
POLITECNICO DI TORINO

Dipartimento di Ingegneria Meccanica e Aerospaziale
Corso di Laurea in Ingegneria Meccanica



Tesi di Laurea Magistrale

Modelli Dinamici di Carrozzina Manuale Innovativa e
Validazione Sperimentale

Relatori:

Prof. Giuseppe Quaglia

Prof. Elvio Bonisoli

Paride Cavallone

Candidato:
Alberto Schiavone
Matricola 265199

Aprile 2021

“La meccanica è il paradiso delle scienze matematiche, perché con quelle si viene al frutto matematico”

Leonardo Da Vinci

“Ai miei genitori, Palma e Maurizio”

Indice

1. Abstract	2
2. Introduzione	4
3. Handwheelchair.q.....	6
3.1. Analisi del Movimento	8
3.2. Banco Prova	12
4. Modellazione Dinamica	16
4.1. Modello a Parametri Concentrati.....	21
4.2. Modello a Parametri Distribuiti.....	32
5. Risultati	50
5.1. MATLAB® e Simulink®	50
5.2. SOLIDWORKS®	57
6. Conclusioni.....	64
7. Appendice.....	66
7.1. Nomenclatura	66
7.2. MATLAB® e Simulink®	69
7.3. SOLIDWORKS®	82
8. Bibliografia.....	112
9. Ringraziamenti	114

Capitolo 1

Abstract

Lo studio effettuato in questo lavoro di tesi è rivolto fondamentalmente all'analisi di due modelli dinamici di un'innovativa carrozzina manuale chiamata *Handwheelchair.q*. I test sperimentali sul prototipo hanno evidenziato come i movimenti di braccia e busto dell'utilizzatore, durante un ciclo di spinta, influenzano l'andamento della velocità della carrozzina. Da questa osservazione nasce l'esigenza di approfondire lo studio del fenomeno, che in questo lavoro di ricerca viene condotto mediante l'ausilio dei software *MATLAB® R2019b* e *SOLIDWORKS® 2015*. La suddivisione all'interno della trattazione ricalca cronologicamente le attività svolte: dopo una breve introduzione al tema e allo stato dell'arte, vengono dapprima esposte le attività di modellazione *MATLAB®* e *Simulink®* e successivamente i risultati ottenuti mediante *SOLIDWORKS®*.

L'idea di una concezione innovativa di carrozzina nasce dall'esigenza di trovare una soluzione alle problematiche che interessano principalmente l'articolazione della spalla, a causa del movimento classico di spinta manuale in cui il soggetto attraverso un corrimano innesca il moto. Il movimento instaura però delle forze di reazione di compressione sull'articolazione in questione, e la ciclicità nel tempo porta ad infiammazioni, lesioni e dolorabilità dell'area interessata.

Nel corso della prima parte vengono illustrati la metodologia adoperata e i risultati ottenuti in ambiente *MATLAB®* per l'analisi dei dati sperimentali. Lo sviluppo in *Simulink®* di un primo modello dinamico bidimensionale ha permesso di ottenere il valore del coefficiente di attrito volvente ruota-terreno specifico delle condizioni di prova, da inserire in un secondo modello a parametri concentrati capace di ottenere un'adeguata convergenza dei parametri di output con quelli ottenuti da attività di laboratorio.

La seconda parte, invece, mira a descrivere il procedimento utilizzato in ambiente *SOLIDWORKS®*, partendo dalla realizzazione di parti *CAD* della componentistica della *Handwheelchair.q*, con la finalità della creazione di un modello a parametri distribuiti comprensivo della carrozzina e dell'utilizzatore. A valle del processo di modellazione tridimensionale, mediante analisi del movimento in *SOLIDWORKS® Motion* si sono condotte

simulazioni dapprima per accertare la validità del modello, e successivamente in grado di confrontare i risultati finali dell'elaborazione con quelli ottenuti sperimentalmente.

Capitolo 2

Introduzione

Secondo [1] in 34 paesi sviluppati analizzati, l'1% della popolazione, ovvero 10 milioni di persone, ha bisogno di una sedia a rotelle, e il 95% ne ha accesso. Nei 156 paesi in via di sviluppo presi in considerazione, invece, il 2% circa della popolazione, ovvero 122 milioni di persone, ha necessità di una carrozzina, ma neanche il 10% ne possiede una [2].

La prima scelta nell'acquisto di una carrozzina passa necessariamente da quale tipologia di sistema di trazione risulta più appropriato per le necessità e le condizioni dell'utilizzatore. La trazione delle carrozzine può essere elettrica, grazie a sistemi motorizzati, e il mercato mondiale si sta spostando in questa direzione, in particolare per le persone anziane o affette da grave disabilità, oppure manuale, indicato per soggetti affetti da difficoltà di deambulazione, disabilità meno grave o temporanea dovuta per esempio ad infortuni, ma comunque che presentano una certa mobilità della parte superiore del corpo. Sedie a rotelle manuali sono in genere caratterizzate, rispetto a quelle motorizzate, da un minor esborso economico e massa totale, e sono più facili da caricare e trasportare all'interno di autoveicoli, soprattutto nelle versioni pieghevoli, ma necessitano, almeno nella versione attiva, di capacità fisiche atte a sviluppare forza per poter acquisire la padronanza del mezzo e potersi spingere autonomamente. Generalmente le sedie a rotelle manuali presentano comunque due manopole nella parte posteriore del telaio per consentire la spinta da parte di una seconda persona. La scelta di una tipologia o l'altra del sistema di trazione non può prescindere anche dall'utilizzo quotidiano che se ne fa: per spostamenti piccoli può essere più comodo utilizzare una sedia a rotelle manuale, ma queste comporterebbero uno sforzo non trascurabile nell'ottica di percorrere tragitti più lunghi.

Approfondendo lo studio sulle carrozzine manuali, la generazione del moto da parte dell'utilizzatore può avvenire spingendo le ruote con un apposito corrimano (*hand rim system*), che è al giorno d'oggi il metodo più utilizzato a livello globale, o in alternativa mediante un meccanismo a leva (*lever system*) [2]. Queste due modalità però, sono caratterizzate da traiettorie del gesto fisse che instaurano forze di reazione di compressione sull'articolazione della spalla e, a causa della ciclicità nel tempo, possono portare ad infiammazioni, lesioni e dolorabilità, nonché ad un'usura anzitempo dell'area interessata [3]. Inoltre, anche i problemi

al polso sono molto comuni, con una incidenza che supera il 50% [4]. Molti studi, infatti, affermano che gli utenti su carrozzine soffrono più frequentemente di lesioni agli arti superiori rispetto al resto della popolazione. Secondo [5,6] circa il 70% degli utenti su carrozzina manuale manifesta dolori alla spalla, e questo è largamente imputabile alla direzione in cui le forze vengono scambiate durante la trazione, la quale non coincide con quella di ottimale tangenza alla ruota.

Vi è quindi la necessità di ricercare nuovi sistemi di propulsione dal momento che la tradizionale spinta su cerchioni della carrozzina porta ad un eccessivo stress del sistema muscolo-scheletrico. Allo studio vi è quindi un innovativo sistema di trazione, ispirato alla tecnica di vogare, basato su una maggiore libertà della traiettoria del gesto e che si possa adattare alle caratteristiche biomeccaniche dell'utente [7]. La tecnica di vogare, tipica del canottaggio, consente di generare sull'articolazione della spalla forze di trazione, meno logoranti di quelle di compressione, con l'obiettivo di minimizzare i dolori in quest'area anatomica. In particolare, ci si è focalizzati su un sistema a corda che consente di ottimizzare il movimento in base alle proprie caratteristiche fisiche [3]. La vogata è un movimento complesso che, in generale, coinvolge tutte le principali articolazioni della parte inferiore e superiore del corpo, comportando come evidenziato in Figura 1, rotazioni intorno ai giunti di anca C_h , spalla C_s , gomito C_e e ginocchio C_k ed in maniera minore anche intorno al polso C_w e alla caviglia C_a .

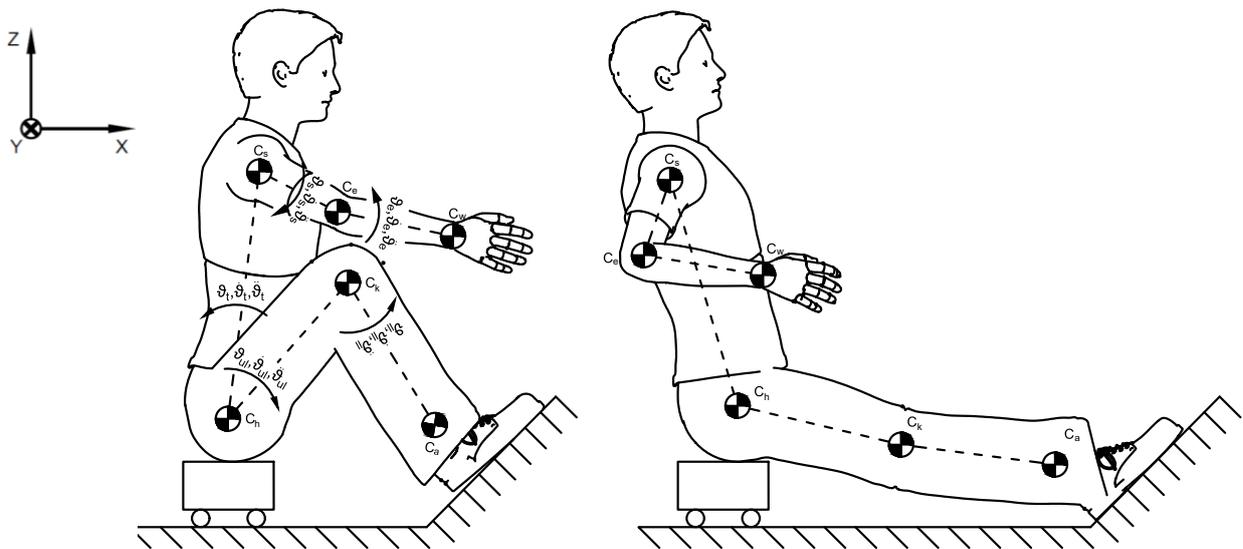


Figura 1: Movimento del rematore

Capitolo 3

Handwheelchair.q

Il primo prototipo realizzato per verificare il funzionamento di questo nuovo metodo di trazione è stato l'*Handwheelchair.q*, visibile in Figura 2, ma il sistema di trazione basato sulla vogata può essere installato anche su carrozzine sportive, come è il caso dell'*Handwheelchair.q Racing*, prototipo da corsa ideato per praticare sport outdoor e studiato parallelamente alla versione classica [3]. Il prototipo mantiene la stessa architettura sportiva di una sedia a rotelle da competizione, con telaio in alluminio, baricentro basso, trazione riservata alle due ruote posteriori, e una sola ruota sterzante all'anteriore. Entrambi i progetti mirano a facilitare la mobilità degli utenti con un gesto ergonomico, in modo da ridurre lo stress sull'articolazione della spalla e risolvere il dolore nell'area interessata, e ad introdurre un sistema frenante più efficiente e sicuro rispetto a quello classico dove si agisce direttamente su ruote e corrimani [7]



Figura 2: Handwheelchair.q

La carrozzina *Handwheelchair.q* presenta la medesima struttura di una sedia a rotelle classica, con due ruote di diametro maggiore al posteriore e due ruote più piccole sull'avantreno. In

particolare, al momento delle prove in laboratorio, il prototipo montava al retrotreno pneumatici *Hutchinson 600x28A* su cerchi da 24" in alluminio con 32 raggi e ruote sterzanti da 3" all'anteriore con 5 raggi. Il telaio è in alluminio con struttura rigida, non pieghevole, con altezza della seduta da terra di circa 48 cm e passo di 36 cm. La trazione è riservata all'asse posteriore, con la potenza in ingresso che viene scaricata sulle ruote grazie all'avvolgimento della corda sulle pulegge da 248 mm di diametro. Le pulegge di ritorno all'anteriore, evidenziate in Figura 3, presentano un diametro esterno di 34 mm racchiuse da una carcassa di 41 mm. Queste ultime sono montate su aste di supporto, realizzate mediante sistemi telescopici, in modo tale da realizzare un'architettura che si possa adattare facilmente alle esigenze dell'utilizzatore. Durante la fase di trazione, l'utente tira le manopole verso di sé, svolgendo il cavo avvolto attorno alla puleggia in modo da trasmettere coppia alle ruote posteriori tramite l'innesto di sopravanzo dell'ungherese *Stringbike*, mentre una molla di torsione si carica. In questa fase le velocità angolari di puleggia e ruota posteriore sono le medesime. Durante la fase di recupero, la molla rilascia l'energia elastica precedentemente accumulata, facendo ruotare la puleggia nel verso opposto, riavvolgendo il cavo e predisponendo la struttura per una nuova fase di trazione, mentre il moto della carrozzina continua grazie all'inerzia delle ruote posteriori. Per evitare di lasciare le manopole per afferrare i corrimani durante la fase di frenatura – con conseguente perdita di tempo utile, aumento degli spazi di frenata, e possibili lesioni cutanee e ustioni da attrito – sono state installate due leve freno sulle manopole stesse. Questa soluzione innovativa può essere facilmente impiegata nelle sedie a rotelle tradizionali ed il passaggio da una configurazione all'altra è molto rapido: le aste di supporto, realizzate mediante sistemi telescopici, possono essere facilmente estese o accorciate, permettendo all'utente di utilizzare il corrimano invece delle manopole ed agevolando la salita e discesa dal mezzo. Il prototipo è infatti studiato per essere impiegato nella vita di tutti i giorni: il sistema di propulsione classico con cerchione, permette una migliore manovrabilità della carrozzina negli spazi chiusi, mentre il sistema a corda, più comodo e meno logorante del primo, è ideale per gli spazi aperti ed è indicato per la pratica di attività sportiva leggera [3,7].

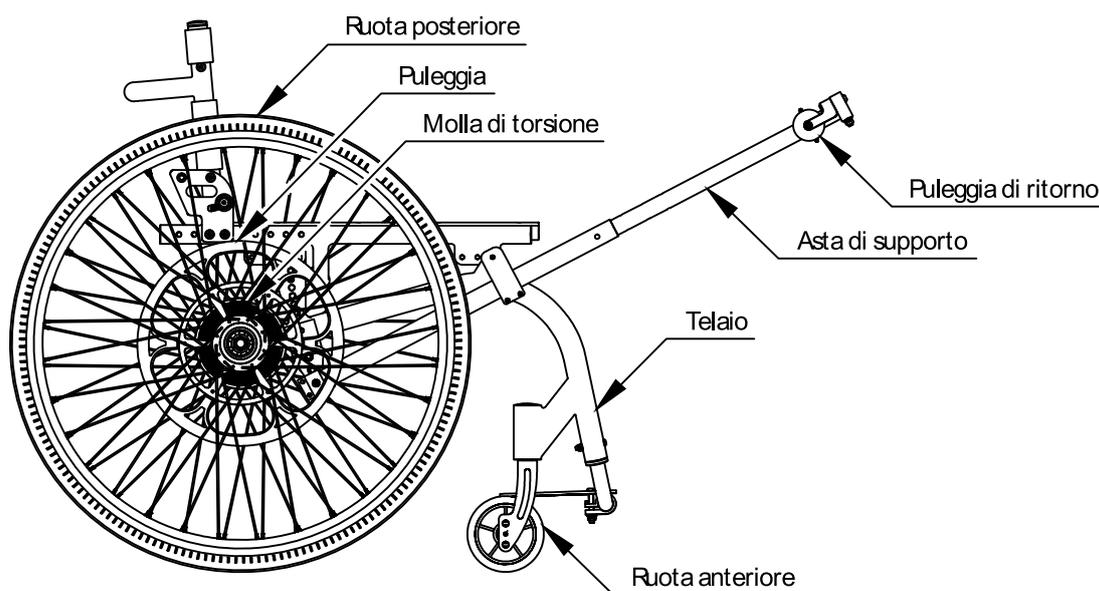


Figura 3: Componenti Handwheelchair.q

3.1. Analisi del Movimento

L'innovativa soluzione a corda consente una maggiore libertà di movimento degli arti superiori ed un minor dispendio di energia durante il moto. In Figura 4 e in Figura 5, sono riportati dei frame di movimento rispettivamente lungo i piani XZ e XY .

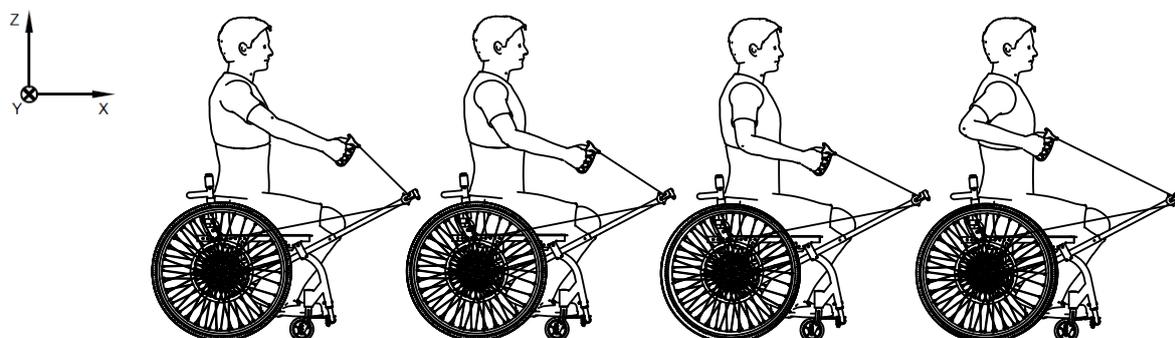


Figura 4: Movimento nel piano XZ

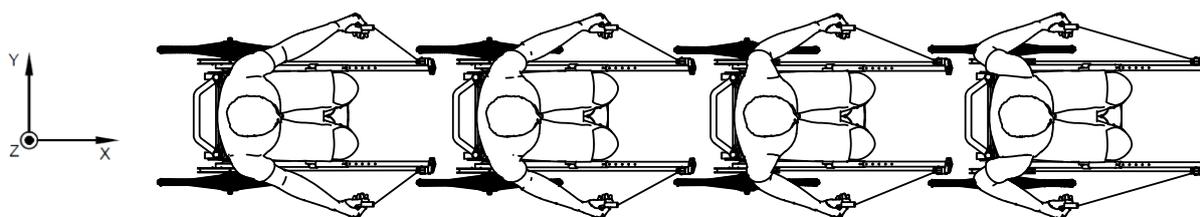


Figura 5: Movimento nel piano XY

La tecnica di voga, su cui è impostato lo studio del movimento illustrato in questa trattazione, può essere scomposta in due fasi: quella di trazione (Figura 6), nel quale il soggetto fornisce energia al sistema, e quella di recupero (Figura 7), per tornare nella posizione iniziale [8]. In particolare, adottando la terminologia tipica del canottaggio, si parla di posizione di attacco quando l'individuo è piegato in avanti con le braccia tese (inizio fase di trazione), e di finale quando la rotazione delle braccia attorno alle spalle ha raggiunto il valore massimo, con contemporanea inclinazione all'indietro del busto e adduzione delle scapole.

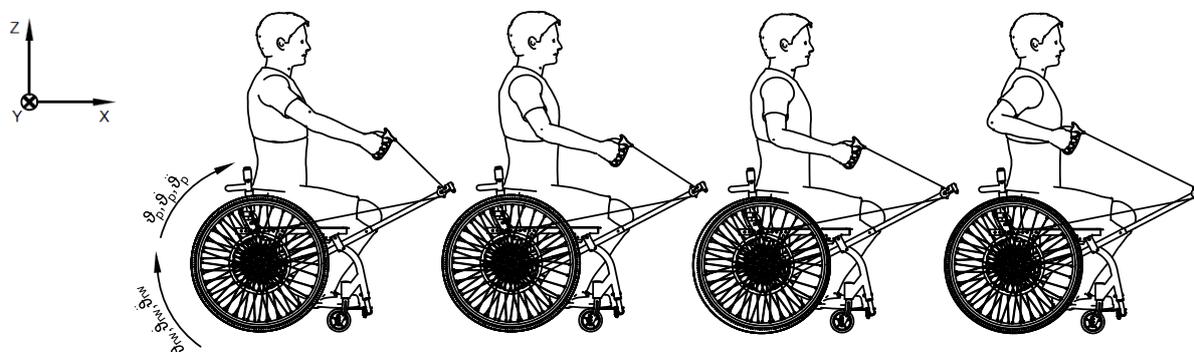


Figura 6: Fase di trazione

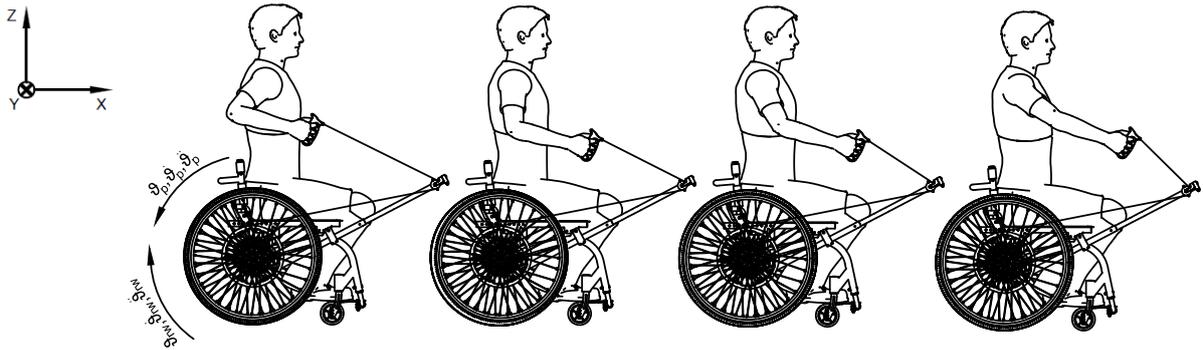


Figura 7: Fase di recupero

In Figura 8 è riportato uno schema generale delle rotazioni prodotte dal movimento tipico del rematore applicato al caso della carrozzina oggetto di studio. Nello specifico vengono generate rotazioni intorno ai giunti di anca C_h , spalla C_s e gomito C_e ed in maniera minore anche intorno al polso C_w , interessando tutta una serie di gruppi muscolari, come dorsali, trapezi, addominali, pettorali, bicipiti, tricipiti e deltoidi.

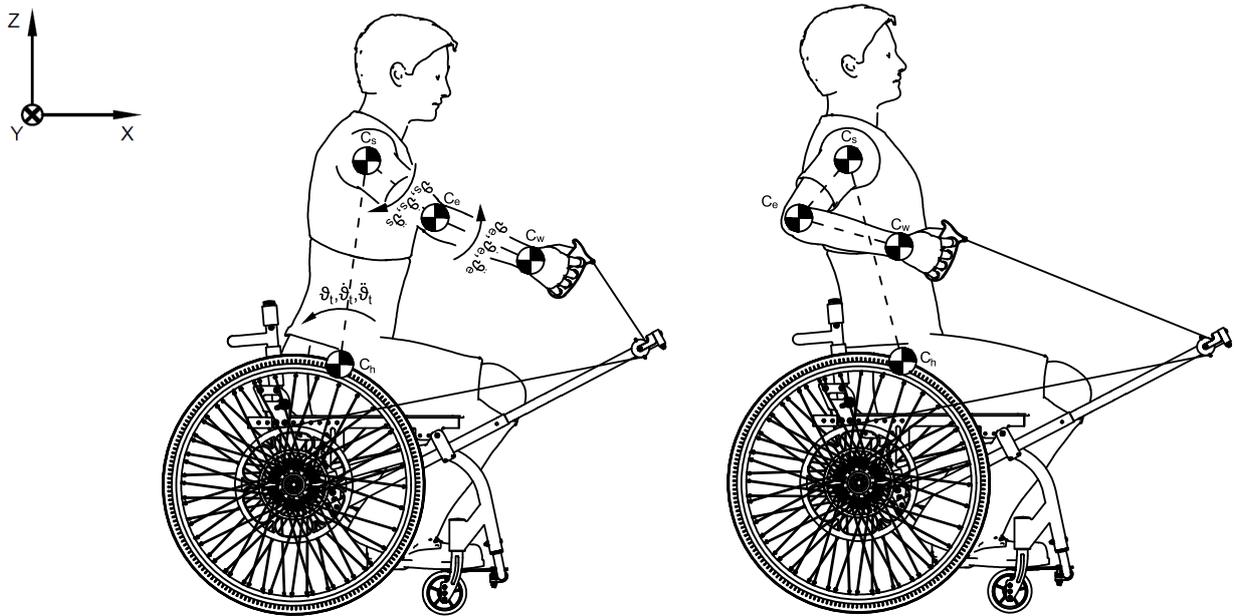


Figura 8: Movimento del rematore su Handwheelchair.q

Grazie all'ausilio del software *Kinovea*[®] di analisi del movimento, possiamo avere un'idea delle traiettorie ed escursioni angolari delle varie articolazioni durante un ciclo di spinta. Nelle figure sottostanti sono evidenziate in giallo, blu e rosso le traiettorie rispettivamente dei giunti spalla C_s , gomito C_e e polso C_w , ricavate grazie all'applicazione di *marker*. In particolare, in Figura 9 è riportato l'intervallo di variazione angolare dello spazio racchiuso tra i segmenti braccio e avambraccio, che interessa il giunto del gomito C_e . L'escursione è di circa 90° , passando da un massimo di 159° all'inizio del ciclo ad un minimo di 70° al termine della fase di trazione.

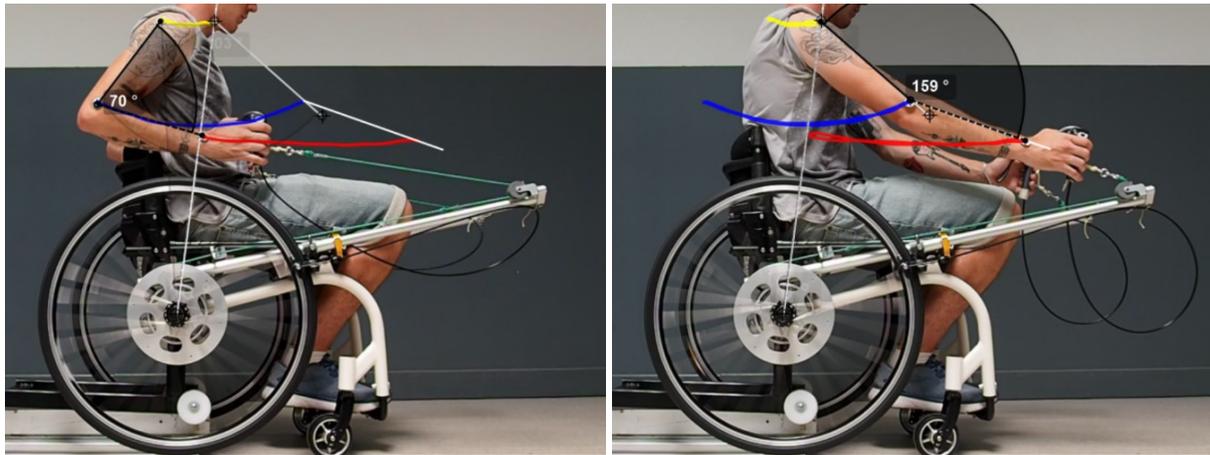


Figura 9: Variazione angolare tra braccio e avambraccio

In Figura 10 è evidenziato lo spostamento angolare dell'articolazione della spalla C_s intorno all'asse posteriore della carrozzina. Dalla figura si nota come in questa prova lo spostamento angolare del tronco è minimo, per cui lo spostamento angolare del giunto spalla è da imputare maggiormente ai movimenti di adduzione e abduzione delle scapole. La variazione angolare riferita alla posizione di partenza di inizio ciclo è di 10° .

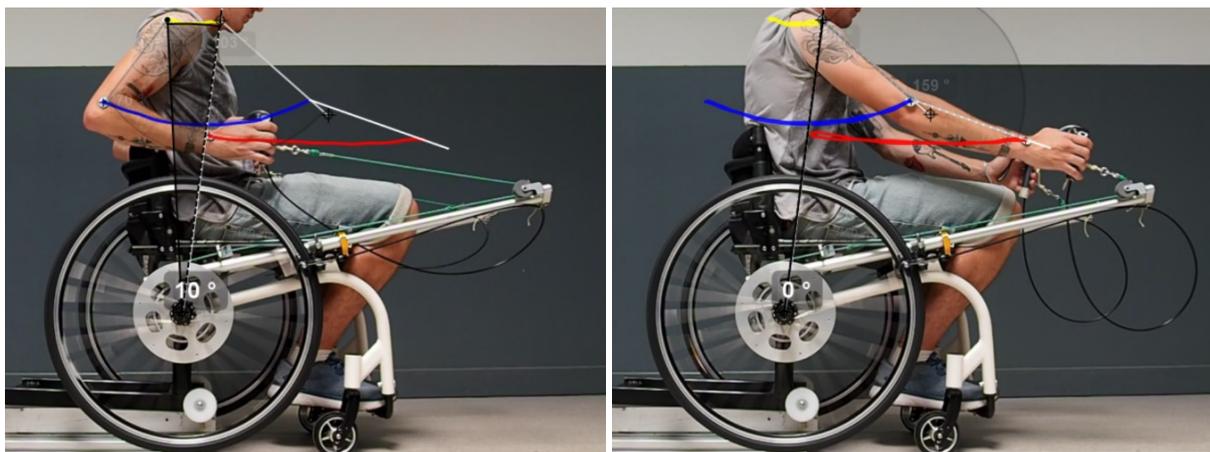


Figura 10: Spostamento angolare del giunto spalla

In Figura 11 sono riportati due frame di spostamento angolare dell'articolazione del gomito C_e riferita alla posizione iniziale del giunto spalla C_s . Tra la posizione di inizio ciclo di trazione e quella finale il gomito spazia un angolo circa 100° .

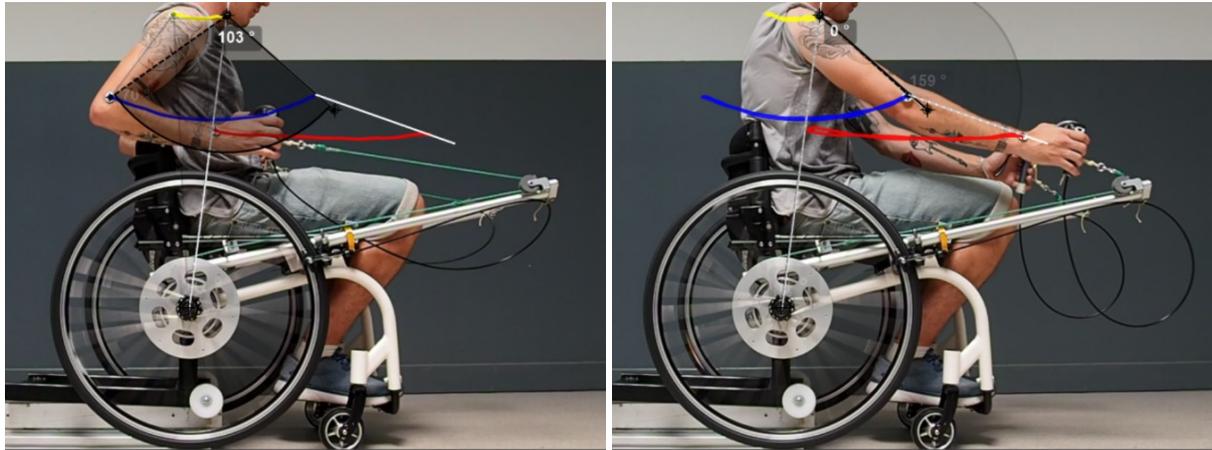


Figura 11: Spostamento angolare del giunto gomito

Di notevole importanza nel corso di questa trattazione è il valore di spostamento dell'avambraccio rispetto al tronco. In Figura 12, realizzata come le precedenti in ambiente *Kinovea*[®], si è riuscito ad ottenere una prima informazione degli spostamenti del giunto polso rispetto all'asse della puleggia di ritorno anteriore, e del giunto spalla rispetto alla propria posizione di partenza durante un ciclo di spinta, prendendo come riferimento il diametro della ruota posteriore di 60 cm. Il primo valore, di circa 45 cm ci dà una stima dello srotolamento della corda intorno alla puleggia posteriore, mentre il secondo è valutato in circa 12 cm. La differenza di queste due misurazioni, circa 33 cm, è importante per il calcolo di massima dello spostamento del polso rispetto all'articolazione della spalla, chiamato lh e che sarà utilizzato nel prosieguo di questa trattazione.

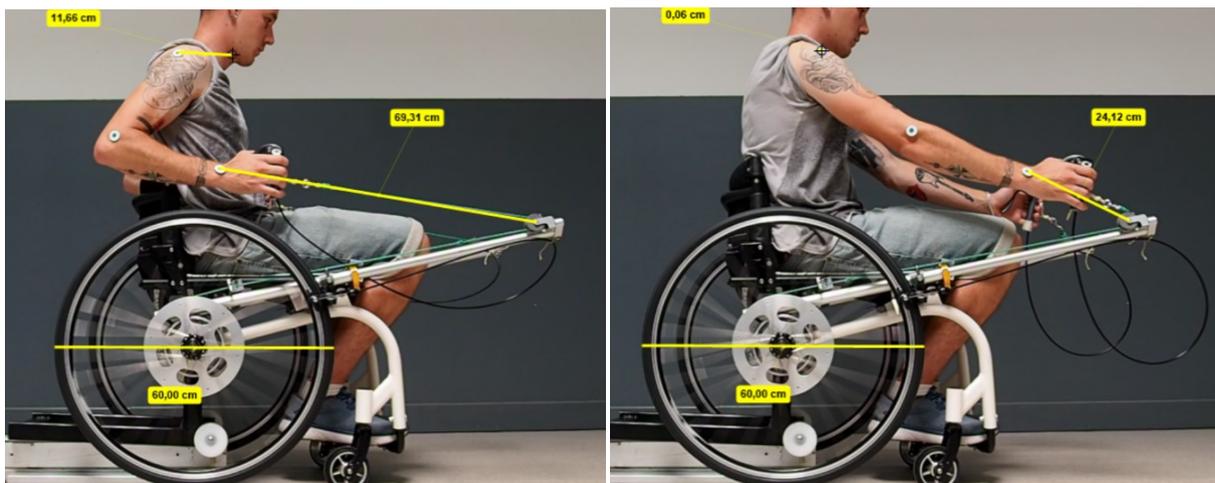


Figura 12: Calcolo approssimato degli spostamenti di spalla e polso

3.2. Banco Prova

In Figura 13 è riportata la fotografia del banco prova del sistema di acquisizione, costituito dalla carrozzina *Handwheelchair.q*, dai rulli *Invictus Active Trainer*, due trasduttori di forza collegati tra le manopole e la corda necessaria alla trasmissione del moto, una scheda di acquisizione *National Instrument*, due amplificatori *Mantracourt SGA*, un alimentatore, due sensori di velocità angolare ed un PC.

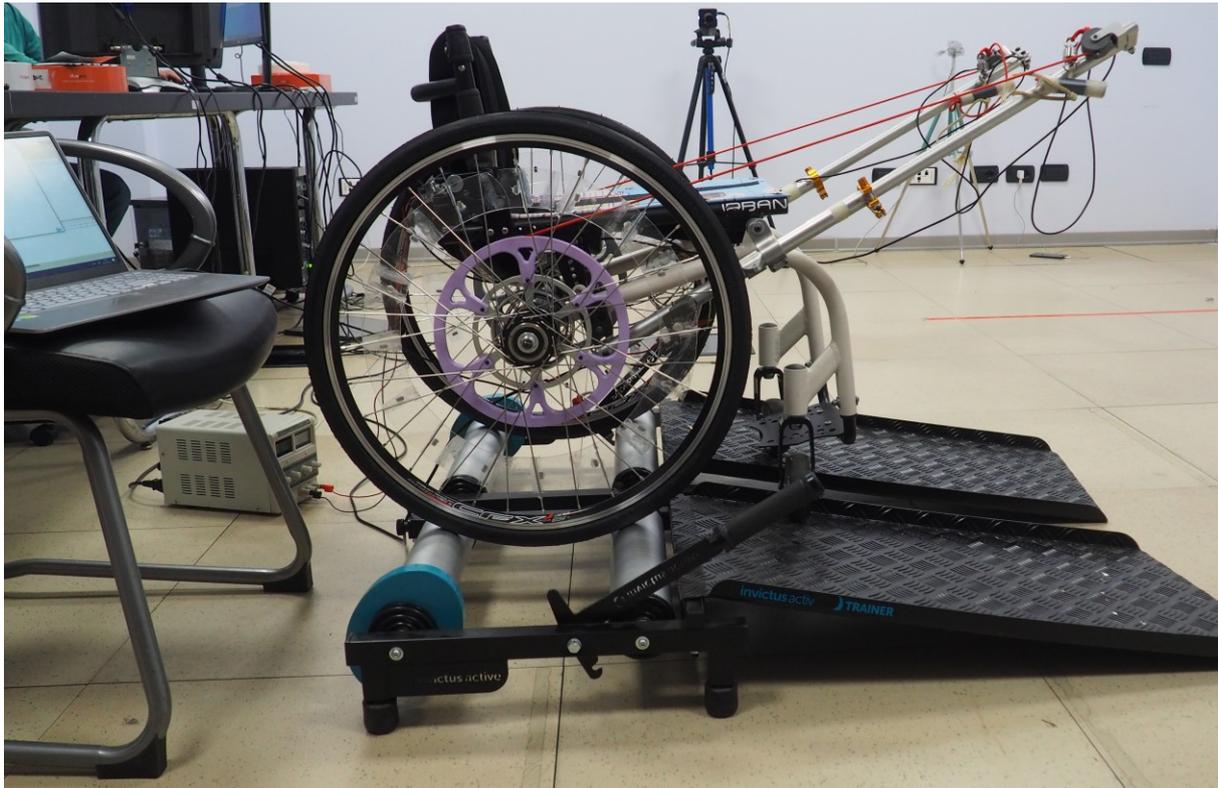


Figura 13: Banco prova del sistema di acquisizione

La registrazione dei segnali provenienti dai trasduttori di forza e del sensore di velocità angolare è effettuata mediante scheda di acquisizione dati *NI USB-6001* visibile in Figura 14, che viene collegata al PC tramite bus USB. La scheda di acquisizione converte il segnale analogico dei sensori in un segnale digitale tramite collegamento a morsettiera. Le principali caratteristiche della scheda sono [9]:

- 8 input analogici *AI* (convertitore *ADC* da 14 bit, frequenza di campionamento di 20 kS/s) che possono essere utilizzati come 8 canali *single ended* o come 4 in *modalità differential*
- 2 output analogici *AO* (convertitore da 14 bit, con frequenza di 5 kS/s)
- 13 input/output digitali *DIO* (contatore a 32 bit)
- range di tensione in ingresso ± 10 V



Figura 14: Scheda di acquisizione NI USB-6001

I trasduttori di forza, riportati in Figura 15, sono progettati per misurare forze fino a 500 N, e si basano sulla tecnologia estensimetrica in cui la variazione della resistenza elettrica ΔR è da imputare alla deformazione ε subita dal corpo cilindrico, secondo l'equazione (1), a sua volta proporzionale alla forza applicata N in campo elastico, secondo la legge di Hooke (2).

$$\Delta R = KR\varepsilon \quad (1)$$

$$\varepsilon = \frac{N}{EA} \quad (2)$$

essendo:

- Guadagno dell'estensimetro K
- Resistenza dell'estensimetro in uno stato non deformato R
- Modulo di Young o di elasticità longitudinale E
- Sezione del trasduttore S



Figura 15: Trasduttore di forza

Quattro resistenze, di cui alcune sensibili alla deformazione, dette estensimetri, sono collegate in un circuito a ponte di Wheatstone e alimentate da una tensione di riferimento V_A , secondo lo schema di Figura 16. Ipotizzando n resistenze estensimetriche e le altre resistenze del ponte uguali ad R , la tensione in uscita V_{out} corrispondente allo sbilanciamento del ponte indotto dallo stato deformativo sarà data da:

$$V_{out} = -\frac{V_A K \varepsilon}{4} n \quad (3)$$

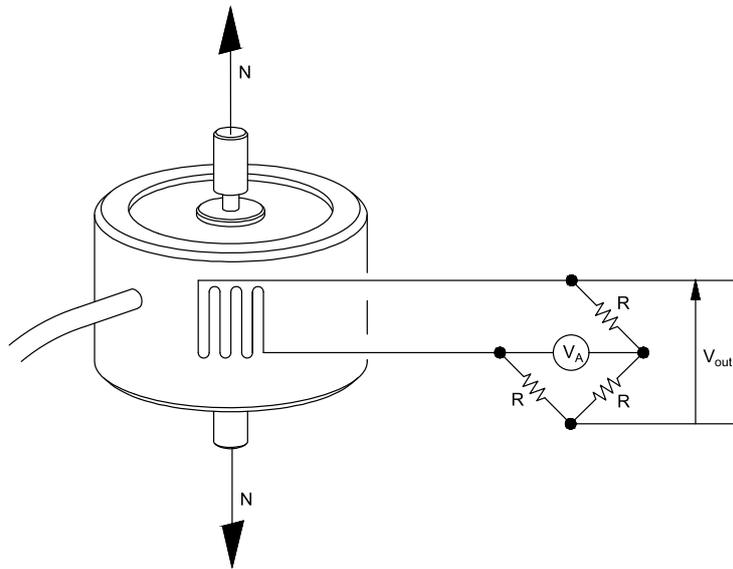


Figura 16: Schema di un trasduttore di forza

L'amplificatore estensimetrico SGA di Figura 17 è un condizionatore di segnale che converte la variabile in uscita dal trasduttore di forza, generalmente con valori di tensione dell'ordine dei mV, in un segnale normalizzato variabile in ± 10 V elaborabile dalla scheda di acquisizione. Inoltre, il condizionatore provvede alla compensazione dei disturbi indotti dall'ambiente di misurazione, come ne è l'esempio la variazione di temperatura sulle resistenze degli estensimetri. Il condizionatore garantisce, inoltre, l'energia elettrica necessaria al trasduttore per poter funzionare e generare un segnale di tensione in uscita a fronte di una sollecitazione meccanica. L'energia elettrica in ingresso all'amplificatore è assicurata dall'utilizzo di batterie o mediante un alimentatore.



Figura 17: Condizionatore Mantracourt SGA

Facendo riferimento alla Figura 18 il trasmettitore di forza sarà composto da un sensore, il cilindro in acciaio, che si contrae o si allunga sotto l'applicazione rispettivamente di forze di compressione o trazione, da un trasmettitore vero e proprio che sono le resistenze

estensimetriche, che trasformano la grandezza fisica in ingresso in un segnale di natura elettrica in uscita, e da un condizionatore (amplificatore).

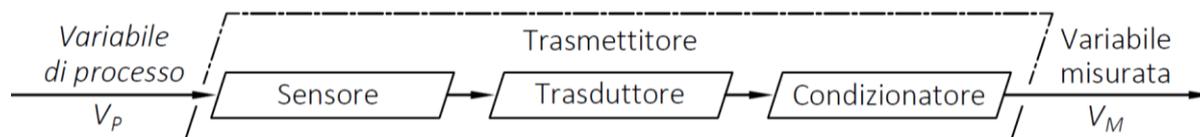


Figura 18: Schema trasmettitore di forza

I sensori utilizzati per rilevare la velocità angolare delle ruote posteriori sono ad effetto Hall. Sulla circonferenza lato interno dei cerchi di ognuna delle due ruote, in corrispondenza dei raggi, sono stati posti 32 magneti equispaziati. Una volta messa in moto la carrozzina, la variazione del flusso di campo magnetico in corrispondenza della posizione del sensore genera in output un segnale elettrico. I sensori Hall sono collegati alla scheda di acquisizione dati. Misurando la frequenza del segnale è possibile determinare la velocità di rotazione della ruota.

In Figura 19 è riportato lo schema elettrico delle varie connessioni del banco prova.

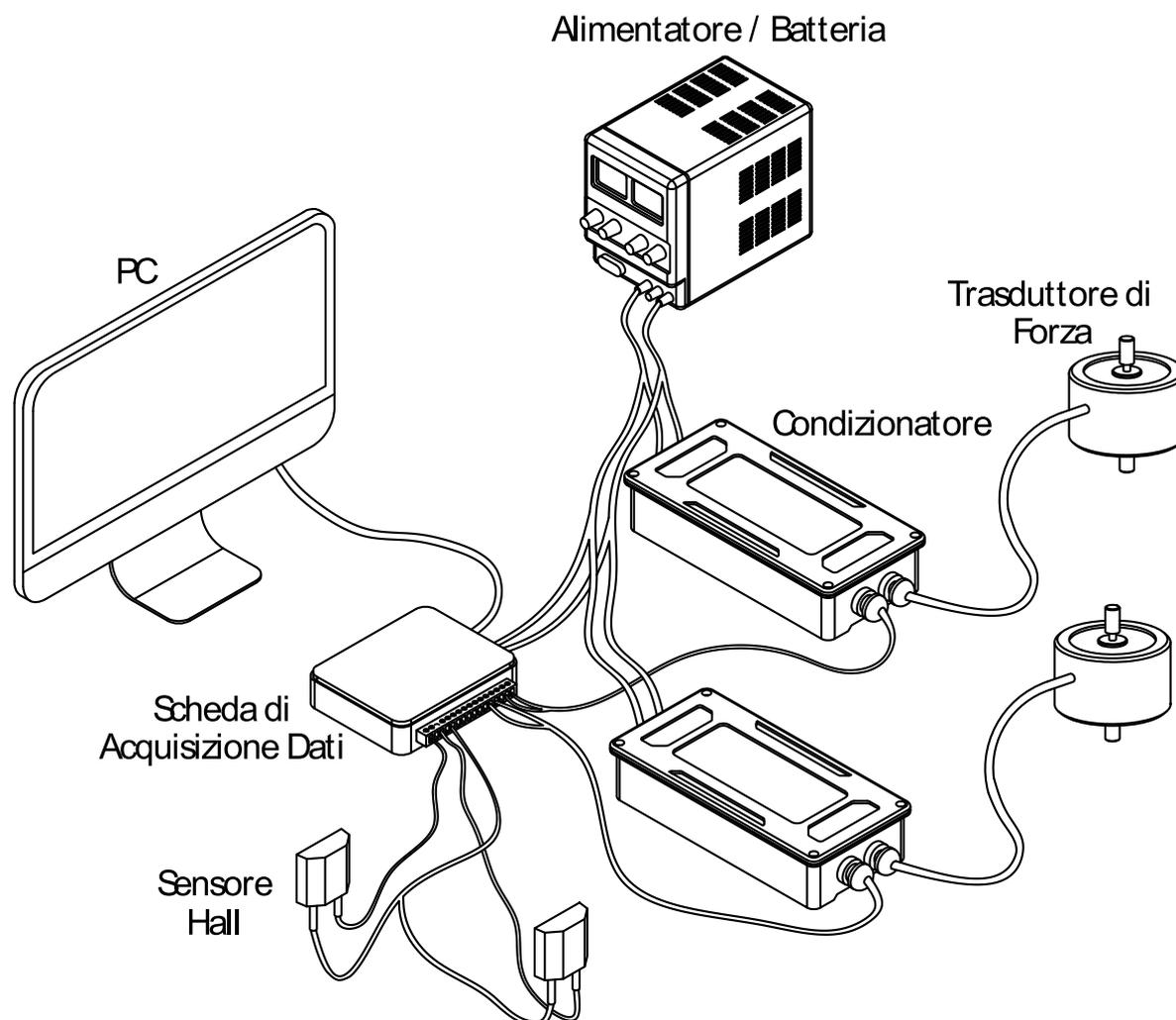


Figura 19: Schema elettrico

Capitolo 4

Modellazione Dinamica

In Figura 20, ottenuta grazie all'ausilio dei software di disegno tecnico *SOLIDWORKS*[®] e *AutoCAD*[®], è mostrato il sistema di riferimento destrorso utilizzato: con l'asse *X* si identifica la direzione longitudinale di avanzamento della carrozzina, con l'asse *Y* si individua la direzione trasversale con verso ottenuto dall'applicazione della regola della mano destra, essendo *Z* l'asse verticale diretto verso l'alto. Con ϑ_X , ϑ_Y e ϑ_Z si indicano rispettivamente le rotazioni intorno all'asse *X* (rollio), *Y* (beccheggio) e *Z* (imbardata).

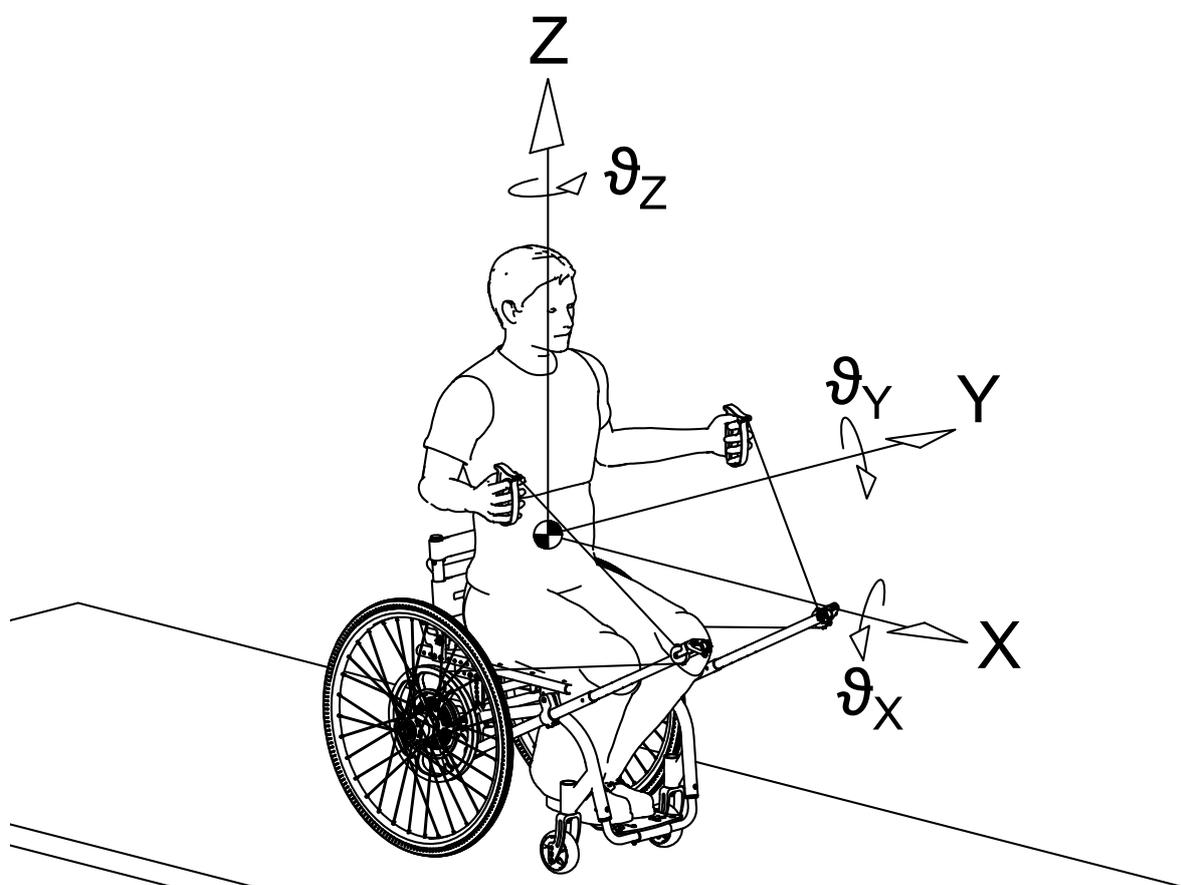


Figura 20: Sistema di riferimento

Facendo riferimento al modello di Figura 21, ottenuto grazie all’ausilio dei software di disegno tecnico *SOLIDWORKS*[®] e *AutoCAD*[®], si possono scrivere le equazioni di equilibrio alla traslazione orizzontale (4) e verticale (5) in riferimento al piano stradale, e l’equazione di equilibrio alla rotazione intorno al punto di contatto tra la ruota anteriore e il terreno (6). In questa fase si trascurano il termine di portanza e i termini inerziali relativi alle ruote.

$$N_r + N_f = mg \cos(\alpha) \quad (4)$$

$$T_r + T_f = mg \sin(\alpha) + F_{drag} + m\ddot{x} \quad (5)$$

$$N_r(a + b + u_f - u_r) = mxh_g + mg \sin(\alpha) h_g + mg \cos(\alpha) (a + u_f) + F_{drag} h_{drag} \quad (6)$$

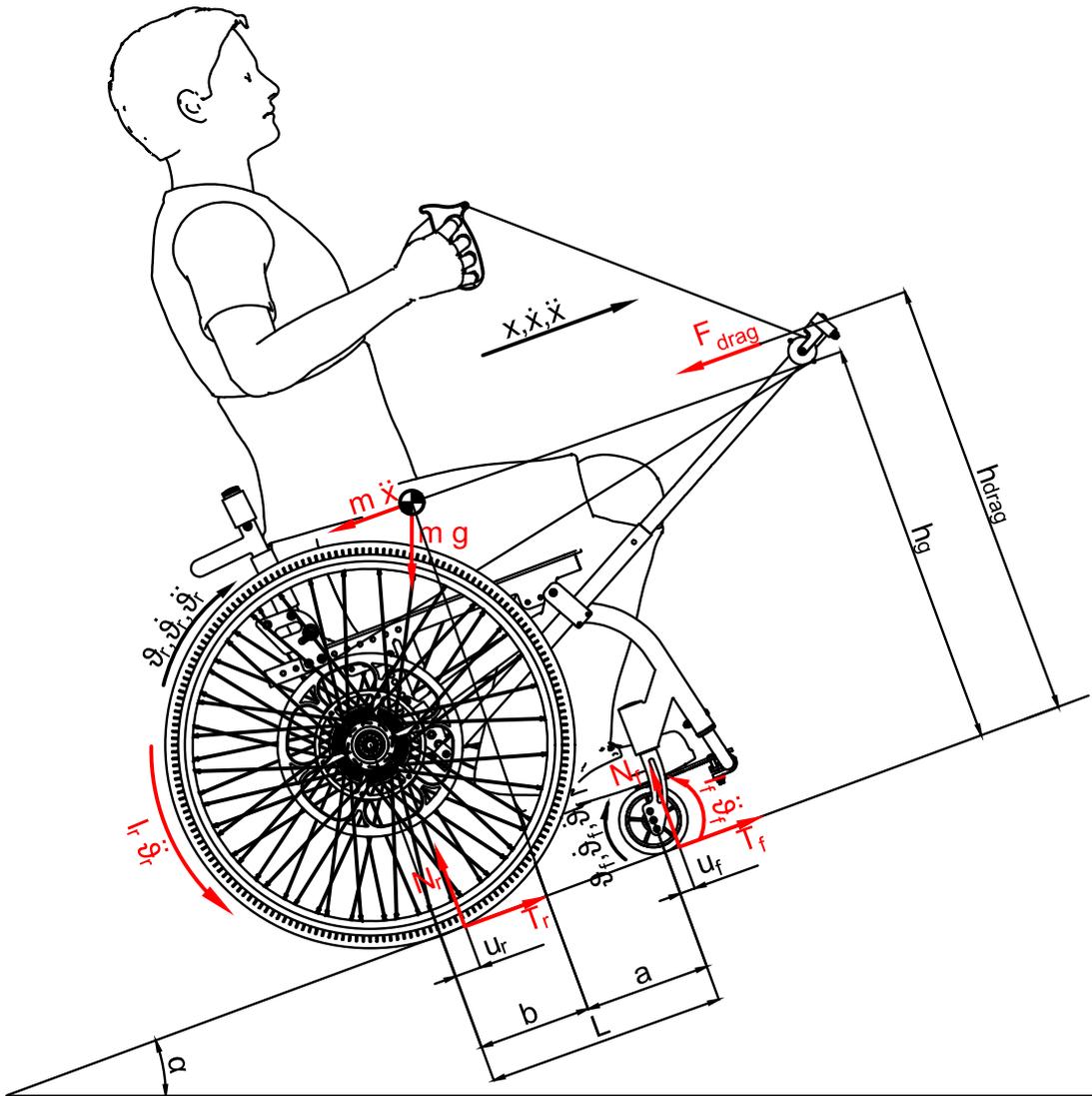


Figura 21: Modello Handwheelchair.q

Supponendo lo stesso valore del parametro di attrito volante per le ruote posteriori ed anteriori e considerando l’ordine di grandezza rispetto ai semipassi del veicolo, si ha che:

$$a + u_f \cong a \quad (7)$$

$$b - u_r \cong b \quad (8)$$

Di conseguenza le espressioni per il calcolo delle forze normali agenti sulle ruote posteriori N_r e anteriori N_f si possono esprimere come:

$$N_r = mg \left(\frac{a}{L} \cos(\alpha) - \frac{h_g}{L} \sin(\alpha) - \frac{h_{drag}}{L} \frac{\rho C_x S}{2mg} v_{rel}^2 - \frac{h_g}{L} \frac{\ddot{x}}{g} \right) \quad (9)$$

$$N_f = mg \left(\frac{b}{L} \cos(\alpha) + \frac{h_g}{L} \sin(\alpha) + \frac{h_{drag}}{L} \frac{\rho C_x S}{2mg} v_{rel}^2 + \frac{h_g}{L} \frac{\ddot{x}}{g} \right) \quad (10)$$

Il primo e secondo termine a secondo membro delle equazioni (9) e (10) sono di natura statica e rappresentano la distribuzione dei pesi del veicolo su strada inclinata. Il terzo termine, dipendente dalla velocità relativa tra veicolo e aria, esprime il trasferimento di carico per effetti aerodinamici. Il quarto termine invece, di natura dinamica, delinea il trasferimento di carico dovuto all'accelerazione longitudinale. In condizioni di quiete, con angolo di inclinazione del piano stradale non nullo, si ha un trasferimento di carico dall'avantreno al retrotreno per il solo effetto della differenza di quota tra le ruote anteriori e posteriori di una quantità pari al secondo termine. Se si ha velocità relativa positiva tra veicolo e fluido aria rispetto al sistema di riferimento adottato, si ha un ulteriore trasferimento di carico al retrotreno di una quantità pari al terzo termine. In accelerazione, inoltre, il trasferimento al retrotreno aumenta, andando a caricare ulteriormente le ruote posteriori, le quali però, in frenata, tendono a scaricarsi coerentemente con un trasferimento di carico dinamico verso l'avantreno.

Le prestazioni della sedia a rotelle, così come quelle di ogni veicolo, sono influenzate da diverse azioni interne ed esterne. Considerando il moto della carrozzina a velocità costante, le forze resistenti che si oppongono al moto di avanzamento su strada con pendenza longitudinale α sono:

- Resistenza dovuta alla pendenza longitudinale del piano stradale
- Resistenza aerodinamica
- Resistenza dovuta agli attriti della trasmissione
- Resistenza dovuta alle coppie residue dell'impianto frenante
- Resistenza al rotolamento

La resistenza F_p dovuta alla pendenza longitudinale del piano stradale α è data da:

$$F_p = mg \sin \alpha \quad (11)$$

essendo:

- Massa del veicolo m
- Accelerazione gravitazionale g

Per effetto della differenza di quota tra le ruote anteriori e posteriori, avrò un trasferimento di carico dall'assale a quota più elevata all'altro.

La resistenza F_{drag} aerodinamica è data da:

$$F_{drag} = \frac{1}{2} \rho C_x S v_{rel}^2 \quad (12)$$

essendo:

- Velocità relativa veicolo-aria v_{rel}
- Densità dell'aria ρ
- Superficie frontale S
- Coefficiente di resistenza aerea C_x

La resistenza aerodinamica è trascurabile per basse velocità di avanzamento, e diviene sempre più importante man mano che la velocità del veicolo o del vento aumentano. In carrozzine da corsa è uno dei fattori chiave nell'analisi della dissipazione di energia. Molte nozioni e sviluppi in termini aereodinamici sulle sedie a rotella provengono da studi a livello di aereodinamica nel ciclismo su pista e strada. In questa trattazione il valore di C_x utilizzato è pari a 1.45 [10].

La resistenza F_t dovuta agli attriti della trasmissione è data da:

$$F_t = m_t(\alpha_0 + \alpha_1 \dot{x}) \quad (13)$$

essendo la massa traslante m_t dovuta all'inerzia delle masse rotanti e data da:

$$m_t = \frac{I}{r^2} \quad (14)$$

con:

- Momento di inerzia della ruota I
- Raggio della ruota r
- Coefficienti sperimentali α_0, α_1

La resistenza dovuta agli attriti della trasmissione è imputabile principalmente agli attriti nei cuscinetti, che aumentano se non sono ben tenuti e sono mal lubrificati, e alle deformazioni del telaio, soprattutto per quanto riguarda le carrozzine pieghevoli.

La resistenza F_f dovuta alle coppie residue dell'impianto frenante è data da:

$$F_f = \frac{C_f}{r} n \quad (15)$$

essendo:

- Coppia frenante residua C_f
- Numero di ruote frenanti n

Per caratteristiche di progetto o per tolleranze produttive vengono esercitate delle coppie frenanti residue che contribuiscono alla forza resistente totale.

La resistenza F_r al rotolamento è data da:

$$F_r = mg \cos \alpha (f_0 + f_2 \dot{x}^2) \quad (16)$$

essendo il parametro di attrito volvente u dato da:

$$u = fr = (f_0 + f_2 \dot{x}^2)r \quad (17)$$

con:

- Coefficiente di attrito volvente f

- Raggio della ruota r
- Coefficienti di attrito sperimentali f_0, f_2

La resistenza al rotolamento è la forza principale che si oppone al moto di uno pneumatico ed è dovuta principalmente all'isteresi del materiale che lo costituisce, e solo per piccole frazioni agli strisciamenti che si verificano tra strada e pneumatico e alle resistenze di tipo aerodinamico sulla ruota. In particolare, dipende dalla deformazione del fianco dello pneumatico in corrispondenza dell'area di contatto con il terreno, dagli scorrimenti longitudinale e laterale, dalla deformazione e dalle asperità del suolo, dal carico aerodinamico agente sullo pneumatico e dall'abrasione dello stesso. In particolare, la deformazione sarà funzione della pressione di gonfiaggio, dal diametro della ruota e dal suo allineamento nello spazio attraverso gli angoli di *camber* e convergenza. Rispetto alle altre forze resistenti, la resistenza al rotolamento è la più difficile da calcolare, ed in genere si effettuano misure di *coast-down* per trovare i coefficienti f_0 e f_2 . L'angolo di campanatura (*camber angle*) rappresenta l'inclinazione del piano mediano della ruota rispetto al piano verticale, individuabile in una vista posteriore del veicolo. Il *camber* è definito positivo se l'estremo superiore della ruota punta verso l'esterno del veicolo, negativo se lo stesso punta verso l'interno. Un angolo di *camber* negativo utilizzato per le ruote posteriori aumenta le performance della sedia a rotelle, la sua stabilità laterale, e diminuisce sia la resistenza a rotolamento che lo stress sui cuscinetti in particolare alle alte velocità. Modifica, inoltre, il modo in cui l'utente utilizza la carrozzina: permette infatti all'utilizzatore di guidarla con una maggiore facilità grazie al fatto che i corrimani sono più facilmente raggiungibili, e sicurezza dal momento che le mani sono protette in caso di urti laterali, come per esempio a causa di muri o porte, o scontri con altri atleti in attività sportive come il basketball [11]. Un incremento dell'angolo di *camber* abbassa l'altezza della seduta, sposta il baricentro della carrozzina verso il retrotreno [12], ma porta anche ad un aumento dell'interasse delle ruote con difficoltà di movimento negli spazi stretti.

La potenza P necessaria al moto, tenendo in considerazione le forze resistenti precedentemente elencate, sarà quindi data da:

$$P = (F_p + F_{drag} + F_r + F_t + F_f)\dot{x} \quad (18)$$

Se fornisco una potenza superiore allora la carrozzina inizierà ad accelerare, mentre se ne fornisco meno rallenterà.

Tenendo in considerazione le equazioni precedentemente descritte del sistema fisico reale, vengono realizzati due modelli di cui uno a parametri concentrati, utilizzato in ambiente *MATLAB*® e *Simulink*®, e l'altro a parametri distribuiti per l'analisi in *SOLIDWORKS*®.

4.1. Modello a Parametri Concentrati

Con riferimento al diagramma di Figura 21 si imposta un modello dinamico a parametri concentrati. Da prove sperimentali si ricavano le forze F_u applicate da entrambe le braccia, la cui risultante viene utilizzata come input nel modello dinamico. Viene quindi realizzato un modello *Simulink*[®] in grado di ottenere in output l'evoluzione nel tempo dello spostamento x_w , della velocità \dot{x}_w e dell'accelerazione \ddot{x}_w della carrozzina, da confrontare successivamente con l'andamento di velocità ottenuto sperimentalmente. In input, vi sono, oltre alla forza F_u , lo spostamento angolare del tronco ϑ_t e lo spostamento relativo del braccio x_a rispetto al tronco, che vengono modellizzati mediante forma polinomiale 3-4-5 come descritto nel prosieguo del capitolo. Inoltre, in ingresso al modello, viene inserito il valore medio del coefficiente di attrito volvente u , stimato mediante un secondo modello *Simulink*[®]. Viene considerata la sola dinamica longitudinale trascurando gli effetti della dinamica laterale. Infine, il cavo per la trasmissione del moto dalle manopole alle ruote posteriori è modellizzato come una fune ideale inestensibile. Vengono, inoltre, trascurati i momenti di inerzia delle due pulegge anteriore e posteriore.

La Figura 22 mostra il disegno del modello di riferimento della *Handwheelchair.q*, realizzato in ambiente *AutoCAD*[®], con le varie forze esterne ed inerziali che lo costituiscono. Il tronco è modellizzato come un segmento congiungente i giunti spalla C_s e bacino C_h , avente possibilità di rotazione ϑ_t , intorno a quest'ultimo. Gli arti inferiori, con le loro proprietà inerziali, sono riassunti dal giunto C_l e sono solidali al telaio della carrozzina. Anche gli arti superiori sono concentrati in un unico punto C_a , ma rispetto ai precedenti, hanno possibilità di moto relativo con la carrozzina intorno al giunto spalla C_s . A partire da questo modello sono stati realizzati i diagrammi di corpo libero delle principali parti rotanti della carrozzina: ruote posteriore (Figura 23) e anteriore (Figura 24), pulegge anteriore (Figura 25) e posteriore (Figura 26).

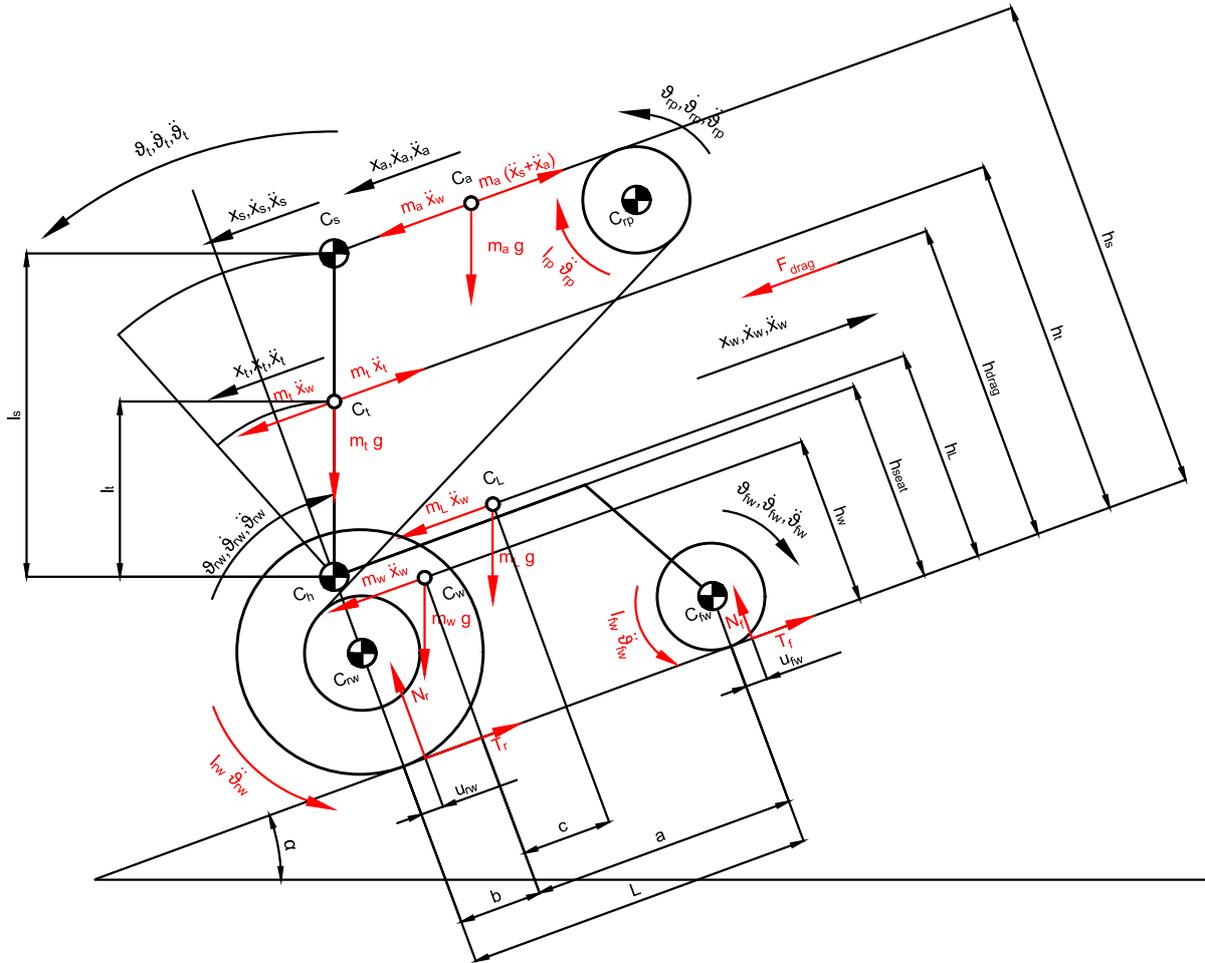


Figura 22: Modello semplificato

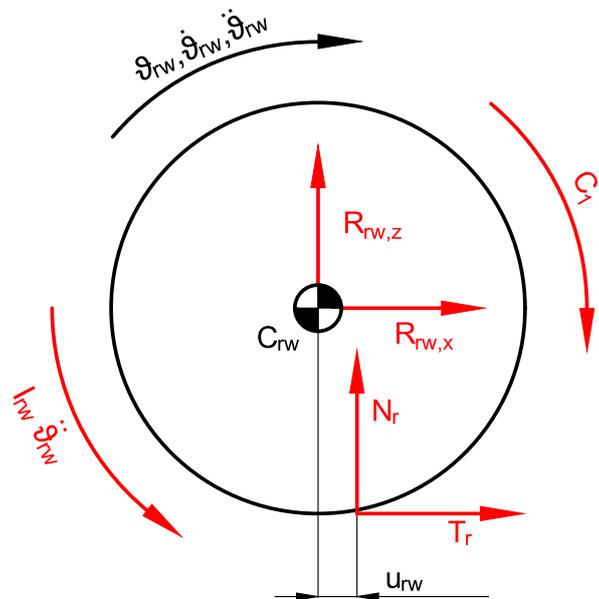


Figura 23: Diagramma di corpo libero della ruota posteriore

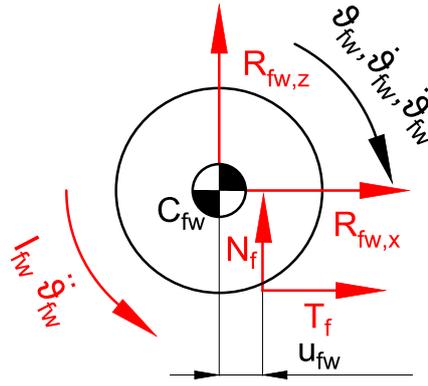


Figura 24: Diagramma di corpo libero della ruota anteriore

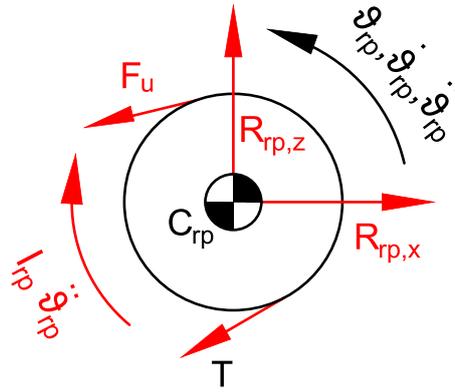


Figura 25: Diagramma di corpo libero della puleggia di ritorno

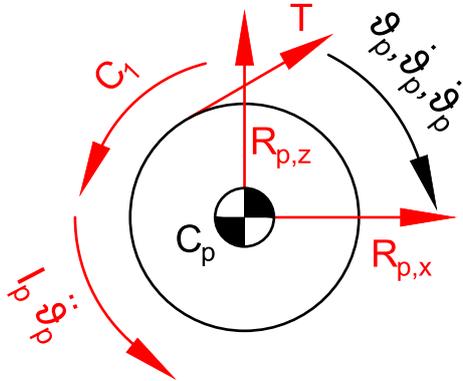


Figura 26: Diagramma di corpo libero della puleggia posteriore

Secondo il modello di Figura 22 e i diagrammi di corpo libero riportati in Figura 23, Figura 24, Figura 25 e Figura 26 si possono scrivere le seguenti equazioni:

$$N_r = (m_w + m_l + m_t + m_a)g \cos(\alpha) \quad (19)$$

$$T_r + m_a(\ddot{x}_s + \ddot{x}_a) + m_t \ddot{x}_t = (m_w + m_l + m_t + m_a)(\ddot{x}_w + g \sin(\alpha)) + F_{drag} \quad (20)$$

$$T_r r_r + N_r u_r + I_r \ddot{\theta}_{rw} = C_1 \quad (21)$$

$$T_f r_f + N_f u_f + I_f \ddot{\theta}_{fw} = 0 \quad (22)$$

$$T r_p = C_1 \quad (23)$$

$$T = F_u \quad (24)$$

4.1.1. Modello dello Spostamento x_a

Con riferimento alla Figura 27, lo spostamento del braccio x_a , inteso come arto superiore e quindi comprensivo di avambraccio e mano, rispetto al tronco, è modellizzato mediante forma polinomiale 3-4-5 (Figura 28) con raggiungimento del valore massimo $x_a = lh$ pari a 0.33 m al termine della fase attiva. Il valore di spostamento lh è stato ricavato dalla Figura 12 considerando quindi equivalente a quello del polso rispetto alla puleggia anteriore stimato in precedenza.

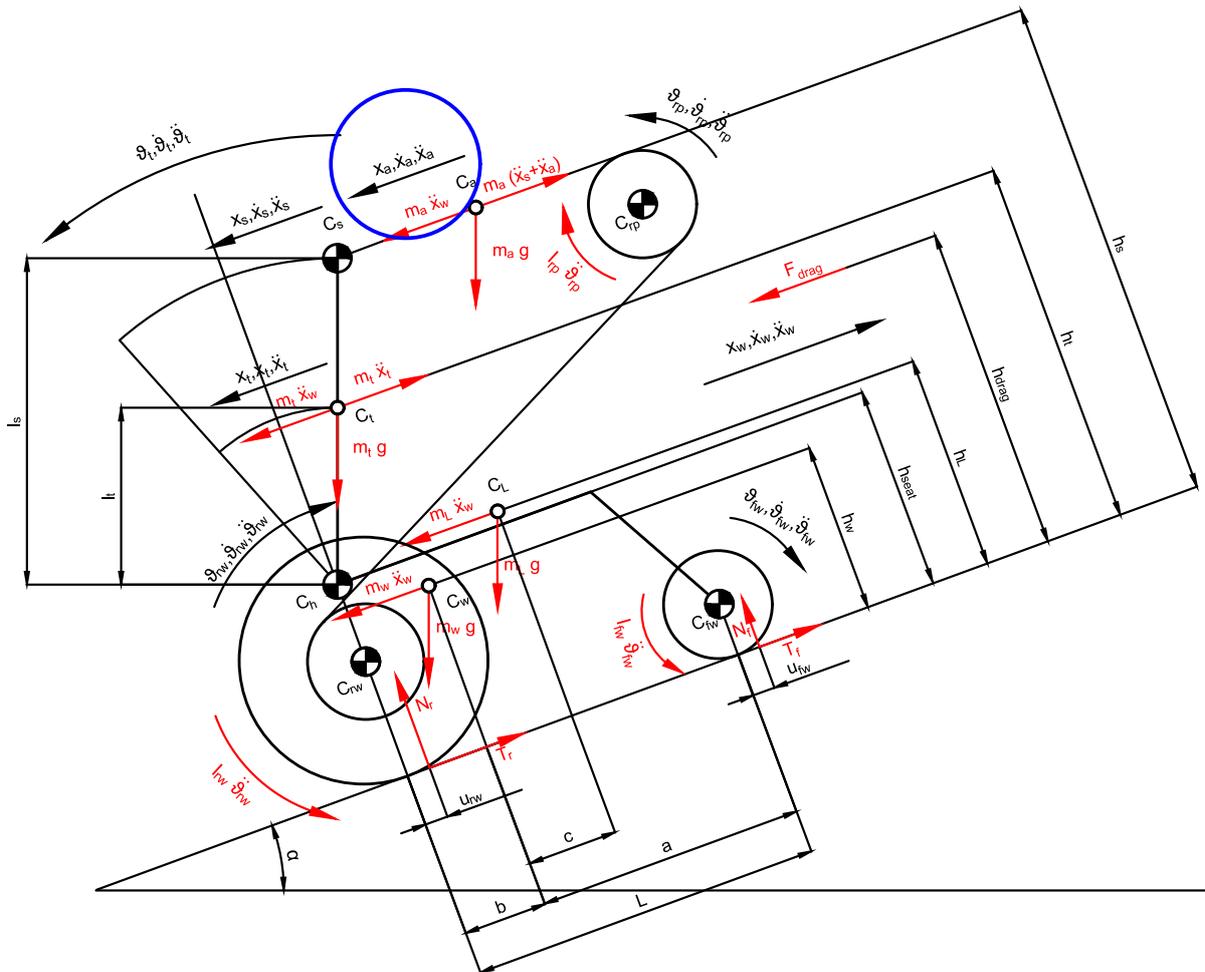
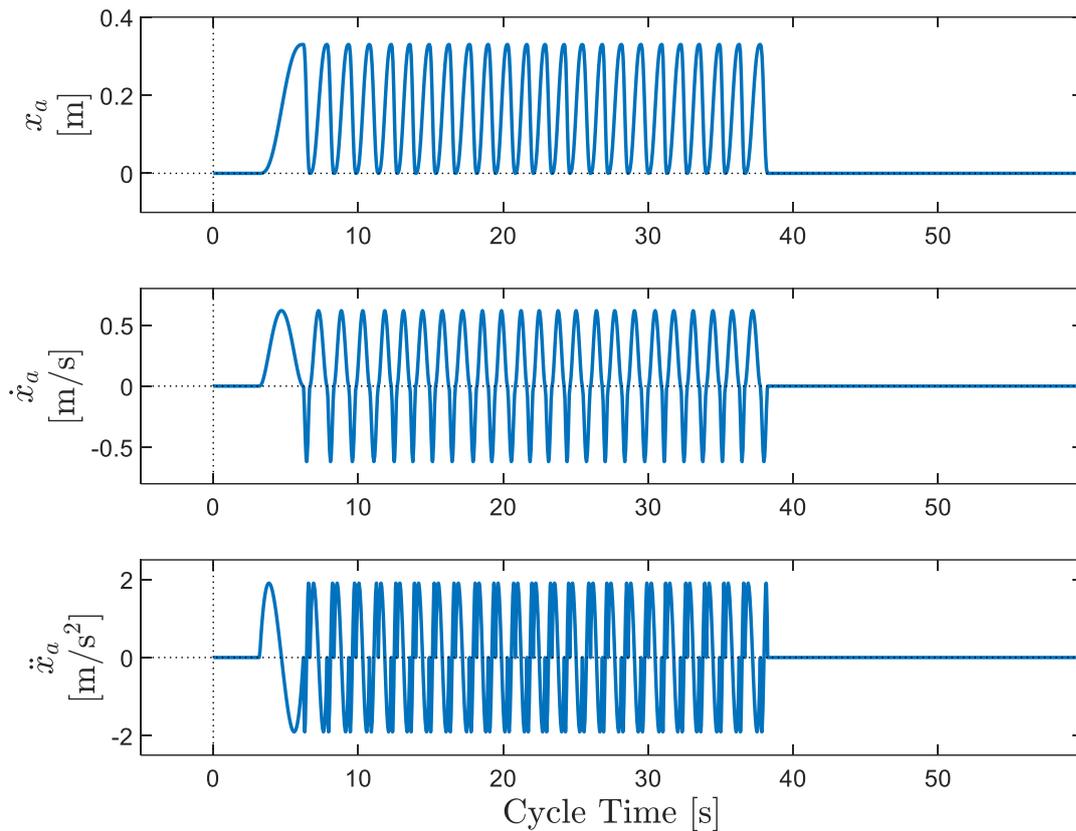
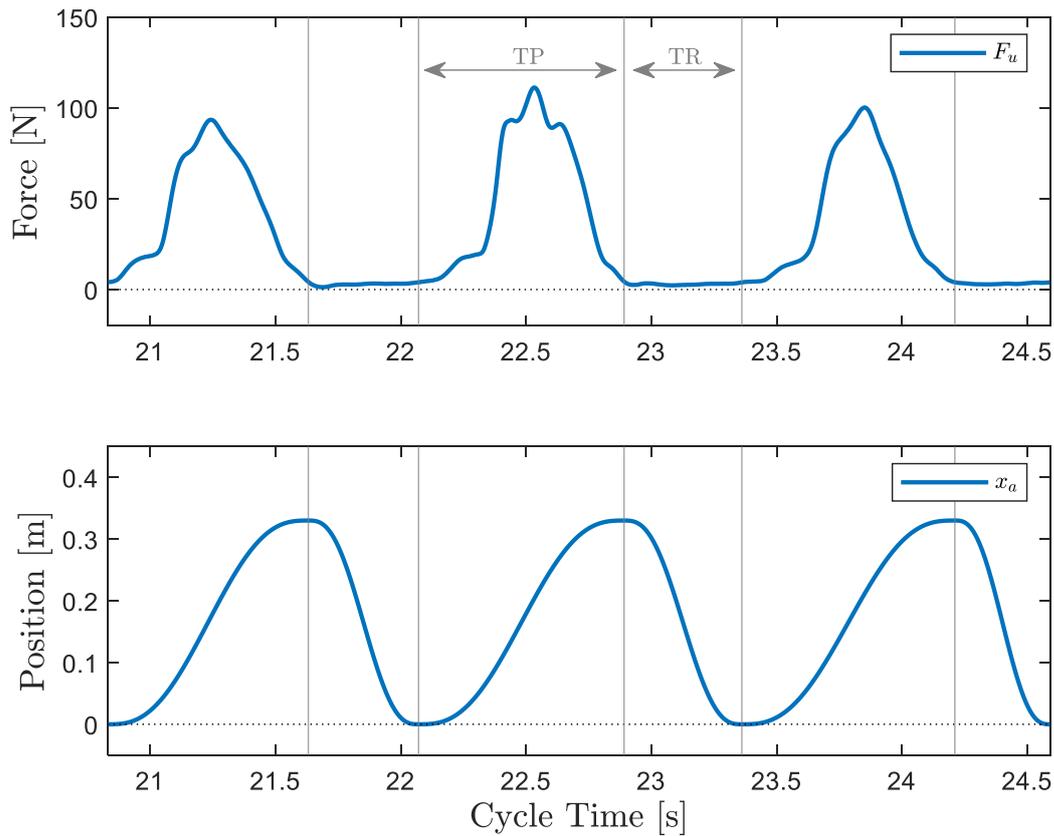


Figura 27: Modello semplificato


 Figura 28: Grafico $x_a, \dot{x}_a, \ddot{x}_a$

In Figura 29 è riportato un ingrandimento degli andamenti di forza F_u e spostamento lineare x_a del braccio in modo tale da cercare di comprendere meglio le scelte effettuate. Dal grafico di forza F_u si possono distinguere due fasi: una attiva chiamata *pushing time*, ed una di riposo chiamata *recovery time*, ed indicate rispettivamente con gli acronimi *TP* e *TR*. Lo spostamento x_a del braccio è modellizzato in forma polinomiale 3-4-5 in entrambe le fasi, ed in particolare mediante una curva monotona crescente per la fase di trazione e una monotona decrescente per la fase di recupero. Durante la fase attiva l'utente tirando le manopole a sé genera un andamento di forza come in Figura 29 che raggiunge un massimo a circa metà fase *TP*. Al termine della fase attiva il baricentro del braccio avrà raggiunto un punto estremo distante lh pari a 0.33 m a partire dalla posizione iniziale ed ora sarà ad una distanza pari a $l_{a,min}$ di 0.173 m dal giunto spalla C_s . La fase di recupero è invece caratterizzata da una forza praticamente nulla e dal movimento all'indietro, per tornare nella posizione iniziale di partenza, da parte delle braccia. Durante la fase di trazione si modella quindi lo svolgimento del cavo attorno alla puleggia in modo da trasmettere coppia alle ruote posteriori tramite l'innesto di sopravanzo, mentre una molla di torsione si carica. Durante la fase di recupero, la molla rilascia l'energia elastica precedentemente accumulata, riavvolgendo il cavo e predisponendo la struttura per una nuova fase di trazione.


 Figura 29: Grafico F_u e x_a

Le leggi di movimento polinomiali sono descritte dall'equazione (25):

$$y = A_0 + A_1 t + A_2 t^2 + \dots + A_{n-2} t^{n-2} + A_{n-1} t^{n-1} + A_n t^n \quad (25)$$

Dove i coefficienti $A_0, A_1, A_2 \dots, A_{n-2}, A_{n-1}, A_n$ sono determinati imponendo le condizioni al contorno. In particolare, la legge utilizzata in questa trattazione è la legge polinomiale 3-4-5 descritta dall'equazione (26):

$$y = 10t^3 - 15t^4 + 6t^5 \quad (26)$$

Nel caso specifico, grazie all'ausilio del software *MATLAB*[®], a partire dai dati sperimentali di forza acquisiti vengono salvati gli istanti di tempo tali per cui l'andamento di forza raggiunge un massimo locale ed il valore del massimo stesso in due vettori distinti. Inoltre, in due ulteriori vettori vengono salvati gli istanti temporali che identificano gli inizi delle fasi di trazione e recupero. Dall'andamento sperimentale si constata però, come i dati acquisiti presentino un valore medio nella fase di riposo, che precede e segue l'andamento ciclico proprio delle fasi di trazione e recupero, diverso da zero. Questo fenomeno può essere imputato all'accuratezza delle celle di carico, dal momento che nella realtà vi è, in quegli istanti temporali, assenza di forza applicata. Con queste accortezze, il grafico di spostamento x_a polinomiale che ne risulta presenta un andamento ciclico dall'origine di trazione di ampiezza variabile.

In particolare, il vettore contenente i valori puntuali dello spostamento x_a polinomiale, viene costruito mediante codice *MATLAB*[®] descritto nel capitolo 7.2.2. Per una migliore comprensione, viene qui riportato un estratto di codice per la determinazione del valore di forza polinomiale nel tratto ciclico in corrispondenza dei tratti ascendente e discendente.

```
x_a_i = lh*(10*((tau(count_0)-inizio_ciclo(count_1))/...
... (fine_ciclo(count_1)-inizio_ciclo(count_1))^3...
...-15*((tau(count_0)-inizio_ciclo(count_1))/...
... (fine_ciclo(count_1)-inizio_ciclo(count_1))^4...
...+6*((tau(count_0)-inizio_ciclo(count_1))/...
... (fine_ciclo(count_1)-inizio_ciclo(count_1))^5);

[...]

x_a_i = -lh*((10*((tau(count_0)-fine_ciclo(count_1))/...
... (inizio_ciclo(count_1+1)-fine_ciclo(count_1))^3...
...-15*((tau(count_0)-fine_ciclo(count_1))/...
... (inizio_ciclo(count_1+1)-fine_ciclo(count_1))^4...
...+6*((tau(count_0)-fine_ciclo(count_1))/...
... (inizio_ciclo(count_1+1)-fine_ciclo(count_1))^5)-1);
```

Essendo:

- `inizio_ciclo` vettore contenente i valori degli istanti temporali in cui incominciano le varie fasi di spinta *TP*
- `fine_ciclo` vettore contenente i valori degli istanti temporali in cui terminano le varie fasi di riposo *TR*
- `tau` vettore tempo
- `count_0` contatore del ciclo *for*, con
`count_0 = 1:length(tau)`
- `count_1` contatore del ciclo *for*, con
`count_1 = 1:length(inizio_ciclo)-1`

4.1.2. Modello dello Spostamento Angolare ϑ_t

Con riferimento alla Figura 30, lo spostamento angolare del torso ϑ_t è modellizzato mediante forma polinomiale 3-4-5 (Figura 31) con raggiungimento del valore massimo $\vartheta_t = \vartheta_{t,max}$ di 95° al termine della fase attiva. La posizione di partenza è $\vartheta_t = \vartheta_{t,start}$ pari a 85° . In particolare, si ha ϑ_t di 0° in un piano parallelo al terreno e ϑ_t pari a 90° perpendicolarmente al piano stradale. Il valore di variazione angolare $\Delta\vartheta_t$ di 10° è stato ricavato dalla Figura 10, facendo l'ipotesi che lo spostamento angolare del giunto spalla C_s intorno al bacino C_h di Figura 30, fosse uguale a quello della spalla intorno all'asse posteriore della carrozzina di Figura 10, non tenendo quindi in considerazione le azioni di adduzione e abduzione scapolare.

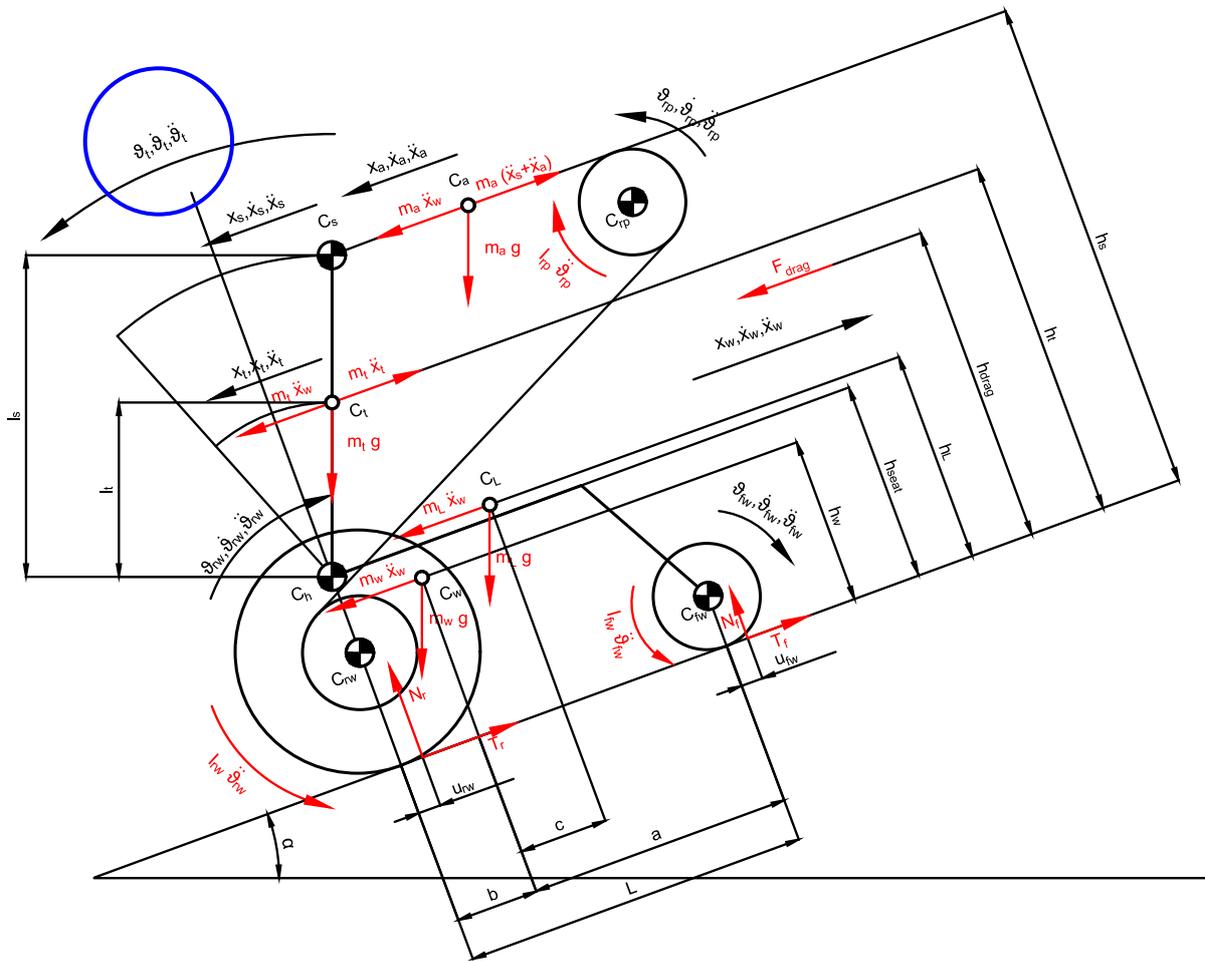


Figura 30: Modello semplificato

Lo spostamento angolare del torso ϑ_t ripercorre lo stesso andamento dello spostamento lineare x_a delle braccia evidenziato in Figura 29, essendo valide analoghe considerazioni per quanto riguarda le due fasi attive TP e di riposo TR rispetto alla forzante F_u .

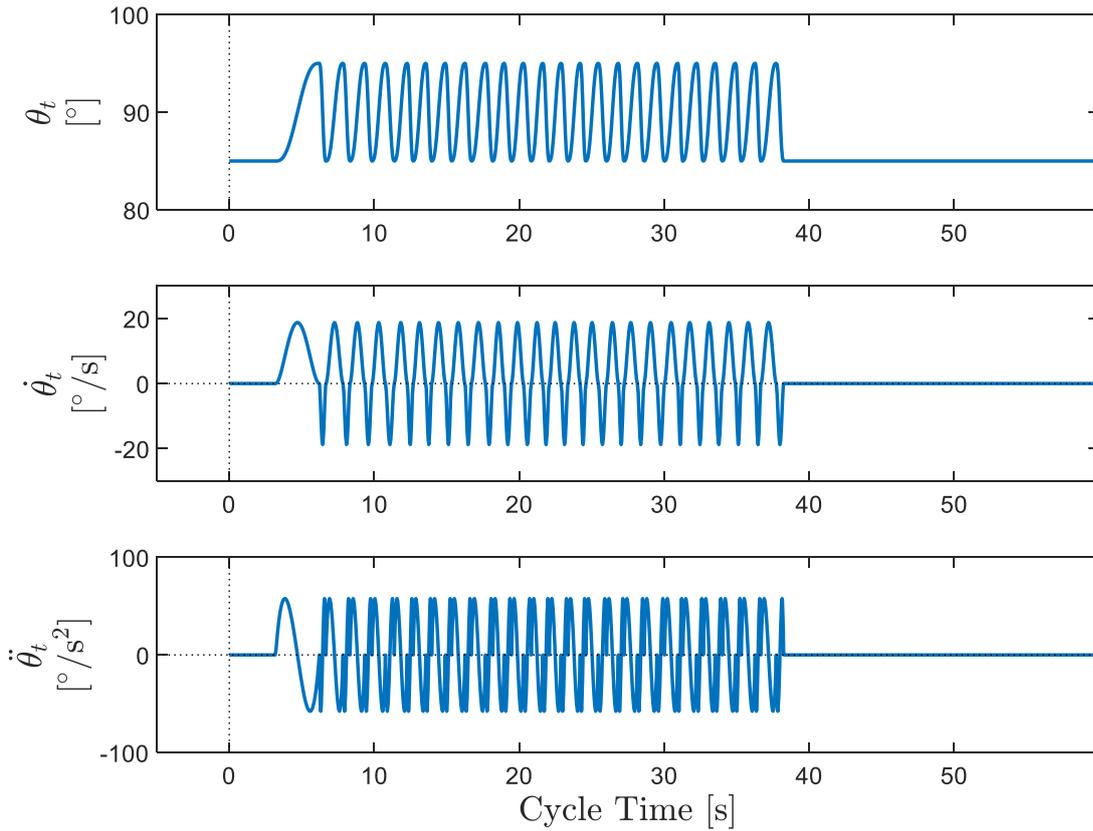


Figura 31: Grafico $\vartheta_t, \dot{\vartheta}_t, \ddot{\vartheta}_t$

Nel prosieguo della trattazione vengono riportate le equazioni utili in ambiente *Simulink*[®] alla modellazione del movimento circolare del busto dell'utente attorno al bacino.

Con riferimento alla Figura 32 si possono scrivere le seguenti equazioni di spostamento \bar{r} (27), velocità $\dot{\bar{r}}$ (28) ed accelerazione $\ddot{\bar{r}}$ (29) del punto P nel sistema di riferimento xy mediante coordinate polari:

$$\bar{r} = r\bar{\lambda} \tag{27}$$

$$\dot{\bar{r}} = \dot{r}\bar{\lambda} + r\dot{\bar{\lambda}} = \dot{r}\bar{\lambda} + r\dot{\vartheta}\bar{\mu} \tag{28}$$

$$\ddot{\bar{r}} = \ddot{r}\bar{\lambda} + \dot{r}\dot{\bar{\lambda}} + \dot{r}\dot{\vartheta}\bar{\mu} + r\ddot{\vartheta}\bar{\mu} + r\dot{\vartheta}\dot{\bar{\mu}} = (\ddot{r} - r\dot{\vartheta}^2)\bar{\lambda} + (r\ddot{\vartheta} + 2\dot{r}\dot{\vartheta})\bar{\mu} \tag{29}$$

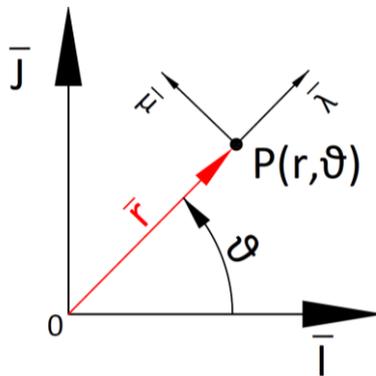


Figura 32: Coordinate polari

Con riferimento alla Figura 33 si possono scrivere le seguenti equazioni di spostamento \bar{r}_B (33), velocità \bar{v}_B (34) ed accelerazione \bar{a}_B (35) del punto B rispetto al punto A , entrambi appartenenti allo stesso corpo rigido:

$$\vartheta' = \vartheta + \alpha \quad (30)$$

$$\frac{d\vartheta'}{dt} = \frac{d\vartheta}{dt} + \frac{d\alpha}{dt} = \frac{d\vartheta}{dt} = \dot{\vartheta} \quad (31)$$

$$s = \text{const} \quad (32)$$

$$\bar{r}_B = \bar{r}_A + s\bar{\lambda} \quad (33)$$

$$\bar{v}_B = \bar{v}_A + s\dot{\bar{\lambda}} = \bar{v}_A + s\dot{\vartheta}\bar{\mu} = \bar{v}_A + \bar{v}_{B|A} \quad (34)$$

$$\bar{a}_B = \bar{a}_A + s\ddot{\vartheta}\bar{\mu} - s\dot{\vartheta}^2\bar{\lambda} = \bar{a}_A + \bar{a}_{B|A,t} + \bar{a}_{B|A,n} \quad (35)$$

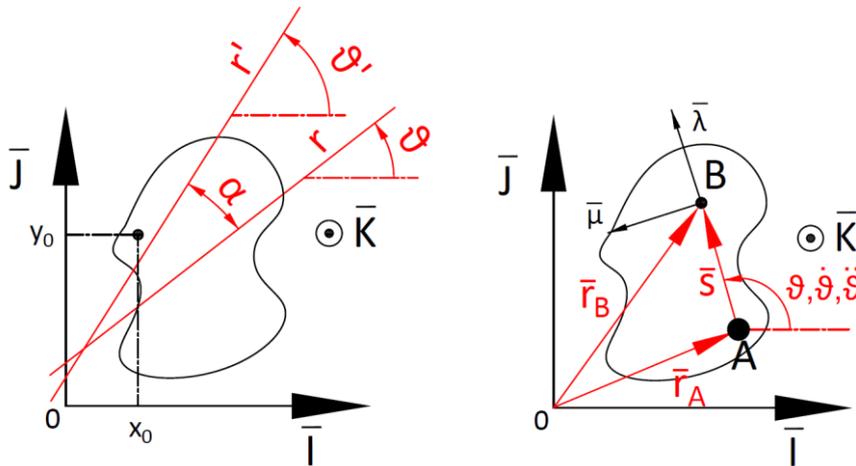


Figura 33: Cinematica del corpo rigido

Con riferimento alla Figura 34 si possono scrivere le seguenti equazioni di spostamento, velocità ed accelerazione dei giunti spalla e tronco:

$$x_s = l_s \sin(\vartheta_t - \vartheta_{t,start}) \quad (36)$$

$$\dot{x}_s = l_s \dot{\vartheta}_t \cos(\vartheta_t) \quad (37)$$

$$\ddot{x}_s = l_s \ddot{\vartheta}_t \cos(\vartheta_t) - l_s \dot{\vartheta}_t^2 \sin(\vartheta_t) \quad (38)$$

$$x_t = l_t \sin(\vartheta_t - \vartheta_{t,start}) \quad (39)$$

$$\dot{x}_t = l_t \dot{\vartheta}_t \cos(\vartheta_t) \quad (40)$$

$$\ddot{x}_t = l_t \ddot{\vartheta}_t \cos(\vartheta_t) - l_t \dot{\vartheta}_t^2 \sin(\vartheta_t) \quad (41)$$

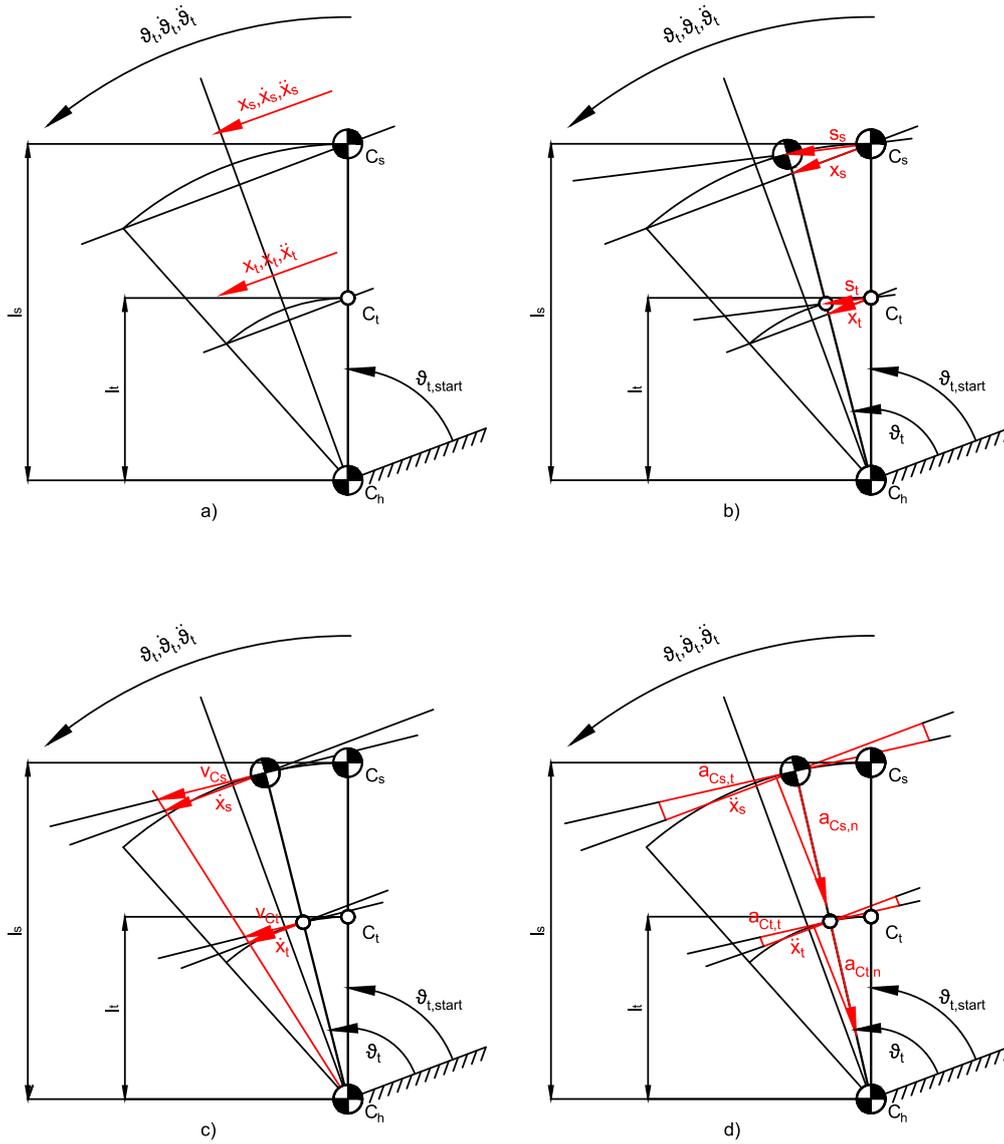


Figura 34: Movimento del busto (a) e scomposizione vettoriale di spostamento (b), velocità (c) ed accelerazione (d)

4.2. Modello a Parametri Distribuiti

In parallelo al modello a parametri concentrati, è stato realizzato, mediante l'uso di *SOLIDWORKS® 2015*, software di progettazione tridimensionale, il modello a parametri distribuiti. L'assieme della carrozzina è costituito da 775 componenti, di cui 683 parti e 92 sottoassiemi, che ricalcano fedelmente i componenti che costituiscono la carrozzina *Handwheelchair.q*, atti a formare assiemi ordinati in una sorta di struttura gerarchica funzionale. Grazie a misure prese direttamente sul prototipo si sono quindi modellizzati i vari componenti, cercando di sfruttare dove possibile, eventuali simmetrie e piani di riferimento, facendo in modo che ogni schizzo fosse totalmente definito, per evitare problematiche durante le successive simulazioni. In particolare, per facilitare la formazione di assiemi e minimizzare il numero di accoppiamenti totali, gli elementi di maggior rilievo e complessità come quelli del telaio, le aste di supporto o le ruote posteriori sono stati progettati a partire da schizzi con origine coincidente con quello dell'assieme finale. In Figura 35 è riportato il sistema di riferimento adottato durante la progettazione dei vari componenti e sottoassiemi: l'origine si trova nell'intersezione dei 3 assi che costituiscono la terna principale. Il piano *ZX* divide simmetricamente la carrozzina nelle parti destra e sinistra, e insieme al piano *XY* definisce la direzione longitudinale *X*. I piani *XY* e *YZ*, entrambi passanti per l'asse posteriore, con il primo parallelo al terreno e il secondo perpendicolare ai primi due.

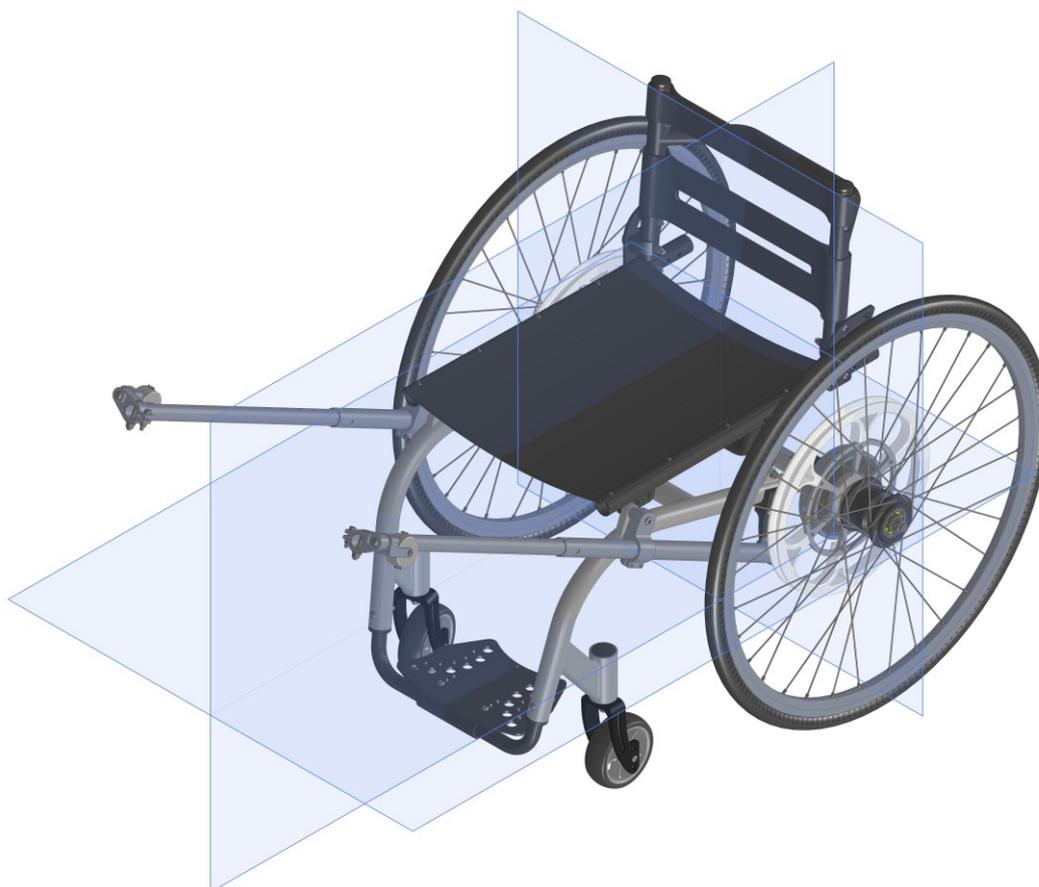


Figura 35: *Handwheelchair.q*

Ci si è dapprima concentrati sulle diverse parti che costituiscono il telaio (Figura 36) della sedia a rotelle che, a causa della loro complessità geometrica, hanno richiesto l'uso della funzione di *schizzo 3D*, in modo da poter spaziare tra i diversi piani con maggior facilità. Dopo aver realizzato i componenti principali in lega di alluminio 1060 come la struttura portante e il telaio della seduta e dello schienale, si è proceduto al loro collegamento mediante bulloneria. È stata poi aggiunta la pedana in acciaio AISI 304 mediante due elementi di collegamento al telaio.



Figura 36: Telaio

Successivamente si sono modellate le ruote. In Figura 37 sono riportate due viste in sezione. Quella posteriore, modellata in modalità *schizzo 3D*, presenta 98 componenti, di cui 3 sottoassiemi – 2 cuscinetti ed una parte del sistema ad arpionismo – e ben 95 parti, date in larga misura dalla ripetizione circolare dei raggi e dei nippli di collegamento tra i cerchioni e i raggi stessi. Sono stati modellati mozzo e cerchione in alluminio, mentre lo pneumatico in gomma naturale. Sul mozzo sono calettati due cuscinetti radiali a sfere SKF 6302-2RSL. La ruota anteriore è invece costituita da 28 componenti comprensivi dei due cuscinetti radiali a sfere SKF W 61901, ciascuno con i loro 10 corpi volventi.

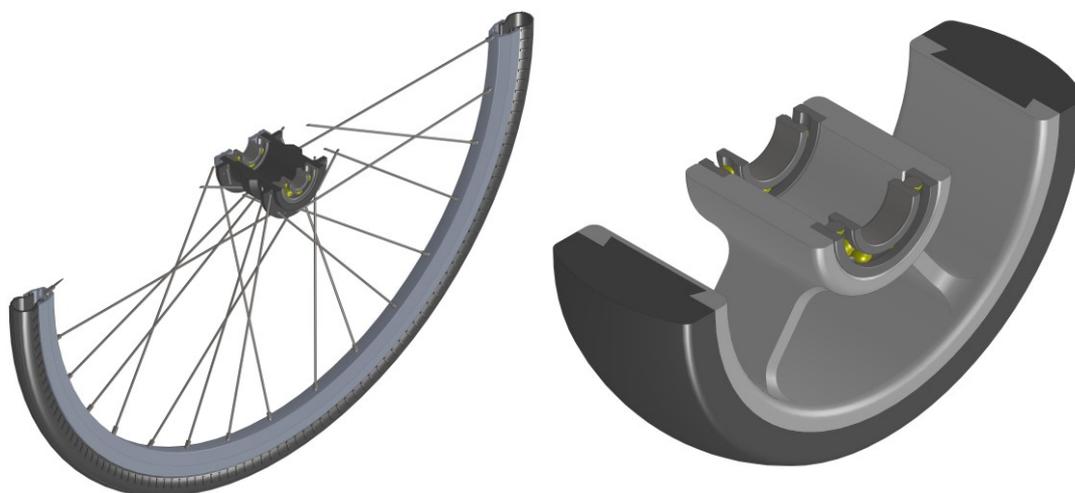


Figura 37: Sezioni ruote posteriore (sinistra) e anteriore (destra)

Si è passati poi alla modellazione del sistema di trasmissione, partendo dalle aste di supporto e le pulegge anteriori, per poi rivolgere l'attenzione all'asse posteriore visibile in sezione in Figura 38, sul quale è calettata la puleggia mediante due cuscinetti radiali a sfere *SKF 16004*. La puleggia è costituita da una parte esterna in materiale polimerico e una interna metallica a 6 raggi. Frontalmente è posizionata la parte coniugata del dispositivo ad arpionismo presente nel gruppo ruota – con una molla che preme questa parte all'altra coniugata in modo da realizzare la corretta trasmissione del moto – e posteriormente è fissata la molla di torsione che durante la fase di riposo riavvolge il cavo sulla puleggia stessa.

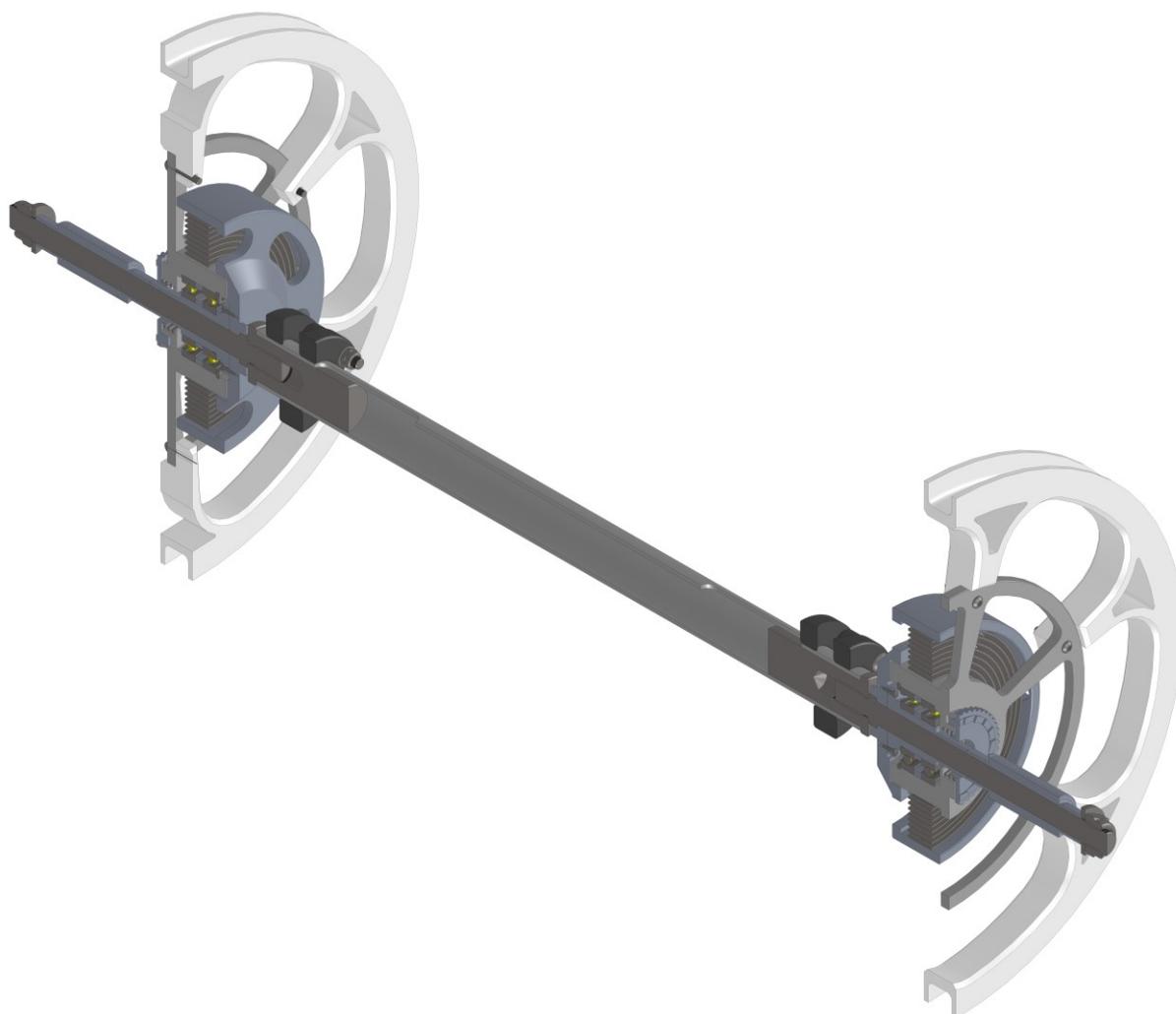


Figura 38: Sezioni asse posteriore

Infine, si sono modellati schienale e seduta, che sono stati quindi inseriti nell'assieme e vincolati ai rispettivi telai tramite collegamenti filettati.

Oltre a quelli descritti in precedenza, sono stati utilizzati due cuscinetti radiali a sfere del tipo *SKF W 6000* nell'assieme costitutivo della forcella delle ruote anteriori, e due del tipo *SKF 625* per la modellazione delle pulegge di ritorno, riportati in Figura 39.

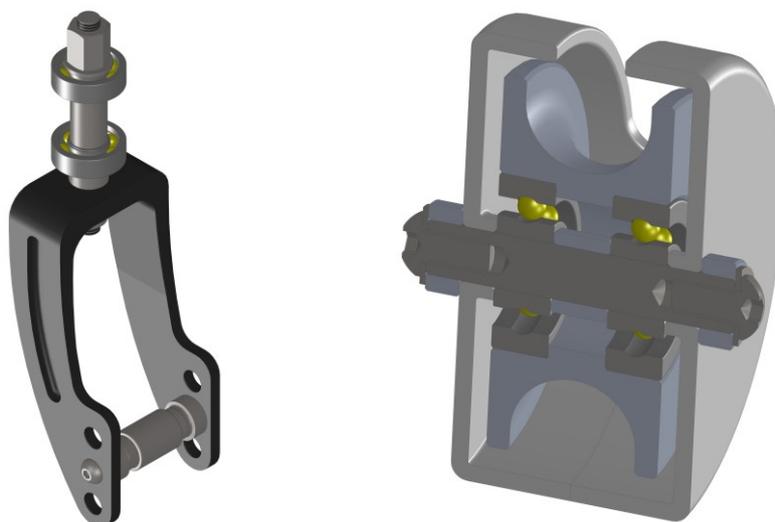


Figura 39: Forcella anteriore (sinistra) e sezione puleggia di ritorno (destra)

Per le analisi del movimento, oltre al modello della carrozzina, è stato necessario utilizzare un modello 3D di manichino umano precedentemente acquistato. Ha un'altezza di circa 1.70 m, una massa di 61.29 kg, e corrisponde al quinto percentile delle misure antropometriche di riferimento. È disponibile nelle 4 versioni riportate in Figura 40: da sinistra verso destra troviamo il manichino nella posizione di guida, seduto, di default in piedi e in un movimento tipico della corsa.

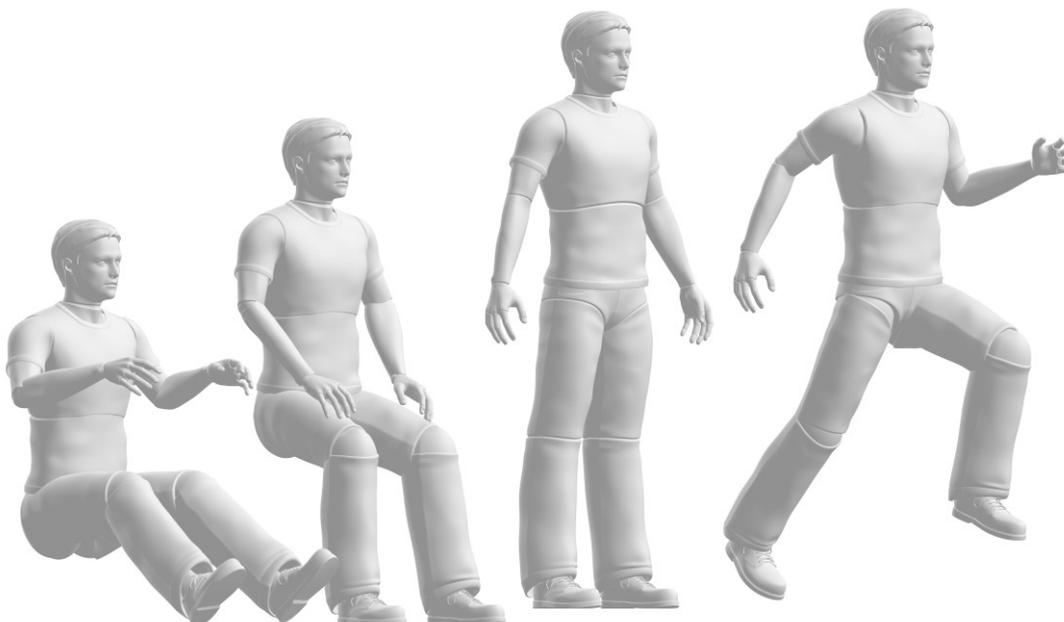


Figura 40: Manichino M 5th Male nelle posizioni Driving, Sitting, Default e Running

Per l'attività di modellazione descritta in questa trattazione, si è scelto di utilizzare il manichino nella posizione seduta, attuando delle opportune modifiche e accorgimenti in modo tale da rispettare gli ingombri dettati dalle dimensioni della carrozzina. Il modello risultante è riportato in Figura 41, ed è comprensivo di piano stradale e manopole ergonomiche per poter tirare a sé la corda che si svolge intorno alla puleggia posteriore durante il moto della sedia a rotelle nella tecnica innovativa oggetto di studio.



Figura 41: Modello Handwheelchair.q completo di manichino

Il modello comprensivo di manichino è costituito da 838 componenti di cui 732 parti e 106 sottoassiemi. Data la notevole complessità che sarebbe potuta scaturire durante l'analisi di movimento in assenza di un criterio di ordinamento gerarchico dei vari componenti, si è proceduto a definire i seguenti 18 sottoassiemi funzionali:

- Caster Wheel Left/Right
- Caster Wheel Fork Left/Right
- Connector Return Pulley Support Rod Left/Right
- M 5th Male Poseable Sitting Forearm Handle Left/Right
- M 5th Male Poseable Sitting Torso
- M 5th Male Poseable Sitting Upper Arm Left/Right
- Main Frame Assembly
- Pulley Left/Right
- Rear Wheel Left/Right
- Return Pulley Left/Right

I sottoassiemi funzionali di cui sopra si possono distinguere in Figura 41 grazie all'utilizzo di diverse tonalità cromatiche.

Con eccezione del piano stradale, il quale è vincolato in una posizione fissa nello spazio, si hanno quindi 54 gradi di libertà in partenza, che verranno ridotti mediante la definizione di opportuni accoppiamenti a seconda dello studio del moto che si intende esaminare.

Una volta terminato il modello dettagliato, si è proceduto a crearne un secondo semplificato, a partire dal primo, con eliminazione delle bullonerie, dei componenti *toolbox* e dei cuscinetti, che sarà utilizzato nelle varie simulazioni in modo da ridurre il livello di complessità computazionale. Questo assieme contiene al suo interno 350 componenti, 488 in meno rispetto al modello dettagliato, di cui 306 parti e 44 sottoassiemi.

Dopo la realizzazione del modello semplificato, si è svolto un controllo delle proprietà inerziali del modello complessivo: in Tabella 1 che fa riferimento alla Figura 42, sono riportate le masse dei 18 assiemi funzionali, mentre in Tabella 2 i momenti di inerzia dei principali assiemi assialsimmetrici.

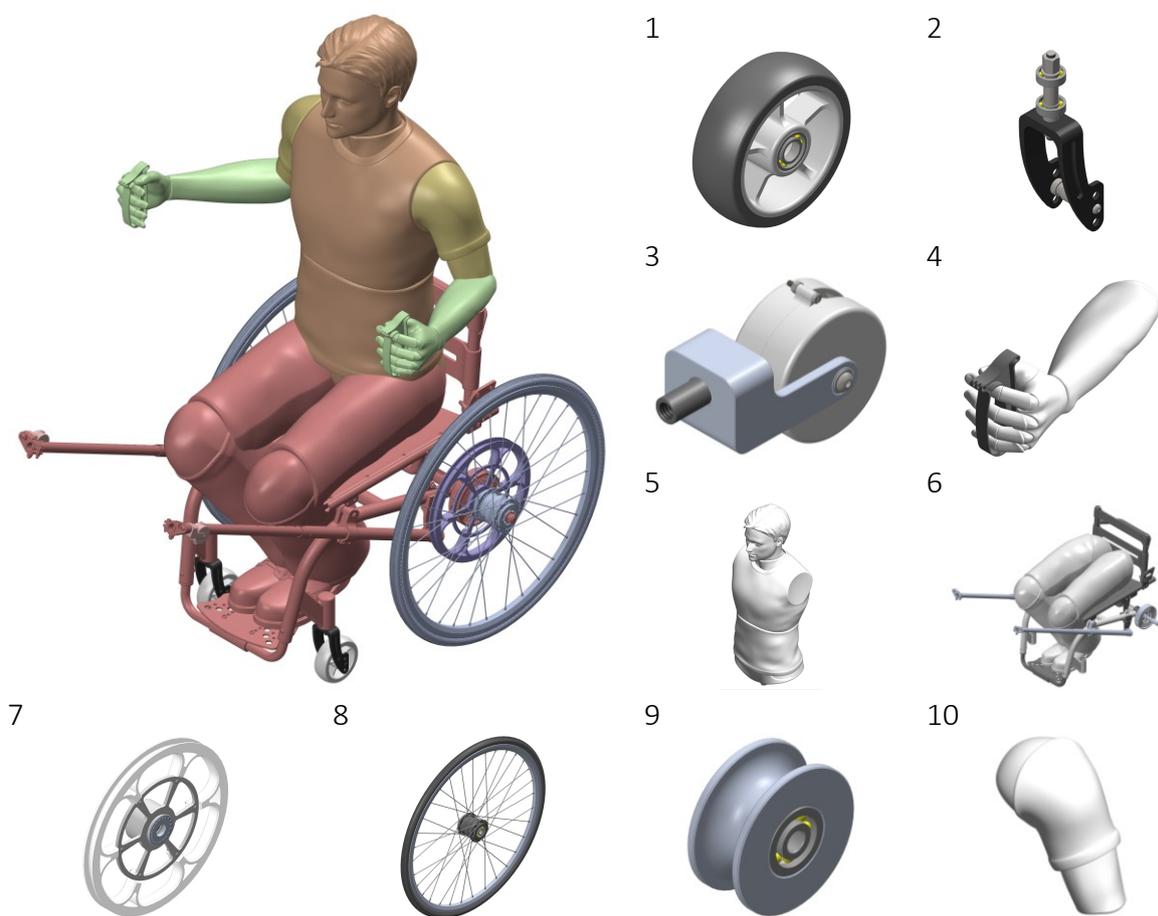


Figura 42: Assiemi funzionali

<i>N°</i>	<i>Nome</i>	<i>Tipo</i>	<i>Massa (g)</i>	<i>Qtà</i>
	HANDWHEELCHAIR	SLDASM	78357.30	
1	CASTER WHEEL	SLDASM	391.09	2
2	CASTER WHEEL FORK	SLDASM	458.03	2
3	CONNECTOR RETURN PULLEY SUPPORT ROD	SLDASM	53.42	2
4	M 5 TH MALE POSEABLE SITTING FOREARM HANDLE	SLDASM	1552.63	2
5	M 5 TH MALE POSEABLE SITTING TORSO	SLDASM	34246.97	1
7	MAIN FRAME ASSEMBLY	SLDASM	10773.89	1
8	PULLEY	SLDASM	578.58	2
9	REAR WHEEL	SLDASM	1612.03	2
10	RETURN PULLEY	SLDASM	23.78	2
11	M 5 th Male Poseable Sitting Upper Arm	SLDPRT	1806.77	2

La versione HANDWHEELCHAIR senza toolbox e cuscinetti ha una massa di 77161.43 g

Tabella 1: Parametri inerziali assiemi funzionali

<i>Nome</i>	I_x^*	I_y^*	I_z^*	I_x^{**}	I_y^{**}	I_z^{**}
CASTER WHEEL	237 555	237 555	404 990	232 749	232 749	402 934
CASTER WHEEL FORK	178 559	1 213 863	1 324 227	168 870	899 562	1 011 920
CON. RET. PULL. SUP. ROD	6 183	17 748	18 253	5 653	16 254	16 829
PULLEY	1 577 013	1 577 831	3 036 846	1 526 677	1 527 454	2 967 198
REAR WHEEL	38 073 604	38 073 757	75 442 185	37 925 672	37 925 825	75 398 289
RETURN PULLEY	1 806	1 807	2 248	1 316	1 316	1 842

Momenti di inerzia calcolati in $g\ mm^2$, versione completa *, versione senza toolbox e cuscinetti **

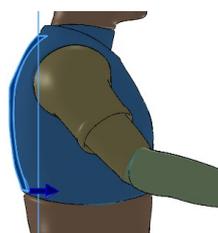
Tabella 2: Momenti di inerzia

4.2.1. Prove di Verifica del Modello SOLIDWORKS®

Al fine di accertare l'efficacia del modello *SOLIDWORKS*® a parametri distribuiti, si sono condotte diverse simulazioni di prova, descritte in questa sezione.

4.2.1.1. Prova 1: Moto Rettilineo Uniformemente Accelerato

L'assieme è sotto definito: viene sospeso l'accoppiamento di coincidenza tra piano *YZ* della carrozzina e piano *YZ* dell'assieme che permette il movimento della carrozzina lungo la direzione definita dall'asse longitudinale *X* grazie all'applicazione della forzante. La forza *F* introdotta è costante, come si evince dal grafico di Figura 43, e si applica alla faccia posteriore del busto, perpendicolarmente al piano *YZ*. Non si introducono forze di attrito al moto.



(1)

Nel menu *Motion Study 1* si seleziona *Analisi del movimento* e si impostano i valori di gravità e forza come in Tabella 3.

Nome	Simbolo	Figura	Modulo	Direzione	Verso
Gravità			9806.65 mm/s ²	Z	- Z
Forza/Lineare/Costante		1	10.00 N	X	+ X

Tabella 3: Parametri Prova 1

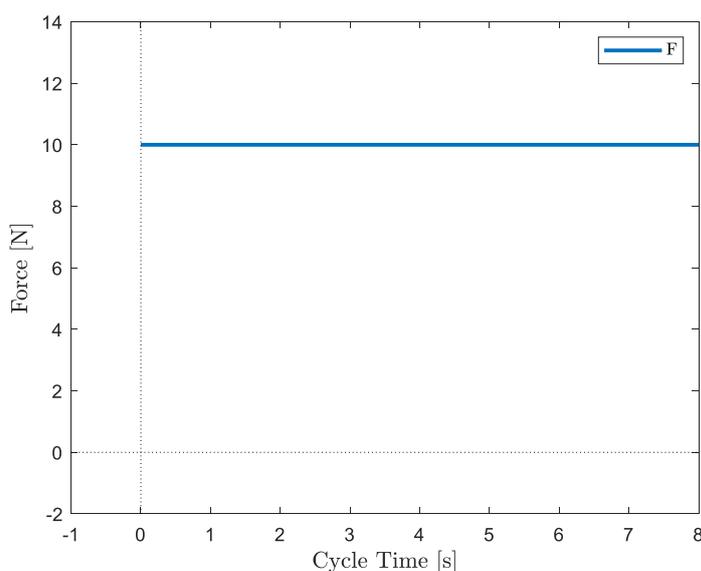


Figura 43: Grafico *F*

L'applicazione di una forza costante di propulsione sulla carrozzina produce un moto rettilineo uniformemente accelerato, come facilmente deducibile a monte del calcolo computazionale. Gli andamenti costante di accelerazione \ddot{x} , lineare di velocità \dot{x} , e parabolico di spostamento x (Figura 44), sono coerenti con i risultati attesi. In realtà i valori di accelerazione nel grafico di Figura 44 sono mediamente costanti: piccole oscillazioni intorno al valore medio sono sintomo del calcolo computazionale. Il valore di accelerazione della carrozzina coincide con quello deducibile dalla II legge di Newton: essendo la forzante F l'unica forza esterna agente sul sistema, andando a dividere il modulo della forza applicata per la massa totale della carrozzina, si trova un'accelerazione di 0.130 m/s.

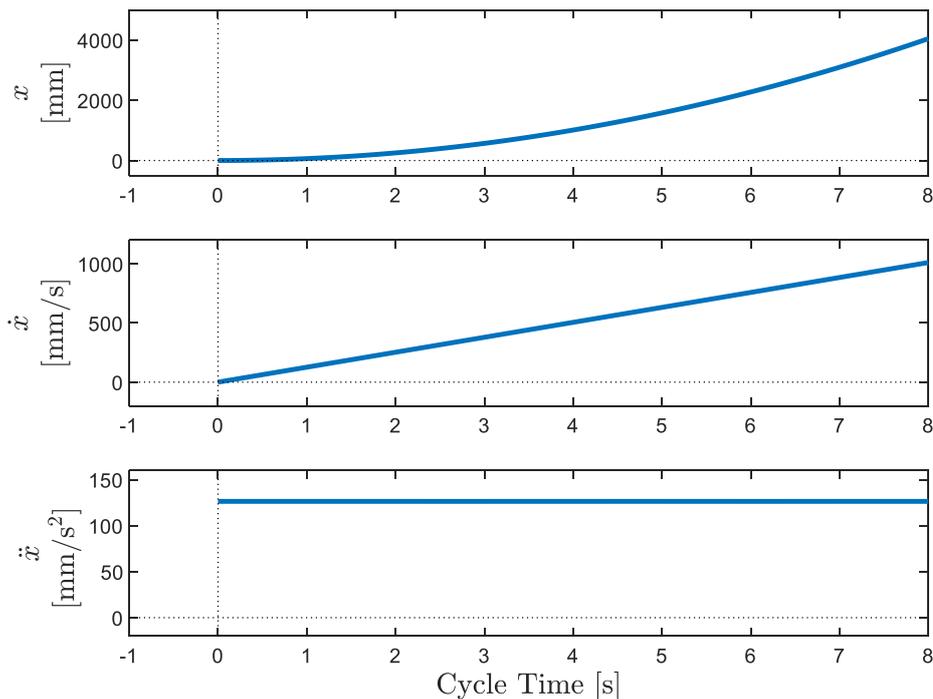


Figura 44: Grafico x, \dot{x}, \ddot{x}

In Figura 45 sono evidenziate, nel piano XZ , le traiettorie che percorrono due punti generici che giacciono sulla circonferenza esterna dei due pneumatici: un punto al retrotreno, rispetto ad uno all'avantreno, impiegherà più tempo per ritornare nella posizione di partenza, dovendo percorrere una circonferenza maggiore. Il primo avrà infatti una velocità angolare minore del secondo, essendo i centri ruota caratterizzati dalla stessa velocità lineare coincidente con quella della carrozzina, ma raggi diversi.

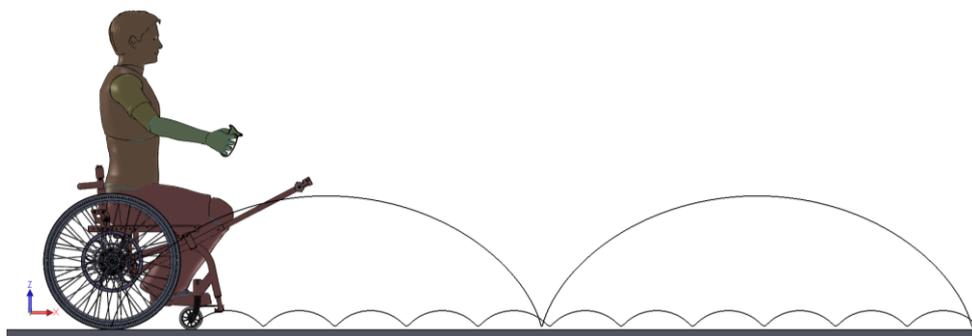
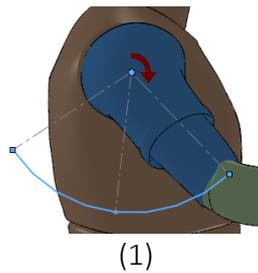


Figura 45: Traiettorie punti sugli pneumatici

4.2.1.2. Prova 2: Conservazione della Quantità di Moto

L'assieme è sotto definito: vengono sospesi l'accoppiamento di coincidenza tra piano YZ della carrozzina e piano YZ dell'assieme, e l'accoppiamento tra piano frontale delle braccia e piano inclinato di 25° rispetto al piano XY . La sospensione del primo accoppiamento consente il movimento della carrozzina lungo la direzione definita dall'asse longitudinale X , la sospensione del secondo permette al motore di eseguire la rotazione delle braccia imposta. Il motore cinematico è rotativo oscillante ad una frequenza di 0.6 Hz, con uno spostamento angolare $\Delta\theta_s$ di 100° a partire dalla posizione iniziale delle braccia ed è applicato in corrispondenza delle spalle (Figura 46). Non si introducono forze di attrito al moto.



Nel menu *Motion Study 1* si seleziona *Analisi del movimento* e si impostano i valori di gravità e motore come in Tabella 4.

Nome	Simbolo	Figura	Modulo	Direzione	Verso
Gravità			9807.65 mm/s ²	Z	-Z
Motore/Rotatorio/Oscillante		1	0 ÷ 100 °	Y	± Y

Tabella 4: Parametri Prova 2

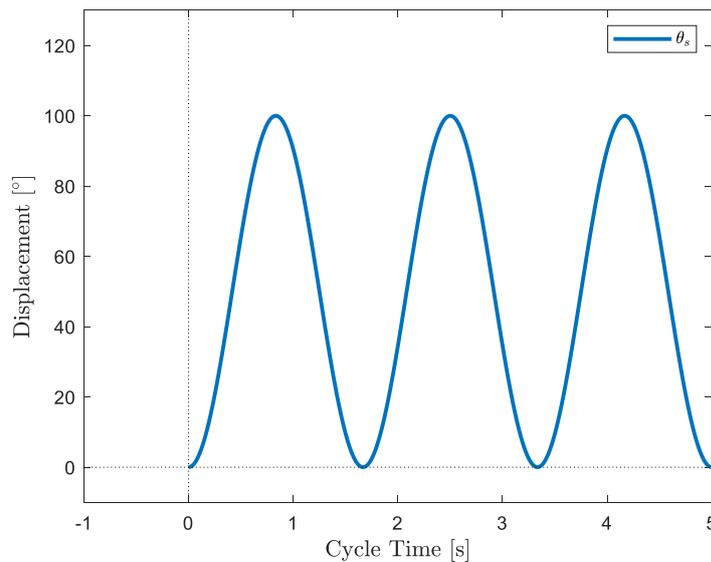


Figura 46: Grafico θ_s

In Figura 47 sono riportati 3 fotogrammi relativi alla posizione iniziale, intermedia e finale del movimento del braccio nel piano XZ durante la simulazione effettuata.

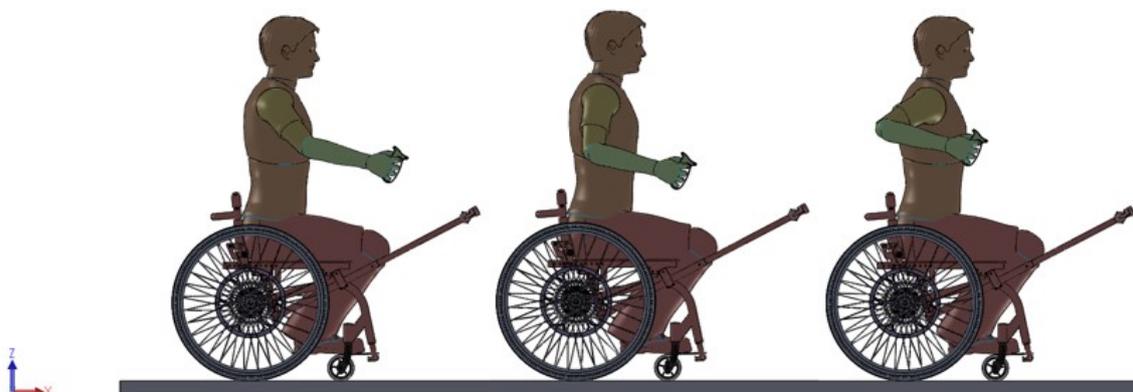


Figura 47: Istanti temporali da $t = 0$ s a $t = 0.4$ s

Il moto del centro di massa è determinato solo dalle forze esterne al sistema, ma dal momento che in direzione verticale la risultante delle forze esterne è nulla e in direzione longitudinale non agiscono forze esterne, il centro di massa del sistema sarà fisso nello spazio. Dal principio di conservazione della quantità di moto si evince infatti che se il sistema considerato è isolato, la quantità di moto totale del sistema rimane costante nel tempo ed il centro di massa si muove di moto rettilineo uniformemente accelerato o rimane nel suo stato di quiete. Il moto di ciascun punto del sistema, a differenza di quello del centro di massa invece, dipende sia dall'azione delle forze esterne, sia dall'azione delle forze interne agenti su di esso. Dal grafico di Figura 48 si nota infatti come i punti in corrispondenza dei giunti spalla, gomito e polso, ma anche la carrozzina stessa siano caratterizzati da un moto periodico nel tempo. In particolare, il sistema costituito da carrozzina, gambe e busto denominato in Figura 48 *Wheelchair* e il giunto spalla, esibiscono un moto in contrapposizione di fase rispetto ai giunti gomito e polso, proprio a causa del fatto che il centro di massa è fisso nello spazio. Il giunto spalla presenta il medesimo movimento longitudinale della carrozzina, traslato però della distanza tra il giunto in esame e l'asse posteriore. Inoltre, l'ampiezza del moto del sistema *Wheelchair* è circa 18 volte minore rispetto a quella dei due giunti sopracitati, dal momento che presenta una massa molto maggiore.

In Figura 49 sono riportate le traiettorie dei punti principali nel piano XZ . Dal grafico in questione si evince come le linee descritte dal moto del telaio e della spalla siano rettilinee, mentre le articolazioni di gomito e polso siano interessate da traiettorie circolari concordi con l'applicazione del motore cinematico.

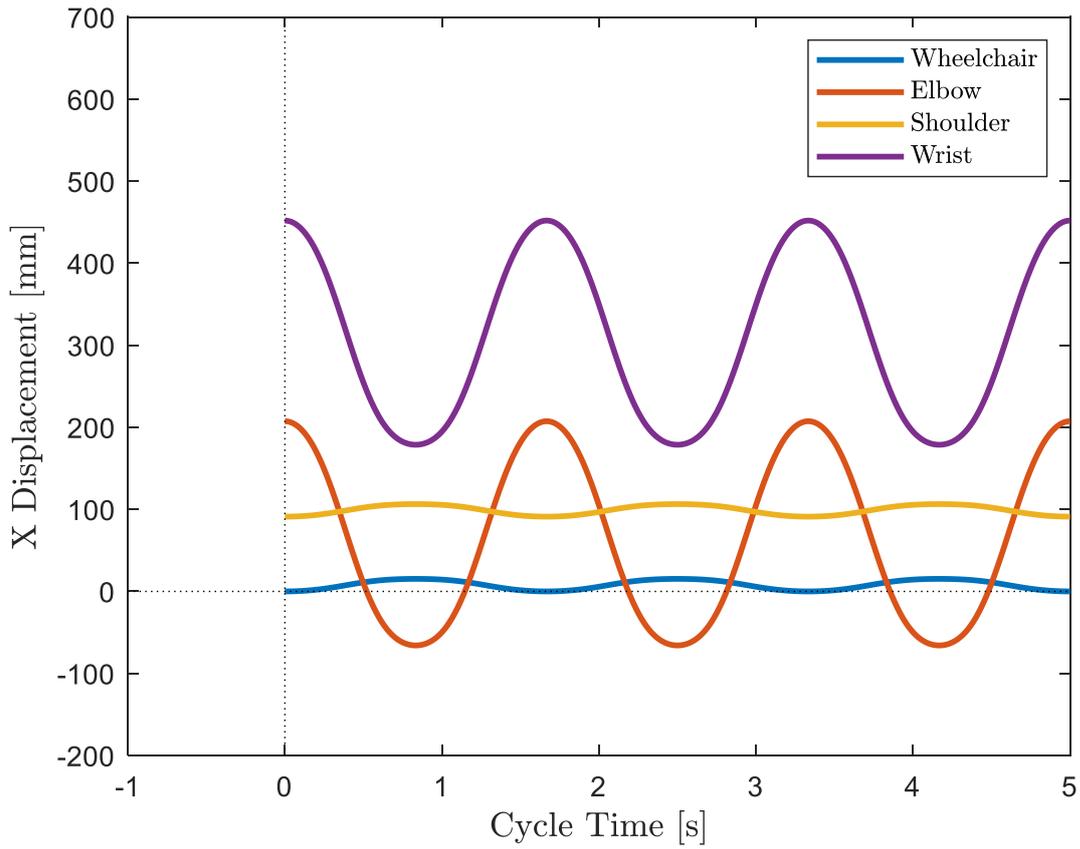


Figura 48: Grafico x

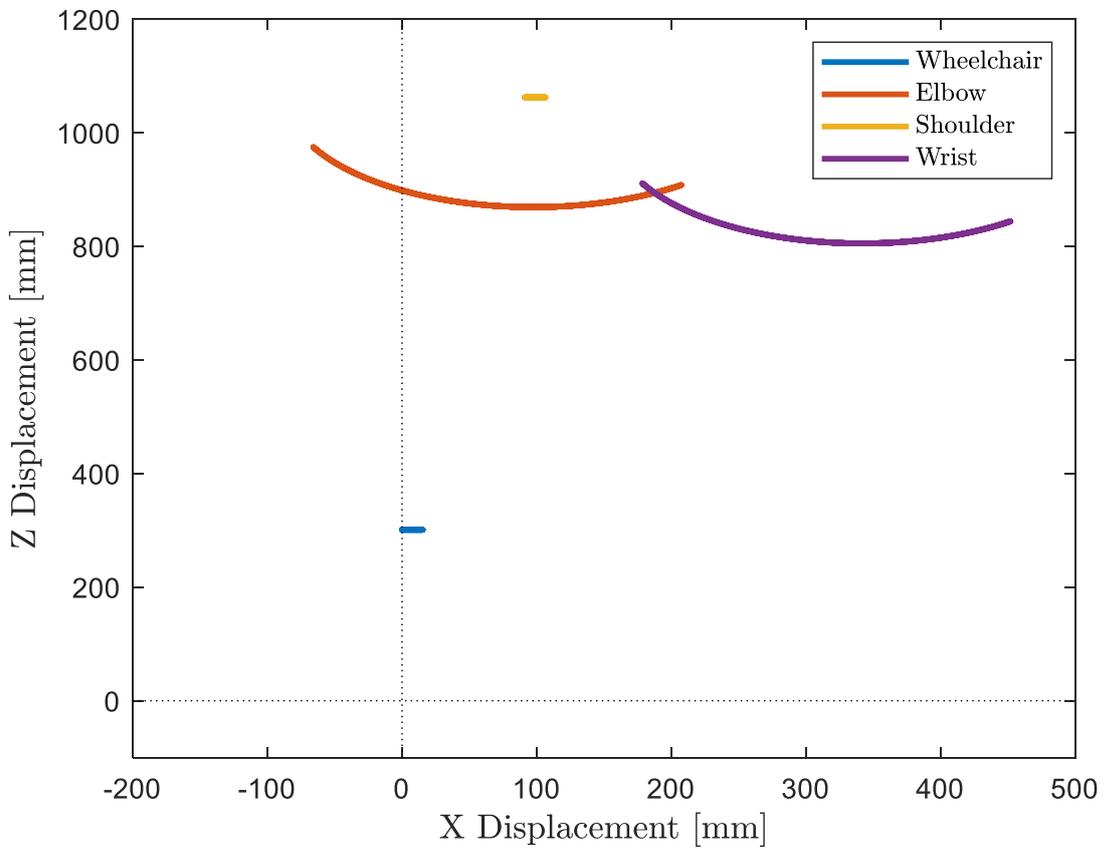
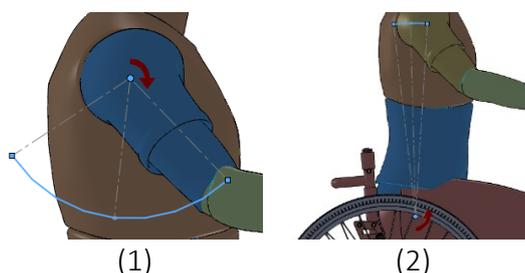


Figura 49: Grafico Piano XZ

4.2.1.3. Prova 3: Conservazione della Quantità di Moto

L'assieme è sotto definito: vengono sospesi l'accoppiamento di coincidenza tra piano YZ della carrozzina e piano YZ dell'assieme, l'accoppiamento tra piano frontale delle braccia e piano inclinato di 25° rispetto al piano XY , e l'accoppiamento tra piano YZ dell'assieme e piano YZ del busto. La sospensione del primo accoppiamento consente il movimento della carrozzina lungo la direzione definita dall'asse longitudinale X , la sospensione del secondo permette al motore di eseguire la rotazione delle braccia imposta, mentre la sospensione del terzo rende possibile il movimento del busto. I motori cinematici sono rotativi oscillanti ad una frequenza di 0.6 Hz, con uno spostamento angolare $\Delta\vartheta_s$ di 100° a partire dalla posizione iniziale delle braccia, applicato in corrispondenza delle spalle, ed uno spostamento angolare $\Delta\vartheta_t$ di 10° a partire dalla posizione iniziale del busto, applicato in corrispondenza del bacino (Figura 50).



Nel menu *Motion Study 1* si seleziona *Analisi del movimento* e si impostano i valori di gravità e motore come in Tabella 5.

Nome	Simbolo	Figura	Modulo	Direzione	Verso
Gravità			9807.65 mm/s ²	Z	- Z
Motore/Rotatorio/Oscillante		1	0 ÷ 100 °	Y	± Y
Motore/Rotatorio/Oscillante		2	0 ÷ 10 °	Y	± Y

Tabella 5: Parametri Prova 3

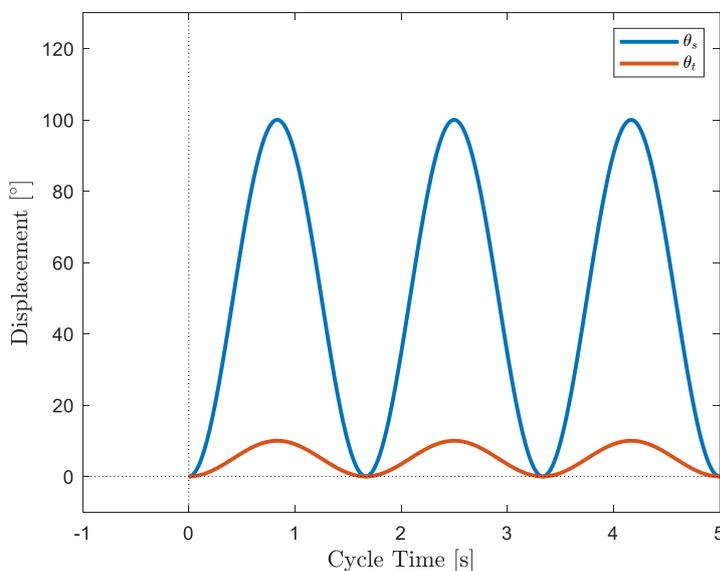


Figura 50: Grafico ϑ_s e ϑ_t

In Figura 51 sono riportati 3 fotogrammi relativi alla posizione iniziale, intermedia e finale del movimento di braccio e busto nel piano XZ durante la simulazione effettuata.

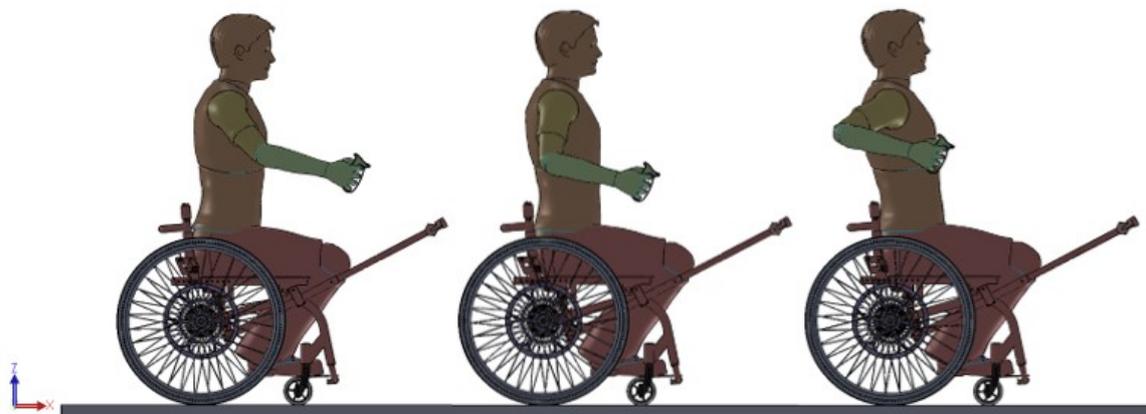


Figura 51: Istanti temporali da $t = 0$ s a $t = 0,4$ s

Analogo discorso della prova 2 per quanto riguarda il moto del centro di massa. Dal grafico di Figura 52 si nota come sia aumentata l'ampiezza del movimento di gomito e polso, portata a 326 mm a partire dall'escursione della precedente prova di 273 mm, con un aumento quindi di circa il 20% da attribuire esclusivamente al moto oscillatorio del busto. Inoltre, è aumentata sensibilmente l'ampiezza del moto del sistema costituito da carrozzina e gambe dell'utilizzatore denominato in Figura 52 *Wheelchair*, passando dai 15 mm della prova precedente ai 53 mm della nuova prova. In particolare, l'ampiezza del moto del sistema *Wheelchair*, a causa del fatto che il busto è ora caratterizzato da un'oscillazione imposta da un motore cinematico, è ora solo 6 volte minore rispetto a quella dei giunti spalla e polso sopracitati.

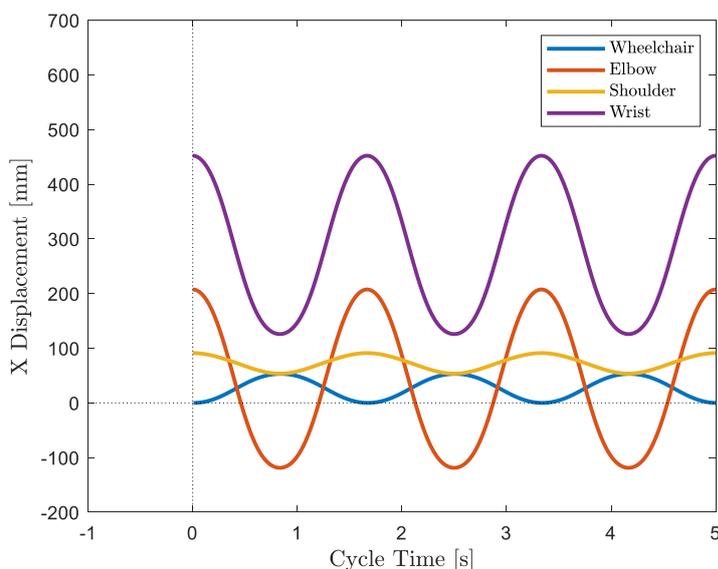


Figura 52: Grafico x

In Figura 53 sono riportate le traiettorie dei punti principali nel piano XZ . In particolare, rispetto alla Figura 49, si nota come le traiettorie presentino una maggior ampiezza, e che la linea descritta al giunto spalla non sia più rettilinea ma curvilinea.

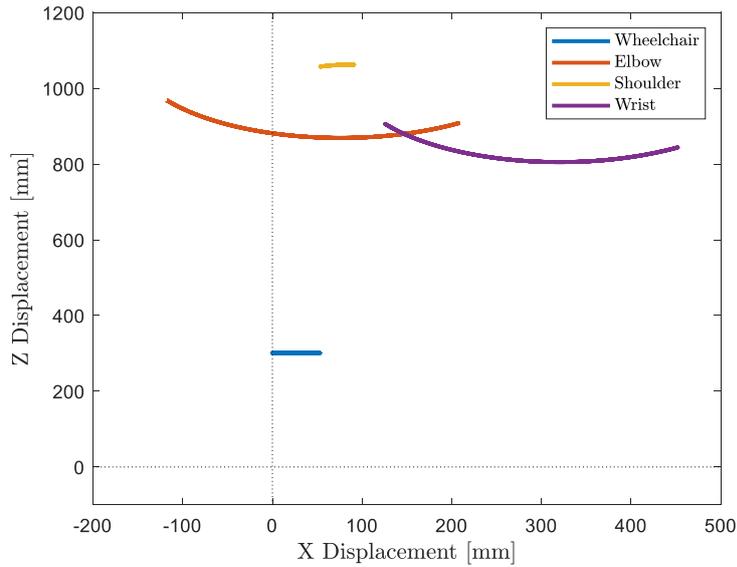


Figura 53: Grafico Piano XZ

In Figura 54 vengono mostrate le differenze tra prova 2 (linee tratteggiate) e 3 (linee continue) in termini di spostamento longitudinale: in particolare, si può notare come se nella precedente prova il moto del giunto spalla fosse solidale a quello del telaio, ora è in contrapposizione di fase rispetto ad esso.

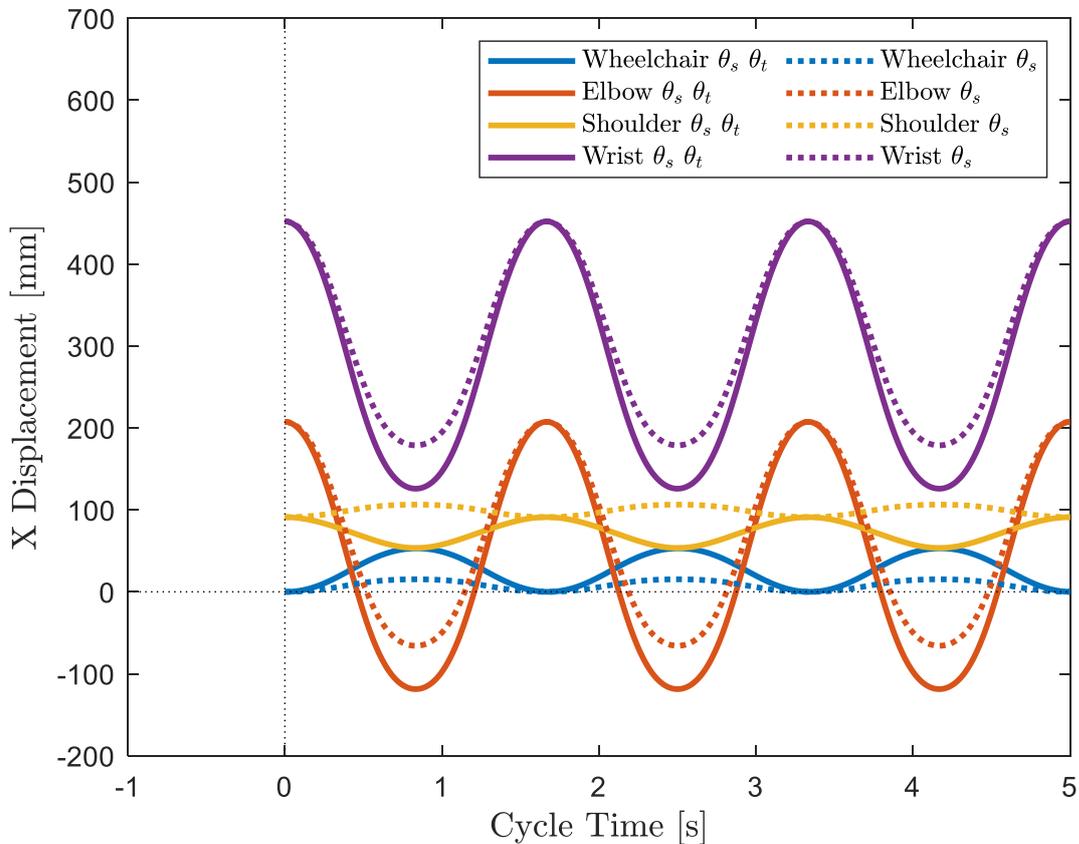
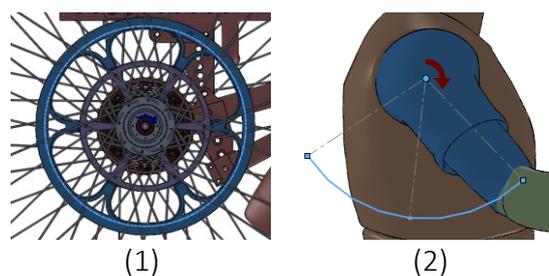


Figura 54: Grafico x, confronto prova 2 e 3

4.2.1.4. Prova 4: Influenza del Movimento delle Braccia

L'assieme è sotto definito: vengono sospesi l'accoppiamento di coincidenza tra piano YZ della carrozzina e piano YZ dell'assieme, e l'accoppiamento tra piano frontale delle braccia e piano inclinato di 25° rispetto al piano XY . La sospensione del primo accoppiamento consente il movimento della carrozzina lungo la direzione definita dall'asse longitudinale X grazie all'applicazione delle coppie alle pulegge posteriori, mentre la sospensione del secondo permette al motore di eseguire la rotazione delle braccia imposta. Il motore cinematico è rotativo, con uno spostamento angolare $\Delta\vartheta_s$ massimo di 80° a partire dalla posizione iniziale delle braccia ed è applicato in corrispondenza delle spalle (Figura 55).



Nel menu *Motion Study 1* si seleziona *Analisi del movimento* e si impostano i valori di gravità, motore e forza come in tabella.

Nome	Simbolo	Figura	Modulo	Direzione	Verso
Gravità			9806.65 mm/s ²	Z	- Z
Forza/Torsione/Espressione		1	0 ÷ 6200 N mm	Y	± Y
Forza/Torsione/Espressione		1	0 ÷ 6200 N mm	Y	± Y
Motore/Rotatorio/Espressione		2	0 ÷ 80 °	Y	± Y

Tabella 6: Parametri Prova 4

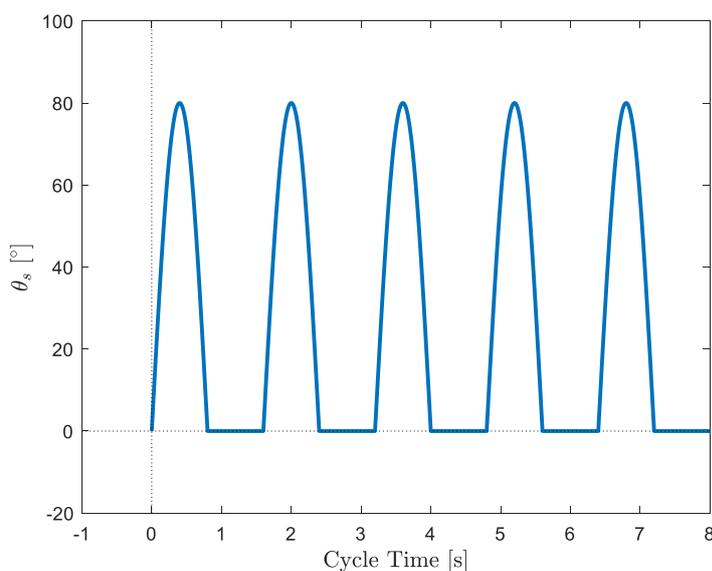


Figura 55: Grafico ϑ_s

La coppia di Figura 56 è generata dall'applicazione, in corrispondenza della circonferenza esterna delle pulegge posteriori, di una forza avente un modulo massimo di 50 N e che segue lo stesso andamento di quello dello spostamento angolare ϑ_s . La forza è quindi moltiplicata per il raggio r_p della puleggia posteriore (0.124 m). Il valore massimo di coppia motrice è quindi di 6200 N mm.

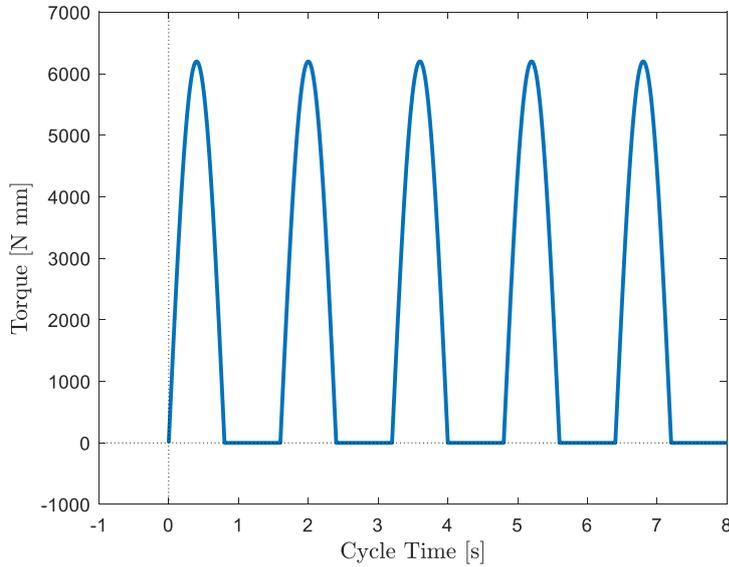


Figura 56: Grafico coppia

Per le espressioni del motore (43) e della coppia (44) si è utilizzato la funzione *if* come descritto in (42):

$$if(e_1: e_2, e_3, e_4), \quad \begin{cases} e_2, & e_1 < 0 \\ e_3, & e_1 = 0 \\ e_4, & e_1 > 0 \end{cases} \quad (42)$$

$$if\left(\sin\left(\frac{\pi}{0.8}t\right): 0, 80 \cdot \sin\left(\frac{\pi}{0.8}t\right), 80 \cdot \sin\left(\frac{\pi}{0.8}t\right)\right) \quad (43)$$

$$if\left(\sin\left(\frac{\pi}{0.8}t\right): 0, 124 \cdot 50 \cdot \sin\left(\frac{\pi}{0.8}t\right), 124 \cdot 50 \cdot \sin\left(\frac{\pi}{0.8}t\right)\right) \quad (44)$$

In Figura 57 vengono evidenziate le traiettorie percorse dal telaio della carrozzina e dai giunti spalla, gomito e polso nel piano XZ durante la simulazione effettuata.

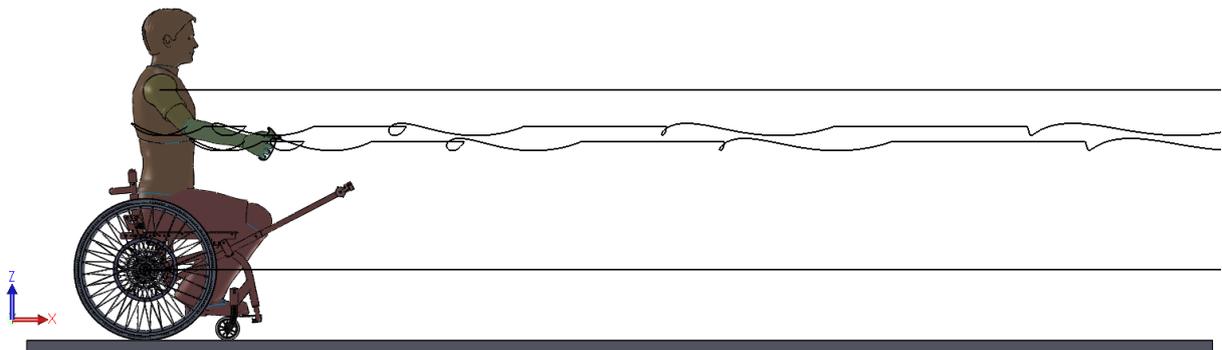
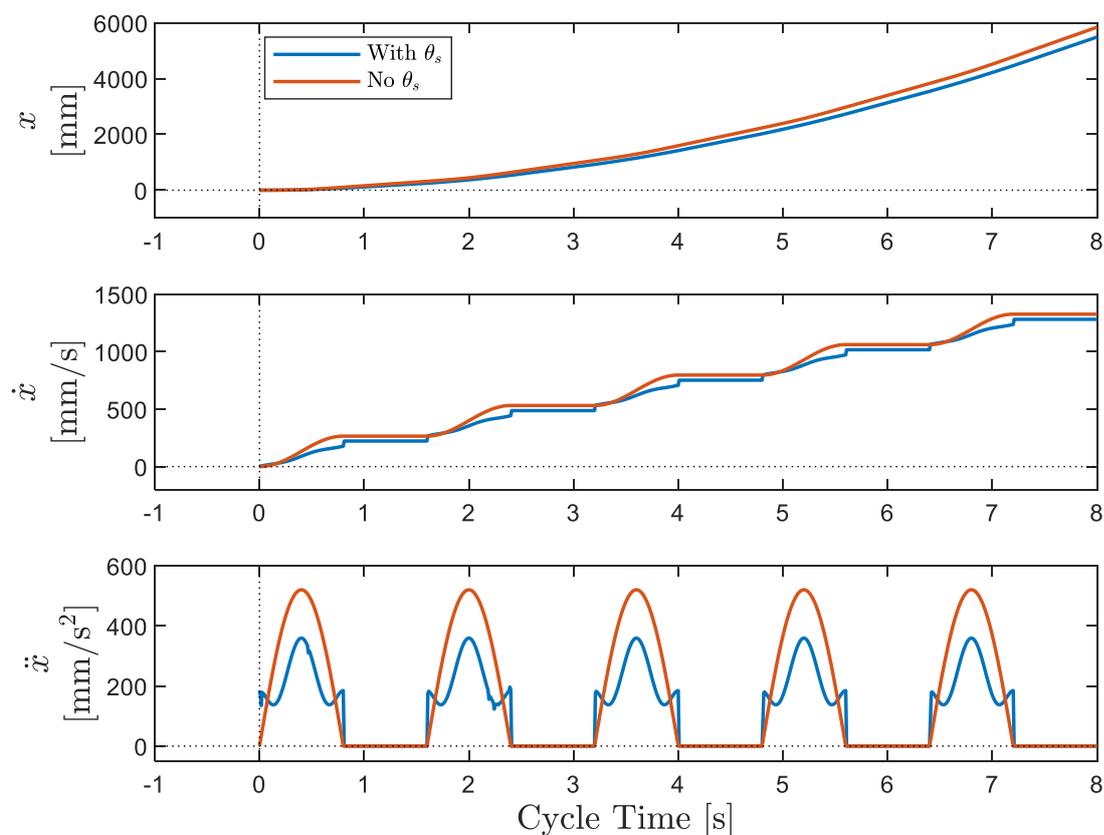


Figura 57: Traiettorie punti Wheelchair, Elbow, Shoulder e Wrist

In Figura 58 sono riportati gli andamenti di spostamento x , velocità \dot{x} ed accelerazione \ddot{x} , ottenuti in ambiente *SOLIDWORKS® Motion*. La curva rossa mostra come l'accelerazione, in assenza del moto imposto alle braccia dell'utilizzatore, segue lo stesso andamento di coppia in input. Se in input alla simulazione si aggiunge anche il motore cinematico che porta in rotazione le braccia dell'utilizzatore si ottengono i grafici in blu. In particolare, a causa dello spostamento della massa degli arti superiori, si nota come il grafico di accelerazione \ddot{x} presenta in ogni ciclo di spinta 3 picchi ed un modulo massimo inferiore rispetto all'unico picco del caso descritto dalla curva rossa. L'andamento monotono crescente di velocità \dot{x} del caso in rosso, con l'aggiunta del motore cinematico risente delle discontinuità visibili nel grafico di accelerazione \ddot{x} . Entrambi gli andamenti di velocità rispecchiano il moto intermittente di accelerazione \ddot{x} .


 Figura 58: Grafico x , \dot{x} , \ddot{x}

Capitolo 5

Risultati

Di seguito sono riportati i risultati ottenuti mediante l'utilizzo dei software *MATLAB*[®]/*Simulink*[®] e *SOLIDWORKS*[®].

5.1. *MATLAB*[®] e *Simulink*[®]

Sperimentalmente grazie ai sensori di velocità e a quelli di forza collegati al cavo per la trasmissione del moto, si ottengono rispettivamente gli andamenti di velocità \dot{x}_w (Figura 59) della carrozzina e forza F_u (Figura 60). Grazie al modello *Simulink*[®] riportato nel capitolo 7.2.4, si può andare a calcolare l'andamento che assume il coefficiente di attrito volvente u , ponendo come input al modello oltre alle due grandezze già citate anche lo spostamento x_a ipotizzato. Questo assume un andamento polinomiale 3-4-5 (Figura 61) a partire del modello di forza come descritto nel capitolo precedente. In particolare, il grafico di Figura 62 mostra sia l'andamento di u , di cui sopra, sia il valor medio u_{mean} pari a 1.523 mm che assume quando la velocità \dot{x}_w è positiva. Il valor medio di u trovato è in accordo con i dati presenti in letteratura [13].

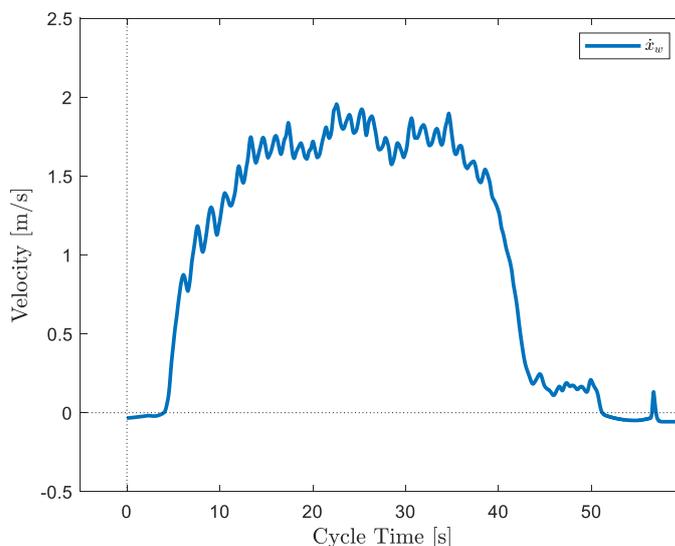


Figura 59: Grafico \dot{x}_w

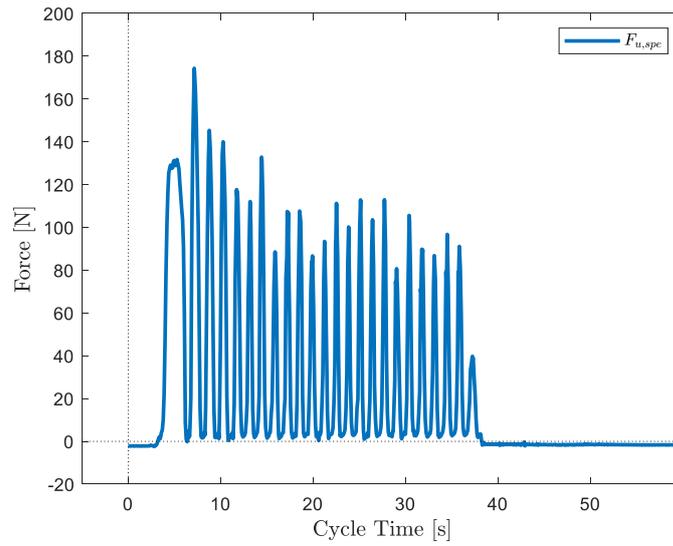


Figura 60: Grafico F_u

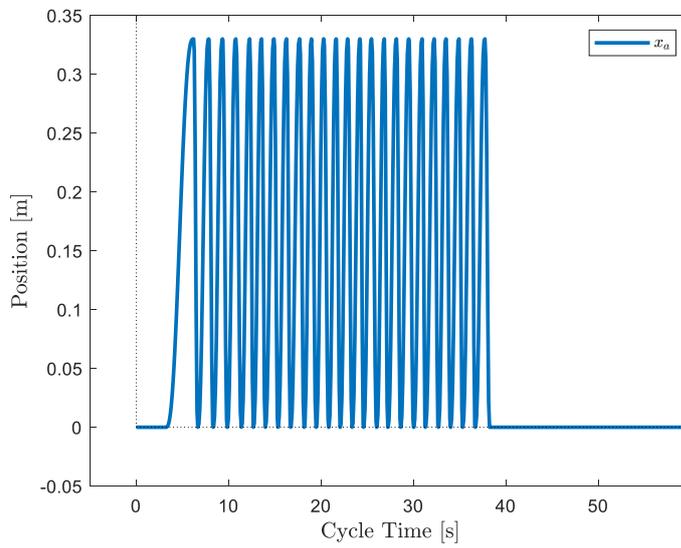


Figura 61: Grafico x_a

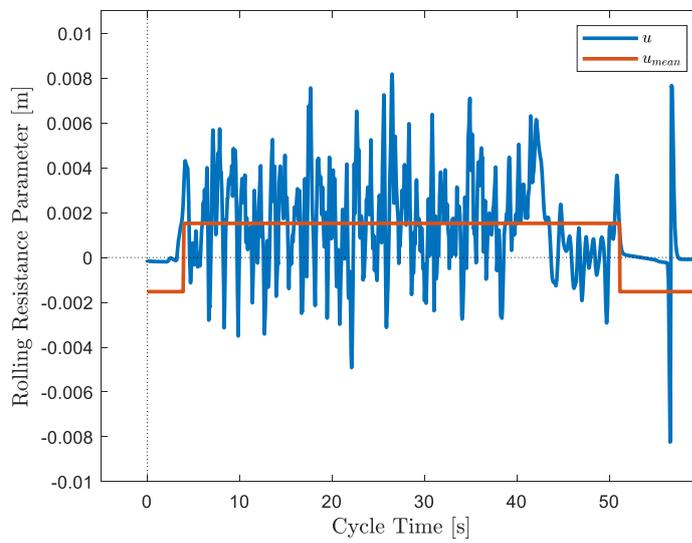


Figura 62: Grafico u, u_{mean}

Modificando opportunamente il modello *Simulink*[®] riportato nel capitolo 7.2.4 si può cercare di quantificare il valore del coefficiente di attrito volvente u da analisi di *coast-down* sui tratti di decelerazione dei 25 cicli di Figura 59 che caratterizzano l'andamento di velocità \dot{x}_w tra 4 s e 43 s. In particolare, con questo metodo si ottengono valori di u compresi tra 1.3 mm per il quarto ciclo e 4.7 mm per il nono. La media dei valori di u dei diversi cicli vale 2.9 mm.

Per le prove successive, si modella u come una funzione a gradino tale che:

$$u_{mean} = \begin{cases} +1.523 \text{ mm}, & \text{se } \dot{x} \geq 0 \\ -1.523 \text{ mm}, & \text{se } \dot{x} < 0 \end{cases} \quad (45)$$

Grazie al valor medio di u calcolato precedentemente, impostando $\Delta\vartheta_t$ pari a 0° , ovvero andando ad ipotizzare nullo il movimento del busto intorno al giunto del bacino, con $\vartheta_{t,start}$ di 90° e lh pari a 0.33 m, si ottengono i grafici di spostamento x_w , velocità \dot{x}_w ed accelerazione \ddot{x}_w (Figura 63) della carrozzina, mediante il modello *Simulink*[®] riportato nel capitolo 7.2.5.

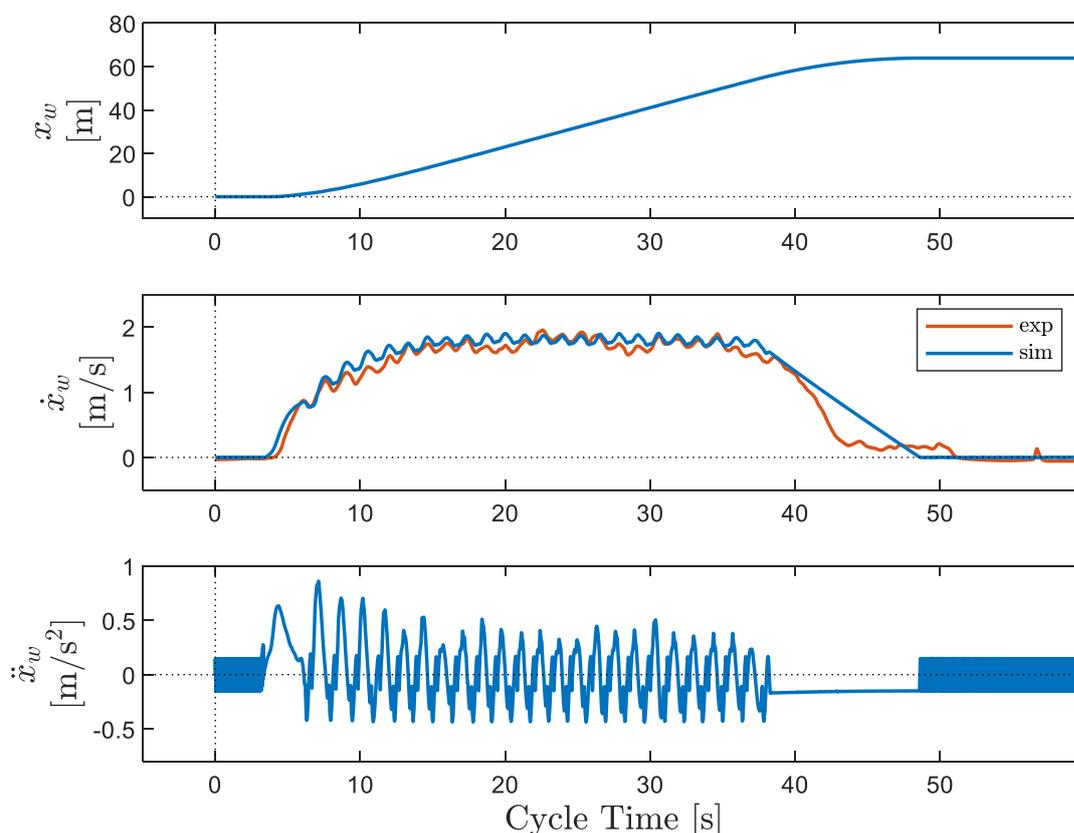


Figura 63: Grafico x_w , \dot{x}_w , \ddot{x}_w , MATLAB[®], $\Delta\vartheta_t = 0^\circ$, $\vartheta_{t,start} = 90^\circ$, $lh = 0.33 \text{ m}$

Dal grafico di Figura 63 si evince come l'andamento di velocità simulata \dot{x}_w con gli strumenti MATLAB[®] e *Simulink*[®] sia sovrapponibile con i risultati sperimentali in termini di raggiungimento di un valore di regime di circa 1.8 m/s. Dal grafico di accelerazione \ddot{x}_w si nota come il software calcoli ripetutamente valori oscillanti positivi e negativi, aventi media nulla nel periodo. Infatti, nelle zone estreme del diagramma, caratterizzate da condizioni di *zero crossing*, la coppia di

attrito di resistenza al rotolamento, dato dal prodotto tra il coefficiente di attrito volvente u e la forza normale di una singola ruota, oscilla ripetutamente tra valori positivi e negativi. Il grafico di velocità \dot{x}_w nelle estremità del diagramma, in cui cessa l'applicazione di una forza motrice, è di conseguenza coerentemente nulla. Differenze marcate tra le due curve di velocità \dot{x}_w , si riscontrano al termine dell'ultimo ciclo di spinta, dove la simulazione porta ad avere valori superiori rispetto ai dati reali, forse a causa dell'azionamento dell'impianto frenante durante la raccolta dati. In Figura 64 è riportato l'andamento di u nelle stesse condizioni di prova di Figura 63, insieme ad un ingrandimento di u ed accelerazione \ddot{x}_w in modo da evidenziare le varie oscillazioni. Queste irregolarità, insieme ad altre riscontrate nel corso della trattazione, sono proprie del calcolo computazionale.

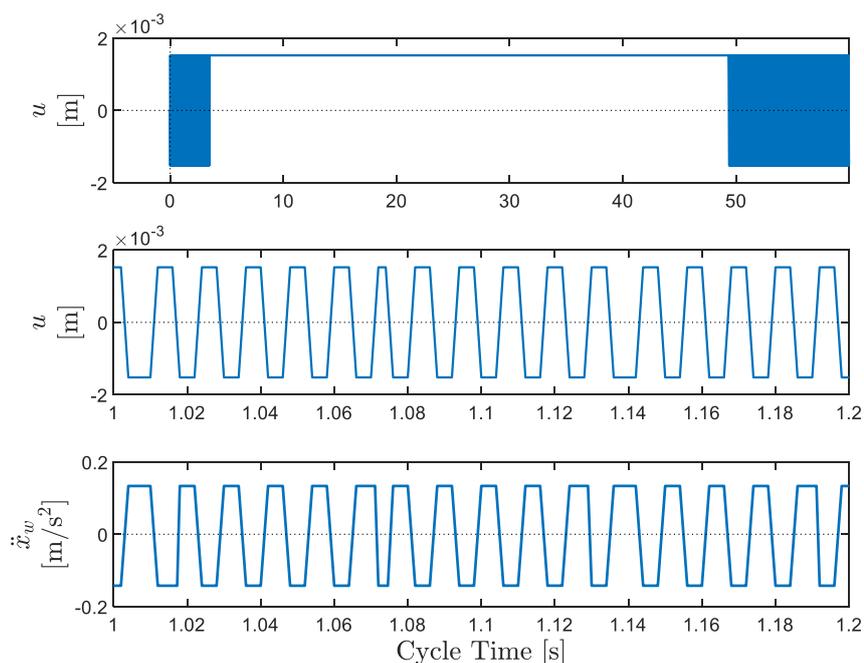


Figura 64: Grafico u e ingrandimenti di u e \ddot{x}_w , MATLAB®, $\Delta\vartheta_t = 0^\circ$, $\vartheta_{t,start} = 90^\circ$, $lh = 0.33\text{ m}$

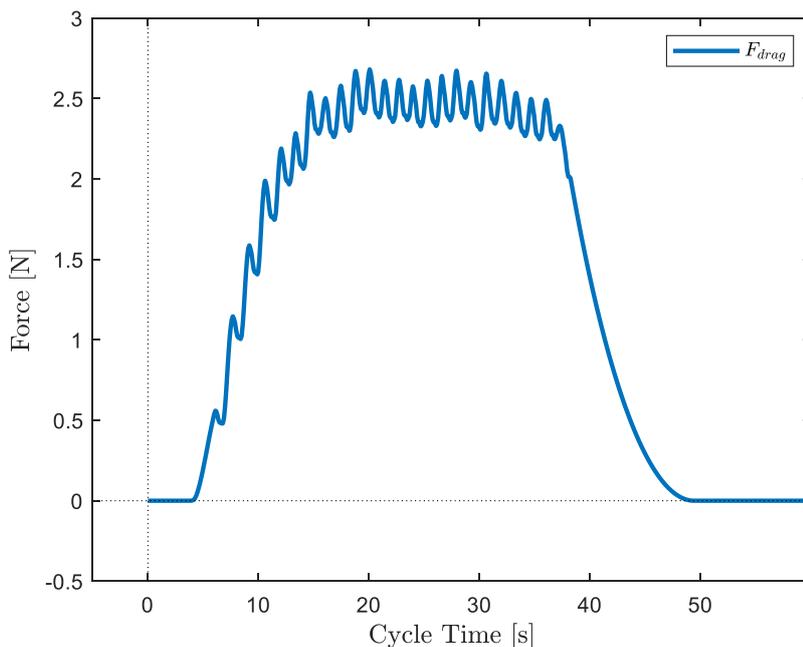


Figura 65: Grafico F_{drag} , MATLAB®, $\Delta\vartheta_t = 0^\circ$, $\vartheta_{t,start} = 90^\circ$, $lh = 0.33\text{ m}$

In Figura 65 è riportata l'andamento della forza di resistenza aerodinamica F_{drag} del caso in esame. Quando la velocità \dot{x}_w della carrozzina raggiunge il valore di regime, la forza di resistenza aerodinamica F_{drag} può essere stimata in 2.5 N.

Modificando il termine $\Delta\vartheta_t$ si possono andare ad analizzare gli effetti del trasferimento di carico sul termine di velocità \dot{x}_w dovuto al movimento più o meno accentuato del busto durante i cicli di spinta.

Impostando $\Delta\vartheta_t$ pari a 10° , con $\vartheta_{t,start}$ di 85° e lh pari a 0.33 m, si ottengono i grafici di spostamento x_w , velocità \dot{x}_w ed accelerazione \ddot{x}_w di Figura 66.

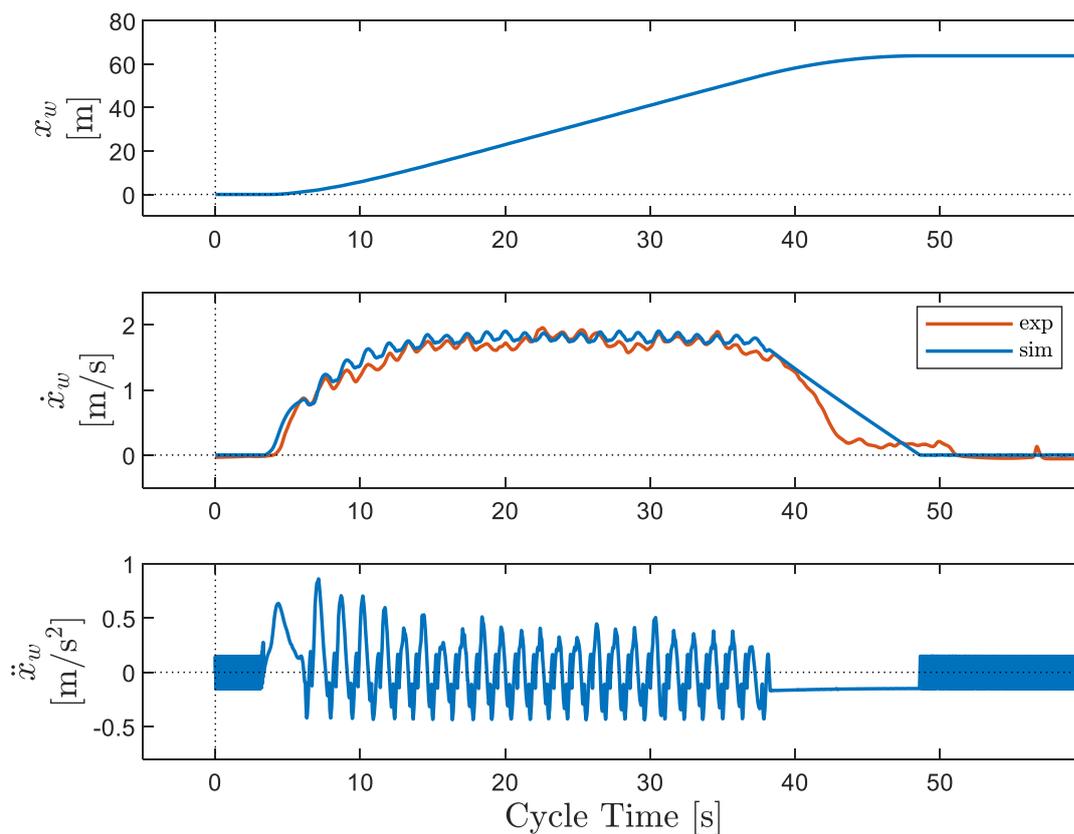


Figura 66: Grafico x_w , \dot{x}_w , \ddot{x}_w , MATLAB®, $\Delta\vartheta_t = 10^\circ$, $\vartheta_{t,start} = 85^\circ$, $lh = 0.33$ m

Dal grafico di velocità \dot{x}_w di Figura 66 si intravede come, a causa del movimento del busto, il moto della carrozzina incominci alcuni istanti prima rispetto ai risultati sperimentali. Inoltre, si incomincia a constatare come lo spostamento di massa del busto porta ad avere una maggiore escursione tra picchi e successive valli che caratterizzano l'andamento di velocità \dot{x}_w nei vari cicli di spinta.

Impostando $\Delta\vartheta_t$ pari a 20° , con $\vartheta_{t,start}$ di 80° e lh pari a 0.33 m, si ottengono i grafici di spostamento x_w , velocità \dot{x}_w ed accelerazione \ddot{x}_w di Figura 67, in cui si può notare come l'anticipo rispetto ai dati sperimentali, sia in questo caso, maggiore rispetto al caso precedente.

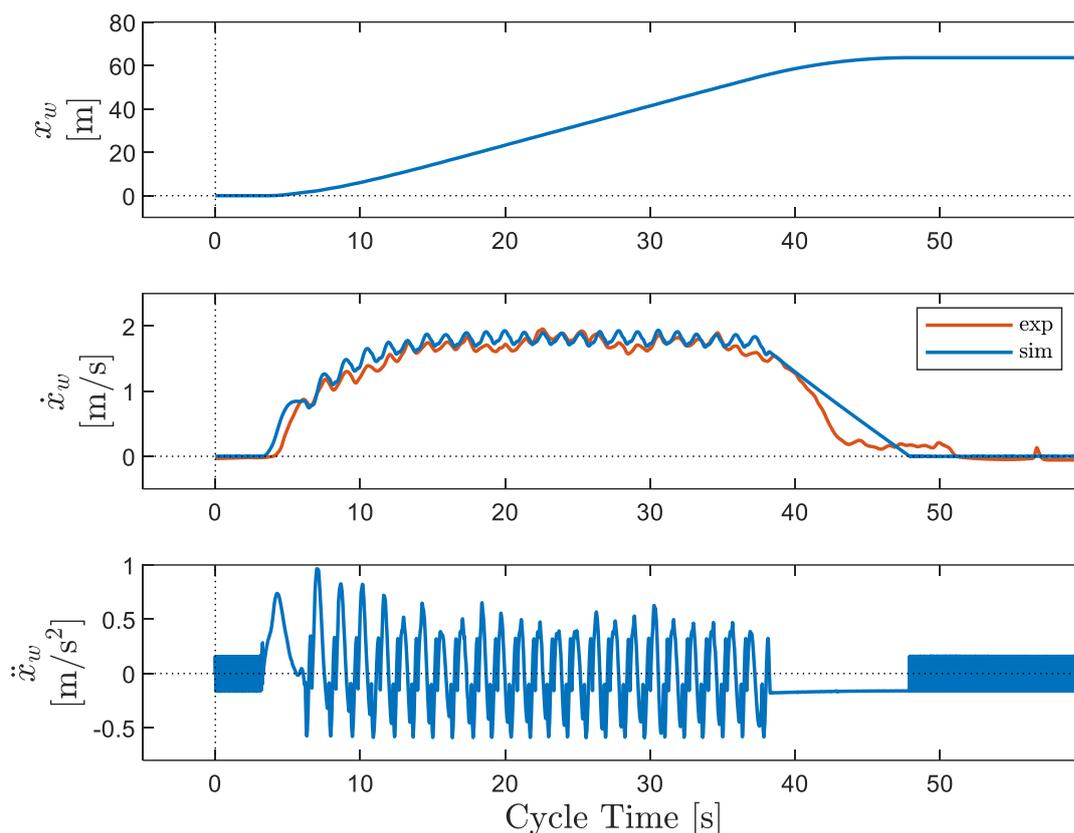


Figura 67: Grafico x_w , \dot{x}_w , \ddot{x}_w , MATLAB®, $\Delta\vartheta_t = 20^\circ$, $\vartheta_{t,start} = 80^\circ$, $lh = 0.33$ m

Impostando $\Delta\vartheta_t$ pari a 0° , con $\vartheta_{t,start}$ di 90° , e ipotizzando nullo anche il movimento degli arti superiori, cioè con lh pari a 0 m, si ottengono i grafici di spostamento x_w , velocità \dot{x}_w ed accelerazione \ddot{x}_w di Figura 68. In particolare, di notevole importanza è l'assenza di picchi secondari di velocità durante un ciclo di spinta: si può quindi affermare, sulla base di questi dati e con l'ausilio di questo modello a parametri concentrati, come i dati di velocità ricavati sperimentalmente siano effettivamente condizionati dallo spostamento delle varie masse di busto e arti superiori dell'utilizzatore.

In Figura 69 vengono riportati i risultati in termini di velocità della carrozzina in 4 differenti simulazioni ed il confronto con i dati provenienti dalla sensoristica installata sul prototipo (curva rossa). Tutte le simulazioni sono state condotte con un valore di modulo del coefficiente di attrito volvente u pari a 1.523 mm, ma differiscono in termini di ampiezza del movimento del busto $\Delta\vartheta_t$ intorno al bacino, i cui valori sono riportati in legenda. Tutte le curve simulate ad eccezione di quella blu, per cui vale lh nullo, sono state calcolate per lh pari a 0.33 m. Si può notare come, per bassi valori di $\Delta\vartheta_t$, le simulazioni tendono a seguire meglio il grafico sperimentale nelle fasi iniziali. Al contrario, nelle fasi finali della simulazione alti valori di $\Delta\vartheta_t$ portano ad avere decrementi più marcati di velocità, molto probabilmente a causa della diversa ripartizione di carichi tra avantreno e retrotreno, e quindi di forze normali sulle quattro ruote. Inoltre, dal grafico di Figura 69 si riscontra la tendenza, man mano che $\Delta\vartheta_t$ aumenta, di uno spostamento verso sinistra dei picchi e delle valli proprie dell'andamento di velocità \dot{x}_w . All'aumentare del parametro $\Delta\vartheta_t$, infine, si evidenzia la presenza sempre più marcata di picchi secondari di velocità dovuti agli spostamenti delle masse di busto e braccia.

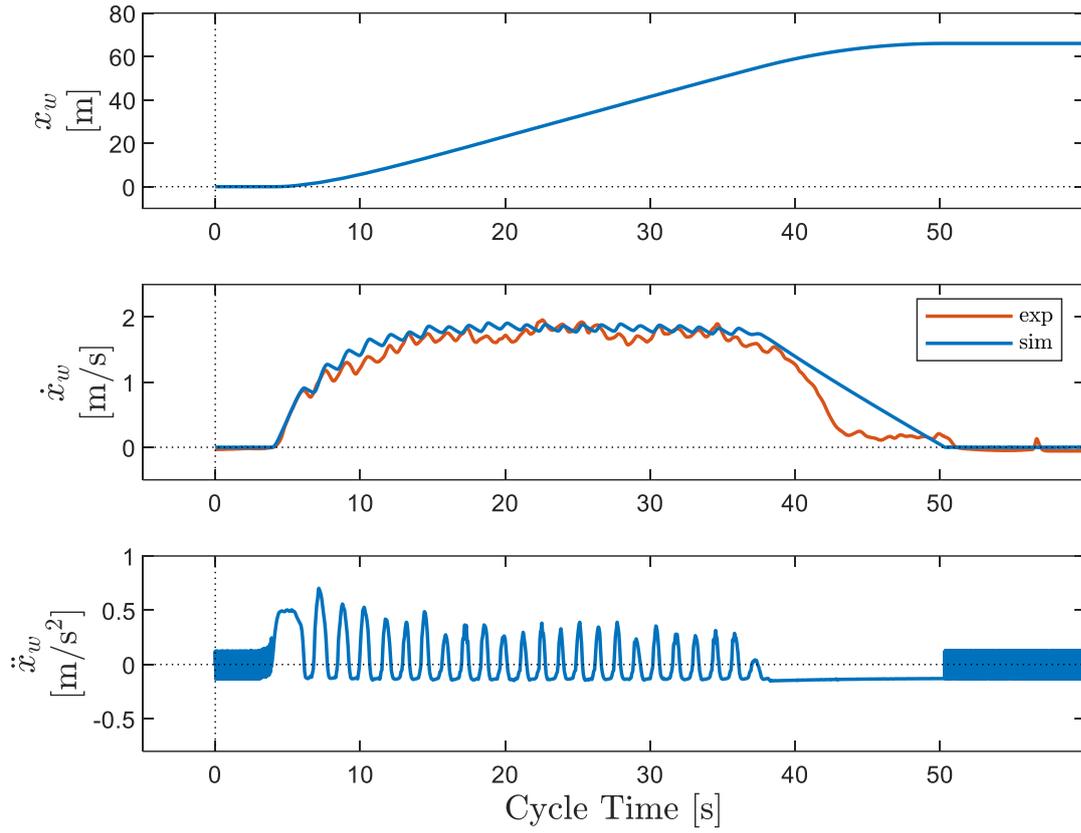


Figura 68: Grafico x_w , \dot{x}_w , \ddot{x}_w , MATLAB®, $\Delta\theta_t = 0^\circ$, $\vartheta_{t,start} = 0^\circ$, $lh = 0$ m

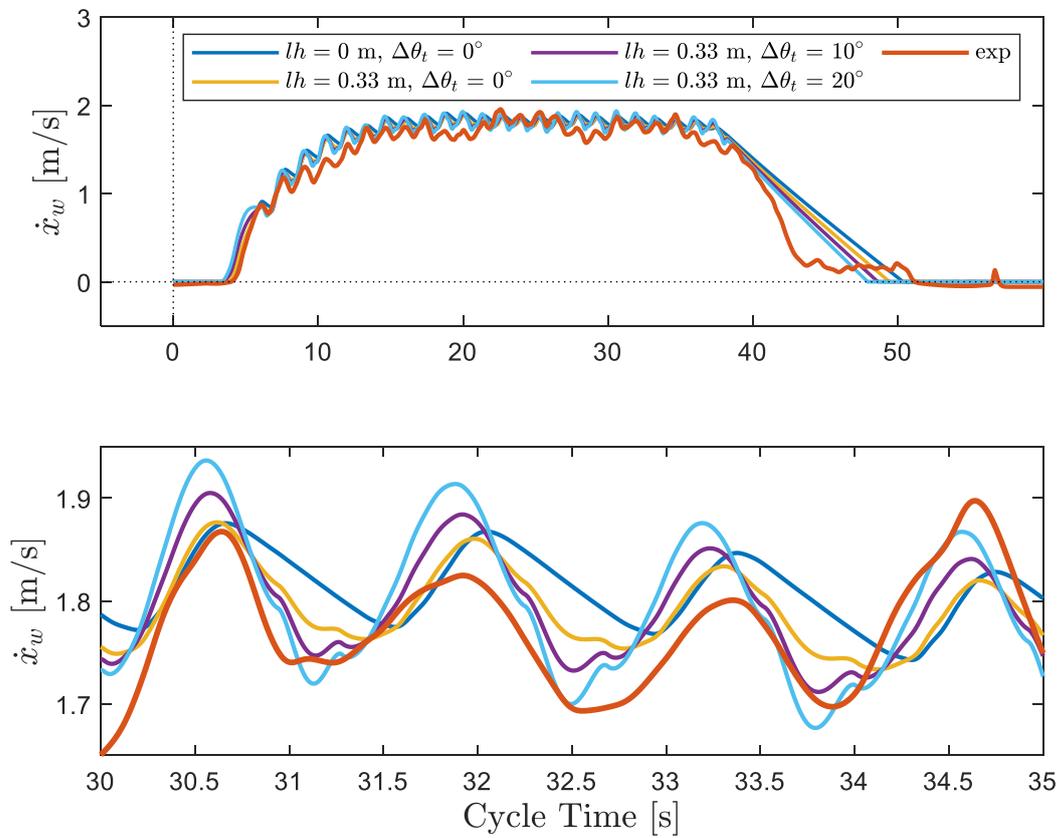
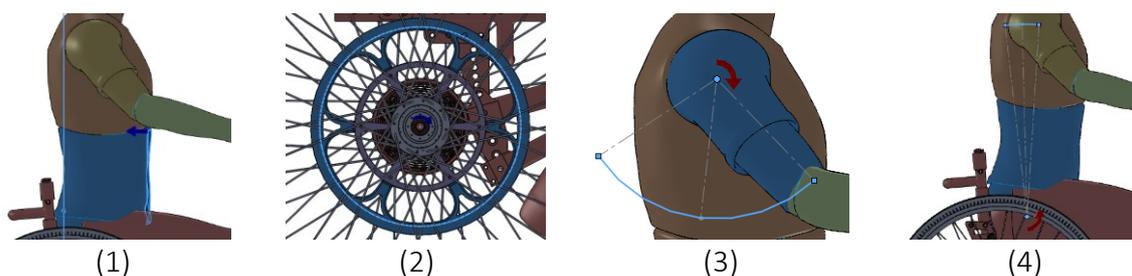


Figura 69: Grafico \dot{x}_w , MATLAB®, confronto lh e $\Delta\theta_t$

5.2. SOLIDWORKS®

Si entra in ambiente *SOLIDWORKS® Motion* con l'assieme semplificato, ovvero privo di cuscinetti e bullonerie, come descritto nel capitolo precedente, in modo da ridurre l'onere computazionale. L'assieme è sotto definito: vengono sospesi l'accoppiamento di coincidenza tra piano *YZ* della carrozzina e piano *YZ* dell'assieme, l'accoppiamento tra piano frontale delle braccia e piano inclinato di 25° rispetto al piano *XY*, e l'accoppiamento tra piano *YZ* dell'assieme e piano *YZ* del busto. La sospensione del primo accoppiamento consente il movimento della carrozzina lungo la direzione definita dall'asse longitudinale *X* grazie anche all'applicazione delle coppie motrice all'asse posteriore. La sospensione del secondo permette al motore di eseguire la rotazione delle braccia imposta, mentre la sospensione del terzo rende possibile il movimento del busto. I motori cinematici riproducono l'andamento polinomiale 3-4-5 ipotizzato sia per quanto riguarda il movimento delle braccia, con $\Delta\vartheta_s$ pari a 100° e origine nel giunto spalla, sia per quanto riguarda il movimento del busto, con $\Delta\vartheta_t$ pari a 10° e origine in corrispondenza del bacino (Figura 70). Lo spostamento angolare delle braccia è simmetrico, con la posizione centrale che coincide con l'accoppiamento tra piano *YZ* della carrozzina e piano *YZ* del componente *Upper Arm*, che viene raggiunta con uno spostamento angolare ϑ_s pari alla semiampiezza $\Delta\vartheta_s$. Analogo discorso per quanto riguarda lo spostamento angolare del torso.



Nel menu *Motion Study 1* si seleziona *Analisi del movimento* e si impostano i valori di gravità e motore come in Tabella 7.

Nome	Simbolo	Figura	Modulo	Direzione	Verso
Gravità			9806.65 mm/s ²	Z	- Z
Forza/Lineare/Punti Dati		1	0 ÷ 4 N	X	± X
Forza/Torsione/Punti Dati		2	0 ÷ 10810 N mm	Y	± Y
Forza/Torsione/Punti Dati		2	0 ÷ 10810 N mm	Y	± Y
Forza/Torsione/Punti Dati		2	0 ÷ 1537 N mm	Y	- Y
Forza/Torsione/Punti Dati		2	0 ÷ 1537 N mm	Y	- Y
Motore/Rotatorio/Punti Dati		3	0 ÷ 100 °	Y	± Y
Motore/Rotatorio/Punti Dati		4	0 ÷ 10 °	Y	± Y

Tabella 7: Parametri Simulazione

La coppia di Figura 71 è generata dall'applicazione, in corrispondenza della circonferenza esterna delle pulegge posteriori, della forza misurata sperimentalmente. La forza F_u è quindi moltiplicata per il raggio r_p della puleggia posteriore (0.124 mm) e divisa equamente sulle due ruote motrici.

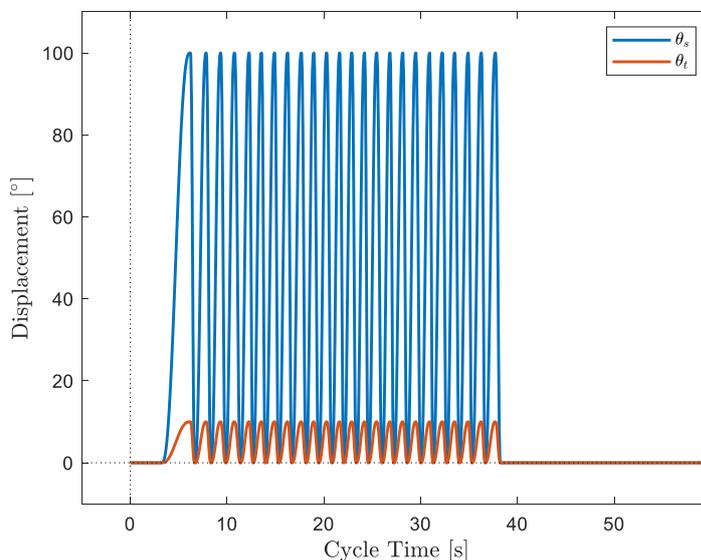


Figura 70: Grafico ϑ_s e ϑ_t

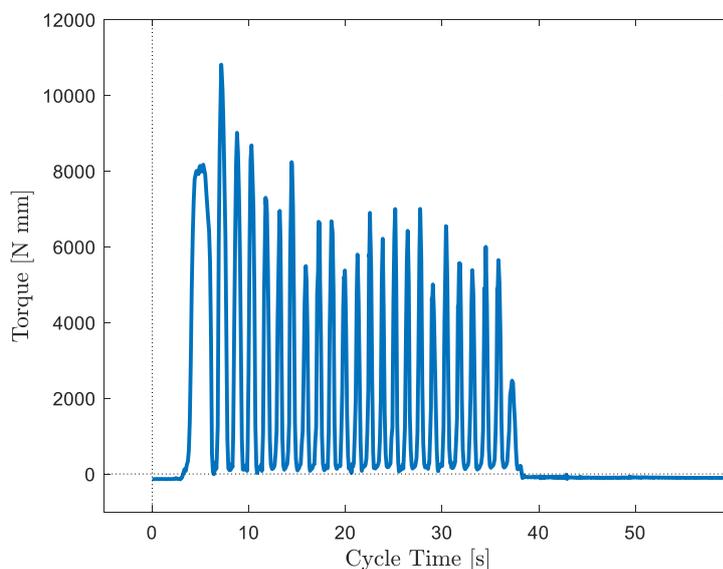


Figura 71: Grafico coppia $F_u \cdot r_p$

Si esegue una prima simulazione con in input al sistema gli spostamenti angolari ϑ_s e ϑ_t , la coppia motrice e la coppia resistente al moto generata dall'attrito volvente. A differenza di quanto visto in ambiente *MATLAB*[®], nel quale venivano calcolate, in ogni passo temporale della simulazione, le reazioni vincolari del terreno con distinzione tra ruote anteriori e posteriori, in *SOLIDWORKS*[®] si è preferito ipotizzare tutto il peso della carrozzina scaricato al retrotreno. In particolare, la coppia di attrito applicata su ognuna delle ruote posteriori è diagrammata in Figura 72. Dopo aver effettuato diverse prove in ambiente *Motion* si è ottenuta una discreta

convergenza con i risultati sperimentali, in termini di raggiungimento di un valore di velocità \dot{x}_w di regime, attraverso l'utilizzo di un coefficiente di attrito volvente u pari a 0.004 m. In Figura 72, il valore massimo della coppia di attrito pari a 1537 N mm è ottenuto moltiplicando la massa totale di carrozzina e utente (78.36 kg) per il modulo dell'accelerazione di gravità g , attraverso il valore del coefficiente di attrito volvente u (0.004 m) e diviso equamente per le due ruote motrici.

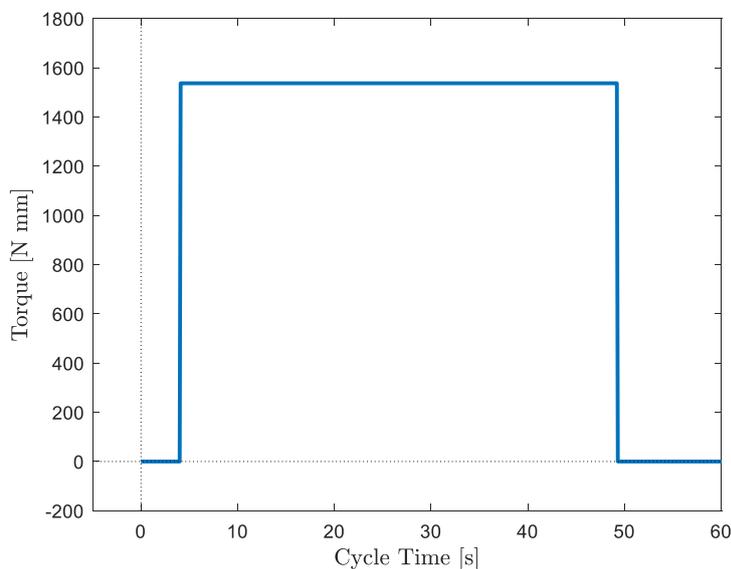


Figura 72: Grafico coppia attrito volvente

Al termine di una prima simulazione, a partire dal grafico di velocità \dot{x}_w in output al sistema, viene calcolata ed attivata in ambiente *Motion* anche la forza di resistenza aerodinamica generata durante il moto e viene eseguita una nuova simulazione. Si procede iterando questo procedimento in modo tale da cercare di imporre manualmente la retroazione della velocità, funzionalità non disponibile nella versione del software utilizzato. Una buona convergenza dei dati si ottiene già dopo 4 iterazioni.

In Figura 73 sono riportati i grafici di spostamento x_w , velocità \dot{x}_w ed accelerazione \ddot{x}_w della carrozzina dopo 4 iterazioni in ambiente *SOLIDWORKS® Motion*. Dal grafico di Figura 73 si evince come l'andamento di velocità simulata \dot{x}_w sia sovrapponibile con i risultati sperimentali in termini di raggiungimento di un valore di regime di circa 1.8 m/s, sebbene rispetto ai risultati ottenuti in ambiente *MATLAB®* si sia utilizzato un valore maggiore di coefficiente di attrito volvente u . Anche con l'utilizzo di questo modello a parametri distribuiti vi sono differenze marcate tra le curve di velocità \dot{x}_w sperimentali e simulate al termine dell'ultimo ciclo di spinta, dove la simulazione porta ad ottenere valori superiori rispetto ai dati reali, forse a causa dell'azionamento dell'impianto frenante durante la raccolta dati.

In Figura 74 vengono riportati i risultati in termini di velocità della carrozzina in 3 differenti simulazioni e il confronto con i dati provenienti dalla sensoristica installata sul prototipo. Tutte le simulazioni sono state condotte con la stessa procedura descritta sopra, e quindi sono il risultato di 4 iterazioni ciascuna, ma differiscono nel grafico di coppia di attrito di Figura 72. In particolare, sono evidenziati gli andamenti di velocità ottenuti con 3 diversi valori del coefficiente di attrito volvente u riportati in legenda.

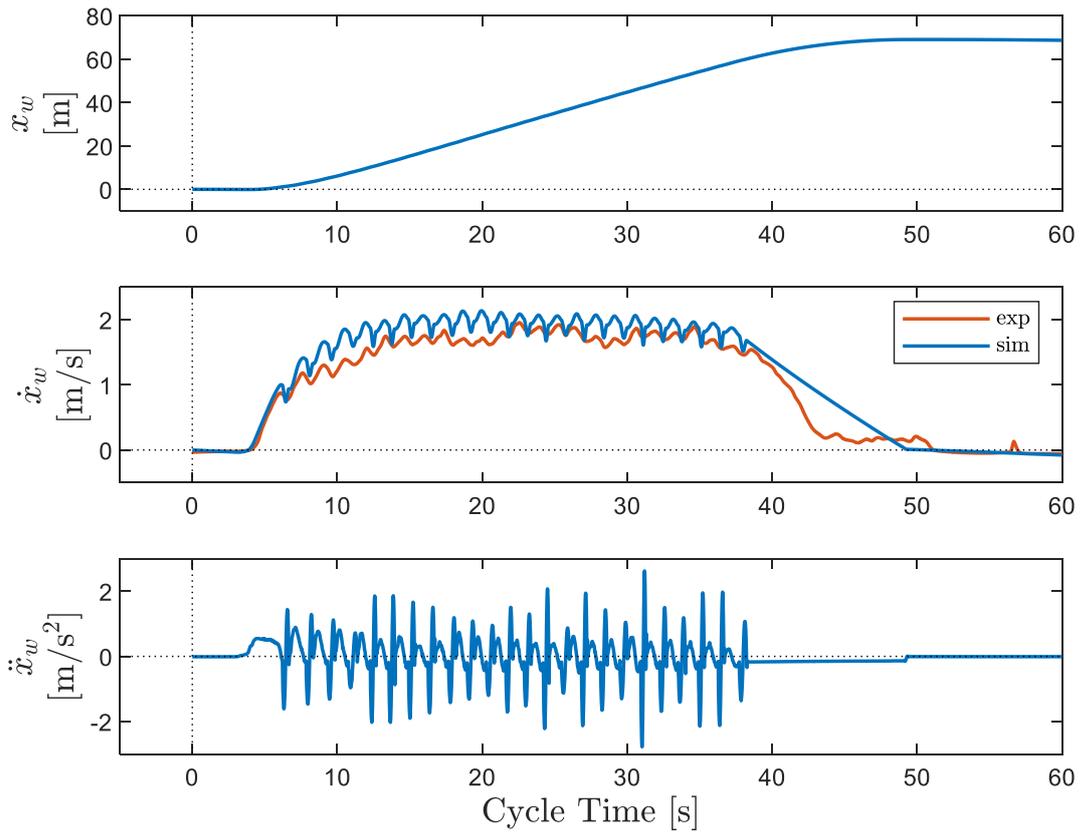


Figura 73: Grafico x_w , \dot{x}_w , \ddot{x}_w , SOLIDWORKS®, $\Delta\vartheta_t = 10^\circ$, $\Delta\vartheta_s = 100^\circ$

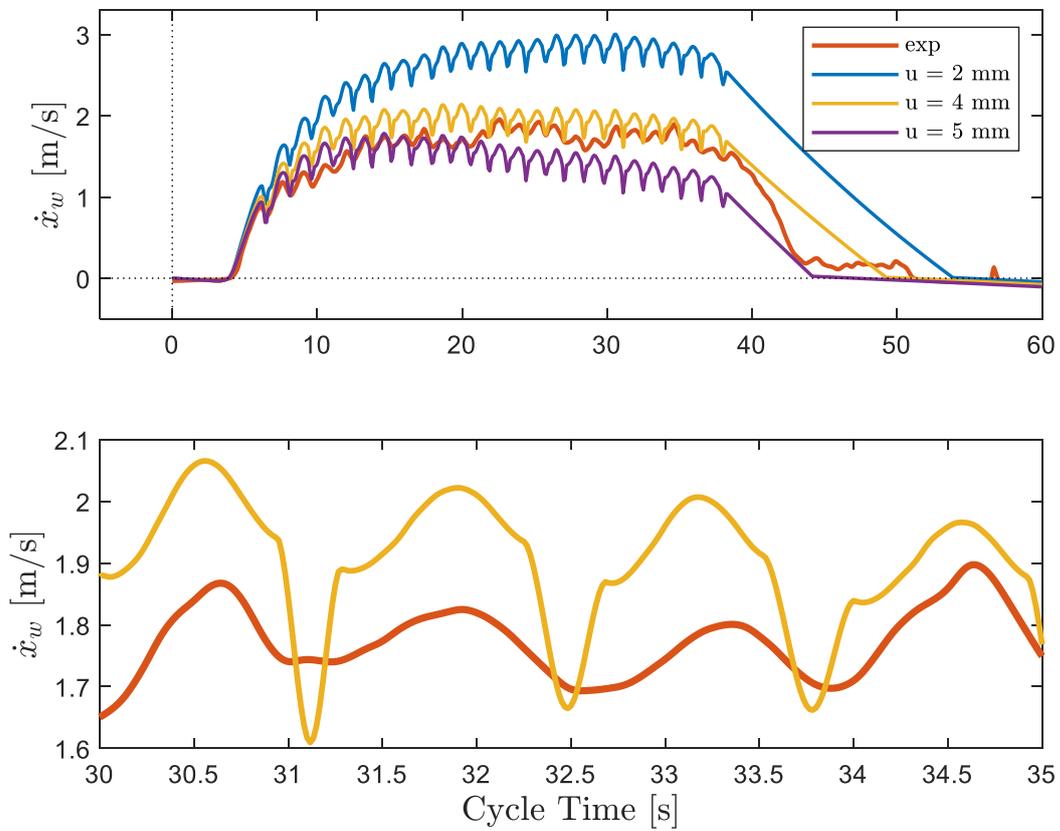


Figura 74: Grafico \dot{x}_w , SOLIDWORKS®, $\Delta\vartheta_t = 10^\circ$, $\Delta\vartheta_s = 100^\circ$, confronto u

Impostando $\Delta\vartheta_t$ pari a 0° , con $\Delta\vartheta_s$ pari a 100° , si ottengono i grafici di spostamento x_w , velocità \dot{x}_w ed accelerazione \ddot{x}_w di Figura 75. In ambiente *Motion* si attiva quindi l'accoppiamento tra piano *YZ* dell'assieme e piano *YZ* del busto, in modo da vincolare il busto in una data posizione senza possibilità di movimento relativo col telaio della carrozzina.

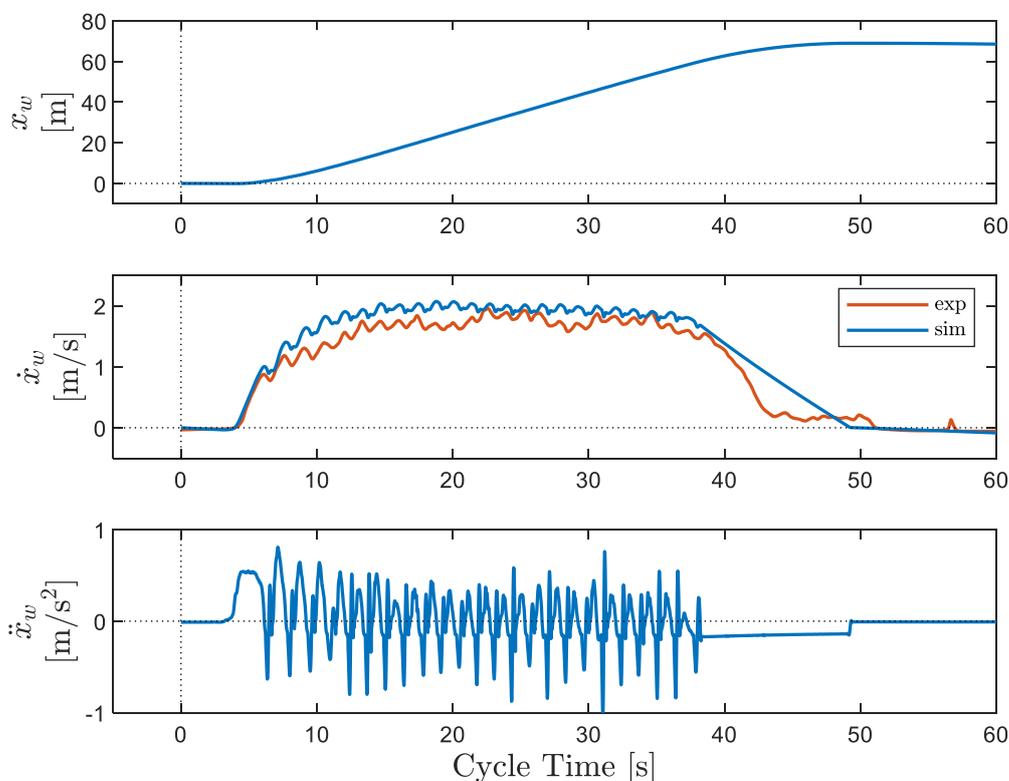


Figura 75: Grafico x_w , \dot{x}_w , \ddot{x}_w , *SOLIDWORKS*[®], $\Delta\vartheta_t = 0^\circ$, $\Delta\vartheta_s = 100^\circ$

Impostando $\Delta\vartheta_t$ pari a 0° , con $\Delta\vartheta_s$ pari a 100° , si ottengono i grafici di spostamento x_w , velocità \dot{x}_w ed accelerazione \ddot{x}_w di Figura 76. In particolare, si può subito notare come in ambiente *SOLIDWORKS*[®] vi sia, come ottenuto anche attraverso l'ausilio di *MATLAB*[®], l'assenza di picchi secondari di velocità durante un ciclo di spinta. Si può quindi affermare, sulla base di questi dati e con l'ausilio anche di questo modello a parametri concentrati, come i dati di velocità ricavati sperimentalmente siano effettivamente condizionati dallo spostamento delle varie masse di busto e arti superiori dell'utilizzatore.

In Figura 77 vengono riportati i risultati in termini di velocità della carrozzina in 3 differenti simulazioni e il confronto con i dati provenienti dalla sensoristica installata sul prototipo. Tutte le simulazioni sono state condotte con un valore di modulo del coefficiente di attrito volvente μ pari a 0.004 m, ma differiscono in termini di ampiezza del movimento del busto $\Delta\vartheta_t$ intorno al bacino, e di spostamento angolare $\Delta\vartheta_s$ delle braccia rispetto al giunto spalla, con i rispetti valori riportati in legenda. Man mano che $\Delta\vartheta_t$ e $\Delta\vartheta_s$ aumentano si evidenzia la presenza sempre più marcata di picchi secondari di velocità, dovuti agli spostamenti delle masse di busto e braccia, con i picchi principali che si spostano a sinistra. Inoltre, dal grafico di Figura 77 si evince come in ambiente *SOLIDWORKS*[®] si ha un *fit* migliore della curva sperimentale con il solo spostamento delle braccia, rispetto al caso con in aggiunta anche lo spostamento del busto. In ambiente *SOLIDWORKS*[®], al contrario di quanto avviene in ambiente *MATLAB*[®], col modificarsi

del parametro $\Delta\vartheta_t$ non si evidenziano anticipi/posticipi nelle fasi iniziali, e nelle fasi finali non vi sono differenze marcate di velocità \dot{x}_w della carrozzina, presumibilmente a causa di aver ipotizzato tutto il peso scaricato sulle sole ruote posteriori.

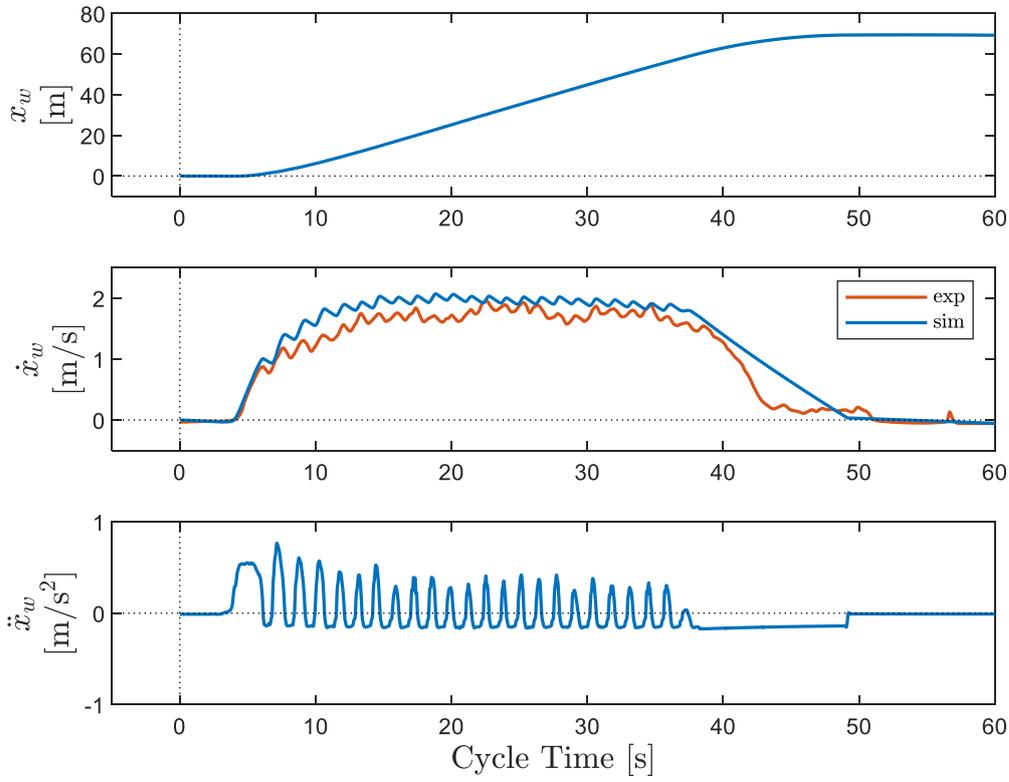


Figura 76: Grafico x_w , \dot{x}_w , \ddot{x}_w , SOLIDWORKS®, $\Delta\vartheta_t = 0^\circ$, $\Delta\vartheta_s = 0^\circ$

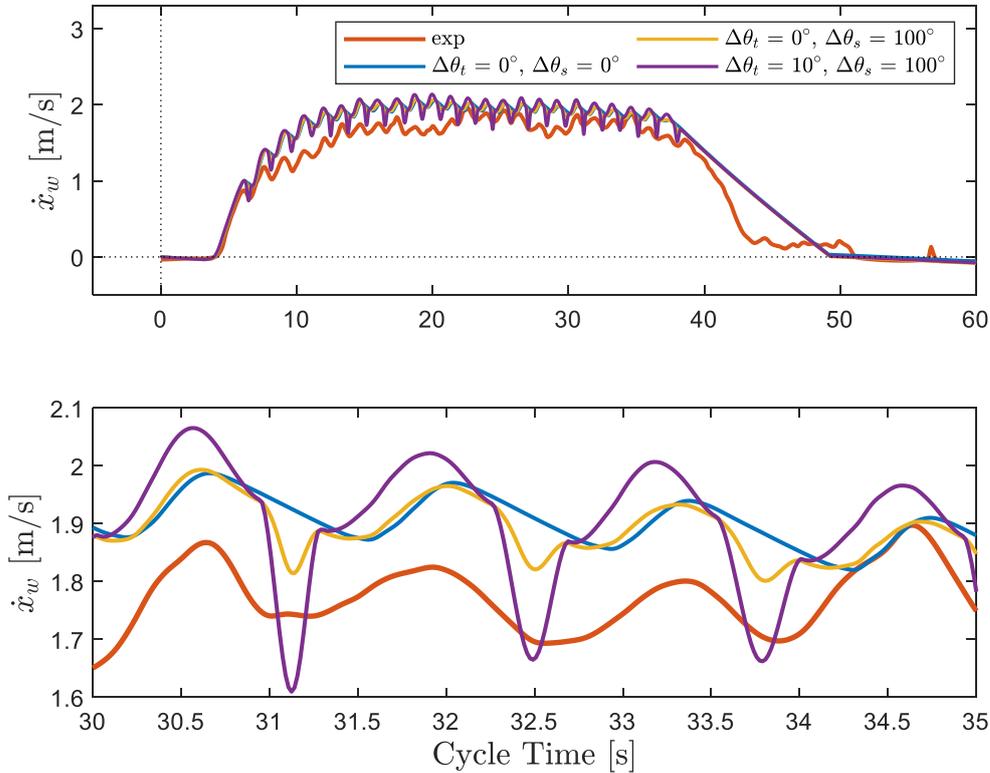


Figura 77: Grafico \dot{x}_w , SOLIDWORKS®, confronto $\Delta\vartheta_t$ e $\Delta\vartheta_s$

Capitolo 6

Conclusioni

Il valor medio del coefficiente di attrito volvente u , stimato grazie all'utilizzo del modello *Simulink*[®] riportato nel capitolo 7.2.4, è coerente con i risultati presenti in letteratura [13]. A valle del calcolo di u si sono seguite diverse simulazioni in ambiente *Simulink*[®], grazie al modello a parametri concentrati riportato nel capitolo 7.2.5, al variare sia dello spostamento angolare $\Delta\vartheta_t$ del busto dell'utilizzatore rispetto al bacino, che dello spostamento lineare x_a degli arti superiori rispetto all'articolazione della spalla. Impostando $\Delta\vartheta_t$ pari a 0° , con $\vartheta_{t,start}$ di 90° , e ipotizzando nullo anche il movimento degli arti superiori, cioè con lh pari a 0 m, si ottengono grafici di velocità \dot{x}_w della carrozzina in cui vi è assenza di picchi secondari durante un ciclo di spinta. Introducendo in input al modello lo spostamento x_a con un'ampiezza lh pari a 0.33 m, è possibile effettuare un'analisi parametrica al variare di $\Delta\vartheta_t$ degli andamenti di spostamento x_w , velocità \dot{x}_w ed accelerazione \ddot{x}_w . In particolare, man mano che $\Delta\vartheta_t$ aumenta, si riscontra uno spostamento verso sinistra dei picchi principali e delle valli proprie nell'andamento di velocità \dot{x}_w , ma anche la presenza sempre più marcata di picchi secondari di velocità dovuti agli spostamenti delle masse di busto e braccia. Medesime considerazioni sono scaturite dall'analisi in *SOLIDWORKS*[®] *Motion* di un modello CAD a parametri distribuiti: si può quindi affermare, sulla base di questi dati e con l'ausilio di questi modelli, come l'andamento di velocità del prototipo *Handwheelchair.q* ricavato sperimentalmente sia effettivamente condizionato dallo spostamento delle varie masse di busto e arti superiori dell'utilizzatore.

Merita un ulteriore approfondimento il modello realizzato col software di modellazione tridimensionale *SOLIDWORKS*[®]: sebbene i risultati ottenuti in ambiente *Motion* siano soddisfacenti e realizzino un buon *fit* dei dati ricavati in laboratorio, da una maggiore ricerca e sperimentazione si potrebbero trarre ulteriori esiti ed argomentazioni. In particolare, con l'utilizzo dei dati acquisiti attraverso l'innovativo sistema di analisi biomeccanica *VICON*[®], presente al Politecnico di Torino, si potrebbero includere nel modello *SOLIDWORKS*[®] le traiettorie dei vari *marker*. Il passo successivo sarebbe quello di calcolare le reazioni vincolari nei vari giunti, con maggior attenzione per l'articolazione della spalla, e di conseguenza stimare le sollecitazioni prodotte nel movimento di spinta, confrontando i risultati ottenuti dalla trazione classica e da quella innovativa.

Capitolo 7

Appendice

7.1. Nomenclatura

<i>Parametro</i>	<i>Unità di Misura</i>	<i>Descrizione</i>
C_x	$[-]$	Aerodynamic drag coefficient
n	$[-]$	Number of cycles
m_a	$[kg]$	Arms mass
m_f	$[kg]$	Front wheel mass
m_l	$[kg]$	Legs mass
m_r	$[kg]$	Rear wheel mass
m_t	$[kg]$	Torso mass
m_u	$[kg]$	Wheelchair's user mass
m_w	$[kg]$	Wheelchair mass
I_f	$[kg\ m^2]$	Front wheel mass moment of inertia
I_r	$[kg\ m^2]$	Rear wheel mass moment of inertia
ρ	$[kg/m^3]$	Air density
a	$[m]$	Front wheelbase
b	$[m]$	Rear wheelbase
c	$[m]$	Distance between the CoG legs and the CoG wheelchair
h_{aero}	$[m]$	Aerodynamic actions height from the ground
h_l	$[m]$	CoG legs height from the ground
h_{seat}	$[m]$	Seat height from the ground
h_w	$[m]$	CoG wheelchair height from the ground
l	$[m]$	Wheelbase
l_s	$[m]$	Distance between shoulder and the hint joint
l_t	$[m]$	Torso height from the hint joint
r_f	$[m]$	Front wheels radius at rest
r_p	$[m]$	Pulley radius
r_r	$[m]$	Rear wheels radius at rest

u_f	[m]	Front wheel rolling resistance coefficient
u_r	[m]	Rear wheel rolling resistance coefficient
x_{w0}	[m]	Position of the wheelchair at time $t_c = 0$
A_f	[m ²]	Drag area
x_{wd0}	[m/s]	Velocity of the wheelchair at time $t_c = 0$
g	[m/s ²]	Gravity acceleration
F_{drag}	[N]	Aerodynamic force
$F_{u,max}$	[N]	Max force F_u during t
N_f	[N]	Normal force on the rear wheel
N_r	[N]	Normal force on the rear wheel
T_f	[N]	Longitudinal force on the rear wheel
T_r	[N]	Longitudinal force on the rear wheel
α	[rad]	Road inclination
$\Delta\theta$	[rad]	Delta angular displacement of the torso
$\theta_{t,start}$	[rad]	Angular displacement of the torso at time $t_c = 0$
t_c	[s]	Cycle time
t_p	[s]	Pushing time

Tabella 8: Parametri geometrici e inerziali

Giunto	Descrizione
C_a	Giunto <i>Ankle</i>
C_e	Giunto <i>Elbow</i>
C_{fw}	Giunto <i>Front Wheel</i>
C_h	Giunto <i>Hip</i>
C_k	Giunto <i>Knee</i>
C_{rw}	Giunto <i>Rear Wheel</i>
C_{rp}	Giunto <i>Return Pulley</i>
C_s	Giunto <i>Shoulder</i>
C_w	Giunto <i>Wrist</i>

Tabella 9: Giunti

Sistema di Riferimento	Descrizione
$\vartheta_e, \dot{\vartheta}_e, \ddot{\vartheta}_e$	Posizione, velocità ed accelerazione angolare <i>Elbow</i>
$\vartheta_{fw}, \dot{\vartheta}_{fw}, \ddot{\vartheta}_{fw}$	Posizione, velocità ed accelerazione angolare <i>Front Wheel</i>
$\vartheta_{ll}, \dot{\vartheta}_{ll}, \ddot{\vartheta}_{ll}$	Posizione, velocità ed accelerazione angolare <i>Lower Leg</i>
$\vartheta_p, \dot{\vartheta}_p, \ddot{\vartheta}_p$	Posizione, velocità ed accelerazione angolare <i>Pulley</i>
$\vartheta_{rw}, \dot{\vartheta}_{rw}, \ddot{\vartheta}_{rw}$	Posizione, velocità ed accelerazione angolare <i>Rear Wheel</i>
$\vartheta_{rp}, \dot{\vartheta}_{rp}, \ddot{\vartheta}_{rp}$	Posizione, velocità ed accelerazione angolare <i>Return Pulley</i>

$\vartheta_s, \dot{\vartheta}_s, \ddot{\vartheta}_s$	Posizione, velocità ed accelerazione angolare <i>Shoulder</i>
$\vartheta_{ul}, \dot{\vartheta}_{ul}, \ddot{\vartheta}_{ul}$	Posizione, velocità ed accelerazione angolare <i>Upper Leg</i>
$\vartheta_t, \dot{\vartheta}_t, \ddot{\vartheta}_t$	Posizione, velocità ed accelerazione angolare <i>Torso</i>
$x_a, \dot{x}_a, \ddot{x}_a$	Posizione, velocità ed accelerazione lineare <i>Arm</i>
$x_s, \dot{x}_s, \ddot{x}_s$	Posizione, velocità ed accelerazione lineare <i>Shoulder</i>
$x_t, \dot{x}_t, \ddot{x}_t$	Posizione, velocità ed accelerazione lineare <i>Torso</i>
$x_w, \dot{x}_w, \ddot{x}_w$	Posizione, velocità ed accelerazione lineare <i>Wheelchair</i>

Tabella 10: Sistemi di riferimento

7.2. MATLAB® e Simulink®

7.2.1. Script MATLAB® Principale

```

clear all
close all
clc

load('F3');
load('Xd3');
load('t3');
F_u = F3;
t_spe = t3';
u = 0.002;

n          = 1;          % [-]      number of cycles
alpha      = 0;          % [rad]   road inclination
x_w_0      = 0;          % [m]     position of the wheelchair, t_c=0
x_w_d_0    = 0;          % [m/s]   velocity of the wheelchair, t_c=0
delta_theta = 40*2*pi/360; % [rad]   max angular displacement of the
%                               torso
theta_t_start = 70*2*pi/360; % [rad]   angular displacement of the torso
%                               at time t_c=0
t_c        = t_spe(end); % [s]     cycle time
t_f        = t_c;        % [s]     cycle time + rest
tau        = t_spe;      % [s]     time of simulation
l_s        = 0.527;      % [m]     distance between shoulder and hint
%                               joint
l_t        = 0.308;      % [m]     torso height from the hint joint
lh         = 0.30;       % [m]     stroke length of the arm actuator
l_a_min    = 0.20;       % [m]     min distance between shoulder and
%                               arm
l_a_max    = l_a_min+lh; % [m]     max distance between shoulder and
%                               arm

h_seat     = 0.442;      % [m]     seat height from the ground
h_l        = 0.542;      % [m]     CoG legs height from the ground
h_w        = 0.318;      % [m]     CoG shoulders height from the
%                               ground
h_drag     = h_l+l_t;    % [m]     aerodynamic actions height from
%                               the ground
l          = 0.347;      % [m]     wheelbase
b          = 0.140;      % [m]     rear wheelbase
a          = l-b;        % [m]     front wheelbase
c          = 0.103;      % [m]     longitudinal distance between the
%                               CoG legs and the CoG wheelchair
r_f        = 0.050;      % [m]     front wheels radius at rest
r_r        = 0.301;      % [m]     rear wheels radius at rest
r_p        = 0.124;      % [m]     pulley radius
A_f        = 0.8;        % [m^2]   drag area
g          = 9.81;       % [m/s^2] gravity acceleration
m_u        = 61.350;     % [kg]    wheelchair's user mass
m_t        = 34.247;     % [kg]    torso mass
m_l        = 20.384;     % [kg]    legs mass
m_a        = 6.719;      % [kg]    arms mass
m_w        = 13.002;     % [kg]    wheelchair mass (no wheels)
m_f        = 0.391;      % [kg]    front wheel mass
m_r        = 1.612;      % [kg]    rear wheel mass
I_f        = m_f*r_f^2;   % [kg*m^2] front wheel mass moment of inertia
I_r        = m_r*r_r^2;   % [kg*m^2] rear wheel mass moment of inertia
rho        = 1.3;        % [kg/m^3] air density
C_x        = 1.45;       % [-]     aerodynamic drag coefficient

```

```

F_u_max = 20; % [N] max force F_u during t
F_U_MAX = [];
MAX = [];
MEAN_F_u_spe = [];
fine_ciclo = [6.21, 7.848, 9.34, 10.77, 12.28, 13.56, 14.91, 16.26, 17.68, ...
...18.96, 20.29, 21.63, 22.89, 24.21, 25.46, 26.84, 28.16, ...
...29.50, 30.94, 32.25, 33.52, 34.92, 36.28, 37.73];
inizio_ciclo = [3.197, 6.663, 8.324, 9.847, 11.38, 12.68, 13.96, 15.33, 16.7, ...
...18.17, 19.47, 20.83, 22.07, 23.36, 24.59, 26.02, 27.23, ...
...28.61, 30.02, 31.28, 32.69, 34.01, 35.31, 36.67, 38.24];
for count_0 = 1:length(inizio_ciclo)-1
    for count_1 = 1:length(F_u)
        if tau(count_1) > inizio_ciclo(count_0) &&...
            ...tau(count_1) < inizio_ciclo(count_0+1)
            if F_u(count_1) > F_u_max
                F_u_max = F_u(count_1);
                max_F_u = tau(count_1);
            end
        end
        if tau(count_1)==inizio_ciclo(1)
            count_rest_start = count_1;
        end
        if tau(count_1)==inizio_ciclo(end)
            count_rest_end = count_1;
        end
        if tau(count_1)==inizio_ciclo(count_0)
            count_start = count_1;
        end
        if tau(count_1)==inizio_ciclo(count_0+1)
            count_end = count_1;
        end
    end
    F_U_MAX = [F_U_MAX;F_u_max];
    MAX = [MAX;max_F_u];
    F_u_max = 20;
end

[theta_t,theta_t_d,theta_t_d_d] = legge_theta_t_polinomiale_3_4_5(inizio_ciclo,...
...fine_ciclo,delta_theta,theta_t_start,tau)
[x_a,x_a_d,x_a_d_d] = legge_x_a_polinomiale_3_4_5(lh,inizio_ciclo,...
...fine_ciclo,tau);

tempo = [];
spostamento = [];
velocita = [];
accelerazione = [];

for count_20 = 1:n
    set_param('simulink_2021_03','AlgebraicLoopSolver','LineSearch');
    dati = sim('simulink_2021_03');
    tempo = [tempo; dati.get('tout')+t_f*(count_20-1)];
    spostamento = [spostamento; dati.get('x_w')];
    velocita = [velocita; dati.get('x_w_d')];
    accelerazione = [accelerazione; dati.get('x_w_d_d')];
end

```

7.2.2. Script MATLAB® Legge x_a Polinomiale

```

%% LEGGE x_a POLINOMIALE 3-4-5
function [x_a,x_a_d,x_a_d_d] = legge_x_a_polinomiale_3_4_5(lh,inizio_ciclo,...
    ...fine_ciclo,tau);

x_a      = [];
x_a_d    = [];
x_a_d_d  = [];

for count_0 = 1:length(tau)
    if tau(count_0) < inizio_ciclo(1) || tau(count_0) >= inizio_ciclo(end)
        x_a_i      = 0*tau(count_0);
        x_a        = [x_a; x_a_i];
        x_a_d_i    = 0*tau(count_0);
        x_a_d      = [x_a_d; x_a_d_i];
        x_a_d_d_i  = 0*tau(count_0);
        x_a_d_d    = [x_a_d_d; x_a_d_d_i];
    end
    for count_1 = 1:length(inizio_ciclo)-1
        if tau(count_0) >= inizio_ciclo(count_1) &&...
            ...tau(count_0) < inizio_ciclo(count_1+1)
            if tau(count_0) <= fine_ciclo(count_1)
                %Tratto I 0 < t < fine_ciclo(count_0)
                x_a_i      = lh*(10*((tau(count_0)-inizio_ciclo(count_1))/...
                    ... (fine_ciclo(count_1)-inizio_ciclo(count_1))^3..
                    ...-15*((tau(count_0)-inizio_ciclo(count_1))/...
                    ... (fine_ciclo(count_1)-inizio_ciclo(count_1))^4..
                    ...+6*((tau(count_0)-inizio_ciclo(count_1))/...
                    ... (fine_ciclo(count_1)-inizio_ciclo(count_1))^5);
                x_a        = [x_a; x_a_i];
                x_a_d_i    = lh*(30*((tau(count_0)-inizio_ciclo(count_1))/...
                    ... (fine_ciclo(count_1)-inizio_ciclo(count_1))^2..
                    ...-60*((tau(count_0)-inizio_ciclo(count_1))/...
                    ... (fine_ciclo(count_1)-inizio_ciclo(count_1))^3..
                    ...+30*((tau(count_0)-inizio_ciclo(count_1))/...
                    ... (fine_ciclo(count_1)-inizio_ciclo(count_1))^4);
                x_a_d      = [x_a_d; x_a_d_i];
                x_a_d_d_i  = lh*(60*((tau(count_0)-inizio_ciclo(count_1))/...
                    ... (fine_ciclo(count_1)-inizio_ciclo(count_1)))...
                    ...-180*((tau(count_0)-inizio_ciclo(count_1))/...
                    ... (fine_ciclo(count_1)-inizio_ciclo(count_1))^2..
                    ...+120*((tau(count_0)-inizio_ciclo(count_1))/...
                    ... (fine_ciclo(count_1)-inizio_ciclo(count_1))^3);
                x_a_d_d    = [x_a_d_d; x_a_d_d_i];
            else
                %Tratto II fine_ciclo(count_0) < t < inizio_ciclo(count_0+1)
                x_a_i      = -lh*(10*((tau(count_0)-fine_ciclo(count_1))/...
                    ... (inizio_ciclo(count_1+1)-fine_ciclo(count_1))^3
                    ...-15*((tau(count_0)-fine_ciclo(count_1))/...
                    ... (inizio_ciclo(count_1+1)-fine_ciclo(count_1))^4
                    ...+6*((tau(count_0)-fine_ciclo(count_1))/...
                    ... (inizio_ciclo(count_1+1)-fine_ciclo(count_1)))..
                    ...^5)-1);
                x_a        = [x_a; x_a_i];
                x_a_d_i    = -lh*(30*((tau(count_0)-fine_ciclo(count_1))/...
                    ... (inizio_ciclo(count_1+1)-fine_ciclo(count_1))^2
                    ...-60*((tau(count_0)-fine_ciclo(count_1))/...
                    ... (inizio_ciclo(count_1+1)-fine_ciclo(count_1))^3
                    ...+30*((tau(count_0)-fine_ciclo(count_1))/...
                    ... (inizio_ciclo(count_1+1)-fine_ciclo(count_1)))..
                    ...^4);
                x_a_d      = [x_a_d; x_a_d_i];
                x_a_d_d_i  = -lh*(60*((tau(count_0)-fine_ciclo(count_1))/...
                    ... (inizio_ciclo(count_1+1)-fine_ciclo(count_1)))..
                    ...-180*((tau(count_0)-fine_ciclo(count_1))/...
                    ... (inizio_ciclo(count_1+1)-fine_ciclo(count_1))^2

```

```
...+120*((tau(count_0)-fine_ciclo(count_1))/...
...(inizio_ciclo(count_1+1)-fine_ciclo(count_1))..
...^3);
x_a_d_d = [x_a_d_d; x_a_d_d_i];
end
end
end
end
```

7.2.3. Script MATLAB® Legge θ_t Polinomiale

```

%% LEGGE THETA_T POLINOMIALE 3-4-5
function [theta_t,theta_t_d,theta_t_d_d] = legge_theta_t_polinomiale_3_4_5(...
    ...inizio_ciclo,fine_ciclo,...
    ...delta_theta,theta_t_start,tau);

theta_t      = [];
theta_t_d    = [];
theta_t_d_d  = [];

for count_0 = 1:length(tau)
    if tau(count_0) < inizio_ciclo(1) || tau(count_0) >= inizio_ciclo(end)
        theta_t_i      = theta_t_start+0*tau(count_0);
        theta_t         = [theta_t; theta_t_i];
        theta_t_d_i     = 0*tau(count_0);
        theta_t_d        = [theta_t_d; theta_t_d_i];
        theta_t_d_d_i   = 0*tau(count_0);
        theta_t_d_d      = [theta_t_d_d; theta_t_d_d_i];
    end
    for count_1 = 1:length(inizio_ciclo)-1
        if tau(count_0) >= inizio_ciclo(count_1) &&...
            ...tau(count_0) < inizio_ciclo(count_1+1)
            if tau(count_0) <= fine_ciclo(count_1)
                %Tratto I 0 < t < fine_ciclo(count_0)
                theta_t_i      = delta_theta*(10*((tau(count_0)-...
                    ...inizio_ciclo(count_1))/...
                    ... (fine_ciclo(count_1)-inizio_ciclo(count_1)))^3..
                    ...-15*((tau(count_0)-inizio_ciclo(count_1))/...
                    ... (fine_ciclo(count_1)-inizio_ciclo(count_1)))^4..
                    ...+6*((tau(count_0)-inizio_ciclo(count_1))/...
                    ... (fine_ciclo(count_1)-inizio_ciclo(count_1)))^5)..
                    ...+theta_t_start;
                theta_t         = [theta_t; theta_t_i];
                theta_t_d_i     = delta_theta*(30*((tau(count_0)-...
                    ...inizio_ciclo(count_1))/...
                    ... (fine_ciclo(count_1)-inizio_ciclo(count_1)))^2..
                    ...-60*((tau(count_0)-inizio_ciclo(count_1))/...
                    ... (fine_ciclo(count_1)-inizio_ciclo(count_1)))^3..
                    ...+30*((tau(count_0)-inizio_ciclo(count_1))/...
                    ... (fine_ciclo(count_1)-inizio_ciclo(count_1)))^4);
                theta_t_d        = [theta_t_d; theta_t_d_i];
                theta_t_d_d_i   = delta_theta*(60*((tau(count_0)-...
                    ...inizio_ciclo(count_1))/...
                    ... (fine_ciclo(count_1)-inizio_ciclo(count_1)))...
                    ...-180*((tau(count_0)-inizio_ciclo(count_1))/...
                    ... (fine_ciclo(count_1)-inizio_ciclo(count_1)))^2..
                    ...+120*((tau(count_0)-inizio_ciclo(count_1))/...
                    ... (fine_ciclo(count_1)-inizio_ciclo(count_1)))^3);
                theta_t_d_d      = [theta_t_d_d; theta_t_d_d_i];
            else
                %Tratto II fine_ciclo(count_0) < t < inizio_ciclo(count_0+1)
                theta_t_i      = -delta_theta*((10*((tau(count_0)-...
                    ...fine_ciclo(count_1))/...
                    ... (inizio_ciclo(count_1+1)-fine_ciclo(count_1)))^3
                    ...-15*((tau(count_0)-fine_ciclo(count_1))/...
                    ... (inizio_ciclo(count_1+1)-fine_ciclo(count_1)))^4
                    ...+6*((tau(count_0)-fine_ciclo(count_1))/...
                    ... (inizio_ciclo(count_1+1)-fine_ciclo(count_1)))..
                    ...^5)-1)+theta_t_start;
                theta_t         = [theta_t; theta_t_i];
                theta_t_d_i     = -delta_theta*(30*((tau(count_0)-...
                    ...fine_ciclo(count_1))/...
                    ... (inizio_ciclo(count_1+1)-fine_ciclo(count_1)))^2
                    ...-60*((tau(count_0)-fine_ciclo(count_1))/...
                    ... (inizio_ciclo(count_1+1)-fine_ciclo(count_1)))^3
                    ...+30*((tau(count_0)-fine_ciclo(count_1))/...
                    ... (inizio_ciclo(count_1+1)-fine_ciclo(count_1)))..

```

```

        ...^4);
theta_t_d = [theta_t_d; theta_t_d_i];
theta_t_d_d_i = -delta_theta*(60*((tau(count_0)-...
        ...fine_ciclo(count_1))/...
        ...(inizio_ciclo(count_1+1)-fine_ciclo(count_1))..
        ...-180*((tau(count_0)-fine_ciclo(count_1))/...
        ...(inizio_ciclo(count_1+1)-fine_ciclo(count_1))^2
        ...+120*((tau(count_0)-fine_ciclo(count_1))/...
        ...(inizio_ciclo(count_1+1)-fine_ciclo(count_1))..
        ...^3);
theta_t_d_d = [theta_t_d_d; theta_t_d_d_i];
    end
end
end
end

```

7.2.4. Modello Simulink® Coefficiente di Attrito Volvente u

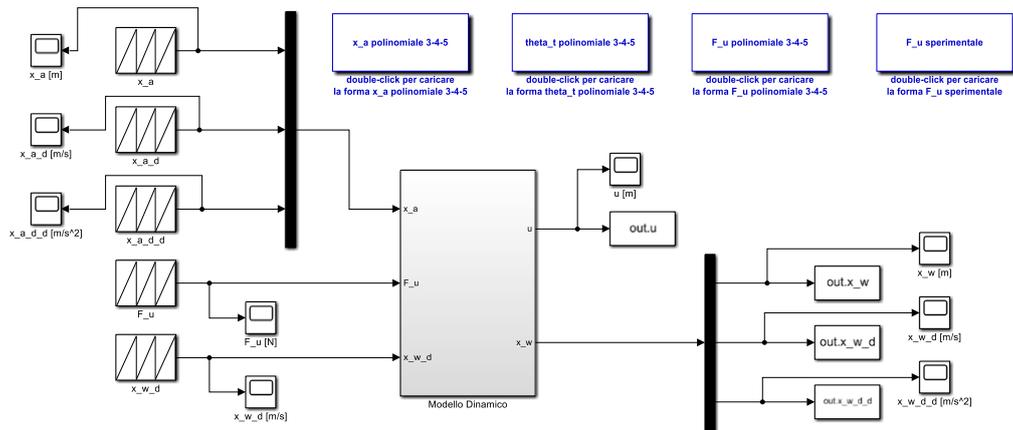


Figura 78: Modello Simulink

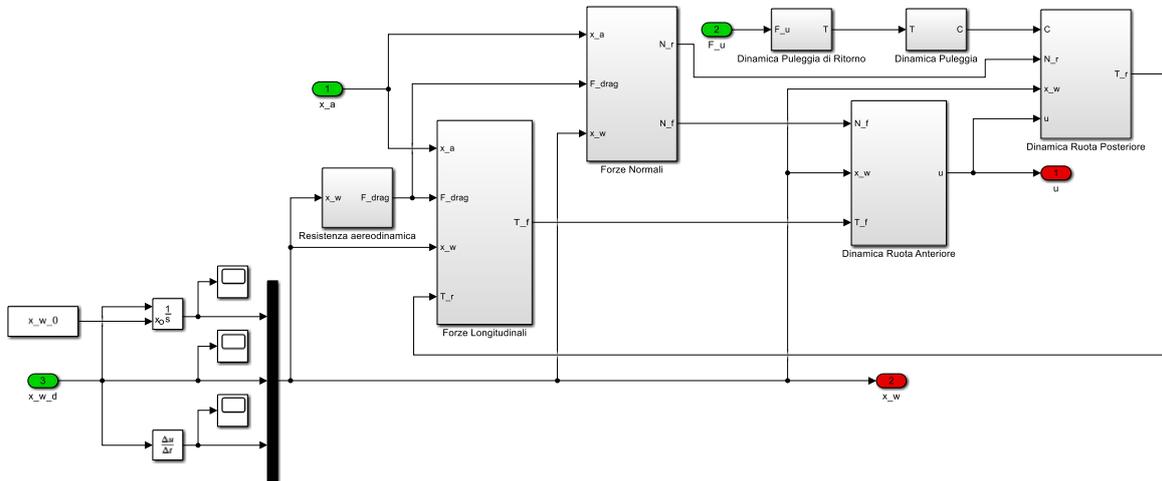


Figura 79: Modello dinamico

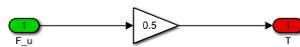


Figura 80: Dinamica puleggia di ritorno

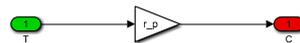


Figura 81: Dinamica puleggia

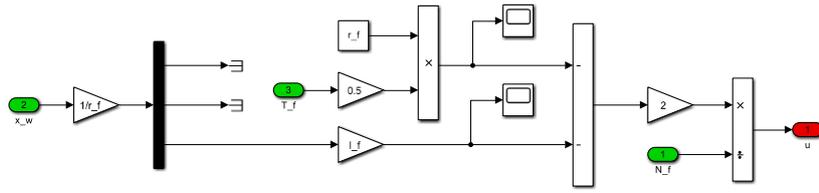


Figura 82: Dinamica ruota anteriore

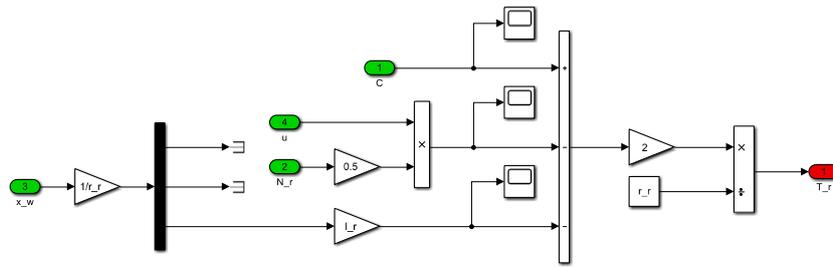


Figura 83: Dinamica ruota posteriore

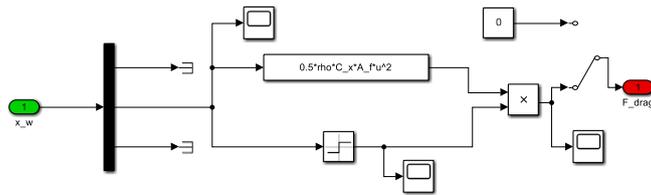


Figura 84: Resistenza aerea

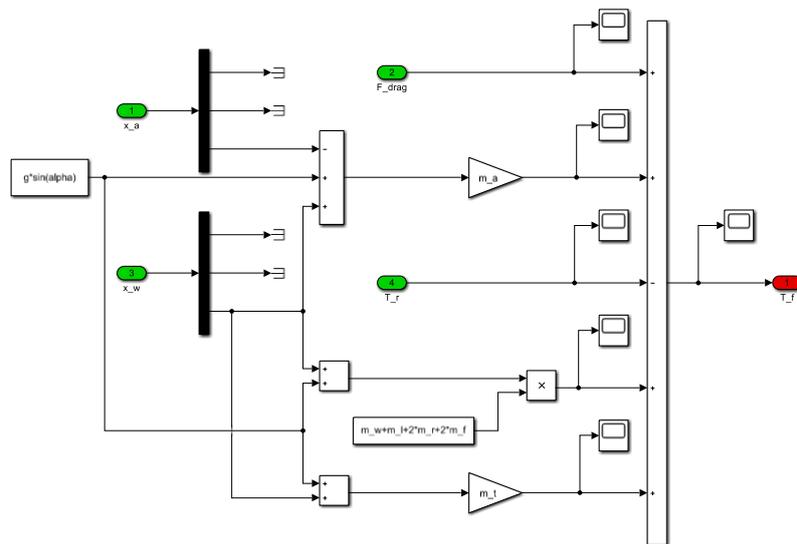


Figura 85: Forze longitudinali

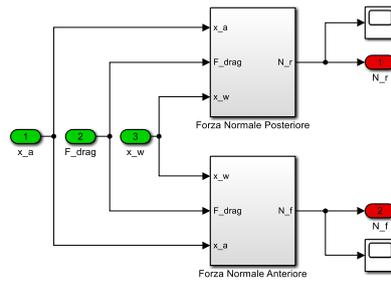


Figura 86: Forze normali

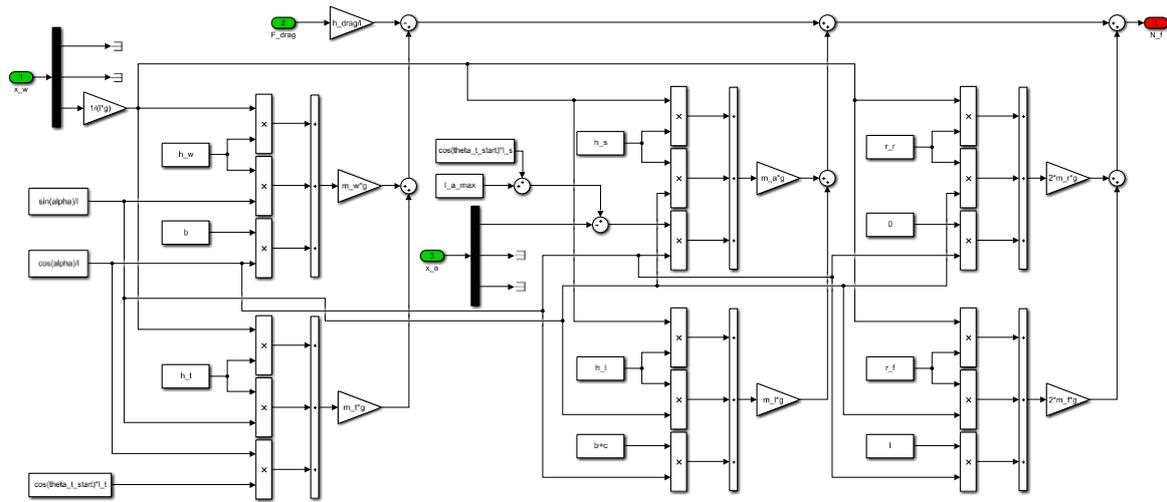


Figura 87: Forza normale anteriore

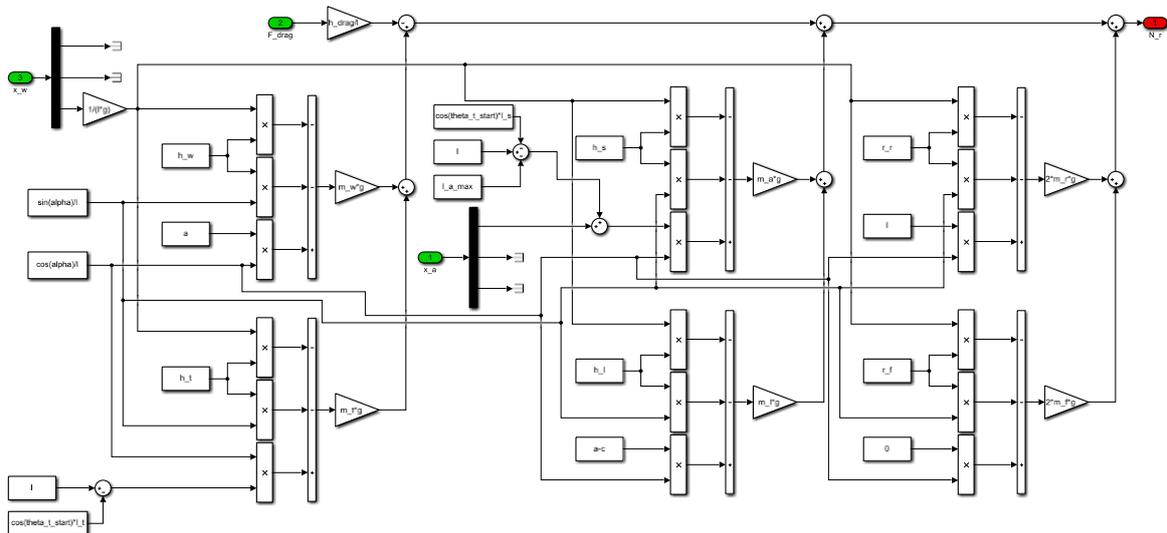


Figura 88: Forza normale posteriore

7.2.5. Modello Simulink® Velocità \dot{x}

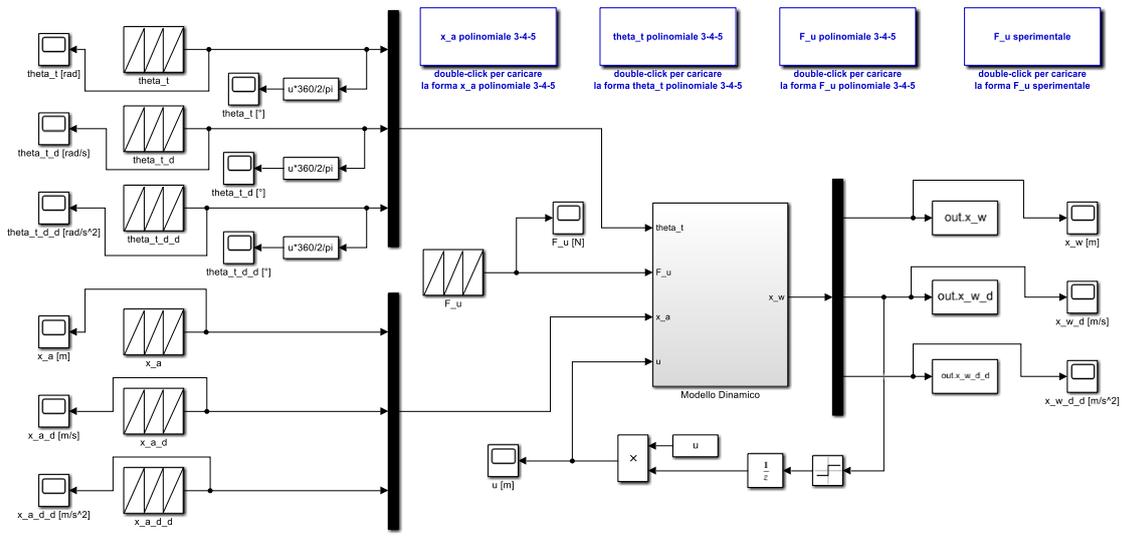


Figura 89: Modello Simulink

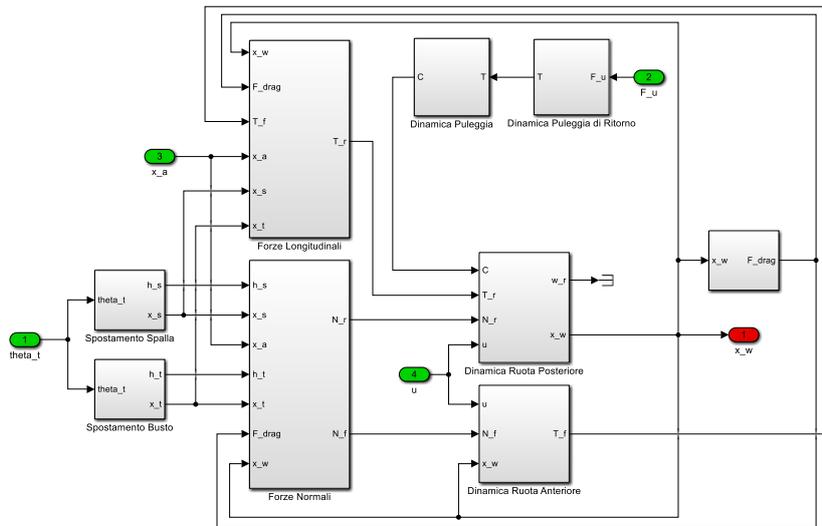


Figura 90: Modello dinamico

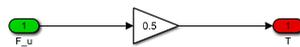


Figura 91: Dinamica puleggia di ritorno

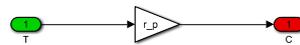


Figura 92: Dinamica puleggia

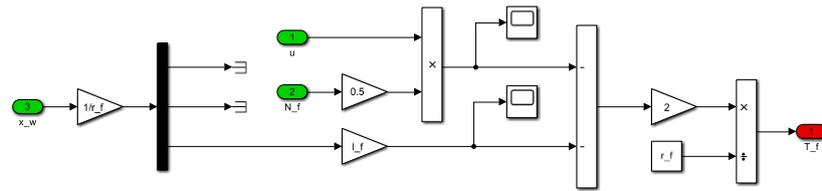


Figura 93: Dinamica ruota anteriore

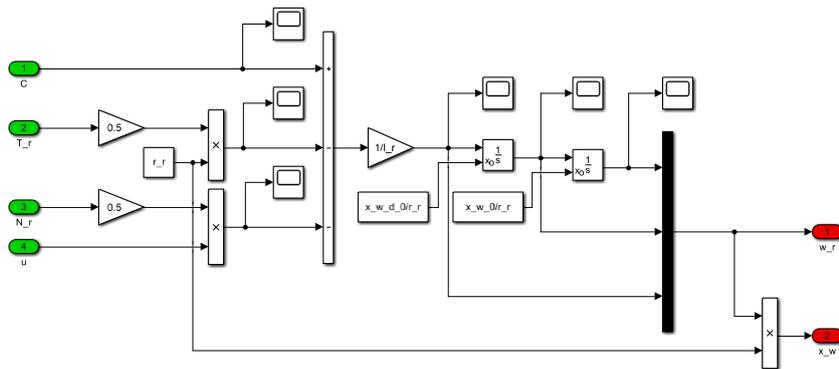


Figura 94: Dinamica ruota posteriore

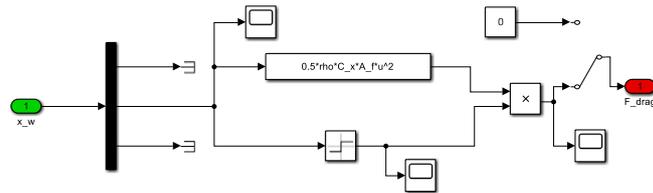


Figura 95: Resistenza aerea

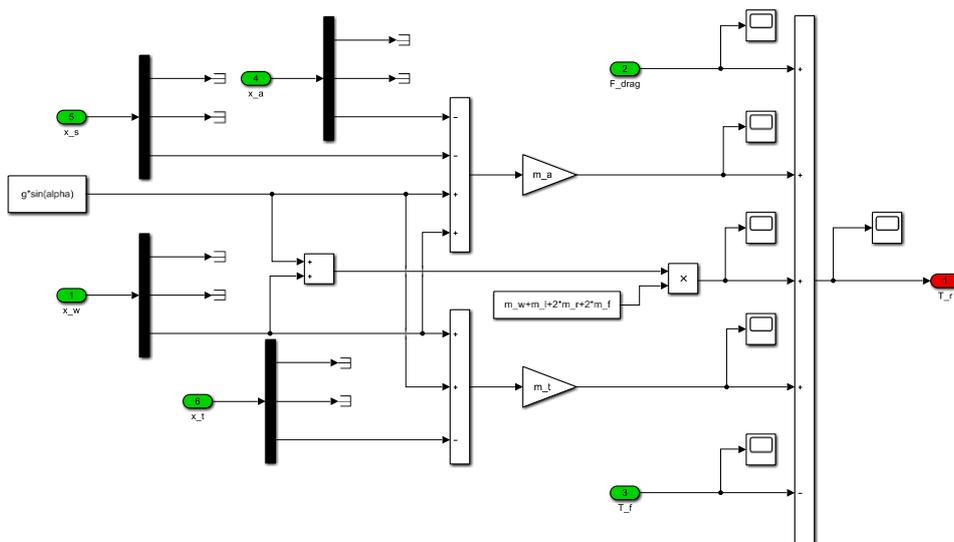


Figura 96: Forze longitudinali

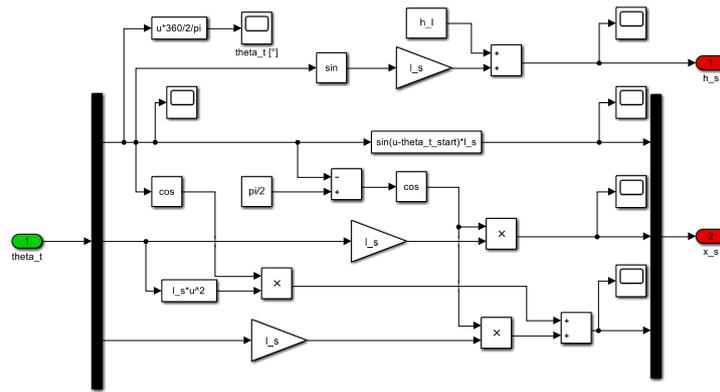


Figura 100: Spostamento spalla

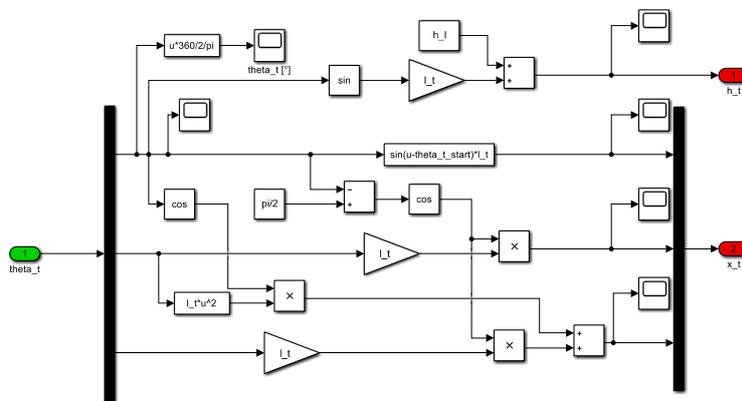


Figura 101: Spostamento busto

7.3. SOLIDWORKS®

7.3.1. Assiemi Principali

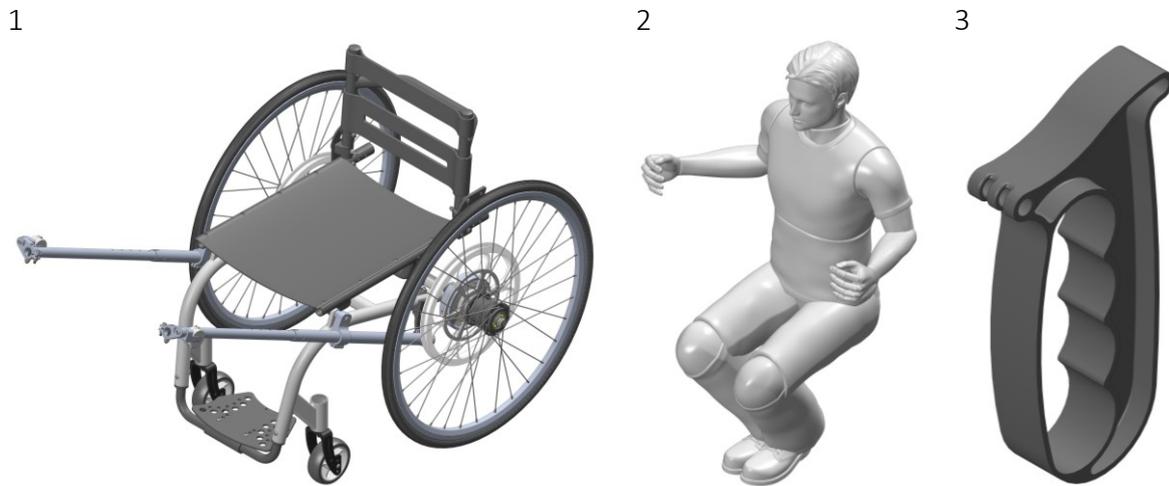


Figura 102: Assiemi Principali

N°	Nome	Tipo	Materiale	Massa (g)	Qtà
1	HANDWHEELCHAIR	SLDASM		17007.74	1
2	M_5TH_MALE_POSEABLE_SITTING	SLDASM		61285.57	1
3	Handle	SLDPRT	ABS Generico*	31.99	2

Densità (kg/m³): 1020*, la versione HANDWHEELCHAIR senza toolbox e cuscinetti ha una massa di 15811.87 g.

Tabella 11: Assieme principali

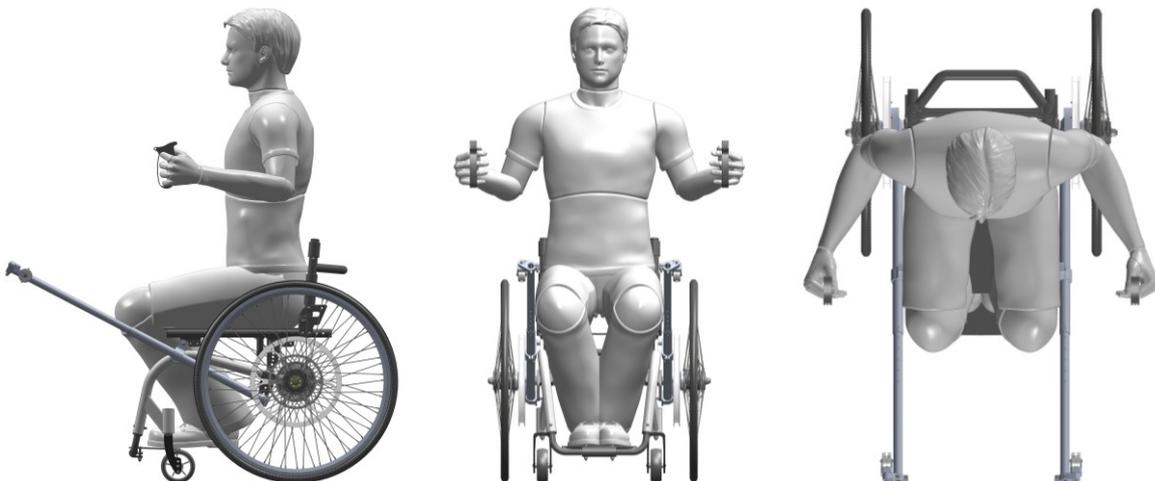


Figura 103: Assieme HANDWHEELCHAIR viste

7.3.2. Assieme HANDWHEELCHAIR

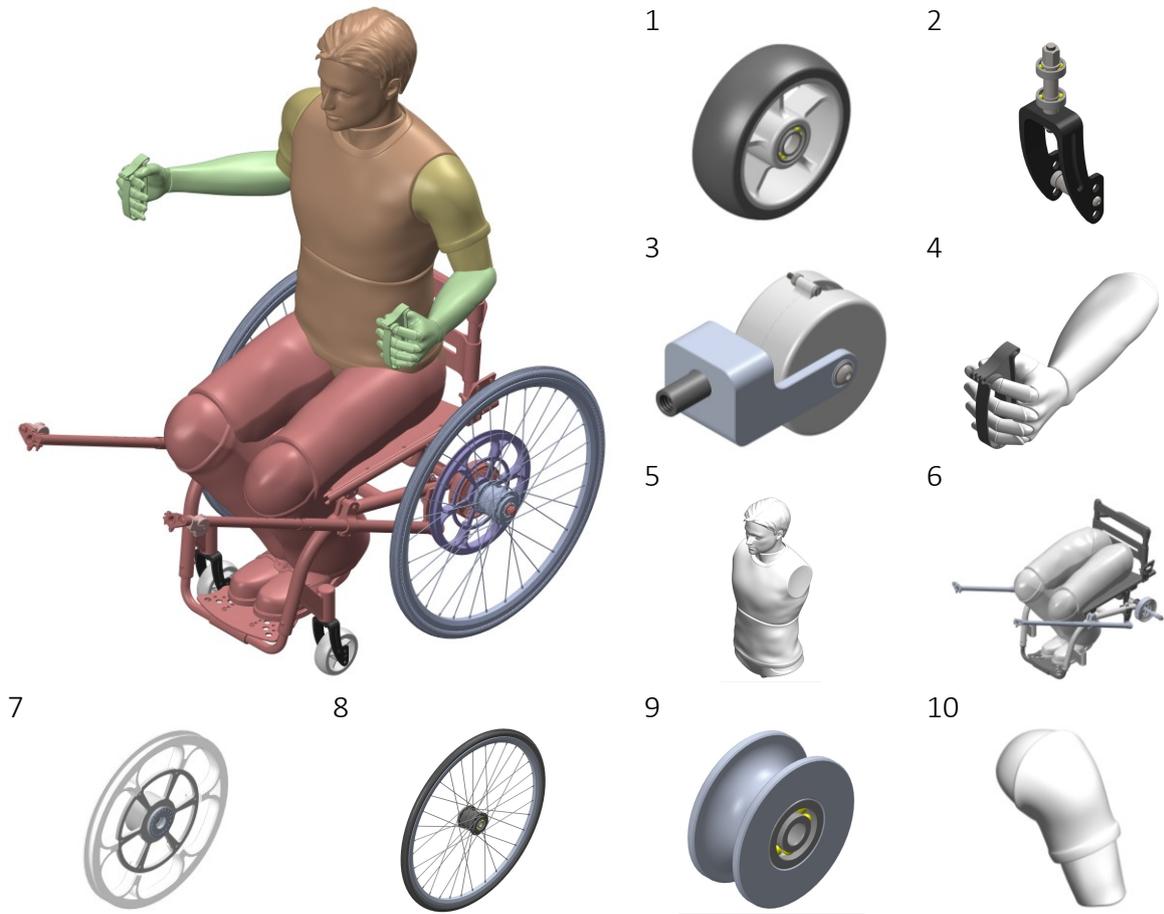


Figura 104: Assieme HANDWHEELCHAIR

N°	Nome	Tipo	Massa (g)	Qtà
	HANDWHEELCHAIR	SLDASM	78357.30	
1	CASTER WHEEL	SLDASM	391.09	2
2	CASTER WHEEL FORK	SLDASM	458.03	2
3	CONNECTOR RETURN PULLEY SUPPORT ROD	SLDASM	53.42	2
4	M 5 TH MALE POSEABLE SITTING FOREARM HANDLE	SLDASM	1552.63	2
5	M 5 TH MALE POSEABLE SITTING TORSO	SLDASM	34246.97	1
6	MAIN FRAME ASSEMBLY	SLDASM	10773.89	1
7	PULLEY	SLDASM	578.58	2
8	REAR WHEEL	SLDASM	1612.03	2
9	RETURN PULLEY	SLDASM	23.78	2
10	M 5 th Male Poseable Sitting Upper Arm	SLDPRT	1806.77	2

La versione HANDWHEELCHAIR senza toolbox e cuscinetti ha una massa di 77161.43 g

Tabella 12: Assieme HANDWHEELCHAIR

7.3.3. Assieme CASTER WHEEL

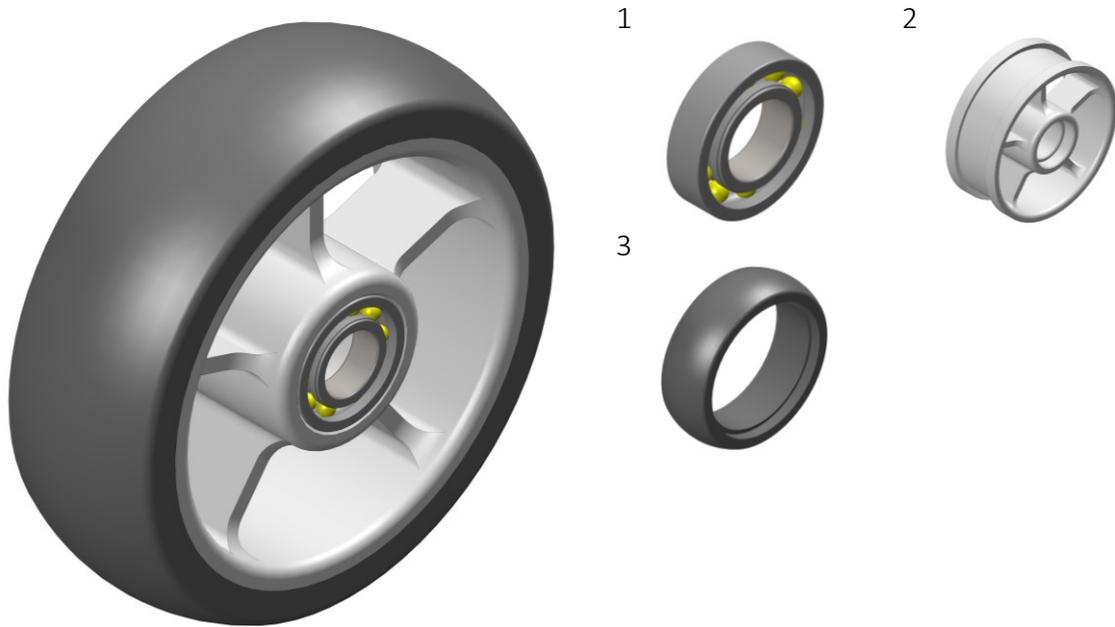


Figura 105: Assieme CASTER WHEEL

N°	Nome	Tipo	Materiale	Massa (g)	Qtà
	CASTER WHEEL	SLDASM		391.09	
1	W 61901 BEARING	SLDASM		10.99	2
2	Caster Wheel Rim	SLDPRT	Acciaio AISI 304*	274.52	1
3	Caster Wheel Tyre	SLDPRT	ABS Generico**	94.59	1

Densità (kg/m³): 8000*, 1020**

Tabella 13: Assieme CASTER WHEEL

7.3.4. Assieme CASTER WHEEL FORK

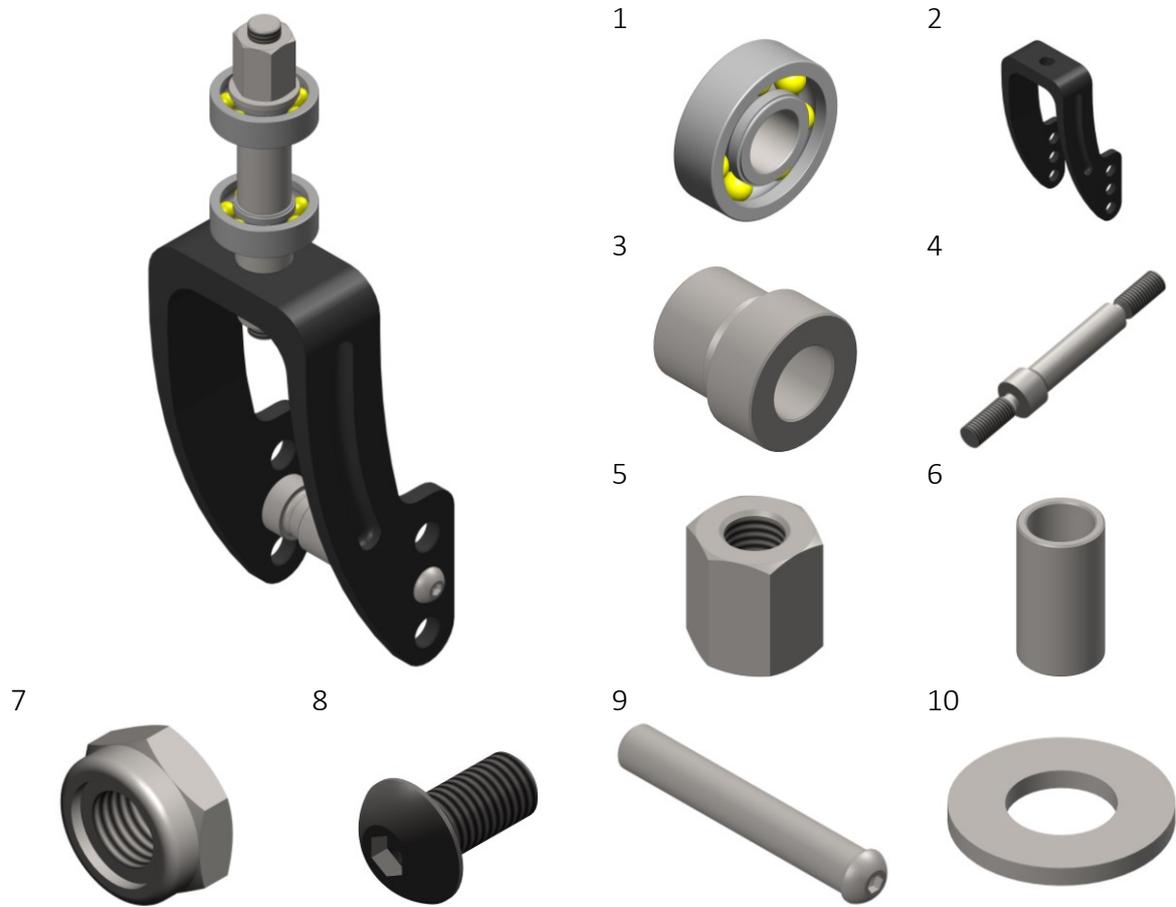


Figura 106: Assieme CASTER WHEEL FORK

N°	Nome	Tipo	Materiale	Massa (g)	Qtà
	CASTER WHEEL FORK	SLDASM		458.03	
1	W 6000 BEARING	SLDASM		18.72	2
2	Caster Wheel Fork	SLDPRT	Acciaio AISI 304*	281.83	1
3	Caster Wheel Pin	SLDPRT	Acciaio AISI 304*	10.46	2
4	Caster Wheel Fork Pin	SLDPRT	Acciaio AISI 304*	51.75	1
5	Caster Wheel Screwed Spacer Sleeve	SLDPRT	Acciaio AISI 304*	13.19	1
6	Caster Wheel Fork Spacer Sleeve Int	SLDPRT	Acciaio AISI 304*	10.35	1
7	ISO 10511 M8 C	SLDPRT	Acciaio AISI 304*	5.21	1
8	ISO 7380 M5 10	SLDPRT	Acciaio AISI 304*	2.56	1
9	Socket Button Head Screw M5 51 Int	SLDPRT	Acciaio AISI 304*	20.26	1
10	Washer ISO 7089 M8	SLDPRT	Acciaio AISI 304*	2.20	2

Densità (kg/m³): 8000*

Tabella 14: Assieme CASTER WHEEL FORK

7.3.5. Assieme CONNECTOR RETURN PULLEY SUPPORT ROD

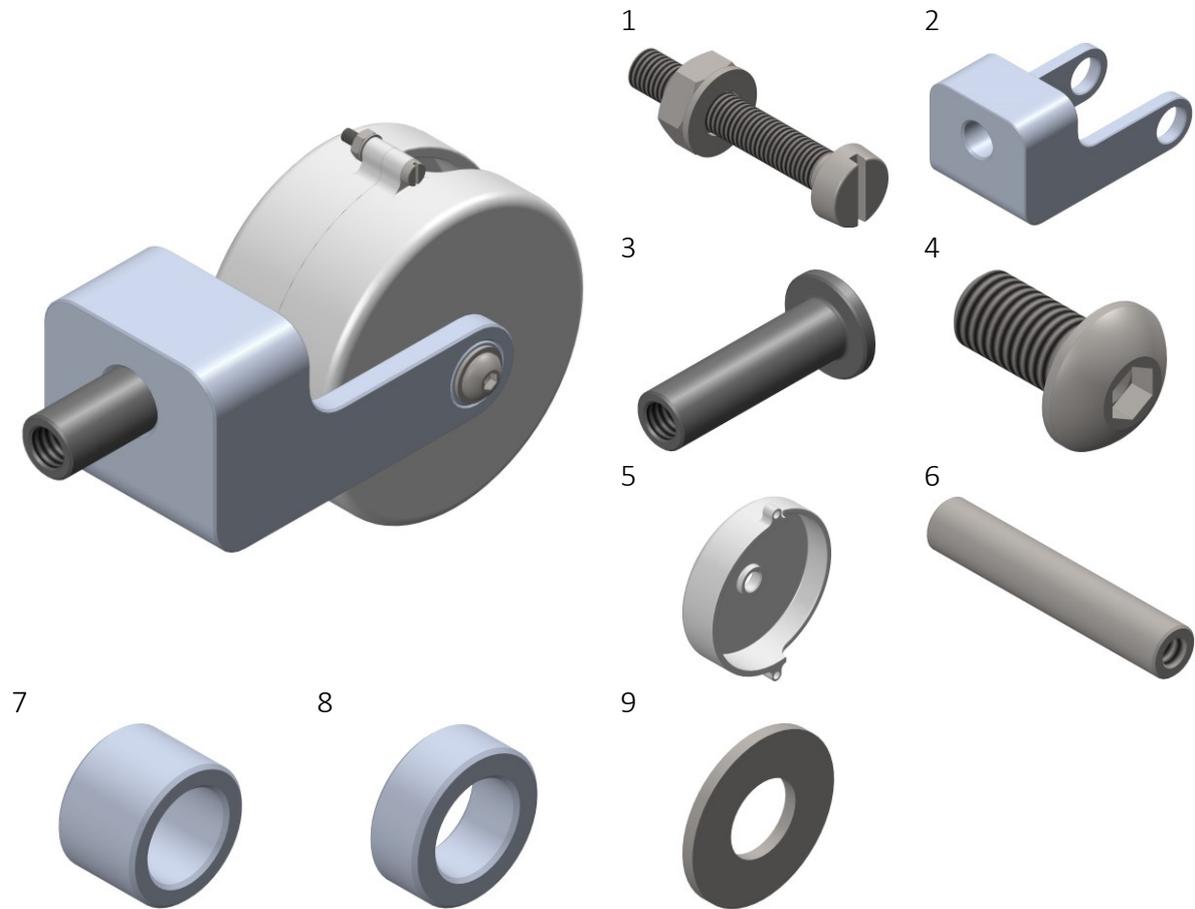


Figura 107: Assieme CONNECTOR RETURN PULLEY SUPPORT ROD

N°	Nome	Tipo	Materiale	Massa (g)	Qtà
	CONNECTOR RETURN PULLEY SUPPORT ROD	SLDASM		53.42	
1	ISO 1207 M1.6 10	SLDASM		0.31	2
2	Connector Return Pulley Support Rod A	SLDPRT	Alluminio Lega 1060*	29.56	1
3	Connector Return Pulley Support Rod B	SLDPRT	Acciaio AISI 304**	10.47	1
4	ISO 7380 M3 06	SLDPRT	Acciaio AISI 304**	0.55	2
5	Return Pulley Cover	SLDPRT	ABS Generico***	3.46	2
6	Return Pulley Pin	SLDPRT	Acciaio AISI 304**	3.70	1
7	Return Pulley Spacer Sleeve 1	SLDPRT	Alluminio Lega 1060*	0.31	1
8	Return Pulley Spacer Sleeve 2	SLDPRT	Alluminio Lega 1060*	0.24	2
9	Washer ISO 7089 M3	SLDPRT	Acciaio AISI 304**	0.12	2

Densità (kg/m³): 2700*, 8000**, 1020***

Tabella 15: Assieme CONNECTOR RETURN PULLEY SUPPORT ROD

7.3.6. Assieme M 5TH MALE POSEABLE SITTING FOREARM HANDLE

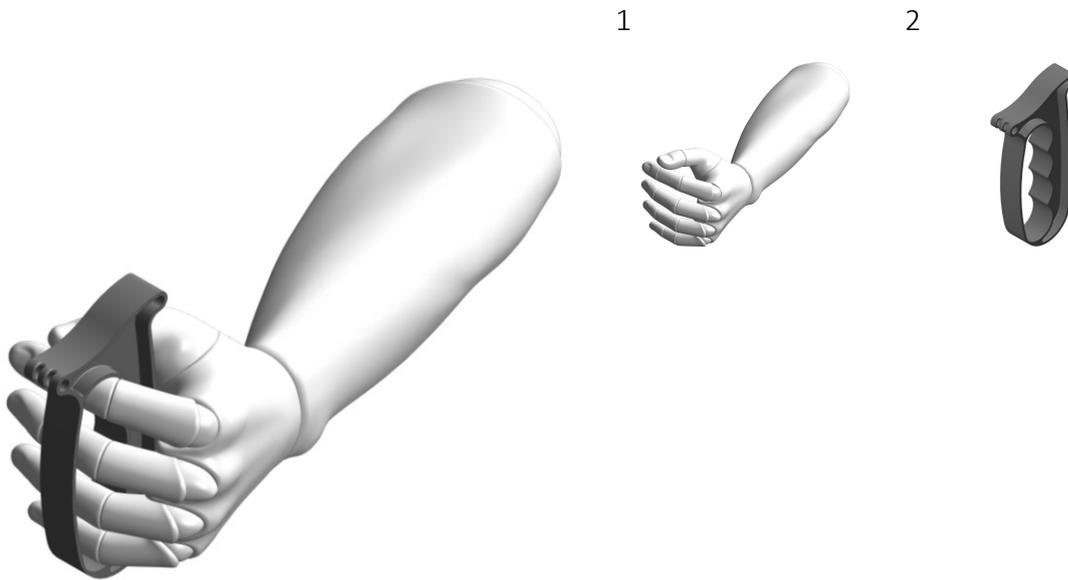


Figura 108: Assieme M 5TH MALE POSEABLE SITTING FOREARM HANDLE

<i>N°</i>	<i>Nome</i>	<i>Tipo</i>	<i>Materiale</i>	<i>Massa (g)</i>	<i>Qtà</i>
	M 5 TH MALE POSEABLE SITTING FOREARM HANDLE	SLDASM		1552.63	
1	M 5 TH MALE POSEABLE SITTING FOREARM	SLDASM		1520.63	1
2	Handle	SLDPRT	ABS Generico*	31.99	1

Densità (kg/m³): 1020*

Tabella 16: Assieme M 5TH MALE POSEABLE SITTING FOREARM HANDLE

7.3.7. Assieme M 5TH MALE POSEABLE SITTING FOREARM

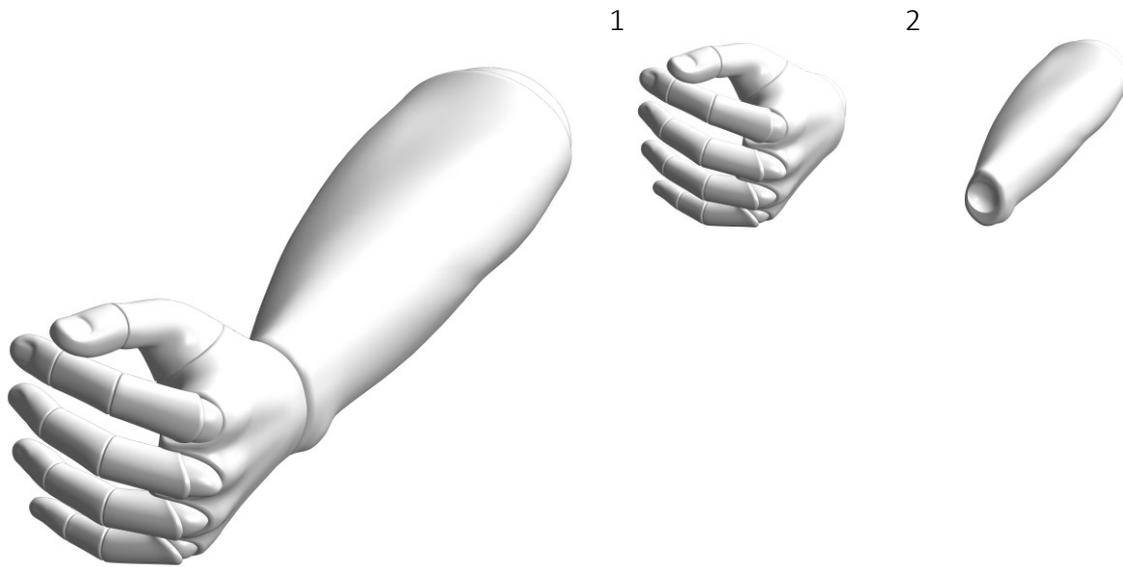


Figura 109: Assieme M 5TH MALE POSEABLE SITTING FOREARM

N°	Nome	Tipo	Materiale	Massa (g)	Qtà
	M 5 TH MALE POSEABLE SITTING FOREARM	SLDASM		1520.63	
1	M 5 TH HAND	SLDASM		376.61	1
2	M 5 th Forearm	SLDPRT		1144.02	1

Tabella 17: Assieme M 5TH MALE POSEABLE SITTING FOREARM

7.3.8. Assieme M 5TH MALE POSEABLE SITTING TORSO

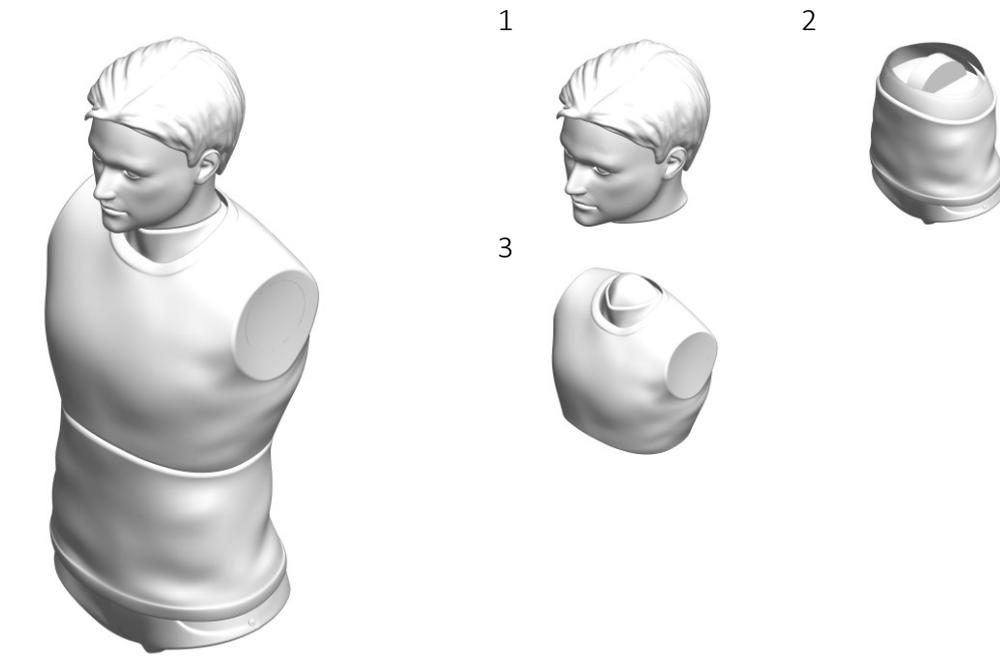


Figura 110: Assieme M 5TH MALE POSEABLE SITTING TORSO

N°	Nome	Tipo	Materiale	Massa (g)	Qtà
	M 5 TH MALE POSEABLE SITTING TORSO	SLDASM		34246.97	
1	M 5 TH HEAD	SLDASM		6238.56	1
2	M 5 th Lower Torso	SLDPRT		12709.98	1
3	M 5 th Upper Torso	SLDPRT		15298.43	1

Tabella 18: Assieme M 5TH MALE POSEABLE SITTING TORSO

7.3.8.1. Assieme M 5TH HEAD

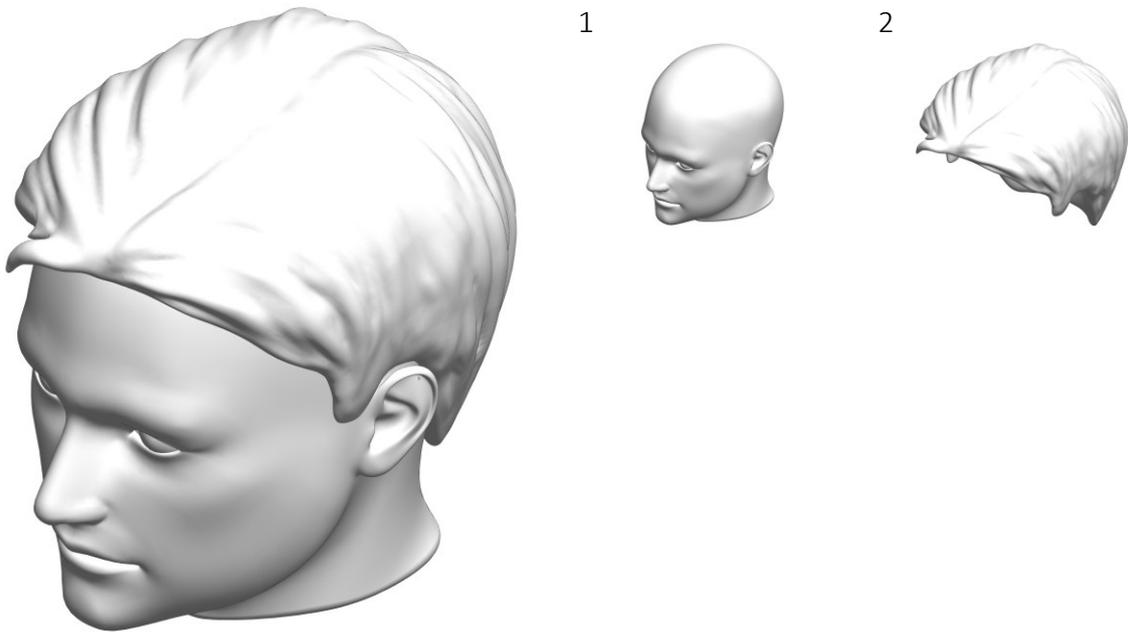


Figura 111: Assieme M 5TH HEAD

N°	Nome	Tipo	Materiale	Massa (g)	Qtà
	M 5 TH HEAD	SLDASM		6238.56	
1	M 5 th Hair	SLDASM		2302.10	1
2	M 5 th Head	SLDPRT		3936.46	1

Tabella 19: Assieme M 5TH HEAD

7.3.9. Assieme MAIN FAME ASSEMBLY

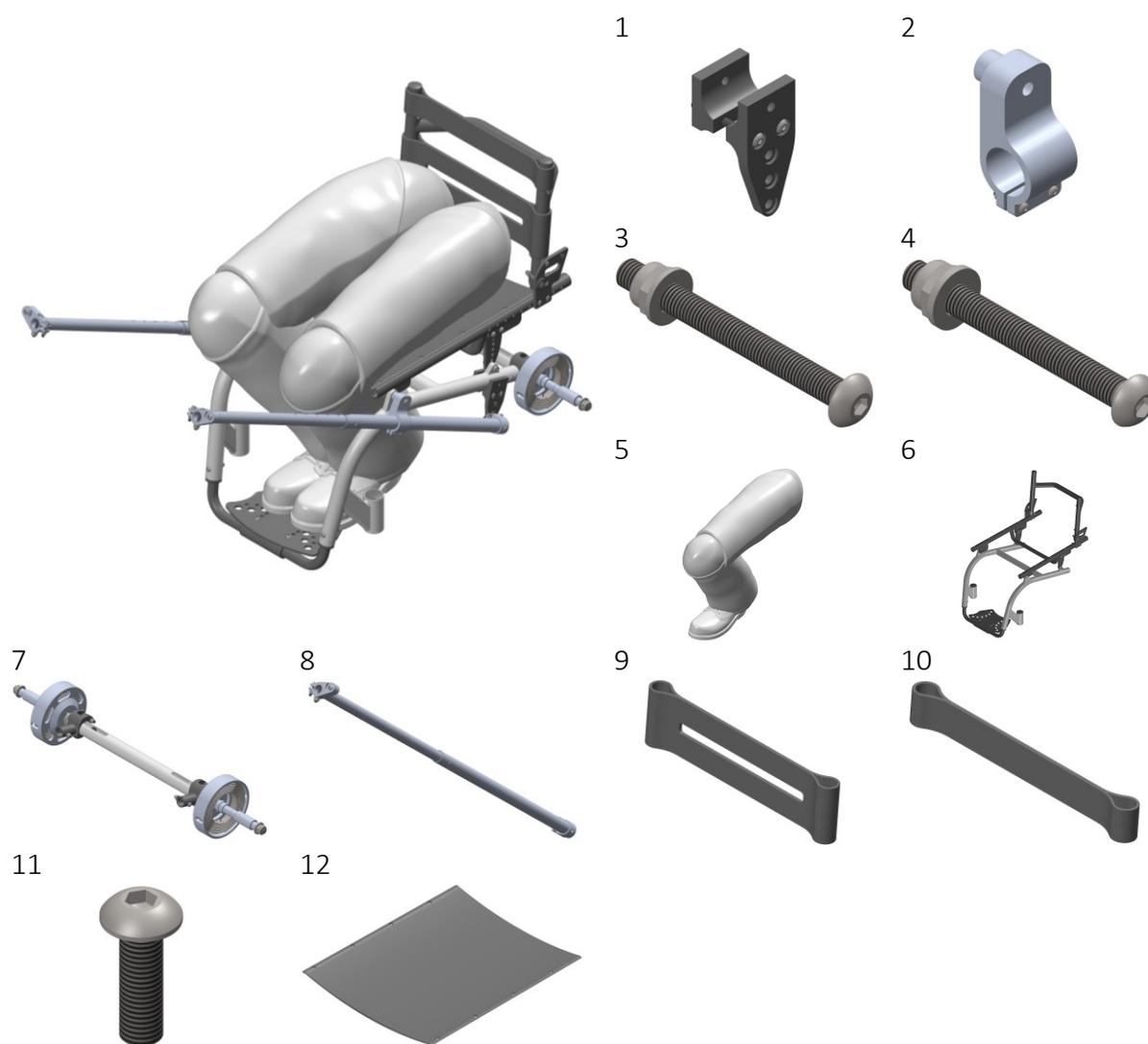


Figura 112: Assieme MAIN FAME ASSEMBLY

N°	Nome	Tipo	Materiale	Massa (g)	Qtà
	MAIN FRAME ASSEMBLY	SLDASM		31157.60	
1	CONNECTOR MAIN FRAME SUPPORT ROD REAR	SLDASM		373.56	2
2	CONNECTOR SUPPORT ROD MAIN FRAME FRONT	SLDASM		87.38	2
3	ISO 7380 M5 51	SLDASM		10.87	2
4	ISO 7380 M6 57	SLDASM		18.15	2
5	M 5 TH MALE POSEABLE SITTING LEG	SLDASM		10192.25	2
6	MAIN FRAME	SLDASM		5192.21	1
7	REAR SHAFT	SLDASM		2773.53	1
8	SUPPORT ROD	SLDASM		404.29	2
9	Back Lower	SLDPRT	Nylon 101*	234.16	1
10	Back Upper	SLDPRT	Nylon 101*	128.57	1
11	ISO 7380 M3 10	SLDPRT	Acciaio AISI 304**	0.78	8
12	Seat	SLDPRT	Nylon 101*	650.68	1

Densità (kg/m³): 1150*, 8000**

Tabella 20: Assieme MAIN FAME ASSEMBLY

7.3.9.1. Assieme CONNECTOR MAIN FRAME SUPPORT ROD REAR

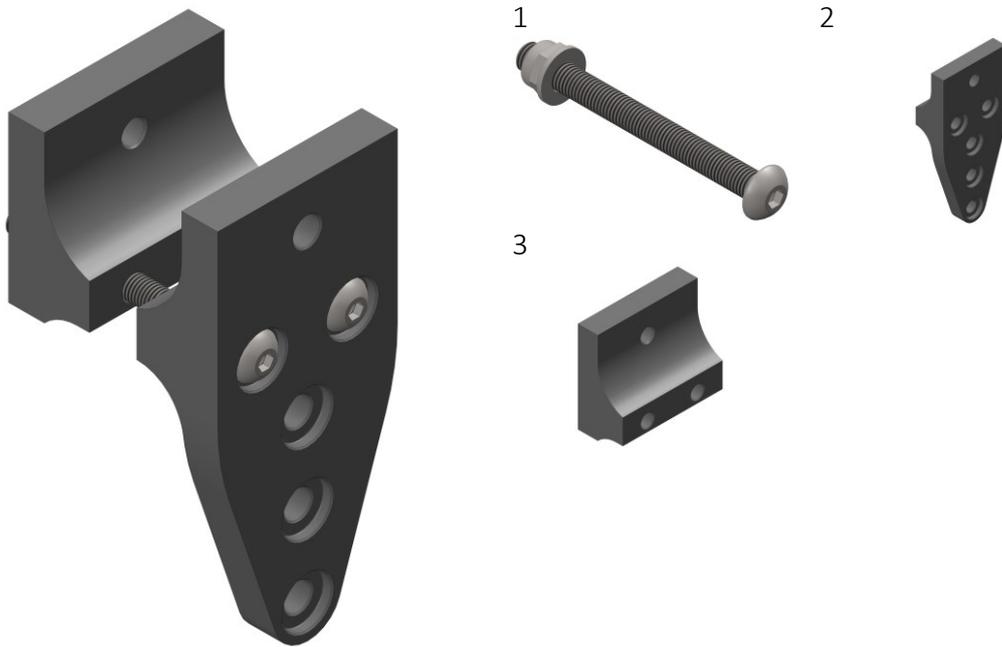


Figura 113: Assieme CONNECTOR MAIN FRAME SUPPORT ROD REAR

N°	Nome	Tipo	Materiale	Massa (g)	Qtà
	CONNECTOR MAIN FRAME SUPPORT ROD REAR	SLDASM		373.56	
1	ISO 7380 M5 53	SLDASM		11.19	2
2	Connector Main Frame Support Rod Rear A	SLDPRT	Acciaio AISI 304*	217.25	1
3	Connector Main Frame Support Rod Rear B	SLDPRT	Acciaio AISI 304*	133.94	1

Densità (kg/m³): 8000*

Tabella 21: Assieme CONNECTOR MAIN FRAME SUPPORT ROD REAR

7.3.9.2. Assieme CONNECTOR SUPPORT ROD MAIN FRAME FRONT

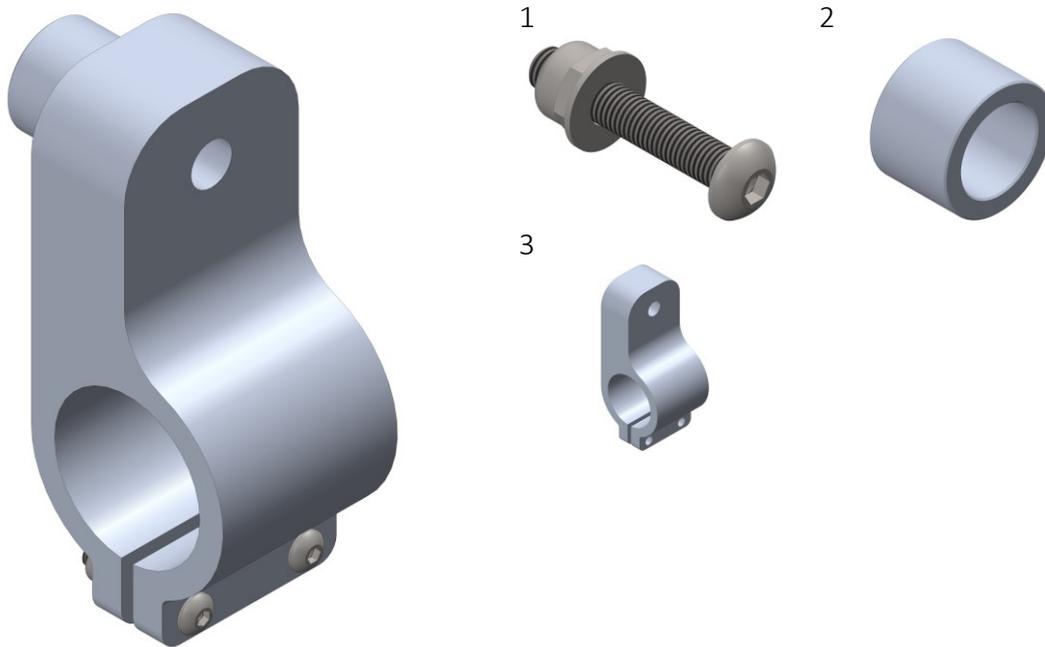


Figura 114: Assieme CONNECTOR SUPPORT ROD MAIN FRAME FRONT

N°	Nome	Tipo	Materiale	Massa (g)	Qtà
	CONNECTOR SUPPORT ROD MAIN FRAME FRONT	SLDASM		87.38	
1	ISO 7380 M3 18	SLDASM		1.91	2
2	Connector Main Frame Support Rod Front	SLDPRT	Alluminio Lega 1060*	3.20	1
3	Connector Support Rod Main Frame Front	SLDPRT	Alluminio Lega 1060*	80.36	1

Densità (kg/m³): 2700*

Tabella 22: Assieme CONNECTOR SUPPORT ROD MAIN FRAME FRONT

7.3.9.3. Assieme M 5TH MALE POSEABLE SITTING LEG

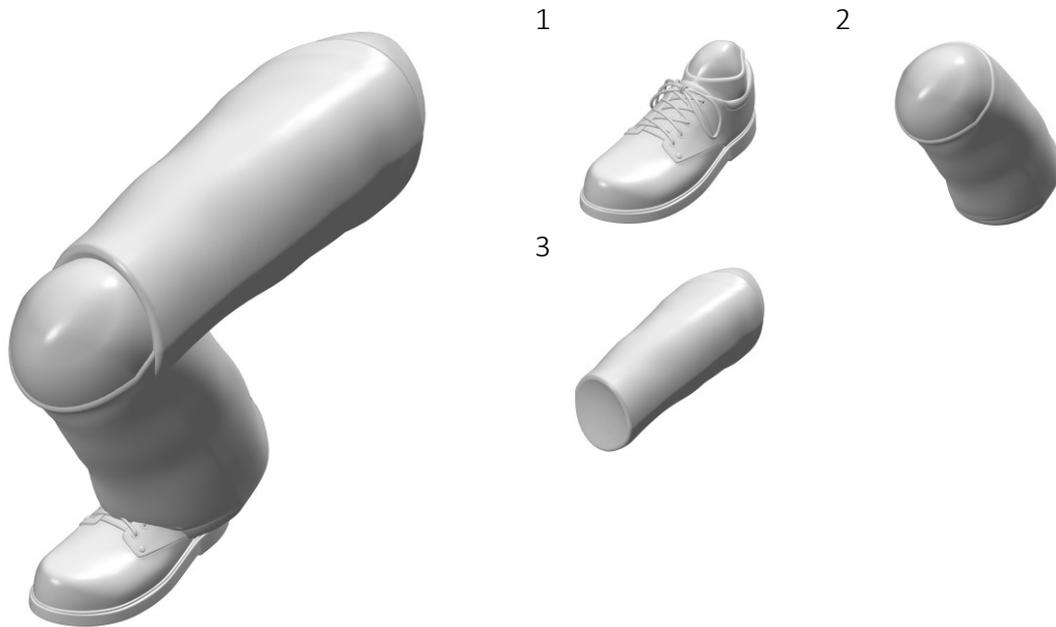


Figura 115: Assieme M 5TH MALE POSEABLE SITTING LEG

N°	Nome	Tipo	Materiale	Massa (g)	Qtà
	M 5 TH MALE POSEABLE SITTING LEG	SLDASM		10192.25	
1	M 5 TH FOOT	SLDASM		863.31	1
2	M 5 th Lower Leg	SLDPRT		2623.65	1
3	M 5 th Upper Leg	SLDPRT		6705.28	1

Tabella 23: Assieme M 5TH MALE POSEABLE SITTING LEG

7.3.9.3.1. Assieme M 5TH FOOT

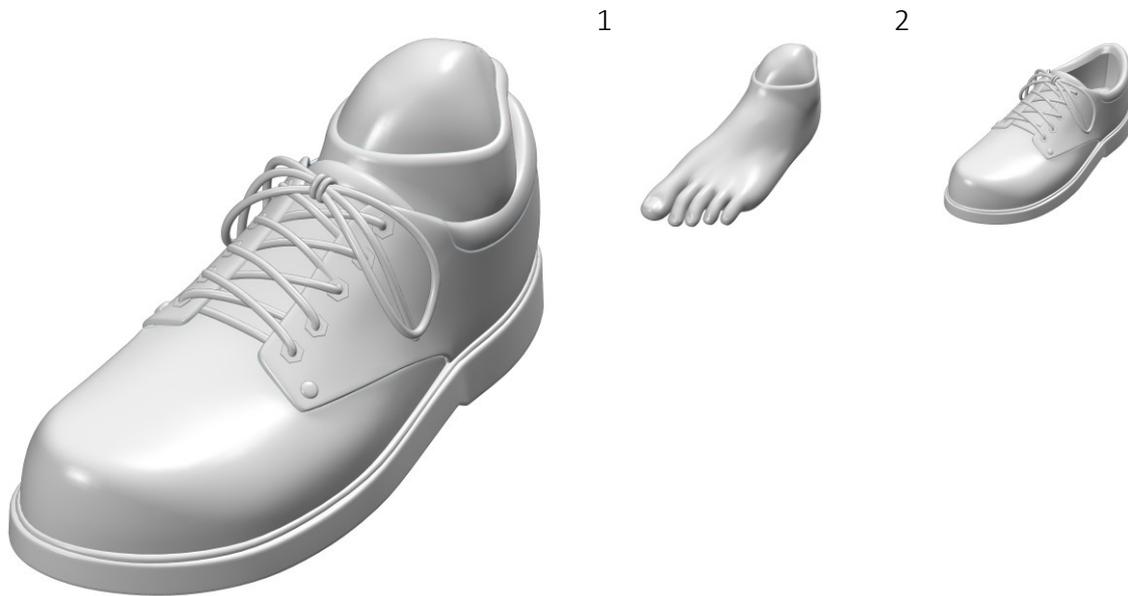
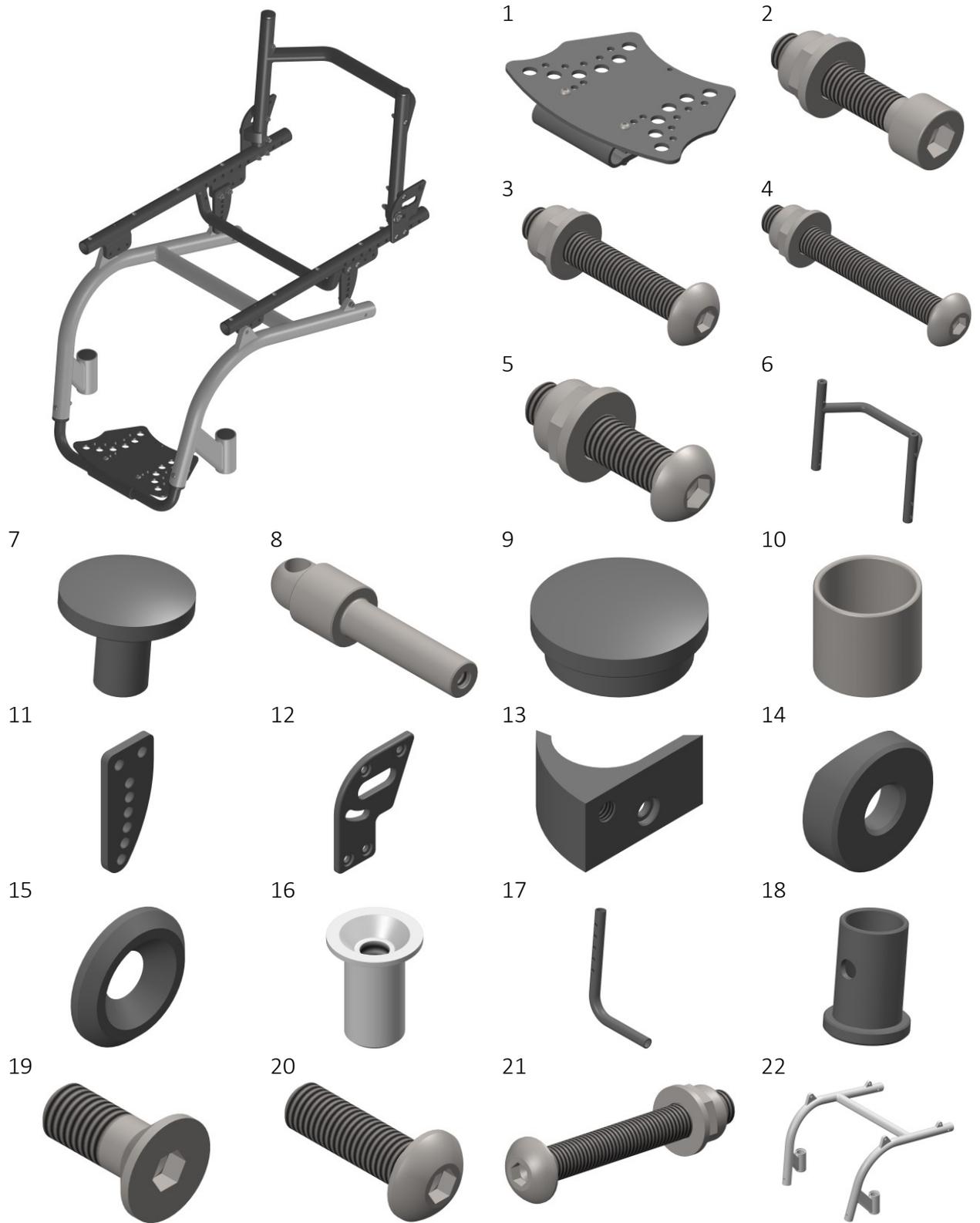


Figura 116: Assieme M 5TH FOOT

N°	Nome	Tipo	Materiale	Massa (g)	Qtà
	M 5 TH FOOT	SLDASM		863.31	
1	M 5 th Foot	SLDPRT		859.44	1
2	M 5 th Shoe	SLDPRT		3.88	1

Tabella 24: Assieme M 5TH FOOT

7.3.9.4. Assieme MAIN FRAME



23



Figura 117: Assieme MAIN FRAME

N°	Nome	Tipo	Materiale	Massa (g)	Qtà
	MAIN FRAME	SLDASM		5192.21	
1	FOOTREST	SLDASM		1102.25	1
2	ISO 4762 M6 27	SLDASM		13.15	2
3	ISO 7380 M5 31	SLDASM		7.73	2
4	ISO 7380 M5 41	SLDASM		9.30	2
5	ISO 7380 M6 25	SLDASM		10.92	4
6	Back Frame	SLDPRT	Alluminio Lega 1060*	100.39	1
7	Back Frame Cap	SLDPRT	ABS Generico**	3.57	2
8	Back Rope Pin	SLDPRT	Acciaio AISI 304***	11.96	2
9	Caster Wheel Cap	SLDPRT	ABS Generico**	5.02	2
10	Caster Wheel Fork Spacer Sleeve Ext	SLDPRT	Acciaio AISI 304***	22.06	2
11	Connector Main Frame Seat Frame	SLDPRT	Acciaio AISI 304***	131.54	2
12	Connector Seat Frame Back Frame A	SLDPRT	Acciaio AISI 304***	190.93	2
13	Connector Seat Frame Back Frame B	SLDPRT	Acciaio AISI 304***	47.68	2
14	Connector Seat Frame Back Frame C	SLDPRT	Acciaio AISI 304***	6.52	2
15	Connector Seat Frame Back Frame Washer	SLDPRT	Acciaio AISI 304***	7.07	2
16	Connector Seat Frame Seat	SLDPRT	Acciaio AISI 304***	1.15	8
17	Footrest Frame	SLDPRT	Alluminio Lega 1060*	86.31	2
18	Footrest Frame Cap	SLDPRT	Alluminio Lega 1060*	16.92	2
19	ISO 10642 M6 15	SLDPRT	Acciaio AISI 304***	4.40	2
20	ISO 7380 M3 10	SLDPRT	Acciaio AISI 304***	0.78	2
21	ISO 7380 M5 38	SLDPRT	Acciaio AISI 304***	6.96	6
22	Main Frame	SLDPRT	Alluminio Lega 1060*	1181.63	1
23	Seat Frame	SLDPRT	Alluminio Lega 1060*	780.00	1

Densità (kg/m³): 2700*, 1020**, 8000***

Tabella 25: Assieme MAIN FRAME

7.3.9.4.1. Assieme FOOTREST

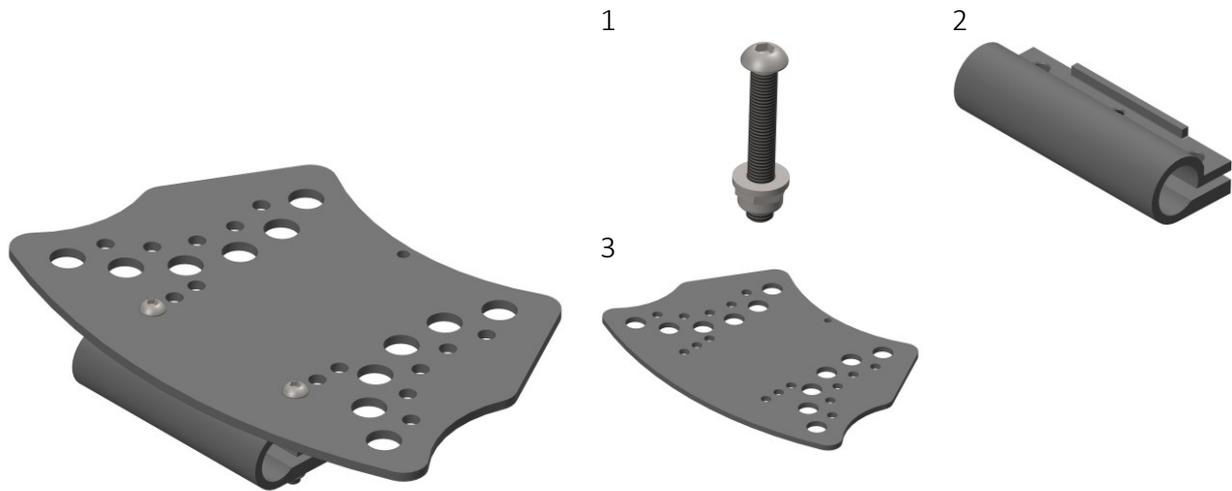


Figura 118: Assieme FOOTREST

<i>N°</i>	<i>Nome</i>	<i>Tipo</i>	<i>Materiale</i>	<i>Massa (g)</i>	<i>Qtà</i>
	FOOTREST	SLDASM		1102.25	
1	ISO 7380 M6 42	SLDASM		14.76	2
2	Connector Footrest Frame	SLDPRT	Acciaio AISI 304*	321.68	1
3	Footrest	SLDPRT	Acciaio AISI 304*	751.04	1

Densità (kg/m³): 8000*

Tabella 26: Assieme FOOTREST

7.3.9.5. Assieme REAR SHAFT

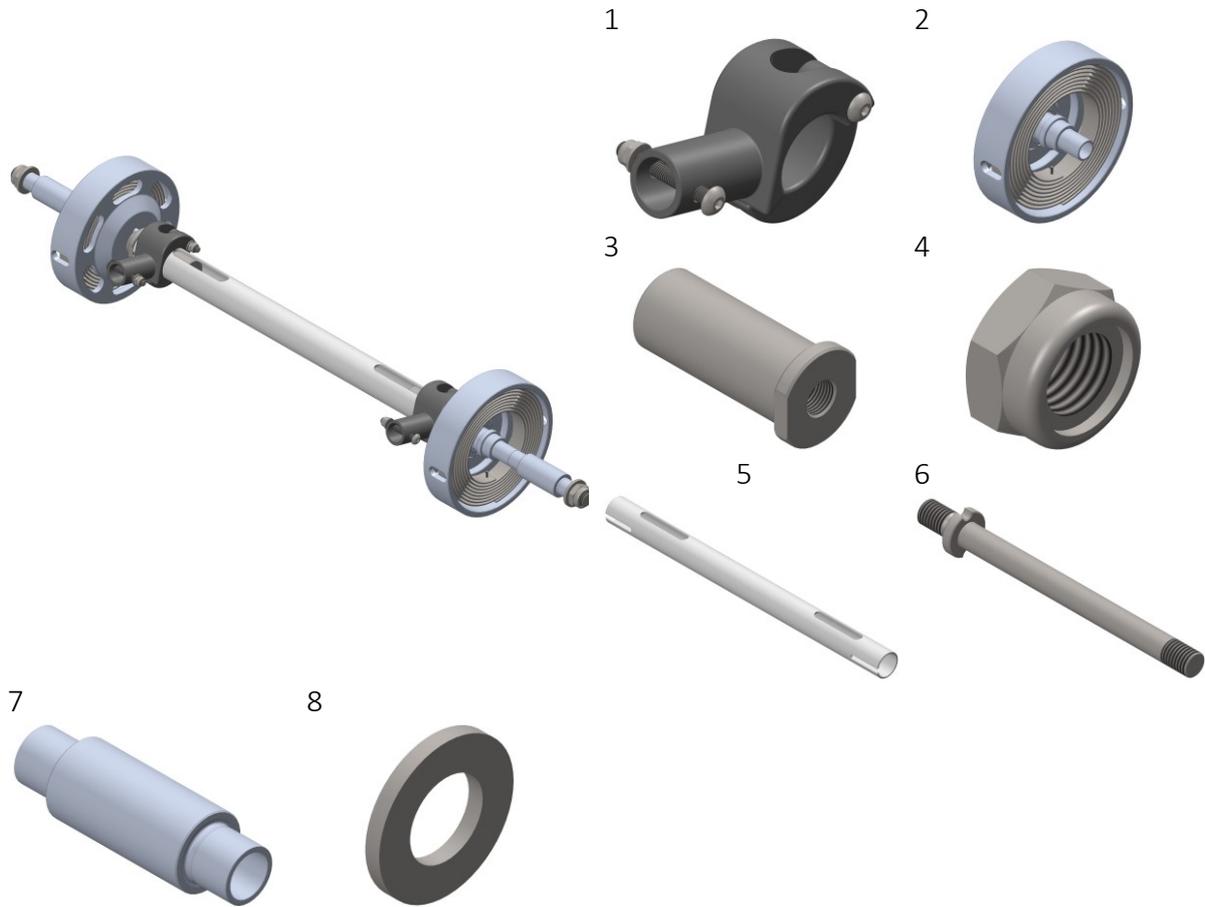


Figura 119: Assieme REAR SHAFT

N°	Nome	Tipo	Materiale	Massa (g)	Qtà
	REAR SHAFT	SLDASM		2773.53	
1	CONNECTOR MAIN FRAME REAR SHAFT	SLDASM		235.73	2
2	SPIRAL SPRING FRAME	SLDASM		517.09	2
3	Connector Rear Pin Rear Shaft	SLDPRT	Acciaio AISI 304*	205.10	2
4	ISO 10511 M12 C	SLDPRT	Acciaio AISI 304*	14.13	2
5	Rear Shaft	SLDPRT	Acciaio AISI 304*	445.64	1
6	Rear Shaft Pin	SLDPRT	Acciaio AISI 304*	154.69	2
7	Rear Wheel Pin	SLDPRT	Alluminio Lega 1060**	30.81	2
8	Washer ISO 7089 M12	SLDPRT	Acciaio AISI 304*	6.39	2

Densità (kg/m³): 8000*, 2700**

Tabella 27: Assieme REAR SHAFT

7.3.9.5.1. Assieme CONNECTOR MAIN FRAME REAR SHAFT

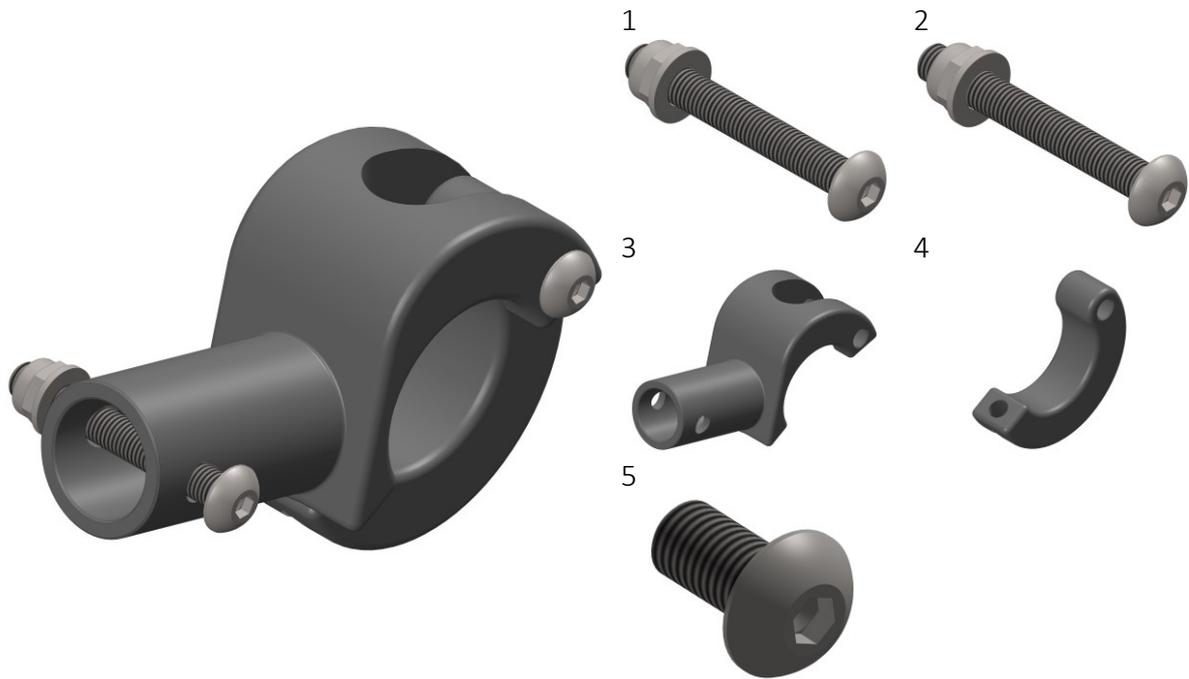


Figura 120: Assieme CONNECTOR MAIN FRAME REAR SHAFT

N°	Nome	Tipo	Materiale	Massa (g)	Qtà
	CONNECTOR MAIN FRAME REAR SHAFT	SLDASM		235.73	
1	ISO 7380 M5 38	SLDASM		8.83	1
2	ISO 7380 M5 39	SLDASM		8.99	1
3	Connector Main Frame Rear Shaft A	SLDPRT	Acciaio AISI 304*	141.51	1
4	Connector Main Frame Rear Shaft B	SLDPRT	Acciaio AISI 304*	73.85	1
5	ISO 7380 M5 10	SLDPRT	Acciaio AISI 304*	2.56	1

Densità (kg/m³): 8000*

Tabella 28: Assieme CONNECTOR MAIN FRAME REAR SHAFT

7.3.9.5.2. Assieme SPIRAL SPRING FRAME

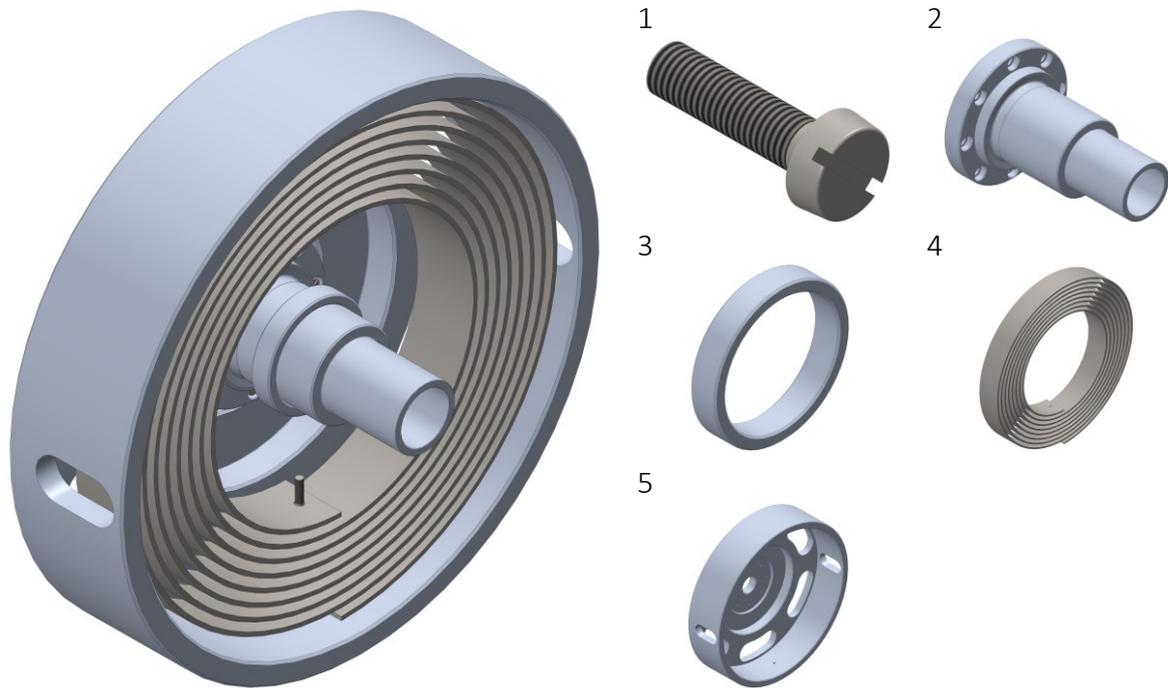


Figura 121: Assieme SPIRAL SPRING FRAME

N°	Nome	Tipo	Materiale	Massa (g)	Qtà
	SPIRAL SPRING FRAME	SLDASM		517.09	
1	ISO 1207 M1.6 6	SLDPRT	Acciaio AISI 304*	0.15	10
2	Pulley Pin	SLDPRT	Alluminio Lega 1060**	28.27	1
3	Pulley Spacer Sleeve Int	SLDPRT	Alluminio Lega 1060**	1.65	1
4	Spiral Spring	SLDPRT	Acciaio AISI 304*	241.28	1
5	Spiral Spring Frame	SLDPRT	Alluminio Lega 1060**	244.38	1

Densità (kg/m³): 8000*, 2700**

Tabella 29: Assieme SPIRAL SPRING FRAME

7.3.9.6. Assieme SUPPORT ROD

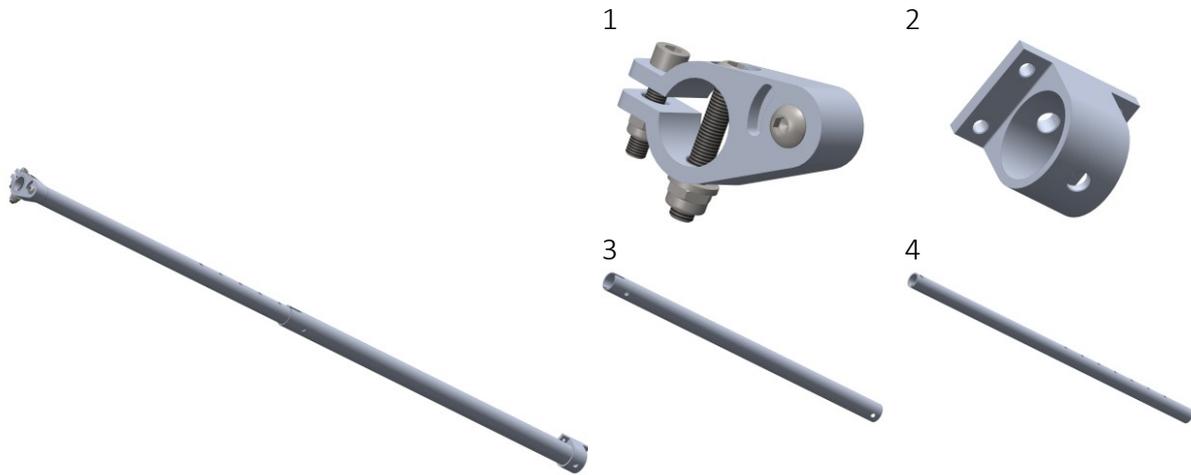


Figura 122: Assieme SUPPORT ROD

N°	Nome	Tipo	Materiale	Massa (g)	Qtà
	SUPPORT ROD	SLDASM		404.29	
1	CONNECTOR SUPPORT ROD RETURN PULLEY	SLDASM		60.23	1
2	Connector Support Rod Frame Rear	SLDPRT	Alluminio Lega 1060*	26.28	1
3	Support Rod Ext	SLDPRT	Alluminio Lega 1060*	154.29	1
4	Support Rod Int	SLDPRT	Alluminio Lega 1060*	163.48	1

Densità (kg/m³): 2700*

Tabella 30: Assieme SUPPORT ROD

7.3.9.6.1. Assieme CONNECTOR SUPPORT ROD RETURN PULLEY

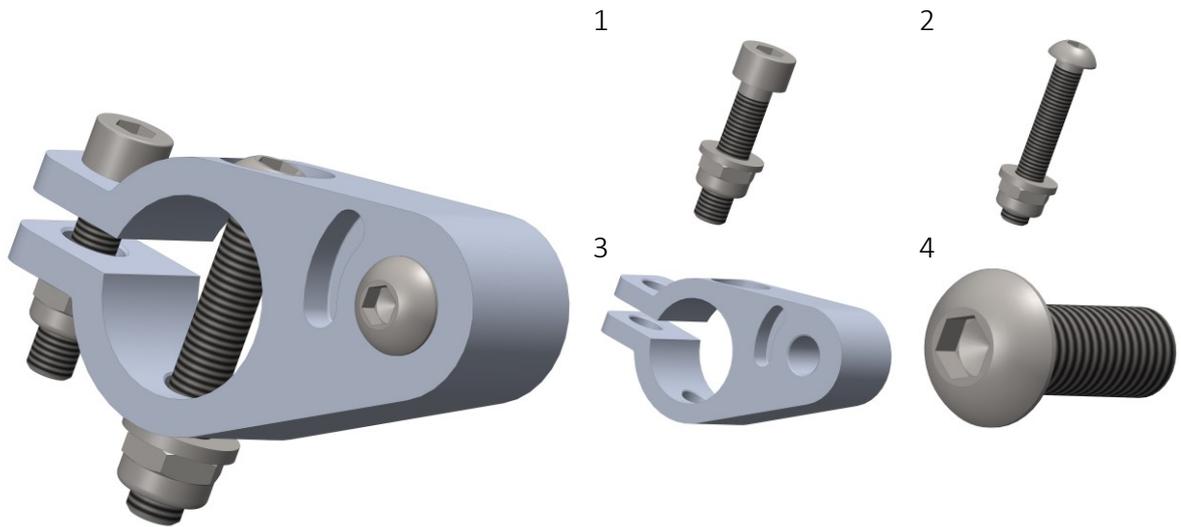


Figura 123: Assieme CONNECTOR SUPPORT ROD RETURN PULLEY

N°	Nome	Tipo	Materiale	Massa (g)	Qtà
	CONNECTOR SUPPORT ROD RETURN PULLEY	SLDASM		60.23	
1	ISO 4762 M5 23	SLDASM		7.41	1
2	ISO 7380 M6 37	SLDASM		13.63	1
3	Connector Support Rod Return Pulley	SLDPRT	Alluminio Lega 1060*	34.22	1
4	ISO 7380 M6 16	SLDPRT	Acciaio AISI 304**	4.96	1

Densità (kg/m³): 2700*, 8000**

Tabella 31: Assieme CONNECTOR SUPPORT ROD RETURN PULLEY

7.3.10. Assieme PULLEY

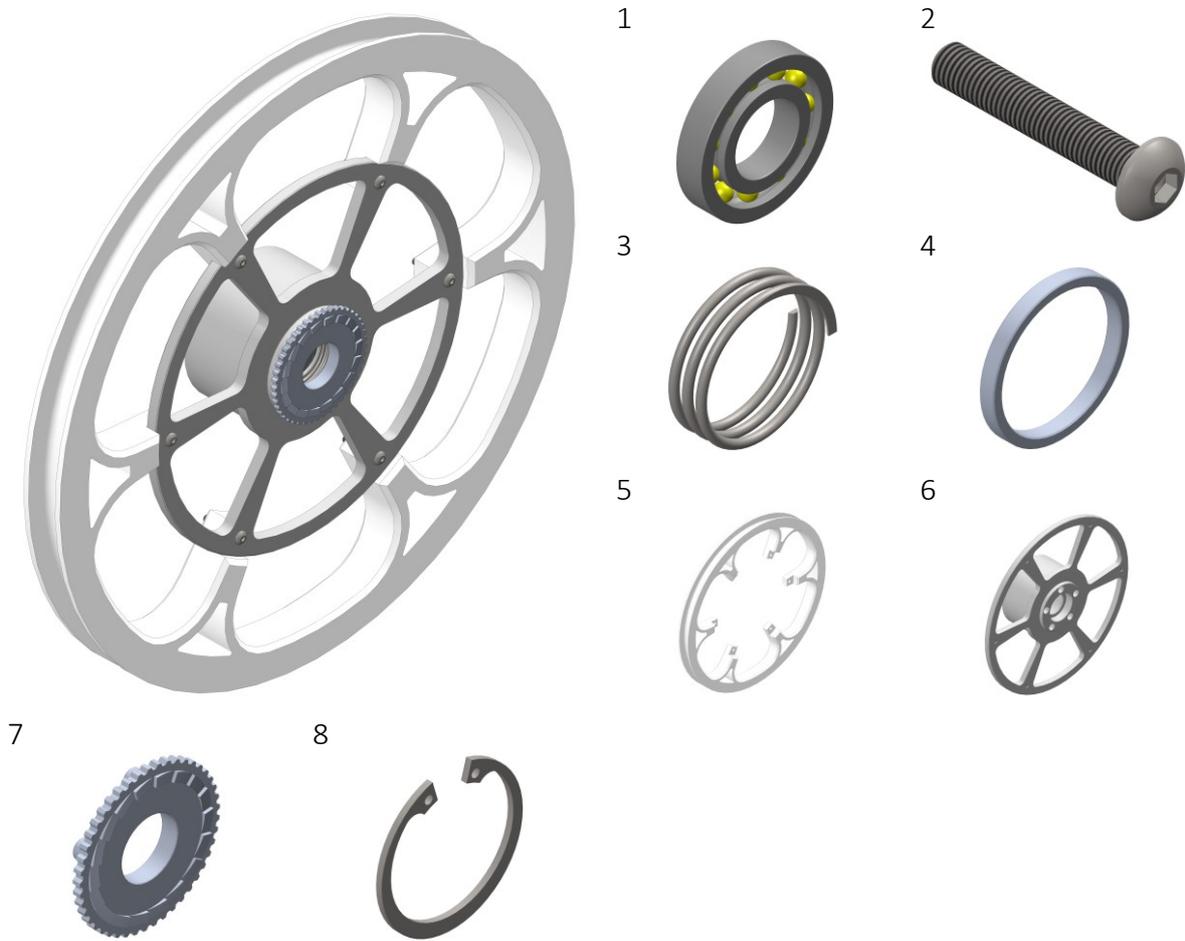


Figura 124: Assieme PULLEY

N°	Nome	Tipo	Materiale	Massa (g)	Qtà
	PULLEY	SLDASM		578.58	
1	16004 BEARING	SLDASM		49.64	2
2	ISO 7380 M3 18	SLDPRT	Acciaio AISI 304*	1.23	6
3	Linear Spring	SLDPRT	Acciaio AISI 304*	2.94	1
4	Pulley Spacer Sleeve Ext	SLDPRT	Alluminio Lega 1060**	4.13	1
5	Pulley Ext	SLDPRT	ABS Generico***	185.34	1
6	Pulley Int	SLDPRT	Alluminio Lega 1060**	261.53	1
7	Ratchet System Int	SLDPRT	Alluminio Lega 1060**	12.32	1
8	Seeger DIN 472 42	SLDPRT	Acciaio AISI 304*	5.66	1

Densità (kg/m³): 8000*, 2700**, 1020***

Tabella 32: Assieme PULLEY

7.3.11. Assieme REAR WHEEL

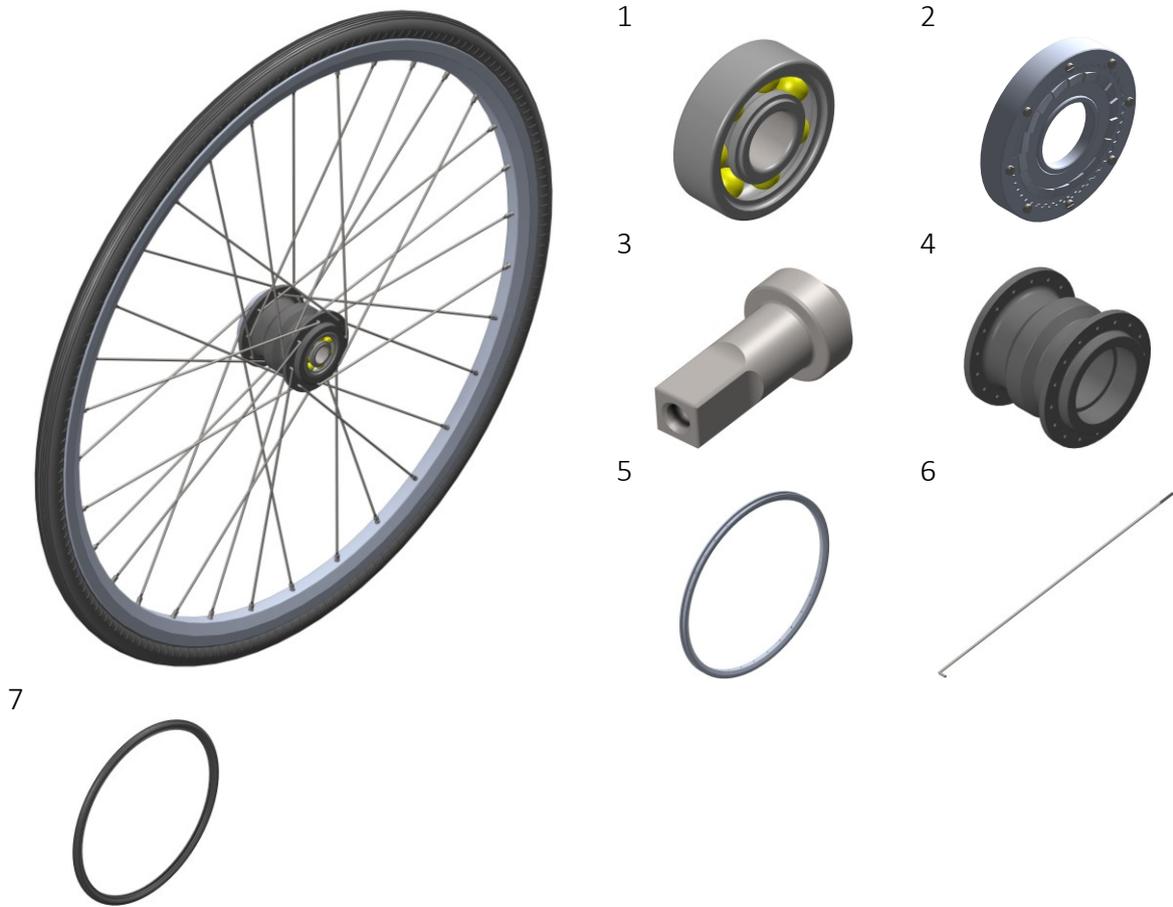


Figura 125: Assieme REAR WHEEL

N°	Nome	Tipo	Materiale	Massa (g)	Qtà
	REAR WHEEL	SLDASM		1612.03	
1	6302 2RSL BEARING	SLDASM		80.78	2
2	RATCHET SYSTEM EXT	SLDASM		29.13	1
3	Nipple	SLDPRT	Acciaio AISI 304*	1.12	32
4	Rear Wheel Hub	SLDPRT	Alluminio Lega 1060**	263.57	1
5	Rear Wheel Rim	SLDPRT	Alluminio Lega 1060**	645.90	1
6	Rear Wheel Spoke	SLDPRT	Acciaio AISI 304*	6.88	32
7	Rear Wheel Tyre	SLDPRT	Gomma Naturale***	255.90	1

Densità (kg/m³): 8000*, 2700**, 960***

Tabella 33: Assieme REAR WHEEL

7.3.11.1. Assieme RATCHET SYSTEM EXT

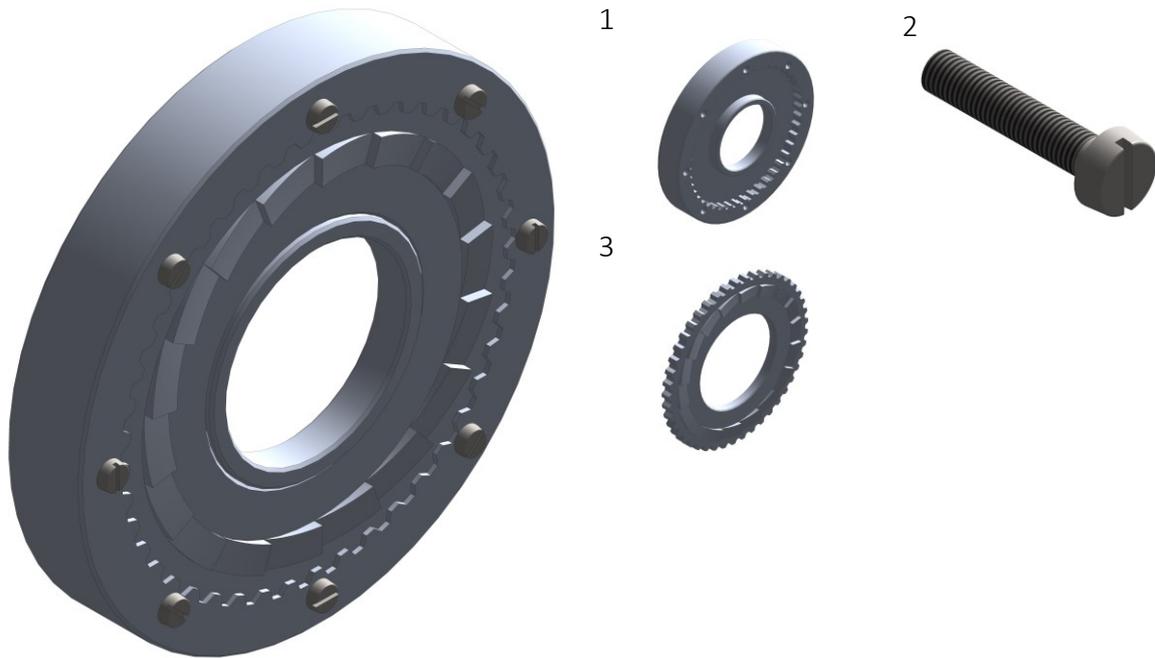


Figura 126: Assieme RATCHET SYSTEM EXT

N°	Nome	Tipo	Materiale	Massa (g)	Qtà
	RATCHET SYSTEM EXT	SLDASM		29.13	
1	Connector Rear Wheel Hub Ratchet System Ext	SLDPRT	Alluminio Lega 1060*	19.06	1
2	ISO 1207 M1.6 8	SLDPRT	Acciaio AISI 304**	0.18	8
3	Ratchet System Ext	SLDPRT	Alluminio Lega 1060*	8.6	1

Densità (kg/m³): 2700*, 8000**

Tabella 34: Assieme RATCHET SYSTEM EXT

7.3.12. Assieme RETURN PULLEY

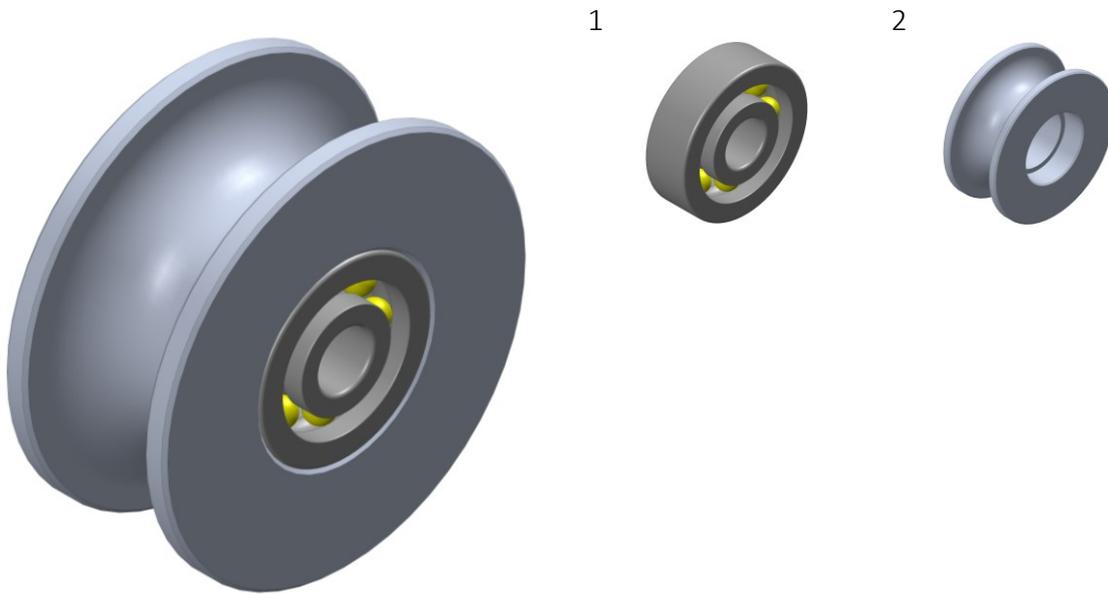


Figura 127: Assieme RETURN PULLEY

N°	Nome	Tipo	Materiale	Massa (g)	Qtà
	RETURN PULLEY	SLDASM		23.78	
1	625 BEARING	SLDASM		5.32	2
2	Return Pulley	SLDPRT	Alluminio Lega 1060*	13.14	1

Densità (kg/m³): 2700*

Tabella 35: Assieme RETURN PULLEY

7.3.13. Confronto con Handwheelchair.q



Figura 128: Confronto Handwheelchair.q vista isometrica



Figura 129: Confronto Handwheelchair.q vista laterale

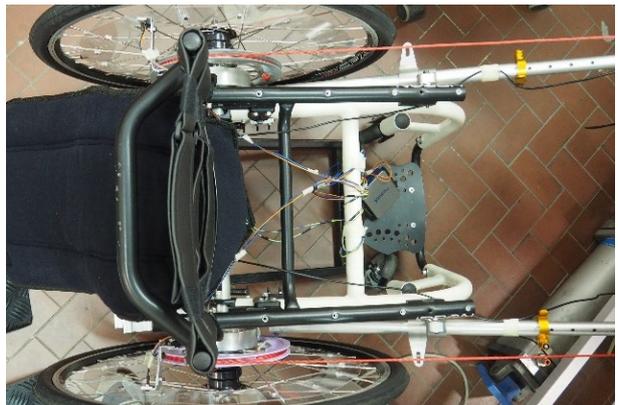
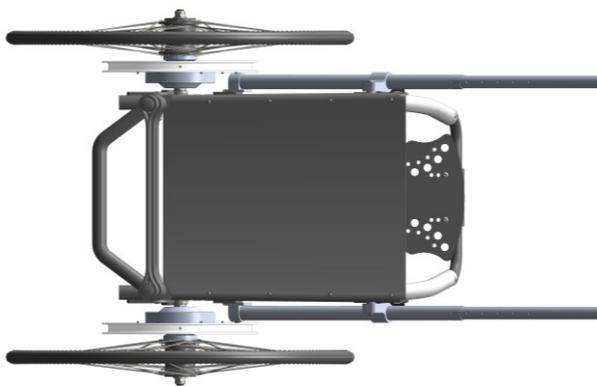


Figura 130: Confronto Handwheelchair.q vista dall'alto



Figura 131: Confronto Handwheelchair.q vista frontale



Figura 132: Confronto Handwheelchair.q PULLEY



Figura 133: Confronto Handwheelchair.q REAR SHAFT

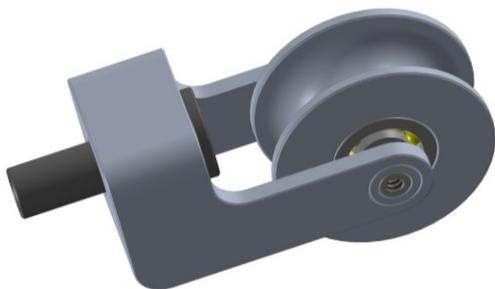


Figura 134: Confronto Handwheelchair.q RETURN PULLEY



Figura 135: Confronto Handwheelchair.q FOOTREST



Figura 136: Confronto Handwheelchair.q SUPPORT ROD



Figura 137: Confronto Handwheelchair.q CONNECTOR RETURN PULLEY SUPPORT ROD



Figura 138: Confronto Handwheelchair.q BACK FRAME

Capitolo 8

Bibliografia

- [1] www.wheelchairfoundation.org/programs/from-the-heart-schools-program/materials-and-supplies/analysis-of-wheelchair-need, *disponibile al 2021/04/01*
- [2] Quaglia G., Bonisoli E., Cavallone P., “A proposal of alternative propulsion system for manual wheelchair”, *International Journal of Mechanics and Control*, 19 (1), 2018, pp. 33-38
- [3] Quaglia G., Bonisoli E., Cavallone P., “Handwheelchair.q: an innovative manual wheelchair”, *Advances in Italian Mechanism Science*, 2019, pp. 370-378
- [4] Van der Woude L.H.V., Veeger H.E.J., Dallmeijer A.J., Janssen T.W.J., Rozendaal L.A., “Biomechanics and physiology in active manual wheelchair propulsion”, *Medical Engineering and Physics*, 23 (10), 2001, pp. 713-733
- [5] Ferrero G., Mijno E., Actis M. V., Zampa A., Ratto N., Arpaia A., Massè A., “Risk factors for shoulder pain in patients with spinal cord injury: a multicentre study”, *Musculoskelet surg*, 99 (1), 2015, pp. S53-S56.
- [6] Jayaraman C., Moon Y., Rice I. M., Wecksler E. T. H., Beck C. L., Sosnoff J. J., “Shoulder pain and cycle to cycle kinematic spatial variability during recovery phase in manual wheelchair users: a pilot investigation”, *PLZaoS ONE*, 9 (3): e89794, 2014.
- [7] www.tomshw.it/altro/handwheelchair-q-linnovativa-carrozzina-per-disabili-del-politecnico-di-torino, *disponibile al 2021/04/01*
- [8] Quaglia G., Bonisoli E., Cavallone P., “The design of a new manual wheelchair for sport”, *Machines*, 2019, Vol.7 (2), p. 31
- [9] www.ni.com/pdf/manuals/374369a, *disponibile al 2021/04/01*
- [10] Paul L., Coe Jr. “Aerodynamic characteristics of wheelchairs”, *NASA Technical Memorandum 80191*, 1979

- [11] Veeger D., Van der Woude L.H., Rozendal R.H., “The effect of rear wheel camber in manual wheelchair propulsion”, *Journal of Rehabilitation Research and Development*, 26 (2), 1989, pp. 37–46
- [12] Agarwal S., Gautam S., “Analysis and optimization of lever propelled wheelchair”, *2014 Innovative Applications of Computational Intelligence on Power, Energy and Controls with their impact on Humanity (CIPECH)*, 2014, pp. 433-440
- [13] Sauret C., Bascou J., De Saint Rémy N., Pillet H., Vaslin P., Lavaste F., “Assessment of field rolling resistance of manual wheelchairs”, *Journal of Rehabilitation Research and Development*, 49 (1), 2012, pp. 63–74

Capitolo 9

Ringraziamenti

Colgo l'occasione per ringraziare i miei relatori, senza i quali non sarebbe stato possibile questo lavoro di tesi. Il loro brevetto *Handwheelchair.q* e i loro articoli incentrati su di esso rappresentano il cuore di questa trattazione.

In primis desidero ringraziare il Prof. Giuseppe Quaglia per aver riposto fiducia nei miei confronti accettando la mia richiesta di collaborare con lui sul progetto dell'*Handwheelchair.q*. Non dimenticherò mai la professionalità e il rigore metodologico, uniti ad una gentilezza e disponibilità non comuni, con il quale ha condotto il corso di *Meccanica delle Macchine Automatiche* nell'anno accademico 2019/2020, qualità che mi hanno spinto a domandare la presenza di eventuali proposte di tesi.

Un sentito ringraziamento va sicuramente elargito al Prof. Elvio Bonisoli: senza i suoi consigli e il suo *modus operandi* questo lavoro di tesi avrebbe indubbiamente avuto esiti inferiori. In questi cinque anni al Politecnico di Torino non ho mai incontrato una persona con una conoscenza così ampia nei software *MATLAB*[®] e *SOLIDWORKS*[®] ed in generale una preparazione così specifica in diversi ambiti della meccanica. In particolare, senza il suo contributo la parte di modellazione in ambiente *SOLIDWORKS*[®] non avrebbe raggiunto tale livello di dettaglio.

Un ultimo ringraziamento lo devo a Paride Cavallone. In questo anno di tesi mi ha supportato e sopportato continuamente, dandomi consigli e motivandomi quando i risultati ottenuti non erano quelli attesi. Desidero ringraziarlo per tutti i confronti costruttivi, per la disponibilità ad organizzare incontri telematici e in laboratorio dal primo all'ultimo momento, per gli innumerevoli spunti forniti e per la pazienza con la quale mi è stato a fianco durante questo progetto. Gli sono quindi riconoscente per avermi dato la possibilità di approfondire le mie conoscenze sulla meccanica ed in particolare su alcuni aspetti della disabilità che mi erano sconosciuti.

