angolo di pressione del profilo reale sono riportati in Figura 3.106.

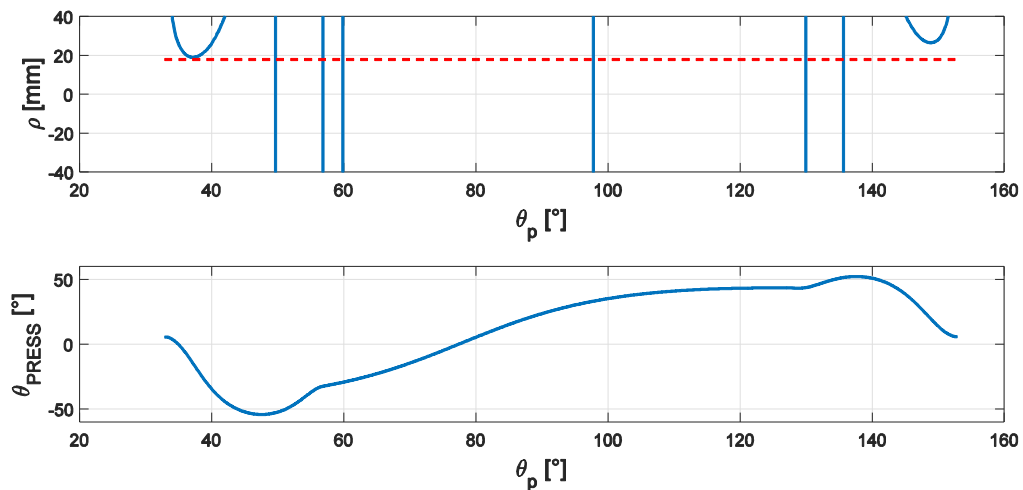


Figura 3.106 – Andamento del raggio di curvatura e dell'angolo di pressione per il profilo reale della camma. La linea tratteggiata indica la dimensione del raggio della rotella

Il valore del raggio di rotella scelto è vicino al massimo valore ammissibile per evitare condizioni di sotto taglio. La condizione da rispettare è data dall'Eq.(3.59) che può essere ricavata dalla letteratura [49].

$$\min(|\rho|) > R_r \quad (3.59)$$

Il valore scelto per il raggio di rotella risulta quindi già ottimizzato in quanto molto vicino al valore limite.

Per quanto riguarda l'andamento dell'angolo di pressione si può osservare che il valore massimo è aumentato rispetto a quanto ricavato in precedenza per il profilo primitivo non raccordato. Ciò è dovuto all'aumento locale della derivata della funzione $\alpha^*(\theta_p)$ rispetto a quella della curva $\alpha(\theta_p)$. Inoltre il valore massimo raggiunto è superiore a 50° che può essere considerato un valore limite come riportato in Eq.(3.48). Il profilo così ottenuto non può quindi essere considerato accettabile e il processo di sintesi va ripetuto partendo da una scelta differente del parametro D come descritto nel diagramma di flusso di Figura 3.95. In particolare, per ridurre il massimo valore dell'angolo di pressione è necessario aumentare la dimensione della camma e quindi scegliere un valore di D maggiore di quello usato nella prima iterazione (D=1).

Un'ultima analisi è stata quindi effettuata per quantificare l'effetto del parametro D sul massimo valore del modulo dell'angolo di pressione del profilo reale della camma. Questa analisi è necessaria per scegliere in maniera appropriata il valore di D con il quale ripetere il processo di sintesi. I risultati sono proposti in Figura 3.107.

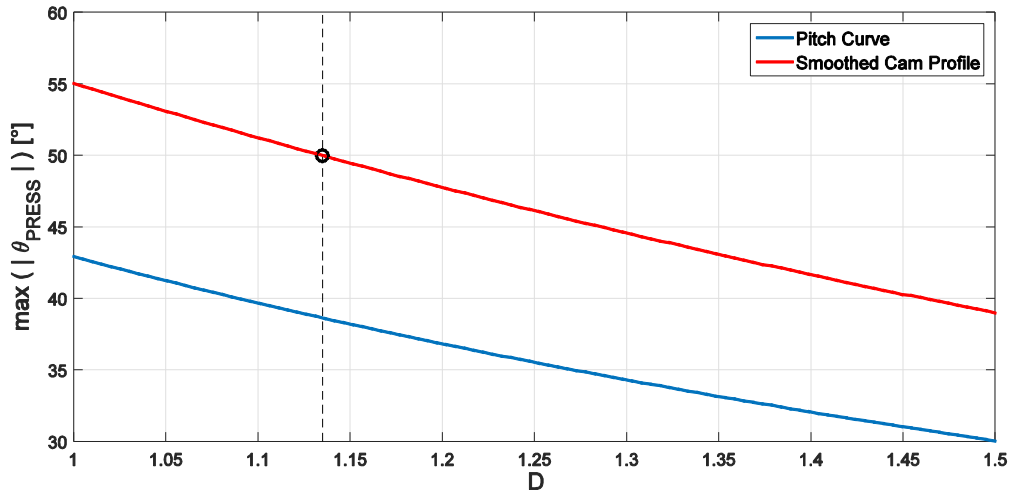


Figura 3.107 – Andamento del massimo valore assoluto per l'angolo di pressione del profilo primitivo (in blu) e del profilo reale (in rosso) al variare del parametro D.

Entrambi i profili sono stati ottenuti a partire dalla funzione $\alpha^*(\theta_p)$

Il massimo valore dell'angolo di pressione diminuisce all'aumentare del valore di D come già noto e si può ulteriormente osservare e quantificare l'incremento dovuto al passaggio dal profilo primitivo al profilo reale raccordato. Per poter ottenere un valore massimo del modulo dell'angolo di pressione pari a 50° , cioè al valore massimo ammissibile, si osserva che è necessario un valore di $D=1.135$.

Con questo valore iniziale e con i valori ottimali per i restanti parametri β_0, R e I scelti attraverso la procedura di ottimizzazione proposta, si è ripetuta la sintesi del profilo della camma e il risultato è mostrato in Figura 3.108.

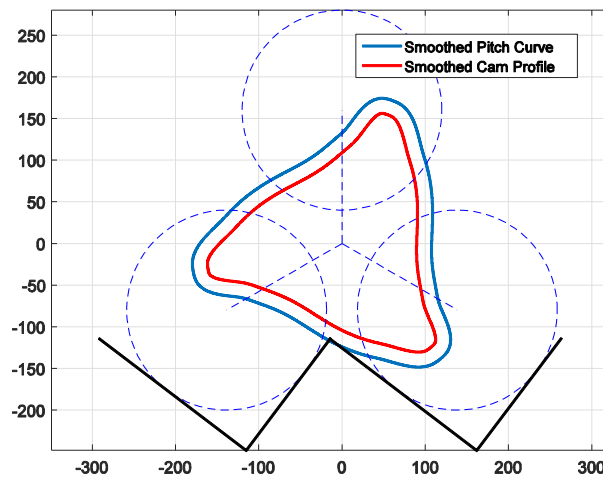


Figura 3.108 – Confronto tra il profilo primitivo e il profilo reale della camma ottenuti imponendo i valori ottimali per i parametri del meccanismo e scegliendo un valore di $D=1.135$. Entrambi i profili sono stati ottenuti a partire dalla funzione $\alpha^*(\theta_P)$

Dalla Figura 3.108 si può osservare che, per quanto riguarda le dimensioni del profilo, la soluzione proposta risulta ancora valida, in particolare per quanto riguarda problematiche di interferenza tra la camma e la scala. In Tabella 3.13 sono riportati i parametri del meccanismo e i valori massimi per l'angolo di pressione nel confronto tra la prima iterazione del processo di sintesi e la soluzione finale.

Tabella 3.13 – Confronto tra i parametri ottimali e le prestazioni del meccanismo a camma ricavati dalla prima iterazione e quelli ricavati come soluzione finale

<i>Parametro</i>	D	l_{PC}	R	l_{RC}	β_0	$\max(\theta_{PRESS})$ profilo primitivo	$\max(\theta_{PRESS})$ profilo reale	I
		mm		mm	°	°	°	
<i>Valori di prima iterazioni</i>	1	800	0.96	768	11.5	43.0	54.14	5
<i>Valori finali</i>	1.13	800	0.95	760	13.1	38.64	50	5

Si può osservare che, anche per quanto riguarda l'angolo di pressione, la soluzione proposta risulta compatibile con i vincoli progettuali.

In Figura 3.109 è infine proposta una sequenza di superamento di un gradino in cui si può osservare il funzionamento del meccanismo a camma.

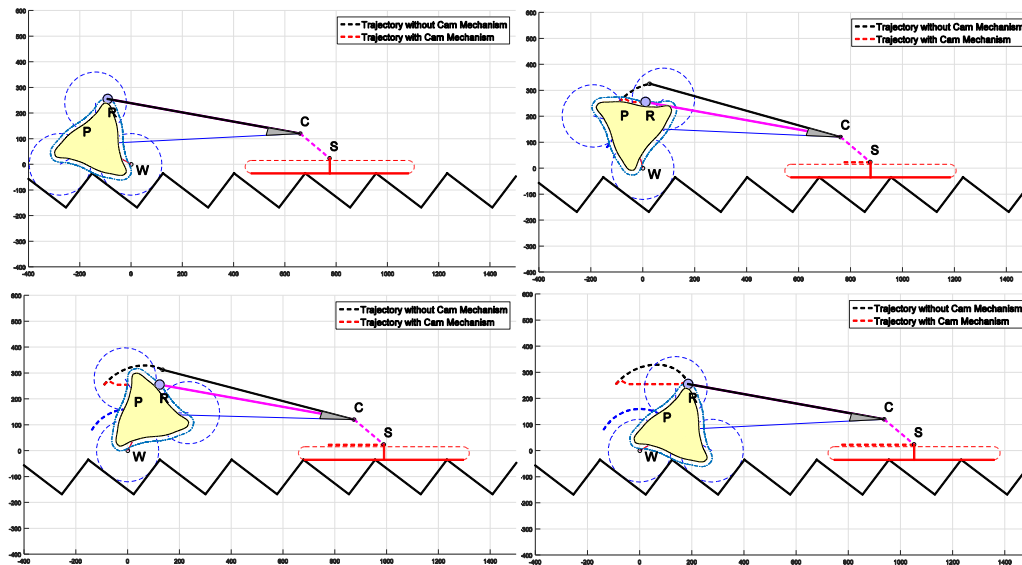


Figura 3.109 – Sequenza di funzionamento del meccanismo a camma ottenuto con il set ottimale di parametri durante il superamento di un gradino

In blu è indicata la traiettoria del centro del portatreno P che, coerentemente con le ipotesi di scala nominale adottate, è costituita solamente da archi di circonferenza centrati nel centro della ruota W. In nero è mostrata la traiettoria del punto R solidale al sotto-telaio RC nel caso in cui l'angolo β non sia controllato. Infine in rosso è indicata la traiettoria del punto R nel caso in cui l'assetto della sedia sia controllato dal meccanismo a camma. Si può osservare che la traiettoria ottenuta per R è in gran parte rettilinea e parallela alla retta tangente alla scala come richiesto dalla progettazione del meccanismo, ad eccezione dei tratti iniziali e finali in cui il profilo reale della camma si discosta da quello teorico a causa del raccordo effettuato per eliminare i punti angolosi del profilo. L'errore rispetto alla traiettoria desiderata in questi tratti è comunque molto limitato rispetto a quello che si ottiene con la traiettoria ottenuta senza controllo assetto e pertanto si può concludere che il meccanismo a camma e bilanciante proposto per il controllo dell'assetto della sedia è in grado di soddisfare gli obiettivi richiesti, regolarizzando il moto di salita della sedia durante la sequenza di salita scale.

La soluzione proposta tuttavia presenta ancora degli aspetti non ottimali che non possono essere migliorati con una scelta differente dei parametri del meccanismo

ma che sono strettamente legati all'architettura scelta. In particolare gli aspetti più critici riguardano:

- dimensione della camma: si è verificata l'assenza di interferenza tra profilo e scala durante la fase di salita, ma la camma scelta risulta essere di dimensioni comparabili con quelle dell'unità di locomozione con conseguenti possibili problemi legati a pesi e ingombri;
- angolo di pressione: si è riuscito a dimensionare opportunamente il meccanismo in modo da ottenere un valore massimo dell'angolo di pressione compreso all'interno di un intervallo di accettabilità. Tuttavia il valore è ancora abbastanza elevato e questo aspetto potrebbe aumentare la coppia richiesta per ottenere la rotazione delle unità di locomozione e l'azionamento del meccanismo a camma;
- dimensioni carrozzina: il profilo ottimale è stato ottenuto scegliendo opportunamente i valori per i parametri del meccanismo ma imponendo di conseguenza vincoli sulle dimensioni della carrozzina. In particolare si è discusso di come la lunghezza del sotto-telaio PC (l_{PC}) debba essere elevata per ottenere un funzionamento ottimale. Il valore di 800mm scelto risulta essere abbastanza elevato e forse eccessivo per gli ingombri accettabili del dispositivo.

In conclusione la soluzione proposta risulta efficace nel controllare l'assetto della sedia ma non ottimale sotto altri punti di vista, specialmente per quanto riguarda le dimensioni del meccanismo.

Per queste ragioni si è deciso di sviluppare una soluzione leggermente diversa per il meccanismo a camma. Analizzando il profilo primitivo ottenuto (vedi Figura 3.108) si è già osservato come questo sia composto dalla giustapposizione di tre curve identiche, in quanto ciascun tratto è stato ottenuto considerando il superamento di un singolo scalino che avviene per 120° di rotazione dell'unità di locomozione. La maggior parte delle considerazioni fatte e dei vincoli sulle dimensioni del profilo e del meccanismo, nascono per limitare il valore massimo dell'angolo di pressione che è fortemente influenzato dall'ampiezza dell'alzata angolare e soprattutto della sua velocità geometrica. La velocità geometrica può essere decisamente ridotta se si definisce il profilo di salita su 360° di rotazione della camma piuttosto che su 120° . Questo può essere ottenuto considerando la camma non più solidale all'unità di locomozione ma solidale ad un albero parallelo alla retta congiungente i centri delle unità di locomozione e che ruota ad una velocità tripla rispetto ai portatreni delle unità. In questo modo si riesce ad accoppiare 120° di rotazione dell'unità di locomozione con una rotazione completa della camma, il cui profilo corrisponderà interamente ad una sequenza di

superamento del gradino. In Figura 3.110.a è rappresentata questa nuova architettura del meccanismo a camma confrontata con quella descritta in precedenza e rappresentata in Figura 3.110.b.

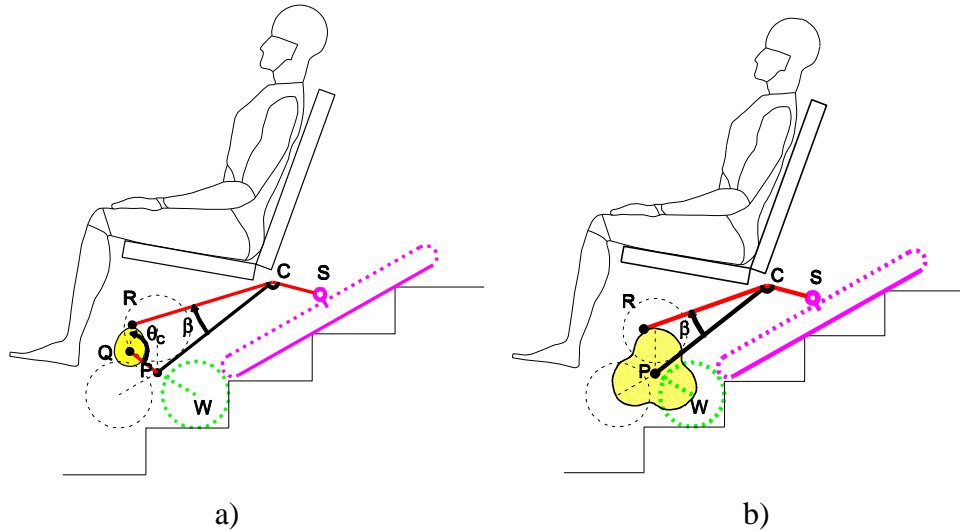


Figura 3.110 – Confronto tra le due architetture proposte per il meccanismo a camma: (a) la camma è solidale ad un albero collegato alla rotazione delle unità di locomozione da una trasmissione che permette di accoppiare 120° di rotazione del portatreno con 360° di rotazione della camma; (b) la camma è solidale alle unità di locomozione

Il principio di funzionamento del meccanismo risulta identico al precedente: il meccanismo a camma e punteria oscillante determina l'angolo relativo tra il sotto-telaio PC e il sotto-telaio RC e se il profilo è correttamente progettato si riesce ad ottenere un moto puramente traslatorio per la sedia. La differente architettura del sistema richiede tuttavia di definire in maniera leggermente diversa gli schemi cinematici e i parametri di progetto del meccanismo come mostrato in Figura 3.111 e Figura 3.112.

Dagli schemi proposti si può osservare che la camma ruota attorno alla cerniera Q solidale al sotto-telaio PC. La posizione del punto Q rispetto al sistema di riferimento $x_{PC}-y_{PC}$ centrato in P e solidale al sotto-telaio PC può essere espressa in coordinate polari dalla coppia di valori (l_{PQ}, α_{PQ}) che rappresentano una coppia di parametri liberi per la sintesi del meccanismo. Il sistema di riferimento x_C-y_C è solidale alla camma e centrato in Q e la sua orientazione relativa rispetto al sotto-telaio PC è espressa dall'angolo θ_C . Come descritto in precedenza si vuole accoppiare un'intera rotazione della camma con una sequenza di salita del gradino e quindi con 120° di rotazione delle unità di locomozione. Deve quindi valere la relazione espressa in Eq.(3.60).

$$\Delta\theta_C = 3\Delta\theta_P \quad (3.60)$$

Costruttivamente questo accoppiamento si può ottenere collegando con un sistema di trasmissione (ad esempio tramite una trasmissione a cinghia dentata) la rotazione delle unità di locomozione e la rotazione dell'albero a cui è solidale la camma, imponendo un rapporto di trasmissione 1:3.

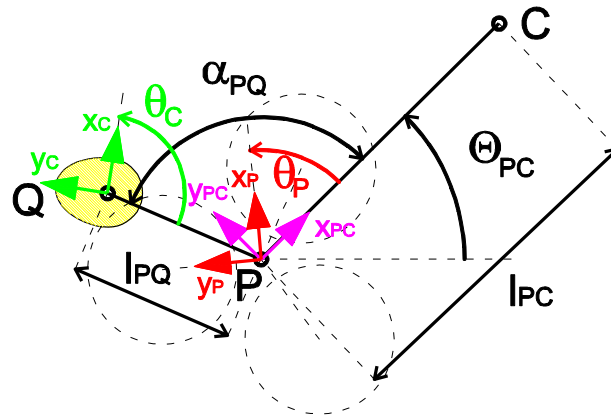


Figura 3.111 – Schema e nomenclatura di riferimento per il meccanismo a camma, in cui sono evidenziati i sistemi di riferimento dei diversi componenti e sono quotati gli angoli relativi

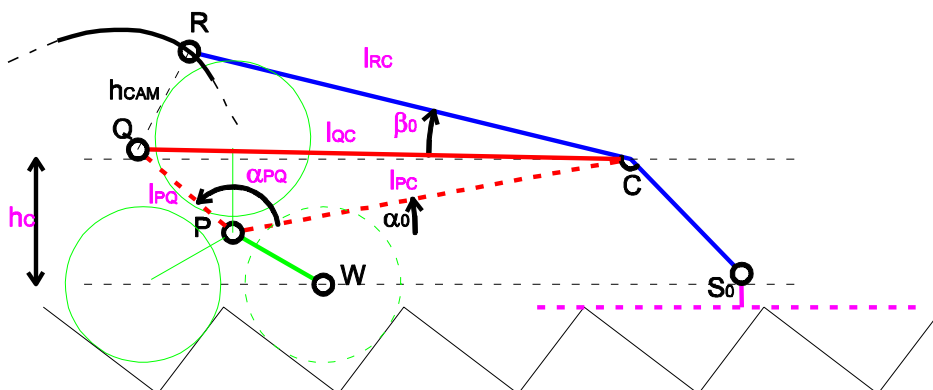


Figura 3.112 – Schema di riferimento per la carrozzina con il nuovo meccanismo a camma proposto. Sono identificati i parametri di progetto che influenzano le prestazioni e la geometria del profilo della camma

Dall'analisi dello schema di Figura 3.112 si può identificare uno schema cinematico analogo a quello analizzato nella trattazione precedente, in cui il meccanismo a camma e bilanciere è costituito dagli elementi l_{QC} e l_{RC} e la cui orientazione relativa nelle condizioni iniziali è descritta dall'angolo β_0 . L'analisi condotta per il meccanismo con la camma solidale all'unità di locomozione risulta ancora valida e i risultati ottenuti in precedenza possono essere utilizzati per ottenere una sintesi ottimale anche con questa nuova architettura. I quattro parametri che determinano

le proprietà del meccanismo in questo caso sono: h_C , β_0 , l_{QC} e l_{RC} . Ulteriormente si può scrivere l'Eq.(3.61) che lega la lunghezza l_{QC} alla dimensione del sotto-telaio PC (l_{PC}) e alla posizione del centro della camma Q (l_{PQ} , α_{PQ}).

$$l_{QC}^2 = l_{PQ}^2 + l_{PC}^2 - 2l_{PQ}l_{PC} \cos \alpha_{PQ} \quad (3.61)$$

Una volta scelto il valore ottimale per l_{QC} è possibile dimensionare il sotto-telaio PC in modo da ottenere la posizione desiderata per la cerniera Q. Ulteriormente in Eq.(3.62) sono ridefinite le grandezze adimensionali, analoghe alle precedenti, e che determinano analoghi effetti sulle prestazioni del meccanismo ma che tengono conto della nuova architettura e nomenclatura definite in Figura 3.111.

$$\left\{ \begin{array}{l} \bar{R} = \frac{l_{RC}}{l_{QC}} \\ \bar{I} = \frac{l_{QC}}{l_L} \\ \bar{D} = \frac{h_{CAM Max}}{l_L} \end{array} \right. \quad (3.62)$$

Ripetendo il percorso progettuale descritto in Figura 3.95 e utilizzando i risultati ottenuti nell'analisi precedente riguardo i criteri di ottimizzazione, si può individuare il set di parametri ottimali per la nuova architettura del meccanismo a camma come riportato in Tabella 3.14.

Tabella 3.14 – Riepilogo dei parametri ottimali individuati per la nuova architettura del meccanismo a camma

<i>Parametro</i>	l_{PC}	l_{PQ}	α_{PQ}	l_{QC}	\bar{I}	\bar{R}	l_{RC}	β_0	\bar{D}	Rr
	mm	mm	°	mm			mm	°		mm
<i>Valori finali</i>	557	104	52.1	500	3.125	0.97	487.7	12.9	0.7	18

Il set di parametri scelto permette di ottenere un massimo valore per l'angolo di pressione del profilo reale pari a 36° , come si può osservare in Figura 3.113 in cui è rappresentato l'andamento dell'angolo di pressione durante la sequenza di superamento del singolo scalino. Si può osservare come i valori siano in generale notevolmente minori rispetto a quelli ottenuti in precedenza.

Infine si può ulteriormente osservare il vantaggio in termini di dimensioni del meccanismo rispetto al caso precedente. La dimensione della camma risulta decisamente minore come si può osservare dai valori riportati in Tabella 3.14 in cui

il valore di \bar{D} è minore di 1 e come si può osservare in Figura 3.114. In figura è proposto il confronto tra profilo primitivo teorico, profilo primitivo raccordato e profilo reale della camma. Risulta evidente che in questo caso il profilo è costituito da un'unica curva e che gli ingombri sono decisamente diminuiti.

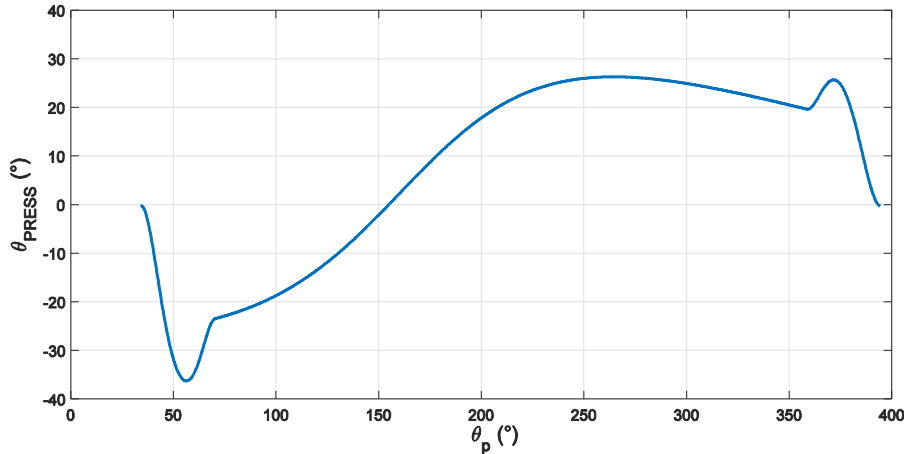


Figura 3.113 – Andamento dell'angolo di pressione durante la sequenza di superamento di uno scalino. La curva è stata ottenuta con il set di parametri ottimali per la nuova architettura del meccanismo a camma

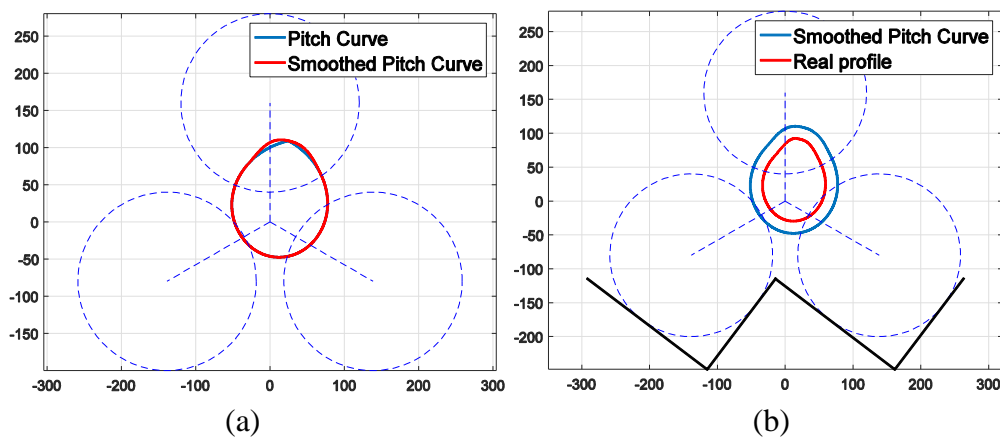


Figura 3.114 – Profili della camma ottenuti con il set di parametri ottimali per la nuova architettura del meccanismo: (a) confronto tra il profilo primitivo teorico (in blu) e il profilo raccordato (in rosso); (b) confronto tra il profilo raccordato (in blu) e il profilo reale (in rosso)

Anche dal punto di vista delle dimensioni globali della carrozzina si sono ottenuti risultati migliori: il massimo ingombro del meccanismo è stato ridotto passando da un valore di l_{PC} di 800mm ai 557 mm della soluzione attuale, riducendo di conseguenza il valore di \bar{I} (passato da 5 a 3.125) e proporzionalmente anche le altre dimensioni del meccanismo. Si osserva infine che in questo caso il valore di l_{PC}

ottenuto è compatibile con quello individuato in precedenza nel paragrafo 3.3.4 (relativo all'analisi delle oscillazioni della carrozzina) e riportato in Tabella 3.7.

In conclusione, la nuova architettura proposta per il meccanismo nella quale la rotazione delle unità di locomozione è accoppiata alla rotazione della camma tramite una trasmissione con rapporto 1:3, risulta migliore della precedente sotto ogni punto di vista. A fronte di un moderato aumento della complessità costruttiva (realizzazione di un ulteriore sistema di trasmissione) si ottengono prestazioni nettamente superiori in termini di angolo di pressione, dimensione massima della camma e ingombro complessivo del meccanismo.

Questa architettura e le relative dimensioni individuate in questo paragrafo saranno quindi integrate nella struttura della carrozzina progettata in questo capitolo.

3.3.8 Gruppo di trazione

Per completare il processo di sintesi cinematica della struttura della carrozzina è necessario trattare anche la sintesi del gruppo di trazione ossia del sistema costituito dai motori necessari per la movimentazione della carrozzina sia in marcia in piano che durante la salita scale e dai meccanismi di trasmissione del moto. Ciascuna unità di locomozione ha due gradi di libertà: la rotazione della ruota solare del meccanismo epicicloidale rispetto al portatreno e la rotazione del portatreno rispetto al telaio della carrozzina. Per ottenere un'adeguata sicurezza di funzionamento è necessario che tutti i quattro gradi di libertà delle due unità di locomozione siano completamente controllati. Tuttavia per ridurre la complessità costruttiva del veicolo e per garantire il sincronismo nella rotazione delle due unità si è ritenuto conveniente collegare entrambi i portatreni e gestirne il moto con un unico motore. La struttura complessiva del gruppo di trazione è quindi costituita da:

- due motori collegati a ciascuno dei solari;
- un motore collegato ad entrambi i portatreni.

La scelta dell'architettura del gruppo di trazione è stata affrontata in [43]. Sono infatti possibili diverse soluzioni per collegare tra loro i due portatreni, ciascuna caratterizzata da vantaggi e svantaggi soprattutto legati ad aspetti di semplicità e convenienza costruttiva. Nella soluzione proposta in questo lavoro di tesi, il collegamento tra i due portatreni delle unità di locomozione avviene attraverso un albero parallelo all'asse che collega i centri delle due unità in modo da evitare interferenze con gli altri elementi costruttivi, come rappresentato in Figura 3.115 e nel dettaglio di Figura 3.116.

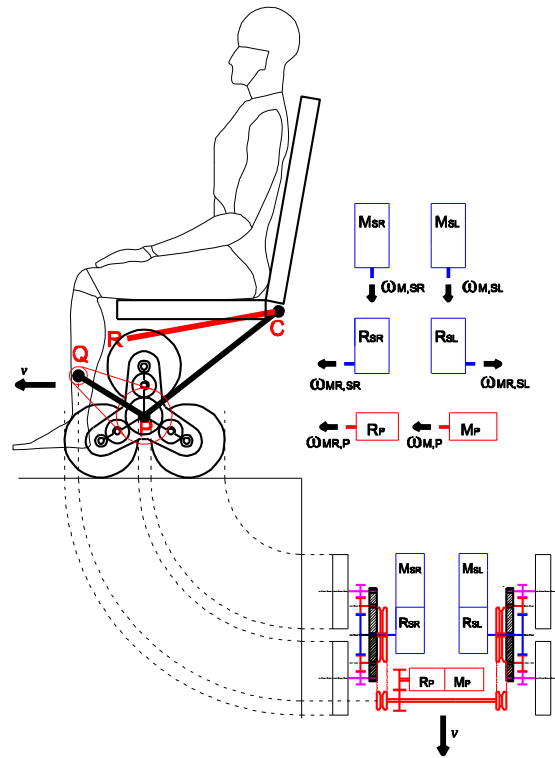


Figura 3.115 – Architettura generale del gruppo di trazione

I due portatreni sono collegati all'albero di collegamento (elemento 1 in Figura 3.116.a) tramite due trasmissioni a cinghia. Una puleggia (2) è collegata al portatreno mentre l'altra (3) è solidale all'albero (1). La scelta di utilizzare un sistema a cinghia invece che a ruote dentate è legata alla possibilità di poter disporre di una maggior libertà nella scelta dell'interasse delle pulegge e del rapporto di trasmissione. La posizione ottimale dell'albero (1) è infatti legata a problemi di ingombro e a considerazioni sulla non interferenza con gli altri elementi funzionali. I solari delle unità di locomozione sono direttamente collegati all'albero di uscita dei due motoriduttori di trazione, composti da un motore (M_{SR} per l'unità di destra rispetto al senso di avanzamento in piano della carrozzina e M_{SL} per l'unità di sinistra) e un riduttore (R_{SR} e R_{SL}). Il motoriduttore dei portatreni, composto dal motore M_P e dal riduttore R_P , è invece montato parallelamente all'albero (1) ed è collegato ad esso tramite la coppia di ruote dentate (4) e (5).

In Figura 3.116.b è indicata la simbologia relativa al sistema di trazione in cui sono rappresentate le velocità e posizioni angolari dei motori e dei riduttori dei solari e dei portatreni. La nomenclatura è riassunta in Tabella 3.15.

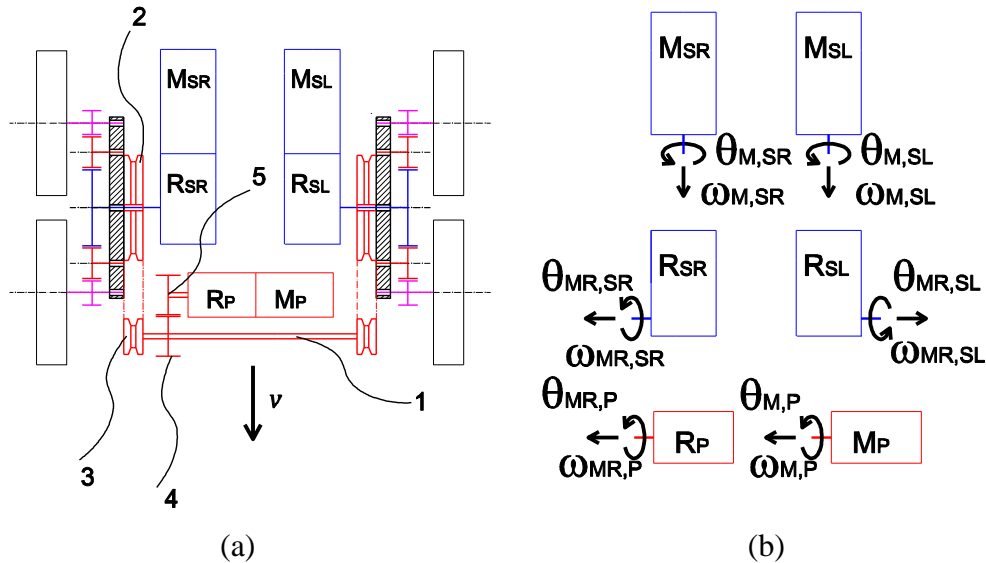


Figura 3.116 – Dettaglio del gruppo di trazione in cui sono evidenziati: (a) i componenti; (b) la simbologia di riferimento

Tabella 3.15 – Nomenclatura di riferimento per i motoriduttori del gruppo di trazione

Nome variabile		Significato
$\omega_{M,SR}$	$\theta_{M,SR}$	Velocità e posizione angolare dell'albero di uscita del motore collegato al solare destro
$\omega_{M,SL}$	$\theta_{M,SL}$	Velocità e posizione angolare dell'albero di uscita del motore collegato al solare sinistro
$\omega_{MR,SR}$	$\theta_{MR,SR}$	Velocità e posizione angolare dell'albero di uscita del motoriduttore collegato al solare destro
$\omega_{MR,SL}$	$\theta_{MR,SL}$	Velocità e posizione angolare dell'albero di uscita del motoriduttore collegato al solare sinistro
$\omega_{M,P}$	$\theta_{M,P}$	Velocità e posizione angolare dell'albero di uscita del motore collegato al portatreno
$\omega_{MR,P}$	$\theta_{MR,P}$	Velocità e posizione angolare dell'albero di uscita del motoriduttore collegato al portatreno

Come descritto nel paragrafo 3.3.7 ed in particolare come rappresentato in Figura 3.111, anche per la realizzazione del meccanismo a camma per il controllo dell'assetto della sedia è necessario introdurre un albero parallelo all'asse congiungente i centri delle unità di locomozione sul quale montare la camma. Inoltre tale albero deve essere collegato alla rotazione delle unità di locomozione tramite un meccanismo con rapporto di trasmissione 1:3, in modo da accoppiare 120° di rotazione delle unità di locomozione con una rotazione completa della camma. Una soluzione analoga può essere ipotizzata per il sistema di trazione. In Figura 3.117 è rappresentata la soluzione proposta in cui si è ipotizzato un schema

e una nomenclatura analoghe a quelle identificate per il meccanismo a camma, in modo da progettare una struttura compatibile con le due esigenze.

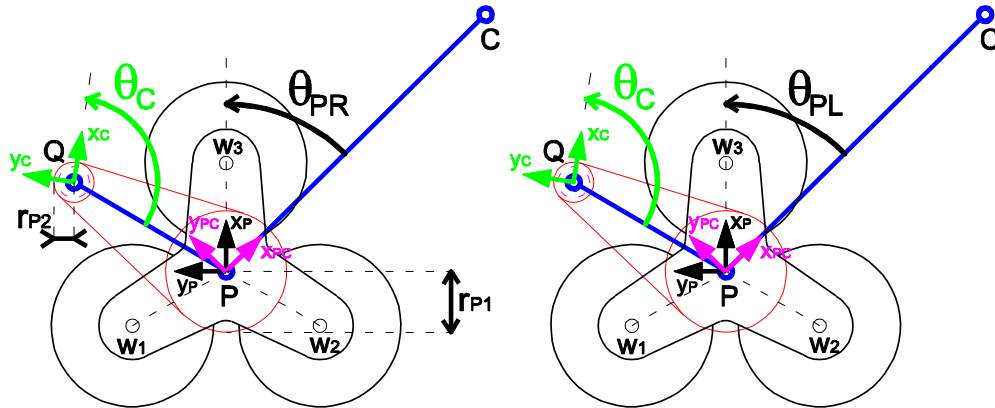


Figura 3.117 – Schema del meccanismo di trasmissione che collega la rotazione dei portatreni all'albero di collegamento (elemento 1 in Figura 3.116.a) sul quale è montato il motoriduttore

Sul sotto-telaio PC è montata la cerniera Q, analoga a quella ipotizzata per il meccanismo a camma e quotata in Figura 3.111. Sulla cerniera Q è incernierato l'albero di collegamento dei due portatreni che è ulteriormente collegato all'albero di uscita del motoriduttore che controlla la rotazione delle unità di locomozione. La carcassa del motoriduttore è solidale al sotto-telaio PC. Il motoriduttore quindi controlla l'angolo θ_C , cioè l'angolo tra l'asse x del sistema di riferimento x_C-y_C solidale all'albero di collegamento dei portatreni e il sotto-telaio PC. La rotazione θ_C è collegata alla rotazione θ_P (che indica la rotazione di un sistema di riferimento solidale al portatreno rispetto al sotto-telaio PC) tramite una trasmissione a cinghia che realizza il rapporto di trasmissione k_C definito in Eq.(3.63). I parametri r_{P1} e r_{P2} rappresentano rispettivamente il raggio della puleggia solidale al portatreno e il raggio della puleggia solidale all'albero su cui è montato il motoriduttore. Per distinguere le due unità di locomozione si è fatto riferimento alla dicitura con pedice R per indicare le grandezze relative all'unità di destra e il pedice L per indicare quelle relative all'unità di sinistra.

$$k_C = \frac{r_{P1}}{r_{P2}} = \frac{\Delta\theta_C}{\Delta\theta_{PL}} = \frac{\Delta\theta_C}{\Delta\theta_{PR}} = 3 \quad (3.63)$$

La scelta di realizzare un rapporto di trasmissione k_C pari a 3 permette di collegare una rotazione dell'albero di uscita del motoriduttore a 120° di rotazione delle unità di locomozione, che corrisponde ad una sequenza di superamento scalino. Il motoriduttore collegato ai portatreni è montato con l'albero di uscita parallelo all'albero di collegamento e per la trasmissione del moto è necessario introdurre

un'ulteriore coppia di ruote dentate come mostrato in Figura 3.116. In questo caso non è necessario introdurre nessuna riduzione o moltiplicazione ma solamente trasferire il moto tra i due alberi. Il rapporto di trasmissione di questo rotismo è definito in Eq.(3.64), dove si è indicato con $\Delta\theta_{MR,P}$ la rotazione dell'albero di uscita del motoriduttore collegato ai portatreni.

$$k_{MP} = \frac{\Delta\theta_{MR,P}}{\Delta\theta_C} = 1 \quad (3.64)$$

In Figura 3.118 è invece mostrato lo schema cinematico relativo al motore collegato al solare del rotismo epicicloidale interno all'unità di locomozione.

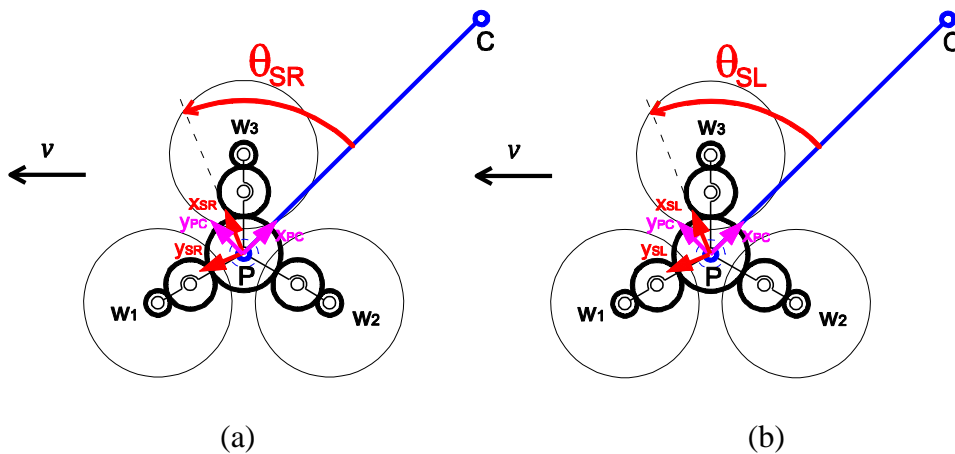


Figura 3.118 – Schema di riferimento per i motori collegati ai solari delle unità di locomozione: (a) unità destra; (b) unità sinistra

Con l'angolo θ_S si indica l'angolo tra l'asse x del sistema di riferimento x_S-y_S solidale al solare del rotismo epicicloidale e l'asse x del sistema di riferimento $x_{PC}-y_{PC}$ solidale al sotto-telaio PC. Per distinguere l'unità di locomozione destra e sinistra si è aggiunto il pedice R (per la destra) o il pedice L (per la sinistra). In Figura 3.119 sono definiti i versi per le velocità e le rotazioni angolari dei solari e dei relativi motori e riduttori. L'accoppiamento tra l'albero della ruota solare e l'albero di uscita del relativo motoriduttore per ciascuna unità è diretto, cioè non è interposto nessun tipo di trasmissione. Valgono quindi le relazioni di Eq.(3.65).

$$\begin{cases} \omega_{MR,SR} = -\omega_{SR} \\ \omega_{MR,SL} = +\omega_{SL} \end{cases} \quad (3.65)$$

Un ultimo aspetto di interesse riguardo l'architettura del gruppo di trazione è legato all'introduzione di un sistema di sospensione che permetta di disaccoppiare la rotazione delle due unità di locomozione rispetto all'albero di uscita del motoriduttore. In Figura 3.120 è schematizzata una possibile soluzione e sono introdotte le variabili di riferimento. L'albero di uscita del motoriduttore è collegato

tramite una coppia di ruote dentate con rapporto di trasmissione 1:1 all'albero di collegamento dei portatreni come descritto in precedenza. Le due pulegge della trasmissione a cinghia tuttavia sono montate su due alberi coassiali ma non vincolati rigidamente all'albero di collegamento. L'accoppiamento proposto è invece elastico e realizzato tramite due molle torsionali (elementi 6 e 7 in Figura 3.120) di rigidità torsionale k_{CR} e k_{CL} . Per questo schema si possono scrivere le relazioni di Eq.(3.66).

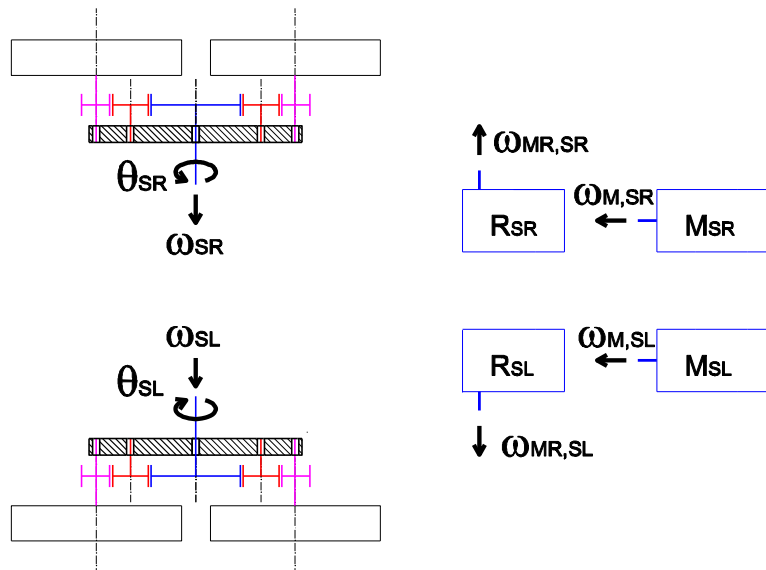


Figura 3.119 – Rappresentazione dei versi delle velocità e delle posizioni angolari dei solari e dei relativi motori e riduttori per le unità di locomozione destra e sinistra

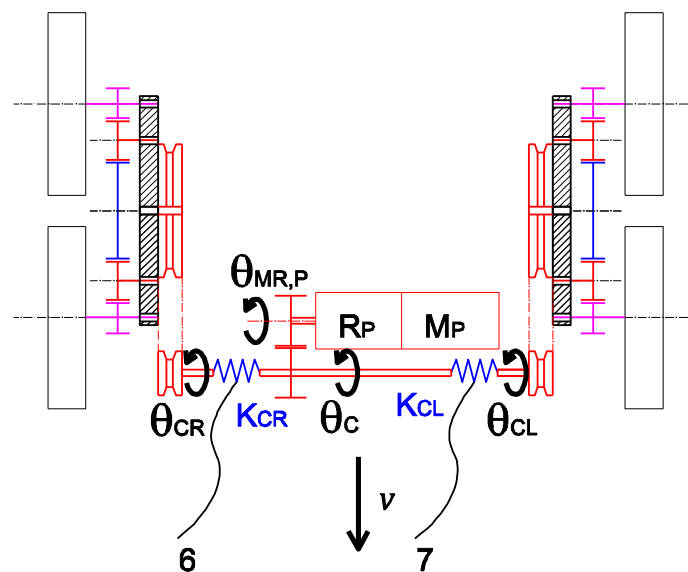


Figura 3.120 – Schema e nomenclatura per l'architettura del sistema di sospensione

$$\left\{ \begin{array}{l} \Delta\theta_{MR,P} = \Delta\theta_C \\ \Delta\theta_{CL} = f(\Delta\theta_C, k_{CL}) \\ \Delta\theta_{CR} = f(\Delta\theta_C, k_{CR}) \\ \Delta\theta_{CL} = 3\Delta\theta_{PL} \\ \Delta\theta_{CR} = 3\Delta\theta_{PR} \end{array} \right. \quad (3.66)$$

Attraverso il sistema di sospensione introdotto, si riesce a disaccoppiare la rotazione delle due unità introducendo ulteriormente un elemento elastico nel collegamento. Questo permette di filtrare le irregolarità del terreno durante l'avanzamento in piano e di attenuare gli urti legati alla rotazione delle unità di locomozione nel contatto con gli scalini durante la sequenza di salita scale.

3.3.9 Carrozzina complessiva

In questo paragrafo verrà brevemente riassunta la struttura cinematica della carrozzina, riproponendo gli schemi che ne descrivono l'architettura. Per ogni componente verranno indicati il sistema di riferimento ad esso solidale e le dimensioni di riferimento ottenute attraverso la sintesi cinematica proposta in questo capitolo.

In Figura 3.121 e Figura 3.122 sono riportati gli schemi quotati rispettivamente per la struttura completa della carrozzina, i due sotto-telai PC e RC, la sedia, il cingolo e il relativo meccanismo di riposizionamento, la ruota pivotante e il relativo sistema di riposizionamento.

In Figura 3.123 e Figura 3.124 sono invece rappresentati i sistemi di riferimento solidali agli elementi funzionali della carrozzina e sono indicati i gradi di libertà della struttura.

In Tabella 3.16 sono invece riportati i valori delle principali quote che definiscono la struttura della carrozzina, ottenute attraverso il processo di sintesi cinematica descritto in questo capitolo.

Dallo schema generale di Figura 3.121.a si può infine osservare che si è deciso di controllare con continuità l'assetto della sedia per garantire un confort sufficiente all'utente. Tuttavia non è stato utilizzato il meccanismo di controllo assetto a camma definito nel paragrafo 3.3.7 ma si è pensato di utilizzare un sistema attuato in modo da ottenere una maggior flessibilità nel controllo della sedia almeno in una prima fase di sviluppo del dispositivo.

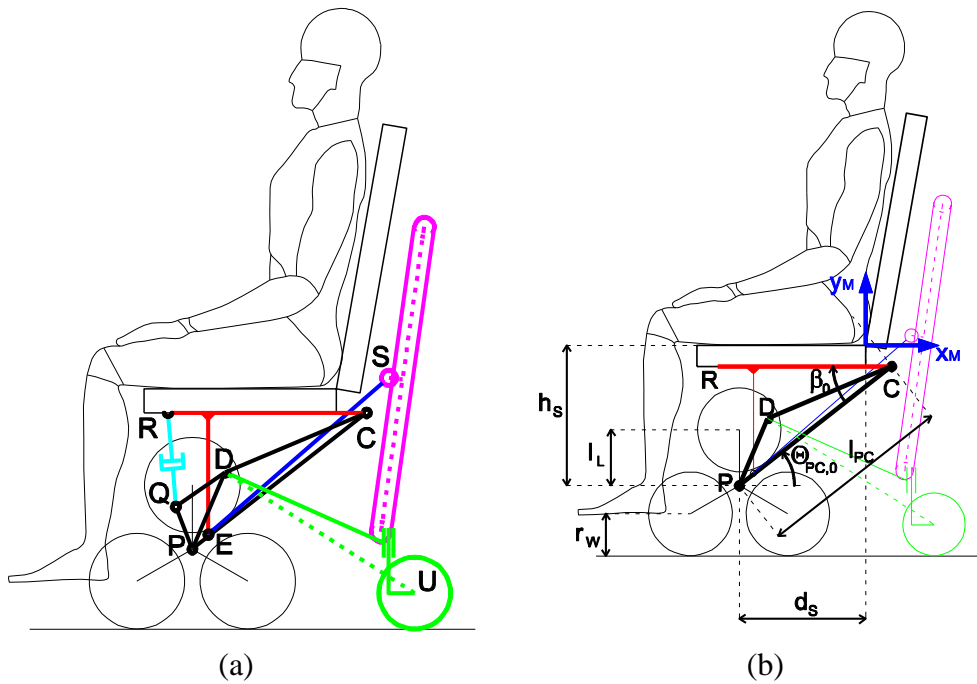


Figura 3.121 – (a) Struttura cinematica complessiva della carrozzina; (b) Schema e dimensioni di riferimento per il sotto-telaio PC, il sotto-telaio RC e la sedia

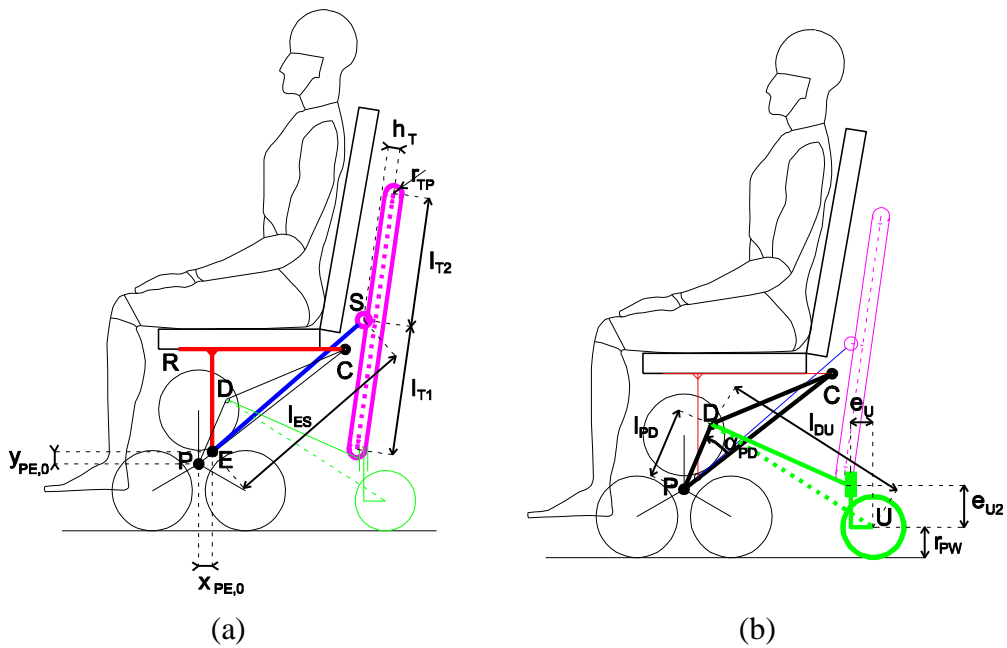


Figura 3.122 – (a) Schema e dimensioni di riferimento per il cingolo e il relativo meccanismo di riposizionamento; (b) Schema e dimensioni di riferimento per la ruota pivotante e il relativo meccanismo di riposizionamento

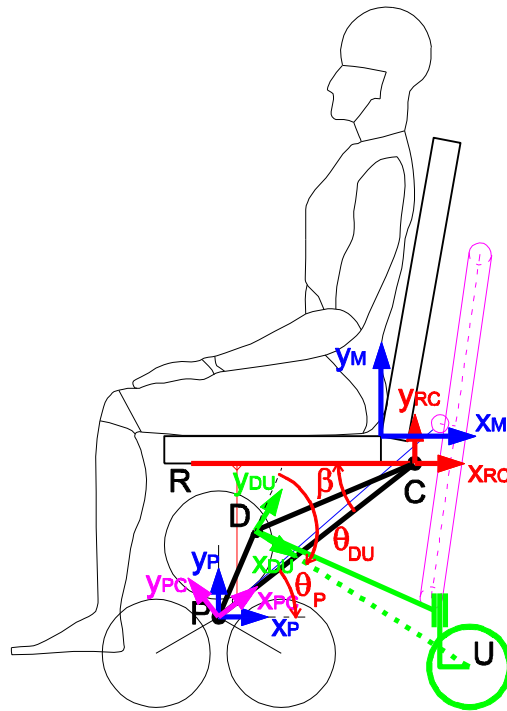


Figura 3.123 – Principali sistemi di riferimento e gradi di libertà della struttura della carrozzina (1)

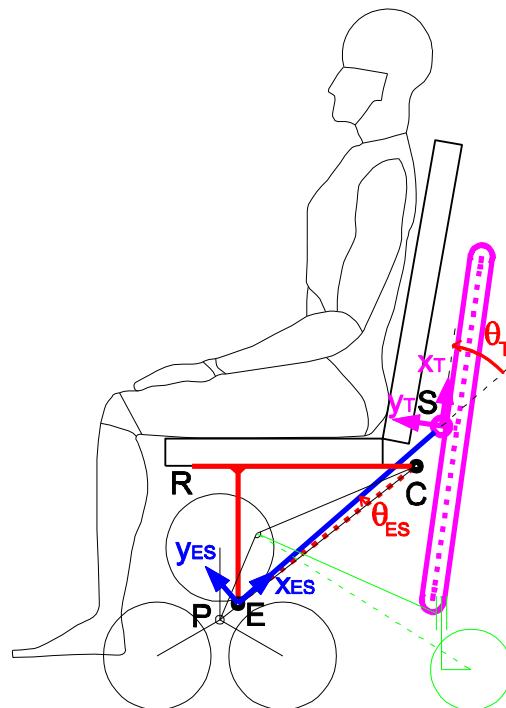


Figura 3.124 – Principali sistemi di riferimento e gradi di libertà della struttura della carrozzina (2)

Tabella 3.16 – Riepilogo delle quote principali per la struttura della carrozzina

Parametro	Valore	Parametro	Valore
l_L	160 mm	l_{ES}	597 mm
r_W	120 mm	$x_{PE,0}$	40 mm
h_S	400 mm	$y_{PE,0}$	36 mm
d_S	360.1 mm	l_{DP}	208 mm
l_{PC}	552 mm	α_{DP}	29 °
$\Theta_{PC,0}$	38°	l_{DU}	575 mm
β_0	38°	e_U	65 mm
h_T	60 mm	e_{U2}	120 mm
r_{TP}	25 mm	r_{PW}	90 mm
l_{T1}	385 mm	l_G	380 mm
l_{T2}	385 mm	α_G	37°

Il riepilogo dell'architettura della carrozzina proposto in questo paragrafo completa il percorso di sintesi cinematica. Nei vari paragrafi di questo capitolo si sono affrontati i temi legati al dimensionamento degli elementi funzionali e dei sottosistemi che compongono l'architettura del dispositivo. Per ciascuno di essi si è individuata un'architettura in grado di garantire i necessari requisiti di funzionamento e si sono individuate le dimensioni ottimali per il raggiungimento delle migliori prestazioni e dei minimi ingombri.

Terminata quindi la parte di sintesi cinematica, nel prossimo capitolo verrà affrontato il tema dell'analisi dinamica, andando a studiare il comportamento della carrozzina durante le diverse fasi di funzionamento dal punto di vista delle forze e coppie necessarie per garantire la stabilità e l'avanzamento del veicolo.

Capitolo 4

Analisi cinematica e dinamica

In questo capitolo verrà affrontata l'analisi del funzionamento della carrozzina proposta e dimensionata attraverso il processo di sintesi cinematica presentato nel capitolo precedente.

L'obiettivo è quello di verificare che la struttura proposta sia efficace e funzionante anche dal punto di vista dinamico. In particolare gli obiettivi dell'analisi condotta in questo capitolo sono:

- il dimensionamento del sistema di trazione, individuando coppie e velocità necessarie ai motori e scegliendo alcuni parametri di progetto della carrozzina non completamente definiti nel capitolo precedente;
- l'analisi della ripartizione delle forze di contatto a terra tra le unità di locomozione e il cingolo al variare delle configurazioni della carrozzina;
- la verifica della stabilità statica del dispositivo, valutando le condizioni di aderenza tra le ruote e la scala in ogni condizione di funzionamento.

Nella prima parte del capitolo verrà analizzata da un punto di vista cinematico la generica configurazione della carrozzina durante la marcia su scala. L'obiettivo è quello di ricavare le relazioni tra le dimensioni della struttura del veicolo e la geometria assunta dalla carrozzina durante la sequenza di salita a regime.

Nella seconda parte verrà condotta invece l'analisi dinamica vera e propria, introducendo i diagrammi di corpo libero dei diversi sotto-sistemi e individuando le relazioni esistenti tra le coppie applicate dai motori e le forze scambiate nel contatto tra la carrozzina e la scala.

Nella terza parte verrà infine affrontato il tema del dimensionamento dei motori. In base ai risultati ottenuti nelle analisi precedenti verranno individuati i requisiti di coppia e velocità per i tre motori di trazione. Inoltre verrà condotta un'analisi parametrica per determinare i valori ottimali di alcuni parametri di progetto, non completamente definiti nel capitolo precedente, in cui il processo di sintesi è stato affrontato solamente dal punto di vista cinematico.

4.1 Analisi cinematica

La carrozzina montascale proposta è in grado di muoversi su scale con diverse geometrie, in particolare con diverse pendenze e diverse proporzioni tra alzata e pedata dello scalino. Inoltre durante la rotazione delle unità di locomozione cambiano in maniera continua le condizioni di contatto, in particolar modo per quanto riguarda la larghezza della base d'appoggio e la distanza tra la proiezione del baricentro e i punti di appoggio anteriore e posteriore.

Per questi motivi è necessario analizzare in maniera preliminare la geometria del contatto tra carrozzina e scala durante le fasi di salita o di discesa.

Nel paragrafo 3.3.1 ed in particolare in Figura 3.23 è stato analizzato il moto dell'unità di locomozione durante la salita a regime. Si è osservato che il moto può essere decomposto in due fasi. In una prima fase avviene una rotazione attorno alla ruota dell'unità di locomozione in appoggio sulla scala e di centro W , come si può osservare nella Figura 4.1. Nell'immagine sono rappresentate due configurazioni durante la fase di discesa della scala, equivalente alla salita dal punto di vista del moto delle unità di locomozione.

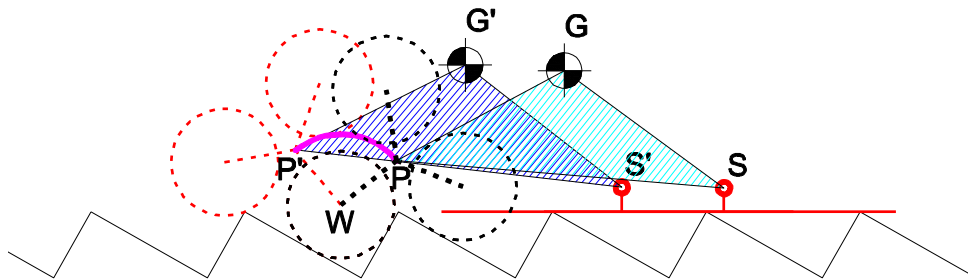


Figura 4.1 – Prima parte del moto di discesa dello scalino a regime: l'unità di locomozione ruota attorno al punto W , centro della ruota in appoggio sulla scala

Nella seconda fase il moto è più complesso da analizzare, in quanto è il risultato di una rotazione e una traslazione e può essere rappresentato più in generale come una rotazione finita attorno al centro di rotazione finita Q , come rappresentato in Figura 4.2. Questa seconda sequenza è di difficile modellazione dal punto di vista dell'analisi cinematica e dinamica, in quanto l'unità di locomozione ha sempre due ruote in appoggio sulla scala e i punti di contatto si spostano continuamente durante la sequenza di salita.

L'obiettivo di questa analisi non è lo studio della cinematica dell'unità di locomozione durante la salita o discesa a regime, che è stato già affrontato nel paragrafo 3.3.1. L'obiettivo è invece quello di analizzare la dinamica del veicolo

durante la marcia su scala, che è generata dalla rotazione delle unità di locomozione. Si può quindi ipotizzare di semplificare la trattazione identificando una differente sequenza di salita o discesa che, pur non rappresentando il reale comportamento dell'unità di locomozione, permetta di semplificare l'analisi dinamica del veicolo. Partendo dalla stessa configurazione iniziale, si è ipotizzato che il moto dell'unità di locomozione avvenga solamente per mezzo di una rotazione attorno alla ruota in appoggio sulla scala, come mostrato in Figura 4.3. Questa condizione è equivalente al moto dell'unità di locomozione su una scala con geometria diversa, rappresentata in rosso in Figura 4.3.

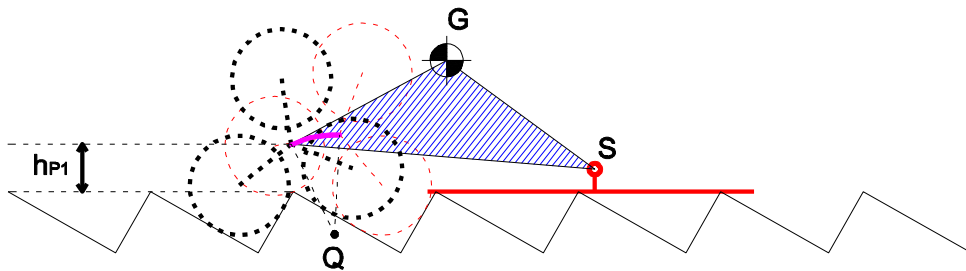


Figura 4.2 – Seconda parte del moto di discesa dello scalino a regime: il moto è una combinazione di una rotazione e una traslazione e può essere genericamente rappresentato come una rotazione finita attorno al centro di rotazione finita Q

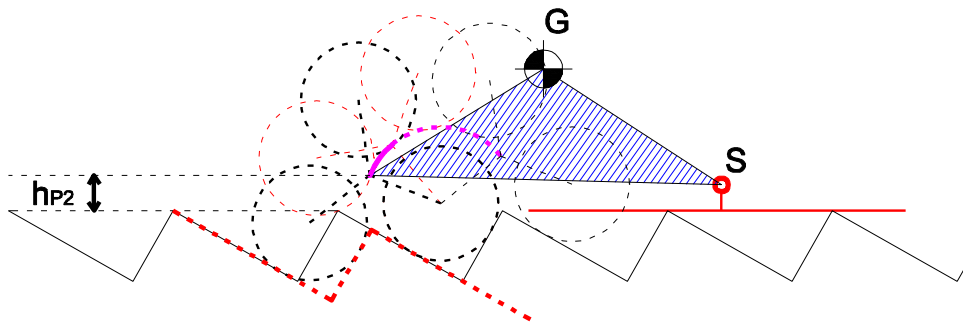


Figura 4.3 – Sequenza di discesa del gradino a regime ipotizzata per semplificare l'analisi cinematica del moto dell'unità di locomozione, descritto come una semplice rotazione attorno alla ruota in appoggio sulla scala

Questa sequenza non è compatibile con gli ingombri delle scale considerate e non rappresenta il comportamento reale del dispositivo. Tuttavia semplifica di molto la trattazione, in quanto in ogni configurazione di funzionamento l'unità di locomozione è in appoggio sempre su una sola ruota, che oltretutto rimane fissa durante la sequenza di salita o discesa.

Questa semplificazione può essere ritenuta ammissibile dal punto di vista dell'analisi dinamica e può essere utilizzata per il dimensionamento dei motori di

trazione solo se descrive condizioni peggiorative rispetto al caso reale. Infatti, se la stabilità e le condizioni di equilibrio sono verificate in condizioni peggiorative, nel caso reale il comportamento della carrozzina sarà sicuramente migliore.

Per determinare se la soluzione proposta è effettivamente peggiorativa bisogna confrontare i due schemi di Figura 4.2 e Figura 4.3. Dal punto di vista della stabilità e dell'equilibrio della carrozzina la seconda soluzione risulta effettivamente peggiorativa: la base d'appoggio è più stretta e il contatto a terra dell'unità di locomozione avviene sempre su un'unica ruota piuttosto che su due, determinando una più sfavorevole distribuzione delle forze di contatto a terra. Oltretutto la carrozzina risulta maggiormente ruotata in avanti, enfatizzando eventuali problemi di instabilità o ribaltamento. L'orientazione della carrozzina è infatti legata all'altezza dei punti P (centro dell'unità di locomozione) ed S (cerniera solidale al cingolo) rispetto alla retta tangente alla scala. In entrambi i casi la quota della cerniera S è la stessa, mentre la quota del punto P risulta inferiore nel secondo caso ($h_{P2} < h_{P1}$) determinando una maggiore rotazione della carrozzina in avanti. Queste osservazioni confermano che effettivamente le ipotesi fatte determinano condizioni di lavoro peggiorative dal punto di vista dinamico e che quindi l'analisi può essere condotta considerando un moto semplificato per le unità di locomozione. Un'ulteriore ipotesi semplificativa è stata fatta considerando solamente configurazioni di salita a regime, cioè configurazioni della carrozzina nelle quali il cingolo è in appoggio su almeno due spigoli consecutivi della scala. In queste condizioni la sequenza di superamento di ogni scalino si ripete uguale per tutta la fase di salita o discesa. Si sono quindi escluse dall'analisi le fasi di ingresso e uscita, che rappresentano fasi di transizione tra il moto in piano e il moto su scala.

Infine, come si può osservare in Figura 4.1, Figura 4.2 e Figura 4.3 la carrozzina è stata genericamente schematizzata come un unico corpo rigido con baricentro in G. Questa schematizzazione è valida solo se i gradi di libertà interni alla struttura della carrozzina vengono mantenuti costanti. Facendo riferimento alla struttura progettata nel capitolo precedente, questo implica che durante la sequenza di salita a regime i meccanismi di movimentazione del cingolo e della ruota pivotante e il grado di libertà tra i due sotto-telai PC e RC devono rimanere bloccati. Mentre questa assunzione non comporta nessun problema per quanto riguarda i meccanismi di movimentazione che sicuramente saranno fermi durante la marcia su scala, ciò non è vero in generale per quanto riguarda l'articolazione tra i due sotto-telai. Infatti la posizione relativa tra PC e RC (descritta dall'angolo β) rimane costante solamente nel caso in cui non sia presente un meccanismo di controllo dell'assetto della sedia. In questo caso effettivamente la struttura della carrozzina equivale ad un unico corpo rigido. Nel caso in cui l'assetto della sedia sia invece controllato

con continuità durante la marcia su scala, l'assunzione di corpo rigido non rappresenta il comportamento reale del dispositivo. Tuttavia si è dimostrato che, con un'opportuna progettazione della struttura della carrozzina, l'entità delle oscillazioni compensate è bassa e di conseguenza lo spostamento del baricentro del veicolo dovuto alla variazione dell'angolo β potrebbe essere limitato. In questo caso i risultati ottenuti in questo capitolo, partendo da ipotesi di corpo rigido, potrebbero essere considerati validi anche nel caso di carrozzina con controllo assetto della sedia.

Una volta definite queste ipotesi preliminari è possibile continuare con l'analisi cinematica delle configurazioni di salita o discesa. In Figura 4.4 e Figura 4.5 la carrozzina è rappresentata in una generica configurazione di appoggio su scala.

In Figura 4.4 e Figura 4.5 sono evidenziati i principali parametri che influiscono sulla geometria di contatto del veicolo durante il moto su scala. I parametri possono essere classificati come:

- parametri della struttura della carrozzina;
- parametri esterni;
- parametri di input;
- parametri di output.

I parametri relativi alla struttura della carrozzina sono lunghezze o angoli che descrivono la geometria del dispositivo. Alcuni sono fissi in quanto fanno riferimento a elementi della struttura che non hanno nessun grado di libertà. Altri sono invece variabili e dipendono dalla configurazione assunta dai meccanismi interni alla carrozzina che ne permettono la riconfigurazione. I parametri esterni sono quelli non controllabili e che definiscono quindi l'ambiente e le condizioni di movimento. In pratica si riferiscono alle dimensioni, proporzioni e pendenza della scala. Il parametro indipendente è il parametro controllato dal sistema di attuazione che in questo caso è rappresentato dalla rotazione relativa tra l'unità di locomozione e il sotto-telaio PC. Questa rotazione può essere rappresentata attraverso l'angolo θ_P oppure attraverso l'angolo θ_{PP} che rispettivamente rappresentano l'angolo tra l'asse x_{PC} solidale al sotto-telaio PC e gli assi x_P e x_{PP} solidali all'unità di locomozione. I due sistemi di riferimento x_P-y_P e $x_{PP}-y_{PP}$ sono stati definiti in Figura 3.12 e sono solidali alla struttura dell'unità di locomozione. I due sistemi di riferimento sono quindi rigidamente collegati tra loro, hanno origine in comune e sono solamente ruotati di 30° . Riferirsi all'uno o all'altro risulta quindi equivalente dal punto di vista cinematico. Infine i parametri dipendenti sono combinazioni dei parametri precedenti. Tutti i parametri di interesse sono stati definiti nel Capitolo 2 relativo alla sintesi cinematica della carrozzina oppure introdotti in Figura 4.4 e Figura 4.5 e sono riportati in Tabella 4.1 secondo la classificazione descritta sopra.

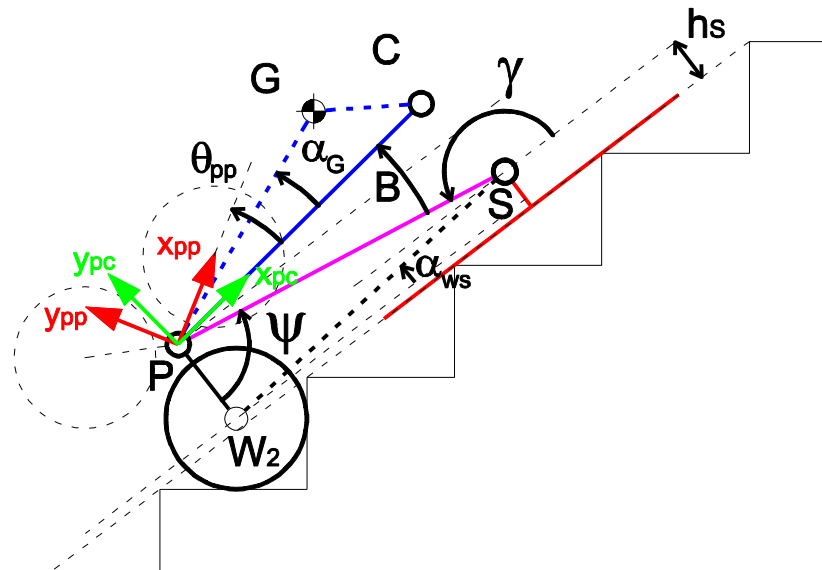


Figura 4.4 – Schema della geometria della carrozzina in appoggio sulla scala. Sono rappresentati i sistemi di riferimento dei vari componenti e sono quotati gli angoli che ne descrivono la posizione relativa

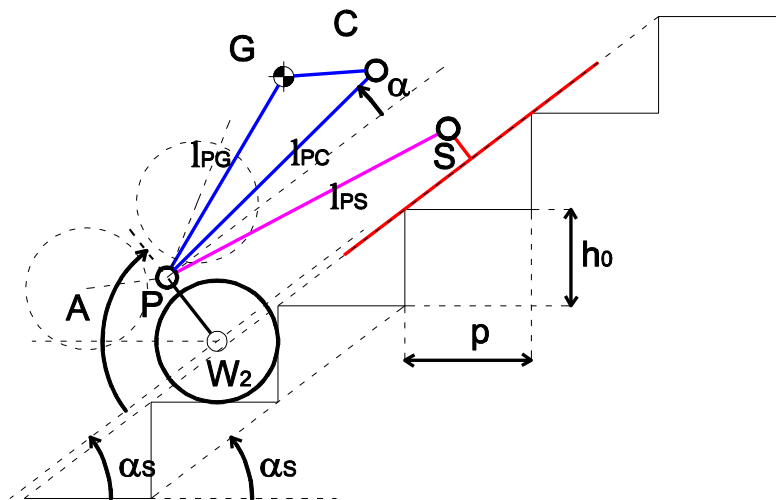


Figura 4.5 - Schema della geometria della carrozzina in appoggio sulla scala. Sono quotati i principali parametri che determinano la configurazione di appoggio del veicolo

In particolare in Figura 4.6 si può osservare il dettaglio del contatto tra la ruota e lo scalino. Nelle ipotesi adottate la ruota è sempre contemporaneamente in contatto sia con l'alzata che con la pedata, come già descritto nel paragrafo 3.3.1 in particolare in Figura 3.32. A seconda della geometria della scala il centro della ruota (W_2) disterà di ε_W dalla retta tangente agli spigoli dei gradini e tale valore può

essere ricavato tramite l'Eq.(3.7). Tale valore dipende esclusivamente dalle dimensioni della scala e dalla condizione di contatto.

La geometria della carrozzina può essere descritta per semplicità nel sistema di riferimento x_{00} - y_{00} definito in Figura 4.6, in cui l'asse x_{00} è parallelo alla retta tangente alla scala. Questo sistema di riferimento è infatti congruente con la visualizzazione della carrozzina sulla scala ruotata introdotta nel capitolo precedente. Le coordinate dei punti notevoli della struttura possono essere ricondotte al sistema x_0 - y_0 tramite la trasformazione espressa dall'Eq.(4.1). La matrice ${}^0A_{00}$ e il vettore ${}^0p_{00}$, che permettono di convertire le coordinate dei punti tra i due sistemi di riferimento, sono definiti in Eq.(4.2) e (4.3), ricavabili da considerazioni geometriche applicate allo schema di Figura 4.6.

Tabella 4.1 – Riepilogo dei parametri che definiscono la geometria dell'appoggio della carrozzina durante il moto su scala

Parametri			
<i>Struttura carrozzina</i>	<i>Esterni</i>	<i>Indipendenti</i>	<i>Dipendenti</i>
$l_{PS} = f(\theta_{ES}, l_{ES})$	α_S	θ_P oppure θ_{PP}	ψ
l_{PC}	h_0		γ
l_{PG}	p		α
l_L	ε_W		α_{WS}
r_W			A
α_G			
h_S			
$B = f(\theta_{ES}, l_{ES})$			

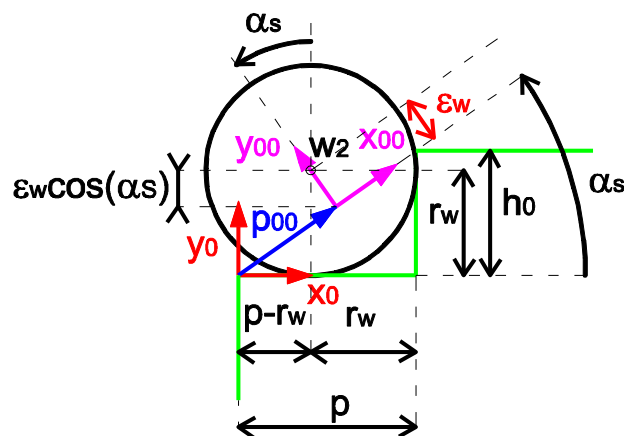


Figura 4.6 – Dettaglio del contatto tra la ruota dell'unità di locomozione e lo scalino. Nello schema sono indicati i due sistemi di riferimento x_0 - y_0 e x_{00} - y_{00} solidali alla scala

$${}^0[x, y] = {}^0A_{00} \cdot {}^{00}[x, y] + {}^0p_{00} \quad (4.1)$$

$${}^0A_{00} = \begin{bmatrix} \cos \alpha_S & -\sin \alpha_S \\ \sin \alpha_S & \cos \alpha_S \end{bmatrix} \quad (4.2)$$

$${}^0p_{00} = \frac{r_W - \varepsilon_W \cos \alpha_S}{\sin \alpha_S} \begin{bmatrix} \cos \alpha_S \\ \sin \alpha_S \end{bmatrix} \quad (4.3)$$

Nelle equazioni precedenti è stata adottata la simbologia ${}^0[x, y]$ per indicare le generiche coordinate x e y nel sistema di riferimento x_0 - y_0 e la simbologia ${}^{00}[x, y]$ per indicare invece le coordinate espresse nel sistema di riferimento x_{00} - y_{00} . Dagli schemi di Figura 4.4 e Figura 4.5 si possono ricavare altre relazioni geometriche che permettono di esplicitare i parametri dipendenti in funzione delle altre grandezze e che sono riportate nelle Eq.(4.4) - (4.9).

$$\psi = 2\pi/3 - \theta_{PP} - B \quad (4.4)$$

$$l_{WS}^2 = l_L^2 + l_{PS}^2 - 2l_L l_{PS} \cos \psi \quad (4.5)$$

$$\alpha_{ws} = \sin^{-1} \left(\frac{h_S - \varepsilon_W}{l_{WS}} \right) \quad (4.6)$$

$$\frac{l_{WS}}{\sin \psi} = \frac{l_L}{\sin(\pi - \gamma + \alpha_{ws})} \quad (4.7)$$

$$A = \psi + \pi - \gamma \quad (4.8)$$

$$\alpha = B - \pi + \gamma \quad (4.9)$$

Le Eq.(4.5) e Eq.(4.7) sono state ottenute applicando rispettivamente il teorema dei coseni e dei seni al triangolo W_2SP di Figura 4.4. L'Eq.(4.7) può essere riscritta in modo da evidenziare il parametro γ ottenendo l'Eq.(4.10).

$$\gamma = \pi + \alpha_{ws} - \sin^{-1} \left(\frac{l_L \sin \psi}{l_{WS}} \right) \quad (4.10)$$

Si riportano in Eq.(4.11) le coordinate dei punti notevoli della struttura della carrozzina espresse nel sistema di riferimento x_{00} - y_{00} .

$$\left\{ \begin{array}{l} {}^{00}W = [0 \quad \varepsilon_W]^T \\ {}^{00}P = [W(1) - l_L \cos A \quad W(2) + l_L \sin A]^T \\ {}^{00}S = [P(1) - l_{PS} \cos(\pi - \gamma) \quad h_S]^T \\ {}^{00}C = [P(1) + l_{PC} \cos \alpha \quad P(2) + l_{PC} \sin \alpha]^T \\ {}^{00}G = [P(1) - l_G \cos(\alpha + \alpha_G) \quad P(2) + l_G \sin(\alpha + \alpha_G)]^T \end{array} \right. \quad (4.11)$$

Tramite la trasformazione indicata nell'Eq.(4.1) si possono anche ricavare le coordinate espresse nel sistema di riferimento x_0-y_0 e riportate nell'Eq.(4.12).

$$\begin{cases} {}^0W = {}^0A_{00} \cdot {}^{00}W + {}^0p_{00} \\ {}^0P = {}^0A_{00} \cdot {}^{00}P + {}^0p_{00} \\ {}^0S = {}^0A_{00} \cdot {}^{00}S + {}^0p_{00} \\ {}^0C = {}^0A_{00} \cdot {}^{00}C + {}^0p_{00} \\ {}^0G = {}^0A_{00} \cdot {}^{00}G + {}^0p_{00} \end{cases} \quad (4.12)$$

Le espressioni di Eq.(4.12) permettono quindi di ricavare le coordinate dei punti notevoli della struttura della carrozzina rispetto ad un sistema di riferimento x_0-y_0 fisso e solidale alla scala, in funzione dei parametri propri della struttura della carrozzina, dei parametri esterni e dell'unico parametro indipendente θ_{PP} .

Tra le ipotesi fatte nella parte preliminare del paragrafo si è indicato che l'analisi dinamica è stata condotta solamente per quanto riguarda la salita a regime della carrozzina. In Figura 4.7 è rappresentato lo schema utilizzato per individuare la configurazione delle unità di locomozione in condizioni di inizio salita a regime. Lo schema è stato ricavato tenendo ulteriormente in considerazione la traiettoria semplificata per il moto dell'unità di locomozione così come definita in Figura 4.3. L'interferenza tra la ruota e l'alzata del primo scalino è dovuta a tale assunzione. A partire dalla condizione di marcia in piano (in blu in Figura 4.7) l'unità di locomozione ruota fino a portare una ruota a contatto con la pedata del primo gradino (in verde in Figura 4.7). Questa configurazione è quella di inizio della salita a regime e la sequenza di superamento di ogni scalino si completa con una rotazione di 120° dell'unità di locomozione.

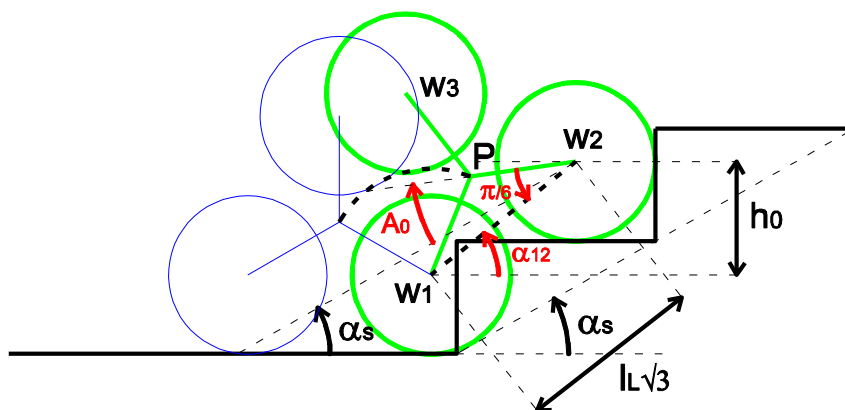


Figura 4.7 – Schema per la determinazione della configurazione di inizio salita a regime per l'unità di locomozione

La condizione di inizio salita a regime è differente per ogni tipologia di scala perché è diversa l'entità della rotazione a partire dalla condizione di marcia in piano necessaria per portare l'unità di locomozione a contatto con la pedata del primo scalino. Dallo schema di Figura 4.7 è possibile ricavare il valore iniziale dell'angolo A (cioè A_0) così come definito in Figura 4.4. Da considerazioni geometriche sullo schema di Figura 4.7 si può ricavare l'espressione di Eq.(4.12) che permette di determinare il valore di A_0 in funzione degli altri parametri geometrici.

$$A_0 = \frac{\pi}{6} - \sin^{-1} \left(\frac{h_0}{l_L \sqrt{3}} \right) + \alpha_S \quad (4.13)$$

Una volta determinato il valore di A_0 , tramite le espressioni descritte in Eq.(4.4)-(4.10) si può ricavare il valore iniziale di θ_{PP} . La sequenza di salita del singolo scalino si completa dopo 120° di rotazione.

Queste considerazioni completano l'analisi cinematica della salita scale. Per ogni posizione dell'unità di locomozione durante la sequenza di salita o di discesa dello scalino, le equazioni individuate permettono di ricostruire la geometria dell'appoggio della carrozzina sulla scala. Nel prossimo paragrafo queste informazioni saranno utilizzate per sviluppare l'analisi dinamica del dispositivo durante la salita scale.

4.2 Analisi cinetostatica

In questo paragrafo verrà affrontata l'analisi dinamica della carrozzina durante una sequenza di superamento gradino. Nel precedente paragrafo la sequenza di salita è stata analizzata dal punto di vista cinematico e quindi sono note le posizioni di tutti i punti caratteristici della struttura per ogni configurazione di funzionamento. Una volta nota la geometria del sistema è possibile rappresentare i diagrammi di corpo libero dell'intero veicolo e dei suoi sottosistemi. Dall'analisi dei diagrammi di corpo libero è infine possibile scrivere le equazioni di equilibrio dalle quale ricavare l'andamento delle coppie e forze agenti sulla struttura durante la salita scale.

Anche in questo caso sono state fatte delle ipotesi semplificative rispetto alla dinamica del sistema.

Innanzitutto si è ipotizzando un comportamento simmetrico per le unità di locomozione di destra e di sinistra, trascurando quindi la dinamica sul piano frontale della carrozzina. Avendo considerato un comportamento identico per le due unità di locomozione, le equazioni di equilibrio sul piano laterale del veicolo possono essere scritte considerando una sola unità di locomozione in cui le forze scambiate sono la somma dei due contributi uguali di ciascuna unità.

Inoltre si sono imposte condizioni di funzionamento quasi-statiche in cui la carrozzina sale lungo le scale con velocità e accelerazioni molto basse tali da poter trascurare ogni contributo inerziale. L'analisi condotta sotto questa ipotesi può quindi definirsi cinetostatica piuttosto che dinamica.

Una volta definite queste ipotesi preliminari è possibile disegnare i diagrammi di corpo libero della carrozzina e dei suoi sottosistemi.

In Figura 4.8 è riportato il diagramma di corpo libero dell'intera carrozzina su scala. La forza di gravità agente sul baricentro G è rappresentata inclinata di un generico angolo α_g rispetto all'asse verticale del sistema di riferimento solidale alla scala. Nelle normali condizioni di funzionamento tale angolo è nullo. È tuttavia possibile immaginare condizioni di test, come ad esempio quelle descritte nella norma ISO 7176-28 [31], in cui è richiesto di inclinare l'intera scala in avanti o indietro di una certa quantità per verificare il margine di stabilità statica della carrozzina. In queste condizioni di test, nei diagrammi di corpo libero rappresentati in un sistema di riferimento solidale alla scala, la forza di gravità è un vettore inclinato di un angolo α_g diverso da zero.

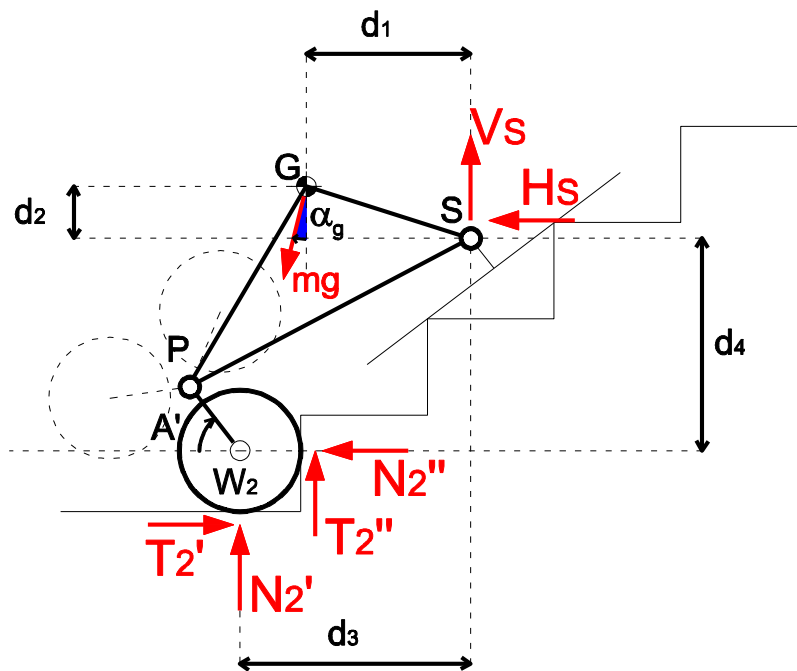


Figura 4.8 – Diagramma di corpo libero dell'intera carrozzina durante la salita della scala

La geometria della carrozzina nella configurazione di salita scala in funzione della rotazione dell'unità di locomozione (θ_{PP}) è stata completamente definita nel paragrafo precedente. In particolare, nell'Eq.(4.12) sono state definite le coordinate di tutti i punti caratteristici che definiscono la struttura del dispositivo durante la

marcia su scala. In particolare, per l'analisi del diagramma di corpo libero di Figura 4.8, risulta conveniente, a partire dalle coordinate note dei punti della struttura, definire le distanze indicate in Eq.(4.14).

$$\begin{cases} d_1 = S(1) - G(1) \\ d_2 = G(2) - S(2) \\ d_3 = S(1) - W(1) \\ d_4 = S(2) - W(2) \end{cases} \quad (4.14)$$

Infine risulta comodo ridefinire l'angolo A introdotto in Figura 4.5 rispetto all'asse orizzontale del sistema di riferimento fisso solidale alla scala, definendo l'angolo A' come in Eq.(4.15)(4.16).

$$A' = A - \alpha_S \quad (4.15)$$

Partendo dal diagramma di corpo libero di Figura 4.8, si possono ora scrivere le tre equazioni di equilibrio:

- Eq.(4.16): equilibrio alla traslazione verticale;
- Eq.(4.17): equilibrio alla traslazione orizzontale;
- Eq.(4.18): equilibrio alla rotazione attorno al punto S.

$$N_2' + T_2'' = mg \cos \alpha_g - V_S \quad (4.16)$$

$$T_2' - N_2'' = mg \sin \alpha_g + H_S \quad (4.17)$$

$$d_1 mg \cos \alpha_g + d_2 mg \sin \alpha_g - d_3 N_2' - (d_3 - r_W) T_2'' + (d_4 + r_W) T_2' - d_4 N_2'' = 0 \quad (4.18)$$

In aggiunta al diagramma di corpo libero dell'intera carrozzina è possibile definire i diagrammi dei suoi sotto sistemi.

In Figura 4.9 è rappresentato il diagramma di corpo libero dell'unità di locomozione in appoggio con una ruota sulla scala. La ruota è in appoggio contemporaneamente sulla alzata e sulla pedata per cui i punti di contatto tra l'unità di locomozione e la scala sono due. Nella rappresentazione delle forze che agiscono su questo sottosistema compaiono le azioni esercitate dai motori di trazione: C_P rappresenta la coppia prodotta dal motore del portatreno e C_S rappresenta invece il contributo dei due motori collegati ai solari.

Da questo diagramma di corpo libero si possono scrivere le tre equazioni di equilibrio:

- Eq.(4.19): equilibrio alla traslazione verticale;
- Eq.(4.20): equilibrio alla traslazione orizzontale;
- Eq.(4.21): equilibrio alla rotazione attorno al punto P.

$$N_2' + T_2'' = V_P \quad (4.19)$$

$$T_2' - N_2'' = H_P \quad (4.20)$$

$$-C_P - C_S + (l_L \sin A' + r_W)T_2' + l_L \cos A' N_2' + (l_L \cos A' + r_W)T_2'' - l_L \sin A' N_2'' = 0 \quad (4.21)$$

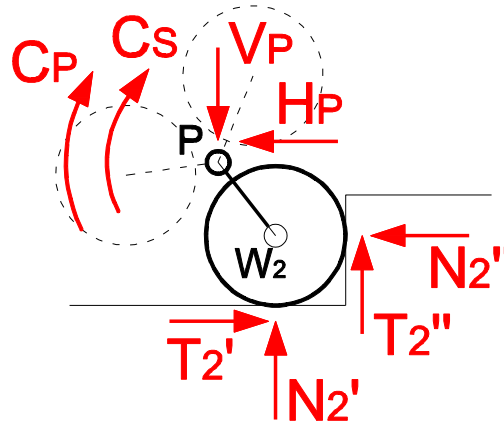


Figura 4.9 – Diagramma di corpo libero dell'unità di locomozione con una ruota in appoggio sulla scala

Si introduce infine in Figura 4.10 il diagramma di corpo libero della singola ruota.

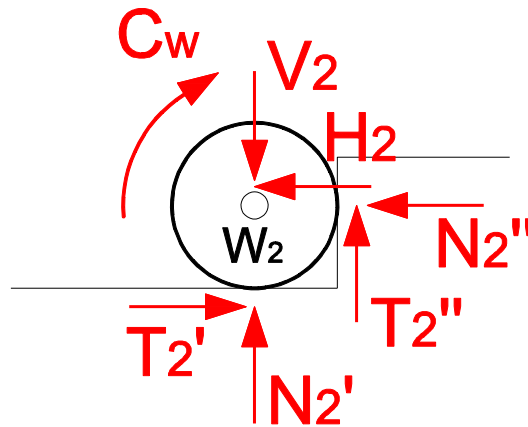


Figura 4.10 – Diagramma di corpo libero della singola ruota contemporaneamente in appoggio contro l'alzata e la pedata della scala

Da questo diagramma di corpo libero si possono scrivere le tre equazioni di equilibrio:

- Eq.(4.22): equilibrio alla traslazione verticale;
- Eq.(4.23): equilibrio alla traslazione orizzontale;
- Eq.(4.24): equilibrio alla rotazione attorno al punto W.

$$N_2' + T_2'' = V_2 \quad (4.22)$$

$$T_2' - N_2'' = H_2 \quad (4.23)$$

$$C_W = T_2' r_W + T_2'' r_W = (T_2' + T_2'') r_W \quad (4.24)$$

In Figura 4.11 è riportato il diagramma di corpo libero del solo cingolo in appoggio su due spigoli consecutivi della scala. Il cingolo, come già detto in precedenza, non è né motorizzato né frenato ma costituito da una cinghia avvolta attorno a due pulegge poste agli estremi del telaio. Il ramo inferiore della cinghia è quindi a contatto con gli spigoli della scala e, se l'attrito tra cinghia e scala è sufficiente, non c'è strisciamento relativo. Tuttavia la cinghia striscia internamente contro il telaio del cingolo durante l'avanzamento, opponendosi quindi al moto della carrozzina. Il contatto può essere modellato come in Figura 4.11 ottenendo la relazione descritta nell'Eq.(4.25) dove ϕ_a rappresenta l'angolo d'attrito del contatto tra la cinghia e il telaio del cingolo.

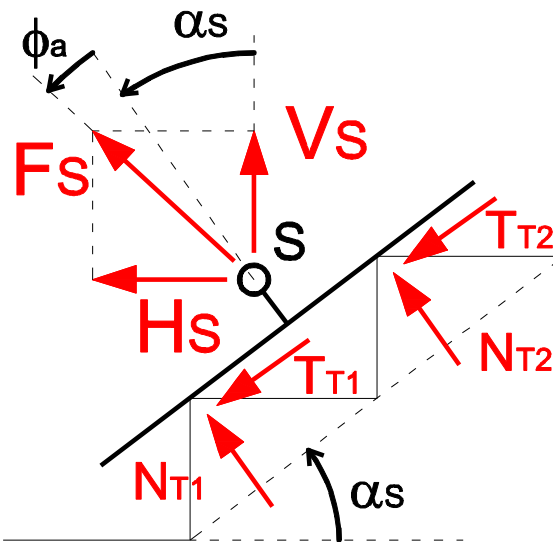


Figura 4.11 – Diagramma di corpo libero del cingolo in appoggio su due scalini consecutivi

$$\frac{H_S}{V_S} = \tan(\alpha_S + \phi_a) \quad (4.25)$$

Oltre alle relazioni scritte finora e derivate dai diagrammi di corpo libero della carrozzina e dei suoi sotto-sistemi, si possono aggiungere ulteriori equazioni che legano tra loro le forze agenti sul veicolo. Ad esempio, può essere aggiunta un'ulteriore relazione che lega le coppie applicate alle ruote dentate del rotismo epicicloidale interno all'unità di locomozione. In particolare, la coppia applicata al

solare e la coppia sulla ruota sono legate dal rapporto di trasmissione del rotismo epicicloidale come descritto dall'Eq.(4.26) dove k_E rappresenta il rapporto tra il raggio della ruota solare e il raggio del satellite del rotismo come definito in Eq.(3.1).

$$C_W = \frac{C_S}{k_E} \quad (4.26)$$

L'ultima equazione introdotta completa il set di espressioni che descrivono la carrozzina dal punto di vista cinetostatico durante la salita o discesa scale. Il problema così come presentato è costituito da 11 equazioni in 13 incognite riassunte in Eq.(4.30) e non può essere quindi risolto immediatamente.

$$(H_S, V_S, N_2', T_2', N_2'', T_2'', C_P, C_S, V_P, H_P, C_W, V_2, H_2) \quad (4.27)$$

La non corrispondenza tra numero di incognite e numero di equazioni è dovuta a due aspetti:

1. senza introdurre ulteriori considerazioni, la coppia applicata all'unità di locomozione può essere ripartita in maniera non determinabile a priori tra il contributo di C_P e quello di C_S ;
2. la ruota dell'unità di locomozione è in contatto con attrito sia con l'alzata che con la pedata del gradino, determinando una condizione di appoggio iperstatico.

Per risolvere il primo punto bisogna analizzare il sistema di trazione della carrozzina e le logiche di controllo ipotizzate per il suo funzionamento. Come già descritto nel paragrafo 3.3.8, il sistema di trazione è costituito da tre motori: due collegati alle ruote solari dei meccanismi epicicloidali dei due gruppi di locomozione (che complessivamente contribuiscono con una coppia C_S) ed un terzo collegato direttamente ad entrambi i portatreni (che fornisce invece la coppia C_P). Uno dei vantaggi di questa architettura è rappresentato dal comportamento collaborativo dei tre attuatori che contribuiscono a fornire la coppia necessaria durante le fasi di marcia su scala. Questo permette di non appesantire il dispositivo con due motorizzazioni indipendenti (una per la marcia in piano e una per la salita scale) ed oltretutto permette di ridurre la taglia dei singoli motori che concorrono a fornire la coppia necessaria durante la sequenza di salita scale.

Senza scendere nei dettagli, la logica di controllo ipotizzata per la salita scala prevede di controllare il motore del portatreno in posizione o velocità, mentre i motori dei solari sono controllati in coppia in modo da garantire sempre il contatto delle ruote dell'unità di locomozione con l'alzata di un gradino della scala. Questo aspetto è stato già discusso nel paragrafo 3.3.1 e la sequenza di salita ottimale ottenuta grazie alla logica di controllo proposta è stata descritta in Figura 3.18. Il

dimensionamento del sistema di trazione durante la marcia su scala può essere quindi affrontato scegliendo un livello appropriato per la coppia fornita dai due motori dei solari e, di conseguenza, valutando il rimanente contributo che deve essere fornito dal motore dei portatreni. Una scelta di un valore troppo basso per il contributo di coppia fornito dai motori dei solari comporta la necessità di installare un motore del portatreno più potente e allontana da condizioni di funzionamento cooperativo dei tre attuatori. Viceversa, un valore troppo alto si traduce in una coppia eccessiva applicata sulla ruota in contatto con la scala che può portare a condizioni di slittamento. La corretta ripartizione delle coppie tra i motori di trazione della carrozzina può essere affrontata tramite un'analisi parametrica, con la quale individuare un valore di coppia ottimale (C_S^*) applicato costantemente dai motori dei solari durante la marcia su scala che si traduce in un valore di coppia C_W^* applicato alle ruote. Al sistema di equazioni presentato in precedenza si può quindi aggiungere l'Eq.(4.28) nella quale C_W^* rappresenta non più una variabile ma un parametro costante.

$$C_W = C_W^* \quad (4.28)$$

Il secondo problema che impedisce la risoluzione del sistema di equazioni scritto, cioè il contatto iperstatico della ruota con il gradino, non può invece essere risolto senza introdurre ulteriori ipotesi sul contatto. Tuttavia, se non è necessario ricavare come le forze verticali e orizzontali sono ripartite tra i due punti di contatto, è comunque possibile risolvere la restante parte del problema riscrivendo in maniera opportuna le equazioni scritte in precedenza. In particolare l'Eq.(4.18) può essere riscritta come riportato nell'Eq.(4.29).

$$mg(d_1 \cos \alpha_g + d_2 \sin \alpha_g) - d_3(N_2' + T_2'') + d_4(T_2' - N_2'') + r_W(T_2' + T_2'') = 0 \quad (4.29)$$

Inoltre sostituendovi le Eq.(4.16), (4.17), (4.24) e (4.25) è possibile ottenere l'espressione di Eq.(4.30).

$$V_S = \frac{mg(d_3 \cos \alpha_g - d_4 \sin \alpha_g - d_1 \cos \alpha_g - d_2 \sin \alpha_g) - \frac{C_S^*}{k_E}}{d_3 + d_4 \tan \alpha_g} \quad (4.30)$$

In maniera analoga si può operare partendo dall'Eq.(4.21). Tramite opportuni raccoglimenti si può ottenere l'Eq.(4.31) e sostituendo le Eq.(4.16), (4.17), (4.24) e (4.25) si ricava l'espressione di Eq.(4.32).

$$-C_P - C_S^* + l_L \sin A' (T_2' - N_2'') + l_L \cos A' (N_2' + T_2'') + r_W(T_2' + T_2'') = 0 \quad (4.31)$$

$$V_S = \frac{C_P + C_S^* \left(1 - \frac{1}{k_E}\right) - mg(l_L \sin A' \sin \alpha_g + l_L \cos A' \cos \alpha_g)}{l_L \sin A' \tan \alpha_S - l_L \cos A'} \quad (4.32)$$

Eguagliando le Eq.(4.30) e Eq.(4.32) si può ottenere l'Eq.(4.33) che lega il valore della coppia al portatreno (C_P) con gli altri parametri. Per compattare la scrittura dell'equazione è stato introdotto il parametro K definito in Eq.(4.34).

$$C_P = -C_S^* \left(1 - \frac{1}{k_E} + \frac{K}{k_E}\right) + mg \left[\sin \alpha_g (l_L \sin A' - K(d_4 + d_2)) + \cos \alpha_g (l_L \cos A' + K(d_3 - d_1)) \right] \quad (4.33)$$

$$K = \frac{l_L \sin A' \tan \alpha_S - l_L \cos A'}{d_3 + d_4 \tan \alpha_S} \quad (4.34)$$

In conclusione, tramite l'Eq.(4.33), si è ottenuta un'espressione che permette di ottenere l'andamento della coppia richiesta al portatreno (C_P) in funzione del parametro indipendente θ_{PP} (contenuto nei parametri dipendenti A e A'), dei parametri esterni e dei parametri propri della struttura della carrozzina. Nel prossimo paragrafo, partendo dall'espressione di Eq.(4.33), verrà proposta un'analisi parametrica in modo da individuare il set di parametri che permette di ottimizzare l'andamento di coppia richiesta durante la marcia su scala.

4.3 Dimensionamento del gruppo di trazione

In questo paragrafo verrà proposto il dimensionamento del gruppo di trazione che permetterà di individuare le coppie e le velocità angolari richieste ai motori dei solari e del portatreno. Contestualmente verrà condotta un'analisi parametrica, in modo da individuare i valori ottimali per i parametri ancora non definiti.

Avendo definito e fissato la geometria della carrozzina nel processo di sintesi cinematica descritto nel paragrafo precedente e non potendo controllare i parametri esterni, è possibile modificare l'andamento della coppia richiesta al portatreno andando a modificare i parametri ancora liberi, che rientrano nell'Eq.(4.33): la coppia C_S^* generata complessivamente dai motori dei solari e il rapporto di trasmissione k_E del rotismo epicicloidale interno all'unità di locomozione.

La scelta ottimale di questi due valori può essere condotta considerando i seguenti requisiti di progetto:

1. ottenere un comportamento cooperativo tra i tre motori;
2. verificare le condizioni di aderenza sulla ruota dell'unità di locomozione in appoggio sulla scala;

3. ottenere velocità e coppie sul solare durante la marcia in piano compatibili con i requisiti di funzionamento della carrozzina.

Per valutare la scelta ottimale delle due grandezze è stata condotta un'analisi parametrica facendo variare i due parametri all'interno di un intervallo ammissibile definito in Eq.(4.35).

$$k_E = \{2, 3, 4, 5, 6\} \quad C_S^* = (0, 300)Nm \quad (4.35)$$

Per ogni coppia di valori (k_E, C_S^*) , tramite l'Eq.(4.33), si ricava l'andamento di $C_P(\theta_{PP})$ cioè la coppia richiesta al portatreno per ottenere il superamento di uno scalino in condizioni di funzionamento quasi-statiche e nelle ipotesi semplificative descritte nella parte iniziale del capitolo. I risultati dell'analisi cinetostatica, sono dipendenti anche dai parametri esterni, principalmente per quanto riguarda la pendenza della scala. I risultati mostrati nel corso del paragrafo faranno riferimento sempre alla salita di una scala con pendenza media così come definita in Tabella 2.2. Il risultato ottenuto dall'analisi proposta risulta ammissibile solo se è verificata la condizione di aderenza tra la ruota dell'unità di locomozione e la scala. Non potendo risolvere completamente il sistema di equazioni ricavando il valore di tutte le forze incognite e controllando se verificano o meno le condizioni di aderenza, si è affrontato il problema in maniera diversa. Partendo dal diagramma di corpo libero di Figura 4.10 si è imposta come ulteriore condizione di funzionamento lo strisciamento della ruota in entrambi i punti di contatto (sia con l'alzata che con la pedata dello scalino), il che equivale ad aggiungere al sistema le Eq.(4.36) e (4.37) dove f_a rappresenta il coefficiente d'attrito nel contatto ruota-scala.

$$T'_2 = f_a N'_2 \quad (4.36)$$

$$T''_2 = f_a N''_2 \quad (4.37)$$

A questo punto l'aderenza della ruota nelle condizioni di funzionamento reali può essere verificata e quantificata introducendo delle grandezze che valutino il margine tra le condizioni di funzionamento e la condizione limite di aderenza. Sono possibili due approcci.

1. Scegliere un valore plausibile f_a^* per il coefficiente d'attrito tra ruota e scala e calcolare il massimo valore di coppia alle ruote C_{WMax} che può essere trasmesso prima che la ruota perda aderenza. Il sistema di equazioni costituito dalle Eq.(4.16), (4.17), (4.24), (4.36) e (4.37) può essere ora risolto tramite il sistema lineare descritto nell'Eq.(4.38).

$$\begin{bmatrix} 1 & f_a^* & 0 \\ f_a^* & -1 & 0 \\ -f_a^* r_W & f_a^* r_W & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} N_2' \\ N_2'' \\ C_{WMax} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} mg \cos \alpha_g - V_S \\ mg \sin \alpha_g + H_S \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4.38)$$

Una volta ricavato il valore di C_{WMax} per ogni configurazione della sequenza di salita, si può introdurre un coefficiente di sicurezza definito in Eq.(4.39) che indichi di quanto la coppia realmente applicata sulla ruota è lontana dal valore limite di aderenza.

$$SF(\theta_{PP}, k_E, C_S^*) = \frac{C_{WMax}}{C_W^*} = \frac{C_{WMax}}{C_S^*/k_E} \quad (4.39)$$

2. Calcolare il coefficiente d'attrito f_{aMin} necessario per garantire l'aderenza della ruota a contatto con la scala al variare delle condizioni di carico e al variare della configurazione della carrozzina. Anche in questo caso il set di equazioni che descrivono il problema è costituito dalle Eq.(4.16), (4.17), (4.24), (4.36) e (4.37), ma in questo caso il sistema viene risolto rispetto alla variabile f_{aMin} . Tramite opportune sostituzioni si può ottenere l'Eq.(4.40) essendo valide le relazioni di Eq.(4.41) e (4.42).

$$\left(Q_1 - \frac{C_S^*}{r_W k_E}\right) f_{aMin}^2 + Q_2 f_{aMin} - \frac{C_S^*}{r_W k_E} = 0 \quad (4.40)$$

$$Q_1 = mg \cos \alpha_g - V_S + H_S + mg \sin \alpha_g \quad (4.41)$$

$$Q_2 = mg \cos \alpha_g - V_S - H_S - mg \sin \alpha_g \quad (4.42)$$

Risolvendo l'Eq.(4.40) può essere calcolato per ogni configurazione della sequenza di salita (cioè per ogni valore di θ_{PP}) il valore minimo di f_a (f_{aMin}) che garantisce l'aderenza per ogni coppia di valori k_E e C_S^* come riportato in Eq.(4.43).

$$f_{aMin}(\theta_{PP}, k_E, C_S^*) = \frac{-Q_2 + \sqrt{Q_2^2 - 4 \left(\frac{C_S^*}{r_W k_E}\right) \left(Q_1 - \frac{C_S^*}{r_W k_E}\right)}}{2 \left(Q_1 - \frac{C_S^*}{r_W k_E}\right)} \quad (4.43)$$

L'utilizzo di uno dei due approcci proposti permette di verificare e quantificare in modo equivalente la distanza tra le condizioni di funzionamento della carrozzina durante la marcia su scala e le condizioni limite di aderenza della ruota dell'unità di locomozione. L'ultimo aspetto che deve essere considerato per poter effettuare

una valutazione completa dei parametri k_E e C_S^* riguarda la loro influenza rispetto alle richieste di coppia e velocità al motore del solare durante la marcia in piano. Per quanto riguarda la velocità, come requisito di progetto si è ipotizzata una velocità massima di avanzamento in piano (v_{Max}) pari a 10 km/h , mentre dal punto di vista della coppia il massimo valore può essere ricavato nelle condizioni di salita lungo una rampa con la massima pendenza (α_{slope}) pari a 10° come definito nelle specifiche di progetto in Tabella 2.3. Dal primo vincolo si può ricavare il valore di velocità massima richiesta per il solare tramite l'Eq.(4.44). Per quanto riguarda la coppia si è invece fatto riferimento al diagramma di corpo libero riportato in Figura 4.12 che rappresenta la carrozzina durante la salita lungo una rampa e da cui si può ricavare l'Eq.(4.45).

$$\omega_{SMax} = \frac{v_{Max}}{r_W k_E} \quad (4.44)$$

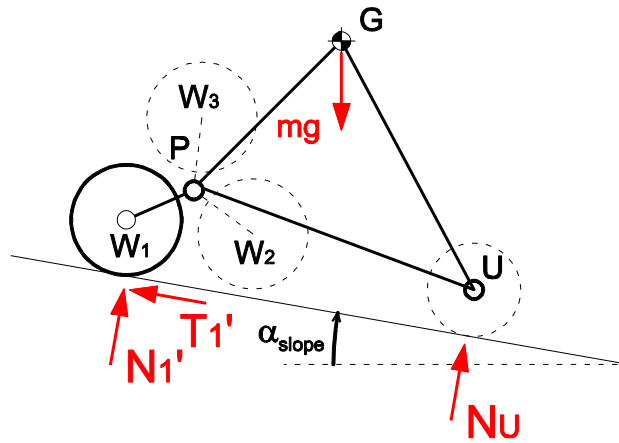


Figura 4.12 – Diagramma di corpo libero della carrozzina durante la salita di una rampa in marcia in piano

$$C_{SMax} = C_{WMMax} k_E = T_1' r_W k_E = mg \sin \alpha_{slope} r_W k_E \quad (4.45)$$

All'aumentare del valore di k_E , a parità di altre condizioni, la coppia richiesta al solare aumenta mentre la velocità angolare diminuisce.

Terminata questa prima fase di introduzione all'analisi parametrica, si mostrano i risultati ottenuti al variare dei valori di k_E e C_S^* all'interno degli intervalli definiti in Eq.(4.35). In Figura 4.13 è riportato l'andamento della coppia C_P richiesta al portatreno durante la rotazione dell'unità di locomozione (cioè al variare di θ_{PP}) per una generica coppia di parametri. Si può osservare che la coppia richiesta è in un primo tratto positiva, cioè deve vincere un carico resistente, mentre nella seconda parte è negativa cioè il carico diventa trascinante ed è necessario frenare la rotazione delle unità di locomozione per ottenere la velocità di rotazione richiesta.

In Figura 4.14 e Figura 4.15 l'analisi è estesa ad un numero più elevato di valori e sono rispettivamente riportati gli andamenti del massimo e minimo valore della coppia richiesta al portatreno così come definiti in Eq.(4.46) e (4.47) per diversi valori di k_E e C_S^* .

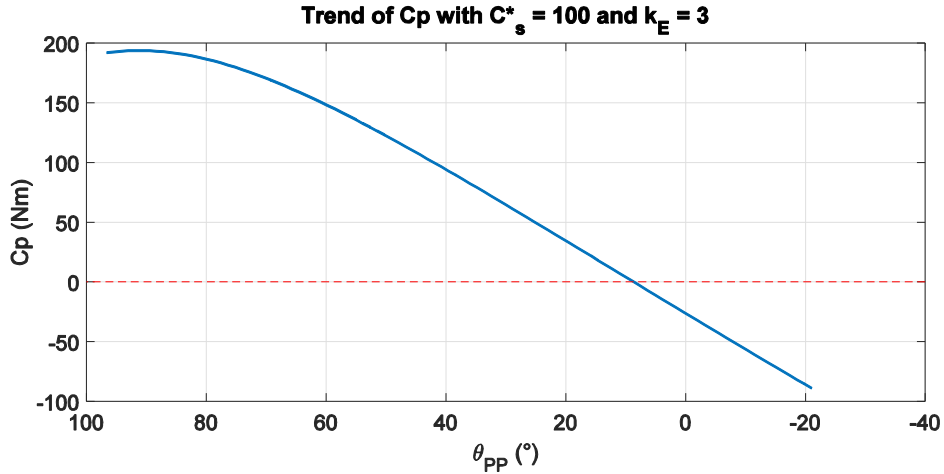


Figura 4.13 – Andamento della coppia $C_P(\theta_{PP})$ richiesta al portatreno durante una sequenza di superamento dello scalino a regime per una generica coppia di valori k_E e C_S^*

$$\max_{\theta_{PP}}(C_P(\theta_{PP}, k_E, C_S^*)) \quad (4.46)$$

$$\min_{\theta_{PP}}(C_P(\theta_{PP}, k_E, C_S^*)) \quad (4.47)$$

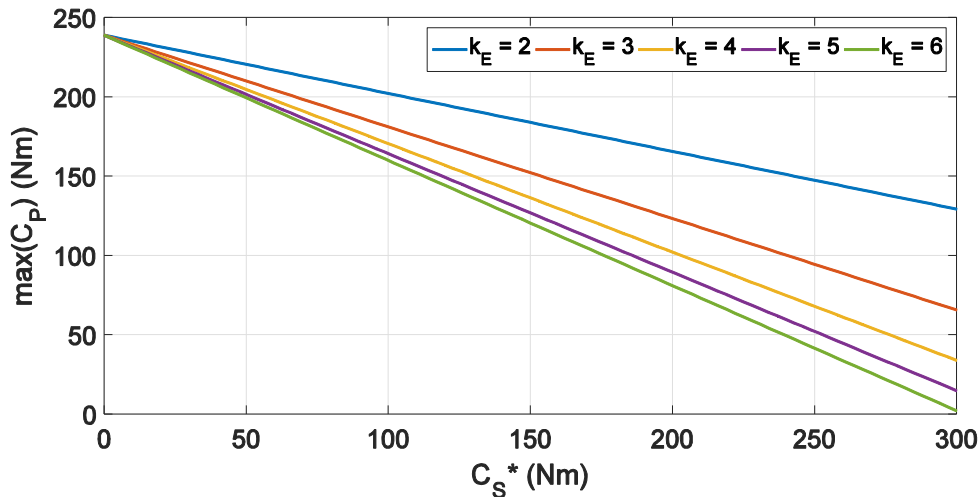


Figura 4.14 – Andamento del massimo valore della coppia richiesta al portatreno durante una sequenza di superamento dello scalino a regime per diversi valori di k_E e C_S^*

In generale si osserva che all'aumentare di k_E e C_S^* diminuiscono sia il valore massimo che quello minimo della coppia C_P . Infatti il contributo di coppia proveniente dai motori solari (C_S^*) è sempre costante in segno e concorde al verso

di rotazione dell'unità di locomozione. Quindi, mentre nel primo tratto collabora con il motore del portatreno riducendone la richiesta di coppia, nel secondo tratto diventa concorde al carico trascinante, incrementando la coppia necessaria al motore del portatreno per garantire l'equilibrio delle unità di locomozione.

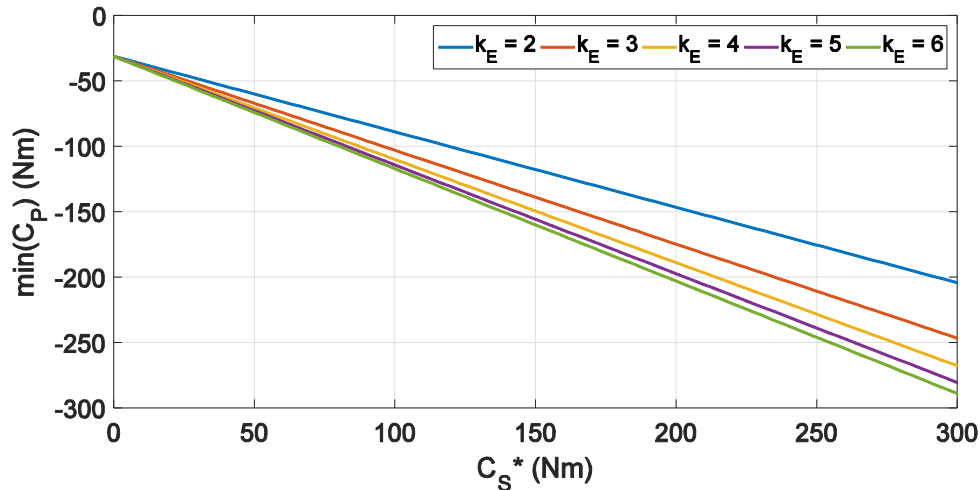


Figura 4.15 – Andamento del minimo valore della coppia richiesta al portatreno durante una sequenza di superamento dello scalino a regime per diversi valori di k_E e C_S^*

Per limitare la richiesta di coppia sia in fase di carico resistente che di carico trascinante, si è analizzato l'andamento del massimo valore assoluto della coppia richiesta al portatreno così come definito in Eq.(4.48). I risultati sono mostrati in Figura 4.16.

$$\max_{\theta_{PP}}(|C_P(\theta_{PP}, k_E, C_S^*)|) \quad (4.48)$$

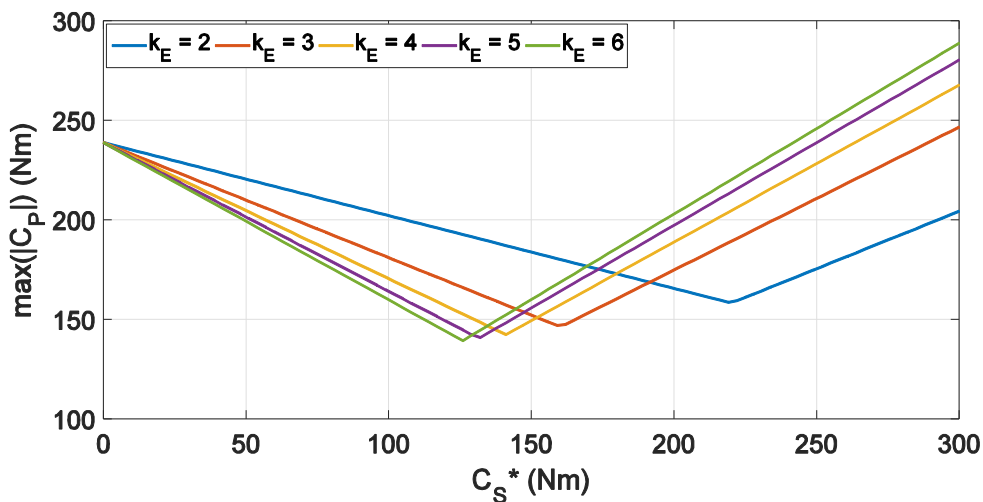


Figura 4.16 – Andamento del massimo valore assoluto della coppia richiesta al portatreno durante una sequenza di superamento dello scalino a regime per diversi valori di k_E e C_S^*

In questo caso, per ogni valore di k_E , le curve hanno un minimo per un particolare valore di C_S^* , cioè applicando un determinato valore di coppia ai motori dei solari si riesce a limitare allo stesso tempo sia il valore massimo positivo che il valore minimo negativo della coppia richiesta al motore del portatreno. Infine in Figura 4.17 e Figura 4.18 sono riportati rispettivamente l'andamento del minimo coefficiente di sicurezza (SF) definito in Eq.(4.39) e del massimo coefficiente d'attrito necessario per non avere slittamento delle ruote (f_{aMin}) definito in Eq.(4.43). I valori minimi e massimi per le due grandezze sono rispettivamente definiti in Eq.(4.49) e Eq.(4.50).

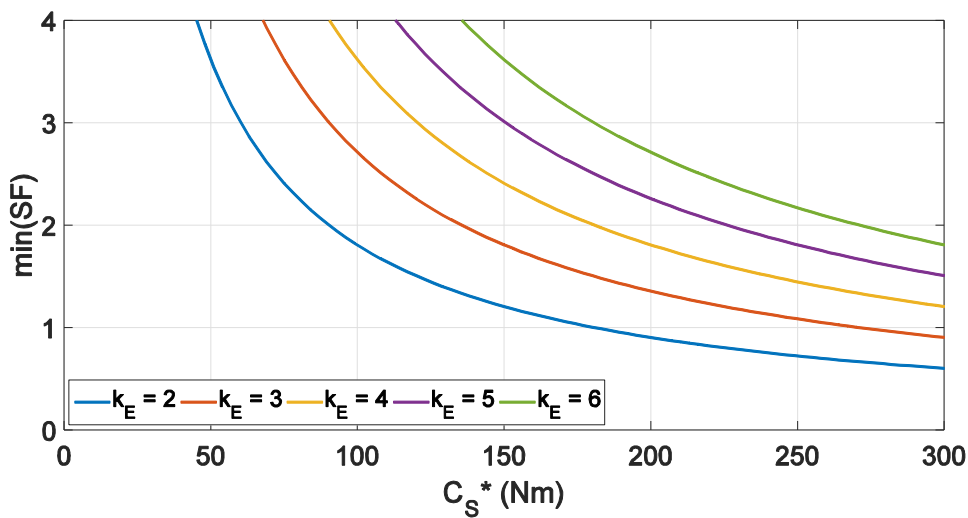


Figura 4.17 – Andamento del minimo coefficiente di sicurezza (SF) durante una sequenza di superamento dello scalino a regime per diversi valori di k_E e C_S^*

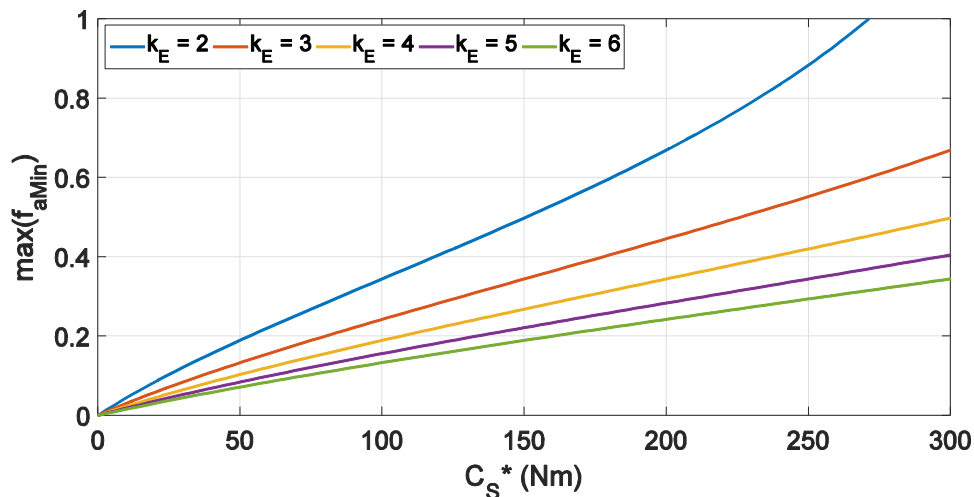


Figura 4.18 – Andamento del massimo coefficiente di attrito (f_{aMin}) durante una sequenza di superamento dello scalino a regime per diversi valori di k_E e C_S^*

$$\min_{\theta_{PP}}(SF(\theta_{PP}, k_E, C_S^*)) \quad (4.49)$$

$$\max_{\theta_{PP}}(f_{aMin}(\theta_{PP}, k_E, C_S^*)) \quad (4.50)$$

Utilizzando entrambe le modalità di valutazione dell'aderenza per la ruota dell'unità di locomozione in appoggio sulla scala, risulta conveniente per evitare lo strisciamento avere k_E elevato e C_S^* basso.

Una possibile procedura di selezione dei due parametri potrebbe essere effettuata scegliendo prima il valore di k_E e poi ricavando dal grafico di Figura 4.16 il valore ottimale di C_S^* in corrispondenza del minimo della curva, verificando poi l'accettabilità di tale soluzione rispetto alle condizioni di aderenza della ruota.

Per effettuare una scelta corretta del rapporto di trasmissione k_E è conveniente analizzare i risultati ottenuti per quanto riguarda l'analisi cinetostatica della carrozzina in condizioni di marcia in piano. In questo caso l'unico parametro di interesse risulta essere k_E . Gli andamenti della massima velocità angolare e della massima coppia così come definiti in Eq.(4.51) sono riportati in Figura 4.19.

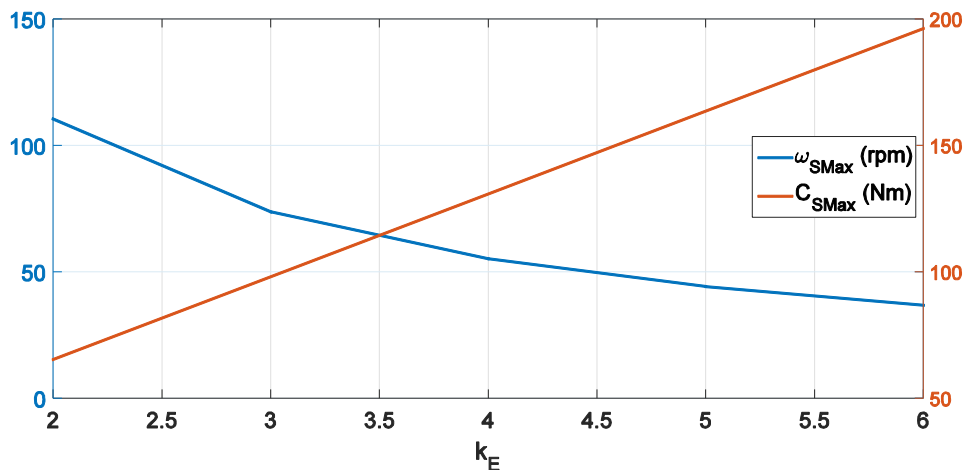


Figura 4.19 – Andamento della massima velocità angolare e della massima coppia richieste ai motori del solare durante l'avanzamento in marcia in piano e lungo la rampa secondo i requisiti di progetto per la carrozzina

$$\begin{cases} \omega_{SMax}(k_E) \\ C_{SMax}(k_E) \end{cases} \quad (4.51)$$

Valori minori per k_E permettono di ottenere i requisiti di progetto (marcia in piano lungo una rampa inclinata di 10°) con una richiesta di coppia inferiore per il motore del solare. Tuttavia aumenta la velocità angolare richiesta per ottenere la velocità desiderata di avanzamento della carrozzina in piano e soprattutto aumenta, a parità di altre condizioni, la coppia richiesta al motore del portatreno in fase di marcia su

scala. Una scelta di compromesso tra questi due aspetti potrebbe essere quella di scegliere $k_E = 3$. Di conseguenza si può ricavare il valore di C_S^* individuando il minimo del grafico di Figura 4.16 e ricavare le altre grandezze estrapolando i valori dai grafici proposti. I risultati ottenuti con questa scelta sono riportati in Tabella 4.2.

Tabella 4.2 – Valori individuati per il dimensionamento del gruppo di trazione

Parametro	Valore
k_E	3
C_S^*	159 Nm
$\max(C_P)$	146.9 Nm
$\min(SF)$	1.706
$\max(f_{aMin})$	0.3621
ω_{SMax}	73.68 rpm
C_{SMax}	98.12 Nm
Ω	4 rpm

Il valore di coppia C_S^* fornita dai motori dei solari durante la salita scale è sostanzialmente maggiore rispetto al valore C_{SMax} necessario durante la marcia su rampa. Questa scelta non risulta quindi conveniente dal punto di vista del dimensionamento dei motori, perché richiede di installare a bordo della carrozzina dei motori in grado di erogare una coppia pari a C_S^* che non viene poi completamente sfruttata durante la marcia in piano. Per questo motivo risulta conveniente effettuare una scelta diversa, andando a considerare un valore di C_S^* analogo a quello richiesto durante la marcia in piano, anche se corrisponde a condizioni non ottimali dal punto di vista della minimizzazione del modulo della coppia C_P . In Tabella 4.3 sono riportati i nuovi valori estrapolati dai grafici riportati in precedenza.

Analizzando i risultati ottenuti si può concludere che la combinazione proposta è soddisfacente sotto tutti i punti di vista: la ruota a contatto con la scala risulta sempre in aderenza (sia analizzando SF che f_{aMin}) e la richiesta di coppia al motore del solare risulta essere molto simile sia in marcia in piano che in fase di superamento ostacoli. La scelta del valore ottimale di k_E permette di concludere il dimensionamento del rotismo epicicloidale, in cui devono essere soddisfatte le espressioni di Eq.(3.1). Una possibile soluzione per le dimensioni dei raggi delle ruote dentate che soddisfi contemporaneamente le condizioni sul rapporto di trasmissione e sull'interasse è proposta in Tabella 4.4.

Tabella 4.3 – Valori ottimali individuati per il dimensionamento del gruppo di trazione

Parametro	Valore
k_E	3
C_S^*	100 Nm
$\max(C_P)$	181.6 Nm
$\min(SF)$	2.739
$\max(f_{aMin})$	0.2401
ω_{SMax}	73.68 rpm
C_{SMax}	98.12 Nm
Ω	4 rpm

Tabella 4.4 – Valori ottimali per i raggi delle ruote dentate del rotismo epicicloidale interno all'unità di locomozione

Parametro	Valore
r_S	60 mm
r_{PG1}	40 mm
r_{PG2}	20 mm

I risultati ottenuti dall'analisi parametrica proposta possono essere utilizzati per identificare le richieste di coppia e velocità angolare per il dimensionamento dei motori di trazione. Come descritto nel paragrafo 3.3.8, i portatreno delle due unità di locomozione sono collegati al relativo motore attraverso una trasmissione a cinghia con rapporto di trasmissione $k_C = 3$. I requisiti di coppia e velocità angolare necessari alle unità di locomozione per soddisfare i requisiti di progetto sono stati individuati in questo paragrafo. In particolare si è ricavata una coppia massima (C_P) pari a circa 180 Nm e una velocità angolare (Ω) pari a 4 rpm che permette di superare il singolo scalino in 5 secondi. Da questi valori e conoscendo l'architettura del sistema di trazione si possono ricavare i requisiti di coppia e velocità al motore del portatreno.

$$\begin{cases} \omega_{MR,PMax} = k_C \Omega \\ \max(|C_{MR,P}|) = \frac{\max(|C_P|)}{k_C} \end{cases} \quad (4.52)$$

Per quanto riguarda i motori del solare, visto che nell'analisi dinamica proposta si è sempre fatto riferimento al contributo in coppia di entrambi i motoriduttori, i valori ottenuti vanno divisi a metà.

In conclusione il dimensionamento dei motori può essere fatto con i valori riportati in Tabella 4.5.

Tabella 4.5 – Valori di coppia e velocità angolare richiesti ai motori di trazione per soddisfare i requisiti di progetto della carrozzina

Parametro	Valore
$C_{MR,PMax}$	60 Nm
$\omega_{MR,PMax}$	12 rpm
$C_{MR,SMax}$	50 Nm
$\omega_{MR,SMax}$	75 rpm

I risultati ottenuti al termine di questo capitolo concludono la parte di dimensionamento della carrozzina. In particolare le ultime analisi proposte hanno permesso di individuare i requisiti di coppia e velocità richiesti per il dimensionamento dei motori del gruppo di trazione e hanno permesso di analizzare il comportamento cinetostatico della carrozzina durante la marcia su scala, in particolare per quanto riguarda la verifica delle condizioni di aderenza e stabilità. Nel prossimo capitolo la struttura proposta per la carrozzina montascale verrà analizzata nel dettaglio durante il funzionamento attraverso la simulazione nell'ambiente multibody MSC Adams. I risultati ottenuti permetteranno di valutare qualitativamente e quantitativamente l'efficacia e le prestazioni del dispositivo durante la salita scale.

Capitolo 5

Simulazioni

Il lavoro presentato in questo capitolo è stato parzialmente pubblicato in [50], [51]

In questo capitolo verrà proposta l'analisi di funzionamento della carrozzina montascale definita nei capitoli precedenti, attraverso simulazioni condotte nell'ambiente di simulazione multibody MSC Adams. Lo sviluppo di un modello multibody e il suo utilizzo per l'analisi del funzionamento del dispositivo sono stati portati avanti con l'obiettivo di verificare che le scelte e il percorso di sintesi affrontato permettano di ottenere i requisiti di funzionamento attesi.

L'analisi multibody risulta conveniente anche perché consente di rimuovere le semplificazioni adottate per l'analisi cinematica e cinetostatica condotte nel Capitolo 4. In particolare le assunzioni che possono essere rimosse riguardano:

- geometria della scala: si può analizzare il comportamento della carrozzina su una scala generica senza bisogno di limitare l'analisi alle scale nominali, definite nel paragrafo 3.3.1;
- traiettoria dell'unità di locomozione: la simulazione multibody permette di considerare la reale traiettoria dell'unità di locomozione, rimuovendo tutte le ipotesi adottate per semplificarne la descrizione analitica;
- dinamica del veicolo: si può esaminare completamente il comportamento dinamico del veicolo, considerando anche le accelerazioni e le forze inerziali durante la salita scale, rimuovendo cioè l'ipotesi di comportamento quasi-statico utilizzata per effettuare l'analisi cinetostatica presentata nel paragrafo 4.2.

L'obiettivo principale di questo capitolo è quindi quello di validare i risultati ottenuti dalle analisi semplificate, confrontandoli con quelli ottenuti attraverso il modello. In particolare i risultati di interesse possono essere classificati come cinematici e dinamici.

Dal punto di vista cinematico risulta di principale interesse valutare il comportamento del meccanismo di controllo dell'assetto della sedia, in particolare valutando l'efficacia del profilo della camma definito nel paragrafo 3.3.7. Inoltre lo strumento multibody permetterà di valutare il comportamento della camma, non solo nelle condizioni di scala nominale utilizzate per la sintesi del profilo, ma anche durante la salita di scale non nominali. Si potrà quindi valutare l'ampiezza delle oscillazioni residue sull'utente che il meccanismo non è in grado di compensare.

Da un punto di vista dinamico, invece, si vogliono confrontare i risultati ottenuti nel paragrafo 4.2 in termini di coppie necessarie al sistema di trazione e in termini di stabilità del dispositivo, anche a fronte della rimozione delle ipotesi semplificate riguardanti la traiettoria del centro dell'unità di locomozione e il comportamento quasi-statico della carrozzina durante la salita o la discesa scale.

Nel prossimo paragrafo verrà presentato il modello multibody sviluppato, mentre nei paragrafi successivi verranno mostrati i risultati delle simulazioni condotte per quanto riguarda il comportamento cinematico e dinamico del dispositivo.

5.1 Modello multibody

A partire dalla struttura e dall'architettura identificate nel corso del Capitolo 3 si è costruito il modello multibody della carrozzina mostrato in Figura 5.1.

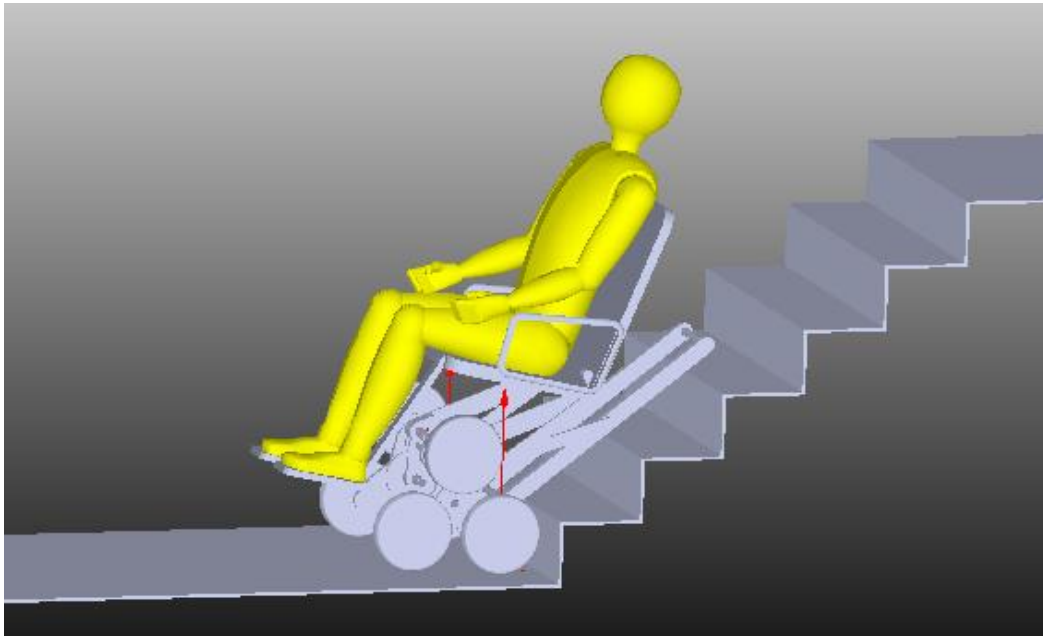


Figura 5.1 – Modello multibody della carrozzina sviluppato nell'ambiente di simulazione MSC Adams

Il modello è costituito dagli elementi funzionali che compongono la struttura della carrozzina e dai relativi meccanismi di riconfigurazione.

Le simulazioni sono state condotte solamente per quanto riguarda la salita e la discesa scale a regime, che costituiscono le fasi di funzionamento principali del dispositivo. Per ragioni di semplicità non sono state invece simulate le fasi di ingresso e di uscita scale che richiedono uno studio più accurato, ma non forniscono ulteriori informazioni riguardo le abilità di superamento scale della carrozzina.

Il modello è stato quindi semplificato rimuovendo tutti gli elementi funzionali e i relativi meccanismi che non contribuiscono al funzionamento della carrozzina durante le sequenze di salita e discesa scale a regime. In particolare quindi non sono state modellate né le ruote pivotanti né il meccanismo di collegamento con il telaio della carrozzina. Viceversa sono stati modellati la sedia, l'utente, il cingolo, le unità di locomozione, i due sotto-telai PC e RC e il meccanismo a camma e bilanciere che controlla l'assetto della sedia. Per quanto riguarda questo sotto-sistema si è considerata l'architettura descritta al termine del paragrafo 3.3.7, in particolare in Figura 3.111, in cui la camma non è solidale alle unità di locomozione, ma solidale ad un albero collegato alla rotazione dei portatreni delle unità attraverso un rapporto di trasmissione 3:1. Infine si è prestata attenzione nel modellare una corretta distribuzione delle masse del veicolo, aspetto che influisce pesantemente sulla dinamica della carrozzina. Anche se la struttura del dispositivo non è stata modellata nel dettaglio (non sono stati rappresentati ad esempio né i motori, né le batterie) sono state aggiunte delle masse concentrate, in modo da posizionare il baricentro complessivo del dispositivo così come descritto nella trattazione riportata nel paragrafo 3.3.3 e come rappresentato qualitativamente in Figura 5.2. Inoltre si è ottenuto un peso complessivo della carrozzina di 185kg, coerente con i requisiti di progetto, considerando 87kg per l'utente e la sedia e 98kg per la struttura del veicolo.

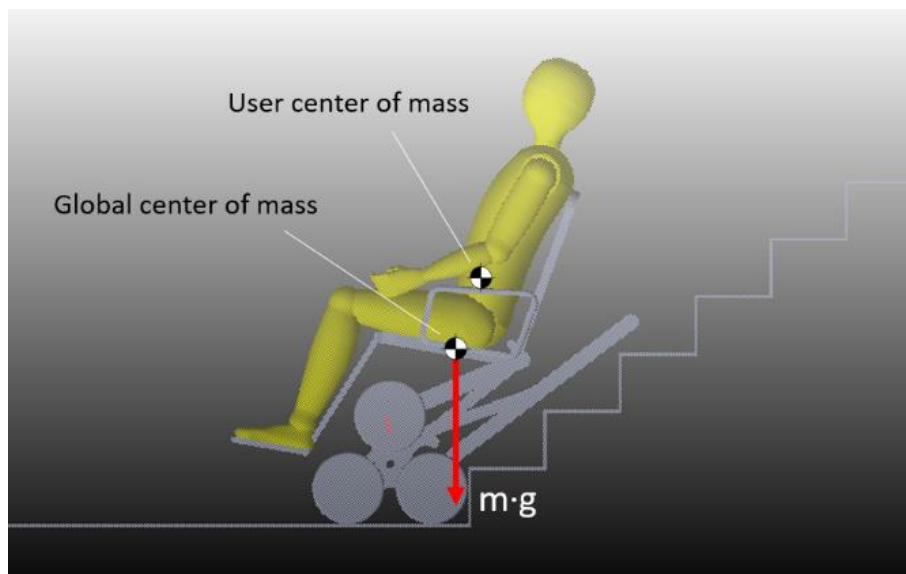


Figura 5.2 – Posizione del baricentro della carrozzina modellata nell'ambiente di simulazione multibody

Le simulazioni, come già detto, non sono focalizzate all'analisi delle fasi transitorie di ingresso e uscita scale e iniziano quindi con la carrozzina nella configurazione di inizio salita a regime, cioè con le unità di locomozione in appoggio con entrambe

le ruote sul pianerottolo inferiore, la sedia ruotata all'indietro e il cingolo in appoggio sulla scala. La simulazione termina invece nell'ultima configurazione di salita a regime, cioè quando la cerniera del cingolo S si trova allineata con l'ultimo spigolo della scala così come rappresentato in Figura 3.67. La sequenza di salita simulata è stata ottenuta imponendo le legge orarie dei tre gradi di libertà complessivi delle unità di locomozione: la rotazione dei solari delle unità di destra e di sinistra e la rotazione di entrambi i portatreni. Questa scelta simula le condizioni di funzionamento reali, in cui l'avanzamento della carrozzina è ottenuto grazie all'azione dei tre motori che costituiscono il gruppo di trazione.

In particolare, per simulare anche la logica di controllo ipotizzata per ottenere un moto su scala stabile e sicuro così come definito in Figura 3.18, si è imposta una coppia costante ai motori dei solari in modo da assicurare sempre il contatto tra la ruota dell'unità di locomozione in appoggio sulla scala e l'alzata dello scalino successivo. Per quanto riguarda la rotazione dei portatreni, si è invece imposta una velocità costante. Le leggi orarie scelte come input per la simulazione sono riportate in Eq.(5.1).

$$\begin{cases} \Omega(t) = 30 \text{ }^\circ/\text{s} \\ C_S(t) = 70 \text{ Nm} \end{cases} \quad (5.1)$$

Il valore scelto per la velocità angolare dei portatreni permette di completare la sequenza di superamento di un singolo scalino in 4 secondi. Durante la condizione di marcia a regime, la sequenza di salita e di conseguenza gli andamenti delle variabili di interesse si ripeteranno quindi ciclicamente ogni 4 secondi.

Per quanto riguarda invece il valore di coppia applicato alle ruote solari, si è identificato il livello ottimale in grado di garantire l'avanzamento della carrozzina e il contatto con le alzate della scala senza causare tuttavia lo slittamento delle ruote dovuto all'applicazione di una coppia troppo elevata.

Infine è stato scelto un coefficiente d'attrito tra ruote e scale (f_a) pari a 0.6, comparabile o lievemente minore per ragioni cautelative rispetto ad un valore rappresentativo ragionevole per le condizioni di contatto reali.

L'analisi dei risultati della simulazione relativi al gruppo di trazione permetterà di valutare ulteriormente il comportamento cooperativo tra i tre motori durante la salita scale. Un corretto dimensionamento del gruppo di trazione permette infatti di ottenere le coppie necessarie all'avanzamento della carrozzina lungo le scale attraverso una cooperazione dei tre attuatori, riducendo la taglia dei singoli motori installati ed ottimizzando il funzionamento del dispositivo.

Nei prossimi due paragrafi verranno presentati i risultati ottenuti attraverso la simulazione, sia per quanto riguarda la cinematica che per quanto riguarda la dinamica della carrozzina.

5.2 Risultati analisi cinematica

In questo paragrafo verranno riportati e discussi i principali risultati ottenuti per quanto riguarda la cinematica della carrozzina. Da un punto di vista qualitativo le simulazioni effettuate mostrano che la carrozzina è in grado di salire le scale con una sequenza stabile e sicura. Inoltre la sequenza di salita a regime è stata simulata su scale con differenti pendenze, dimostrando che la soluzione proposta è in grado di superare rampe di scale con geometria differente all'interno dell'insieme di pendenze ritenute superabili nei requisiti di progetto.

Un primo risultato è riportato in Figura 5.3, nella quale sono rappresentate alcune traiettorie di punti notevoli della carrozzina durante la salita di una scala con pendenza massima (190 mm di alzata e 250 mm di pedata) e il modulo e la direzione della velocità del centro di massa dell'utente (CM).

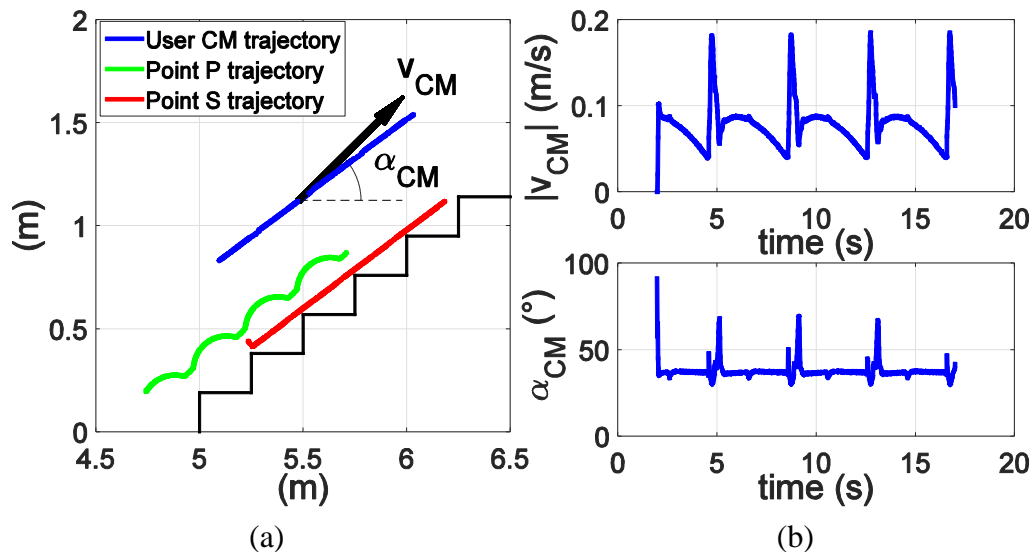


Figura 5.3 – (a) Traiettorie di alcuni punti notevoli della struttura della carrozzina durante la sequenza di salita di una scala di dimensioni $h_0 = 190\text{mm}$ e $p = 250\text{mm}$; (b) modulo e direzione della velocità del centro di massa dell'utente (CM)

La traiettoria rappresentata in rosso è la traiettoria della cerniera S solidale al cingolo. Durante tutta la fase di salita a regime la cerniera S si muove di moto traslatorio rettilineo, lungo una retta parallela alla tangente agli spigoli della scala. Il cingolo rimane quindi sempre in appoggio su almeno due gradini consecutivi e

avanza con moto puramente traslatorio. In verde è invece rappresentata la traiettoria del centro delle unità di locomozione (punto P). L'utilizzo del modello multibody permette di analizzare la traiettoria nel caso di scala con geometria generica. Infatti la traiettoria del punto P non è semplicemente costituita da archi di circonferenza come nel caso semplificato di scala nominale, ma è coerente con le analisi fatte riguardo la traiettoria percorsa nel caso generale e descritte nel paragrafo 3.3.1. La traiettoria è quindi costituita in parte da archi di circonferenza e in parte da tratti di raccordo. In generale, comunque, la traiettoria non è rettilinea ed introduce oscillazioni sul telaio della carrozzina. La curva rappresentata in blu rappresenta infine la traiettoria del centro di massa dell'utente. Questa traiettoria è il risultato della combinazione tra le oscillazioni del telaio dovute al moto delle unità di locomozione e la compensazione ottenuta attraverso il meccanismo a camma per il controllo dell'assetto della sedia. In Figura 5.4 sono infine riportate le componenti orizzontali e verticali per l'accelerazione del centro di massa dell'utente. Si può osservare come entrambi i valori siano sempre quasi nulli, confermando la regolarità della salita, eccetto in corrispondenza degli istanti in cui la ruota dell'unità di locomozione va a contatto con un nuovo gradino. Da questo risultato si può osservare che potrebbe essere conveniente non avere una velocità di rotazione costante delle unità di locomozione, ma piuttosto modulare la velocità gestita dal motore del portatreno in modo da rallentare in prossimità del contatto con il gradino per evitare urti e vibrazioni.

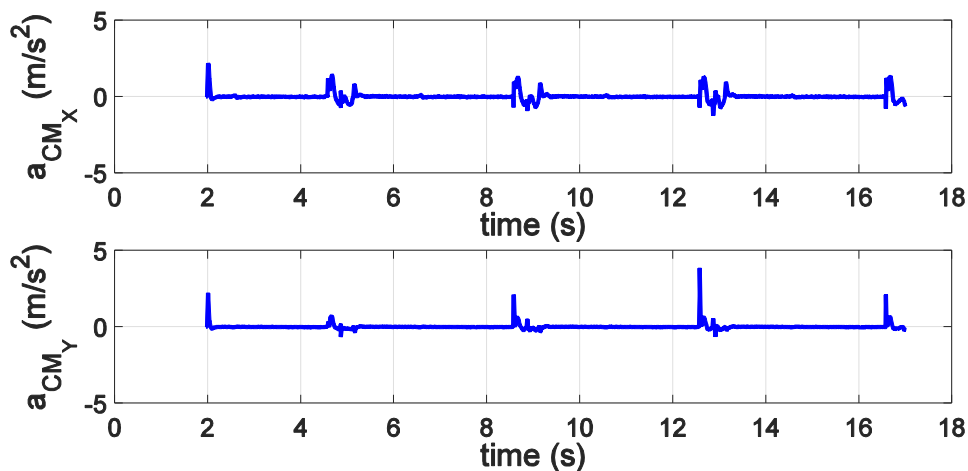


Figura 5.4 – Componenti orizzontali e verticali dell'accelerazione del centro di massa dell'utente durante la salita scale

Una prima analisi dei risultati ottenuti permette di valutare l'efficacia del meccanismo di controllo dell'assetto proposto: la traiettoria del centro di massa dell'utente è molto più regolare rispetto a quella ottenuta per il centro delle unità di locomozione. Il moto percepito dall'utente sarà quindi regolare e confortevole,

incrementando la percezione di sicurezza durante la marcia su scala. Tuttavia la traiettoria del centro di massa dell'utente non è esattamente rettilinea a causa delle ipotesi semplificative adottate per la sintesi del profilo della camma. Infatti il processo di sintesi è stato ottenuto a partire dall'analisi delle oscillazioni generate sul telaio dalla salita di una scala nominale. Modificando la geometria della scala cambiano anche la traiettoria del centro dell'unità di locomozione (punto P) e di conseguenza l'ampiezza e l'andamento delle oscillazioni del telaio. Teoricamente sarebbe quindi necessario avere un profilo di camma differente per ogni tipologia di scala superabile. In realtà è stata identificata una sola scala nominale con la quale si è dimensionato il profilo della camma. Durante la marcia lungo una scala nominale il meccanismo di controllo dell'assetto a camma sarà in grado di compensare completamente le oscillazioni e la sedia e di conseguenza l'utente si muoveranno di moto puramente traslatorio. Durante la salita di scale non-nominali, invece, il profilo della camma non sarà in grado di compensare completamente le oscillazioni di cui rimarrà un contributo residuo responsabile della traiettoria non perfettamente rettilinea del centro di massa dell'utente ottenuta attraverso la simulazione. Il problema può essere compreso più in dettaglio analizzando i grafici di Figura 5.5 in cui sono riportati gli andamenti per alcuni angoli significativi durante la salita di una scala con pendenza massima.

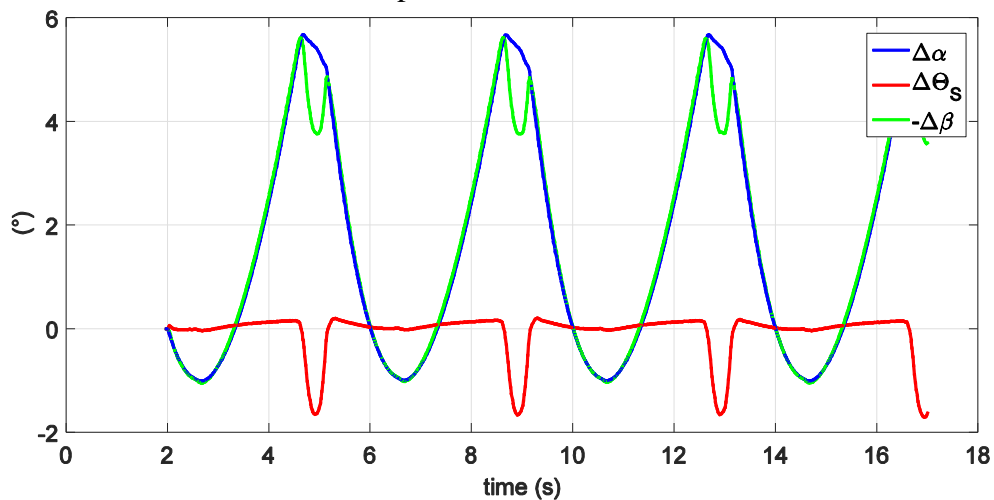


Figura 5.5 – Andamento di alcuni angoli significativi durante la sequenza di salita di una scala di dimensioni $h_0 = 190\text{mm}$ e $p = 250\text{mm}$

In blu è rappresentato l'andamento dell'angolo $\Delta\alpha$, cioè delle oscillazioni del telaio della carrozzina. In verde è riportato l'angolo $-\Delta\beta$ cioè l'angolo controllato dal meccanismo a camma. Infine in rosso è rappresentato l'andamento di $\Delta\Theta_s$ cioè la variazione dell'assetto della sedia, definito come orientazione rispetto ad un sistema fisso e solidale alla scala. Analizzando le tre curve si può osservare che l'effetto di

compensazione ottenuto attraverso il meccanismo di controllo assetto è in grado di recuperare la maggior parte delle oscillazioni introdotte sul telaio e che l'ampiezza delle oscillazioni residue sulla sedia è in ogni caso ridotta e comunque sempre minore di 2° . La non completa compensazione delle oscillazioni è dovuta a due differenti aspetti:

- il profilo della camma, come già detto, è stato ricavato per compensare completamente le oscillazioni durante la salita di una scala nominale e non è quindi in grado di garantire una traiettoria traslatoria per l'utente durante il moto lungo una scala con geometria generica;
- anche nel caso di scala nominale non si otterrebbe una completa compensazione delle oscillazioni in quanto il profilo reale della camma (utilizzato per la simulazione) è stato raccordato rispetto a quello teorico necessario per ottenere una orientazione costante della sedia (vedi paragrafo 3.3.7).

La combinazione di questi due effetti determina la forma e l'ampiezza delle oscillazioni residue sulla sedia. In Figura 5.6 sono riportati gli andamenti per l'ampiezza delle oscillazioni non compensate durante la salita delle tre scale di riferimento a pendenza bassa, media ed elevata definite in Tabella 2.2.

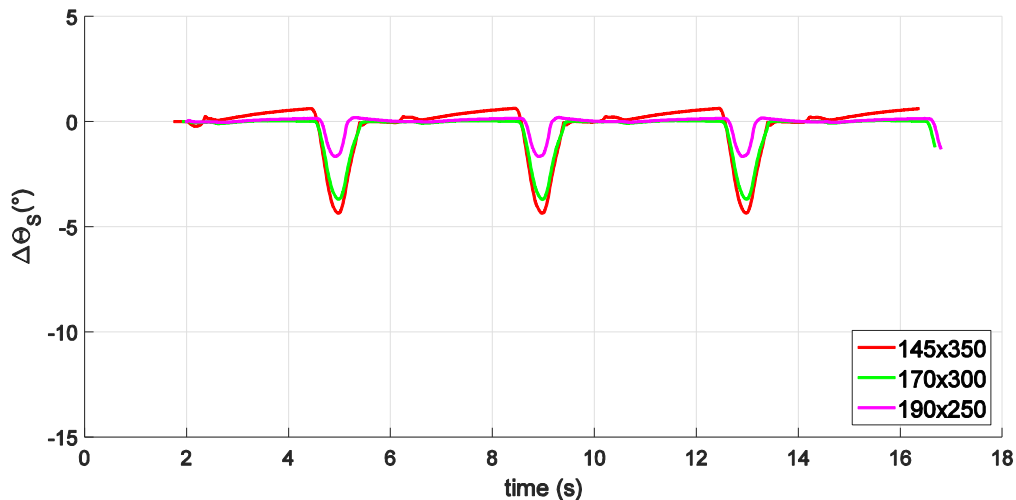


Figura 5.6 – Confronto tra le ampiezze delle oscillazioni residue sulla sedia durante la sequenza di salita di scale non nominali con diverse pendenze

L'andamento delle tre curve è simile: il maggior contributo alle oscillazioni della sedia è concentrato e dovuto al raccordo nel profilo della camma, mentre l'effetto dovuto alla geometria non-nominale della scala è di minore entità e distribuito durante tutta la sequenza di superamento dello scalino. Inoltre si può notare che le oscillazioni residue sono in generale più ampie per la scala a pendenza bassa mentre sono ridotte per la scala a pendenza elevata. Questo è principalmente dovuto al fatto

che le dimensioni della scala nominale ($h_0 = 166.78 \text{ mm}$ e $p = 221.32 \text{ mm}$ come descritto in Tabella 3.3) sono più simili a quelle della scala a pendenza elevata. In ogni caso i risultati mostrano l'efficacia del meccanismo di compensazione delle oscillazioni proposto, che è in grado, indipendentemente dalla geometria della scala e dalle ipotesi fatte durante la sintesi della camma, di ottenere un moto sufficientemente regolare per l'utente. Le oscillazioni residue sono infatti sempre inferiori a 5° , generando condizioni di confort e sicurezza accettabili per l'utente.

5.3 Risultati analisi dinamica

In questo paragrafo verranno riportati e commentati i principali risultati ottenuti dalle simulazioni per quanto riguarda la dinamica della carrozzina durante la salita scale. In particolare si vogliono verificare con maggior precisione rispetto alle analisi semplificate condotte nel capitolo precedente la stabilità della carrozzina e il comportamento cooperativo dei motori che costituiscono il sistema di trazione. In Figura 5.7 sono riportati lo schema della struttura della carrozzina e il diagramma di corpo libero del telaio nel quale sono indicate le forze scambiate anteriormente con le unità di locomozione e posteriormente con il cingolo e le coppie applicate dai motori del gruppo di trazione.

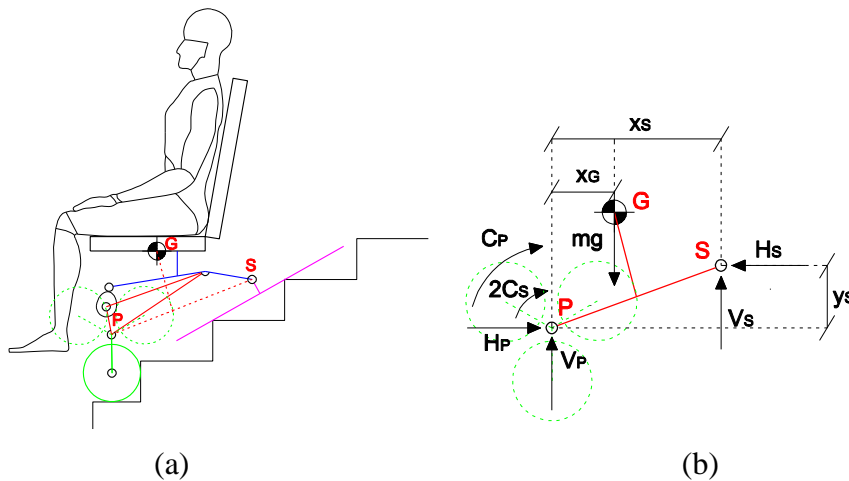


Figura 5.7 – Schemi di riferimento per l'analisi dei risultati dinamici: (a) architettura della carrozzina; (b) diagramma di corpo libero del telaio del veicolo durante la salita scale

In Figura 5.8 sono invece riportati i diagrammi di corpo libero delle unità di locomozione destra e sinistra in cui è indicata la simbologia di riferimento per le coppie e le forze valutate attraverso il modello multibody. Le forze e le coppie rappresentate in Figura 5.7 e Figura 5.8 sono tra loro collegate dall'espressioni riportate in Eq.(5.2).

$$\begin{cases} H_P = H_R + H_L \\ V_P = V_R + V_L \\ C_P = C_{PR} + C_{PL} \end{cases} \quad (5.2)$$

Dai diagrammi di corpo libero riportati si può osservare che nel modello multibody il problema dinamico è analizzato senza ipotesi semplificative, considerando anche il caso in cui l'unità di locomozione è in appoggio con attrito con due ruote sulla scala. Valutando l'andamento delle coppie e delle forze scambiate tra la scala e il veicolo, possono essere ricavate informazioni importanti riguardo il comportamento della carrozzina.

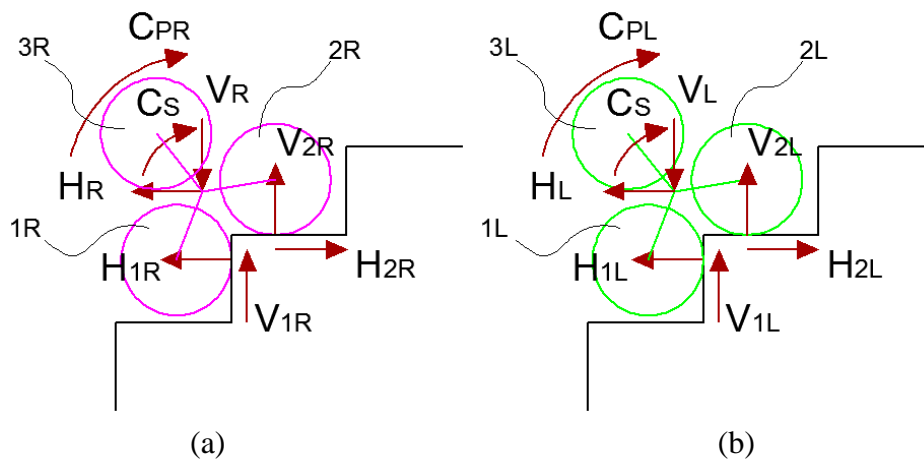


Figura 5.8 – Diagrammi di corpo libero delle unità di locomozione: (a) unità di destra; (b) unità di sinistra

In Figura 5.9 sono rappresentate le forze che contribuiscono all'equilibrio verticale della carrozzina, espresse in percentuale rispetto alla forza peso dell'intero veicolo. In particolare nel grafico sono riportate: la forza verticale scambiata con l'unità di locomozione destra (V_R), quella scambiata con l'unità di locomozione sinistra (V_L) e quella scambiata con il cingolo (V_C). Analizzando i valori percentuali si osserva che mediamente sulle unità di locomozione si scarica circa l'80% del peso della carrozzina mentre sul cingolo il 20%. Questi valori hanno un andamento non costante dovuto alle variazioni nella geometria di contatto del veicolo in appoggio sulla scala durante la salita o discesa. Inoltre si può osservare che, coerentemente con il modello generato che è simmetrico rispetto al piano longitudinale del veicolo, le forze scambiate dalle unità destra e sinistra sono uguali. I risultati di Figura 5.9 evidenziano come la ripartizione del peso della carrozzina sia maggiormente spostata verso le unità di locomozione, che sono l'elemento di trazione del veicolo.

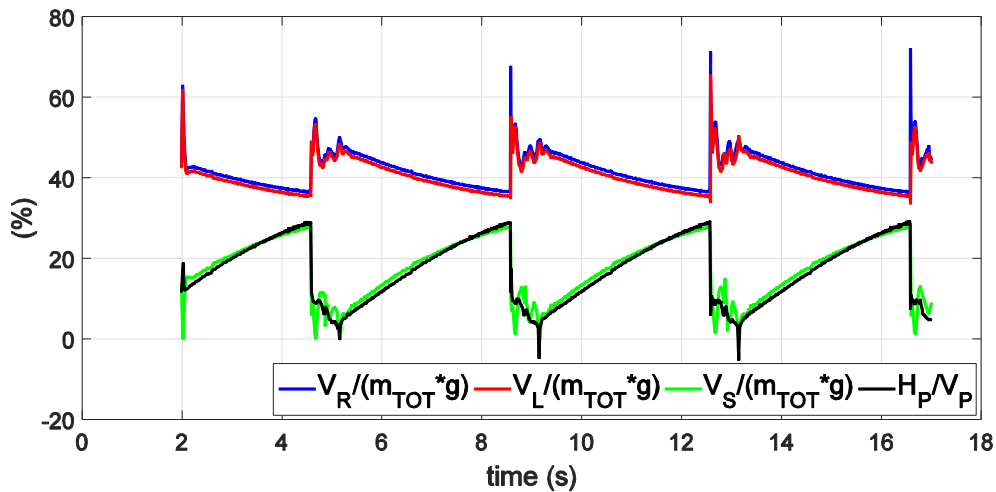


Figura 5.9 – Forze verticali agenti sul telaio della carrozzina espresse in percentuale rispetto alla forza peso dell'intero veicolo

Questa caratteristica era uno degli obiettivi definiti per questa nuova versione della carrozzina, in quanto permette di aumentare la stabilità statica del veicolo. Infatti, come analizzato in Figura 2.24, una forza eccessiva scambiata sul cingolo non motorizzato né frenato, genera una componente orizzontale che deve essere bilanciata dalla forza di trazione esercitata dalle ruote dell'unità di locomozione per ottenere condizioni di equilibrio. In generale si può quindi concludere che, tanto maggiore è la percentuale di forza scambiata sulle unità di locomozione, tanto più elevata sarà la stabilità statica della carrozzina. Tuttavia, per aumentare il carico sulle unità di locomozione è necessario avvicinare la proiezione del baricentro al punto di contatto a terra anteriore, portando la carrozzina più vicina a condizioni di ribaltamento che si verificano quando la forza scambiata posteriormente dal cingolo diventa nulla. Sempre dai grafici di Figura 5.9 si può osservare che queste condizioni non si verificano mai durante la simulazione effettuata. La forza verticale scambiata dal cingolo (V_S) rimane sempre maggiore di zero, indicando che il margine di stabilità scelto in fase di progetto risulta sufficiente per evitare il ribaltamento in avanti in ogni configurazione di funzionamento.

I picchi e le oscillazioni che si osservano periodicamente nei grafici corrispondono agli istanti in cui una ruota dell'unità di locomozione va in appoggio sul gradino successivo della scala. I picchi nelle forze scambiate sono legati all'urto che si verifica nel contatto in quanto, come già osservato, la velocità di rotazione del portatreno è sempre costante e non viene diminuita in prossimità del contatto con la scala. Le oscillazioni si verificano invece a causa della non perfetta risoluzione da parte del software di simulazione della condizione di contatto iperstatica che si

verifica quando entrambe le ruote di ciascuna unità di locomozione sono in contatto con attrito sulla scala.

In Figura 5.10 sono rappresentate, invece, le forze che contribuiscono all'equilibrio orizzontale del veicolo, cioè le due forze scambiate con le unità di locomozione (H_R e H_L) e quella scambiata con il cingolo (H_S). Quest'ultima, avendo trascurato l'attrito tra scala e cingolo, è solamente legata alla forza verticale (V_S) e all'inclinazione del cingolo cioè alla pendenza della scala. Anche in questo caso valgono le considerazioni fatte in precedenza riguardo la simmetria dei risultati ottenuti per le due unità di locomozione e i picchi e le fluttuazioni che si identificano nei grafici. La somma delle tre componenti rappresentate (H_R, H_L, H_S) è in ogni configurazione quasi nulla, a meno del termine inerziale legato all'accelerazione della carrozzina che però risulta praticamente trascurabile. Infatti il moto del veicolo durante la salita scale avviene con velocità molto basse e regolari e, di conseguenza, accelerazioni quasi nulle. Da quest'ultima osservazione si può ricavare che le condizioni di moto quasi-statiche imposte nell'analisi condotta nel paragrafo 4.2 non sono molto lontane dalle condizioni reali di funzionamento e che quindi i risultati ottenuti attraverso l'analisi cinetostatica possono essere considerati in prima approssimazione validi per descrivere il comportamento reale della carrozzina.

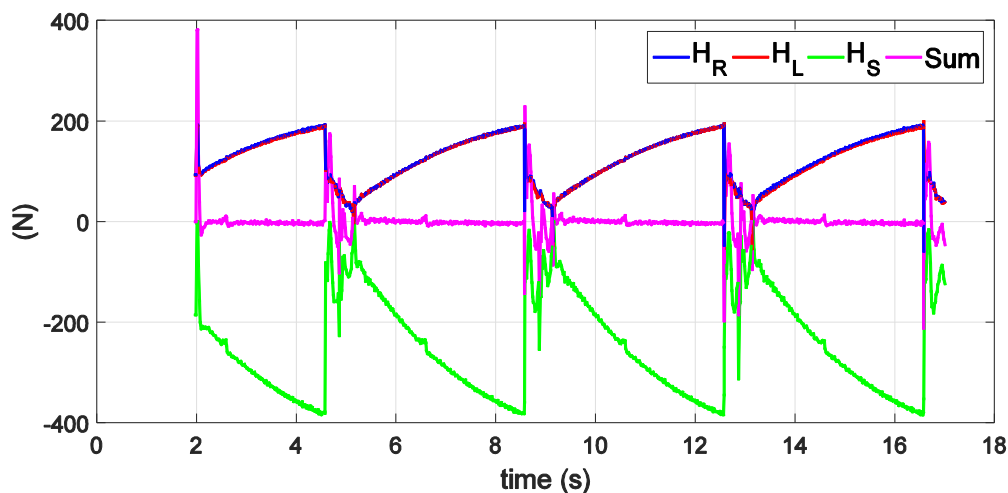


Figura 5.10 – Forze orizzontali agenti sul telaio della carrozzina

Una volta analizzate le componenti orizzontali e verticali agenti sul telaio della carrozzina, si può ulteriormente analizzare il rapporto tra le forze orizzontali e verticali (H_P e V_P definite in Eq.(5.2)) complessivamente scambiate dalle unità di locomozione. In Figura 5.9 è rappresentato l'andamento del rapporto H_P/V_P (in nero in Figura 5.9), cioè il rapporto tra la forza di trazione orizzontale e la forza verticale, agenti complessivamente sulle unità di locomozione. Da questo

andamento si possono ricavare informazioni sul minimo coefficiente d'attrito necessario nel contatto ruota-scala per riuscire a fornire al veicolo la trazione necessaria a garantire l'equilibrio statico senza innescare lo slittamento delle ruote. Analizzando i valori ottenuti si osserva che sono sempre inferiori a 0.3, in altre parole significa che con un coefficiente d'attrito $f_a = 0.3$ la stabilità della carrozzina è garantita in ogni configurazione. Tale valore risulta inferiore a quello ipotizzabile per il contatto ruota-scala, confermando quindi la stabilità della soluzione proposta.

Un altro risultato interessante ricavato dalle simulazioni riguarda l'analisi del gruppo di trazione. Come spiegato nell'introduzione di questo capitolo, durante le simulazioni si sono imposti come input del modello la velocità di rotazione del motore collegato ai portatreni e la coppia erogata complessivamente ai due solari come indicato in Eq.(5.1). Di conseguenza gli output del modello per quanto riguarda i motori di trazione saranno la coppia necessaria al motore del portatreno per ottenere la sequenza di salita e la velocità di rotazione dei motori collegati ai solari. In Figura 5.11 è riportato l'andamento della coppia del motore del portatreno durante la salita della scala con pendenza massima. I risultati sono coerenti con quelli ottenuti nel paragrafo 4.3. La coppia necessaria per ottenere la rotazione del portatreno a velocità costante è in parte positiva e in parte negativa, in quanto il carico agente sull'unità di locomozione è in un primo tratto resistente e in un secondo tratto trascinante. Inoltre il valore massimo, a meno dei picchi e delle oscillazioni legati all'urto tra ruota e scalino, è coerente con i valori identificati al termine dell'analisi cinetostatica.

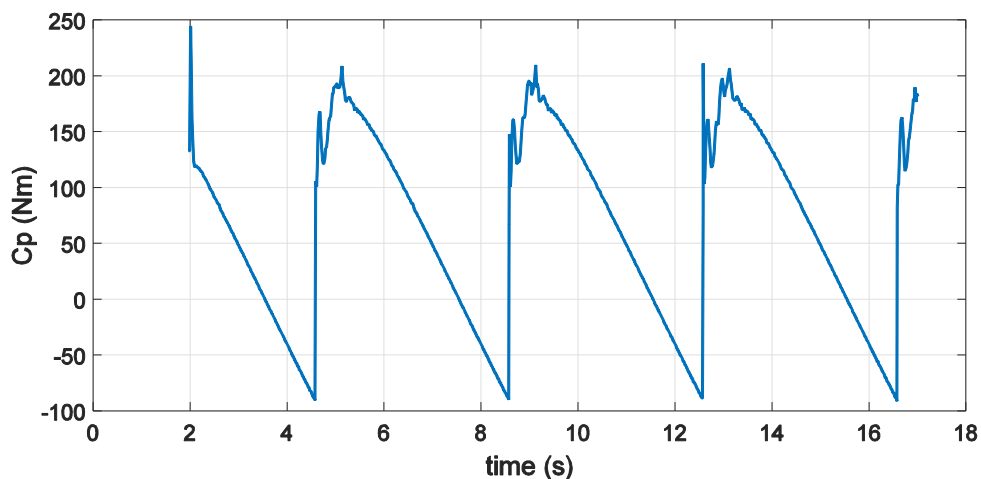


Figura 5.11 – Andamento della coppia richiesta al motore del portatreno durante la salita di una scala con pendenza massima ($h_0 = 190\text{mm}$ e $p = 250\text{mm}$)

Un altro aspetto interessante riguarda il comportamento cooperativo dei tre motori durante la salita scale, come mostrato in Figura 5.12. Nella figura sono riportati gli

andamenti della coppia resistente (C_R), della coppia applicata dal motore del portatreno (C_P) e della coppia complessivamente applicata dai due motori dei solari (C_S), cioè di tutte le coppie che concorrono all'equilibrio alla rotazione del telaio della carrozzina così come rappresentato del diagramma di corpo libero di Figura 5.7.b. La coppia applicata dal motore del portatreno è quella presentata in Figura 5.11, mentre quella applicata complessivamente dai motori dei solari è costante durante tutta la salita e pari a 70Nm. La somma di questi due contributi è rappresentata in nero in Figura 5.12. Si può osservare che effettivamente la coppia resistente è bilanciata dal contributo di tutti e tre i motori installati, che quindi concorrono a fornire la potenza necessaria alla salita scale. Questo comportamento cooperativo rappresentava un altro degli obiettivi definiti per la progettazione della nuova versione di carrozzina montascale, infatti permette di ridurre la taglia dei singoli attuatori riducendo il peso e le dimensioni complessive del gruppo di trazione.

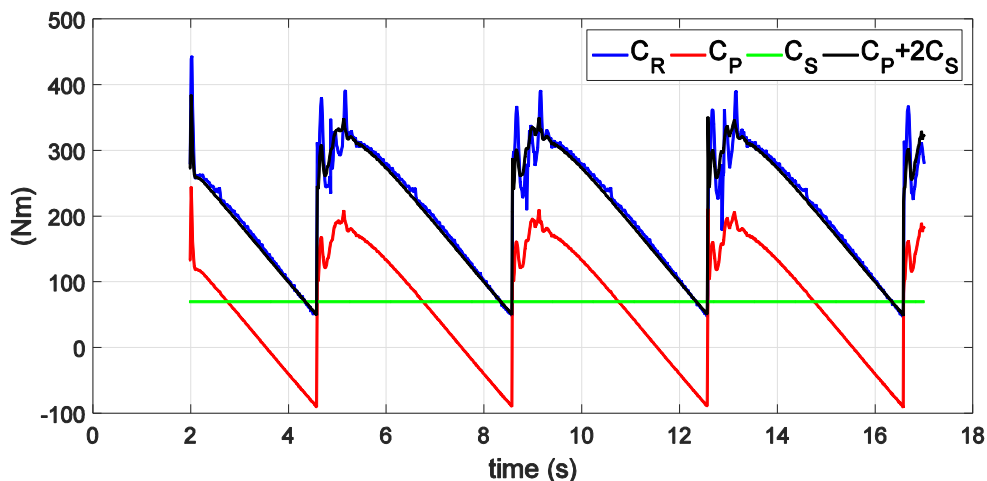


Figura 5.12 – Andamento delle coppie dei motori del gruppo di trazione e della coppia resistente (C_R) durante la salita di una scala con pendenza massima

Un ultimo aspetto che può essere valutato attraverso i risultati dell'analisi dinamica riguarda la logica di controllo utilizzata per gestire i due gradi di libertà di ciascuna unità di locomozione. Come discusso nel paragrafo 3.3.1, in particolar modo a riguardo delle Figura 3.17 e Figura 3.18, per ottenere una sequenza di salita stabile e sicura si è ipotizzato di controllare la velocità di rotazione di entrambi i portatreni e di applicare una coppia costante ai solari, in modo da garantire sempre condizioni di contatto tra la ruota in appoggio sulla scala e l'alzata del gradino successivo. Questa soluzione permette di evitare il progressivo allontanamento della ruota dallo scalino che può portare a condizioni di appoggio non stabile. Per analizzare questo aspetto si sono considerate le velocità angolari e le rotazioni delle ruote delle unità di locomozione rappresentate in Figura 5.13.

Controllando la coppia applicata ai solari, si vuole garantire l'aderenza delle ruote quando sono a contatto con l'alzata dello scalino e si vuole recuperare il margine con l'alzata successiva che si crea non appena la ruota viene appoggiata sulla pedata dopo la completa rotazione delle unità di locomozione. Osservando l'andamento della velocità angolare delle ruote dell'unità di locomozione rispetto ad un sistema di riferimento fisso e solidale alla scala, si osserva infatti l'alternanza di tratti in cui la velocità è nulla a tratti in cui la velocità cresce rapidamente. Lo stesso comportamento si osserva per quanto riguarda la posizione angolare: si alternano tratti in cui rimane costante a tratti in cui aumenta quasi linearmente.

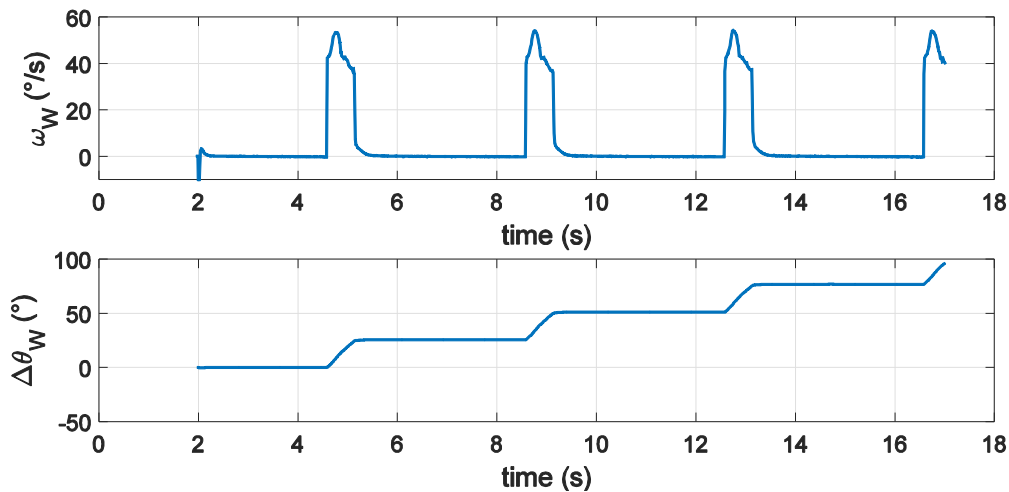


Figura 5.13 – Velocità angolare e rotazione delle ruote dell'unità di locomozione rispetto al sistema di riferimento fisso solidale alla scala

La fase in cui la velocità è nulla e la posizione angolare costante rappresenta la condizione in cui la ruota è in contatto sia con l'alzata che con la pedata dello scalino e le forze di attrito ne impediscono la rotazione. La coppia applicata dai motori dei solari non è sufficiente per generare lo slittamento delle ruote e concorre invece alla rotazione del portatreno. I tratti in cui la velocità è maggiore di zero e la posizione angolare varia corrispondono invece alle fasi in cui la ruota dell'unità di locomozione avanza rotolando sulla pedata fino ad andare a contatto con l'alzata del gradino successivo arrestandosi nuovamente.

Anche per quanto riguarda la logica di controllo dei due gradi di libertà di ciascuna unità di locomozione i risultati delle simulazioni sono coerenti con le ipotesi e le scelte fatte in fase di progettazione.

I risultati ottenuti nelle simulazioni e presentati in questo capitolo dimostrano l'efficacia della soluzione proposta nel raggiungere gli obiettivi di stabilità, confort e regolarità di salita fissati come requisiti di progetto. Globalmente la soluzione proposta si è dimostrata in grado di superare efficacemente rampe di scale di diversa pendenza con risultati buoni in ogni condizione di lavoro. Le simulazioni hanno

anche permesso di approfondire alcuni aspetti di dettaglio non pienamente evidenziati nelle fasi di sintesi e di analisi cinetostatica.

In conclusione, la soluzione descritta in questo lavoro di tesi può essere valutata positivamente per quanto riguarda l'efficacia di superamento di scale e singoli scalini, permettendo di avviare una fase di prototipazione per testare il funzionamento del dispositivo in condizioni reali di lavoro.

Conclusioni

In questa tesi è stata presentata una carrozzina montascale innovativa per il superamento delle barriere architettoniche.

Con questo lavoro si è cercato di ottenere prestazioni superiori a quelle dei dispositivi individuati nello stato dell'arte, che non rappresentano ancora una risposta soddisfacente al problema della mobilità di utenti disabili in presenza di barriere architettoniche. In particolare lo sviluppo è stato portato avanti con l'obiettivo di ottenere un dispositivo efficace, sicuro e stabile, in grado di essere usato in autonomia dall'occupante. Rispetto ad altre soluzioni esistenti si è inoltre cercato di ottenere una carrozzina compatta, di dimensioni ridotte, leggera e semplice, sia nell'architettura che nell'utilizzo, fattori qualificanti rispetto alle altre soluzioni presenti nello stato dell'arte.

La soluzione di carrozzina montascale proposta in questa tesi è il risultato di un percorso evolutivo che, attraverso varie versioni ed innovazioni nell'architettura del dispositivo, ha permesso di incrementare le prestazioni e l'efficacia della carrozzina. In particolare, è stata presentata in dettaglio la progettazione e l'analisi dell'ultima versione "*Wheelchir.q05*" in grado di garantire prestazioni più elevate rispetto alle precedenti.

La progettazione è stata affrontata prima da un punto di vista funzionale, identificando l'architettura generale del veicolo, cioè quali elementi funzionali sono necessari e come devono essere posizionati per permettere al veicolo di affrontare efficacemente le diverse condizioni di lavoro: marcia in piano, salita e discesa del singolo scalino, salita e discesa di una rampa di scale. Una volta individuata l'architettura più efficace è stato affrontato e presentato un percorso di sintesi cinematica in cui i vari elementi funzionali, le loro posizioni relative e i meccanismi di collegamento sono stati dimensionati valutando la loro influenza sulle prestazioni del veicolo. In particolare, oltre ai requisiti di ingombro e compattezza della carrozzina, si è cercato di ottenere una struttura più semplice possibile, limitando al massimo il numero di gradi di libertà, di sistemi di attuazione e di componenti. Inoltre è stata prestata molta attenzione alla sicurezza e al confort dell'utente, studiando in modo particolare le oscillazioni generate sul telaio del veicolo dal moto dell'unità di locomozione a zampe rotanti. La progettazione della carrozzina è stata quindi affrontata con l'obiettivo di limitare le oscillazioni dell'utente durante la marcia su scala, attraverso un corretto dimensionamento della struttura e attraverso

la progettazione di un meccanismo di controllo dell'assetto della sedia. In questo modo si è riuscito a garantire un moto di salita o di discesa regolare e sicuro.

La carrozzina dimensionata dal punto di vista cinematico è stata poi anche analizzata da un punto di vista dinamico, con l'obiettivo di verificarne il comportamento rispetto alla stabilità statica durante la marcia su scala e di dimensionare il sistema di trazione.

Infine la carrozzina è stata modellata e analizzata nell'ambiente di simulazione multibody MSC Adams per verificarne il corretto funzionamento ed esaminarne alcuni aspetti di dettaglio non individuabili attraverso analisi semplificate.

In conclusione le verifiche e le simulazioni condotte hanno permesso di dimostrare l'efficacia della soluzione proposta e di ottimizzarne alcuni aspetti per migliorare le prestazioni del dispositivo. I risultati ottenuti permettono di valutare positivamente l'evoluzione del progetto che può essere ritenuto idoneo per uno sviluppo anche prototipale.

In Tabella 6.1 sono riportati alcuni parametri che mettono a confronto le prestazioni della carrozzina sviluppata con le due soluzioni commerciali di maggior interesse. A parità di prestazioni in termini di velocità di avanzamento in piano, massima pendenza superabile e regolarità di salita, si può osservare come la soluzione proposta sia globalmente più compatta e leggera, favorendo sia la mobilità che la manovrabilità del dispositivo.

Tabella 6.1 – Confronto tra le prestazioni della carrozzina sviluppata rispetto a due soluzioni commerciali

<i>Caratteristica</i>	<i>Topchair</i> [7]	<i>B-Free Wheelchair</i> [6]	<i>Wheelchair.q</i>
Lunghezza	980 mm	924 mm	709 mm
Larghezza	700 mm	688 mm	650 mm
Peso veicolo	145 kg	130 kg	80 kg

L'efficacia del dispositivo proposto è evidente anche nel confronto con le versioni precedenti della carrozzina. Di seguito sono proposti alcuni confronti per evidenziare i principali miglioramenti ottenuti attraverso l'evoluzione del progetto. In Figura 6.1 sono messe a confronto le ultime due versioni di carrozzina (*Wheelchair.q04* a sinistra e *Wheelchair.q05* a destra) per quanto riguarda la stabilità durante il moto su scala.

Come già discusso nel corso della tesi, la ricerca di una maggiore stabilità è stato uno dei principali motivi che hanno portato allo sviluppo di una nuova versione di carrozzina. Confrontando le due figure si può osservare come, a parità di distribuzione dei pesi e quindi a parità di posizione del baricentro, nella figura di sinistra la proiezione del baricentro cada vicino al cingolo non motorizzato. La

reazione vincolare anteriore (F_A) sarà quindi maggiore di quella posteriore (F_P) riducendo la stabilità e la trazione del veicolo che è motorizzato posteriormente. Nella figura di destra, invece, è rappresentata la nuova versione di carrozzina. A parità di distribuzione di peso tra le forze di contatto anteriori e posteriori (F_A e F_P) rispetto al caso precedente la stabilità e la trazione sono aumentate, avendo spostato anteriormente le unità motrici.

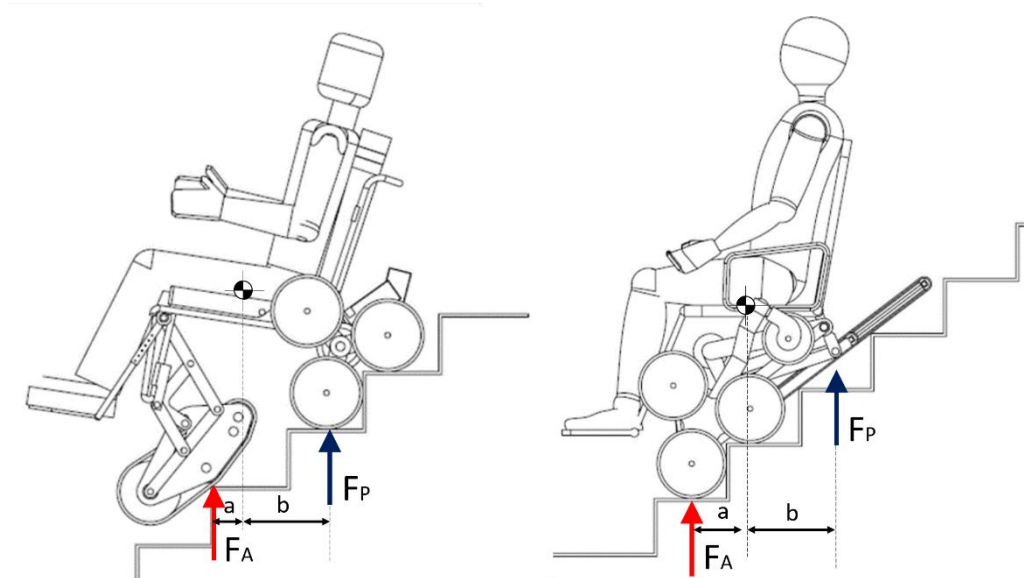


Figura 6.1 – Confronto tra le versioni *Wheelchair.q04* e *Wheelchair.q05* in termini di stabilità statica

Nella nuova versione sviluppata, inoltre, si è riuscito ad avvicinare maggiormente il sedile al piano scala, come evidenziato nel confronto tra le due versioni di carrozzina proposto in Figura 6.2. Spostando anteriormente le unità di locomozione è infatti possibile abbassare maggiormente la seduta, avvicinando l'utente e il baricentro a terra. Questo permette di aumentare la stabilità della carrozzina al ribaltamento e di migliorare il confort e la sicurezza percepiti dall'utente. Ulteriormente in Figura 6.3 è proposto un confronto tra le due ultime versioni sviluppate per quanto riguarda la sequenza di ingresso scala durante l'inizio della fase di discesa, che equivale anche alla fine della fase di salita.

Anche in questo caso, analizzando gli schemi proposti, è possibile valutare positivamente il posizionamento anteriore delle unità di locomozione. Infatti questo permette di ottenere un passaggio più raccordato tra la fase di marcia in piano e quella di marcia su scala, mantenendo la seduta sempre vicina al piano scala e garantendo una maggiore stabilità e sicurezza durante la transizione.

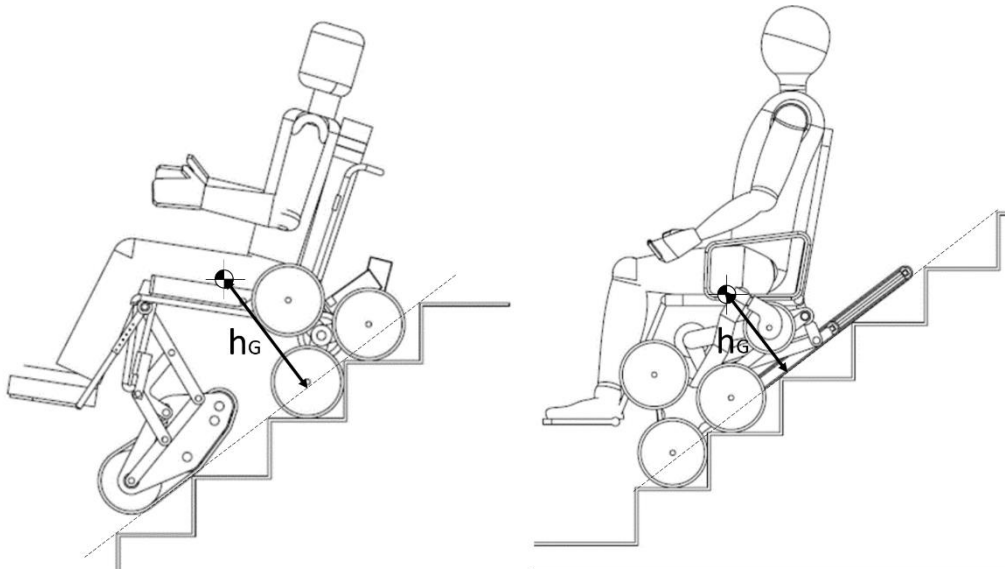


Figura 6.2 – Confronto tra le versioni *Wheelchair.q04* e *Wheelchair.q05* per quanto riguarda l'altezza della seduta rispetto al piano scala

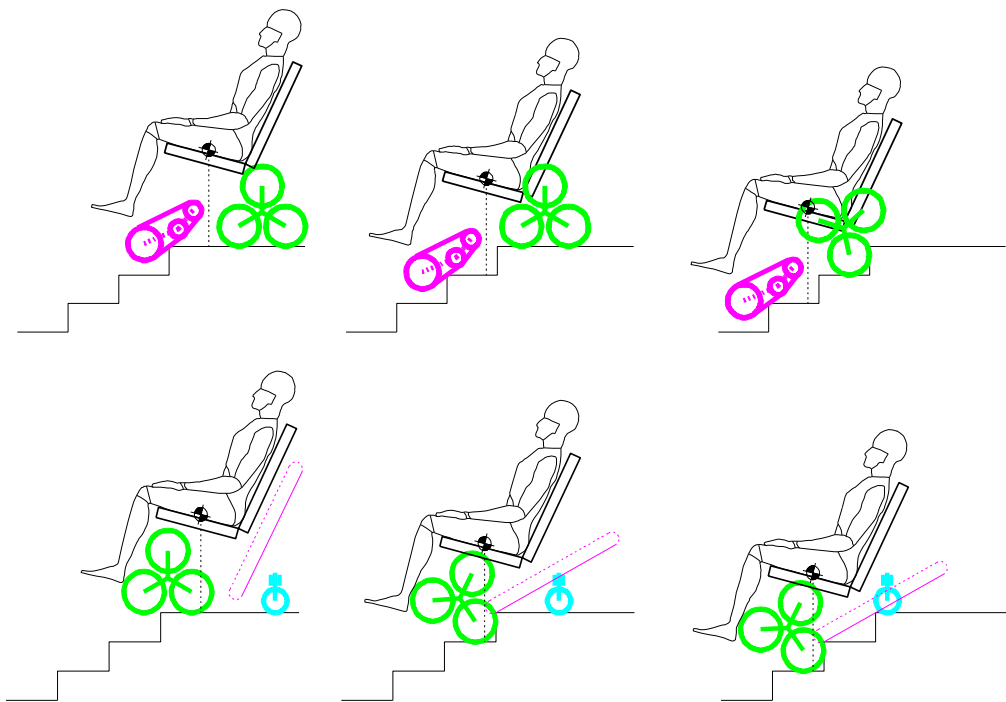


Figura 6.3 – Confronto tra le versioni *Wheelchair.q04* e *Wheelchair.q05* durante la sequenza di inizio discesa scale

La carrozzina *Wheelchair.q05* proposta in questo lavoro di tesi permette inoltre di superare singoli scalini in marcia avanti a differenza delle precedenti versioni e

della maggior parte delle soluzioni presenti nello stato dell'arte in cui il superamento del singolo scalino avviene in marcia indietro, con una sequenza analoga a quella utilizzata per la salita di una rampa di scale. Questa funzionalità risulta essere molto efficace e permette di semplificare e velocizzare la sequenza di operazioni necessarie al superamento del singolo scalino che può essere quindi superato senza dover necessariamente ruotare la carrozzina prima e dopo la fase di salita.

Infine, un'ulteriore caratteristica di interesse della versione sviluppata consiste nella flessibilità della carrozzina nel superamento di scale con diverse geometrie e pendenze. Ulteriormente l'architettura proposta è sufficientemente flessibile da riuscire a superare anche lievi irregolarità nel profilo della scala ed accettare geometrie degli scalini leggermente diverse le une dalle altre. In Figura 6.4 è rappresentata qualitativamente una sequenza di salita su una scala irregolare, costituita da tre gradini con geometrie differenti. Ciascun gradino della scala disegnata ha alzata e pedata rispettivamente uguali a quelle delle scala a pendenza minima, media e massima definite nel paragrafo 2.1.1.

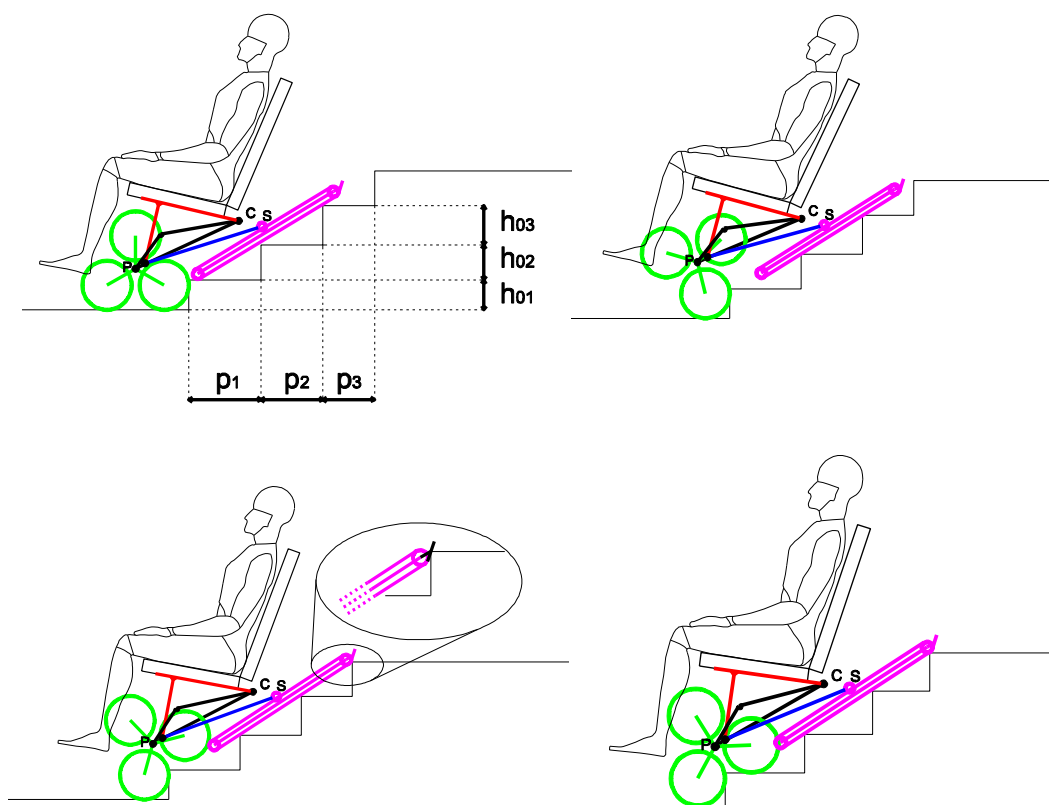


Figura 6.4 – Sequenza qualitativa di salita di una scala irregolare con scalini di geometria e proporzioni differenti

Analizzando la sequenza si può osservare che la carrozzina è in grado di superare con successo anche scale con lievi irregolarità. Il cingolo incernierato al telaio in S riesce ad adattarsi agli scalini ed essere sempre in contatto con almeno due spigoli, anche se non necessariamente consecutivi. Durante l'approccio con uno scalino di altezza maggiore può verificarsi il caso mostrato nel dettaglio di Figura 6.4. Il cingolo non entra in contatto con lo spigolo del gradino, ma va in appoggio contro l'alzata, rischiando di generare condizioni di impuntamento. Per evitare il verificarsi di questa condizione può essere aggiunta posteriormente una superficie di scorrimento che eviti l'impuntamento e costituisca un invito al superamento dello spigolo. Non è invece necessario adottare una soluzione analoga anteriormente al cingolo in quanto, in caso di scala irregolare, durante la discesa, il cingolo entra in contatto con la pedata della scala, senza rischio di ottenere condizioni di impuntamento e quindi di blocco del dispositivo.

L'architettura del veicolo e gli accorgimenti adottati nella forma del cingolo permettono di evitare che la carrozzina rimanga bloccata nel caso in cui si presentino irregolarità nella scala durante la sequenza di salita o discesa. Tuttavia, a differenza di quanto si verifica durante il superamento di scale regolari, in presenza di irregolarità il cingolo non si muove di moto puramente traslatorio e quindi la cerniera S percorrerà una traiettoria non rettilinea. Di conseguenza viene modificata l'ampiezza delle oscillazioni generate sul telaio della carrozzina e l'eventuale installazione di un meccanismo a camma per il controllo dell'assetto della sedia non sarà in grado di compensare completamente le oscillazioni sul sedile. La variazione della traiettoria della cerniera S rispetto al caso di scala regolare è comunque minima grazie alla lunghezza elevata del cingolo e di conseguenza risulteranno lievi le irregolarità trasmesse all'utente durante il moto su scala.

Le considerazioni fatte nel corso della tesi riguardo le prestazioni attese per la carrozzina dovranno essere validate attraverso una campagna di prove sperimentali. Le prossime attività, in parte già avviate, saranno quindi concentrate sulla progettazione di un prototipo in scala reale della carrozzina con l'architettura e le dimensioni ottenute dalla progettazione descritta in questo lavoro di tesi.

In particolare sarà necessario effettuare la progettazione esecutiva degli elementi funzionali, considerando non solo aspetti cinematici e dinamici di funzionamento, ma anche gli ingombri e la resistenza strutturale. Inoltre dovrà essere completata la progettazione dei sistemi di attuazione che permettono la riconfigurazione del dispositivo, cioè dei sistemi che controllano la posizione del cingolo, delle ruote pivotanti e l'assetto della sedia. Queste attività sono state già avviate e alcuni risultati ottenuti sono proposti nelle figure riportate al fondo di questo paragrafo. In

Figura 6.5 è rappresentato un render del modello CAD sviluppato per il prototipo di carrozzina. In Figura 6.6 sono riportate alcune viste assonometriche della carrozzina in cui in particolare si possono notare la struttura del telaio e l'architettura del sistema di trazione con i motori e i sistemi di trasmissione del moto. In Figura 6.7 sono rappresentate le viste posteriore, laterale e anteriore della carrozzina in cui si evidenziano in modo particolare gli ingombri ridotti e la struttura funzionale. In Figura 6.8 è riportato un dettaglio delle unità di locomozione e del rotismo epicicloidale interno. Infine in Figura 6.9 è rappresentata una foto della realizzazione costruttiva delle unità di locomozione.



Figura 6.5 – Render del modello CAD del prototipo di carrozzina progettato

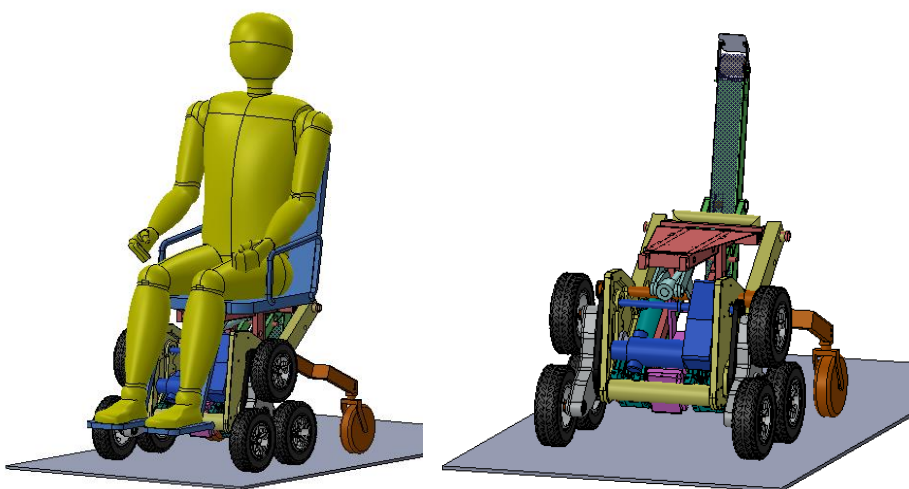


Figura 6.6 – Viste assonometriche della carrozzina



Figura 6.7 – Vista posteriore, laterale e frontale della carrozzina

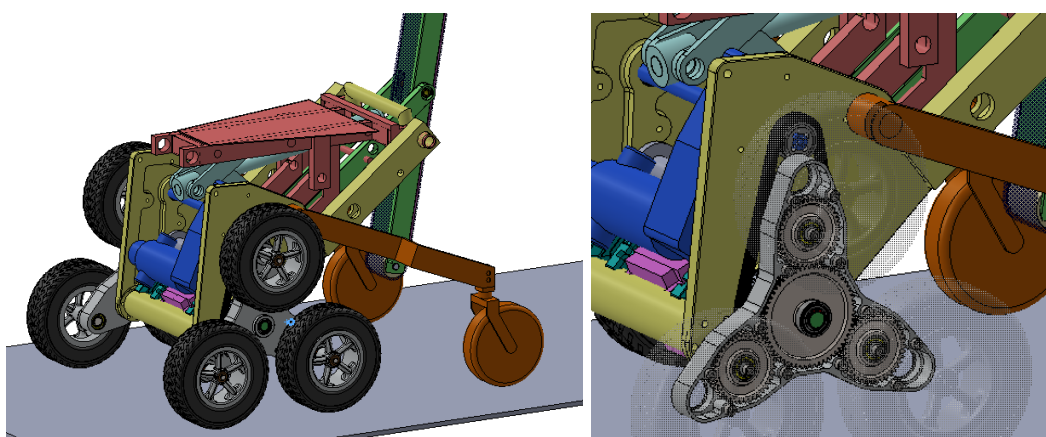


Figura 6.8 – Dettaglio delle unità di locomozione e del rotismo epicicloidale interno



Figura 6.9 – Realizzazione costruttiva delle unità di locomozione

La progettazione del prototipo dovrà riguardare anche il sistema di gestione e di controllo della carrozzina e richiederà di individuare gli azionamenti per i motori, le batterie e un'unità di controllo in grado di gestire tutte le fasi di funzionamento e i gradi di libertà del dispositivo. La progettazione del sistema di controllo e di sensorizzazione della carrozzina è stata già in parte effettuata e presentata in [52]. Il lavoro presentato fa riferimento ad una versione precedente della carrozzina, ma la maggior parte delle soluzioni proposte può essere adattata anche alla versione presentata in questa tesi. L'obiettivo è quello di individuare un set minimale di sensori e di algoritmi di controllo in grado di gestire i gradi di libertà della carrozzina in maniera parzialmente automatica, gestendo ulteriormente la transizione tra le diverse fasi di funzionamento durante le sequenze di salita o discesa di scale o singoli scalini.

Ulteriormente nella progettazione del prototipo sarà necessario considerare aspetti legati all'accettabilità personale del dispositivo che, come definito nei requisiti di progetto, dovrà essere funzionale anche dal punto di vista estetico, in modo da essere percepito poco invasivo dall'utente. Anche in questo caso, l'attività di progettazione è stata avviata con uno studio di design presentato in [53]. Alcune immagini estratte da tale lavoro sono riportate in Figura 6.10 e Figura 6.11.

Una volta realizzato il prototipo potrà essere avviata una campagna sperimentale con la quale valutare il comportamento della carrozzina, testare differenti logiche di controllo e validare i risultati ottenuti nella progettazione e nell'analisi presentate in questo lavoro di tesi.



Figura 6.10 – Studio di design per la carrozzina montascale (1) [53]



Figura 6.11 – Studio di design per la carrozzina montascale (2) [53]

Bibliografia

- [1] Papworth Trust, *Disability in the United Kingdom 2014: Facts and Figures*, 2014.
- [2] U.S Census Bureau, *Americans with Disabilities: 2010, 2012*.
- [3] N. Vignier, J. F. Ravaud, M. Winance e F. X. Lepout, «Demographics of wheelchair users in France: results of national community-based handicaps-incapacités-dependance surveys,» *Journal of rehabilitation medicine*, vol. 40, n. 3, pp. 231-239, 2008.
- [4] W. Lutz, W. Sanderson e S. Scherbov, «The coming acceleration of global population ageing,» *Nature*, vol. 451, n. 7179, pp. 716-719, 2008.
- [5] «I-Bot wheelchair,» [Online]. Available: <https://msu.edu/~luckie/segway/iBOT/iBOT.html>. [Consultato il giorno Dicembre 2016].
- [6] «B-Free Wheelchair,» [Online]. Available: <http://b-free.hk/en/>. [Consultato il giorno Dicembre 2016].
- [7] «Topchair,» [Online]. Available: <http://www.topchair.fr/it/>. [Consultato il giorno Dicembre 2016].
- [8] L. Bruzzone e G. Quaglia, «Review article: locomotion systems for ground mobile robots in unstructured environments,» *Mechanical Sciences*, vol. 3, n. 2, pp. 49-62, 2012.
- [9] Y. Sugahara, A. Ohta, K. Hashimoto, H. Sunazuka, M. Kawase , C. Tanaka , H. Lim e A. Takanishi , «Walking up and down stairs carrying a human by a biped locomotor with parallel mechanism,» in *International Conference on Intelligent Robots and Systems*, 2005.
- [10] Y. Bang, C. Lee, J. Yoo, K. Lee e I. Kim, «Two-Legged Stair-Climbing Wheelchair and Its Stair Dimension Measurement Using Distance Sensors,» in *International Conference on Control, Automation and Systems* , Gyeonggi-do, Korea , 2011.
- [11] R. T. Quigg, «Stair-climbing wheelchair». U.S. Brevetto 6.857.490, 22 Feb. 2005.
- [12] S. Yu, T. Wang, Y. Wang, D. Zhi, C. Yao, X. Li, Z. Wang, Y. Luo e Z. Wang , «A Tip-Over and Slippage Stability Criterion for StairClimbing of a Wheelchair Robot with Variable Geometry Single Tracked Mechanism,» in

- International Conference on Information and Automation* , Shenyang, China, 2012.
- [13] «Scalevo,» [Online]. Available: <http://scewo.ch/>. [Consultato il giorno Dicembre 2016].
- [14] J. Chocoteco, R. Morales e V. Feliu, «Improving the climbing/descent performance of stair-climbing mobility,» *Mechatronics* , vol. 30, pp. 11-26, 2015.
- [15] A. Gonzales, E. Ottaviano e M. Ceccarelli, «On the kinematic functionality of a four-bar based mechanism,» *Mechanism and Machine Theory*, vol. 44, n. 8, pp. 1507-1523, 2009.
- [16] R. Morales, J. Chocoteco, V. Feliu e H. Sira-Ramirez, «Obstacle surpassing and posture control of a stair-climbing robotic mechanism,» *Control Engineering Practice*, vol. 21, n. 5, pp. 604-621, 2013.
- [17] R. Morales, V. Feliu e A. González, «Optimized obstacle avoidance trajectory generation for a reconfigurable,» *Robotics and Autonomous Systems*, vol. 58, n. 1, pp. 97-114, 2010.
- [18] R. Morales, V. Feliu, A. González e P. Pintado , «Coordinated Motion of a New Staircase Climbing Wheelchair with Increased Passenger Comfort,» in *International Conference on Robotics and Automation*, Orlando, Florida, 2006.
- [19] R. Morales, A. Gonzalez, V. Feliu e P. Pintado, «Environment adaptation of a new staircase-climbing wheelchair,» *Autonomous Robots*, vol. 23, n. 4, pp. 275-292, 2007.
- [20] A. G. Rodriguez, R. M. Herrera, V. F. Batlle e P. P. Sanjuan , «Improving the mechanical design of new staircase wheelchair,» *Industrial Robot: An International Journal*, vol. 34, n. 2, pp. 110-115, 2007.
- [21] J. Yuan e S. Hirose, «Actualization of Safe and Stable Stair Climbing and,» in *International Conference on Intelligent Robots and Systems*, 2005.
- [22] J. Yuan e S. Hirose, «Research on leg-wheel hybrid stair-climbing robot,» in *Robotics and Biomimetics*, Shenyang, China, 2004.
- [23] M. J. Lawn e I. Takakazu , «Modeling of a stair-climbing wheelchair mechanism with high single-step capability,» *Transactions on Neural Systems and Rehabilitation Engineering*, vol. 11, n. 3, pp. 323-332, 2003.
- [24] S. Nakajima, «Concept of a novel four-wheel-type mobile robot for rough terrain, RT-mover,» in *International Conference on Intelligent Robots and Systems*, St. Louis, USA, 2009.

-
- [25] S. Nakajima, «Proposal for step-up gait of RT-Mover, a four-wheel-type mobile robot for rough terrain with simple leg mechanism,» in *International Conference on Robotics and Biomimetics*, Tianjin, China, 2010.
- [26] L. Fang, T. Lu, W. He e K. Yuan , «Dynamic and tip-over stability analysis of a planetary wheeled stair-climbing wheelchair,» in *International Conference on Mechatronics and Automation*, Chengdu, China, 2012.
- [27] Y. Sugahara, N. Yonezawa e K. Kosuge, «A novel stair-climbing wheelchair with transformable wheeled four-bar linkages,» in *International Conference on Intelligent Robots and Systems*, Taipei, Taiwan, 2010.
- [28] T. Yamamoto, F. Takemori e R. Itakura, «Development of Stair Locomotive Wheelchair with Adjustable Wheelbase,» in *Proceedings of SICE Annual Conference* , Akita, Japan, 2012.
- [29] K. R. Cox, «Battery powered stair-climbing wheelchair». U.S. Brevetto 6.484.829, 26 Nov. 2002.
- [30] «StairMaster Wheelchair,» [Online]. Available: <http://www.stairmasterwheelchair.com/>. [Consultato il giorno 2016].
- [31] *ISO 7176-28:2012, "Requirements and test methods for stair-climbing devices"*.
- [32] G. Quaglia, D. Maffiodo, W. Franco, S. Appendino e R. Oderio, «The Epi.q-1 Hybrid Mobile Robot,» *The International Journal of Robotics Research*, vol. 29, n. 1, p. 81–91, 2010.
- [33] G. Quaglia, R. Oderio, L. Bruzzone e R. Razzoli, «A Modular Approach for a Family of Ground Mobile Robots,» *International Journal of Advanced Robotic Systems*, vol. 10, 2013.
- [34] G. Quaglia , L. Bruzzone , G. Bozzini , R. Oderio e R. P. Razzoli , «Epi. q-TG: mobile robot for surveillance,» *Industrial Robot: An International Journal*, vol. 38, n. 3, pp. 282-291, 2011.
- [35] L. Bruzzone, R. Oderio, G. Quaglia e R. Razzoli, «Experimental assessment and evolution perspectives of the Epi.q mobile robot architecture,» in *XX Congresso dell'Associazione Italiana di Meccanica Teorica e Applicata*, Bologna, 2011.
- [36] G. Quaglia , R. Oderio, L. Bruzzone e R. P. Razzoli, «New frontiers for Epi.q robot family,» in *Proc. 21st International Workshop on Robotics in Alpe-Adria-Danube Region*, Napoli, Italy, 2012.

- [37] G. Quaglia, L. G. Butera, E. Chiapello e L. Bruzzone, «UGV Epi.q-Mod,» *Advances on Theory and Practice of Robots and Manipulators*, pp. 331-339, 2014.
- [38] G. Quaglia e M. Nisi, «Design and Construction of a New Version of the Epi.q UGV for Monitoring and Surveillance Tasks,» in *ASME 2015 International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, Houston, Texas, 2015.
- [39] L. Bruzzone, P. Fanghella, M. Nisi e G. Quaglia, «Multibody Simulation of the Path Tracking Performance of a Hybrid Leg-Wheel Ground Mobile Robot,» in *Proceeding of the 35th IASTED International Conference on Modelling, Identification and Control*, Innsbruck, Austria, 2016.
- [40] G. Quaglia, W. Franco e R. Oderio, «Wheelchair.q, a mechanical concept for a stair climbing wheelchair,» in *International Conference on Robotics and Biomimetics*, Guilin, China, 2009.
- [41] G. Quaglia, W. Franco e R. Oderio, «Wheelchair.q, a motorized wheelchair with stair climbing ability,» *Mechanism and Machine Theory*, vol. 46, n. 11, pp. 1601-1609, 2011.
- [42] G. Quaglia, W. Franco e M. Nisi, «Design of a Reconfiguration Mechanism for an electric Stair-climbing Wheelchair,» in *ASME 2014 International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, Montreal, Quebec, Canada, 2014.
- [43] M. Nisi, «Sviluppo di una carrozzina elettrica per il superamento delle barriere architettoniche,» Politecnico di Torino, 2013.
- [44] G. Quaglia, W. Franco e M. Nisi, «Evolution of Wheelchair.q, a Stair-climbing Wheelchair,» in *14th World Congress in Mechanism and Machine Science*, Taipei, Taiwan, 2015.
- [45] G. Quaglia, W. Franco e M. Nisi, «Analysis of the Static Stability for an Electric StairClimbing Wheelchair,» in *International Conference on Robotics in Alpe-Adria Danube Region*, Belgrade, Serbia, 2016.
- [46] V. Petuya, E. Macho, O. Altuzarra, C. Pinto e A. Hernández, «Educational Software Tools for the Kinematic Analysis of Mechanisms,» *Computer Applications in Engineering Education*, vol. 22, n. 1, pp. 72-86, 2014.
- [47] R. B. Schultz, L. A. Obergefell, A. Rizer e C. B. Albery, «Whole Body Center of Gravity and Moments of Inertia Study,» U.S. Army Medical Research and Materiel Command Fort Detrick, Frederick, Maryland, USA, 1996.

- [48] G. Quaglia e M. Nisi, «Design of a self-leveling cam mechanism for a stair climbing wheelchair,» *Mechanism and Machine Theory*, vol. 112, pp. 84-104, 2017.
- [49] P. L. Magnani e G. Ruggieri, *Meccanismi per macchine automatiche*, Utet, 1986.
- [50] G. Quaglia, W. Franco e M. Nisi, «Kinematic analysis of an electric stair-climbing wheelchair,» *Ingenieria y Universidad: Engineering for Development*, vol. 21, n. 1, 2016.
- [51] G. Quaglia, M. Nisi, W. Franco e L. Bruzzone, «Dynamic Simulation of an Electric Stair-Climbing Wheelchair,» *International Journal of Automation Technology*, (in stampa).
- [52] L. G. Da Silva, «Sviluppo della logica di controllo per una carrozzina elettrica montascale,» Politecnico di Torino.
- [53] M. Englaro, «Ricerca dell'espressività, miglioramento della funzionalità, progettazione di dettaglio e visualizzazione di una carrozzina montascale,» Politecnico di Torino, 2016.