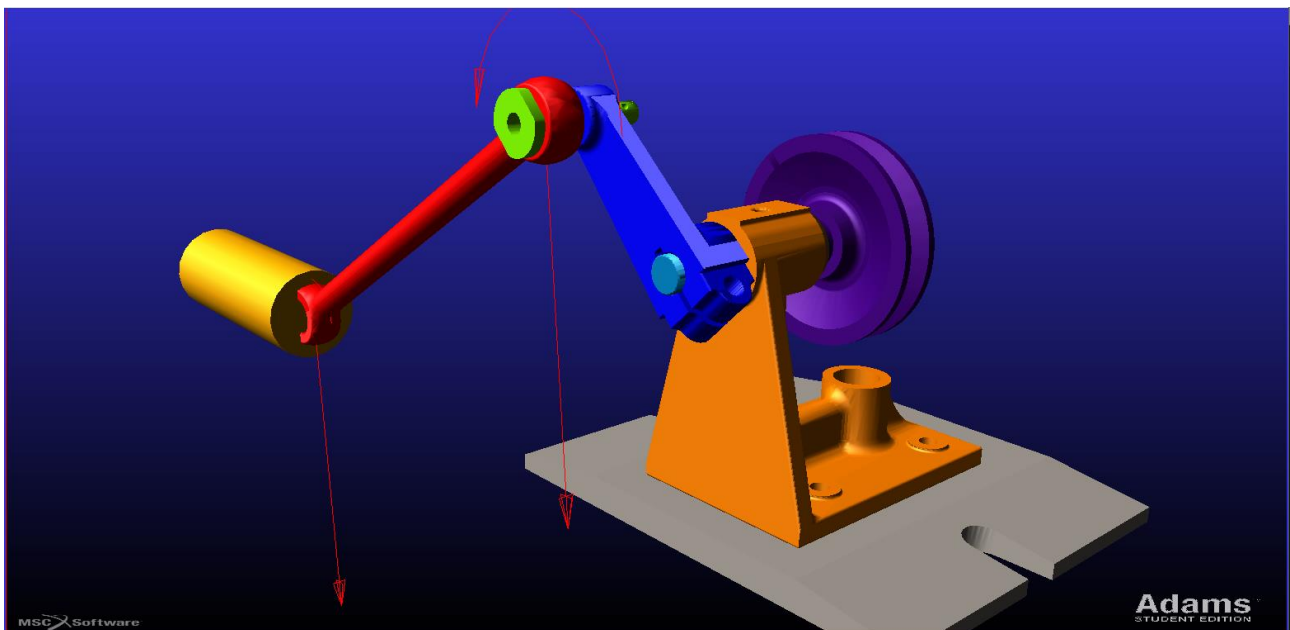


PROGETTO ADAMS: Crank-Piston-Rod

Giovanni Busetti

Matricola 880887 – A.A. 2019/2020



Alma Mater Studiorum – Università degli studi di Bologna

Ingegneria Meccanica L-0927

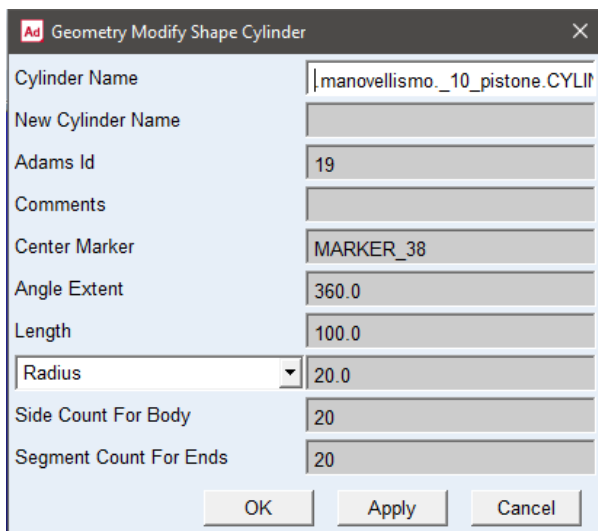
Il progetto

Il meccanismo in esame sfrutta la teoria del manovellismo di spinta per convertire il moto rotatorio continuo della puleggia nel moto rettilineo alternato del pistone. Attraverso la progettazione mirata di alcune variabili in ingresso, il software ADAMS consente di controllare con precisione il moto in uscita.

La base assegnata presenta inizialmente una morfologia incompleta, difettando di un membro fondamentale (pistone), oltre che di opportuni giunti e di una legge di moto. Dopo aver completato il modello nelle sue basi, viene richiesto di progettare accuratamente il moto dell'albero e le caratteristiche inerziali delle parti, in modo da soddisfare gli obiettivi numerici presentati. Seguirà, per ogni obiettivo, un'analisi delle variabili più significanti del progetto, anche in relazione alla successiva introduzione di attriti e cedevolezza.

Completamento del modello

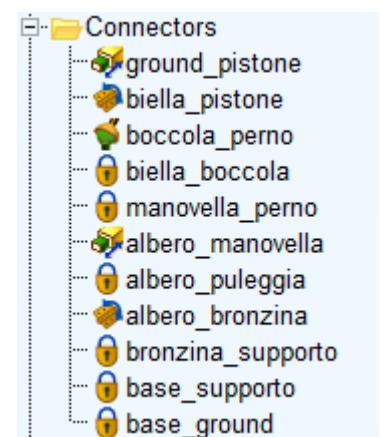
La prima necessità che si presenta è quella di inserire le componenti mancanti, rispettando allo stesso tempo le richieste sui vincoli. La strategia che si sceglie di adottare vede i vincoli inizialmente introdotti “in eccesso”, poi “alleggeriti” per annullare i gradi di libertà.



Si nota subito che il pistone è mancante. Si provvede quindi a creare un *cylinder*, che ne ricordi la forma, in prossimità dell'estremità della biella. Le dimensioni scelte per il raggio e per la lunghezza sono riportate in figura. Per quanto approssimato, il modello è accettabile per lo studio dinamico e cinematico che si andrà a compiere.

Il meccanismo è composto da 10 membri più il *ground*, che è a contatto sia col pistone, che con la base: i vincoli richiesti sono quindi 11. Tra questi, solo alcuni hanno la propria tipologia

assegnata per definizione. Base e *ground* dovranno essere reciprocamente bloccati, così come base e supporto, e lo stesso, per costruzione, deve essere tra albero e puleggia e tra biella e boccia. Necessaria è anche la cerniera tra albero e bronzina, in quanto solo ad un vincolo di questo tipo è possibile assegnare la legge di moto desiderata. I giunti rimanenti possono venire scelti intuitivamente, ma questo porterà facilmente ad una ridondanza di vincoli individuabile dal software. Occorre quindi evitare queste ridondanze, garantendo quanti più possibile gradi di libertà al singolo giunto, che comunque non verranno impiegati



a causa della conformazione spaziale dei membri. Si è allora proceduto inserendo un *revolute* tra biella e pistone, in modo da consentire libera traslazione e contemporaneamente bloccare ogni traslazione relativa. La bronzina deve, poi, essere accoppiata con interferenza nella sua sede, si sceglierà quindi di bloccare ogni grado di libertà. Guardando invece l'accoppiamento tra albero e manovella, questo deve essere di tipo prismatico in modo da bloccare la rotazione relativa: il più “leggero” vincolo imponibile risulta quindi di tipo *translational*. Con lo stesso criterio si è effettuata la scelta per la coppia *ground* e pistone. Da ultimo, un giunto sferico consente la libera rotazione della boccola attorno all'asse voluto, permettendone anche le altre due nello spazio, che comunque non verranno mai compiute dal meccanismo a causa della sua configurazione complessiva.

La combinazione di giunti scelti è anche indicata a lato.

Attraverso l'opportuno strumento *Model verify* il software effettua il calcolo dei gradi di libertà complessivi. Questi, comprensivi della legge di moto assegnata al giunto tra albero e bronzina, devono essere zero. Una combinazione corretta dovrebbe restituire un messaggio come quello riportato. Come ultima verifica, non banale, si osserva che solo una corretta

```
VERIFY MODEL: .manovellismo

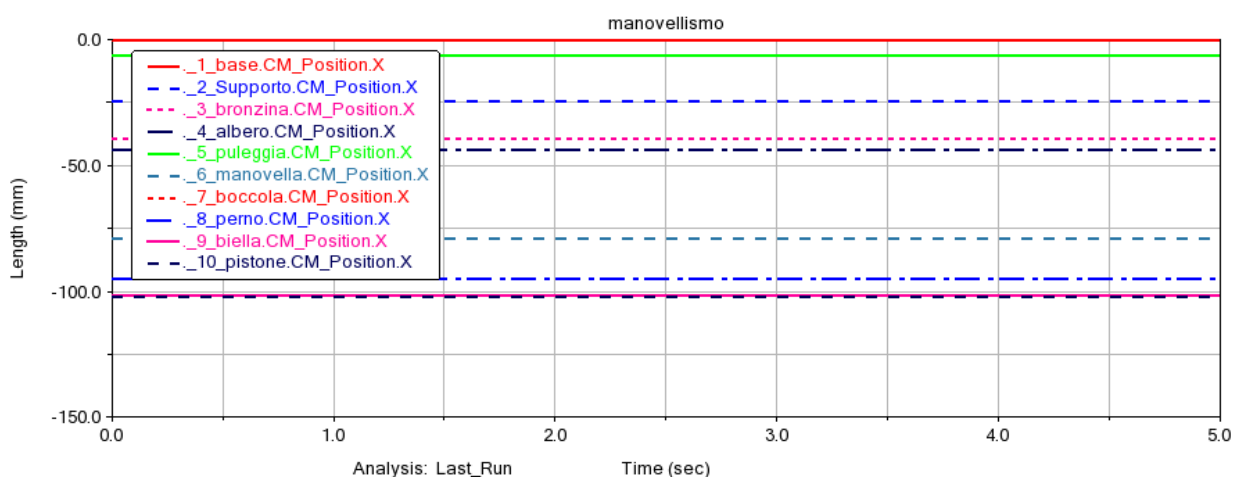
0 Gruebler Count (approximate degrees of freedom)
10 Moving Parts (not including ground)
2 Revolute Joints
1 Spherical Joints
2 Translational Joints
6 Fixed Joints
1 Motions

0 Degrees of Freedom for .manovellismo

There are no redundant constraint equations.

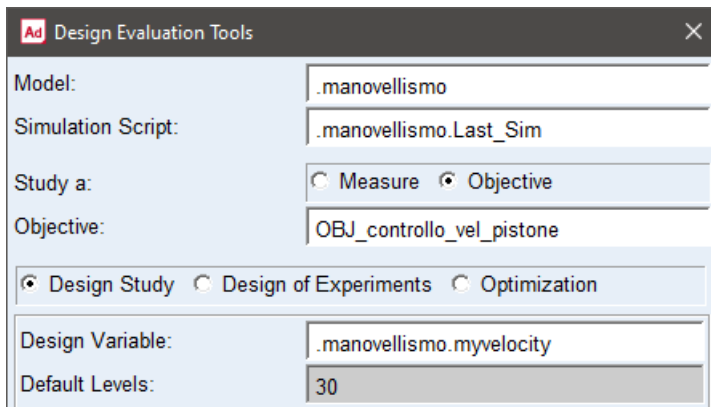
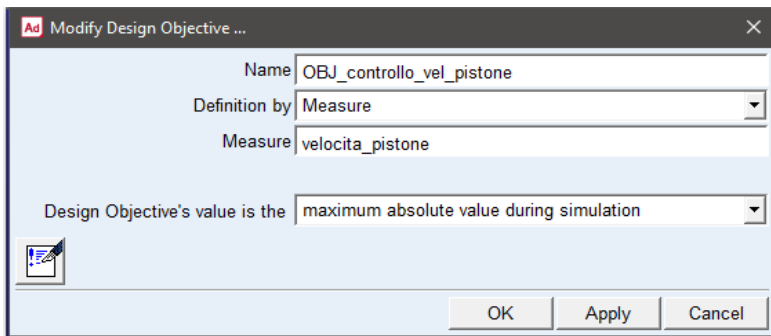
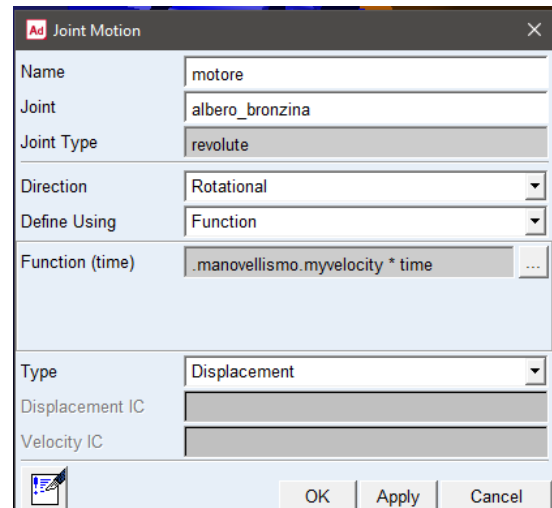
Model verified successfully
```

collocazione spaziale dei giunti, comunque corretti, assicura all'intero meccanismo un moto verosimile: in questo caso, si osserverà che i centri di massa di ogni corpo non avranno moto lungo l'asse che non appartiene al piano nel quale si muove la biella.



Legge di moto e primo obiettivo

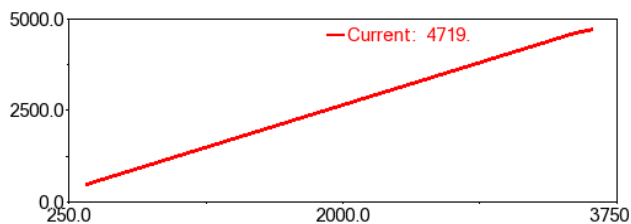
Per conferire il moto rotazionale all'albero occorre procedere alla creazione di una legge di moto. Questa, secondo le modalità del software ADAMS, andrà ad agire sul *joint* tra albero e bronzina. Tenendo conto che la legge di moto non può essere scelta a piacere, essendo controllata dalle condizioni richieste sul primo obiettivo del progetto, occorrerà fare uso della prima variabile di progetto. Per questo, almeno inizialmente, la legge di moto sarà semplicemente il prodotto tra la citata variabile *myVelocity* e il tempo. Le impostazioni sono inserite come in figura.



Il primo *design study* andrà a confrontare la velocità angolare della legge di moto con la velocità traslazionale del pistone, che per richiesta deve essere superiore ai 1000mm/s, la quale dovrà avere anche un'apposita *measure*. In particolare, l'opzione del *design study* consente di visualizzare, al variare in un certo intervallo della variabile di design, la corrispondente velocità del pistone, che è nostra intenzione controllare, in completa automaticità. Per ogni simulazione, il software ci comunicherà il massimo valore assoluto della variabile.

I risultati completi di una prima analisi sono riportati a lato. È immediato confrontare i valori dell'*objective* e della variabile di design. Nel nostro caso, in accordo con la richiesta, occorrerà andare a modificare gli estremi entro i quali varia la nostra variabile, per ottenere un risultato via via più preciso. Dopo il primo giro di 30 simulazioni, visti i risultati in figura, si procede scegliendo come valori inferiori e superiori di *myVelocity* quelli delle righe evidenziate, in quanto la finalità è quella di scegliere il minimo valore di velocità angolare che consenta di raggiungere il moto del pistone richiesto. Con le impostazioni inserite, entro tre analisi si raggiunge già, con buona tolleranza, un risultato definitivo (754.42). Segue anche il grafico riferito al pistone.

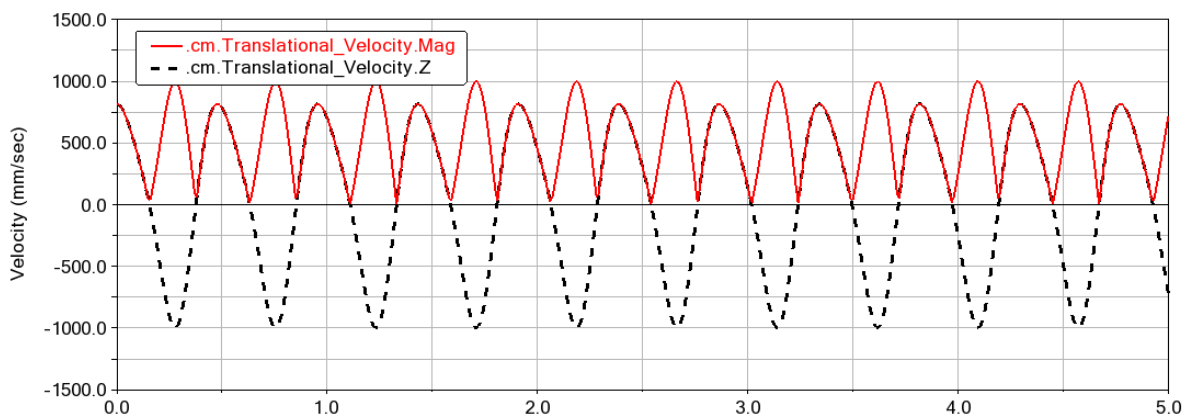
Ad OBJ_controllo_vel_pistone vs. myvelocity



Design Study Summary			
Model Name : manovellismo			
Date Run : 2020-04-04 20:49:22			
Objectives			
O1) OBJ_controllo_vel_pistone			
Units : mm/sec			
Maximum Value: 4719.08 (trial 30)			
Minimum Value: 477.275 (trial 1)			
Design Variables			
V1) myvelocity			
Units : deg			
Trial	O1	myvelocity	Sensitivity
1	477.27	360.00	1.3259
2	625.41	471.72	1.3258
3	773.52	583.45	1.3258
4	921.66	695.17	1.3259
5	1069.8	806.90	1.3257
6	1217.9	918.62	1.3258
7	1366.0	1030.3	1.3259
8	1514.1	1142.1	1.3253
9	1662.2	1253.8	1.3252
10	1810.3	1365.5	1.3263
11	1958.5	1477.2	1.3264
12	2106.6	1589.0	1.3257
13	2254.8	1700.7	1.3257
14	2402.9	1812.4	1.3259
15	2551.0	1924.1	1.3259
16	2699.1	2035.9	1.3258
17	2847.3	2147.6	1.3258
18	2995.4	2259.3	1.3258
19	3143.5	2371.0	1.3130
20	3291.6	2482.8	1.3209
21	3439.6	2594.5	1.3385
22	3587.9	2706.2	1.3306
23	3736.0	2817.9	1.3259
24	3884.1	2929.7	1.3259
25	4032.2	3041.4	1.3250
26	4180.2	3153.1	1.3254
27	4328.4	3264.8	1.3266
28	4476.6	3376.6	1.3262
29	4624.7	3488.3	1.0851
30	4719.1	3600.0	0.84446

11	999.93	754.29	1.4783
12	1000.2	754.42	1.6907
13	1000.4	754.55	1.3398

Ora che ci si è assicurati che la velocità del pistone, come si evince dal grafico, si mantiene entro il valore desiderato, si può procedere ideando una legge di moto più realistica, che simuli, oltre alla velocità di regime appena trovata, anche transitori di avvio e di arresto. Si può allora fare affidamento al *function builder* offerto dal software, per la realizzazione di una legge di moto composta dalla somma di due funzioni *step*. Grazie a raccordi di terzo



Joint Motion

Name: motore

Joint: albero_bronzina

Joint Type: revolute

Direction: Rotational

Define Using: Function

Function (time): $754.42d * time$

Type: Displacement

grado, la velocità angolare raggiunge più dolcemente il valore limite trovato nello studio precedente, e, allo stesso modo, ritornerà a zero alla fine. Di seguito il confronto tra le due diverse leggi di moto. In futuro, in questa analisi si considererà unicamente la legge di moto con transitori di avvio e arresto e la prima verrà disattivata. Da ultimo, due grafici che

Function Builder

Define a runtime function

Full names Short names Adams ids

$STEP(time, 0.5, 0.0d, 2.0, 754.42d) + STEP(time, 4.0, 0.0d, 5.0, -754.42d)$

Math Functions Assist...

ABS
ACOS
AINT
ANINT
ASIN
ATAN
ATAN2
Chebyshev Polynomial
COS
COSH
DELAY
DIM
EXP
Fourier Cosine Series
Fourier Sine Series
Haversine Step

Getting Marked

Plot Plot Limits...

FunctionBuilderMeasure

15.0
7.5
0.0

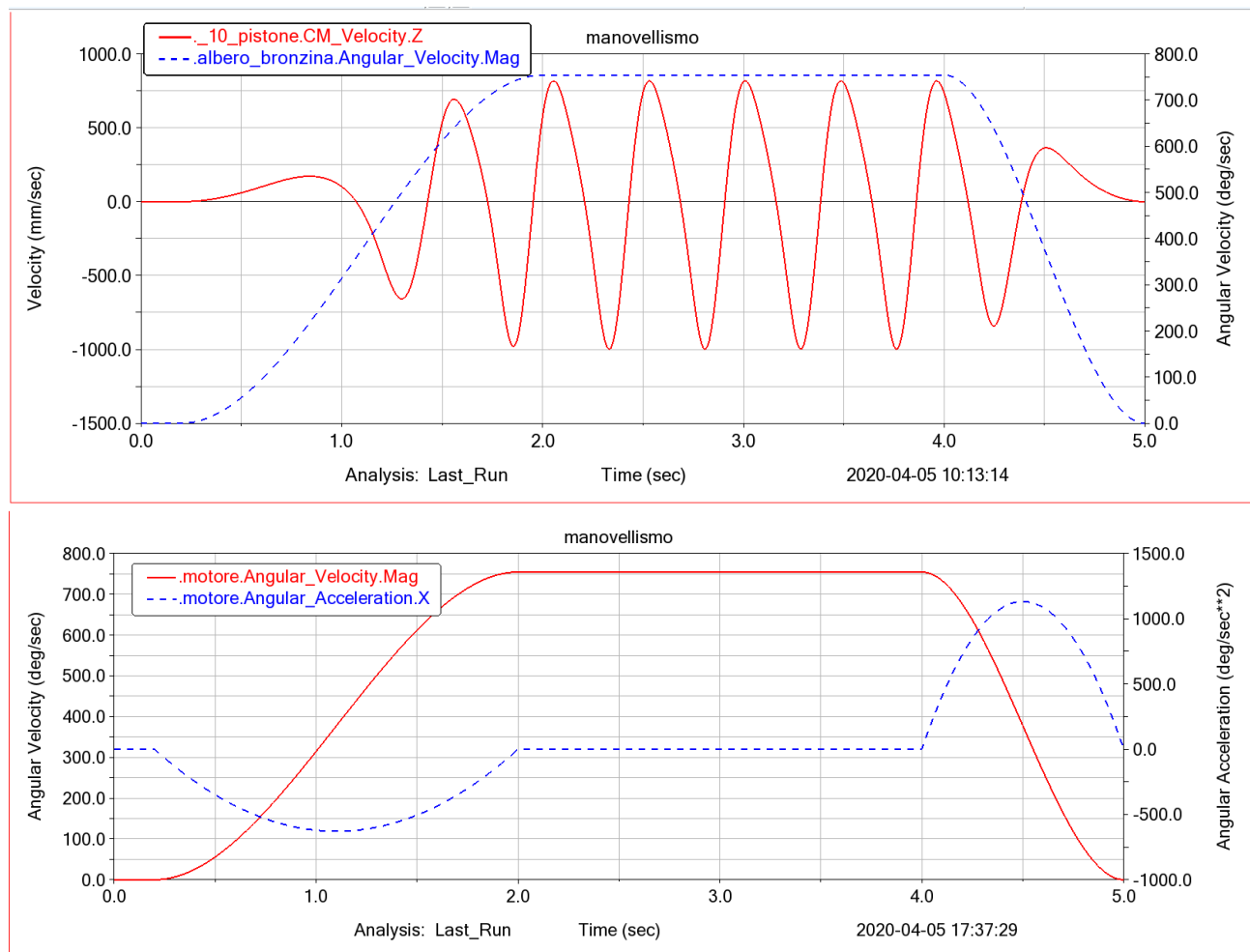
0.0 2.5 5.0

Current: 0.0000

STEP(x, x0, h0, x1, h1)

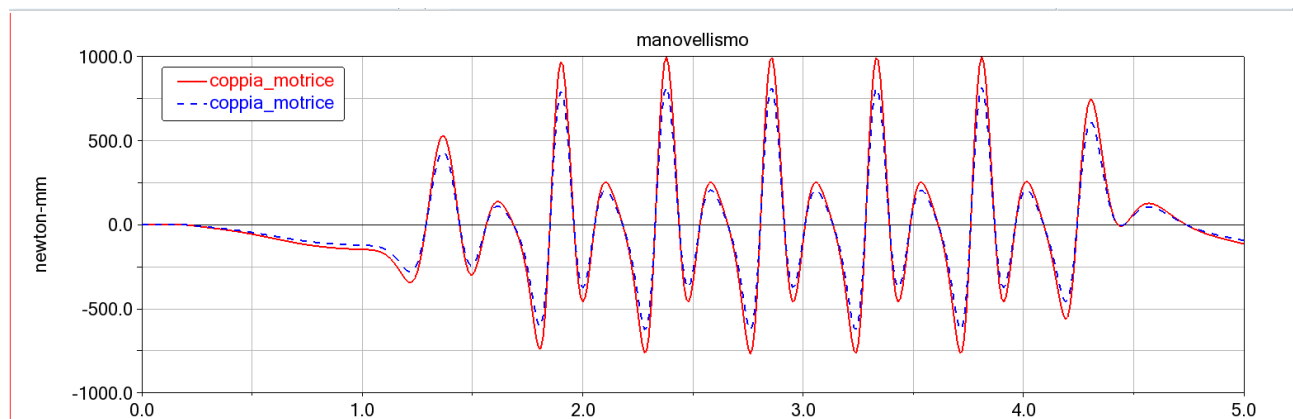
OK Apply Cancel

confrontano qualitativamente il moto del motore (velocità e accelerazione) e quello del pistone.



Secondo obiettivo

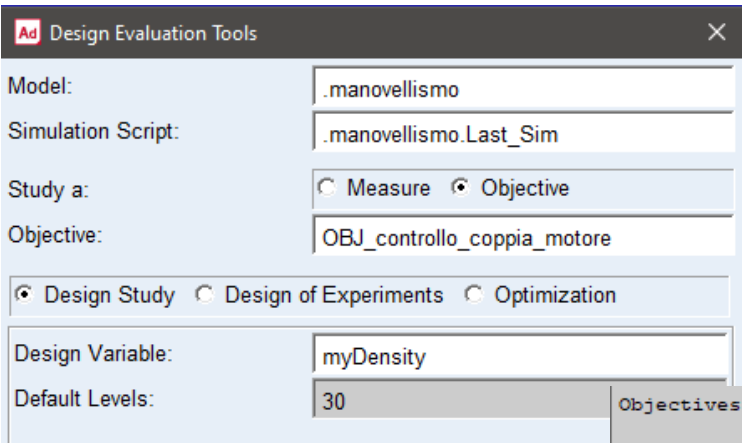
Nel modello, a causa delle caratteristiche particolari del pistone e della densità della puleggia, che dipende dal numero di matricola, la coppia motrice risulta, al momento della misurazione, già inferiore (in valore assoluto) al limite richiesto di 1000Nmm. Questo valore iniziale è rappresentato nel grafico seguente dalla curva in blu. Ciononostante, si sceglie comunque di effettuare un *design study*, procedendo in maniera normale, seppur contraria: ovvero andando a massimizzare la coppia motrice, fino al valore richiesto, in corrispondenza di un



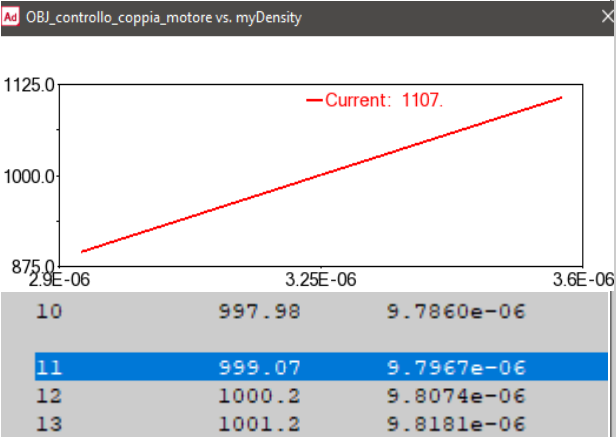
certo valore della variabile *myDensity* da trovare. Questa seconda variabile di design è preposta ad assegnare le caratteristiche inerziali di tutti i membri, eccetto la puleggia. La curva in rosso rappresenta la coppia corretta.

Il procedimento è analogo a quello presentato in precedenza per lo studio della velocità del pistone. Anche qui la strategia di fondo prevede di valutare il massimo valore assoluto della coppia durante ogni simulazione: gli altri valori saranno sicuramente inferiori. Una volta impostato il secondo *objective* come in figura, il procedimento di sostituzione ricorsiva degli

estremi della *design variable* è lo stesso. In questo caso, dopo solo due giri, di trenta simulazioni ciascuno, si arriva ad un risultato accettabile della variabile *myDensity*. Questo valore è evidenziato nell'ultima immagine.

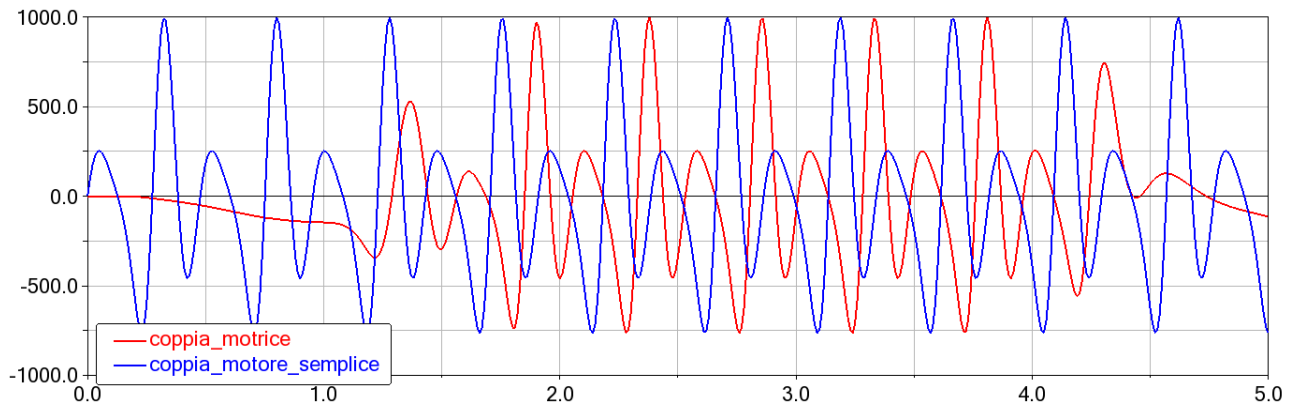


Può anche risultare interessante il grafico corrispondente allo studio dell'obiettivo, che mostra la correlazione lineare tra *myDensity* e coppia motrice. Le curve delle coppie corrette e non sono stati mostrati ad inizio capitolo. A titolo informativo, segue il grafico che confronta le coppie corrette con le due diverse leggi di moto, normale e step. Indicativamente, la funzione step raggiunge gli stessi valori di coppia dopo i due secondi di simulazione.

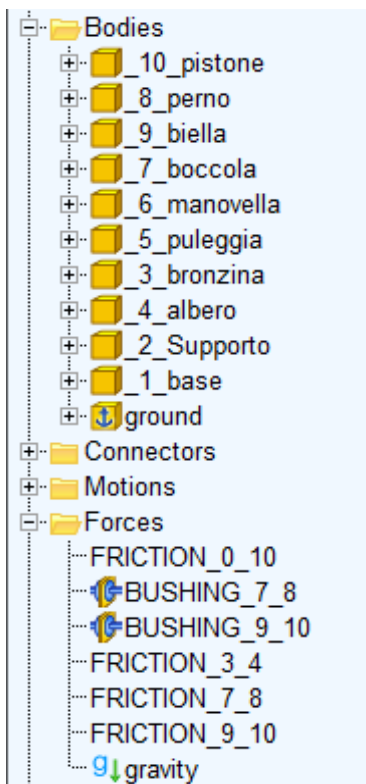


Objectives			
O1) OBJ_controllo_coppia_motore			
Units : newton-mm			
Maximum Value: 1019.66 (trial 30)			
Minimum Value: 107.903 (trial 1)			
Design Variables			
V1) myDensity			
Units : kg/mm**3			
Trial	O1	myDensity	Sensitivity
1	107.90	1.0000e-06	-
2	139.34	1.3103e-06	-
3	170.78	1.6207e-06	-
4	202.22	1.9310e-06	-
5	233.66	2.2414e-06	-
6	265.10	2.5517e-06	-
7	296.54	2.8621e-06	-
8	327.98	3.1724e-06	-
9	359.42	3.4828e-06	-
10	390.86	3.7931e-06	-
11	422.30	4.1034e-06	-
12	453.74	4.4138e-06	-
13	485.18	4.7241e-06	-
14	516.62	5.0345e-06	-
15	548.06	5.3448e-06	-
16	579.50	5.6552e-06	-
17	610.94	5.9655e-06	-
18	642.38	6.2759e-06	-
19	673.82	6.5862e-06	-
20	705.26	6.8966e-06	-
21	736.70	7.2069e-06	-
22	768.14	7.5172e-06	-
23	799.58	7.8276e-06	-
24	831.02	8.1379e-06	-
25	862.46	8.4483e-06	-
26	893.90	8.7586e-06	-
27	925.34	9.0690e-06	-
28	956.78	9.3793e-06	-
29	988.22	9.6897e-06	-
30	1019.7	1.0000e-05	-

Per quanto concerne la reazione sul supporto, il software consente di misurare la forza, in valore assoluto, agente sul collegamento bronzina-supporto in relazione a quest'ultimo. Questa rientra perfettamente nei limiti richiesti dal secondo obiettivo, senza necessità di modifica del modello. Il grafico corrispondente, per evitare ridondanze, verrà mostrato in seguito, insieme al confronto della stessa variabile con l'azione su di essa degli attriti.

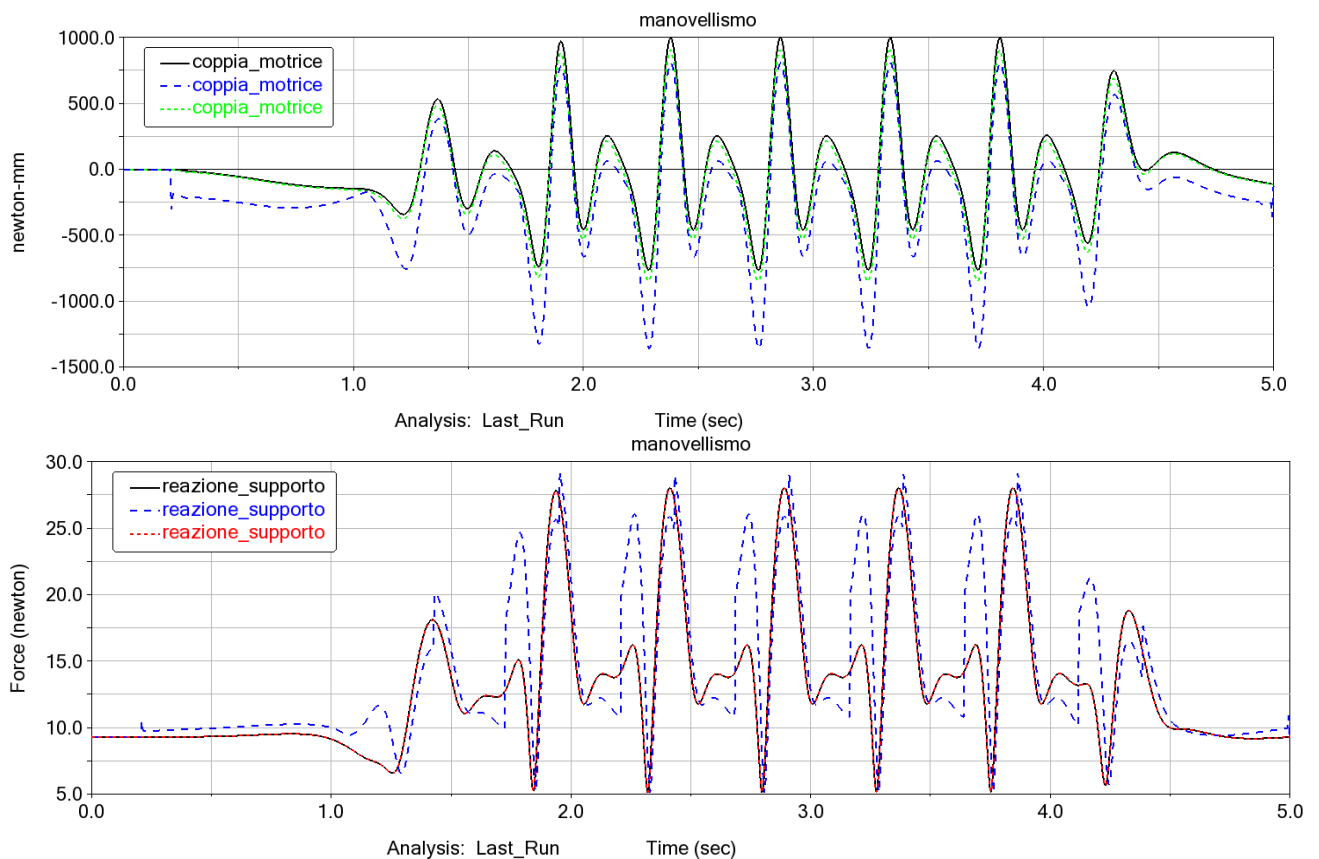


Analisi di attrito e cedevolezza



Il moto del meccanismo studiato finora rimaneva completamente nel campo ideale. Per ottenere risultati più vicini ad un ipotetico caso reale è opportuno introdurre forze quali attriti e cedevolezza. Negli studi successivi verranno analizzate le stesse variabili fondamentali presentate in precedenza, in un primo momento dopo l'aggiunta delle forze di attrito e in seguito, disattivando gli attriti, considerando i giunti cedevoli. A questo proposito, volendo far comparire queste forze nelle coppie cinematiche più importanti, gli attriti sono stati aggiunti tra pistone e *ground*, albero e bronzina, boccola e perno, biella e pistone. I *bushing*, invece, figurano tra boccola e perno e tra biella e pistone. Non è infatti possibile aggiungerne un altro tra albero e bronzina, in quanto il corrispondente *joint* non potrebbe essere disattivato, perché è su di esso che agisce la legge di moto che muove l'intero meccanismo.

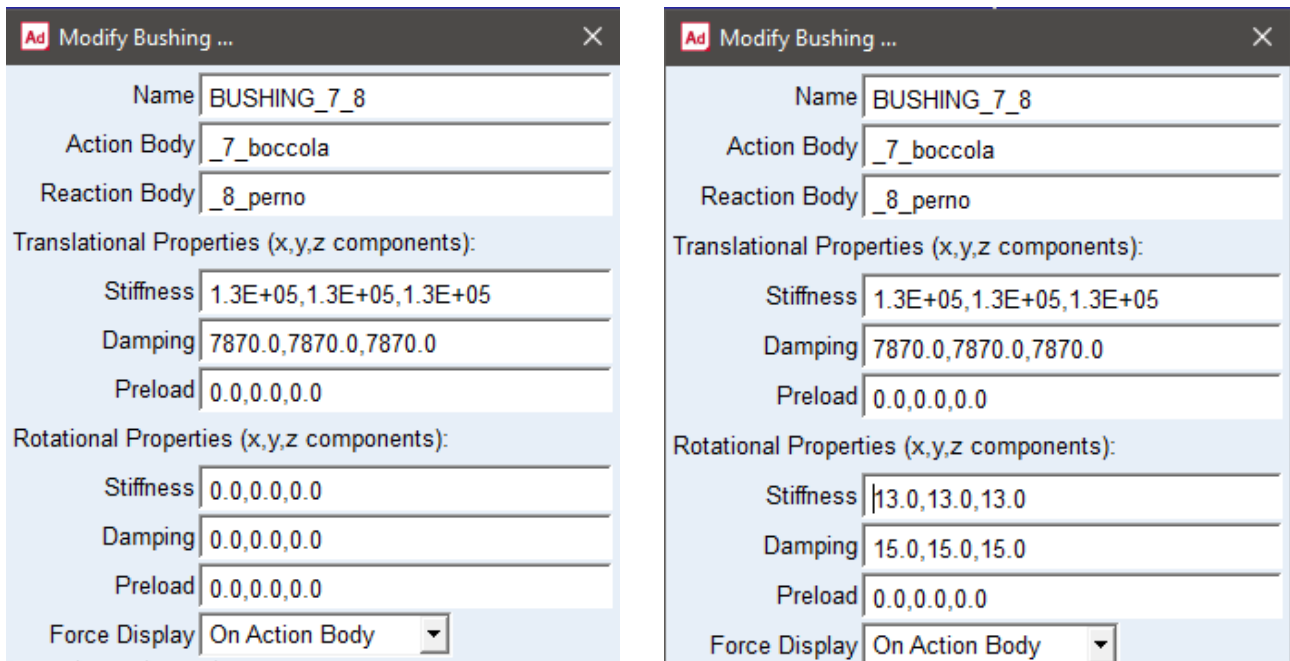
Circa i valori delle varie forze di attrito, il software chiede l'inserimento, per ogni forza, dei valori di coefficiente statico e dinamico tra le superfici. A questo proposito si è immaginato il pistone di alluminio scorrere in una guida di altro metallo ($\mu_s = 0.35$, $\mu_d = 0.20$), la biella di acciaio interagire con il pistone in una coppia rotoidale ($\mu_s = 0.61$, $\mu_d = 0.47$), ricorrendo quindi a valori tabulati di coefficienti. Per i rimanenti accoppiamenti di albero-bronzina e boccia-perno sono stati considerati i valori di attrito ($\mu_s = 0.15$, $\mu_d = 0.08$) che i cataloghi a proposito indicano come standard per bocce e bronzine in bronzo massiccio.^[1] Di seguito vengono presentati i grafici che mostrano come le variabili di coppia motrice e reazione sul supporto variano dalla configurazione teorica (curve nere) alla configurazione con attriti (curve blu). Si può notare l'aumento della coppia durante la fase di "andata" del pistone. Durante la stessa fase, il software rileva bruschi e improvvisi aumenti della reazione sul supporto, i quali dovranno inevitabilmente essere contrastati nel caso il modello debba vedere una realizzazione pratica.



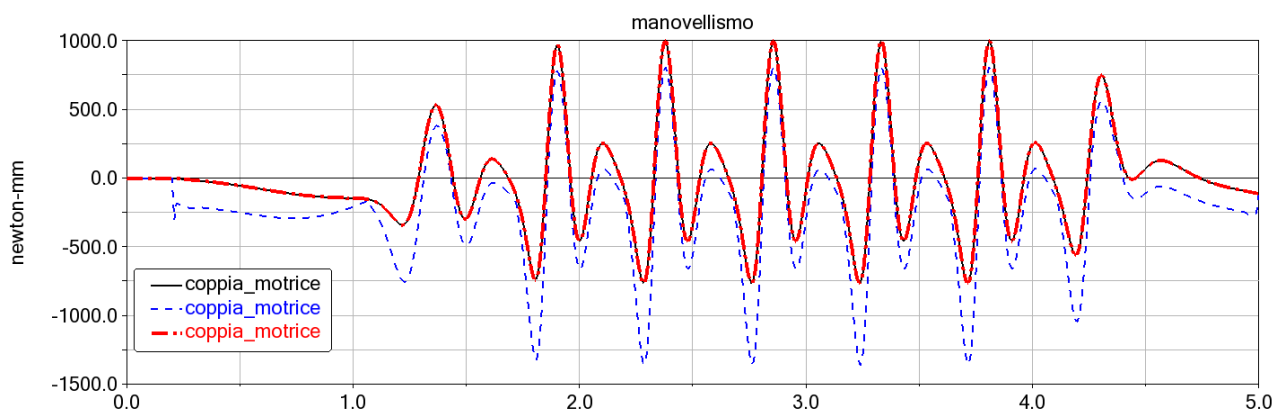
Come interessante osservazione, si noti la curva verde, che rappresenta una configurazione con gli stessi attriti, meno quello tra pistone e *ground*, che viene disattivato. La curva si mantiene molto vicina a quella nera, riferita alla configurazione di base: ciò ragionevolmente porta a concludere che, almeno con i parametri inseriti, l'attrito del pistone nella sua sede, in assenza di metodi correttivi, risulti essere quello più problematico.

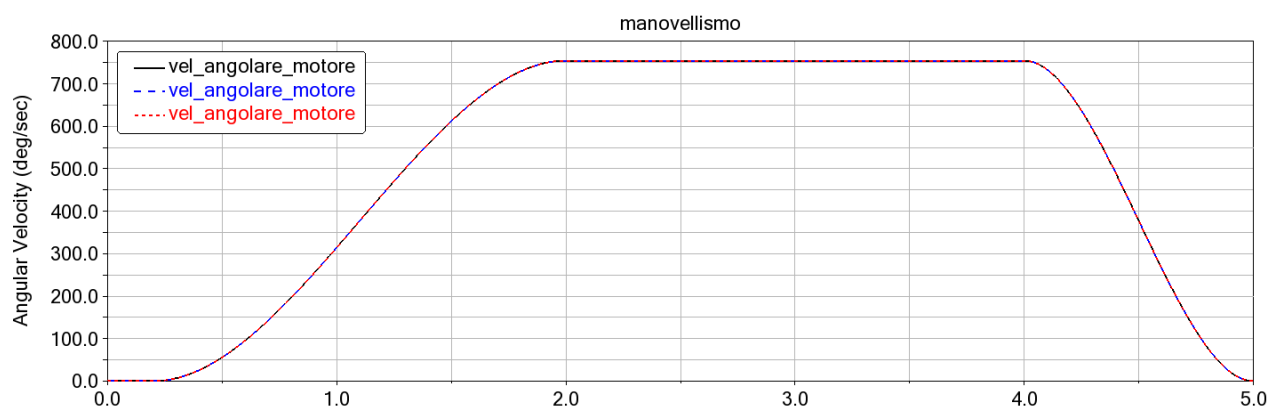
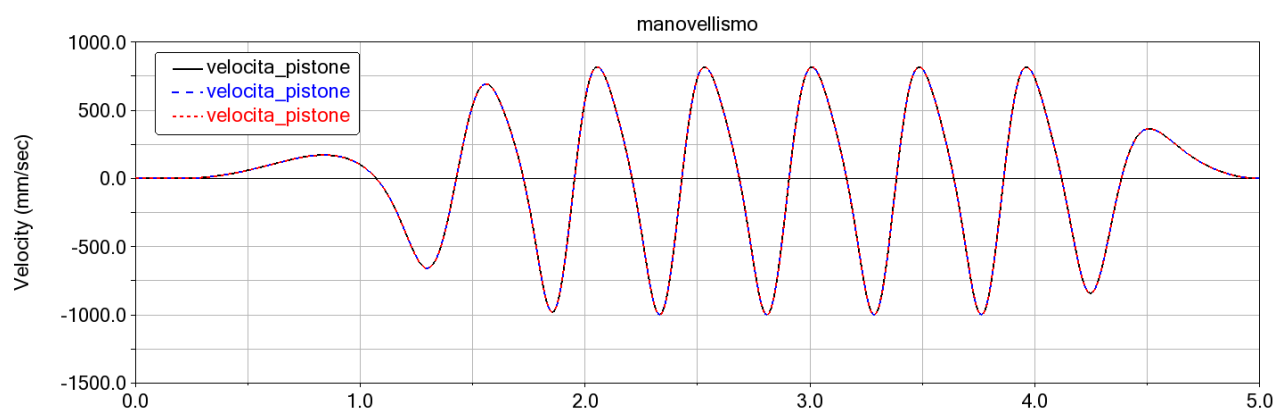
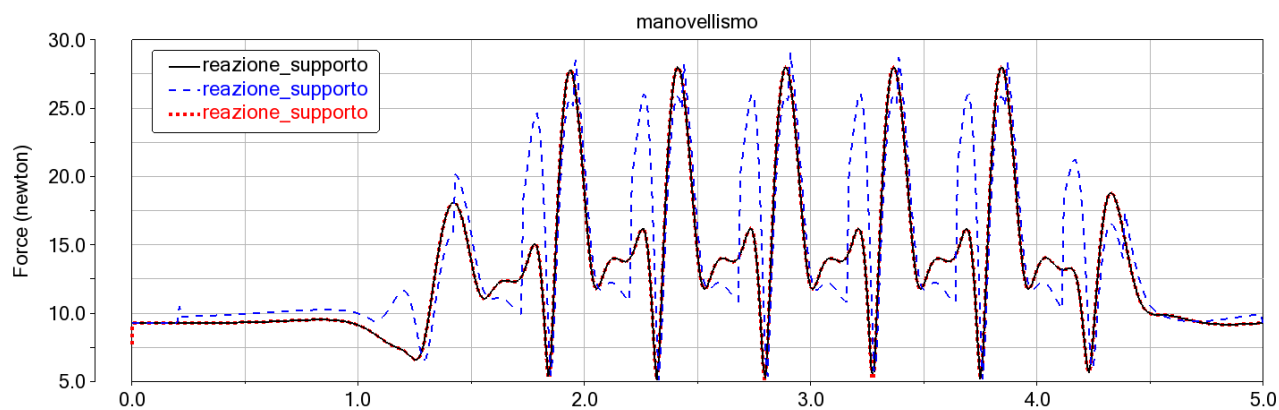
In preparazione dello studio conclusivo a proposito delle cedevolezze, è necessario disattivare prima le forze di attrito appena considerate, assieme ai due giunti che verranno presi in esame. Oltre a ciò, è fondamentale definire i parametri dei *bushing*. Questo passaggio si dimostra subito il più problematico, a causa della scarsissima documentazione reperibile

online, ad eccezione dei cataloghi SKF^{[2][3]}. Anche quando si fosse riusciti a trovare valori attendibili, occorre eseguire ripetute simulazioni, modificando di volta in volta i valori trovati, per evitare che i membri interessati perdano la loro posizione spaziale, compromettendo l'intero modello. Considerando la tipologia di giunti che si va a sostituire, *revolute* e *spherical*, entrambi i *bushing* dovranno presentare tre componenti di rigidità e smorzamento traslazionale, mentre non si può dire lo stesso per le componenti rotazionali. Infatti, se il giunto sferico ne possiede tre, la cerniera deve essere libera di ruotare attorno ad un asse. Assecondando questi complicati criteri, i valori numerici sono stati scelti come compromesso tra veridicità e funzionamento del tutto.



Con i valori selezionati, la risposta del meccanismo al moto si modifica lievemente. Infatti, aumentano molto poco sia la coppia motrice che la reazione sul supporto. Di questo si dovrà tenere conto in fase di progettazione, sapendo che i valori adottati per le variabili in precedenza, assieme al modello dei *bushing* scelti, potrebbe rendere complicata la realizzazione pratica. Di seguito si confrontano le nuove curve, in rosso, con quelle precedenti. Rimangono uguali le curve riferite a quelle variabili che vengono imposte dal progettatore.

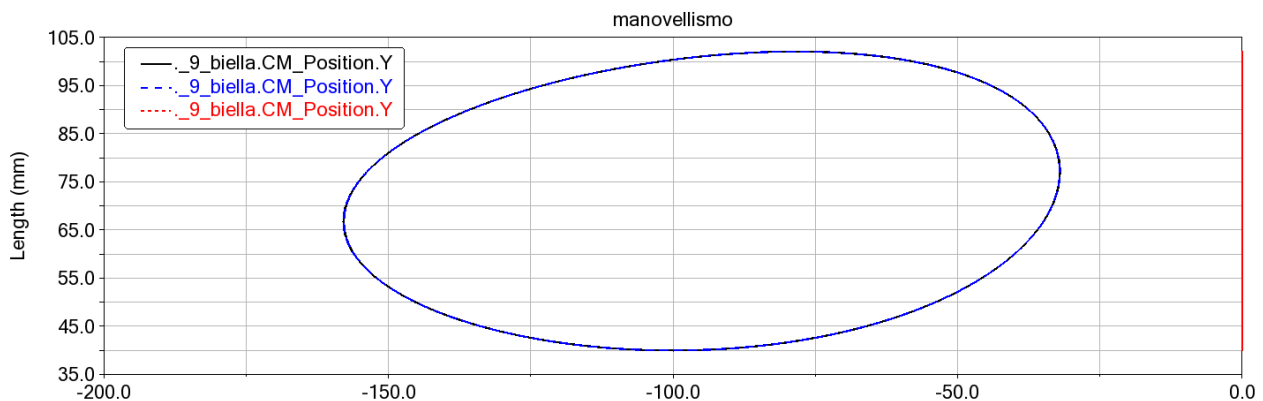




- [1]: http://www.exvalos.cz/soubory/File/SKF_kluzna_loziska.pdf
- [2]: <https://panaco-rdc.com/wp-content/uploads/2018/08/CATALOGUE-SKF-ROLLING-BEARING-22Mb.pdf>
- [3]: <https://www.amtc.eu/files/downloads/catalogi/lagers.pdf>

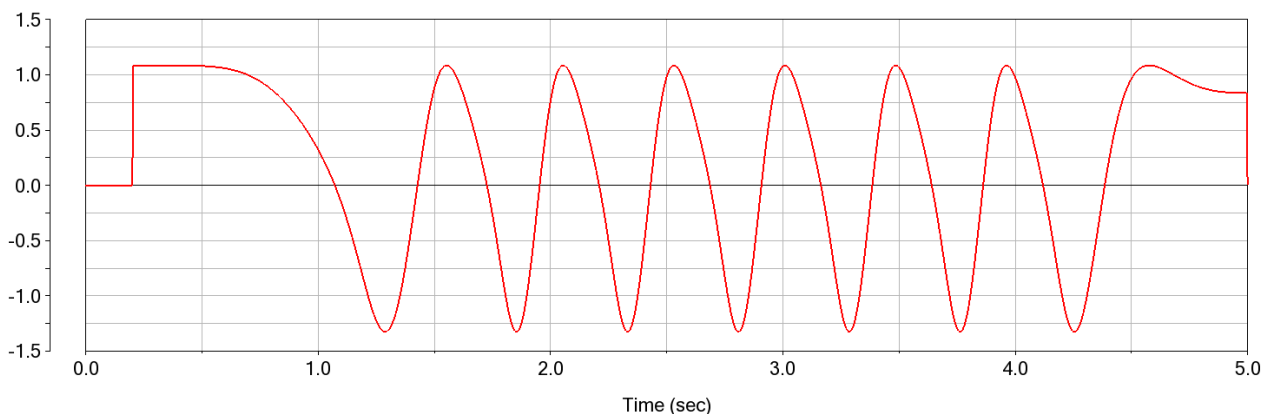
Riflessioni aggiuntive

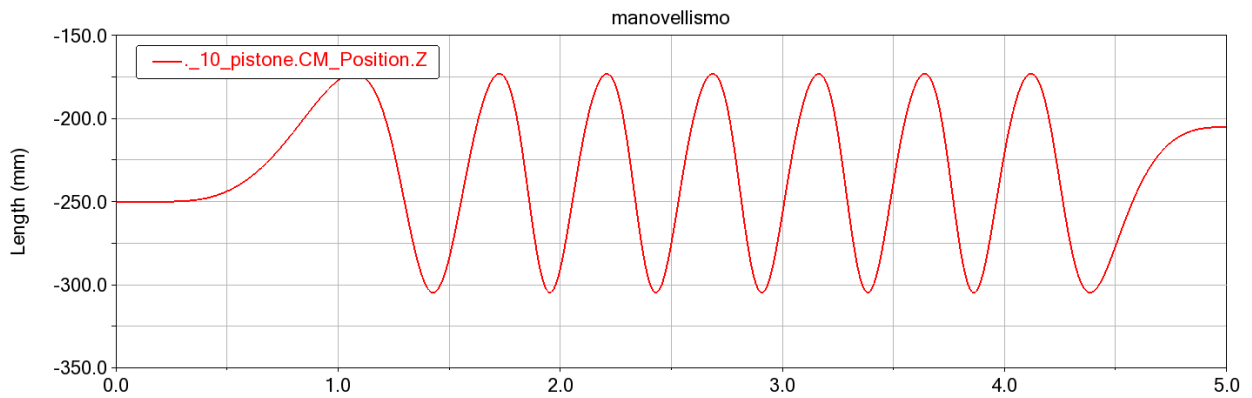
In conclusione, si spendono poche righe a proposito di alcune caratteristiche notevoli del meccanismo. Il manovellismo di spinta è uno dei quadrilateri articolati che trova molte applicazioni pratiche, grazie alla sua semplicità e versatilità. In questa configurazione, esso presenta una certa eccentricità, dovuta al fatto che il pistone scorre su un piano posto inferiormente al centro attorno al quale ruota la manovella. Da un punto di vista progettuale, molto importante è la curva di biella: il luogo dei punti occupati da un punto notevole della



biella del meccanismo. In questo caso, il software ci consente di tracciare il grafico relativo al centro di massa della biella, rispetto ad un'altra coordinata dello stesso. Il risultato è la rappresentazione grafica del movimento nello spazio del punto medio della biella. L'utilità di ciò è immediata, in quanto consente di, eventualmente, modificare la geometria del meccanismo per adattarlo all'ambiente in cui esso opera.

L'ultima grandezza di discreto interesse è il rapporto τ tra la velocità in uscita e quella in ingresso. Questo non è un vero e proprio "rapporto di trasmissione", in quanto le grandezze hanno natura e unità di misura diverse. Ciò non toglie importanza al valore di questa nuova *measure*, che fornisce qualitativamente un'utile informazione circa il funzionamento del manovellismo di spinta. Il valore di τ può essere anche impiegato per calcolare la massima forza che il pistone è in grado di vincere, nel suo moto di spinta, che è pari alla coppia sulla manovella diviso il rapporto stesso. Di seguito, il grafico di τ , che è stato ricavato dividendo le curve delle velocità traslazionale del pistone e angolare del motore.





Il motivo del confronto con la posizione traslazionale del pistone, qui rappresentato dal suo centro di massa, è presto chiarito. Il rapporto τ si annulla periodicamente ogni qualvolta il pistone raggiunga una configurazione di estremità: i due punti morti, che corrispondono ad un allineamento di biella e manovella. Questi sono di grande interesse progettuale, perché, ogni volta che il pistone “indugia”, ovvero si scosta di poco rispetto ad un pur ampio movimento del motore, il meccanismo è in grado di compensare forze maggiori a parità di momento fornito in entrata.