

**ALMA MATER STUDIORUM – UNIVERSITÀ DI BOLOGNA**  
**SECONDA FACOLTÀ DI INGEGNERIA**  
**CON SEDE A CESENA**

*CORSO DI LAUREA*  
**IN INGEGNERIA MECCANICA**  
Classe L-9

Sede di Forlì

**ELABORATO FINALE DI LAUREA**  
In: meccanica degli azionamenti

**Meccanismo per la movimentazione a distanza di una  
macchina da presa**

Candidato:  
ALEX LEARDINI

Relatore:  
MARCO TRONCOSSI

Anno accademico 2011/2012  
Sessione III<sup>a</sup>

ALMA MATER STUDIORUM - UNIVERSITÀ DI BOLOGNA  
SECONDA FACOLTÀ DI INGEGNERIA  
CON SEDE A CESENA

*CORSO DI LAUREA*  
IN INGEGNERIA MECCANICA  
Classe L-9

Sede di Forlì

ELABORATO FINALE DI LAUREA  
In: meccanica degli azionamenti

**Meccanismo per la movimentazione a distanza di una  
macchina da presa**

Candidato:  
ALEX LEARDINI

---

Relatore:  
MARCO TRONCOSSI

---

Anno accademico 2011/2012  
Sessione III<sup>a</sup>



# Indice

<b>SOMMARIO</b> .....	<b>1</b>
<b>1. INTRODUZIONE</b> .....	<b>3</b>
1.1 - Dolly	
1.2 - Jimmy Jib	
1.3 - Crane e testa remota in commercio	
<b>2. TESTA REMOTA</b> .....	<b>12</b>
2.1 - Rotazione Pan	
2.2 - Rotismo epicicloidale	
2.3 - Ruote di frizione	
2.4 - Descrizione tecnica	
2.5 - Stima della risoluzione di manovra Pan	
2.6 - Rotazione Tilt	
2.7 - Descrizione tecnica	
2.8- Stima della risoluzione di manovra Tilt	
2.9- Analisi dei costi	
<b>3. Crane</b> .....	<b>42</b>
3.1 - Quadrilatero articolato	
3.2 - Analisi di posizione con metodi analitici	
3.3 - Bilanciamento statico del Crane	
3.4 - Descrizione tecnica	
3.5 - Analisi dei costi	

<b>4. ILLUSTRAZIONI DEI MONTAGGI.....</b>	<b>63</b>
<b>5. CONCLUSIONI.....</b>	<b>67</b>
<b>Bibliografia.....</b>	<b>69</b>
<b>Ringraziamenti.....</b>	<b>70</b>

# SOMMARIO

L'elaborato documenta l'attività svolta per la progettazione di un sistema di movimentazione meccanico della macchina da presa, partendo dal fatto che quelli che sono in commercio, visto il loro prezzo esorbitante, non sono di facile reperimento per un pubblico che non sia professionista o nel settore stabilmente. Eppure il sistema di movimentazione è assolutamente essenziale per coloro che operano nel settore cinematografico così come la qualità della macchina da presa. Le riprese dinamiche, le "carrellate", le panoramiche danno, infatti, allo spettatore un crescendo di emozioni, che certamente una macchina statica non sarebbe in grado di regalare. Tale tipo di ripresa è molto utile non solo per i film ma anche per le riprese sportive, spesso realizzate in ampi spazi e caratterizzate da movimenti e velocità.

Il sistema per movimentare la telecamera in verticale, è costituito da una gru (Crane), che è basata sul principio di una leva di secondo grado, il cui perno è a sua volta in grado di ruotare attorno ad un asse verticale passante per il centro del treppiede.

La testa remota, fissata all'estremità del braccio del Crane, permette la rotazione su un minimo di due assi per almeno 360°, mediante il meccanismo che utilizza dei cavi Bowden avvolti sui tamburi, i quali trasmettono il moto dal sistema di comando al sistema comandato. In particolare si attua la rotazione attorno ad un asse verticale (Pan) tramite un moltiplicatore di giri di tipo epicicloidale, e la rotazione attorno ad un asse orizzontale (Tilt) con un rapporto diretto.

Il punto importante è che il cambio d'inquadratura sia continuo, il che comporta all'operatore la manovra con un'unica presa della manopola di comando. È indispensabile anche che i movimenti siano fluidi, silenziosi e privi di vibrazioni per l'ottenimento di un risultato accettabile.

Il meccanismo è strutturato principalmente per una videocamera di tipo professionale digitale, quindi dal peso ed ingombro limitato (circa un

chilogrammo nel nostro caso). Per macchine più grosse e pesanti (esempio macchine analogiche a pellicola), infatti, sarebbe indispensabile un controllo di potenza, che è difficilmente sviluppabile con questo tipo di tecnica.

# 1. INTRODUZIONE

Nell'industria cinematografica i sistemi di movimentazione della macchina da presa sono un fattore essenziale quanto la qualità della camera.

Tali supporti, che rendono possibili gli speciali movimenti di camera, sono diversi e costosissimi, ma necessari all'ottenimento di panoramiche descrittive e di forte impatto per lo spettatore. Le riprese in movimento danno dinamicità al filmato e lo rendono particolarmente coinvolgente.

Nello specifico, tali preziosi supporti sono di vario tipo ed ognuno ha sue caratteristiche peculiari: il Dolly è un carrello sul quali si monta una macchina da presa e talvolta l'operatore; il Crane è un braccio dotato di una telecamera ad un'estremità e di un contrappeso dall'altra; il Jimmy Jib è un sistema composto da Crane e testa remota (Fig 1.2) che sostiene la macchina da presa.

Questi sistemi di movimentazione sono impiegati da un pubblico professionista nella maggior parte di film, cortometraggi, riprese sportive e pubblicità. Il loro costo elevato, però, rende difficile la loro messa in produzione e vendita.

Il mio progetto di tesi (Fig 1.1), è dunque volto a rendere economico e funzionale un sistema oneroso e professionistico. In particolare ho voluto progettare un sistema Crane più testa remota eliminando il controllo elettronico di quest'ultima e sostituendolo con un sistema meccanico. esso è composta da due sistemi distinti: il Crane che serve a sollevare la macchina da presa e la testa remota che movimentata la rotazione di quest'ultima su due assi. Il Jimmy Jib è già stato, in passato, una soluzione economica ed efficace al Dolly



*Figura 1.1: Sistema testa remota + Crane progettato*



*Figura 1.2: Testa remota professionale, con controllo focus e comandi vari.*

## 1.1 Dolly

Il Dolly (Fig 1.3) è costituito da un carrello sul quale si monta una macchina da presa. Può essere dotato di ruote gommate libere oppure, come accade se il terreno è sconnesso, viene posizionato su dei binari e trainato da uno o più macchinisti. Oltre al peso della macchina da presa, può sopportare anche quello di un operatore o di altri dispositivi come il cavalletto o la gru Crane (bilanciata, idraulica, ...) che permette maggiore libertà nei movimenti di macchina nello spazio.

Il carrello base è costituito da binari con segmenti di varie misure (3, 2, 1,5, 1 metri) e da curve che vengono composti dai macchinisti a seconda delle esigenze dell'inquadratura; su detti binari possono scorrere carrelli di vario tipo, il più semplice è costituito da un piano d'alluminio con ruote doppie appaiate e prende il nome di Piattina e su questa può essere montata una torretta idraulica telescopica per regolare l'altezza della macchina da presa, oppure una serie di canne fisse, a segmenti di varie lunghezze e prende il nome di Bazooka, e ancora può essere montato un Dolly. Tutti i vari modelli di carrelli costruiti nel tempo mantenevano la stessa misura di scarto dei binari essendo stata brevettata negli anni 1950, dopo che tali Binari sostituirono quelli di legno e ruote di gomma degli anni quaranta, rendendo compatibili fra loro carrelli costruiti in paesi diversi.

Il dolly serve a dare fluidità e stabilità alle immagini filmate, sia lungo l'asse orizzontale, sia, con la combinazione di altre apparecchiature, lungo l'asse verticale. È grazie al Dolly (e non solo) che si possono realizzare le famose "carrellate". Essi si effettuano muovendo appunto il carrello su cui è posta la macchina da presa secondo il percorso prestabilito dal regista.

Nella storia del cinema, il primo film ad aver utilizzato una sorta di rudimentale Dolly fu *Cabiria* (1914) dell'italiano Giovanni Pastrone; anche se, sembra, altre produzioni precedenti al 1914 avevano già sperimentato questo tipo di movimento conosciuto dai contemporanei come : "movimento *Cabiria*".



**Figura 1.3:** *Dolly per la movimentazione di una macchina da presa. I comandi per la movimentazione si trovano tutti a bordo.*

## 1.2 Jimmy Jib

Il Jimmy Jib (Fig 1.4) o semplicemente Jimmy è un supporto per macchine da presa costituito da un braccio simile a quello del Dolly e da una testa motorizzata, progettato e venduto dall'azienda statunitense Stanton.

Concepito inizialmente come alternativa economica al tradizionale Dolly cinematografico, il Jimmy Jib, a differenza di quest'ultimo, non prevede l'operatore a bordo, ma questi aziona la telecamera tramite dei joystick, controllando la ripresa su un monitor.

Uno dei vantaggi del Jimmy Jib è la semplicità di installazione e utilizzo. È molto semplice trasportarlo e metterlo in opera, e non richiede un complesso sistema di contrappesi e dispositivi di sicurezza. Proprio

questa semplicità permette anche al regista di effettuare sul campo, al momento della ripresa, modifiche alla con figurazione che sarebbero lunghe e complesse se effettuate con il Dolly.

A seconda delle esigenze produttive il braccio può essere fisso oppure scorrere su binari o su ruote, ed è possibile una con figurazione che prevede uno o due operatori.

Nel primo caso, l'operatore aziona sia il braccio che i movimenti di camera, mentre nel secondo il braccio è manovrato da un macchinista mentre l'operatore aziona la testa motorizzata tramite una postazione separata. La lunghezza del braccio dipende dagli elementi utilizzati, ma può variare in linea di massima dai 2 agli 11 metri.

A svantaggio del sistema c'è la limitata gamma di movimenti disponibili, dovuti al fatto che la testata è mobile su un numero finito di assi, a differenza di una vera testata cinematografica. È possibile però effettuare alcuni movimenti di rotazione e ribaltamento della telecamera che non sarebbero possibile con supporti tradizionali.

L'introduzione del Jimmy Jib ha avuto un'influenza notevole sul linguaggio televisivo e sulla realizzazione di molti programmi. Proprio la sua economia di esercizio, infatti, ne permette l'uso anche in situazioni di budget limitato. Accoppiato all'uso di obiettivi grandangolari, il Jimmy Jib permette una vista aerea dello studio televisivo o del set particolarmente di effetto, e i movimenti di rotazione e ribaltamento sono particolarmente adatti per concerti di musica rock o per programmi con ritmo sostenuto. Molto spesso, i supporti delle luci, grazie al Jimmy Jib, diventano elementi di scenografia.

Il Jimmy Jib è utilizzato in programmi in studio, per concerti, eventi all'aperto e anche per riprese sportive. Per esempio, nel calcio si usano molto spesso due telecamere montate su bracci posti dietro le porte, con ampio uso del movimento verticale.



**Figura 1.4:** *Jimmy Jib con testa motorizzata a controllo remoto. La macchina da presa ha 2 gradi di libertà rispetto al Crane*

### **1.3 Crane e testa remota in commercio**

Come già detto in precedenza un sistema Crane più testa remota, si può chiamare Jimmy Jib.

Il Crane (Fig 1.5/1.6) (o gru) è un braccio dotato di una telecamera ad un' estremità, e di un contrappeso dall'altra. Serve per movimentare la testata remota –fissata sul bilanciere– in verticale fino ad altezze di 10 metri.

Alcuni esempi di Crane professionali e non:



**Figura 1.5:** Crane di tipo professionale da 4 metri in profilati d'alluminio anodizzato dal costo di 4000€ esclusa la testa remota



**Figura 1.6:** Crane di tipo semi professionale con bracci in carbonio di lunghezza 2,8 metri dal costo di 850€

La testa remota (Fig 1.7/1.8) serve a movimentare la macchina da presa a distanza. Il caso in questione è il montaggio su Crane ad una lunghezza di 3 metri.

Alcuni esempi di teste remote professionali e non:



**Figura 1.7:** Testa remota di tipo professionale motorizzata a due assi (360°/360°) comandata elettronicamente più console di comando da 3300€



**Figura 1.8:** Testa remota di tipo semi professionale, per treppiede, a due assi (360°/180°) comandata elettronicamente e sistema di comando da 950 €

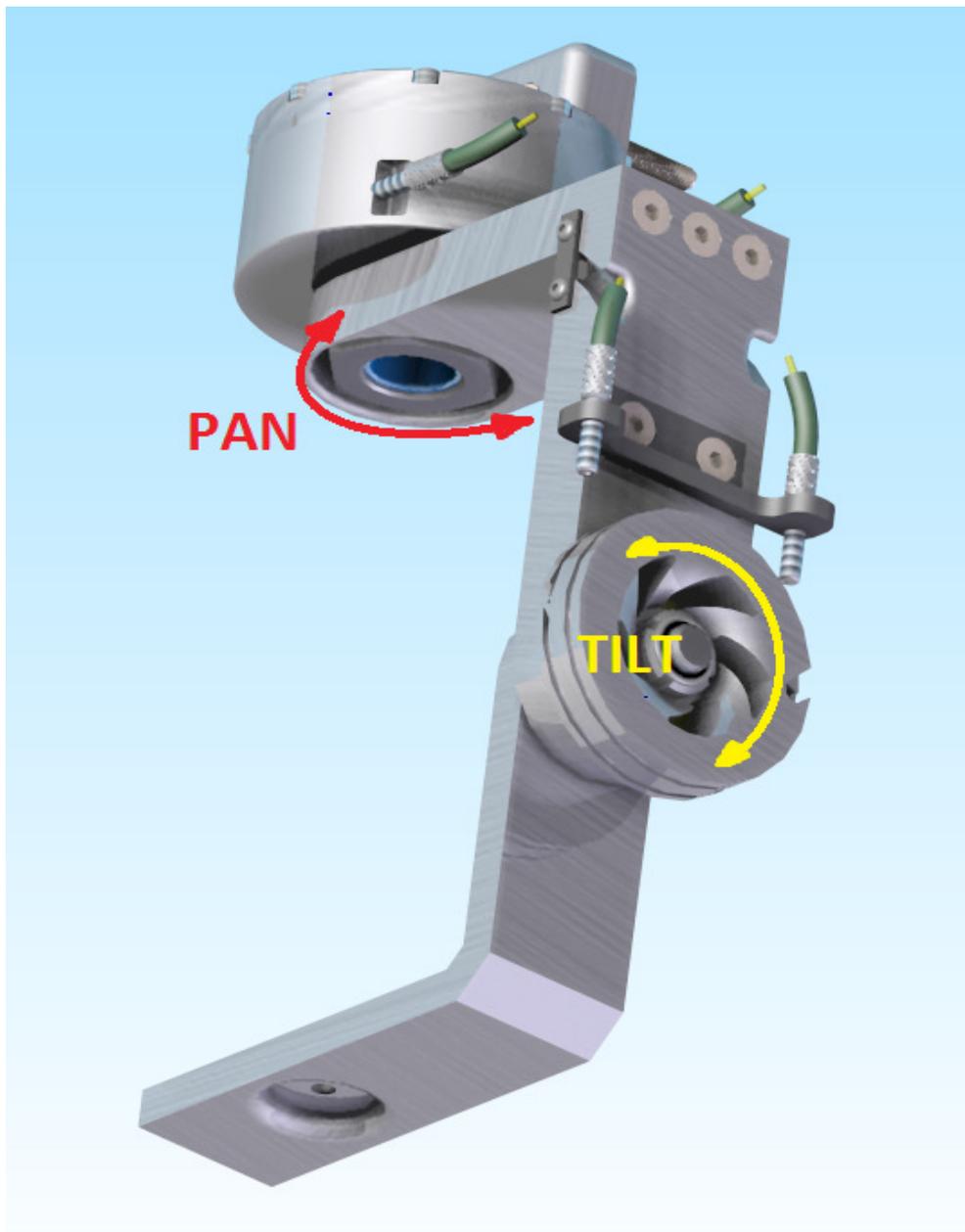
I prezzi sono quelli del listino EL.CA. azienda italiana di attrezzature per riprese video.

I prezzi dei sistemi in commercio differiscono molto, a causa delle soluzioni costruttive differenti e dei materiali utilizzati. In Italia diverse aziende realizzano questi prodotti, ma poche commercializzano buoni sistemi a prezzi sostenibili per hobbisti.

Il progetto in esame è volto a realizzare un sistema semi professionale a prezzo contenuto adatto ad un tipo di clientela non professionista.

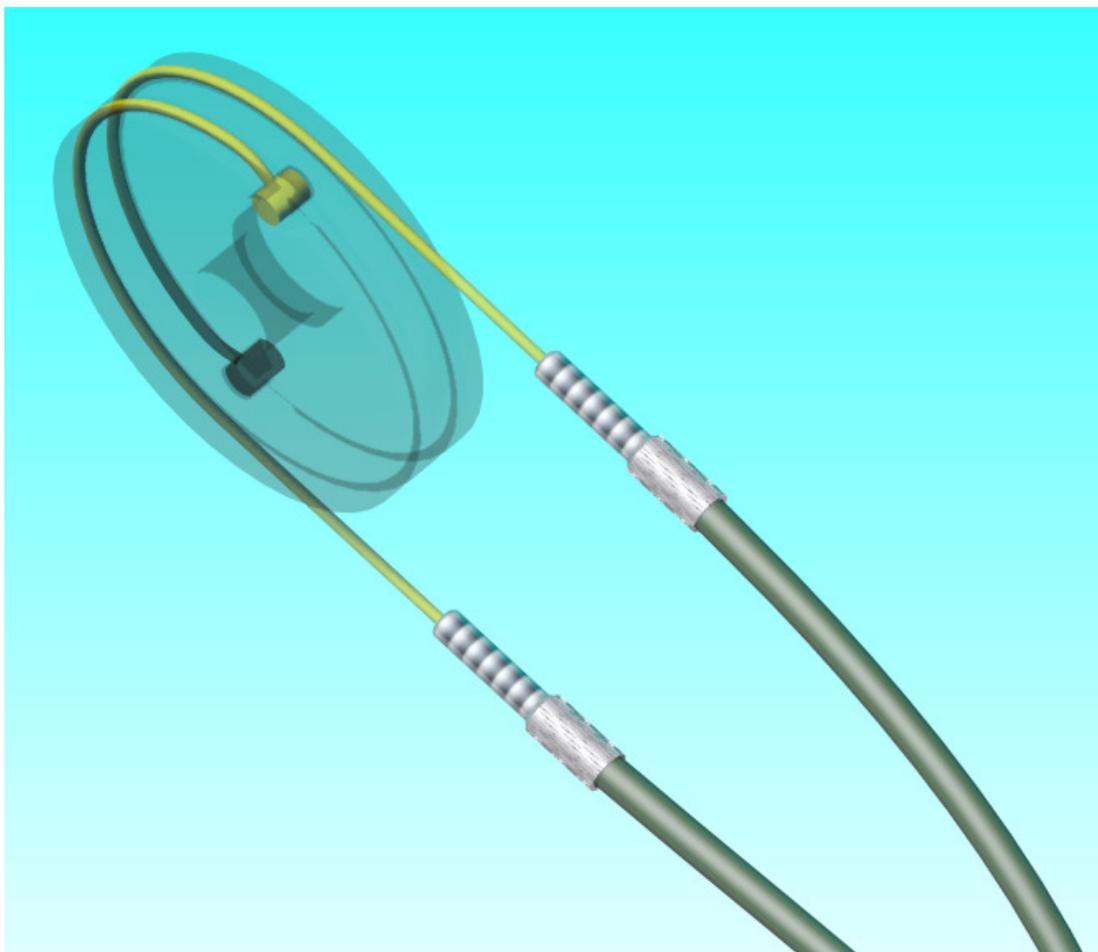
## 2. TESTA REMOTA

La testa remota (Fig 2.1) che vedremo nel dettaglio nei prossimi paragrafi, è stata suddivisa in due sottogruppi. In particolare ho descritto la rotazione Pan, con le sue peculiarità, e di conseguenza la rotazione Tilt.



*Figura 2.1: Assieme della testa remota con specifica terminologia*

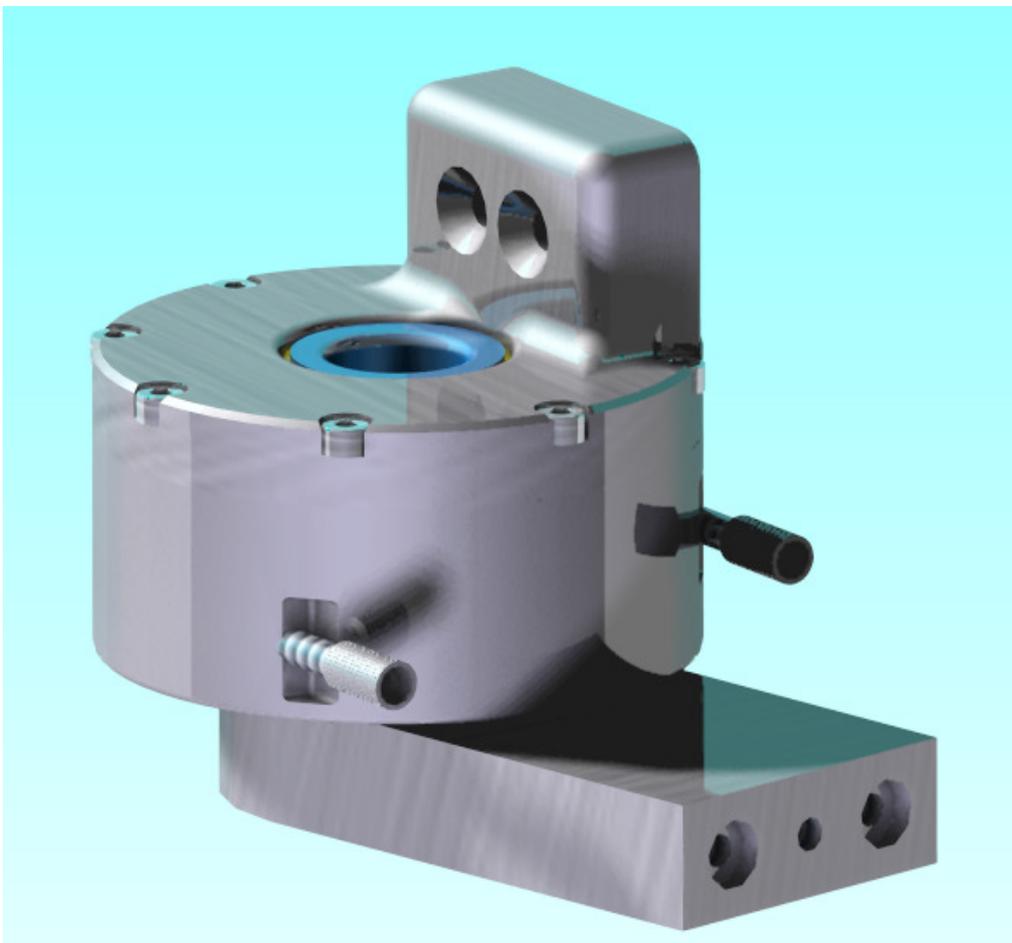
La tecnica utilizzata per entrambe le rotazioni, come già accennato, utilizza due fili Bowden (Fig 2.2), uno di andata e uno di ritorno. Essi sono avvolti su di un tamburo per 180° ed hanno la possibilità di svolgersi e avvolgersi su di una guida circolare da 360° appositamente ricavata nel tamburo. Il sistema di comando e la testa comandata presentano le medesime ruote, in tal modo avremo un rapporto di trasmissione diretto. I fili andranno preventivamente tensionati in modo da avere il controllo in entrambi i versi senza punti morti.



**Figura 2.2:** Particolare dei tamburi utilizzati per il meccanismo e dei cavi Bowden

## 2.1 Rotazione Pan

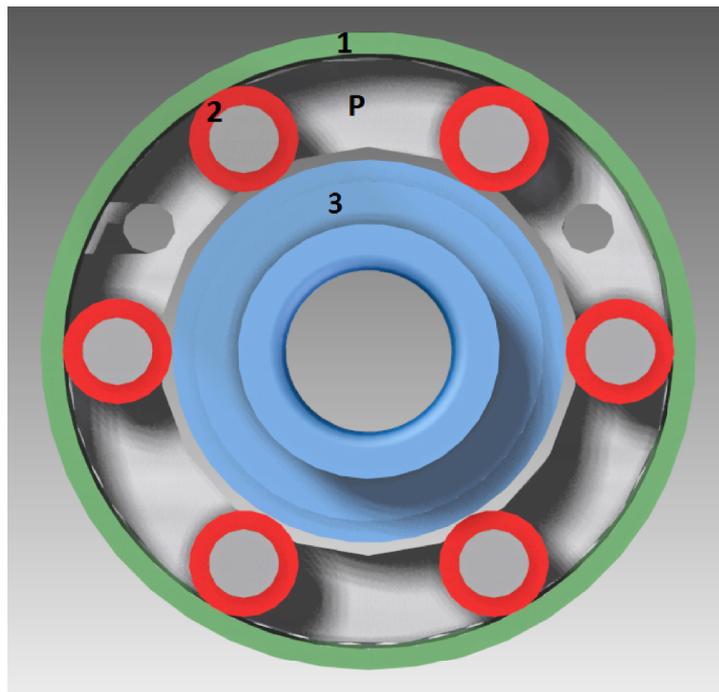
Il sistema di rotazione Pan (Fig 2.3) è realizzato tramite un moltiplicatore di giri, per ottenere una rotazione completa ( $360^\circ$ ) della testata tramite uno spostamento più limitato (circa  $140^\circ$ ) dell'organo di manovra. Il rotismo per ottenere il movimento desiderato dovrà essere il più compatto possibile, leggero, silenzioso ed avere la massima continuità del moto, cercando di limitare al più possibile i giochi.



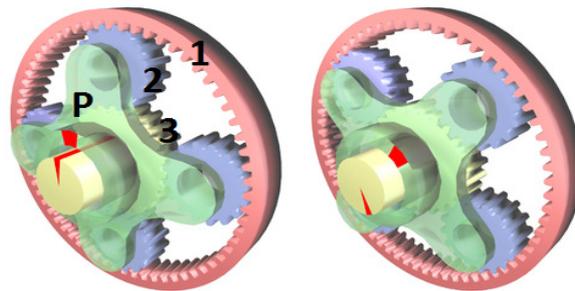
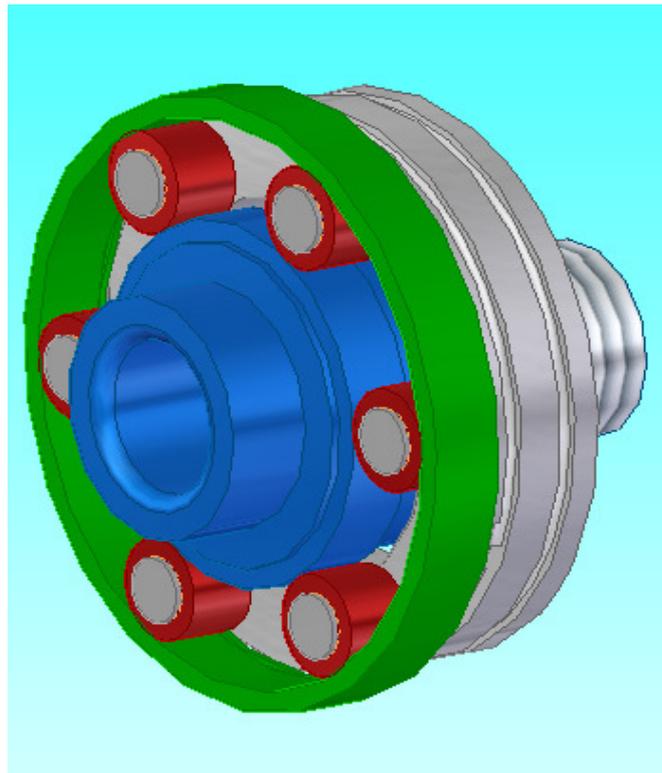
*Figura 2.3: movimento Pan con telaio orizzontale per supporto Tilt*

## 2.2 Rotismo epicicloidale

Il rotismo epicicloidale (Fig 2.4/2.5) è composto da quattro membri: tre ruote (una delle quali, la 1 in Figura, funge da telaio) ed un quarto membro, accoppiato rotoidalmente alle ruote 3 e 2. La ruota 2 è accoppiata rotoidalmente al membro P e con coppia superiore alla ruote 3 e 1; la ruota 3, infine, è accoppiata con coppia superiore alla ruota 2 e con coppia rotoidale alla ruota 1. E' appena il caso di notare che nei casi reali il membro P porta di solito due o più ruote fra loro uguali (nel nostro caso 6), analogamente equidistanti e tutte con il centro alla stessa distanza dall'asse di rotazione: l'aggiunta di queste ruote non altera, evidentemente, la natura ed il comportamento cinematico del meccanismo.



**Figura 2.4:** rotismo epicicloidale utilizzato nel movimento (pagina precedente), vista frontale. Indicati nella numerazione: 1. anello esterno (fisso a telaio), 2. satelliti, 3. albero solare, P. porta satelliti



**Figura 2.5:** dall'alto: rotismo in vista isometrica; in basso schema di rotismo epicicloidale con ruote dentate ed esplicazione dello spostamento angolare.

Esaminiamo il comportamento del meccanismo in Figura. Il movente sia il membro P: essa, ruotando, pone in movimento la ruota 2. Il moto della ruota 2 può essere facilmente individuato osservando che la circonferenza primitiva della ruota 2 deve rotolare sia sulla primitiva della ruota 3, sia sulla primitiva fissa della ruota 1. Il centro della ruota 2 si sposta dunque lungo una circonferenza di centro O (che sta sull'asse della ruota 3 e 1), trascinato in rotazione dal membro P attorno ad O, segue che il cedente ruota 3 dovrà ruotare con velocità periferica pari a quella della

ruota 2 più la velocità angolare del membro P per la distanza dell'asse di rotazione della ruota 2 dall'asse di rotazione della ruota cedente.

In un rotismo epicicloidale sono presenti ruote con assi mobili accoppiate rotoidalmente ad un membro rotante attorno ad un asse fisso: a ciascuna di queste ruote si dà il nome di *satellite*, mentre al membro al quale esse sono accoppiate rotoidalmente si dà il nome di *porta satellite*.

Ciò premesso, vediamo come si possono trovare le relazioni cinematiche fondamentali per i rotismi epicicloidali. Indicheremo, al solito, con  $\Omega_i$  la velocità angolare della ruota  $i$ , mentre con  $\Omega_p$  indicheremo la velocità angolare del porta satellite.

Si consideri il rotismo epicicloidale di Figura. Si assuma come prima ruota del rotismo una delle ruote che girano attorno ad un asse fisso; individueremo tale ruota con il numero 1. Le altre ruote siano individuate da numeri successivi, fino all'ultima ruota, che individuiamo come ruota  $n$ .

Siano  $\Omega_1$  e  $\Omega_p$  le velocità angolari della prima e dell'ultima ruota; per generalità le considereremo per adesso entrambe diverse da zero.

Supponiamo ora di porre in rotazione tutto il rotismo attorno all'asse di rotazione del porta satellite con velocità  $-\Omega_p$ , uguale in valore assoluto ma di verso opposto a quella del porta satellite. In questo modo il porta satellite resta fermo ed il rotismo diventa ordinario; le velocità angolari della prima e dell'ultima ruota sono  $\Omega_1 - \Omega_p$  e  $\Omega_n - \Omega_p$ .

Indichiamo con  $\tau_o$  il rapporto di trasmissione di questo rotismo ordinario:  $\tau_o$  è dunque il rapporto fra la velocità angolare  $\Omega_n - \Omega_p$  dell'ultima ruota e la velocità angolare  $\Omega_1 - \Omega_p$  della prima ruota. Si ha:

$$\tau_o = \frac{\Omega_n - \Omega_p}{\Omega_1 - \Omega_p}$$

Questa espressione è nota come *formula di Willis*.

Abbiamo visto come in un rotismo ordinario il rapporto di trasmissione si possa esprimere per mezzo dei numeri di denti delle singole

ruote componenti il rotismo (e quindi anche per mezzo dei raggi primitivi, ovvero, per le ruote coniche e le ruote di frizione). Pertanto,  $\tau_o$  può essere espresso in una forma che contenga gli elementi costruttivi del rotismo. Occorre però fare attenzione ai versi di rotazione della prima e dell' ultima ruota del rotismo ordinario: se i due versi sono concordi,  $\tau_o$  va assunto positivo; in caso contrario, va assunto negativo. Ciò è reso necessario dalla modalità con cui è stata ottenuta la formula di Willis: imprimendo, cioè, a tutto il rotismo una velocità angolare caratterizzata non solo dal valore assoluto, ma anche dal verso, vale a dire dal segno.

La formula di Willis può essere scritta anche in modo un po' diverso, per renderla di più immediata applicazione nei vari casi particolari. Nel nostro caso è fissata la ruota 1, quindi si avrà:

$$\tau_E = \frac{\Omega_n}{\Omega_p} = 1 - \tau_o$$

dove nel nostro caso

$$\tau_o = -\frac{D_1}{D_3}$$

quindi il rapporto di trasmissione dell'epicicloidale equivalente sarà :

$$\tau_E = 1 - \tau_o = \frac{D_1 + D_3}{D_3} .$$

Il rapporto finale di moltiplicazione nel nostro caso sarà, dati i diametri  $D_1=45\text{mm}$   $D_2=70\text{mm}$  :

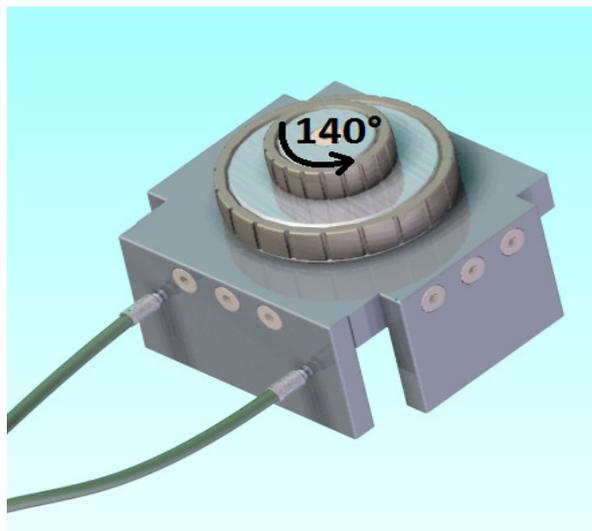
$$\tau_E = \frac{45+70}{45} = 2,556$$

questo risultato ci indica subito che per avere una rotazione pan (Fig 2.7) di

360° (1 giro completo) ci basterà ruotare la manopola di comando (Fig 2.6), azionata manualmente, di soli 141°.

Il meccanismo di manovra è in grado di ruotare fino a quasi di 360°, il che comporta una rotazione Pan fino a circa 915° (l'equivalente di 2,5 giri). Il limite di rotazione è però imposto soprattutto dalle guaine per i fili di comando del movimento Tilt, le quali passano attraverso il foro dell'albero/solare della rotazione Pan e poi si avvolgono ad elica su sé stesse. In tal modo è bloccata sia la rotazione, sia lo scorrimento dei fili rispetto alle guaine che andranno a comandare la rotazione Tilt.

Il vantaggio di questo rotismo epicicloidale è rappresentato dalla circostanza che l'anello esterno (ruota a dentatura interna) è fisso e fa corpo con il telaio: ne risulta una costruzione solida e compatta. Inoltre, come si è già accennato, i satelliti sono sempre più di uno, il che permette di ripartire la potenza su più satelliti contemporaneamente, dando luogo ad un elevato rapporto potenza trasmessa/massa del rotismo. Rotismi con questa struttura vengono pertanto impiegati quando si richiede la coincidenza degli assi di rotazione del movente e del cedente ed il meccanismo debba avere massa ed ingombri limitati.



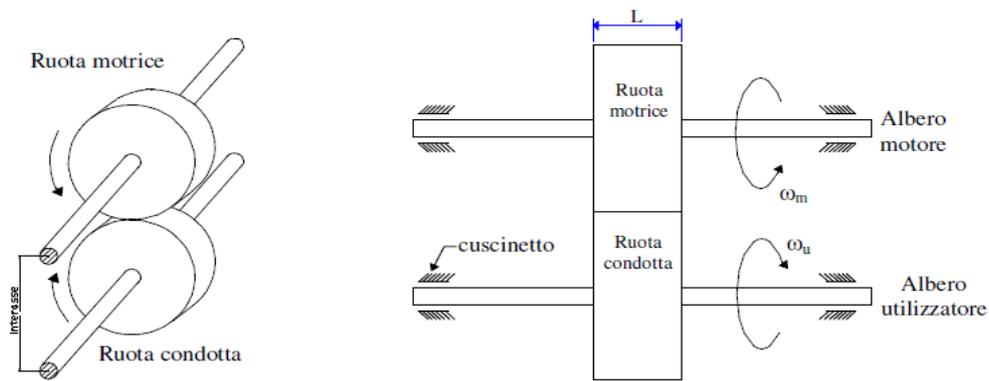
**Figura 2.6:** rotazione manopola di manovra



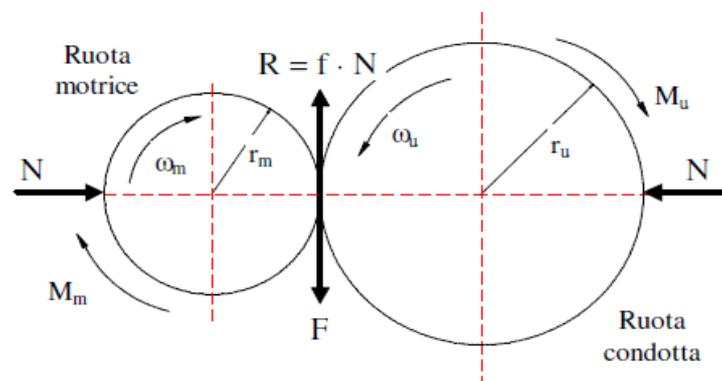
*Figura 2.7: rotazione testa remota*

## **2.3 Ruote di frizione**

E' una trasmissione che viene utilizzata per basse potenze (4÷5 kW) in quanto la trasmissione avviene a causa dell'aderenza che si manifesta nella zona di contatto delle due ruote (Fig 2.8). La forza premente  $N$  (Fig 2.9), detta forza di accoppiamento, non può essere molto grande perché causerebbe l'inflessione degli alberi su cui sono calettate le due ruote. La distanza tra gli assi di rotazione dei due alberi si chiama *interasse*.



**Figura 2.8:** schema semplificato di due ruote di frizione in presa



**Figura 2.9:** forze che si scambiano due ruote di frizione in cui viene trasmesso il moto

Nel funzionamento ideale (assenza di attriti) si ha:

$$M_m \omega_m = M_r \omega_r$$

cioè la potenza si conserva; pur variando le coppie e le velocità angolari delle ruote motrice e condotta, il loro prodotto rimane costante.

Nel funzionamento reale (presenza di attriti) si ha:

$$M_m \omega_m \eta = M_r \omega_r$$

dove  $\eta$  è il rendimento della trasmissione. Nel funzionamento reale si ha una perdita di potenza dovuta all'attrito di strisciamento sui perni e

all'attrito volvente tra le due ruote.

Nella *scelta dei materiali* ci si trova di fronte a due esigenze contrastanti:

- la necessità di un'elevata aderenza consiglierebbe di ricorrere a materiali come la gomma o il cuoio che hanno un elevato coefficiente d'attrito;
- l'esigenza che i materiali a contatto sopportino le pressioni consiglia invece materiali metallici (ghisa, acciaio), in cui il valore del coefficiente d'attrito ha valori più bassi ( $f = 0,10 \div 0,15$ ). In ogni caso risultano limitate le potenze trasmissibili.

*Condizione di aderenza:* durante il moto, affinché non si abbia slittamento fra le due ruote, la forza d'attrito  $R$  deve essere maggiore o uguale alla forza trasmessa  $F$  :

$$R \geq F \rightarrow f N \geq F \quad \text{con} \quad F = \frac{M_m}{r_m}$$

*Condizione cinematica di aderenza:* durante il moto, affinché non si abbia slittamento fra le due ruote, le velocità periferiche (o tangenziali) delle ruote motrice e condotta devono essere uguali:

$$v_m = v_u \rightarrow \begin{matrix} v_m = \omega_m r_m \\ v_u = \omega_u r_u \end{matrix} \rightarrow \omega_m r_m = \omega_u r_u \rightarrow \frac{\omega_m}{\omega_u} = \frac{d_u}{d_m}$$

*Dimensionamento:* consiste nel calcolare la forza di accoppiamento e la larghezza delle ruote di frizione conoscendo come dati di partenza la potenza da trasmettere e il numero di giri (e quindi la velocità angolare) dell'albero motore; per il calcolo dei diametri si utilizza il rapporto di trasmissione.

Dal valore della potenza  $P$  in kW e dal numero di giri dell'albero

motore si risale al momento motore

$$M_m = \frac{9549 P}{n_m}$$

e da questo si calcola la forza trasmessa :

$$F = \frac{M_m}{r_m}$$

Noto il coefficiente d'attrito tra i materiali delle due ruote e tenendo conto che per evitare lo slittamento bisogna migliorare la condizione limite di aderenza, si pone:

$$f N \geq F \rightarrow f N = k F$$

con  $k=1,5 \div 2$  coefficiente di sicurezza allo slittamento da cui si calcola il valore della forza d'accoppiamento  $N$ :

$$N = \frac{k F}{f}$$

Noto il valore di  $N$  si calcola la larghezza delle ruote  $L$  tramite una formula empirica:

$$L = \frac{N}{a}$$

dove  $a$  è un coefficiente che varia fra 20 e 40 [N/mm]. Se si conosce il rapporto di trasmissione,

$$i = \frac{\omega_m}{\omega_u} = \frac{d_u}{d_m}$$

fissato il valore del diametro della ruota motrice si calcola il diametro della ruota condotta.

Nel nostro caso, le ruote contemporaneamente in presa sul solare e sull' anello esterno, sono sei quindi il valore del momento resistente trasmissibile sarà sei volte maggiore rispetto ad un ingranaggio di due ruote.

*Calcolo di verifica del momento trasmissibile:*

- coefficiente d'attrito alluminio- acciaio:  $\eta_{Al/Fe} \simeq 0,15$
- larghezza delle ruote in presa:  $L=8\text{mm}$
- coefficiente  $a=20 \frac{N}{mm}$
- numero di ruote in presa  $n=6$
- raggio albero resistente (solare)  $r_r=45\text{mm}$

Forza d' accoppiamento:

$$N = La = 8 \cdot 20 = 160 \text{ N}$$

Forza trasmessa dall'accoppiamento:

$$F = N \frac{f}{k} \cdot n = \frac{160 \cdot 0,15}{1,5} \cdot n = 96\text{N}$$

Momento resistente massimo trasmissibile:

$$M_r = F r_r = 96 \cdot 45 = 4320 \text{ N} \cdot \text{mm} = 4,32 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Il momento resistente nel caso della nostra applicazione è di gran lunga minore. L'interferenza di montaggio può essere la minima consentita.

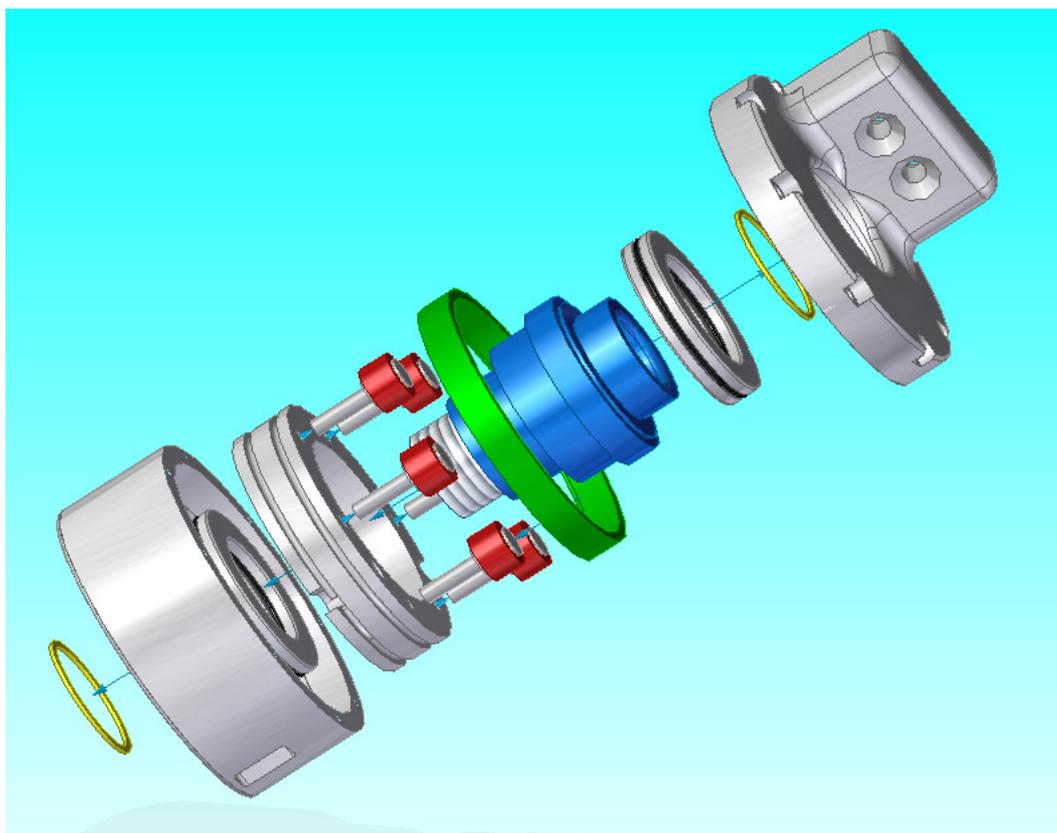
La decisione di utilizzare questi materiali nelle ruote di frizione verrà motivata nei paragrafi a seguire. Si può anticipare che l' alluminio ha un ottimo coefficiente d' attrito, e per questa ragione che alcuni pezzi sono realizzati nel medesimo materiale.

## 2.4 Descrizione tecnica

Il rotismo epicicloidale (Fig 2.10) è realizzato in modo da poter contenere al massimo gli ingombri ed avere la massima stabilità assiale e radiale dell'albero solare (resistente).

Proprio per ovviare a questa problematica, nel meccanismo sono presenti due cuscinetti assiali che mantengono la stabilità nella direzione verticale. Per la rigidità radiale si sfrutta, invece, il rotismo epicicloidale.

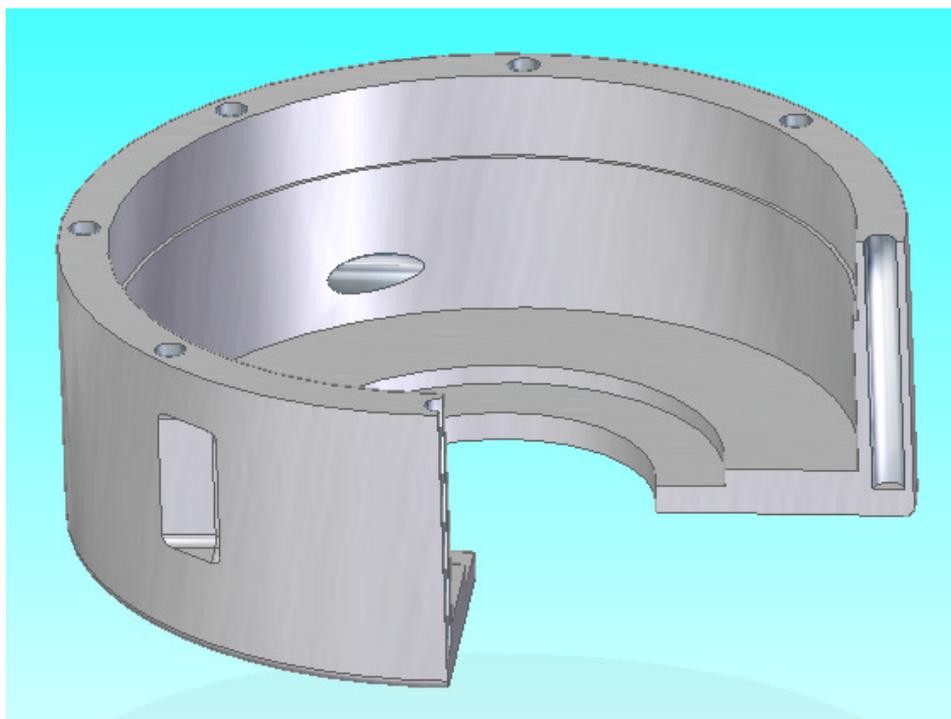
Esso è realizzato con sei satelliti, che trasmettono più potenza alla rotazione e mantengono concentrico l' anello esterno con l' albero solare. Vediamo ora una vista esplosa del sistema di rotazione Pan:



**Figura 2.10:** A partire dal basso a sinistra: anello para polvere; supporto del meccanismo di rotazione ; cuscinetto assiale a rulli; tamburo porta fili / porta satellite; satelliti; anello esterno ; albero/ solare; cuscinetto assiale a rulli; anello para polvere; coperchio con supporto di fissaggio.

L' *anello para polvere* è realizzato in materiale plastico a basso attrito radente, che assicura il minimo ostacolamento alla rotazione dell'albero solare. Esso viene montato con una leggera interferenza sull'albero solare e con un minimo gioco rispetto al supporto del meccanismo. La sua funzione è quella di evitare l' intrusione da parte di polvere o qualsiasi altra forma di sporcizia, garantendo quindi un moto fluido e pulito.

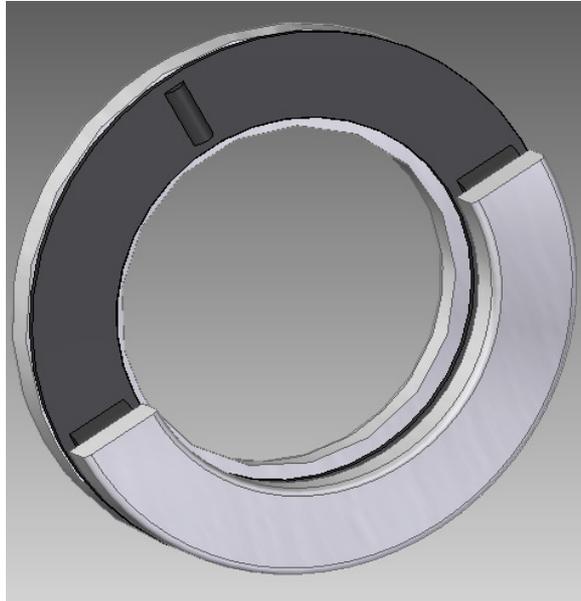
Il *supporto del meccanismo di rotazione* (Fig 2.11) è realizzato in alluminio tramite lavorazione alle macchine utensili. Al suo interno presenta l' alloggiamento del suddetto anello para polvere, del cuscinetto assiale e del anello esterno dell'epicicloidale. Nel supporto sono presenti anche due tasche con fori filettati che ospitano i registri per i fili di comando. Il supporto è collegato tramite viti al coperchio che viene fissato al Crane.



**Figura 2.11:** Sezione del supporto del meccanismo di rotazione

I *cuscinetti assiali a rulli* (Fig 2.12) sono di tipo commerciale, con diametro interno di  $30\text{ mm}$ , diametro esterno di  $47\text{ mm}$  e larghezza di

8 mm, e supportano carichi dinamici di 15 kN. Per la nostra applicazione, risultano sovradimensionati dato che gli sforzi in gioco sono dell'ordine di 20 N.

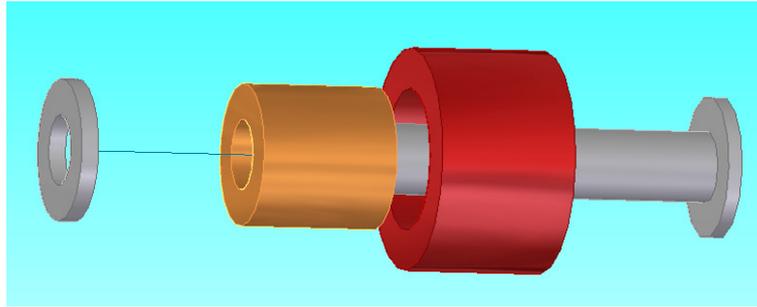


**Figura 2.12:** Cuscinetto assiale a rulli (disegno semplificato con 4 rulli)

Il tamburo porta fili/porta satelliti è realizzato in alluminio tramite lavorazione alle macchine utensili; presenta due guide per lo scorrimento fili sia di andata che di ritorno per la movimentazione. I fori assiali, invece, contengono la testa (battuta) del filo. Inoltre questo semilavorato ha la funzione di porta satelliti tramite sei fori i quali alloggiavano i perni che verranno montati a pressione sul tamburo stesso.

I satelliti (Fig 2.13) sono gli organi che portano il moto all'albero solare e sono realizzati in alluminio per ottenere un miglior coefficiente d'attrito e quindi un maggior momento resistente. Nel satellite d'alluminio, troviamo una bronzina montata a pressione sul diametro interno di esso e con un leggero gioco sul perno che collega il tutto al porta satelliti, evitando possibili attriti o sfregamenti fra rullo in alluminio e perno in acciaio. Questi potrebbero infatti grippare in quest'ultima con figurazione .

Vista esplosa dei satelliti:



**Figura 2.13:** A partire da sinistra: rondella; bronzina; rullino in alluminio; perno di supporto in acciaio rettificato

L'*anello esterno* è l'organo del meccanismo epicicloidale che ci permette di trasferire il moto facendo ruotare i satelliti. Questo anello è realizzato in acciaio tramite lavorazione alle macchine utensili. Viene montato a pressione o tramite grani dal supporto del meccanismo di rotazione, bloccando il suo movimento.

L'*albero solare* porta il moto al telaio orizzontale di supporto del movimento Tilt e può essere realizzato in acciaio o in alluminio.

I vantaggi di un albero in alluminio sono il maggior coefficiente d'attrito con i satelliti e il peso ridotto.

I vantaggi di un albero in acciaio sono, invece, la maggior precisione di lavorazione nel caso di rettifica, la maggior resistenza all'usura ed il minor costo. In fase di realizzazione è bene valutare questi aspetti in funzione dell'utilizzo che ne verrà fatto (maggiore momento trasmissibile ovvero maggior precisione costruttiva).

Il *coverchio con supporto di fissaggio* ci permette di fissare tutta la testata ad un telaio, può essere il Crane oppure un semplice cavalletto che presenta il medesimo collegamento filettato.

Il semilavorato è realizzato in alluminio tramite lavorazione alle macchine utensili.

## 2.5 Stima della risoluzione di manovra Pan

La precisione del movimento Pan deriva:

- dalla manualità dell'operatore;
- dalla precisione impiegata nel produrre i semilavorati;
- dalla registrazione dei giochi giochi dei componenti collegati;

Analizzando il sistema di amplificazione della rotazione Pan ci si accorge subito, che avendo un rapporto di trasmissione di moltiplicazione pari a  $\tau_E = 2,556$ , l'errore di spostamento angolare della fotocamera rispetto all'errore dell'operatore nel ruotare il sistema di comando, è maggiorato. Questo risultato ci allarma subito sul fatto che l' erroneo spostamento di un grado o poco meno sulla rotazione della macchina da presa, porterebbe ad un' inquadratura totalmente fallimentare.

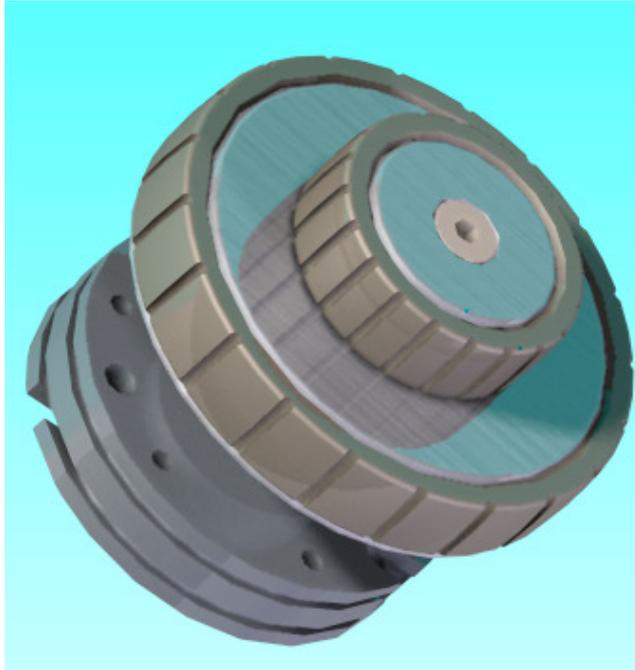
Per ovviare a questo problema, la soluzione costruttiva più efficace ed economica è un sistema di comando il più preciso possibile (Fig 2.14). L'errore al cedente può così rimanere in un campo accettabile.

Il sistema di comando in questione è costituito da una doppia manopola di diametri diversi, che permette due tipi di riprese completamente diverse:

- Action (necessità di ruotare la camera velocemente e su di un campo di manovra più ampio)
- Dettagliate (inquadrature di persone e oggetti fino ad ampie distanze, con necessità di una rotazione di precisione).

Le manopole di comando sono realizzate in materiale gommoso, per un ottima presa senza scivolamenti (quindi più reattiva al controllo) e rimangono piacevoli e confortevoli al tatto.

L'errore che può commettere una persona sul controllo di una manopola può essere nell'intorno di una frazione di millimetro lineare.



**Figura 2.14:** Sistema di manovra, con la doppia manopola

Valutiamo ora la *sensibilità* sul cedente:

- Raggio della manopola grande  $R_{mg} = 42\text{mm}$
- Raggio della manopola piccola  $R_{mp} = 22\text{mm}$
- Supponiamo un errore di 2 decimi di millimetro

Scostamento angolare del movente :

$$\alpha = \frac{l'}{R}$$

dove  $l'$  è la lunghezza dell'arco di circonferenza. Per angoli molto piccoli  $l'$  può essere confusa con la corda equivalente  $l$ , quindi avremo:

$$\alpha = \frac{l'}{R} \simeq \frac{l}{R} .$$

Per la manopola grande:

$$\alpha_{mg} \simeq \frac{l}{R_{mg}} = \frac{0,2}{42} = 4,762 \times 10^{-3} \text{ rad}$$

Per la manopola piccola :

$$\alpha_{mp} \simeq \frac{l}{R_{mp}} = \frac{0,2}{22} = 0,01 \text{ rad} \quad .$$

Ora valutiamo lo scostamento angolare sul cedente e quindi la sensibilità di tutta la struttura. Se utilizzassimo la manopola grande avremmo:

$$\beta_{mg} = \alpha_{mg} \cdot \tau_E \simeq 4,762 \times 10^{-3} \cdot 2,556 = 0,0122 \text{ rad} \quad ,$$

mentre per un controllo preciso con una maggior possibilità di manovra con un'unica presa da parte dell'operatore si ha:

$$\beta_{mp} = \alpha_{mp} \cdot \tau_E \simeq 0,01 \cdot 2,556 = 0,0256 \text{ rad} \quad .$$

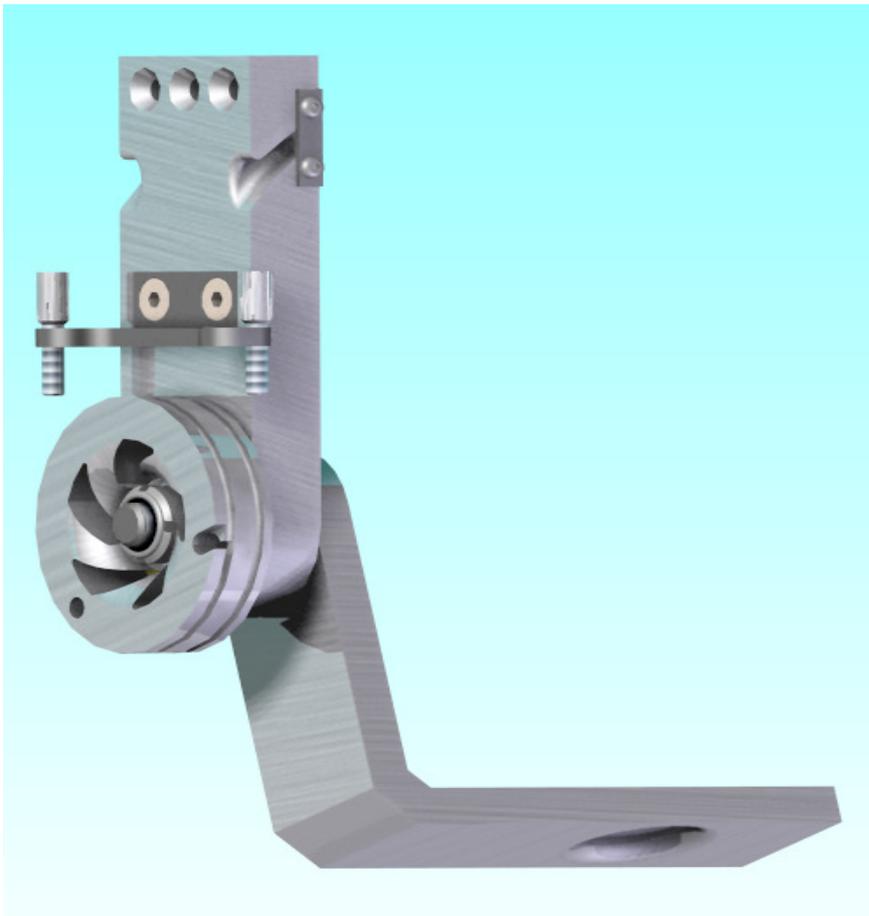
Valutiamo empiricamente la precisione, supponendo che l'oggetto da inquadrare sia a 5 metri di distanza dalla macchina da presa, quindi con una precisione di  $0,0122 \text{ rad}$  avremo uno spostamento minimo dal punto neutro di  $0,061 \text{ m} = 6,1 \text{ cm}$ .

La valutazione appena fatta è di carattere puramente indicativo. La precisione dell'operatore è, infatti, soggettiva, e difficilmente comprovabile in quanto dipende da troppe variabili, anche umane.

## 2.6 Rotazione Tilt

La rotazione Tilt (Fig 2.15) avviene mediante un diretto rapporto di trasmissione unitario, che consegue alla rotazione dell'organo di manovra da parte dell'operatore.

La rotazione Tilt, al contrario della rotazione Pan, non comporta amplificazioni di errore.



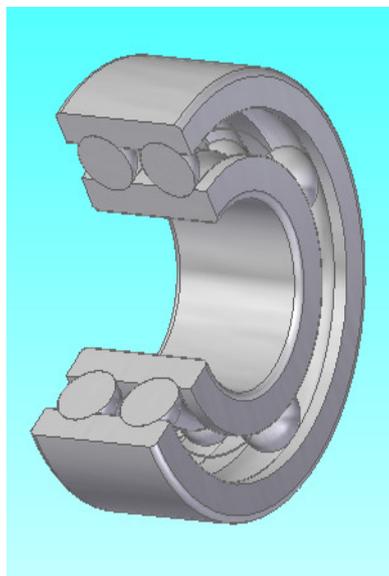
*Figura 2.15: sistema di rotazione Tilt*

Il sistema di rotazione Tilt, così realizzato, contiene al massimo i pesi, che gravano il meno possibile sulla struttura portante.

## 2.7 Descrizione tecnica

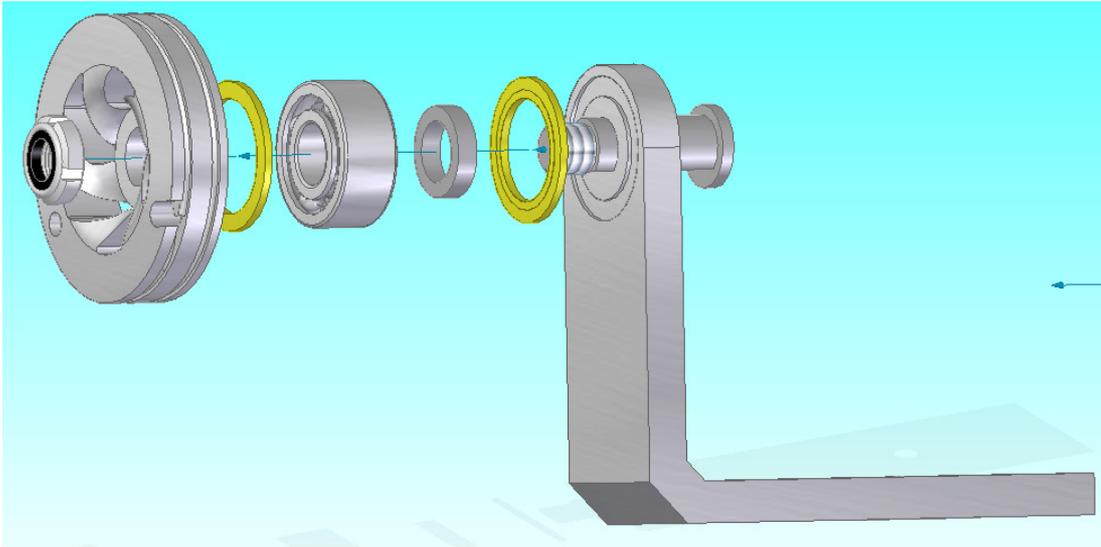
La massima stabilità radiale della rotazione Tilt (Fig 2.17), è ottenuta mediante un cuscinetto a doppia corona di sfere, che permette maggior stabilità alla trave ad incastro (applicazione in questione del telaio Tilt) .

La struttura interna ed il funzionamento dei cuscinetti radiali rigidi a sfere a doppia corona coincidono con quelli di una coppia di cuscinetti radiali rigidi a sfere ad una corona. Si consiglia, infatti, di evitare l' utilizzo nei casi in cui siano richieste condizioni particolari di adattabilità angolare. Il cuscinetto in questione (Fig 2.16) è del tipo: 4202A (catalogo Skf) diametro interno  $15\text{ mm}$ , diametro esterno  $35\text{ mm}$ , larghezza  $14\text{ mm}$ ; è in grado di supportare cariche dinamiche dell'ordine di  $11,9\text{ kN}$  mentre nel caso in esame la forza peso agente su di esso è di  $730\text{ g}$  del telaio più  $800\text{ g}$  circa della macchina da presa quindi di gran lunga minori rispetto a quelli ammissibili. Il cuscinetto è preferibile per la sua attitudine al minor attrito di partenza dalla posizione di fermo e la maggior fluidità del movimento durante la ripresa.



**Figura 2.16:** Cuscinetto a due corone di sfere (disegno semplificato con 4 sfere per parte)

Vista esplosa del meccanismo:

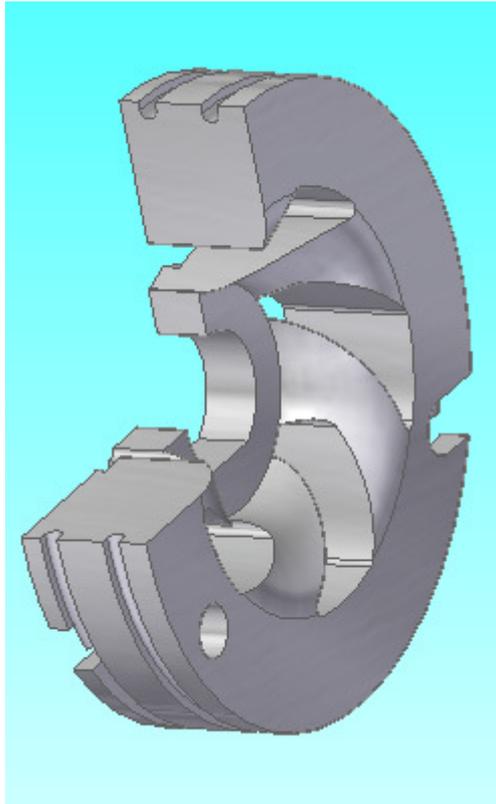


**Figura 2.17:** *Da sinistra: ghiera filettata autobloccante; tamburo porta fili; anello para polvere; cuscinetto radiale a due corone di sfere; distanziale; anello para polvere; telaio Tilt; albero.*

Il *tamburo porta fili* (Fig 2.18) è realizzato in alluminio tramite lavorazione alle macchine utensili. Sulla sua circonferenza sono presenti le scanalature per l'alloggiamento dei fili che si svolgono e si avvolgono in funzione della posizione cercata. I fori sul fronte accolgono o le teste (battute) dei fili.

Questi sono preventivamente tensionati in maniera da eliminare qualsiasi gioco, garantendo così la continuità del moto.

*Cuscinetto radiale a due corone di sfere* (già visto in precedenza).



**Figura 2.18:** Tamburo porta fili in sezione (si noti il sistema di inserimento delle teste dei fili)

Gli *anelli para polvere* evitano il logoramento del cuscinetto, e l'intrusione di polvere o altri materiali solidi di piccole dimensioni che potrebbero interferire con le sfere causando rumore e vibrazioni.

Il *distanziale* è realizzato da barra o da tubo e può essere in acciaio o alluminio.

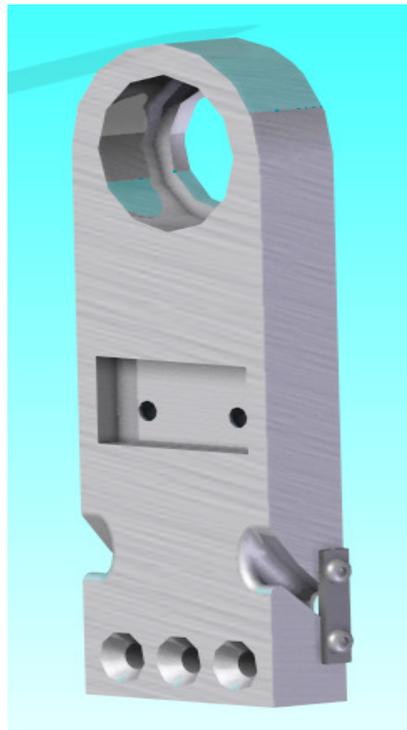
Il *telaio Tilt* sostiene la macchia da presa ed è realizzato:

- dal pieno tramite lavorazione alle macchine utensili, comportando costi indicativamente elevati
- mediante collegamento di viti o tramite saldatura di due prismi tagliati da lamiera
- tramite piegatura (soluzione migliore nonché più economica).

La lastra di spessore di  $10\text{mm}$ , garantisce una discreta rigidità in caso di sobbalzi e/o movimenti veloci.

L' *albero* è realizzato in acciaio lavorato alle macchine utensili da barra e presenta una fresatura su tutta la sua lunghezza per garantire la fase del moto fra tamburo e telaio Tilt. In fondo, dalla parte del tamburo ha una parte filettata da  $M12$  per il collegamento con la ghiera e quindi per il serraggio di tutti i componenti in modo da eliminare qualsiasi gioco assiale e radiale.

Il *telaio verticale di supporto Tilt* (Fig 2.19), in alluminio con lavorazione alle macchine utensili, è peculiarmente lavorato e ciò fa sì che il prezzo di realizzazione sia notevolmente incrementato.

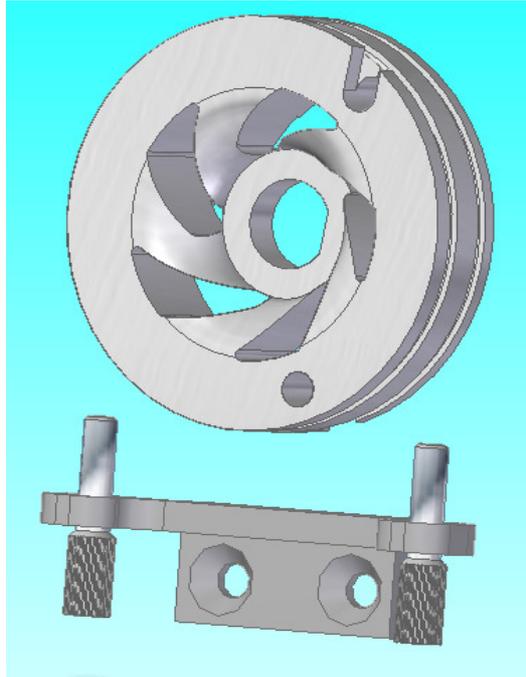


**Figura 2.19:** Telaio verticale di supporto per movimento Tilt

La problematica riguardante la difficoltà lavorativa può essere però risolta semplificando la struttura, eliminando le rientranze dove sono alloggiato le guaine ed eliminando la tasca che ospita la lamiera porta

registri. Tale ultima modifica comporta la ridefinizione, in ogni caso, della geometria della lamiera porta registri.

Anche in questo caso l'eliminazione dei giochi è fondamentale per garantire un risultato accettabile; che si ottiene praticando il preventivo tensionamento dei cavi tramite i registri filettati (di reperibilità commerciale).



**Figura 2.20:** Tamburo porta cavi , lamiera porta registri (realizzato in lamiera piegata) e registri/ tenditori

La *lamiera porta registri* (Fig 2.20) è tagliata al laser poi piegata; viene filettata dove andranno i registri e svasata in prossimità dei fori di fissaggio al telaio. La proprietà più importante è la rigidità, soprattutto in prossimità della piegatura, che evita l'elasticità nel momento in cui è comandato il movimento di Tilt.

## 2.8 Stima della risoluzione di manovra Tilt

Come è già stato accennato, la sensibilità del movimento Tilt è data dalla manualità dell'operatore, ed in particolare, l'errore non è amplificato in quanto la trasmissione del moto avviene con un rapporto di trasmissione unitario e diretto.

Andiamo a verificare la *sensibilità* del cedente:

- Raggio della manopola grande  $R_{mg} = 42\text{mm}$
- Raggio della manopola piccola  $R_{mp} = 22\text{mm}$
- Supponiamo un errore di 2 decimi di millimetro  
Scostamento angolare del movente :

$$\alpha = \frac{l'}{R} \simeq \frac{l}{R}$$

Per la manopola grande:

$$\alpha_{mg} \simeq \frac{l}{R_{mg}} = \frac{0,2}{42} = 4,762 \times 10^{-3} \text{ rad}$$

mentre per la manopola piccola :

$$\alpha_{mp} \simeq \frac{l}{R_{mp}} = \frac{0,2}{22} = 0,01 \text{ rad}$$

Valutiamo ora sperimentalmente la precisione d' inquadratura supponendo che l'oggetto da inquadrare sia a 5 metri di distanza dalla macchina da presa, avremo uno spostamento minimo dal punto neutro di  $0,0238\text{m} = 2,28 \text{ cm}$ .

Come detto in precedenza (paragrafo: 2.5 precisione e sensibilità) del movimento Pan, i calcoli sono puramente indicativi, ma permettono una visione generale della precisione.

## 2.9 Analisi dei costi

Ho elaborato un'analisi dei costi del sistema testa remota con console di comando. Tale studio mostra chiaramente quanto possa essere conveniente la realizzazione concreta del progetto. I prezzi (Tab. 2.1) che sono di carattere indicativo (e maggiorato), permettono comunque un'analisi generale dell'investimento.

Mi sono servito dell'ausilio di un tornitore professionista, che mi ha fornito un listino prezzi dei pezzi già di utilizzo commerciale, nonché dei semilavorati con quote dimensionali, le tolleranze e le rugosità specifiche ove sono previste. Il tornitore, anche carissimo amico, è Cristian Montanari della torneria di Rimini "Montanari s.n.c. Di Montanari Cristian & C."

<b>Tipologia di pezzo</b>	<b>Quantità</b>	<b>Prezzo</b>
Anello esterno	1	€ 14,00
Tamburo porta fili	4	€ 40,00
Perno satellite	6	€ 3,00
Bronzina satellite	6	€ 5,00
Rullino esterno satellite	6	€ 3,00
Albero solare	1	€ 10,00
Cuscinetto assiale a rulli	2	€ 5,00
Porta movimento	1	€ 30,00
Coperchio porta movimento	1	€ 45,00
Para polvere	4	€ 2,00
Telaio Pan orizzontale	1	€ 15,00

Telaio Pan verticale	1	€ 15,00
Telaio Tilt	1	€ 10,00
Albero Movimento Tilt	1	€ 10,00
Distanziale	6	€ 2,00
Cuscinetto a due corone di sfere	3	€ 15,00
Lamiera tendi cavi	1	€ 10,00
Albero sistema di comando	2	€ 7,00
Ruota di comando	2	€ 20,00
Supporto cuscinetto	2	€ 30,00
Basi laterali	6	€ 6,00
Viti varie, boccole registri	/	€ 10,00
Materiale di consumo e smaltimento rifiuti	/	€ 5,00
Guaine teflonate	4x3m	€/m 4,00
Fili	4	€ 2,00
Lavoro di montaggio	1h	€/h 30,00
<u>Totale</u>		<u>€ 711,00</u>

**Tabella 2.1:** tabella prezzi per la realizzazione del sistema testa remota

I prezzi inseriti in tabella sono stati incrementati del 20% circa per contenere il prezzo finale entro questo limite massimo. Inoltre alcuni semilavorati si possono sostituire con pezzi in commercio, abbattendo

maggiormente i costi. La programmazione della macchina utensili a controllo numerico è il costo della lavorazione che verte maggiormente sul costo del singolo pezzo.

Inoltre i prezzi risultano più elevati per il fatto che andranno realizzati una sola volta (caso del prototipo). Si può, infatti, abbassarne ulteriormente il prezzo totale, realizzando un numero di teste maggiore dell'unità.

In questo caso il prezzo non è ancora sufficientemente competitivo per la realizzazione di un unico prototipo, ma lo diventerebbe qualora vengano prodotti almeno una decina di sistemi.

### 3. Crane

Il Crane in questione (Fig 3.1) è in grado di portare la macchina da presa fino ad un' altezza di 2,3 metri. La struttura del meccanismo è quella di una leva di 2° grado bilanciata.

Le peculiarità di questo meccanismo sono i movimenti rigidi con basse flessioni della struttura e la rotazione continua e fluida attorno all'asse del treppiede.

L'asta su cui è montata la telecamera ha una lunghezza di 3 metri, ma può essere sostituito da un braccio modulare di lunghezza maggiore secondo l' utilizzo destinato. L'asta all'estremità opposta, quella dalla parte dell'operatore, misura invece 1 metro. All'estremità del lato più lungo è situato un bilanciante che si accoppia rotoidalmente al braccio stesso e al tirante, lungo quanto l' albero. In questo modo la macchina da presa rimane sempre parallela al terreno, quando il braccio si alza e si abbassa. La regolazione e quindi l'inclinazione della macchina può essere fatta a piacimento comportando una rotazione del bilanciante. Montando infatti il tirante in una posizione differente da quella neutra, che corrisponde alla struttura geometrica del parallelogrammo articolato, si ottiene la rotazione del bilanciante. Lo spostamento verticale, cioè l'alzata della macchina da presa, si effettua azionando l'asta corta opposta. Essa presenta alla sua estremità una barra filettata che serve a fissare i pesi di bilanciamento. La struttura in equilibrio sarà più facilmente manovrabile.

La rotazione nel piano verticale, la quale avviene rispetto ad un asse orizzontale, nel caso pratico della nostra struttura può andare da  $-50^\circ$  a  $+50^\circ$  dalla posizione orizzontale di riferimento. In questo modo, avendo un'asta di 3 metri si può arrivare ad altezze di 2,30 metri con un escursione totale di 4,60 metri. Utilizzando un'asta lunga 5 metri, invece, si può arrivare fino a 3,80 metri di elevazione rispetto alla parallela al terreno.

Aumentando la lunghezza dell'asta si va incontro a flessioni maggiori dovute alle masse a sbalzo che creano un momento flettente.



*Figura 3.1: prospettiva Crane*

### **3.1 Quadrilatero articolato**

Il meccanismo costituito da quattro membri accoppiati da quattro coppie rotoidali con gli assi fra loro tutti paralleli prende il nome di quadrilatero articolato piano (Fig 3.2).

Al telaio 4 sono accoppiati rotoidalmente i due membri 1 e 3,

ciascuno dei quali si chiama *manovella* o *bilanciere*, a seconda che possa compiere una rotazione completa, o soltanto incompleta (cioè minore di  $360^\circ$ ) attorno al proprio centro di rotazione  $O_1$  od  $O_3$ . Il membro 2, non adiacente al telaio, è la *biella*, del quadrilatero.

Nelle sue applicazioni più comuni, il quadrilatero articolato è usato per trasformare un moto rotatorio continuo (il movente è allora una manovella) in un moto rotatorio alterno (il cedente è, quindi, un bilanciere).

Per individuare se un membro è una manovella o un bilanciere, si può fare uso di una regola, detta di *Grashof*, che ci limitiamo ad annunciare: "indicate con  $L, C$ , le lunghezze dei membri più lungo e più corto e con  $l, m$ , quelle dei membri intermedi, eseguiamo le somme  $L + c$  e  $l + m$  e confrontiamole. Possono darsi i seguenti casi:

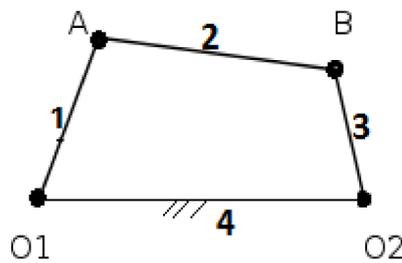
- $L + c > l + m$  : il quadrilatero ha soltanto bilancieri;
- $L + c < l + m$  : il quadrilatero ha due bilancieri se funge da telaio il membro opposto a quello più corto; a due manovelle se funge da telaio il membro più corto; ha una manovella ed un bilanciere se funge da telaio un membro adiacente a quello più corto, essendo manovella il membro più corto;
- $L + c = l + m$  : è un caso limite che per altro si verifica quando il quadrilatero diventa un parallelogrammo articolato: il parallelogrammo articolato ha due manovelle".

Il parallelogrammo presenta alcune interessanti proprietà. In particolare, si osserva che la biella resta sempre parallela ad  $O_1 - O_2$ , e quindi trasla senza ruotare. È anche evidente che la velocità del punto  $B$  è in ogni istante uguale a quella del punto  $A$ ; così, anche le velocità di tutti i punti della biella sono tutti uguali - a conferma del moto puramente traslatorio della biella - come pure le loro accelerazioni. È altresì evidente che i membri 1 e 3 ruotano con la stessa velocità angolare e che il meccanismo possiede due manovelle.

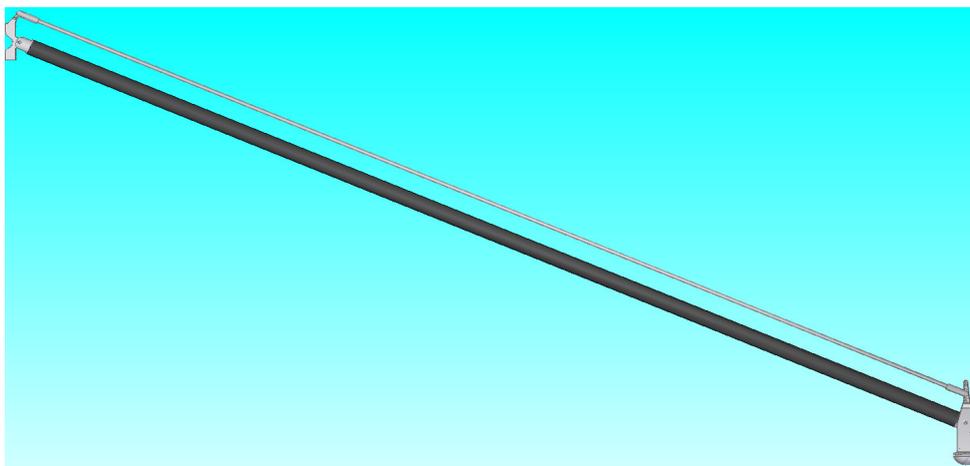
Nel passaggio attraverso una posizione di punto morto, un parallelogrammo articolato può trasformarsi in un *antiparallelogrammo*,

con inversione del verso di rotazione di una delle due manovelle. Per evitare che possa verificarsi una circostanza del genere, e, comunque, per evitare che in prossimità delle posizioni di punto morto l'angolo di trasmissione risulti troppo piccolo, è in molti casi necessario collegare rigidamente, sovrapponendoli l'uno all'altro, due parallelogrammi articolati, con angoli di manovella sfasati ad esempio di  $90^\circ$ .

Il parallelogrammo (Fig 3.3) trova impiego in diversi casi: ad esempio, quando si voglia imporre ad un corpo un moto di quello della biella (i cui punti, come è evidente, descrivono tutte traiettorie circolari di raggio  $O_1A$ ), come può essere richiesto in alimentatori a scosse; quando si voglia trasmettere il moto tra due alberi con assi ( $O_1$  e  $O_2$ ) paralleli, con velocità angolari uguali e di uguale verso; quando si voglia avere un membro che si mantiene costantemente parallelo ad un altro, fisso o mobile, come in strumenti per il disegno ed in attrezzature di lavoro, quali i tecnografi e i pantografi.



*Figura 3.2: quadrilatero articolato*



*Figura 3.3: parallelogrammo articolato formato dal Crane*

Nel nostro caso avremo un parallelogrammo montando il tirante nella posizione neutra (chiamo neutra la posizione di parallelogrammo articolato perché mi rende la posizione della macchina da presa sempre parallela al terreno). Se cambiamo la posizione della coppia rotoidale  $O_2$ , sulla verticale, avremo una rotazione positiva (prendo positiva la rotazione oraria nel movimento di salita) oppure negativa.

Valutiamo ora tale rotazione ai punti estremi di montaggio:

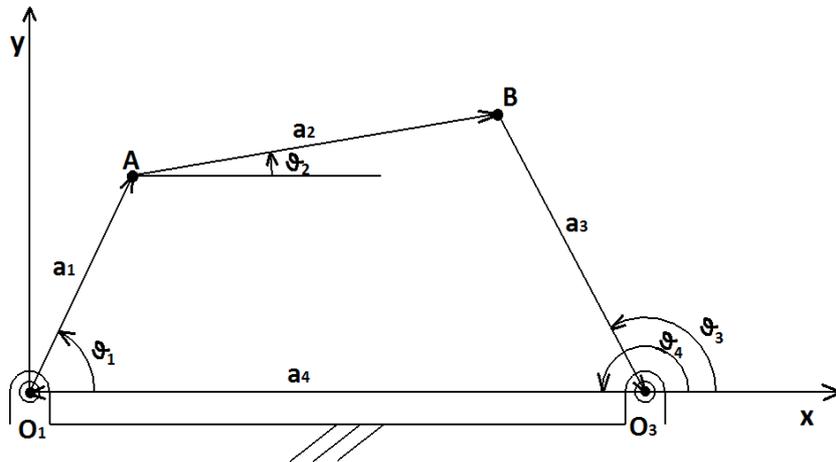
- $\overline{O_1 O_2} < \overline{A B}$  rotazione positiva
- $\overline{O_1 O_2} > \overline{A B}$  rotazione negativa
- $\overline{O_1 O_2} = \overline{A B}$  nessuna rotazione del bilanciere, il moto è di pura traslazione.

### 3.2 Analisi di posizione con metodi analitici

Il problema consiste nell'individuare la posizione di un generico membro del meccanismo rispetto ad un sistema di riferimento solidale con il telaio. È questa la cosiddetta *analisi di posizione*, dalla quale, mediante successive derivazioni rispetto al tempo, si ottengono velocità ed accelerazioni.

*Equazione di chiusura.* Per l'analisi di posizione dei sistemi articolati piani risulta conveniente utilizzare una rappresentazione del meccanismo tramite vettori (Fig 3.4), sostituendo a ciascun membro un vettore opportunamente disposte ed esprimendo quindi le relazioni vettoriali derivanti dal modello così generato. Se i vettori formano un poligono chiuso, l'annullarsi della somma dei lati del poligono fornisce la cosiddetta *equazione di chiusura*, ossia un'equazione vettoriale dalla quale, proiettando i vettori sui due assi di un sistema di riferimento fisso, si ottengono due equazioni scalari. Se il sistema articolato è schematizzabile mediante  $n$  poligoni indipendenti, si devono scrivere  $n$  equazioni di

chiusura, dalle quali derivano  $2n$  equazioni scalari. La differenza fra il numero delle variabili ed il numero delle equazioni in cui esse sono presenti, fornisce i gradi di libertà del meccanismo.



**Figura 3.4:** sistema articolato schematizzato

*Analisi di posizione.* Consideriamo, adesso, l'equazione di chiusura del quadrilatero  $O_1 A B O_3$  :

$$O_1 A + A B + B O_3 + O_3 O_1 = 0 \quad :$$

vediamo le equazioni scalari che ne derivano e come queste si possono risolvere. Indicate con  $a_1, a_2, a_3, a_4$  le lunghezze dei lati

$O_1 A, A B, B O_3, O_1 O_3$  e con  $\theta_1, \theta_2, \theta_3$  gli angoli che i vettori

$O_1 A, A B, O_3 B$  formano con l'asse  $x$  del sistema di riferimento indicato in Figura, si ha:

$$a_1 \cos \theta_1 + a_2 \cos \theta_2 = a_3 \cos \theta_3 + a_4$$

$$a_1 \sin \theta_1 + a_2 \sin \theta_2 = a_3 \sin \theta_3$$

Eliminando i termini in  $\theta_2$ , si ottiene tra gli angoli  $\theta_1$  e  $\theta_3$  una relazione del tipo:

$$A \sin \theta_3 + B \sin \theta_3 = C$$

con:

$$\begin{aligned}
A &= \sin \theta_1 \\
B &= \cos \theta_1 - a_4/a_1 \\
C &= (a_1^2 + a_3^2 + a_4^2 - a_2^2)/(2a_1a_3) - (a_4 \cos \theta_1)/a_3
\end{aligned}$$

ricordando che è :

$$\begin{aligned}
\sin \theta_3 &= [2 \tan(\theta_3/2)]/[1 + \tan^2(\theta_3/2)] \\
\cos \theta_3 &= [1 - \tan^2(\theta_3/2)]/[1 + \tan^2(\theta_3/2)],
\end{aligned}$$

si ottiene:

$$\theta_3 = 2 \cdot \arctan[(A \pm \sqrt{(A^2 + B^2 - C^2)})/(B + C)]$$

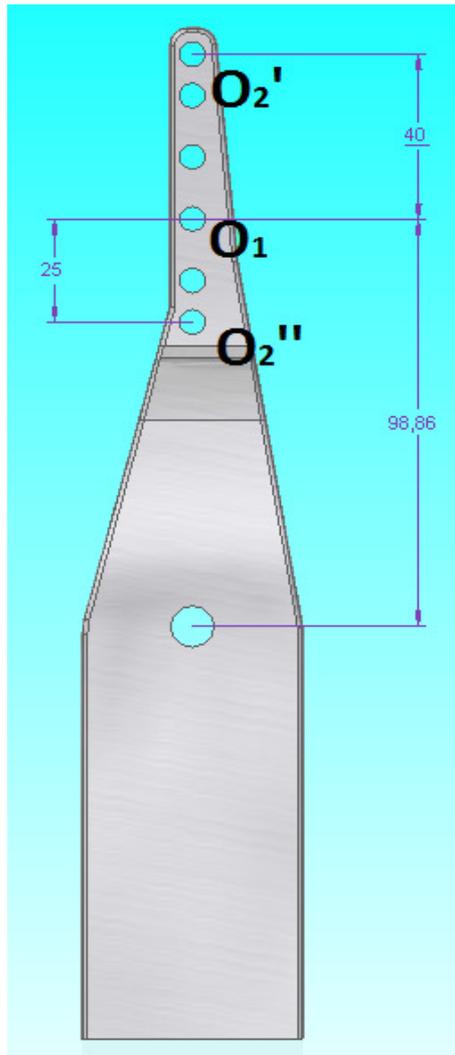
questa formula ci fornisce per  $\theta_3$  due valori distinti, corrispondenti alle due possibili configurazioni del quadrilatero. Noto  $\theta_3$ , si ricava  $\theta_2$  :

$$\theta_2 = \arcsin[(a_3 \sin \theta_3 - a_1 \sin \theta_1)/a_2].$$

Infine le coordinate di un generico punto  $P$  del piano di biella, individuato dal vettore  $AP$ , di modulo  $r$  e formante l'angolo  $\alpha$  con il vettore  $AB$ , sono date dalle espressioni:

$$\begin{aligned}
x_p &= a_1 \cos \theta_1 + r \cos(\alpha + \theta_2) \\
y_p &= a_1 \sin \theta_1 + r \sin(\alpha + \theta_2)
\end{aligned}$$

Si vede che le equazioni che risolvono l'analisi di posizione non sono lineari, ma trascendenti, e pertanto - in generale - forniscono più di una soluzione.



**Figura 3.5:** supporto bracci Crane

*Calcolo di verifica.* Rotazione di  $AB$  rispetto a  $O_1O_2$  (Fig 3.5).

- Rotazione negativa (Fig 3.6) (antioraria):  $O_1O_2' > AB$

$$\theta_1 = 90 - \beta = 90^\circ - 50^\circ = 40^\circ$$

$$a_1 = \overline{O_1A} = 3060 \text{ mm}$$

$$a_2 = \overline{AB} = 96,86 \text{ mm}$$

$$a_3 = \overline{BO_3} = 3060 \text{ mm}$$

$$a_4 = \overline{O_2'O_1} = 138,86 \text{ mm}$$

$\beta$  : angolo che forma  $AB$  con la parallela al terreno passante per la coppia rotoidale  $O_1$ . Esso, nel nostro caso, può andare da  $+50^\circ$  (apertura dell'angolo antiorario) a  $-50^\circ$  (apertura dell'angolo di orario)

Rotazione del bilanciere rispetto alla verticale:  $\theta_2$

Per prima cosa ricavo:

$$\begin{aligned} A &= \sin \theta_1 = 0,643 \\ B &= \cos \theta_1 - a_4/a_1 = 0,721 \\ C &= (a_1^2 + a_3^2 + a_4^2 - a_2^2)/(2a_1a_3) - (a_4 \cos \theta_1)/a_3 = 0,966 \end{aligned}$$

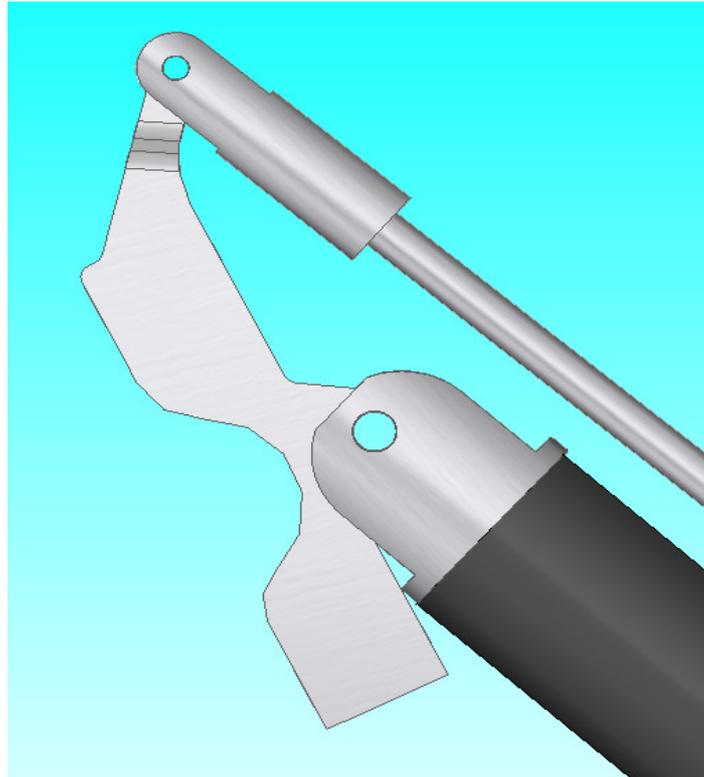
dopodiché trovo:

$$\theta_3 = 2 \cdot \arctan \left[ \frac{A \pm \sqrt{A^2 + B^2 - C^2}}{B + C} \right] = \begin{matrix} 42,41^\circ \\ 41,04^\circ \end{matrix}$$

quindi ottengo:

$$\theta_2 = \arcsin \left[ \frac{a_3 \sin \theta_3 - a_1 \sin \theta_1}{a_2} \right] = \begin{matrix} 0,948^\circ \\ 78,37^\circ \end{matrix}$$

La soluzione reale, è la seconda, che vale  $78,37^\circ$ .



*Figura 3.6: Rotazione antioraria del bilanciere*

- Rotazione positiva (Fig 3.7) (oraria):  $O_1 O_2'' < AB$

$$\theta_1 = 90 - \beta = 90^\circ - 50^\circ = 40^\circ$$

$$a_1 = \overline{O_1 A} = 3060 \text{ mm}$$

$$a_2 = \overline{A B} = 96,86 \text{ mm}$$

$$a_3 = \overline{B O_3} = 3060 \text{ mm}$$

$$a_4 = \overline{O_2'' O_1} = 73,86 \text{ mm}$$

Rotazione del bilanciere rispetto alla verticale:  $\theta_2'$

Per prima cosa ricavo:

$$A = \sin \theta_1 = 0,643$$

$$B = \cos \theta_1 - a_4/a_1 = 0,742$$

$$C = (a_1^2 + a_3^2 + a_4^2 - a_2^2)/(2a_1a_3) - (a_4 \cos \theta_1)/a_3 = 0,981$$

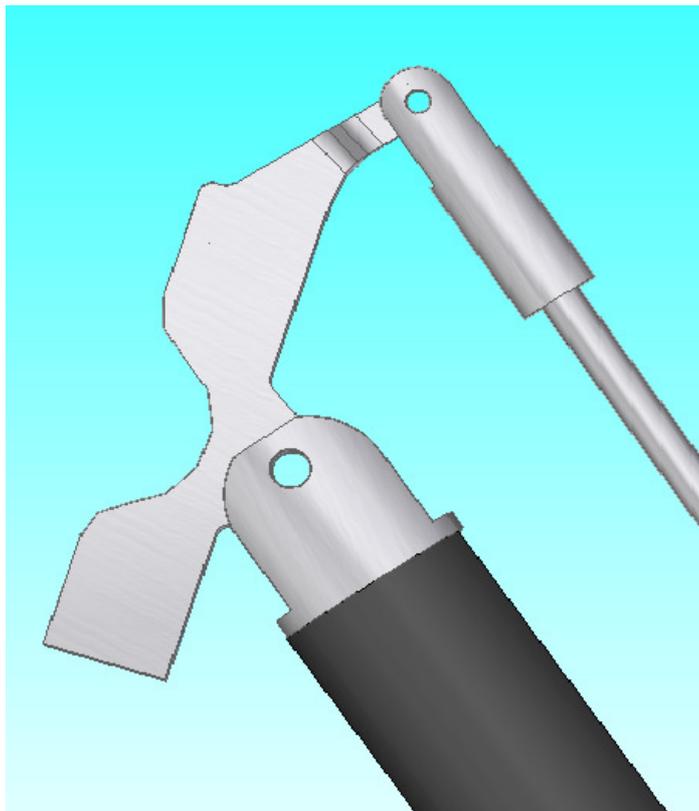
dopodiché trovo:

$$\theta_3' = 2 \cdot \arctan \left[ \frac{A \pm \sqrt{A^2 + B^2 - C^2}}{B + C} \right] = \begin{matrix} 43,28^\circ \\ 38,539^\circ \end{matrix}$$

quindi ottengo:

$$\theta_2' = \arcsin \left[ \frac{(a_3 \sin \theta_3 - a_1 \sin \theta_1)}{a_2} \right] = \begin{matrix} IMP \\ -37,66^\circ \end{matrix}$$

La soluzione reale, è la seconda, che vale:  $-37,66^\circ$ .



**Figura 3.7:** Rotazione oraria del bilanciere

### 3.3 Bilanciamento statico del Crane e calcolo del momento resistente

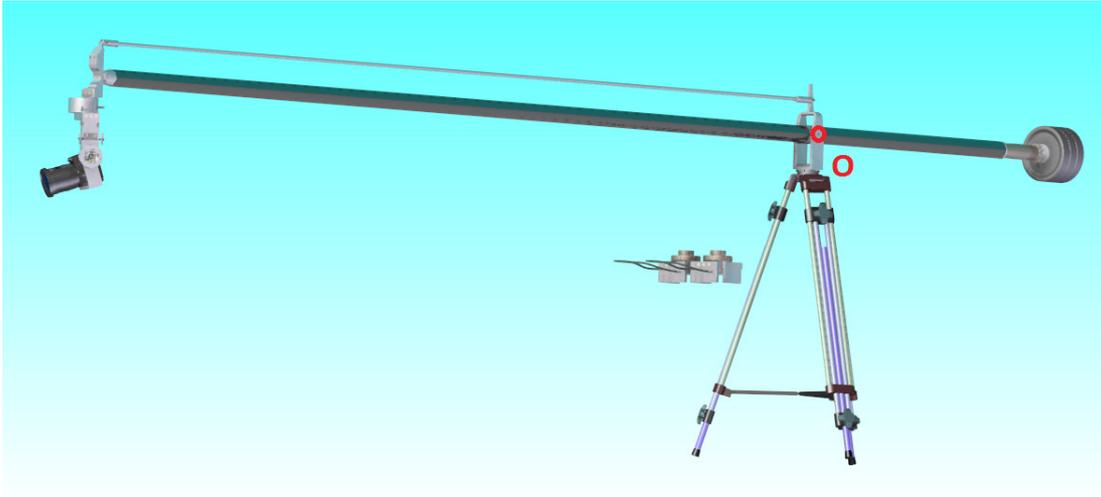
Il Crane, per essere utilizzato con facilità e leggerezza deve essere bilanciato staticamente. Per questo motivo il suo baricentro dovrà cadere in prossimità del fulcro di leva. La bilanciatura è possibile aggiungendo pesi sull'albero più corto. Avendo delle masse di tipo commerciale da 5kg, la precisione con cui possiamo equilibrare la struttura è limitata a questa unità.

Il programma di disegno (Solid Edge in questo caso) calcola automaticamente il baricentro rispetto ad un punto arbitrario (Tab 3.1). In questo caso scelgo l'origine del sistema di riferimento col fulcro di leva.

Valuto la configurazione – ed il numero di masse aggiunte– migliore. A questo punto utilizzo la distanza del baricentro dal fulcro ( $b_x$ ) moltiplicato la forza peso della struttura ( $P$ ), per calcolare il momento da bilanciare tramite l'attrito nelle coppie rotoidali del supporto (bronzine) (Fig 3.8).

Proprietà fisiche - Tutto l'assieme					
Sistema di coordinate: Base					
Massa:	25,780332 kg	Volume: 6035386,005755 mm <sup>3</sup>			
Massa utente-quantità:	25,780332 kg				
Centro della massa		Centro del volume			
<input type="checkbox"/> Visualizza simbolo <b>cm</b>		<input type="checkbox"/> Visualizza simbolo <b>cv</b>			
X:	-1,105358 mm	X: -1,451350 mm			
Y:	14,142329 mm	Y: 856,260583 mm			
Z:	66,503702 mm	Z: 62,907470 mm			
Momento di inerzia					
Ixx:	60,335130 kg·m <sup>2</sup>	Iyy:	0,287455 kg·m <sup>2</sup>	Izz:	60,114844 kg·m <sup>2</sup>
Ixy:	-0,091129 kg·m <sup>2</sup>	Iyz:	0,000206 kg·m <sup>2</sup>	Ixz:	-1,046880 kg·m <sup>2</sup>

**Tabella 3.1:** tabella proprietà fisiche dell'assieme (baricentro da valutare: X)



**Figura 3.8:** assieme per la valutazione del momento da bilanciare in  $O$

Momento in  $O$  dovuto alla forza peso:

$$M_O = P \cdot b_x = 25,78 \cdot g \cdot 1,105 = 279,5 \text{ N mm} = 0,279 \text{ N m}$$

Questo viene bilanciato dal momento resistente dovuto alla forza d' attrito radente che i perni generano con le bronzine nella coppia rotoidale in  $O$ .

Definiti:

- $R_{tot}$  : la risultante della forza peso che agisce in  $O$   $R_{tot} = P$
- $r$  : raggio interno della bronzina
- $f = 0,30$  coefficiente d' attrito dinamico fra acciaio e bronzo

calcolo il momento resistente:

$$M_R = R_{tot} \cdot \rho = R_{tot} \cdot r \cdot f_d = 25,78 \cdot g \cdot 5 \cdot 0,30 = 379,3 \text{ N mm} = 0,379 \text{ N m}$$

possiamo quindi concludere che tutta la struttura è in equilibrio perché rispetta la condizione:

$$M_R \geq M_O$$

Per poter azionare il braccio del Crane dobbiamo quindi applicare

una forza sull'impugnatura di:

$$F \geq \frac{(R_{tot} r f_a - M_o)}{b_1} = 0,985 N = 0,1 kg_f$$

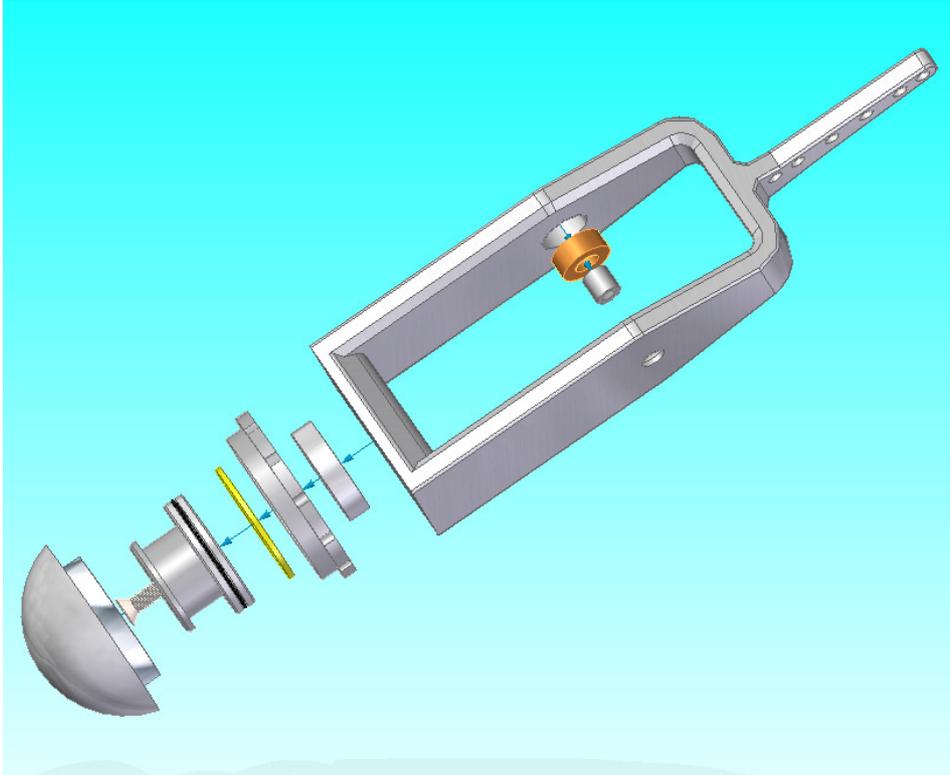
dove  $f_a = 0,35$  è il coefficiente d' attrito statico di primo distacco.

La forza ( $F$ ) impressa dall'operatore per movimentare la struttura, è estremamente ridotta, il che comporta un movimento fluido e continuo. Gli svantaggi sono legati alla sicurezza della telecamera. Infatti se perdessimo accidentalmente la presa dall'impugnatura, il moto d' ascesa non cesserà, comportando lo schianto della macchina da presa sul suolo. Questa problematica si risolve aumentando la massa di bilanciatura, facendo quindi cadere il baricentro dalla parte dell'albero corto.

### 3.4 Descrizione tecnica

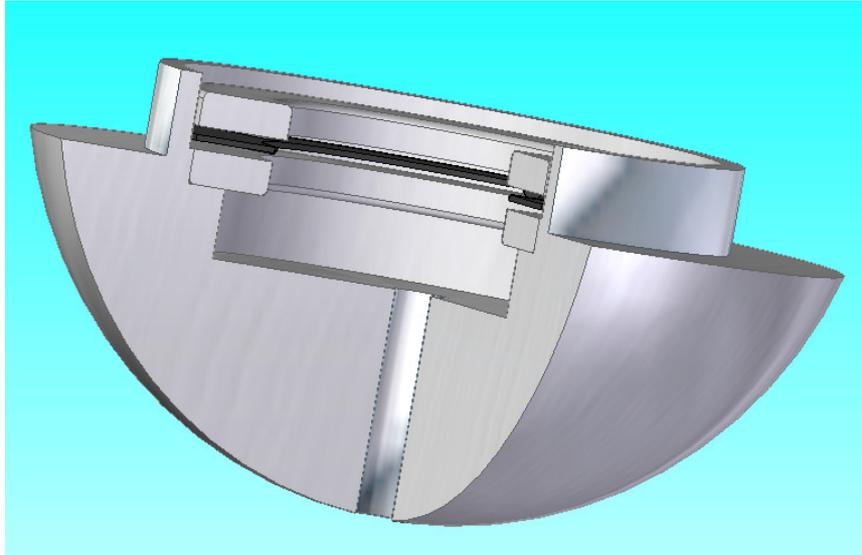
Valutiamo ora il sistema di rotazione del Crane.

Vista esplosa (Fig 3.9):



**Figura 3.9:** Dal basso a sinistra: Supporto a sfera; vite per il serraggio dell'albero; cuscinetto assiale a rulli; anello para polvere; ghiera filettata; distanziale; telaio di supporto del Crane; bronzina; boccola

Il *supporto a sfera* (Fig 3.10) serve a fissare il Crane al treppiede. È realizzato in alluminio tramite lavorazione alle macchine utensili. Nella parte superiore presenta una filettatura M52 alta 7 mm che serve per avvitare la ghiera. Quest'ultima evita lo smontaggio quando la direzione della forza agente sul cuscinetto cambia direzione (situazione di trasporto). Il foro che sta dalla parte della semisfera serve per il fissaggio al cavalletto.



**Figura 3.10:** sezione del supporto a sfera del Crane

L' *albero* (Fig 3.11) può essere realizzato in alluminio, ma anche in acciaio, che è più economico, ma necessita di trattamenti per la corrosione. La battuta sul fondo evita anch'essa lo smontaggio. Per essere montato il tutto, l' albero non può essere corpo unico con il telaio di supporto.

Il *cuscinetto assiale a rulli* è già stato affrontato nei paragrafi precedenti (Par 2.4), in particolare è dello stesso tipo: diametro interno di  $30\text{ mm}$ , diametro esterno di  $47\text{ mm}$  e larghezza di  $8\text{ mm}$ , e supporta carichi dinamici di  $15\text{ kN}$ . Anche in questo caso è immediata la verifica del cuscinetto. Esso subisce carichi assiali dell'ordine dei  $300\text{ N} = 0,3\text{ kN}$ .

L' *anello para polvere*, come già stato detto nei paragrafi precedenti, presenta un leggero gioco con le superfici della ghiera e dell'anello del cuscinetto, mentre è montato con interferenza sul distanziale. Serve ad evitare l'intrusione di polvere o sporcizia.

La *ghiera filettata* è ottenuta dalla lavorazione alle macchine utensili. Può essere prodotta in alluminio o acciaio. Ha la peculiarità di garantire l' assemblaggio anche con carichi assiali sul cuscinetto contrari.

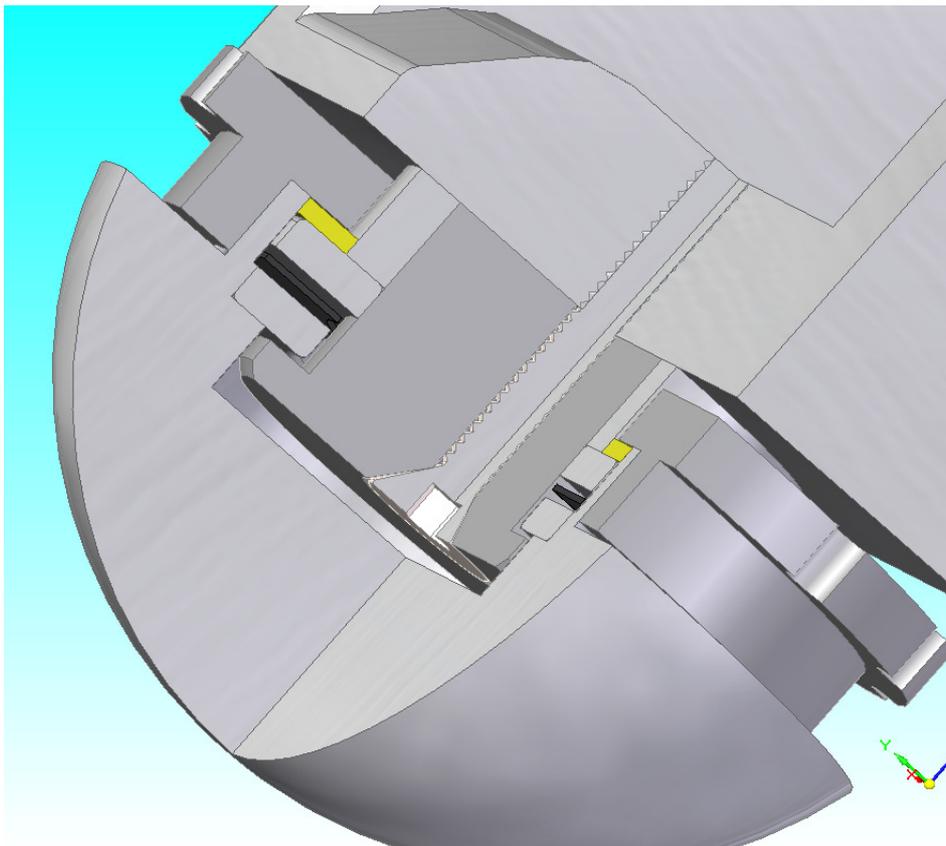
Sul *distanziale* si scarica la forza peso che grava sul cuscinetto. Viene tenuto in centro dall'albero.

Il *telaio di supporto del Crane* può essere realizzato con diverse lavorazioni:

- dal pieno tramite lavorazione alle macchine utensili (costi molto elevati indotti dalla lavorazione);
- tramite lamiere lavorate poi saldate ovvero avvitate.

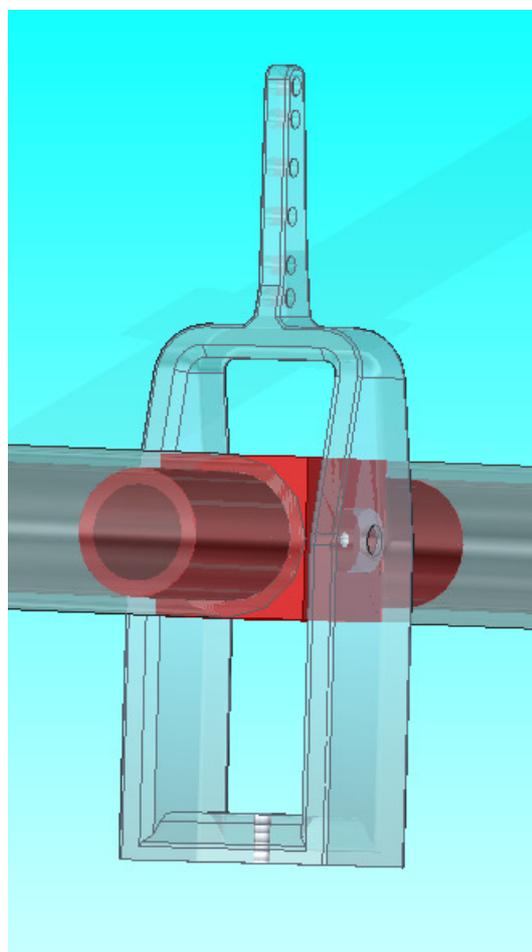
Al suo interno presenta la lavorazione che ospita la bronzina (nel telaio realizzato, il foro sarà passante).

La *bronzina*, come detto in precedenza, ha un ottimo coefficiente d'attrito. È montata a interferenza sul telaio, viene accoppiata con gioco alle *boccole* che permettono la rotazione del supporto alberi.



**Figura 3.11:** sezione che permette la vista del montaggio

Il *supporto per i bracci* (Fig 3.12) è un semilavorato realizzato in alluminio alle macchine utensili, che permette l'immaschiatura degli alberi e presenta una parte a sezione quadrata, dove vanno avvitate le viti che sorreggono le boccole per la rotazione.



**Figura 3.12:** particolare del supporto per i bracci

I *bracci del Crane* utilizzati per l'applicazione sono in carbonio. In particolare utilizzo alberi da Wind-surf usati, reperibili in commercio a buon prezzo. Essi infatti permettono di ottenere un peso globalmente limitato, con una resistenza e rigidità accettabili. In particolare, per limitare la flessione del braccio che porta la macchina da presa, installeremo dei tiranti che mettono in compressione il tubo stesso, così da rendere reattiva la manovra. Gli alberi sono smontabili e intercambiabili con facilità. Sono

reperibili alberi fino a 5 metri di lunghezza.

Il *bilanciere* dove è installata la testa remota con la macchina da presa è realizzato in alluminio. Esso può essere sagomato in modo particolare oppure sostituito da una lamiera o un profilato d' alluminio. Quest'ultima è la soluzione più economica.

Il *tirante* mantiene il bilanciere in posizione. Alle sue estremità sono presenti due registri per l' installazione.

Esso può essere rigido oppure mobile. Un filo d' acciaio (soluzione mobile) è la soluzione migliore per quel che riguarda la trasportabilità, e l' assenza di vibrazioni causate dalla rotazione rispetto all'asse verticale su un piano orizzontale. Come illustrato in precedenza, questo ha diverse modalità di montaggio, che comportano assetti e quindi inclinazioni differenti.

Il *treppiede* si trova in commercio a prezzo accettabile. Deve essere caratterizzato da un telaio rigido e robusto che sorregga tutta la struttura del Jimmy Jib. In particolare deve sopportare un peso nell'ordine dei *30 kg*.

### 3.5 Analisi dei costi

Ho realizzato l' analisi dei costi anche per il sistema Crane come per la testa remota (Par 2.9), analizzo il costo complessivo della struttura (Tab 3.2) per valutarne la convenienza di realizzazione. I prezzi dei singoli semilavorati e pezzi commerciali sono stati valutati sempre dalla stessa torneria di Rimini "Montanari s.n.c. Di Montanari Cristian & C."

<b>Tipologia di pezzo</b>	<b>Quantità</b>	<b>Prezzo</b>
Braccio lungo 3 <i>m</i>	1	€ 30,00

Braccio corto 1 m	1	€ 20,00
Supporto per i bracci	1	€ 35,00
Telaio di supporto	1	€ 20,00
Bronzina	2	€ 8,00
Boccola	2	€ 2,00
Cuscinetto assiale a rulli	1	€ 5,00
Ghiera filettata M52	1	€ 25,00
Supporto a sfera	1	€ 20,00
Anello para polvere	1	€ 2,00
Distanziale	1	€ 2,00
Albero per la rotazione	1	€ 10,00
Cerniera braccio lungo	1	€ 20,00
Bilanciere	1	€ 50,00
Cerniera tirante	2	€ 5,00
Manopola in gomma	1	€ 5,00
Fondello per manopola	1	€ 20,00
Pesi a disco	20 kg	€/kg 2,80
Viti e altro materiale di consumo	\	€ 5,00
Lavoro di montaggio	30'	€/h 30,00
Smaltimento rifiuti	\	€ 5,00
<u>Totale</u>		<u>€ 375,00</u>

*Tabella 3.2: tabella prezzi per la realizzazione del sistema Crane*

Il risultato ottenuto, ci mostra come sia conveniente produrre un meccanismo Crane, piuttosto che comprarlo. Il costo elevato è infatti in funzione soprattutto delle aste. Se comprassimo queste nuove, spenderemmo molto di più! Nel caso non fossero presenti a buon mercato dei bracci in carbonio si può valutare di sostituirli con dei bracci equivalenti in alluminio. Questo comporterebbe l'aumento di peso complessivo della struttura, che poco importa se avessimo un cavalletto treppiede in grado di sopportare tutto.

## 4. ILLUSTRAZIONI DEI MONTAGGI

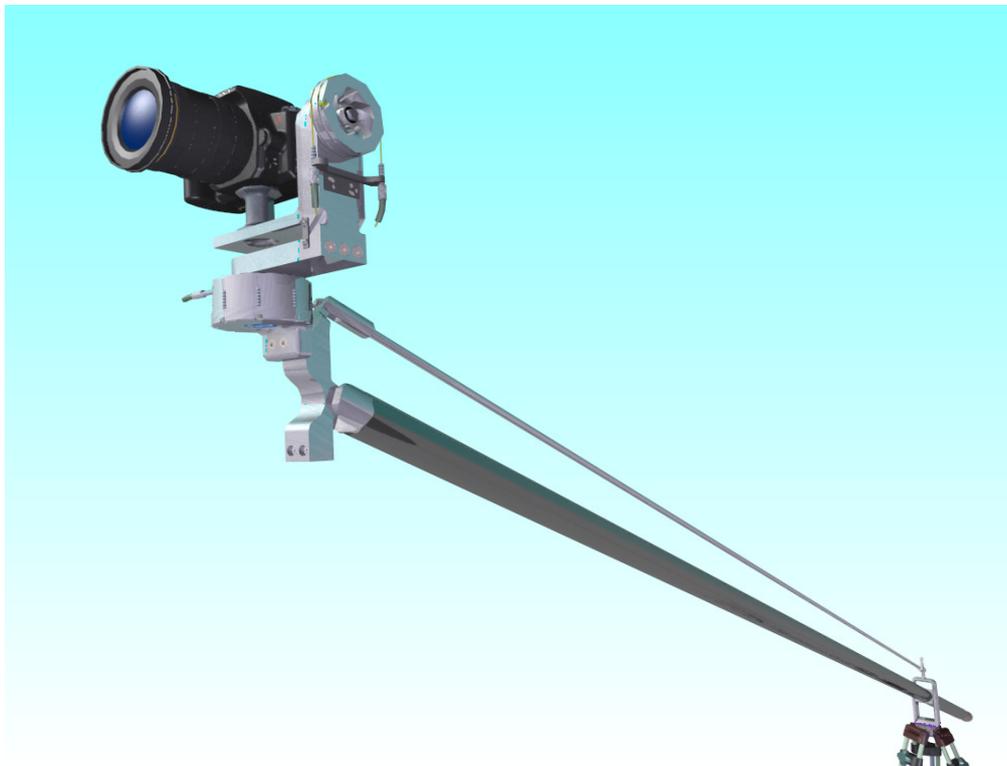
In questo capitolo vedremo i rendering dei vari montaggi Crane+testa remota+ cavalletto treppiede e cavalletto treppiede+testa remota . Ognuno di questi permetterà inquadrature diverse caratterizzate da movimenti completamente differenti.

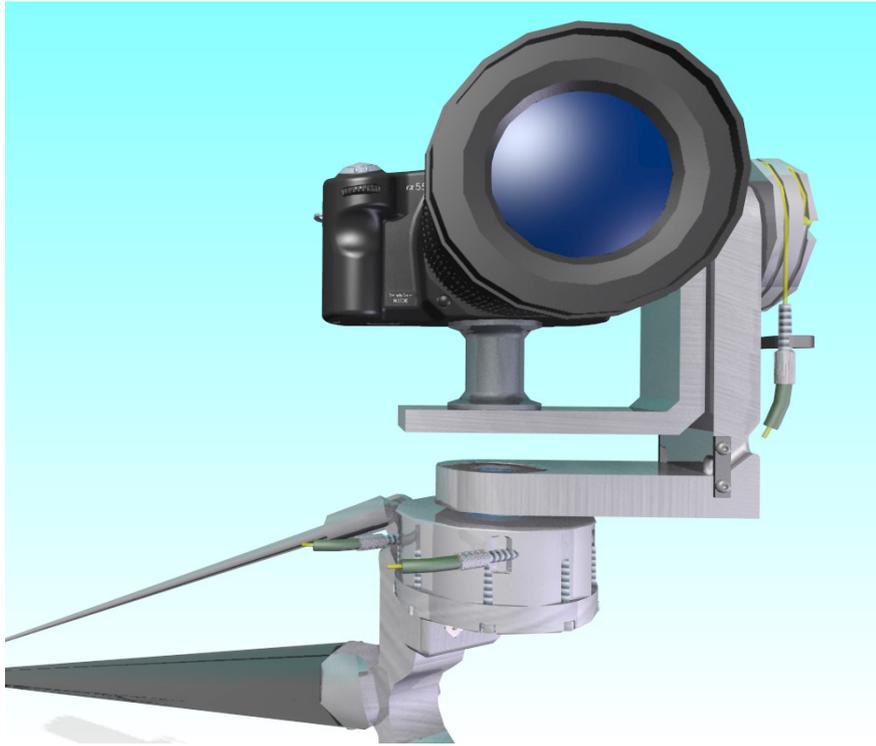
- Montaggio della testa remota su Crane e treppiede con configurazione standard:





- Montaggio della testa remota su Crane e cavalletto treppiede con configurazione rovescio:



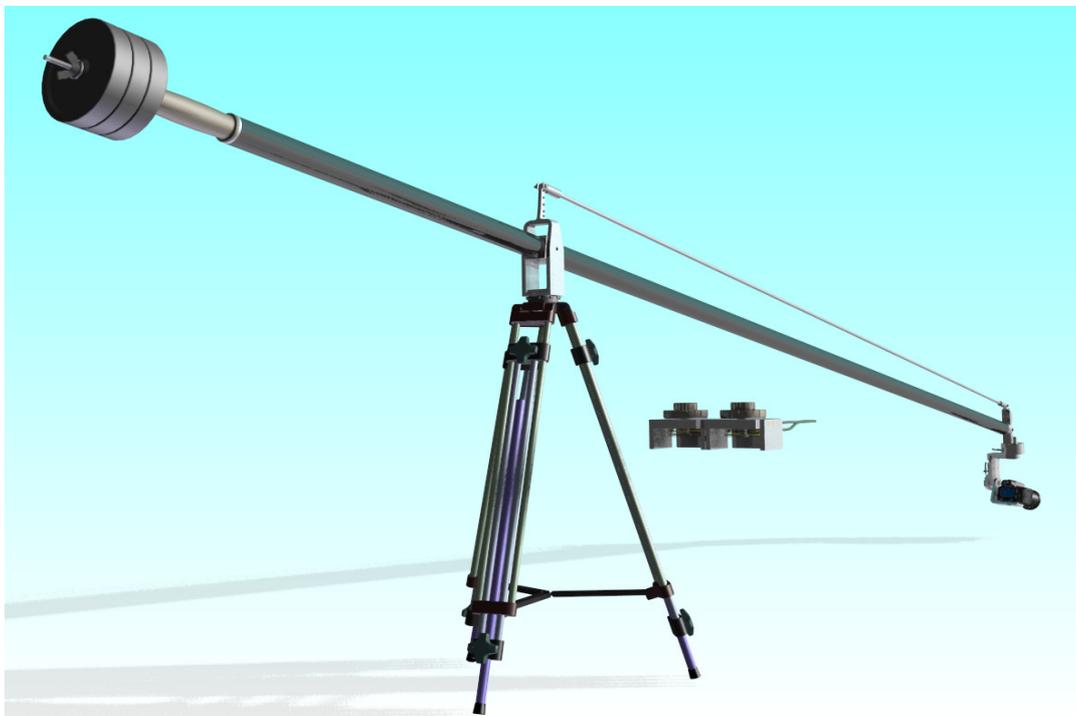


- Montaggio della testa remota sul cavalletto treppiede:





- Vista posteriore del meccanismo Crane con testa remota, in cui si possono notare le masse di bilanciatura e il sistema di comando



## 5. CONCLUSIONI

Si è progettato un sistema di movimentazione di una macchina da presa costituito da un Crane e una testa remota. Il Crane permette di movimentare la macchina da presa secondo due gradi di libertà ruotando un asta di supporto attorno a due assi perpendicolari. La testa remota ha lo scopo, invece, di far ruotare la macchina attorno a due assi di rotazione perpendicolari fra loro, uno verticale ed un altro orizzontale. Le peculiarità di quest'ultima è quella di avere un movimento silenzioso, fluido e controllato nel movimento. In particolare la problematica maggiore era – nel caso fosse attuato elettronicamente – il costo elevato delle schede di controllo e dei servo motori.

Si è cercato quindi un sistema di comando meccanico il più semplice possibile. Questo però è stato implementato, per la rotazione attorno all'asse verticale, con un rotismo epicicloidale che moltiplicasse il movimento angolare rispetto all'organo di manovra. Il rapporto di trasmissione di quest'ultimo è stato scelto in modo da compiere una rotazione di  $360^\circ$  sulla testa e di  $140^\circ$  sulla manopola di comando. La rotazione attorno all'asse orizzontale, invece, data la sua minor esigenza di rotazione, è stata realizzata tramite un rapporto diretto. Il vantaggio del sistema meccanico, rispetto a quello elettronico, è stato quello di avere una risoluzione sulla rotazione totalmente analogica con errori contenuti. La fluidità è garantita dall'impiego di organi meccanici per la movimentazione di alta precisione e basso attrito. La silenziosità del movimento è data dall'assenza di organi rumorosi sulla struttura comandata.

Il costo complessivo della testa remota con la console di comando, facendo un'analisi dei costi, è risultato minore rispetto ad un meccanismo equivalente elettronico, ma non ancora competitivo per il mercato. Infatti questa barriera si potrebbe abbattere, ingegnerizzando il prodotto per la produzione di un numero elevato di sistemi testa remota (già da 10 unità realizzate si trarrebbe un risparmio notevole) e cercando di risparmiare sul

singolo pezzo semplificandolo ovvero realizzandolo in materiali differenti e con processi produttivi più economici.

Il meccanismo Crane aveva come problematica maggiore la flessibilità dell'asta lunga che porta la testa remota e quindi la macchina da presa. Inoltre un altro effetto negativo dei sistemi in commercio era l'elevato costo d'acquisto.

La difficoltà di rigidità della struttura è risolvibile, come detto nei paragrafi precedenti, applicando dei tiranti sull'asta di maggior lunghezza.

Il costo del Crane progettato, tramite un'analisi dei costi, è risultato competitivo, e può essere ulteriormente abbassato andando a produrre un elevato numero di pezzi. In questo modo si allocherebbe, su un numero più elevato di semilavorati, il costo di programmazione della macchina a controllo numerico. Infatti questo è il costo più elevato per ogni singolo pezzo per entrambi i meccanismi, sia Testa remota che Crane).

## Bibliografia

- E. Funaioli, A. Maggiore, U. Meneghetti: "Lezioni di meccanica applicata alle macchine. Prima parte: fondamenti di meccanica delle macchine" -Pàtron Editore- 2005
- S. L. Straneo, R. Consorti: "Disegno, progettazione e organizzazione industriale. Volume 2: Disegno di progettazione e tecniche della produzione" -Principato- 2000
  
- <http://www.attrezzaturevideo.com/>
- <http://www.grabcad.com/>
- <http://www.tracepartsonline.net/>
- <http://www.skf.com/group/products/index.html>

# Ringraziamenti

Il mio ringraziamento più sentito, al termine di questa tesi, è rivolto al Prof. Ing. Marco Troncosi, per avermi aiutato nella stesura di quest'ultima, ma più in particolare per avermi guidato nelle scelte progettuali più difficili con chiarezza, disponibilità e professionalità.

Un ringraziamento particolare va alla mia morosa Ilenia, che mi ha saputo sopportare e comprendere durante questo periodo di studi e durante quest'ultimi 3 anni e mezzo di vita condivisa. Mi ha incoraggiato nei periodi difficili cercando di spronarmi a dare il massimo, mi ha aiutato nella correzione della tesi, sforzandosi a capire ciò che avevo scritto per poi correggere periodi, verbi e accenti. Mi ha sempre assecondato nelle mie scelte, dandomi la forza di intraprendere le strade più difficili.

Un sentito grazie va ai miei compagni di studio con cui ho condiviso momenti di sconfitta e di gloria dell'università. Abbiamo passato giornate intere insieme a studiare, ma anche a divertirci al di fuori dell'ambiente accademico. Legati tutti dalla passione per la meccanica.

Un altro grazie va a tutti i miei amici con cui sono cresciuto, ricordando tutti i momenti divertenti della mia infanzia, delle vacanze, delle escursioni fatte insieme e a volte anche di qualche marachella.

Voglio ringraziare infine, solo per ordine di citazione e non d'importanza, la mia famiglia per avermi dato la possibilità di studiare e per aver creduto in me fino in fondo con amore e comprensione. In particolare dedico a loro questo risultato.

Un caloroso grazie a tutti voi  
Alex