

POLITECNICO DI TORINO

Corso di Laurea in Ingegneria Meccanica  
Tesi di Laurea Magistrale



*Valutazione della variabilità del comando a cinghia degli organi accessori al motore in base ai componenti e alla variazione dell'interfaccia per valutare l'angolo di ingresso della cinghia mediante simulazione di Montecarlo*

**Relatori:**

Prof. Daniela Anna MISUL

Ing. Mario PENNAZZA

**Candidato:**

Domenico MASTRANGELO

Anno accademico 2019-2020



*A papà, mamma e Brunella*

# Abstract

Dayco is a global leader in the research, design and production of transmission systems for engines and the provision of aftermarket services for automotive, construction, agriculture and industrial fields.

Recently, in the automotive landscape, the pulley inlet span of the accessory belt has been particularly reduced due to the use of tensioning systems for BiSG. The span entry length has moved from a minimum value of around 75mm down to values close to 50mm.

Entry span length is a fundamental parameter in defining the belt entry angle over a pulley. Higher this angle higher the risk of on noise and belt wear.

For this reason, it is important to perform statistical checks on belt misalignment.

The purpose of the study carried out in Dayco was to generate a mathematical model of the FEAD (front and auxiliary drive).

The FEAD is the belt drive of the ancillary parts to the endothermic engine. The case studied includes the presence of the BiSG (Belt-integrated Starter Generator) for hybrid systems and the related tensioner.

The alignment change of the drive has been evaluated by the diversity of the sub-components, to identify the value of the angle between the belt and the pulley plane (BEA belt entry angle).

Thanks to the calculation software “Matlab”, it was possible to generate a working routine to be integrated into the calculation software of Dayco, which allowed to pass from a test bench calculation of the parameters involved by the operator, to a statistical estimation of them through the Montecarlo method.

# Sommario

La Dayco è un'azienda leader a livello globale per quanto riguarda la ricerca, la progettazione e la produzione di sistemi di trasmissione per motori e la fornitura di servizi aftermarket in campo automotive, edilizio, agricolo e industriale.

Nel panorama dell'automotive recentemente, i rami di ingresso della cinghia ausiliaria nelle pulegge, si sono particolarmente ridotti a causa dell'uso di sistemi di tensionamento per il *BiSG*. La lunghezza del ramo di ingresso è passata da un valore attorno ai 75mm fino a valori minimi prossimi a 50mm.

La lunghezza del ramo di ingresso è un parametro fondamentale nel definire il *belt entry angle* su una puleggia.

Maggiore è l'angolo, maggiore sarà il rischio di incorrere in rumore e usura della cinghia. Per questa ragione, è importante fare delle verifiche statistiche sul disallineamento della cinghia.

Lo scopo dello studio svolto presso l'azienda è stato quello di generare un modello matematico del *FEAD* (*front end auxiliary drive*).

Il *FEAD* è il comando a cinghia degli organi accessori al motore endotermico. Il caso qui studiato considera la presenza del *BiSG* (*Belt-integrated Starter Generator*) per sistemi ibridi e relativo tenditore.

È stata valutata la variazione di allineamento del drive, secondo la diversità dei sottocomponenti, per individuare il valore dell'angolo di ingresso tra la cinghia e il piano della puleggia, ovvero il *BEA* (*belt entry angle*).

Mediante il software di calcolo Matlab è stato possibile generare una routine funzionante da integrare nel software di calcolo della Dayco, che ha permesso di passare da un calcolo al banco dei parametri in gioco da parte dell'operatore, ad una stima statistica degli stessi mediante il *metodo Montecarlo*.

# Indice

1	CAPITOLO 1. INTRODUZIONE .....	10
1.1	Generalità sugli elementi della trasmissione del moto .....	10
1.1.1	Cinghie di distribuzione.....	11
1.1.2	Pulegge .....	14
1.1.3	Tenditore.....	15
1.1.4	BiSG .....	15
1.2	Trasmissione del moto per attrito mediante flessibili.....	17
1.2.1	Parametri fondamentali.....	17
1.2.2	Trasmissione a cinghie .....	19
1.2.3	Forzamento della cinghia con rullo tenditore .....	20
1.2.4	Parametri BiSG.....	21
1.3	Allineamento .....	24
1.3.1	Formule principali necessarie per il calcolo del BEA .....	26
2	CAPITOLO 2. REGOLE SULL'ALLINEAMENTO DELLA CINGHIA NEL <i>FEAD</i> .....	30
2.1	Definizioni.....	30
2.2	Regole.....	31
3	CAPITOLO 3. PROCEDURA DI MISURAZIONE DEI PUNTI NOTEVOLI SULL'INTERFACCIA MOTORE .....	40
3.1	Fasi della misurazione .....	41
4	CAPITOLO 4. CALCOLO DEL BELT ENTRY ANGLE MEDIANTE SOFTWARE <i>CMM FEAD</i> .	46
4.1	Risultati generati dal CMM FEAD.....	46
5	CAPITOLO 5. METODO MONTECARLO E INTEGRAZIONE NELLA ROUTINE MATLAB ....	50
5.1	Metodo Montecarlo .....	50
5.1.1	Definizione generale.....	50
5.1.2	Esempio di applicazione del metodo (durata evento).....	51
5.1.3	Esempio di applicazione del metodo (calcolo della superficie di un lago).....	52
5.1.4	Esempio generico in Matlab .....	53
5.2	Routine Matlab integrata con il metodo Montecarlo .....	54
5.2.1	Funzionamento generale e creazione dei dati di input.....	54
5.2.2	Risultati finali e calcolo del BEA.....	56
5.2.3	Volvo VEP4 BiSG.....	57
6	CONCLUSIONI.....	60
	Ringraziamenti.....	61
	Bibliografia.....	62

# Indice delle figure

Figura 1.1- tipica trasmissione con cinghia .....	11
Figura 1.2-cinghia piatta .....	12
Figura 1.3-cinghia trapezoidale.....	12
Figura 1.4-cinghia poly-V.....	13
Figura 1.5-cinghia dentata sincrona .....	13
Figura 1.6-a sinistra puleggia scanalata (crankshaft); a destra puleggia piatta (idler).....	14
Figura 1.7-tenditore cinghia ausiliario .....	15
Figura 1.8-sistema BiSG (tenditore-alternatore-idler) montato su layout generico.....	16
Figura 1.9-rotazione cinghia su due pulegge .....	17
Figura 1.10-trasmissione puleggia e cinghia.....	17
Figura 1.11-forze agenti su tratto elementare cinghia.....	18
Figura 1.12-trasmissione a cinghia fra due assi paralleli .....	19
Figura 1.13-rullo tenditore a molla .....	21
Figura 1.14-tensione della cinghia .....	21
Figura 1.15-hubload .....	22
Figura 1.16-distinzione tra zona di aderenza e zona di slittamento della cinghia sulla puleggia .....	22
Figura 1.17-fenomeno dello slittamento specifico.....	23
Figura 1.18-fenomeno dello slittamento globale della motrice .....	23
Figura 1.19-Tipi di disallineamento tra pulegge.....	24
Figura 1.20-a sinistra modalità boost; a destra modalità rigenerativa .....	25
Figura 2.1-Elementi considerati nell'allineamento della cinghia .....	30
Figura 2.2-applicazione della regola 0 e della regola 1 .....	31
Figura 2.3-Applicazione della regola 2 con variazione della Direction Of Tilt .....	32
Figura 2.4-Applicazione della regola 3 mediante variazione della coordinata Y .....	32
Figura 2.5-Applicazione della regola 4 mediante variazione della coordinata Y .....	33
Figura 2.6-Applicazione della regola 5 mediante variazione delle coordinate X e Y della DSP .....	33
Figura 2.7-Applicazione della regola 6 .....	34
Figura 2.8-Applicazione della regola 7 .....	34
Figura 2.9-Influenza del MOT al variare del diametro della puleggia piatta (regola 8).....	35
Figura 2.10-Influenza del DOT al variare del diametro della puleggia piatta (regola 8).....	35
Figura 2.11-Applicazione della regola 9 con angolo di avvolgimento di 180° a sinistra e di 90° a destra .....	36
Figura 2.12-Applicazione della regola 10 con angolo di avvolgimento di 108° a sinistra e di 90° a destra .....	36
Figura 2.13-Applicazione della regola 10 con angolo di avvolgimento di 90° a sinistra e di 0° a destra .....	37
Figura 2.14-Applicazione della regola 11 .....	37
Figura 2.15-Applicazione della regola 12 .....	38
Figura 2.16-Applicazione della regola 13 .....	38
Figura 2.17-Applicazione della regola 14 .....	39
Figura 3.1-Esempio di braccio “Faro” con tastatore.....	40

Figura 3.2-Front end accessory drive (FEAD) con punti di riferimento per la CMM.....	41
Figura 3.3-Inserto filettato (a sinistra), segno da punzone centrale (a destra).....	42
Figura 3.4-Linea motore orizzontale creata a partire da due bulloni di montaggio presenti sull'interfaccia.....	42
Figura 3.5-Il braccio Faro misura un punto sul volano mediante il cristallo da 2.5mm .....	43
Figura 3.6-La CMM misura un punto sulla puleggia 2 sul lato destro del tenditore (a sinistra) La CMM misura un punto sulla puleggia 2 sulla lato sinistro del tenditore (a destra).....	44
Figura 3.7-La CMM misura i punti vicino la faccia frontale di una puleggia piatta (a sinistra) con il metodo del cilindro e vicino la faccia posteriore della stessa puleggia (a destra) .....	44
Figura 3.8-La CMM misura un punto sulla superficie di montaggio del tenditore (a sinistra), e un punto del punto di pivot del tenditore (a destra) .....	45
Figura 4.1-schermata principale software CMM FEAD.....	46
Figura 4.2-Ricostruzione grafica del layout in prova .....	48
Figura 4.3-Esempi di angolo senza e con il free rock.....	49
Figura 5.1-terreno prima dell'attacco (a sinistra) e dopo la caduta delle palle di cannone ( a destra) .....	52
Figura 5.2-report sulla capacità di processo per stimare l'offset (a sinistra) e per stimare il parallelismo (a destra).....	53
Figura 5.3-esempio di plot del BEA per il volano .....	56
Figura 5.4-Volvo VEP4 BiSG .....	57
Figura 5.5-BEA alternatore con offset uniformi .....	58
Figura 5.6-BEA alternatore con andamento gaussiano offset.....	59

# Indice delle tabelle

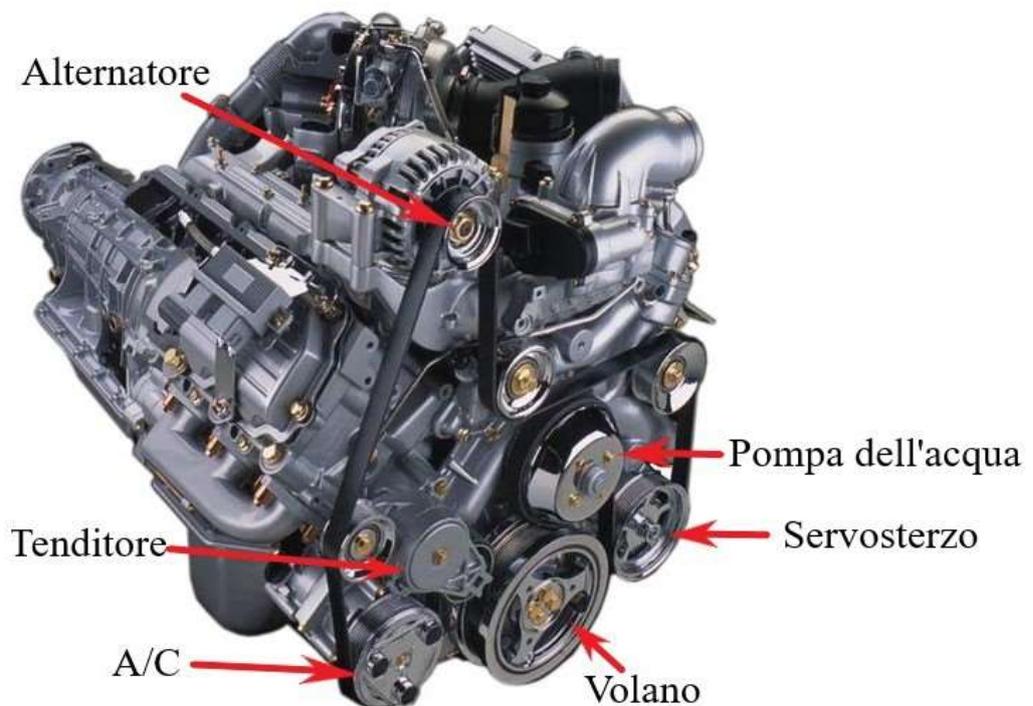
Tabella 4.1-Risultati del CMM FEAD relativi ad un motore Ford 6.0L in prova .....	48
Tabella 5.1- Esempio di layout motore Ford 6.0L .....	54
Tabella 5.2-simulazione in dati della misurazione con braccio Faro.....	55
Tabella 5.3-esempio di tolleranze geometriche da applicare agli input.....	55
Tabella 5.4-Valori del BEA in tre casi diversi.....	58

# CAPITOLO 1. INTRODUZIONE

## 1.1 Generalità sugli elementi della trasmissione del moto

Una trasmissione meccanica è il complesso di elementi utili a trasmettere la potenza, per esempio dal motore endotermico ai diversi utilizzatori presenti.

Alcuni di questi elementi, come alberi, giunti e innesti trasmettono la potenza senza variazione del numero di giri, quindi a rapporto di trasmissione costante. Al contrario per le ruote, le catene e le cinghie (qui trattate), si considera l'assorbimento di potenza da parte degli utilizzatori ad esse collegati, mediante variazione di coppia e velocità di rotazione. Nello studio qui descritto sono stati considerati le pulegge e la cinghia accessori.



*Figura Introduttiva-motore Ford 6.0L Turbo Diesel 4 cilindri*

### 1.1.1 Cinghie di distribuzione

La cinghia di distribuzione è un *flessibile* (dotato di grande *cedevolezza flessionale*) in cui la flessibilità, è ottenuta mediante deformazione del materiale di cui è costituito.

La cinghia è dunque un organo di trasmissione meccanica di potenza tra pulegge vincolate ad alberi diversi con assi paralleli; grazie ad essa, mantenendo la potenza invariata, è possibile variare la velocità di rotazione e la coppia agente sull'albero condotto, secondo le diverse esigenze.

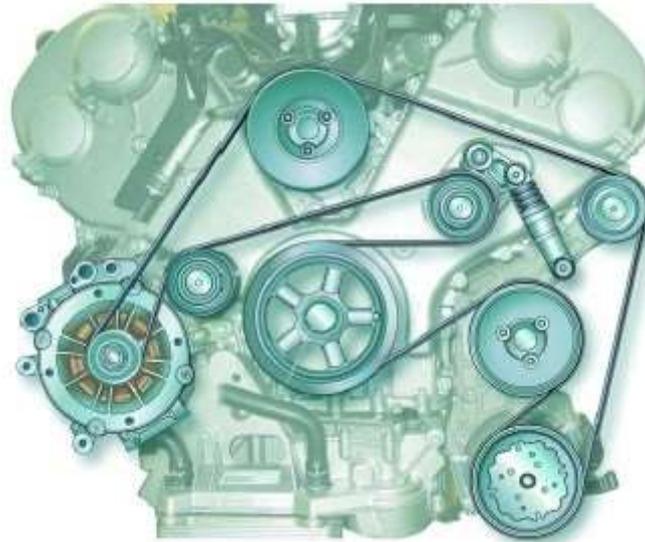


Figura 1.1- tipica trasmissione con cinghia

Esistono cinghie di vario tipo: piatte, trapezoidali, poly-V, sincrone; alcune di queste, usate per la distribuzione, sono dentate.

Le cinghie piatte presentano una sezione rettangolare piatta, larga e sottile; esse consentono una trasmissione ad alta velocità, ma non sono compatibili con forze elevate. Le pulegge ad esse interfacciate sono spesso bombate per favorirne l'autocentratura. Queste cinghie sono realizzate in gomma o polimeri sintetici.

Tra i vantaggi abbiamo l'elevata elasticità, il maggior rendimento (circa il 98%) e la grande durata rispetto alle trapezoidali, la silenziosità, e l'ottima applicabilità in presenza di elevato interasse.

Gli svantaggi sono: il pericolo di spostamento della puleggia, la necessità di mantenere la cinghia in tensione e la sua tendenza a scivolare sulla superficie della puleggia quando vengono applicati carichi pesanti.



*Figura 1.2-cinghia piatta*

Le cinghie trapezoidali forniscono le migliori combinazioni di velocità, trazione, carico e durata per cui sono le più diffuse; in particolare, a parità di tensione, riescono a trasferire una potenza maggiore rispetto alle cinghie piatte. La cinghia è composta da un'anima di fili di nylon che trasmettono il moto, ricoperti da uno strato di gomma vulcanizzata, per cui si presenta come un anello senza giunture.

La particolare sezione a V della cinghia ne impedisce lo slittamento con conseguente miglioramento della trasmissione di coppia: la base minore, rivolta verso l'interno, favorisce l'attrito con le gole della puleggia.

Hanno un ingombro inferiore alle cinghie piatte essendo meno larghe.



*Figura 1.3-cinghia trapezoidale*

Le cinghie striate (poly-V) non vengono utilizzate per la distribuzione, ma presentano delle caratteristiche interessanti. Hanno un profilo piatto con all'interno diverse scanalature in senso longitudinale a forma di V; ciò permette di avere un incremento notevole della superficie di contatto tra cinghia e puleggia, garantendo una distribuzione omogenea della tensione.

La particolare geometria interna garantisce ottima aderenza e silenziosa; la durata è elevata ed hanno la capacità di lavorare con elevati rapporti di trasmissione; infine l'elevata flessibilità ne permette l'uso con pulegge di piccolo diametro.

Nei motori endotermici hanno sostituito il sistema a più cinghie trapezoidali: una o due cinghie, chiamate "cinghia servizi", ricevono il moto dall'albero motore ed azionano contemporaneamente l'alternatore, la pompa dell'acqua, i compressori del servosterzo e dell'aria condizionata.



*Figura 1.4-cinghia poly-V*

Le cinghie sincrone, o dentate, vengono usate per azionare alberi a camme e per la trasmissione secondaria di alcuni motocicli, nonché su molte macchine industriali e agricole. Vengono impiegate anche in applicazioni di precisione, perché garantiscono assenza di slittamenti, mantenendo in fase tra di loro i movimenti degli organi meccanici collegati. La puleggia ha un profilo esterno dentato che ingrana con i denti della cinghia assicurando una trasmissione stabile, veloce e precisa, per questo viene anche definita "cinghia sincrona".



*Figura 1.5-cinghia dentata sincrona*

## 1.1.2 Pulegge

Nella trasmissione del moto si definiscono due tipi di pulegge: le *pulegge motrici*, in cui la coppia agente e la velocità angolare hanno verso *concorde*, e le *pulegge condotte*, in cui coppia e velocità hanno verso tra loro *discorde*.

Le pulegge presenti nel layout del motore endotermico, che si interfacciano alla cinghia di distribuzione, si distinguono in due categorie, in base al profilo della superficie laterale esterna: abbiamo le pulegge *scanalate* (*ribbed*) e quelle piatte (*flat*).

**DAYCO®**



Figura 1.6-a sinistra puleggia scanalata (crankshaft); a destra puleggia piatta (idler)

Le pulegge scanalate sono caratterizzate dall'aver la superficie laterale, che fa da sede alla cinghia, dotata di idonee gole (*grooves*) che permettono la trasmissione del moto grazie alla forza d'attrito generata tra cinghia e puleggia. La cinghia è trascinata dal moto di rotazione della puleggia motrice legata all'albero motore (C/S da *crank shaft*), e a sua volta trascina la ruota condotta posta dopo la motrice.

Tipicamente possono essere presenti diverse pulegge scanalate oltre alla puleggia motrice: quella dell'aria condizionata (A/C), quella dell'alternatore (ALT), quella della pompa dell'acqua (WP da *water pump*), e quella del servosterzo (P/S da *power steering*).

Le pulegge piatte (*flat*), hanno sezione rettangolare, per cui sviluppano forze d'attrito trascurabili con assorbimento di coppia pressoché nullo; hanno solo funzione di rimando, permettendo quindi di indirizzare la cinghia nella direzione desiderata, tranne nel caso di tendicinghia.

Alcuni esempi di pulegge piatte sono gli idler (pulegge oziose) e il tenditore/tensionatore (TENS).

### 1.1.3 Tenditore

Il *rullo tenditore* è una puleggia piatta, che svolge il suo compito interfacciandosi con il lato piatto della cinghia, la quale è sottoposta, nel caso qui trattato, all'azione di una molla racchiusa all'interno del dispositivo, che permette di mantenere la corretta tensione della cinghia.



Figura 1.7-tenditore cinghia ausiliario

### 1.1.4 BiSG

Il motore a combustione richiede una velocità minima per avere una rotazione autosostenuta; se si partisse dall'evento di accensione a velocità nulla si presenterebbero problemi per l'*NVH* (*Noise Vibration Harshness*), misura della confortevolezza del veicolo, risultato della combinazione di tre parametri: il livello di rumorosità su strada, le vibrazioni percepite dal guidatore e la ruvidità dell'andatura durante improvvise transizioni del moto. Per questo motivo viene utilizzato un motore elettrico ausiliario.

Tipicamente il motorino di avviamento, legato ad una ruota dentata fissata al volano, porta il motore a una velocità tra i 400 e i 500 giri al minuto in corrispondenza dell'evento di accensione.

Al fine di ridurre le emissioni di CO<sub>2</sub>, i veicoli sono stati dotati di sistemi *Start&Stop* e questo è stato possibile grazie all'utilizzo di motorini di avviamento più rapidi o tramite l'uso del *BiSG*.

Il *BiSG* (*Belt-integrated Starter Generator*) è un tipo di tecnologia ibrido in parallelo, usata nel campo automotive, che sfrutta un motore elettrico per fornire un contributo di potenza alla puleggia motrice (il volano) mediante una cinghia a serpentina.

Il suo utilizzo, senza modificare l'interfaccia tradizionale della distribuzione, permette di aggiungere le capacità di un mild-hybrid come ad esempio lo *start&stop*, il *power assist*, e la frenata rigenerativa, a costi contenuti.

Uno dei vantaggi dati dal suo utilizzo, è che i sistemi dotati di BiSG, occupano lo stesso spazio degli alternatori convenzionali, in quanto il vano batteria è posto nel bagagliaio o al posto della ruota di scorta.

Il BiSG è costituito da:

- Un motore elettrico reversibile che sostituisce l'alternatore, in grado di assorbire o di fornire coppia alle altre pulegge del drive;
- Una puleggia scanalata o piatta su ogni albero accessorio, tale da garantire la trasmissione di coppia/potenza tra cinghia e accessori;
- Pulegge oziose (*idler*) per aumentare l'angolo di avvolgimento sulla puleggia fino al valore esatto e per avere il corretto impacchettamento nel percorso della cinghia;
- Il sistema del tenditore per tendere la cinghia;
- Lo smorzatore sul naso dell'albero a gomiti (*decoupler*) se necessario, per ridurre la fluttuazione della velocità data dal volano sulle altre pulegge.

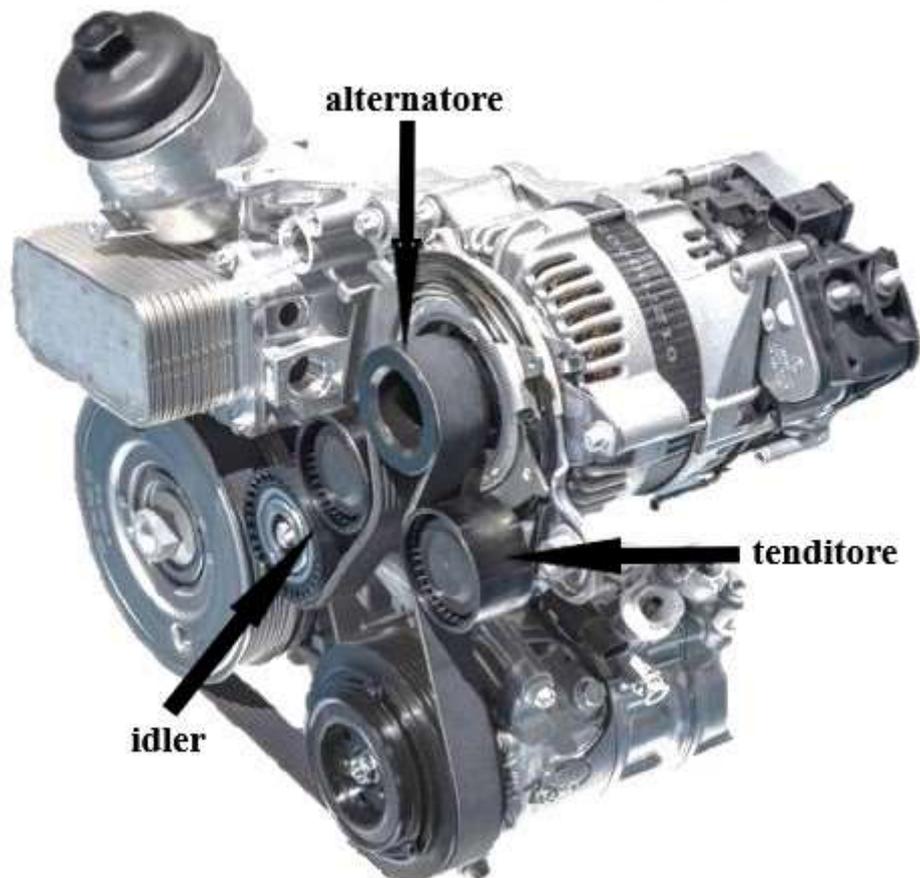


Figura 1.8-sistema BiSG (tenditore-alternatore-idler) montato su layout generico

## 1.2 Trasmissione del moto per attrito mediante flessibili

La trasmissione del moto avviene grazie all'*aderenza*, tra la cinghia e le pulegge lungo l'arco di contatto, generata dalla forza di tiro della cinghia; ma per lo slittamento legato all'elasticità del materiale, il rapporto di trasmissione non si mantiene costante.

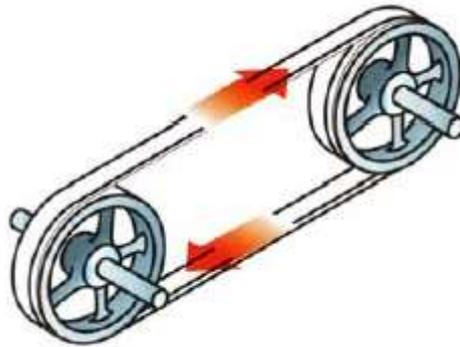


Figura 1.9-rotazione cinghia su due pulegge

### 1.2.1 Parametri fondamentali

Partendo da una cinghia piana avvolta su una puleggia, si indica l'angolo  $\vartheta$  generico misurato dal punto in cui la cinghia è soggetta alla tensione minima  $T_2$ ; abbiamo inoltre la tensione massima  $T_1$ , la tensione  $T$  in una sezione generica, il coefficiente di attrito  $f$  tra cinghia e puleggia, il raggio della puleggia  $r$ , la massa della cinghia per unità di lunghezza  $q$  e la sua velocità angolare  $\omega$ .

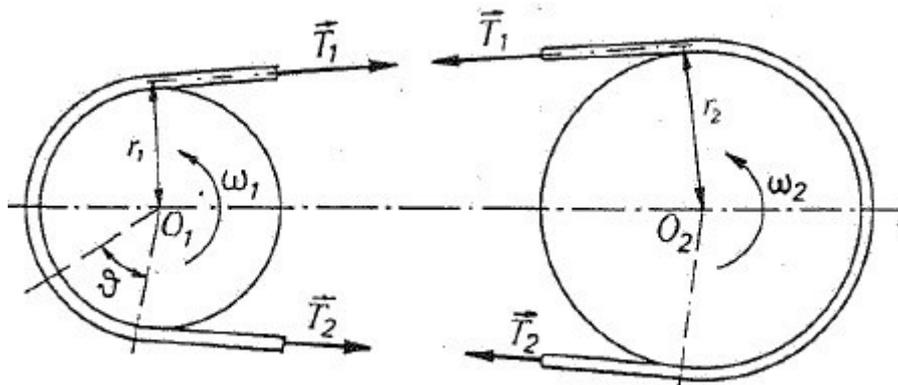


Figura 1.10-trasmissione puleggia e cinghia

Considerando in corrispondenza del generico  $\vartheta$  un tratto elementare di cinghia di lunghezza  $ds = r d\vartheta$  su di esso agiscono diverse forze:

- Le tensioni  $T$  e  $T+dT$  trasmesse dalle altre parti della cinghia sul tratto considerato;
- La forza tangenziale  $dF_T$  e quella normale  $dF_N$  esercitate dalla puleggia sul tratto;
- La forza di inerzia a cui è soggetto, costituita da due componenti, una tangenziale  $q \frac{dv}{dt} ds$  e una componente normale ( forza centrifuga)  $q \frac{v^2}{r} ds$ .

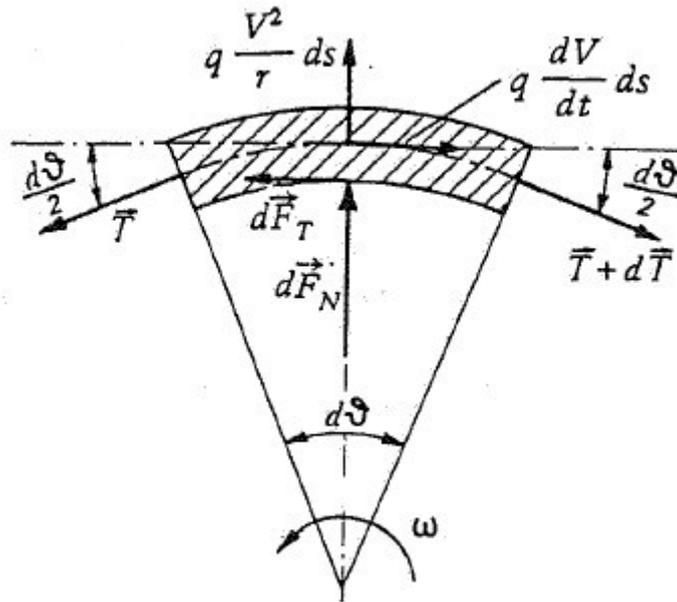


Figura 1.11-forze agenti su tratto elementare cinghia

Di conseguenza le equazioni di equilibrio sono:

- in direzione normale:  $-T \sin\left(\frac{d\vartheta}{2}\right) + q \frac{V^2}{r} ds + dF_N - (T + dT) \sin\left(\frac{d\vartheta}{2}\right) = 0$
- in direzione tangenziale:  $-T \cos\left(\frac{d\vartheta}{2}\right) + q \frac{dV}{dt} ds - dF_T + (T + dT) \cos\left(\frac{d\vartheta}{2}\right) = 0$ .

Si aggiungono la condizione di attrito  $dF_T = f dF_N$  e la relazione geometrica  $ds = r d\vartheta$ .

Essendo  $d\vartheta$  e  $dT$  due infinitesimi, si può porre  $\sin(d\vartheta) = d\vartheta$ ,  $\cos(d\vartheta) = 1$  e si può trascurare il prodotto  $dT d\vartheta$  essendo un infinitesimo di ordine superiore rispetto ai precedenti.

Le due equazioni di equilibrio si riducono quindi a:

- $dF_N = (T - qV^2) d\vartheta \rightarrow dF_T = f dF_N = f(T - qV^2) d\vartheta$
- $dT = f d\vartheta \left( T - qV^2 - q \frac{r}{f} \frac{dV}{dt} \right)$

A questo punto integrando l'ultima equazione tra i limiti 0 e  $\vartheta$  si ottiene l'equazione fondamentale della trasmissione del moto tramite attrito tra cinghia e puleggia, valida nel caso della motrice (differente da quella valida per la condotta dove la componente tangenziale della forza di inerzia ha segno opposto):

$$\frac{T - qV^2 - q \frac{r}{f} \frac{dV}{dt}}{T_2 - qV^2 - q \frac{r}{f} \frac{dV}{dt}} = e^{f\vartheta}$$

In realtà, il più delle volte, la componente tangenziale della forza di inerzia è trascurabile e l'equazione si riduce a:

$$\frac{T - qV^2}{T_2 - qV^2} = e^{f\vartheta}$$

Sostituendo al  $\vartheta$  generico il  $\vartheta^*$  in cui si ha la variazione totale di tensione  $T_1 - T_2$  e considerando la velocità periferica  $V$  della cinghia abbastanza piccola, con il termine  $qV^2$  piccolo rispetto a  $T_2$  e  $T_1$  per cui si trascura il termine relativo alla forza centrifuga si ottengono in definitiva le relazioni tra la tensione massima  $T_1$  e la tensione minima  $T_2$ :

$$\frac{T}{T_2} = e^{f\vartheta}$$

$$\frac{T_1}{T_2} = e^{f\vartheta^*}.$$

## 1.2.2 Trasmissione a cinghie

Nel momento in cui la cinghia è sottoposta all'azione della tensione  $T$  diretta lungo le sue fibre, essendo di materiale elastico, essa si allunga.

In linea di massima la tensione varia da punto a punto all'interno della cinghia e di conseguenza anche la velocità; dato che la puleggia ruota con una velocità angolare costante pari a  $V=r\omega$  si sviluppa uno scorrimento relativo.

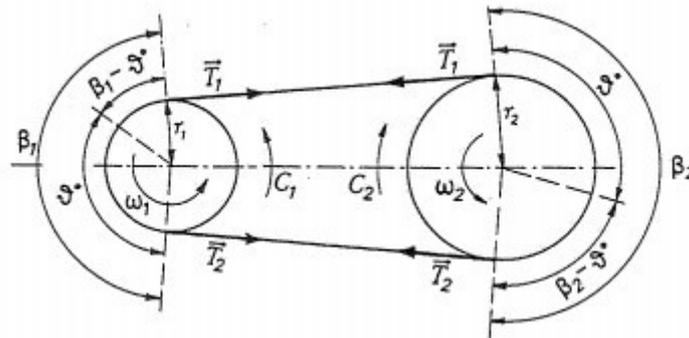


Figura 1.12-trasmissione a cinghia fra due assi paralleli

Considerando la trasmissione a cinghie tra due assi paralleli come in figura, definite le tensioni massima  $T_1$  e minima  $T_2$  si definiscono le coppie motrici e resistenti agenti sugli assi delle due pulegge:

$$C_1 = (T_1 - T_2)r_1$$

$$C_2 = (T_1 - T_2)r_2$$

Se la coppia  $C_1$  applicata alla motrice è piccola, anche l'angolo corrispondente alla variazione di tensione della cinghia è piccolo e minore dell'angolo di avvolgimento  $\beta_1$  della cinghia. Lungo l'arco  $\beta_1$  si avrà un arco  $\vartheta^*$  in cui la tensione varia e un arco  $\beta_1 - \vartheta^*$  in cui è costante dove cinghia e puleggia sono in condizioni di aderenza, essendo inammissibile uno scorrimento relativo che porterebbe ad un'ulteriore variazione di tensione.

Nel caso della motrice, la velocità della cinghia, crescente al crescere della tensione non supera mai la velocità periferica della puleggia stessa, per cui l'arco di aderenza  $\beta_1 - \vartheta^*$  inizia dove la  $T_1$  è massima. L'arco rimanente  $\vartheta^*$  è l'arco di scorrimento in cui la tensione diminuisce dal valore  $T_1$  al valore  $T_2$ , mentre la velocità della cinghia diminuisce.

Sulla puleggia condotta il fenomeno è inverso: la velocità periferica della puleggia può essere al massimo uguale alla velocità minima della cinghia; l'arco di aderenza  $\beta_2 - \vartheta^*$  si ha in corrispondenza della tensione minima  $T_2$ . L'arco di scorrimento  $\vartheta^*$  sulla ruota condotta, corrisponde all'aumento di tensione da  $T_2$  a  $T_1$  e all'aumento di velocità della cinghia.

All'aumentare della coppia motrice e di quella resistente, aumenta l'arco di scorrimento che infine va a coincidere con l'angolo di avvolgimento. Tale condizione è lo scorrimento

*globale* corrispondente al massimo rapporto  $\frac{T_1}{T_2}$  e alla massima potenza trasmessa dalla cinghia a quella velocità.

Se la coppia motrice  $C_1$  supera il valore limite corrispondente allo scorrimento globale, la tensione massima della cinghia  $T_1$  resta costante, mentre la puleggia 1 accelera con accelerazione pari al rapporto tra la variazione di coppia e il momento di inerzia attorno al suo asse di rotazione:

$$\frac{d\omega_1}{dt} = \frac{C_1 - C_{1lim}}{I_1}.$$

Il rendimento, fornito dal rapporto tra potenza uscente e potenza entrante per una trasmissione a cinghie, è mediamente pari a 0.95, ma oltre alla potenza persa per attrito nel contatto tra cinghia e puleggia, vanno considerati la dissipazione di potenza nei supporti delle pulegge e nell'effetto ventilante e l'insufficiente flessibilità della cinghia.

### 1.2.3 Forzamento della cinghia con rullo tenditore

Introdotte le principali grandezze in gioco nella trasmissione del moto tra cinghia e pulegge, è possibile analizzare il funzionamento del rullo tendicinghia.

Per garantire la trasmissione del moto nell'accoppiamento cinghia-puleggia, va mantenuto un valor minimo della tensione  $T_0$  nei rami liberi della cinghia anche in condizioni statiche. Nel caso di distanze elevate tra le pulegge, il peso proprio dei rami basterà a garantire la tensione minima, ma nella pratica è quasi sempre necessario l'ausilio di un sistema che garantisca una certa tensione iniziale nella cinghia. Ne è un esempio il sistema a *rullo tenditore a molla*, la cui geometria e la forza agente su di esso stabiliscono un valore costante della tensione.

Il rullo tenditore lavora sempre sul ramo della cinghia sottoposto a tensione minore  $T_2$  che deve restare costante, mantenendo il rullo in equilibrio, in qualsiasi condizione di esercizio: all'aumentare della coppia applicata sulla puleggia, corrisponde soltanto un aumento della tensione  $T_1$  pari a:

$$T_1 = T_2 + \frac{2C}{d}$$

con  $d$  diametro della puleggia.

Per il tenditore a molla la forza che la cinghia esercita sulla puleggia del tenditore  $F_P$  coincide con la forza esercitata dalla molla  $F_M$ :

$$F_P = 2T_2 \sin \frac{\alpha}{2}.$$

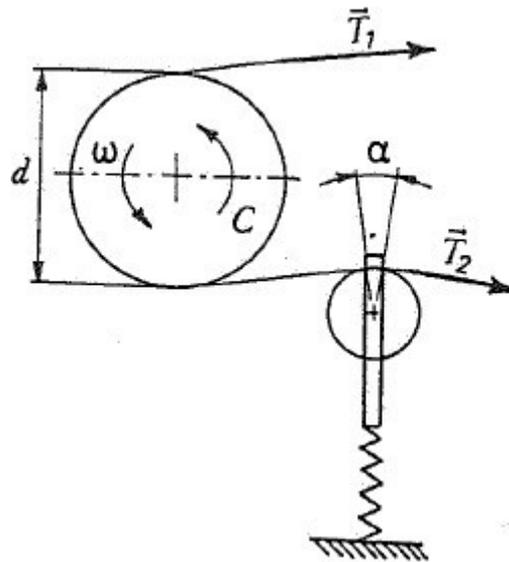


Figura 1.13-rullo tenditore a molla

## 1.2.4 Parametri BiSG

Il design del sistema BiSG si basa su alcuni parametri legati alle performance:

- Tensione della cinghia: forza nel tratto di corsa in ingresso della stessa, disponibile per la trasmissione di potenza;

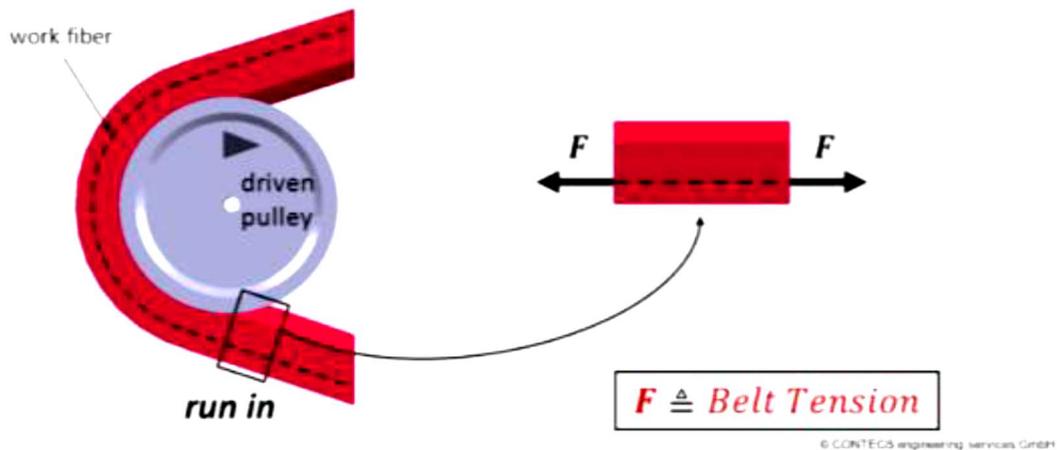


Figura 1.14-tensione della cinghia

- Hubload: forza risultante dalla tensione della cinghia nel tratto in ingresso e da quella nel tratto in uscita. Nella figura 1.15 è possibile vederne una rappresentazione vettoriale (in giallo) che parte dal centro della puleggia;

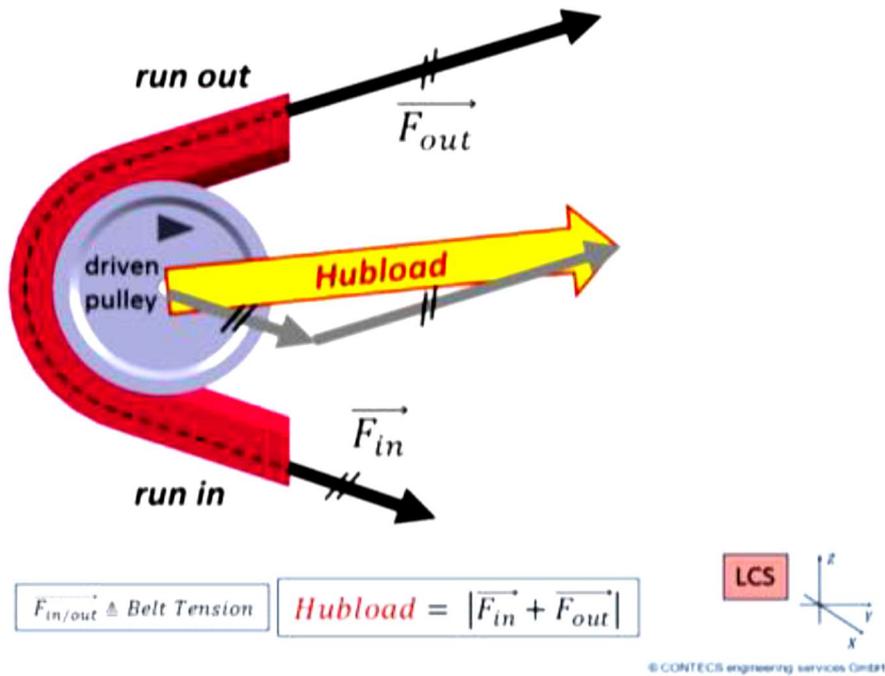


Figura 1.15-hubload

- Stick zone: indica la sezione dell'arco di contatto in cui la cinghia aderisce alla puleggia; la stick zone parte sempre nel punto di ingresso della cinghia nella puleggia. La lunghezza della stick zone, rappresentata in verde in fig. 1.16, è tratta da una serie di equazioni differenziali che descrivono il contatto nell'arco di contatto tra cinghia e puleggia;

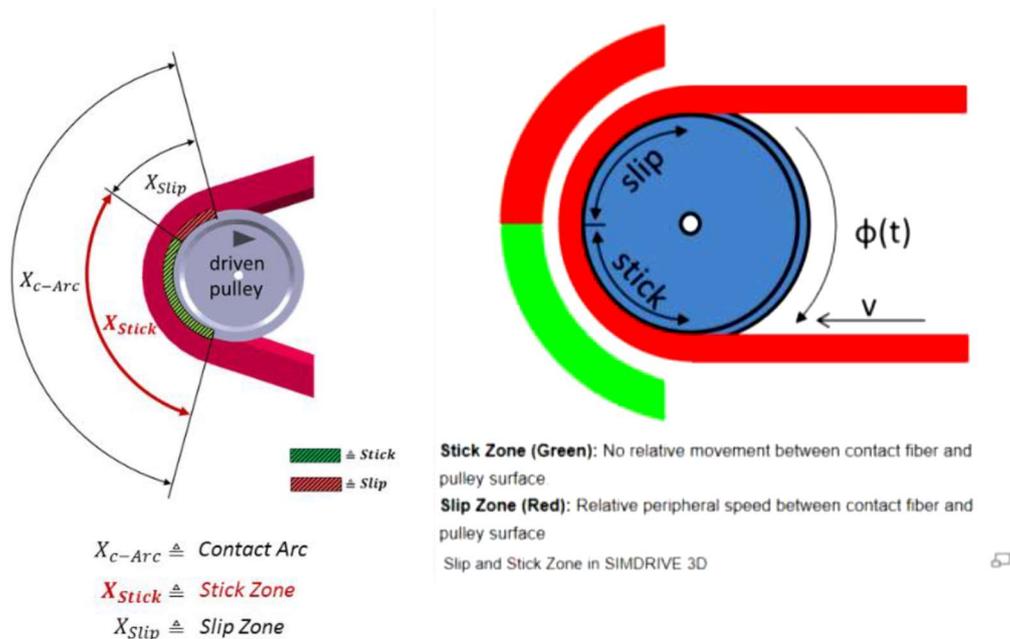


Figura 1.16-distinzione tra zona di aderenza e zona di slittamento della cinghia sulla puleggia

- Slittamento della cinghia sulla puleggia: differenza tra la velocità delle fibre della cinghia che lavorano e la velocità periferica della puleggia, in un punto predefinito del contatto.

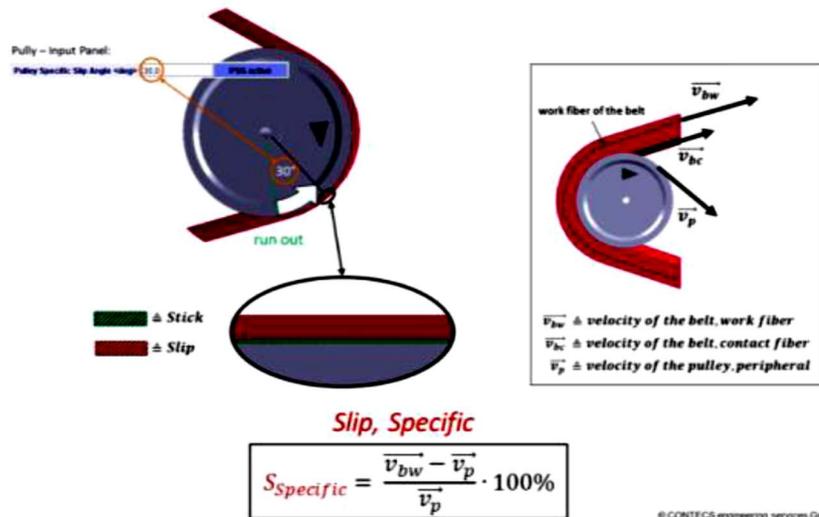


Figura 1.17-fenomeno dello slittamento specifico

- Slittamento della puleggia motrice (crank shaft): differenza tra la velocità periferica della puleggia motrice/ del pignone rispetto alla puleggia selezionata/ del pignone rispetto alla velocità periferica della puleggia di riferimento/ pignone;

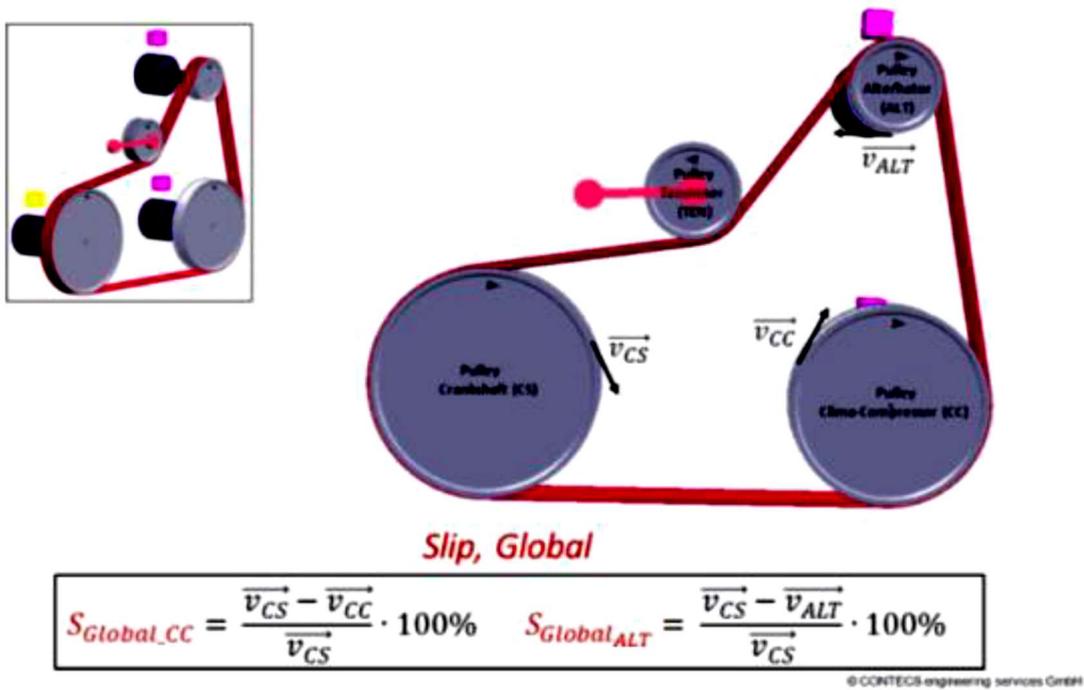


Figura 1.18-fenomeno dello slittamento globale della motrice

- Gradiente di coppia alla partenza con BiSG: definisce il tasso di crescita massimo accettabile della coppia che può essere garantita dal BiSG: può variare in base alla condizione di utilizzo del BiSG, ma come riferimento dinamico si considerano circa i 1000 Nm/s.

## 1.3 Allineamento

Esistono due tipi di disallineamento che influenzano il posizionamento e il salto della cinghia, uno assiale e uno angolare.



Figura 1.19-Tipi di disallineamento tra pulegge

Il *disallineamento assiale* è funzione della tolleranza lineare nell'impilamento di pulegge, del volano, e dell'interfaccia hardware e di montaggio. Esso è dato dal valore di offset del centro della puleggia (in base al foro su cui è montata) rispetto ad un piano di riferimento in direzione anteriore o posteriore, lungo l'asse della puleggia stessa.

Il *disallineamento angolare* rappresenta la misura del parallelismo dell'asse della puleggia; è la misura dell'angolo dell'asse della puleggia (convergenza e campanatura). L'interfaccia di montaggio attaccata al lato del motore è maggiormente affetta dal disallineamento angolare.

Il disallineamento dovuto all'offset assiale (*Misalignment*), non dovrebbe superare  $0.33^\circ$  secondo l'equazione:

$$Misalignment = \tan^{-1} \left( \frac{offset}{spanlength} \right)$$

in cui *spanlength* indica la lunghezza del tratto di cinghia considerato tra due pulegge.

Il disallineamento angolare è difficile da predire con buona tolleranza, per cui risulta più accurato quantificarlo mediante misurazioni fisiche di allineamento del sistema, utilizzando una macchina di misurazione di coordinate (CMM).

Lo studio statistico che considera le tolleranze dell'intero sistema e il percorso della cinghia, è risultato utile per assicurare robustezza della cinghia al rumore e/o al salto.

Per prevenire il salto della cinghia, il disallineamento totale (combinazione di quello assiale e di quello angolare) del *BEA* nelle pulegge scanalate, non dovrebbe superare  $1^\circ$ ; mentre per evitare problemi di rumore, non dovrebbe andare oltre  $0.5^\circ$ .

Le strutture attuali delle cinghie non mostrano problemi di NVH fino a un *BEA* pari a  $3^\circ$ .

Si stima dunque il limite di usura al fine di incrementare la specifica massima corrente di  $1^\circ$  del *BEA*.

A livello geometrico, al ridursi della lunghezza del tratto di cinghia, aumenta il valore del BEA per il tenditore.

Il calcolo del BEA è critico nel caso del *BiSG*, dato che le lunghezze dei tratti di cinghia dal tenditore e dall'idler verso l'alternatore, sono limitate dal design fino al valore minimo di 50 mm, in particolar modo nelle condizioni limite di boost e di recupero.

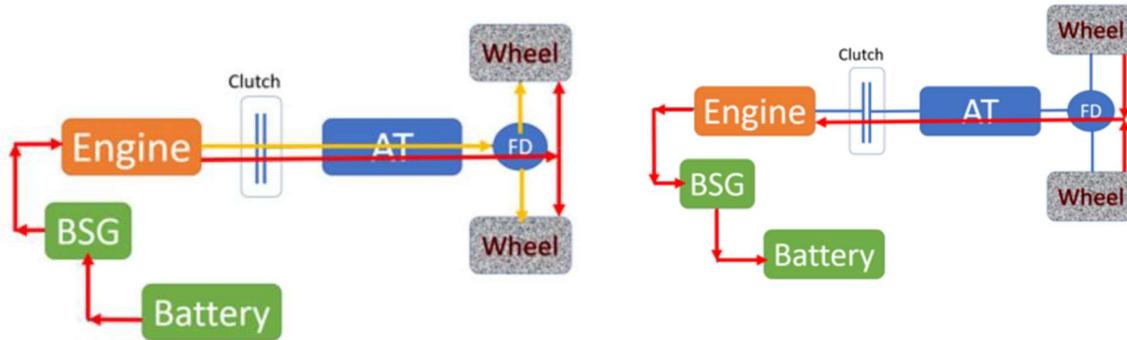


Figura 1.20-a sinistra modalità boost; a destra modalità rigenerativa

Nella modalità boost, il motore elettrico e il motore endotermico lavorano insieme, riducendo la domanda di coppia sul motore termico che viene quindi ridotto (*downsizing*) e reso più efficiente.

La modalità di recupero nota come frenata rigenerativa, in cui il veicolo rallenta, permette di convertire l'energia cinetica del veicolo in energia subito riutilizzabile o stoccabile in apposite batterie.

### 1.3.1 Formule principali necessarie per il calcolo del BEA

Il calcolo del belt entry angle è legato a diversi parametri di input.

I principali, assegnati come dati noti dal layout motore, sono le coordinate X, Y, Z (offset) di tutti i centri delle pulegge e i rispettivi raggi (R), la Magnitude Of Tilt (entità dell'inclinazione), e la Direction Of Tilt (la direzione dell'inclinazione).

La Magnitude of Tilt (Mot) rappresenta la differenza in termini di angolo, tra il piano di riferimento e il piano in oggetto.

La Direction of Tilt (Dot) è caratterizzata dalla direzione del vettore unità uscente dalla puleggia in oggetto verso l'osservatore posto di fronte al FEAD considerato.

Va considerato un indice (In) che classifica il tipo di puleggia:

- In = 1 per una puleggia scanalata interna alla cinghia
- In = 2 per una puleggia piatta esterna alla cinghia
- In = -1 per una puleggia scanalata esterna alla cinghia
- In = -2 per una puleggia piatta interna alla cinghia
- In = 0 nel caso in cui non si tratti di una puleggia.

Un ulteriore indice (IO), considera soltanto se la puleggia si trova internamente (IO = 1) o esternamente alla cinghia (IO = 0).

Si distinguono i dati di due pulegge successive con i pedici 1 e 2, per cui la cinghia uscendo dalla puleggia numero 1, entra nella numero 2.

Oltre a questi dati, all'interno dello script di calcolo, vanno calcolati altri termini.

Considerando le coordinate del centro della puleggia 1,  $X_1$  e  $Y_1$ , e quelle della puleggia 2,  $X_2$  e  $Y_2$ , calcoliamo  $Y = Y_2 - Y_1$  e  $X = X_2 - X_1$ , per cui la distanza i due centri sarà:

$$dist = \sqrt{X^2 + Y^2}$$

A questo punto vanno definiti una serie di angoli  $\delta$ ,  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\mu$ ,  $\varepsilon$ , che variano in base alla coppia di pulegge. Per quanto riguarda l'angolo  $\delta$  ci sono quattro casi:

- $IO_1 = 1$  e  $IO_2 = 1$  due pulegge vicine, interne alla cinghia  $\rightarrow \delta = \sin^{-1} \left( \frac{D_1 - D_2}{2 * dist} \right)$
- $IO_1 = 1$  e  $IO_2 = 0$  la 1<sup>a</sup> interna e la 2<sup>a</sup> esterna alla cinghia  $\rightarrow \delta = \sin^{-1} \left( \frac{D_1 + D_2}{2 * dist} \right)$
- $IO_1 = 0$  e  $IO_2 = 1$  la 1<sup>a</sup> esterna e la 2<sup>a</sup> interna alla cinghia  $\rightarrow \delta = -\sin^{-1} \left( \frac{D_1 + D_2}{2 * dist} \right)$
- $IO_1 = 0$  e  $IO_2 = 0$  la 1<sup>a</sup> interna e la 2<sup>a</sup> esterna alla cinghia  $\rightarrow \delta = -\sin^{-1} \left( \frac{D_1 - D_2}{2 * dist} \right)$ .

L'angolo  $\alpha$  è fisso e vale  $\alpha = \sin^{-1}(Y, X)$ , mentre  $\beta = \alpha + \delta$ .

Gli angoli  $\mu$  e  $\varepsilon$  variano in base ai quattro casi visti per l'angolo  $\delta$ :

- $IO_1 = 1$  e  $IO_2 = 1 \rightarrow \mu = \beta - \frac{\pi}{2}$  ed  $\varepsilon = \beta - \frac{\pi}{2}$
- $IO_1 = 1$  e  $IO_2 = 0 \rightarrow \mu = \beta - \frac{\pi}{2}$  ed  $\varepsilon = \beta + \frac{\pi}{2}$
- $IO_1 = 0$  e  $IO_2 = 1 \rightarrow \mu = \beta + \frac{\pi}{2}$  ed  $\varepsilon = \beta - \frac{\pi}{2}$
- $IO_1 = 0$  e  $IO_2 = 0 \rightarrow \mu = \beta + \frac{\pi}{2}$  ed  $\varepsilon = \beta + \frac{\pi}{2}$ .

I punti di tangenza (indicati come  $TanX_i$ ,  $TanY_i$  lungo x e lungo y con  $i = 1,2$  a seconda della puleggia considerata) saranno:

- $TanX_1 = X_1 + (R_1 * \cos \mu)$   
coordinata x del punto di tangenza entrante (*EntryTangentX*)
- $TanY_1 = Y_1 + (R_1 * \sin \mu)$   
coordinata y del punto di tangenza entrante (*EntryTangentY*)
- $TanX_2 = X_2 + (R_2 * \cos \varepsilon)$   
coordinate x del punto di tangenza uscente (*ExitTangentX*)
- $TanY_2 = Y_2 + (R_2 * \sin \varepsilon)$   
coordinata y del punto di tangenza uscente (*ExitTangentY*).

Si trasformano le coordinate cartesiane (*EntryTangentX - X*, *EntryTangentY - Y*) nella coordinata polare *EntryTheta*.

Definiamo una seconda coordinata polare:

$$EntryPhi = Mot * \sin(EntryTheta - Dot);$$

A questo punto considerando le 2 coordinate polari e il raggio R della puleggia, queste vengono trasformate da coordinate sferiche a coordinate cartesiane x, y, z.

Si riscrive dunque:

- $EntryTangentX = x + X$
- $EntryTangentY = y + Y$
- $EntryTangentZ = z + Z$ .

La stessa trasformazione vale per (*ExitTangentX - X*, *ExitTangentY - Y*) per cui si ottiene un *ExitTheta* e un  $ExitPhi = Mot * \sin(ExitTheta - Dot)$ ;

Individuate le nuove x, y, z riscrivo:

- $ExitTangentX = x + X$
- $ExitTangentY = y + Y$
- $ExitTangentZ = z + Z$ .

Si distinguono due casi: nel primo caso si considerano due pulegge scanalate in successione per cui X, Y, o Z hanno dimensione 2 ciascuno; nel secondo caso oltre alle due pulegge scanalate è presente una puleggia piatta per cui la dimensione della X, Y e Z è 3.

Nel caso con dimensione 3, considerando le singole componenti dei dati utili al calcolo, si introduce il termine  $zz$ , che avrà due valori diversi:

$$1. \quad zz = \text{ExitTangent}(3) * \cos(\text{Mot}(2)) * \cos(\text{Mot}(2)) - \text{ExitTangentY}(3) * \cos(\text{Dot}(2)) * \sin(\text{Mot}(2)) + \text{EntryTangentY}(2) * \cos(\text{Dot}(2)) * \sin(\text{Mot}(2)) + \text{ExitTangentX}(3) * \sin(\text{Mot}(2)) * \sin(\text{Dot}(2)) - \text{EntryTangentX}(2) * \sin(\text{Mot}(2)) * \sin(\text{Dot}(2));$$

necessario per il calcolo di:

$$\begin{aligned} & \text{EntryTangentZ}(2) = \\ & = \frac{(\cos(\text{Mot}(2)) * zz)}{(\cos(\text{Mot}(2))^2 + \cos(\text{Dot}(2))^2 * \sin(\text{Mot}(2))^2 + \sin(\text{Mot}(2))^2 * \sin(\text{Dot}(2))^2)} \end{aligned}$$

$$2. \quad zz = \text{ExitTangent}(3) * \cos(\text{Mot}(2)) * \cos(\text{Mot}(2)) - \text{ExitTangentY}(3) * \cos(\text{Dot}(2)) * \sin(\text{Mot}(2)) + \text{ExitTangentY}(2) * \cos(\text{Dot}(2)) * \sin(\text{Mot}(2)) + \text{ExitTangentX}(3) * \sin(\text{Mot}(2)) * \sin(\text{Dot}(2)) - \text{ExitTangentX}(2) * \sin(\text{Mot}(2)) * \sin(\text{Dot}(2));$$

necessario per il calcolo di:

$$\begin{aligned} & \text{ExitTangentZ}(2) = \\ & = \frac{(\cos(\text{Mot}(2)) * zz)}{(\cos(\text{Mot}(2))^2 + \cos(\text{Dot}(2))^2 * \sin(\text{Mot}(2))^2 + \sin(\text{Mot}(2))^2 * \sin(\text{Dot}(2))^2)} \end{aligned}$$

calcolato con la stessa formula dell' $\text{EntryTangentZ}(2)$  ma con uno  $zz$  differente.

Introduciamo infine tre scalari  $S1$ ,  $S2$ , ed  $S3$ :

$$S1 = Y(1) * \cos(\text{Mot}(1)) - \text{EntryTangentY}(1) * \cos(\text{Mot}(1)) + Z(1) * \cos(\text{Dot}(1)) * \sin(\text{Mot}(1)) - \text{EntryTangentZ}(1) * \cos(\text{Dot}(1)) * \sin(\text{Mot}(1));$$

$$S2 = (-X(1)) * \cos(\text{Mot}(1)) + \text{EntryTangentX}(1) * \cos(\text{Mot}(1)) + Z(1) * \sin(\text{Mot}(1)) * \sin(\text{Dot}(1)) - \text{EntryTangentZ}(1) * \sin(\text{Mot}(1)) * \sin(\text{Dot}(1));$$

$$S3 = (-X(1)) * \cos(\text{Dot}(1)) * \sin(\text{Mot}(1)) + \text{EntryTangentX}(1) * \cos(\text{Dot}(1)) * \sin(\text{Mot}(1)) - Y(1) * \sin(\text{Mot}(1)) * \sin(\text{Dot}(1)) + \text{EntryTangentY}(1) * \sin(\text{Mot}(1)) * \sin(\text{Dot}(1)).$$

Poniamo:

- $T_x = \text{EntryTangentX}(1) - \text{ExitTangentX}(2)$
- $T_y = \text{EntryTangentY}(1) - \text{ExitTangentY}(2)$
- $T_z = \text{EntryTangentZ}(1) - \text{ExitTangentZ}(2)$

da cui segue infine il calcolo del Belt Entry Angle (*Entry Angle*):

$$\text{EntryAngle} = \sin^{-1} \left[ \frac{T_x * S1 + T_y * S2 + T_z * S3}{\sqrt{T_x^2 + T_y^2 + T_z^2} * \sqrt{S1^2 + S2^2 + S3^2}} \right].$$

## CAPITOLO 2. REGOLE

### SULL'ALLINEAMENTO DELLA CINGHIA

#### NEL *FEAD*

Per progettare e quindi allineare correttamente la cinghia all'interno del layout motore, la Dayco ha istituito delle regole ben precise da rispettare. Prima di tutto vanno definiti gli acronimi utilizzati per identificare gli elementi considerati nelle regole.

#### 2.1 Definizioni

- BEA → Belt Entry Angle (angolo di ingresso della cinghia nella puleggia)
- ES → Entrance Span (tratto di cinghia in ingresso)
- ESL → Entrance Span Length (lunghezza del tratto in ingresso)
- XS → Exit Span (tratto di cinghia in uscita)
- XSL → Exit Span Length (lunghezza del tratto in uscita)
- USP → Up Stream Pulley (puleggia di flusso a monte)
- DSP → Down Stream Pulley (puleggia a valle)

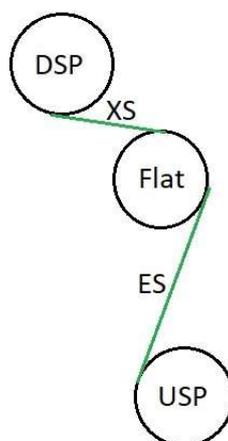


Figura 2.1-Elementi considerati nell'allineamento della cinghia

## 2.2 Regole

### Regola 0

La cinghia deve sempre percorrere la puleggia piatta in modo tale da risultare sempre perpendicolare alla superficie laterale della stessa (o analogamente al suo asse).

### Regola 1

La cinghia deve mantenere sempre la sua posizione assiale di ingresso sulla puleggia piatta per tutto l'intero avvolgimento.

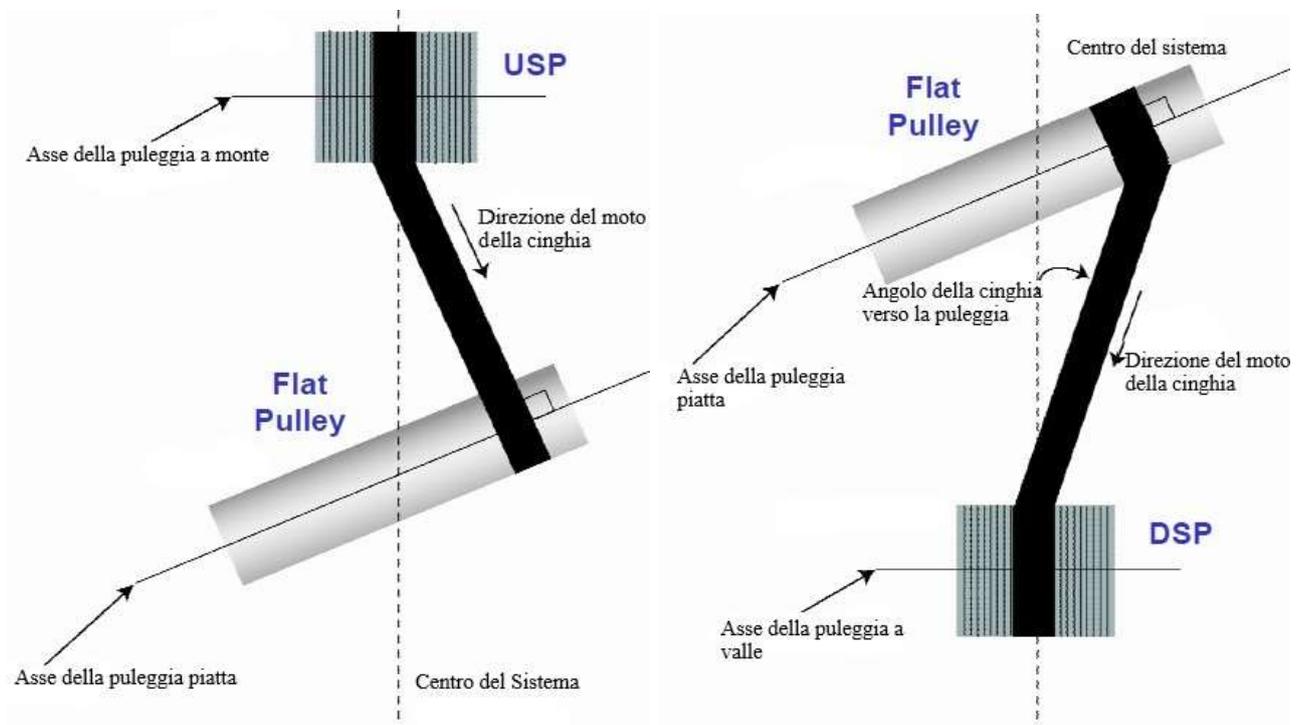


Figura 2.2-applicazione della regola 0 e della regola 1

## Regola 2

L'angolo di parallelismo ha un'influenza dominante sul BEA, confrontato con l'angolo di perpendicolarità. Si assume l'ESL lungo (p.es. >200mm) e l'XSL corto ( p.es. <75mm).

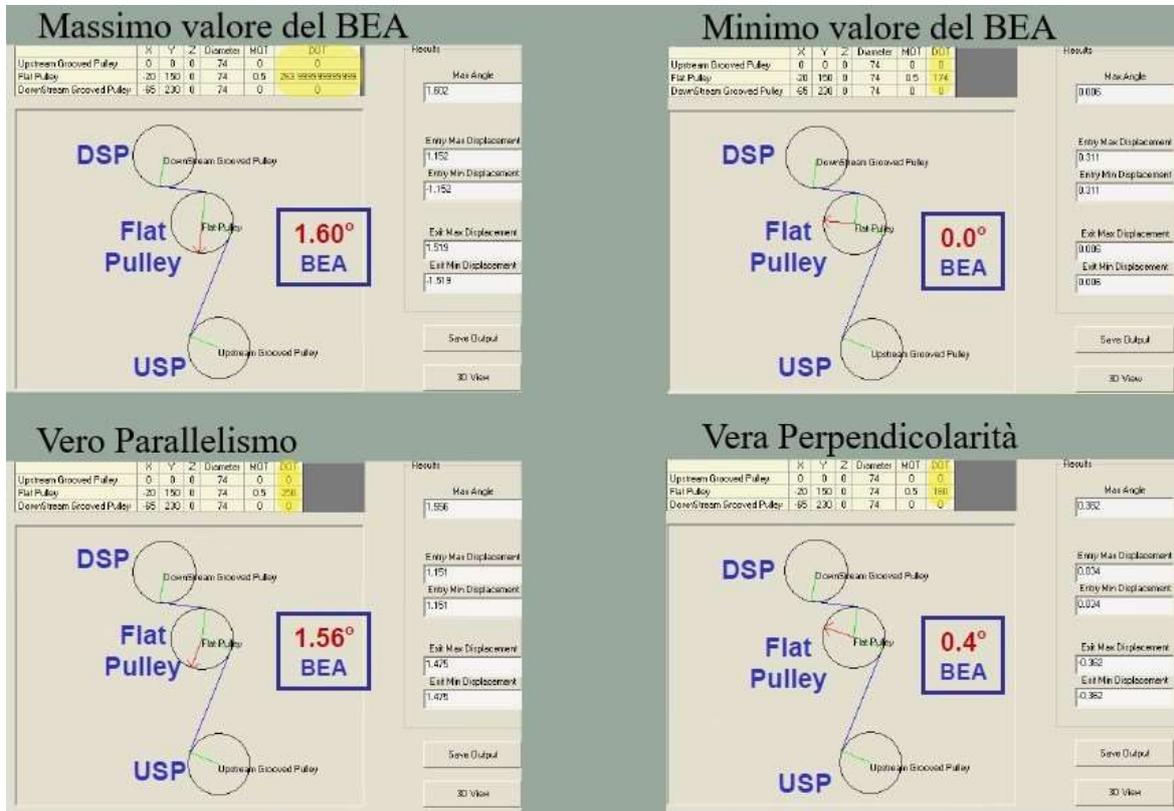


Figura 2.3-Applicazione della regola 2 con variazione della Direction Of Tilt

## Regola 3

All'aumentare dell'ESL aumenta l'influenza dell'angolo di parallelismo (effetto lineare).

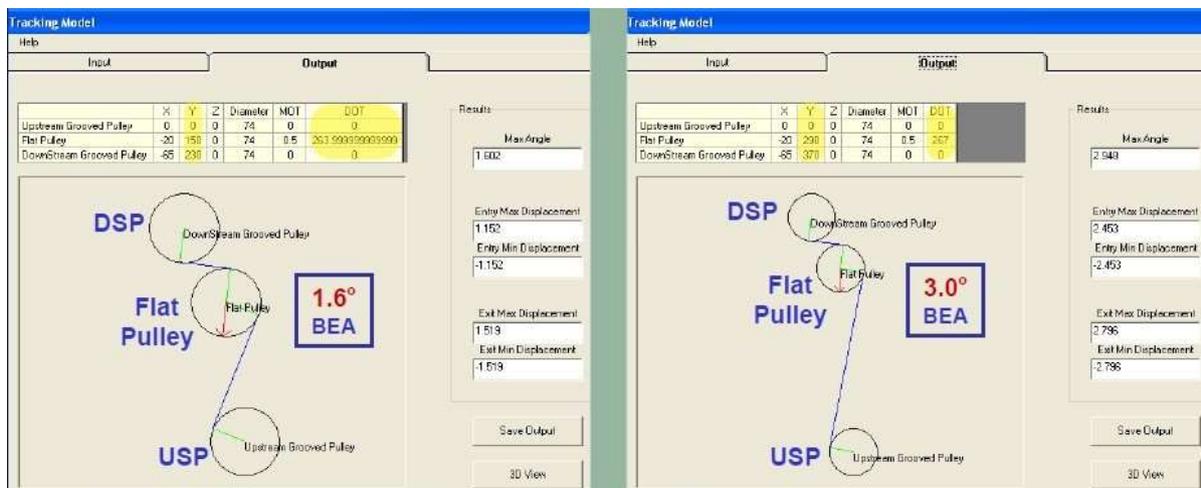


Figura 2.4-Applicazione della regola 3 mediante variazione della coordinata Y

## Regola 4

All'aumentare dell'ESL, l'influenza dell'angolo di perpendicolarità non varia (l'angolo non è funzione dell'ESL).

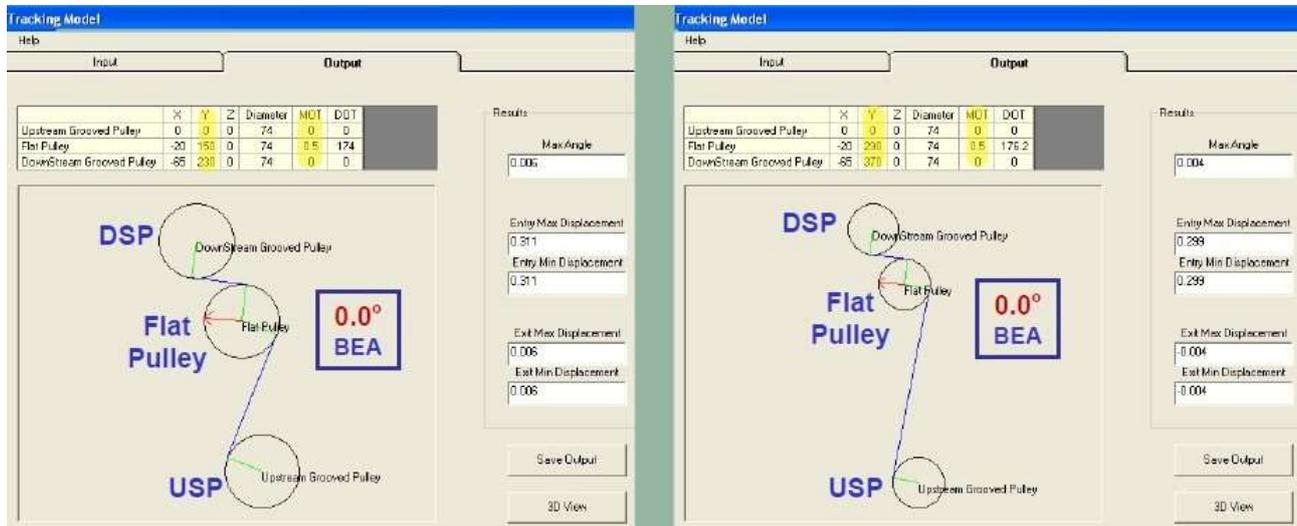


Figura 2.5-Applicazione della regola 4 mediante variazione della coordinata Y

## Regola 5

Se l'XSL diminuisce, il BEA sale (si assume che l'angolo sulla puleggia piatta resti costante; effetto lineare).

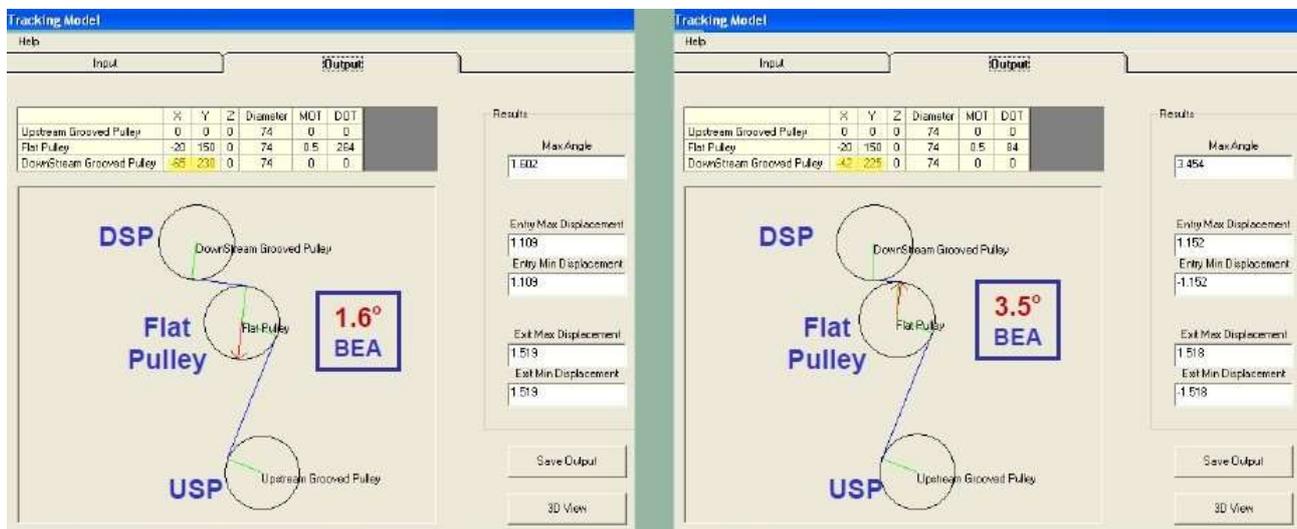


Figura 2.6-Applicazione della regola 5 mediante variazione delle coordinate X e Y della DSP

## Regola 6

L'angolo di parallelismo va verso l'ES: la cinghia prosegue in avanti sulla puleggia piatta (in accordo con la Regola 0).

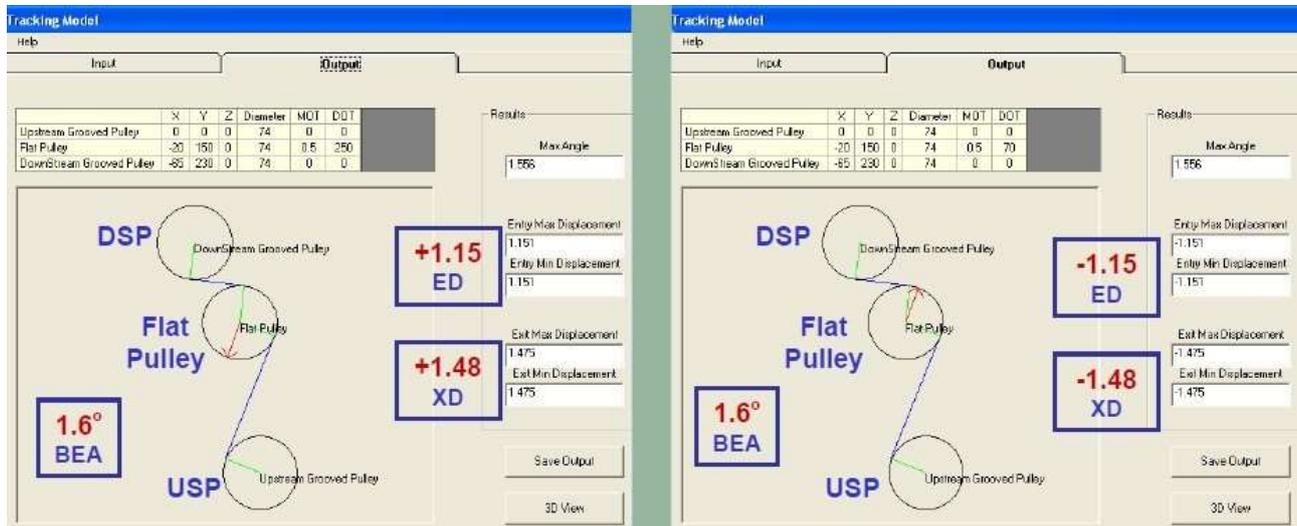


Figura 2.7-Applicazione della regola 6

## Regola 7

L'angolo di perpendicolarità va verso il punto di tangenza dell'ES: la cinghia prosegue in avanti sulla puleggia piatta (in accordo con Regola 1).

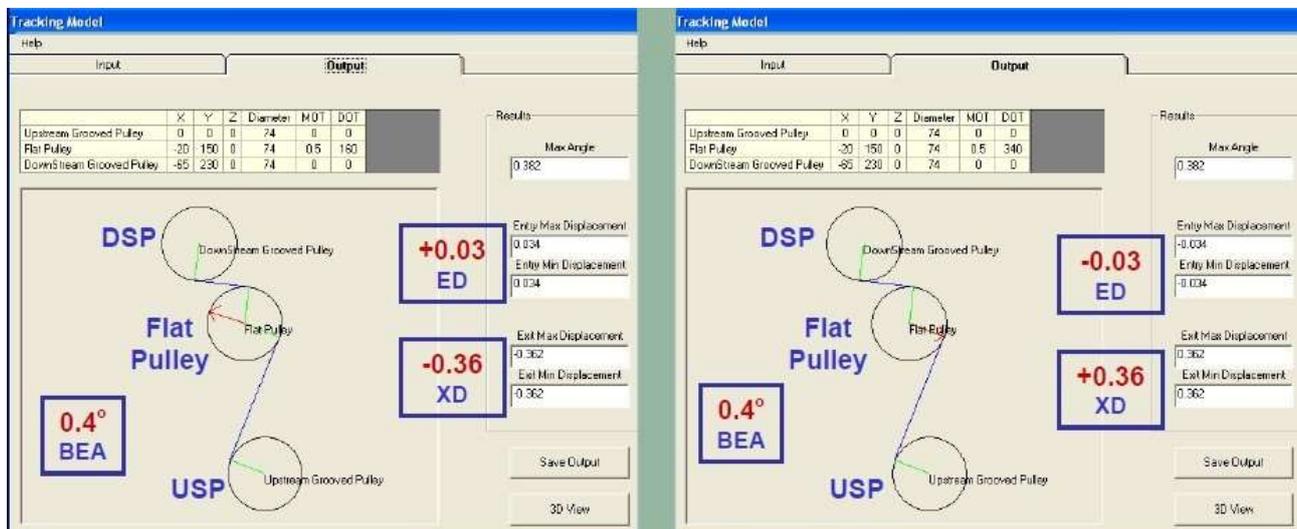


Figura 2.8-Applicazione della regola 7

## Regola 8

All'aumentare del diametro della puleggia piatta aumenta l'influenza dell'angolo di perpendicolarità:

- l'effetto è lineare con la variazione del diametro della puleggia piatta;
- in accordo con l'aumento di offset all'uscita del punto di tangenza.

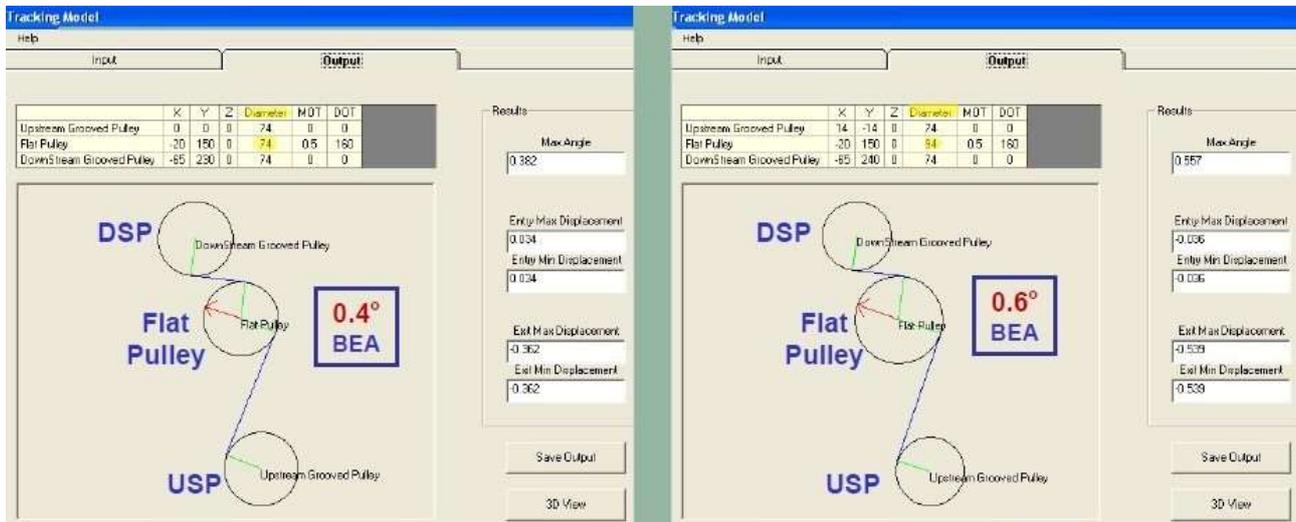


Figura 2.9-Influenza del MOT al variare del diametro della puleggia piatta (regola 8)

Al contrario resta invariata l'influenza dell'angolo di parallelismo:

- a causa del minimo offset all'uscita del punto di tangenza.

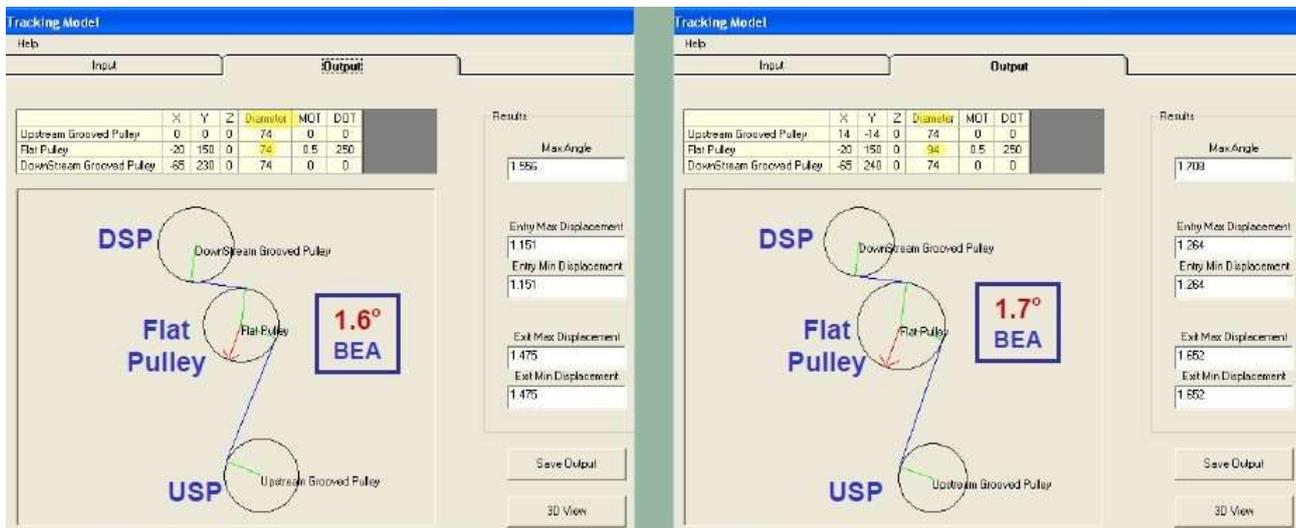


Figura 2.10-Influenza del DOT al variare del diametro della puleggia piatta (regola 8)

## Regola 9

Al ridursi dell'angolo di avvolgimento sotto i 180° diminuisce l'influenza dell'angolo di perpendicolarità (in accordo con la riduzione di offset all'uscita del punto di tangenza).

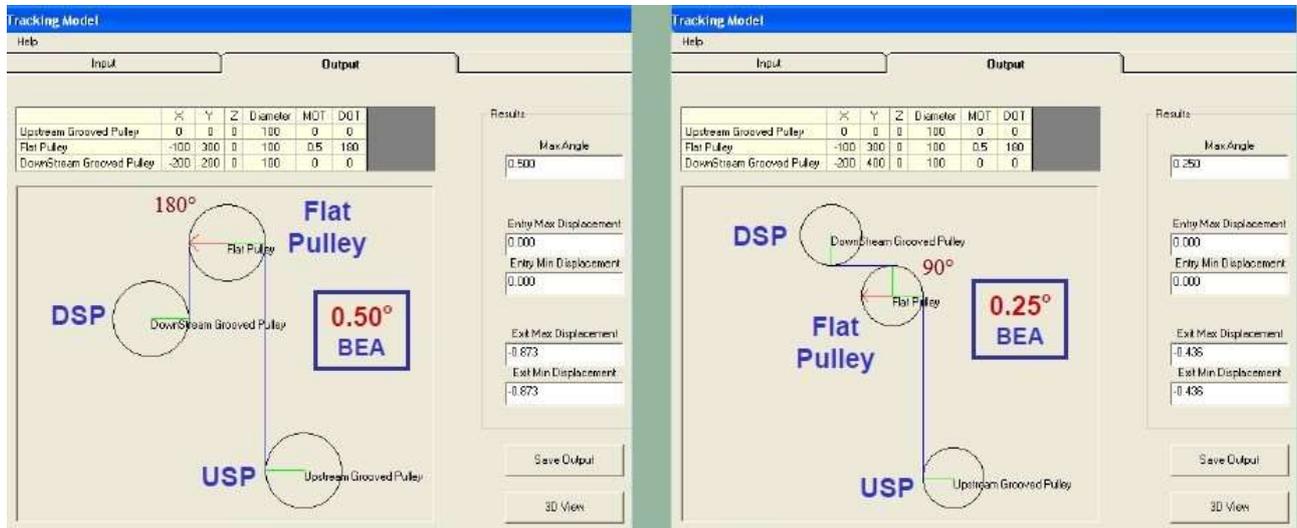


Figura 2.11-Applicazione della regola 9 con angolo di avvolgimento di 180° a sinistra e di 90° a destra

## Regola 10

- Al crescere dell'influenza dell'angolo di parallelismo, l'angolo di avvolgimento scende dai 180° ai 90° (in accordo con l'aumento dell'offset all'uscita del punto di tangenza);

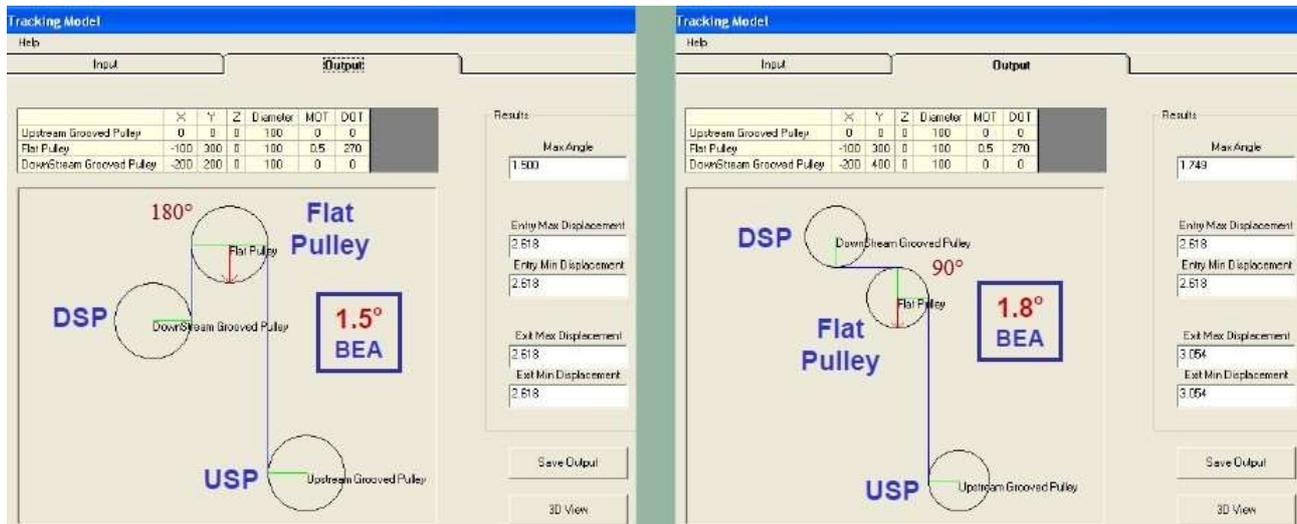


Figura 2.12-Applicazione della regola 10 con angolo di avvolgimento di 108° a sinistra e di 90° a destra

- Al diminuire dell'influenza dell'angolo di parallelismo, l'angolo di avvolgimento scende dai 90° agli 0° (in accordo con la riduzione dell'offset all'uscita del punto di tangenza).

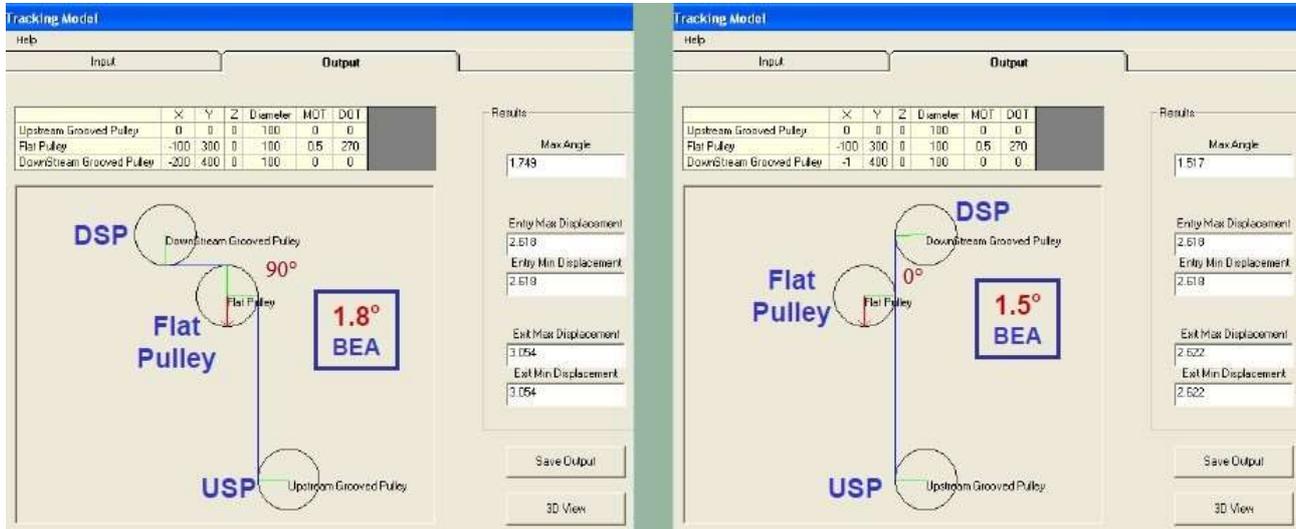


Figura 2.13-Applicazione della regola 10 con angolo di avvolgimento di 90° a sinistra e di 0° a destra

## Regola 11

All'aumentare dell'angolo di parallelismo del DSP (verso l'XS), il BEA aumenta:

- Il BEA coincide con l'angolo del DSP.

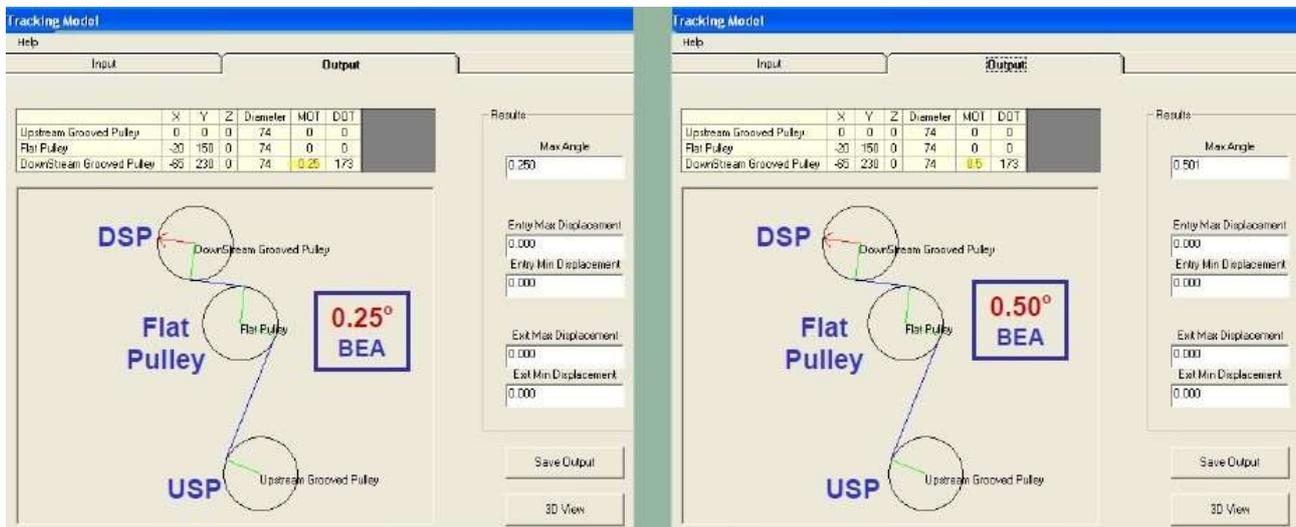


Figura 2.14-Applicazione della regola 11

## Regola 12

All'aumentare dell'angolo di perpendicolarità del DSP (verso l'XS), il BEA aumenta:

- Questo effetto è lineare con il diametro del DSP;
- È basato sull'offset nel punto di tangenza.

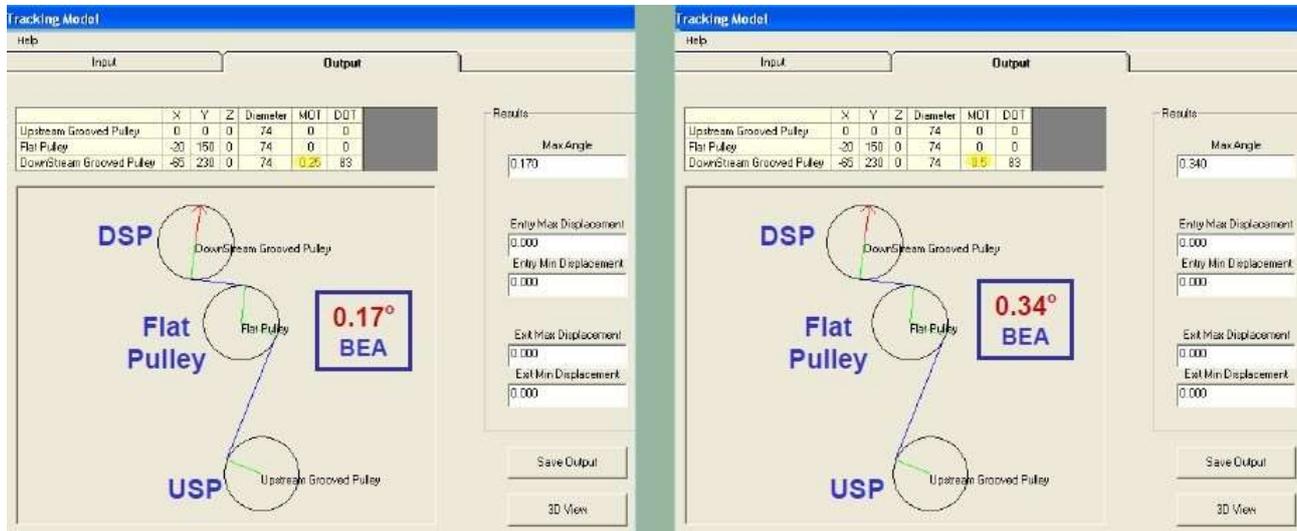


Figura 2.15-Applicazione della regola 12

## Regola 13

All'aumentare dell'offset del DSP, cresce il BEA (tale effetto è lineare con l'offset).

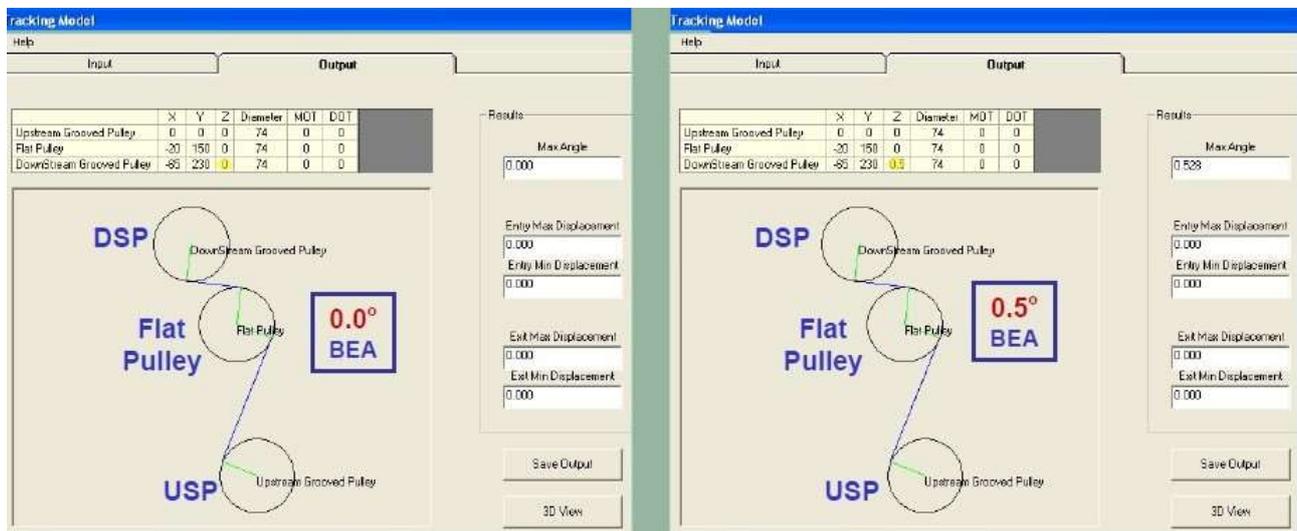


Figura 2.16-Applicazione della regola 13

## Regola 14

All'aumentare dell'angolo di perpendicolarità verso l'ES sull'USP, cresce il BEA:

- Tale effetto è lineare con il diametro dell'USP;
- È basato sull'offset nel punto di tangenza.

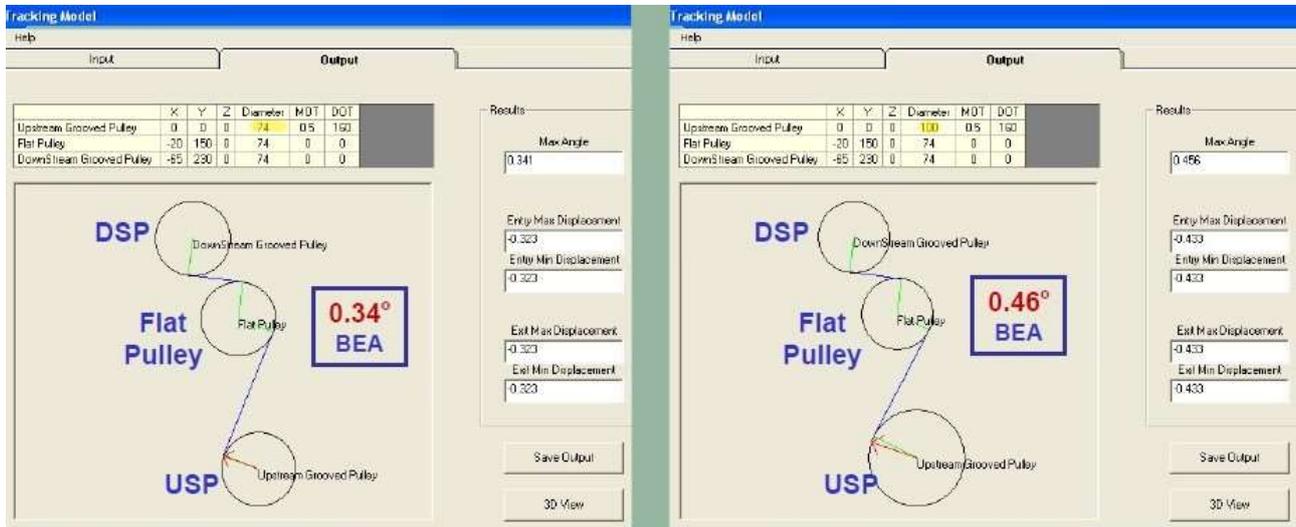


Figura 2.17-Applicazione della regola 14

# CAPITOLO 3. PROCEDURA DI MISURAZIONE DEI PUNTI NOTEVOLI SULL'INTERFACCIA MOTORE

Per calcolare il Belt Entry Angle di ciascuna puleggia nel sistema di distribuzione, è necessario conoscere le coordinate di alcuni punti di riferimento sul layout motore e di una serie di punti appartenenti alle pulegge stesse.

Nella misurazione dei punti notevoli all'interno dell'interfaccia motore, la Dayco utilizza un braccio *Faro*, ovvero una CMM (macchina di misura a coordinate), con una precisione ripetibile di 25  $\mu\text{m}$  dotato di un tastatore con una punta in cristallo di rubino di diametro 2.5 mm. È richiesta elevata precisione per misurare l'angolo di piccole pulegge, mentre la punta da 2.5mm lavora meglio con pulegge poly-V ribbate.



*Figura 3.1-Esempio di braccio "Faro" con tastatore*

La Dayco ha istituito un procedimento ben preciso da seguire in fase di misurazione.

## 3.1 Fasi della misurazione

- 1) Impostare due punti di riferimento sul motore.
  - a. I punti di riferimento vengono usati per assicurarsi che non ci siano movimenti relativi tra la CMM e il motore durante le misurazioni. I punti di riferimento servono anche a distinguere i dati (punti misurati) dalle differenti funzioni nella ricostruzione delle caratteristiche del layout motore.
  - b. I punti di riferimento dovrebbero trovarsi agli angoli opposti del motore, al fine di massimizzare la sensibilità dei punti al moto relativo, inclusa la rotazione, tra la CMM e il motore. Nella figura 3.2, un punto di riferimento si trova vicino l'angolo in alto a destra e l'altro punto è vicino al centro.

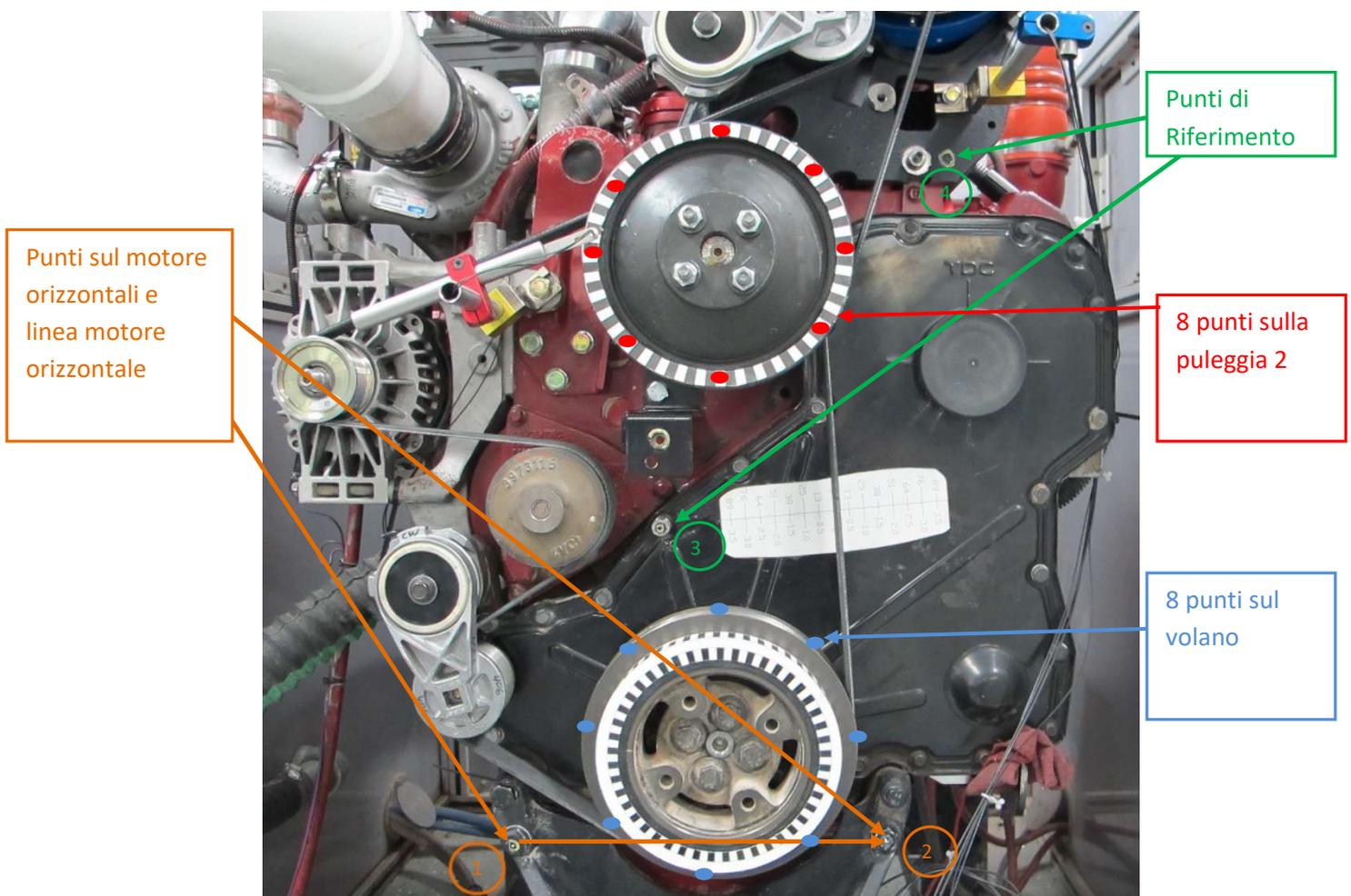


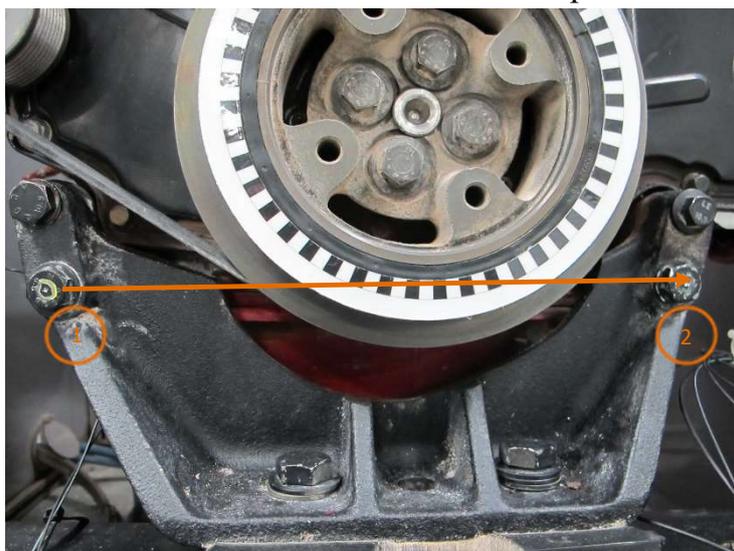
Figura 3.2-Front end accessory drive (FEAD) con punti di riferimento per la CMM.

- c. Dayco utilizza diverse misure di inserti filettati che si possono disporre nei buchi extra presenti sul motore. Sui motori senza buchi extra viene usato un martello e un punzone centrale per creare dei segni sul blocco motore per i punti di riferimento. La figura 3.3 mostra un inserto e un segno fatto con il punzone con un cerchio giallo attorno. Entrambi sono accettabili come punti di riferimento fintantoché la punta della CMM non si muove al loro interno.



*Figura 3.3-Inserto filettato (a sinistra), segno da punzone centrale (a destra)*

- 2) Misurare due punti con la CMM da usare per considerare la linea orizzontale sul motore. I punti vanno misurati da sinistra a destra. Preferibilmente i punti devono trovarsi al di sotto del volano e devono essere il più orizzontali possibili rispetto al motore. In riferimento alla figura 3.2, il segno etichettato con il numero 1 dovrebbe essere il primo punto a essere misurato, mentre il punto 2 sarà il secondo, al fine di creare la linea motore orizzontale come mostrato. La figura 3.4 mostra da vicino i punti usati per la linea orizzontale sul motore in esempio.



*Figura 3.4-Linea motore orizzontale creata a partire da due bulloni di montaggio presenti sull'interfaccia*

- 3) A questo punto vengono misurati i due punti di riferimento con la CMM. Il punto di riferimento misurato per primo si trova più in basso; a questo segue il secondo che si trova più in alto. Nella figura 3.2 sono identificati dai numeri 3 e 4.
- 4) Il volano (o la puleggia guida) è sempre il primo ad essere misurato dopo i punti di riferimento. Per una puleggia **scanalata**, è preferibile misurare come seconda puleggia, quella più vicina al motore come mostrato in figura 3.5. È opportuno misurare un minimo di 6 punti per ricostruire una puleggia scanalata. Generalmente vengono misurati dagli 8 ai 10 punti per ciascuna puleggia.



*Figura 3.5-Il braccio Faro misura un punto sul volano mediante il cristallo da 2.5mm*

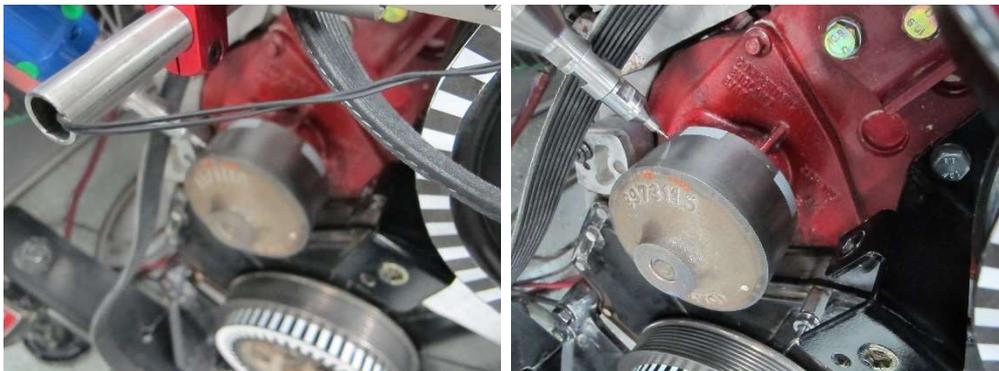
- 5) Dopo aver misurato i punti sulla puleggia, va misurato un punto di riferimento. Ciò viene fatto volta per volta con ciascuna puleggia in modo tale da far capire al programma quali punti usare per ricostruire il FEAD.
- 6) Si procede con la misurazione dei punti sulla puleggia successiva. Se la puleggia può slittare con la cinghia rimossa, e la gran parte delle pulegge lo fanno, è meglio segnare un punto sulla puleggia e misurare i punti sullo stesso posto per eliminare l'oscillazione laterale e radiale della puleggia rispetto alla misurazione. La figura 3.6 mostra la tecnica di rotazione della puleggia utilizzata.

La CMM sta misurando i punti sullo stesso posto segnato sulla puleggia



*Figura 3.6-La CMM misura un punto sulla puleggia 2 sul lato destro del tenditore (a sinistra)  
La CMM misura un punto sulla puleggia 2 sulla lato sinistro del tenditore (a destra)*

- a. Quando si misura una puleggia **piatta**, è preferibile avere la zona di misurazione dei punti sulla faccia frontale della puleggia. Se la faccia frontale è piatta, i punti possono essere misurati allo stesso modo di come si misurano quelli di una puleggia scanalata; si segna la faccia della puleggia e si misurano gli 8 punti sulla faccia frontale facendo ruotare la puleggia. Se la faccia frontale non è piatta, allora si può ricostruire un cilindro misurando 12 punti sulla superficie della puleggia. Il metodo del cilindro contiene informazioni su angolo e posizione della puleggia, ma non sul suo offset; tuttavia per una puleggia piatta, tale informazione non è necessaria. I punti dovrebbero essere sondati vicino alla parte anteriore e posteriore della puleggia, segnando il punto sondato per evitare le irregolarità della superficie nelle misurazioni. La figura 3.7 mostra un esempio di sondaggio della superficie anteriore e posteriore della puleggia, durante la misurazione di una puleggia piatta mediante il metodo del cilindro.



*Figura 3.7-La CMM misura i punti vicino la faccia frontale di una puleggia piatta (a sinistra) con il metodo del cilindro e vicino la faccia posteriore della stessa puleggia (a destra)*

- b. Dayco sconsiglia di misurare la **puleggia del tenditore** perché la puleggia si troverebbe in una posizione scorretta senza la cinghia montata sul FEAD. Tuttavia, Dayco suggerisce di misurare la **superficie di montaggio** e il **punto del pivot del tenditore**. Sono richiesti minimo 4 punti per la superficie di montaggio e solo un punto per il punto del pivot; è suggerito misurare 6 punti per la superficie di montaggio. Un punto di riferimento dovrebbe essere sondato tra la misurazione della superficie di montaggio e la misurazione del pivot. La figura 3.8 mostra un esempio di misurazione della superficie di montaggio del tenditore e del punto del pivot.



*Figura 3.8-La CMM misura un punto sulla superficie di montaggio del tenditore (a sinistra), e un punto del punto di pivot del tenditore (a destra)*

- 7) Ripetere gli step 5 e 6 per tutte le pulegge.
- 8) Nel momento in cui tutte le pulegge sono state misurate, misurare ogni punto di riferimento un'ultima volta.

# CAPITOLO 4. CALCOLO DEL BELT

## ENTRY ANGLE MEDIANTE SOFTWARE

### *CMM FEAD*

Mediante la misurazione con il braccio *Faro* connesso via usb ad un computer, si ottiene un file contenente tutte le coordinate utili alla ricostruzione del layout motore, da aprire con il software Dayco CMM FEAD.

#### 4.1 Risultati generati dal CMM FEAD

The screenshot displays the main interface of the CMM FEAD software. It is divided into several sections:

- Measurement Guide / Run Info:** Contains input fields for:
  - Number of Pulleys: 3
  - Number of Grooves: 5
  - Ball Tip Diameter: 2.5 mm
  - C/S Pulley Indexing Run No.: 0
  - Reference Component: 1
  - Measured Groove: 4
  - High Reference Point: 4
  - Layout No. of Measurements: 1
- Control Panel:** Includes a dropdown menu set to '1', navigation arrows, a 'Run' button, and another set of navigation arrows.
- Table:** A table with the following columns: Meas No., Comp ID, Comp Name, Meas Geom, Wrap Dir. /Type, Forced Dia. mm, Offset Adj. mm, TFR Dgrs, and No Tilt Y/N. The first row contains the values: 1, 1, C/S, Grv, IN/GRV, 0, 0, 0, and an unchecked checkbox.
- Right Panel:** Contains buttons for 'Setup' and 'Info', a section for 'Output Type' with radio buttons for 'Standard' (selected), 'Diagnostic', and 'Diagnostic w/ Indexing', a 'Number of Measurements to Execute' dropdown set to 'All', and an 'Execute' button.
- Bottom Left:** A checkbox labeled 'Nominal Tensioner Info'.

Figura 4.1-schermata principale software CMM FEAD

A questo punto nella schermata principale del software, è possibile inserire i dati necessari al calcolo del BEA come ad esempio la puleggia di riferimento (tipicamente il volano C/S), il numero di scanalature misurate (grooves), il punto di riferimento superiore (il 3 o il 4); mediante un menu a tendina opzionale è possibile aggiungere ulteriori informazioni riguardo le singole componenti del layout (le pulegge); si possono inoltre inserire i dati nominali del tenditore.

È possibile assegnare uno specifico acronimo per indicare le caratteristiche delle pulegge in base alla geometria misurata:

- Grv = groove (scanalato)
- FF = front face (faccia frontale)
- MS = mounting surface (superficie di montaggio)
- RF = rear face (faccia posteriore)
- OD = outer diameter (diametro esterno)
- ID = inner diameter (diametro interno)
- Pt = punto
- Cylr = cilindro

Altri acronimi fanno riferimento alla direzione e al tipo di avvolgimento:

- In = la puleggia si trova sulla parte interna dell'anello della cinghia
- Out = la puleggia si trova sulla parte esterna dell'anello della cinghia
- GRV = la puleggia è scanalata
- FLT = la puleggia è piatta

Separatamente vanno inseriti i dati relativi al *free rock* (gioco dei cuscinetti all'interno della puleggia) nell'idler e nel tenditore ed al runout del volano (eccentricità del volano rispetto all'asse di riferimento). Infine, vanno indicate il numero di misure effettuate sul layout.

Nella tabella 4.1 è possibile esaminare i risultati ottenuti tramite il software su un layout di esempio.

Ford 6.0L Diesel  
 : F-250, Dark Green

Title: FEAD System Alignment  
 Operator: Dave Fletcher

Disc of Measured Component	P/S End Play 0.74mm		Comments P/S Pulley Out Infor Boss				CS indexing 7	
	Entry Angle (Deg)	Axial Offset (mm)	Tilt Mag (Deg)	Tilt Dir (Deg)	X Position (mm)	Y Position (mm)	DOB (mm)	
[ 1] C/S	-0.85	0.00	0.00	0	0.00	0.00	200.20	
[ 2] W/P	-	69.73	0.02	247	22.27	193.16	154.05	
[ 3] P/S	0.84	-1.22	0.02	359	203.59	26.20	139.07	
[ 4] IDL	-0.93	-0.26	0.06	239	198.48	255.97	90.00	
[ 5] IDL	-	-0.18	0.07	218	-67.50	327.25	90.00	
[ 6] ALT	0.55	-0.36	0.09	149	-171.68	521.16	70.86	
[ 7] IDL	-0.08	-0.26	0.16	328	-287.09	194.02	76.20	
[ 8] AC	0.50	-0.71	0.05	68	-230.49	24.39	128.97	
[ 9] Ten	-	-66.35	0.00	206	-117.06	108.27	76.20	
[ - ] Ten MS	-	-66.36	0.00	206	-198.96	164.88	26.76	

Axial CS Runout: 0.01 degree

Positive (negative) entry angle: BEA is on the observer (engine) side.

Cyan numbers: specified. Green numbers: calculated.

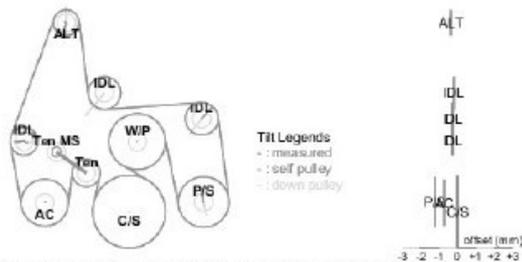


Tabella 4.1-Risultati del CMM FEAD relativi ad un motore Ford 6.0L in prova

I tre angoli in output per ciascuna puleggia sono: la Magnitude of Tilt, la Tilt Direction e il BEA. Tali valori sono calcolati in base agli input come l'offset assiale (la coordinata z), la x e la y e il DOB (diametro della puleggia).

Il BEA è calcolato per le pulegge scanalate in base a come la cinghia entra all'interno della puleggia scanalata. Il BEA della cinghia in ingresso in una puleggia piatta, come gli idler e il tenditore, risulta sempre nullo, secondo le regole relative all'allineamento della cinghia. Un valore positivo dell'angolo significa che la cinghia si sta spostando dall'esterno verso l'interno del motore. Un valore negativo del BEA indica che la cinghia si sta spostando dal lato motore all'esterno verso l'osservatore.

Il software ricostruisce graficamente il layout in prova come mostrato in figura 4.2.



Figura 4.2-Ricostruzione grafica del layout in prova

Un vettore (in verde) mostra la direzione dell'angolo per ogni puleggia considerata, a seconda di come è stato misurato.

Un vettore (in rosso) mostra la direzione del caso peggiore di free rock della puleggia, in combinazione con l'ampiezza di inclinazione misurata (MOT), nel considerare l'impatto della puleggia sulla successiva puleggia scanalata a valle della stessa.

Un vettore (in celeste) mostra la direzione dell'angolo per la puleggia considerata come combinazione dell'angolo misurato e del free rock: il free rock viene aggiunto nella direzione del carico del mozzo, orientandolo sia con il vettore del carico del mozzo che con un vettore tracciato a 180° da esso, in modo tale che il peggior caso risultante tra la combinazione dei due vettori, venga utilizzato per il grafico e nel calcolo del BEA (essendo il BEA nullo secondo le regole descritte nel capitolo 2, esso non viene mostrato nel caso di una puleggia piatta).

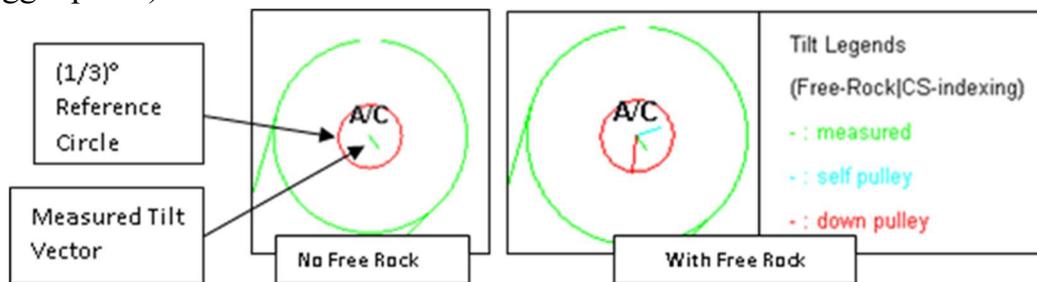


Figura 4.3-Esempi di angolo senza e con il free rock

È possibile inoltre osservare il sistema di trasmissione lungo l'offset .

Il software CMM FEAD ha permesso di calcolare il valore del Belt Entry Angle per ciascuna puleggia in maniera univoca; ciascun angolo è strettamente legato ai valori esatti misurati tramite il braccio FARO da parte dell'operatore. Tale procedura risulta limitata, in quanto non permette di effettuare prove diverse tra loro legate all'utilizzo di componenti che variano nel tempo (nuove o a fine vita), ad esempio a causa di fenomeni di usura.

Tema centrale del lavoro svolto, è stato dunque, quello di implementare all'interno della routine di calcolo, che precedentemente generava il software CMM FEAD, un metodo statistico che permettesse di considerare i diversi fattori in gioco e fornisse un modello matematico più completo e più sfruttabile per sviluppi futuri.

# CAPITOLO 5. METODO MONTECARLO E INTEGRAZIONE NELLA ROUTINE

## MATLAB

### 5.1 Metodo Montecarlo

Il metodo Montecarlo risale alla metà degli anni 40 nell'ambito del Progetto Manhattan (programma di ricerca e sviluppo delle prime bombe atomiche). I formalizzatori del metodo sono Enrico Fermi, John von Neumann e Stanisław Marcin Ulam, mentre il nome Monte Carlo fu inventato in seguito da Nicholas Constantine Metropolis in riferimento al noto casinò situato a Monte Carlo, nel Principato di Monaco.

#### 5.1.1 Definizione generale

Il *metodo Montecarlo* è un classe di metodi di calcolo basati sul campionamento casuale che porta a risultati numerici. È utile per superare problemi computazionali legati ai test esatti (ad esempio i metodi basati sulla distribuzione binomiale e calcolo combinatorio, che per grandi campioni generano un numero di permutazioni eccessivo).

Il metodo è usato per trarre stime attraverso simulazioni. Si basa su un algoritmo che genera una serie di numeri non correlati tra di loro, che seguono la distribuzione di probabilità supposta del fenomeno da indagare.

La simulazione Montecarlo genera una serie di risultati possibili del fenomeno in esame, con il peso proprio della probabilità di tale caso, esplorando in modo denso tutto lo spazio disponibile dato dai parametri in gioco. Una volta calcolato questo campione casuale, la simulazione esegue delle 'misure' delle grandezze coinvolte su tale campione.

La simulazione Montecarlo è ben svolta se il valore medio delle misure sulle realizzazioni del sistema converge al valore che ci si aspetta dal caso non statistico.

Le diverse tecniche legate al metodo Montecarlo tendono a seguire un particolare schema:

1. Definire un dominio di possibili dati in input (le coordinate  $x, y$  e  $z$ , i diametri, il MOT e il DOT di ciascuna puleggia).
2. Generare input casuali dal dominio con una certa distribuzione di probabilità determinate (indicando le tolleranze geometriche per ciascun dato).
3. Eseguire un calcolo deterministico utilizzando i dati in ingresso (input).
4. Aggregare i risultati dei singoli calcoli nel risultato finale (nel nostro caso un numero predefinito di valori del BEA per ciascuna puleggia).

## 5.1.2 Esempio di applicazione del metodo (durata evento)

Supponiamo per semplicità che un progetto sia composto di tre compiti. Si procede assegnando a ciascuno dei tre compiti tre durate differenti: una ritenuta la più probabile, una ritenuta ottimistica (in assenza quindi di ostacoli al flusso di lavoro) ed una pessimistica (solitamente le tempistiche richieste alle risorse coinvolte sono tutte pessimistiche in quanto contengono più tempo per sistemare eventuali imprevisti).

La durata ritenuta più probabile non è la media tra quella ottimistica e quella pessimistica, ma è un terzo valore indipendente derivante ad esempio dal parere di esperti o dalla documentazione di progetti analoghi precedenti.

Ad esempio il compito A può richiedere 3 giorni (col 70% di probabilità) oppure 2 giorni (col 10% di probabilità) oppure 4 giorni (20% di probabilità).

Il compito B può durare 6 giorni (60% di probabilità) oppure 5 giorni (20% di probabilità) oppure 8 giorni (20% di probabilità).

Infine il compito C può impiegare 4 giorni (80% di probabilità) oppure 3 giorni (5% di probabilità) oppure 5 giorni (15% di probabilità).

Tutto questo in base a stime preliminari di durata e probabilità associata a ciascuna durata.

A questo punto partono i cicli di simulazione che prendono in considerazione tutte le combinazioni possibili dei tre valori per tutti e tre i compiti.

Ad esempio un primo ciclo può restituire come risposta 12 giorni (2+6+4), un secondo ciclo 11 giorni (3+5+3), un terzo ciclo 12 giorni (3+5+4) e così via.

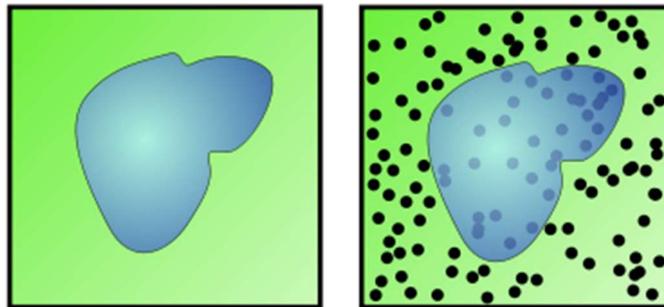
Si possono svolgere ad esempio 1000 cicli di simulazione, per cui al termine della simulazione ci si aspetta di avere 700 cicli in cui il compito A impiega 12 giorni (70%), 150 cicli in cui il compito C impiega 5 giorni (15%) e così via.

E' importante considerare che l'analisi Montecarlo non produce un unico valore per la data di completamento, ma una curva in cui ad ogni valore complessivo di durata è associata una probabilità anch'essa cumulativa che misura l'accuratezza della durata così stimata.

Nel caso specifico le durate sono tutte comprese tra il valore ottimistico totale ( $10 = 2+5+3$ ) ed il valore pessimistico totale ( $17 = 4+8+5$ ).

### 5.1.3 Esempio di applicazione del metodo (calcolo della superficie di un lago)

Questo è un esempio classico della divulgazione del metodo Montecarlo. Sia data una zona rettangolare o quadrata di cui la lunghezza dei lati è conosciuta. Al centro di quest'area si trova un lago la cui superficie è sconosciuta. Grazie alle misure dei lati della zona, si conosce l'area del rettangolo. Per determinare l'area del lago, si chiede ad una truppa armata di tirare  $X$  colpi di cannone in modo casuale su questa zona. Contiamo in seguito il numero  $N$  di palle che sono restate sulla terra, possiamo quindi determinare il numero di palle che sono cadute dentro il lago:  $X-N$ . È sufficiente quindi stabilire un rapporto tra i valori: Per esempio, se il terreno ha superficie di  $1000 \text{ m}^2$ , e supponiamo che l'armata tiri 500 palle e che 100 proiettili siano caduti dentro il lago allora la superficie del lago è di:  $100 \cdot 1000 / 500 = 200 \text{ m}^2$ .



*Figura 5.1-terreno prima dell'attacco (a sinistra) e dopo la caduta delle palle di cannone (a destra)*

È evidente come, aumentando il numero dei tiri ed assicurandosi che l'artiglieria copra bene il territorio e non miri sempre nello stesso punto, la stima della superficie del lago va via via migliorando. Tale situazione coincide con l'ipotesi di avere un buon generatore di numeri aleatori, che fornisce ottimi risultati mediante il metodo Montecarlo.

Se il generatore fosse distorto, ciò corrisponderebbe all'avere un cannone i cui colpi tendono a cadere sempre in determinate zone piuttosto che in altre, per cui la risposta data dal metodo sarebbe scorretta.

## 5.1.4 Esempio generico in Matlab

In linea di massima il processo legato alla simulazione Montecarlo, all'interno del software di calcolo Matlab, è suddivisibile in 3 fasi principali:

1. Generazione di "N" input casuali.
2. Esecuzione di una simulazione per ciascuno degli "N" input (naturalmente le simulazioni vengono eseguite mediante una routine specifica scritta in linguaggio Matlab).
3. Aggregazione ed esame degli output generati per ciascuna simulazione, presenti all'interno di un intervallo specifico tra un valor minimo e un valor massimo; particolare attenzione va data a quei valori che seguendo una distribuzione gaussiana (del BEA nel caso in esame) convergono al valor medio dell'output stesso.

In linea di massima le simulazioni risultano tutte indipendenti tra di loro, per cui il metodo Montecarlo si presta bene a tecniche di calcolo in parallelo che permettono di ridurre drasticamente il tempo di esecuzione della routine Matlab.

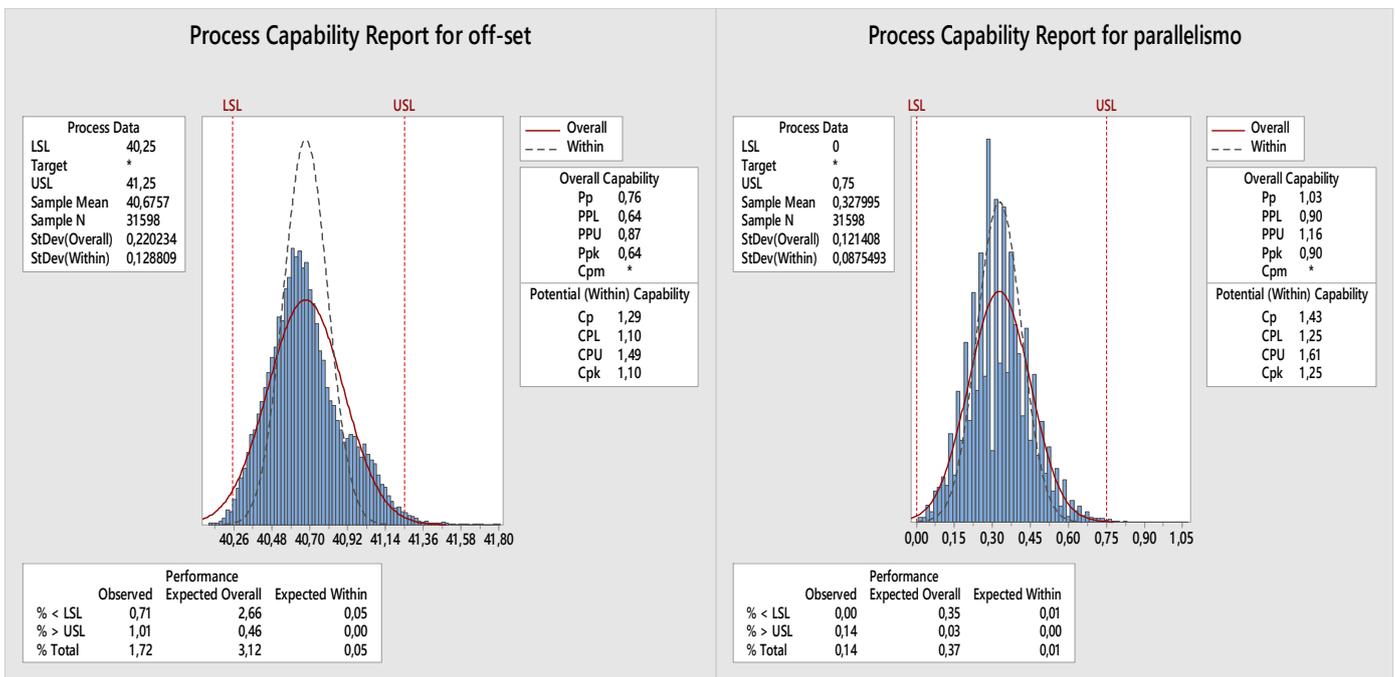


Figura 5.2-report sulla capacità di processo per stimare l'offset (a sinistra) e per stimare il parallelismo (a destra)

## 5.2 Routine Matlab integrata con il metodo Montecarlo

### 5.2.1 Funzionamento generale e creazione dei dati di input

Il funzionamento della routine Matlab è legato all'inserimento di tre file di tipo excel contenenti tutte le informazioni necessarie al calcolo del BEA.

Il primo file contiene tutte le informazioni legate all'interfaccia motore (layout) fornite dalla casa costruttrice alla Dayco. Nella tabella 5.1 abbiamo un esempio del layout relativo al motore Ford 6.0L.

**Il volano è la puleggia di riferimento**

**info tenditore** →

**Indici** →

**Diametri** →

**Offset** →

**Freerock** →

Engine	Platform	Title	Operator	Run	VIN	P/S End P	Comments	NOM for layout	CS indexing	NOM	Ball Dia	Ref Pulley
				1	1FTSW21f	0.74mm	P/S Pulley	14	1	14	2.5	
				High Ref	4	No. of Grvs	8 Meas Grv			7	9	1
Num	Wrap/Type	Diameter	X	Y	Offset	Free Rock	Considered?					
9	OUT/Flt	76.2	-117.06	106.27	0	0	1					

Run #.	3	Output Type:	1												
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14		
C/S	W/P	W/P	P/S	IDL	DL	IDL	IDL	ALT	IDL	IDL	AC	Ten	Ten		
Grv	FF	OD	Grv	MS	Pt	MS	Pt	Grv	MS	Pt	Grv	MS	Pt		
IN/GRV	OUT/FLT	OUT/FLT	IN/GRV	IN/GRV	IN/GRV	OUT/FLT	OUT/FLT	IN/GRV	IN/GRV	IN/GRV	N/GRV	-/-	-/-		
200.2	154.05	154.05	139.07	90	90	90	90	70.86	76.2	76.2	128.97	26.76	76.2		
0	0	0	0	12	12	12	12	0	6	6	0	0	0		
0	0	0	0	1	1.3	1.3	2	2	1	1	0	0	0		
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0		

Tabella 5.1- Esempio di layout motore Ford 6.0L

All'interno del file excel sono presenti tutte le informazioni note riguardo offset, freerock, diametri e numero di pulegge presenti; inoltre sono indicati la puleggia di riferimento, il punto di riferimento superiore e tutte le specifiche del tenditore utilizzato.

Per evitare la misurazione manuale mediante tastatore del layout motore in esame, è stato creato un secondo file excel (tabella 5.2) in grado di ricreare una colonna di valori numerici molto simile a quella generata dal software del braccio *Faro*, contenente una serie di coordinate: partendo da valori preassegnati del diametro e delle coordinate di ciascuna puleggia, lo script excel genera, mediante specifiche formule, le coordinate di 4 punti adeguatamente scelti come se fossero stati realmente misurati sulla superficie laterale di ciascuna puleggia dal braccio *Faro*; inoltre lo script excel è in grado di generare le coordinate dei due punti orizzontali e dei due punti di riferimento in maniera coerente con il layout stesso.

ENGINE PLATFORM VIN	P/S End Play	Comments						CS Indexing
	0.74mm	P/S Pulley Out Idler Boss						1
	ENTRY	AXIAL	TILT	TILT	X	Y	DOB	
	ANGLE	OFFSET Z	MAG	DIR	Position	Position		
	(Deg)	(mm)	(Deg)	(Deg)	(mm)	(mm)	(mm)	
1	C/S	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	200.20	
2	W/P FF	80.71	0.02	247.00	3.07	385.41	42.04	
2	W/P OD	69.73	0.02	247.00	22.27	193.16	154.05	
3	P/S	-1.22	0.02	359.00	203.59	26.20	139.07	
4	IDL	-0.26	0.06	239.00	198.48	255.97	90.00	
5	IDL	-0.18	0.07	218.00	-67.50	327.25	90.00	
6	ALT	-0.36	0.09	149.00	-171.68	521.16	70.86	
7	IDL	-0.26	0.16	328.00	-287.09	194.02	76.20	
8	AC	-0.71	0.05	68.00	-230.49	24.39	128.97	
9	TEN	-66.35	0.00	206.00	-117.06	106.27	76.20	
10	TEN MS	-66.36	0.00	206.00	-198.96	164.88	26.76	

C/S is the reference pulley centered in reference system's center  
 4 pts calculated for each pulley on circumference using center (X,Y,Z) and DOB every 90°  
 For 2 horizontal and 2 reference points (considering C/S):  
 H1: X=-R Y=-R  
 H2: X=R Y=-R  
 R3: X=0 Y=D  
 R4: X=D Y=2D

Horizontal and Reference points Z are randomly chosen in -35mm.

M_POINT001,-100.1,-100.1,-35
M_POINT002,100.1,-100.1,-35
M_POINT003,0,200.2,-35
M_POINT004,200.2,400.4,-35
M_POINT005,100.1,0,0
M_POINT006,-100.1,0,0
M_POINT007,0,100.1,0
M_POINT008,0,-100.1,0

Tabella 5.2-simulazione in dati della misurazione con braccio Faro

Con il terzo e ultimo file excel (tabella 5.3) è stato infine possibile implementare le tolleranze geometriche a diametri, coordinate, MOT e DOT per ciascuna puleggia, al fine di creare un intervallo di valori per ciascun parametro delle dimensioni volute.

	AXIAL	TILT	TILT	X	Y	DOB
	OFFSET Z	MAG	DIR	Position	Position	
TOLERANCE	0.5	0.02	3	0.5	0.5	0.5

Tabella 5.3-esempio di tolleranze geometriche da applicare agli input

## 5.2.2 Risultati finali e grafico del BEA

All'interno della routine matlab si è quindi potuto integrare il metodo Montecarlo nel calcolo del BEA di ciascuna puleggia. Scelto il numero di simulazioni da ripetere per ciascun angolo di ciascuna puleggia, lo script matlab fornisce un range di valori in output, che vengono poi tramutati in grafici specifici.

L'andamento di tipo gaussiano che ci si aspettava per i valori trovati di ogni angolo, è risultato tanto più uniforme quanto più ampio era l'intervallo di valori scelto per ciascun input necessario per il calcolo finale. In figura 5.3 è possibile analizzare il comportamento della curva gaussiana, riferita al belt entry angle del volano, in base all'oscillazione all'interno di ben precise tolleranze dei dati assegnati.

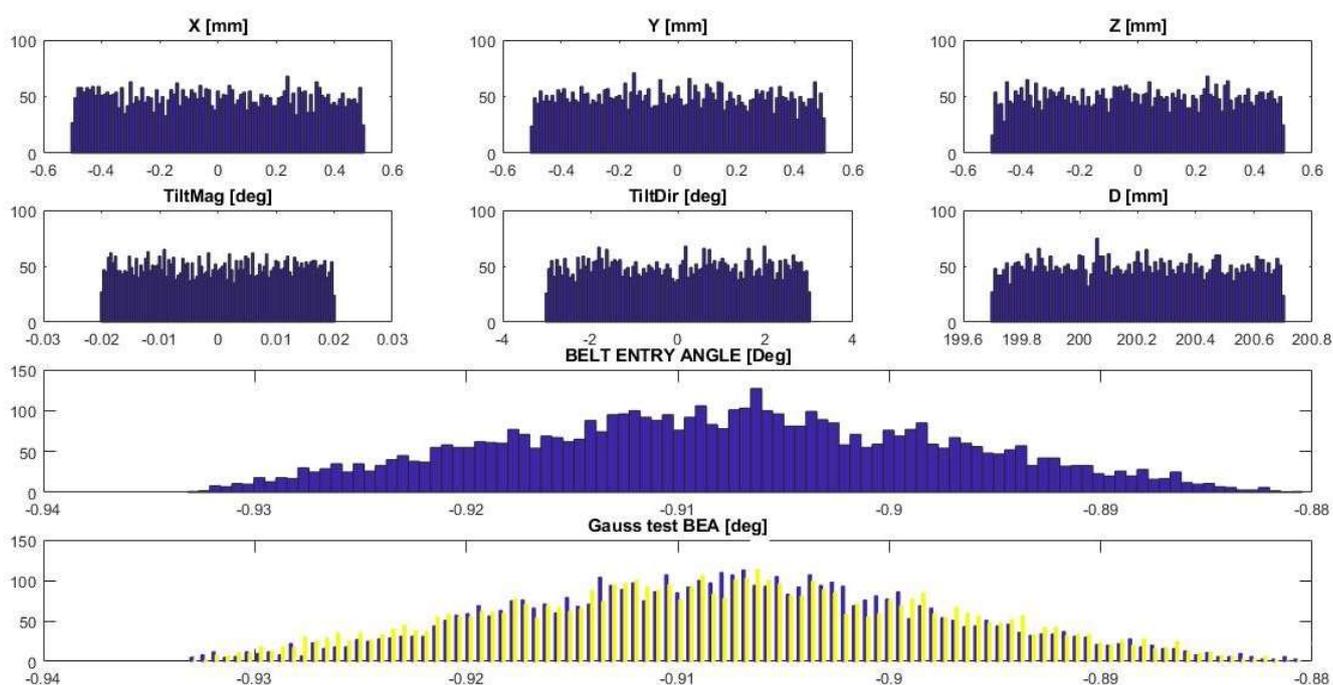


Figura 5.3-esempio di plot del BEA per il volano

Nel caso di figura 5.3, il valore più ripetibile (e quindi ottimale) tra 100 e 150 simulazioni per il belt entry angle del volano, risulta essere di circa  $-0.9065^\circ$ .

Per ciascuna puleggia della trasmissione considerata si ottiene un grafico di questo tipo, per cui è possibile studiare tutte le casistiche possibili e fare delle scelte mirate per quello che riguarda il valore del belt entry angle da applicare.

### 5.2.3 Volvo VEP4 BiSG

Verificata la validità della routine Matlab, si è passati allo studio di un motore Volvo VEP4 (4 cilindri da 1.5L o da 2.0L) dotato di sistema BiSG. In figura 5.3 è possibile individuare le componenti del layout: il crank shaft, l'aria condizionata, l'alternatore posto tra le due pulegge costituenti il sistema BiSG (tenditore e idler).

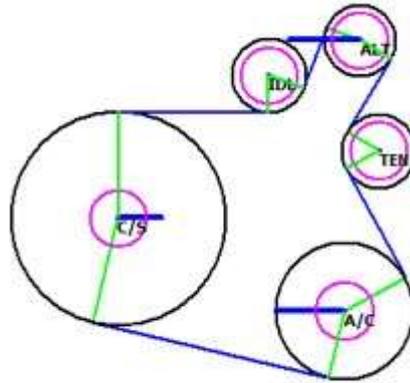


Figura 5.4-Volvo VEP4 BiSG

Precedentemente, erano stati effettuati dei calcoli sul BEA, mediante il vecchio software, in diverse condizioni di lavoro (modificando i valori di offset delle pulegge ma mantenendo costanti MOT e DOT).

In particolare, nel caso estremo (worst case), utilizzando le tolleranze più critiche, sono stati calcolati i valori del BEA su C/S, A/C e ALT, con BEA critico pari a 2,68 su quest'ultimo.

Mediante lo script Matlab, sono state eseguite due prove differenti per il worst case.

Nel calcolo statistico è possibile modificare la deviazione standard (sigma) per confrontare i valori trovati mediante il numero di simulazioni scelte, con i valori ottenuti considerando l'indice di dispersione  $\sigma$  indicato in tabella 5.4.

Nella tabella 5.4, è possibile confrontare i valori dei BEA ottenuti nel worst case con dati fissi, con i valori massimi delle relative curve gaussiane, di due casistiche differenti.

Nel primo caso, è stato definito l'andamento del BEA sulle tre pulegge, facendo variare gli offset di ciascuna di esse in maniera uniforme entro l'intervallo di tolleranza.

Nel secondo caso, si è considerato un valore di DOT casuale tra 0 e 360° per il tenditore, e un andamento gaussiano degli offset all'interno delle stesse tolleranze utilizzate nel primo.

BEA	WORST CASE	TOLLERANZE UNIFORMI	TOLLERANZA GAUSS $\sigma=(\text{toll.Max}- \text{toll.Min}) /6$
C/S	0.3168	-0.035	-0.0192
A/C	0.5399	0.15	-0.0786
ALT	2.599	1.44	1.83

Tabella 5.4-Valori del BEA in tre casi diversi

Come si evince anche dalle figure 5.5 e 5.6, in entrambi i casi in studio mediante simulazione di Montecarlo, i valori critici di BEA ottenuti sull'alternatore, sono risultati più bassi del valore esatto calcolato dal software usato in precedenza.

È evidente un netto miglioramento del valore del BEA in entrambi i casi, e ciò dimostra il fatto che il calcolo precedente del BEA nel worst case, risulta essere troppo restrittivo e poco probabile, per cui i dati di worst case non sono rappresentativi delle applicazioni reali. Va anche sottolineato che nel secondo caso, l'andamento non è gaussiano dato che il BEA è sensibile alla direzione nella quale l'angolo del tenditore si presenta.

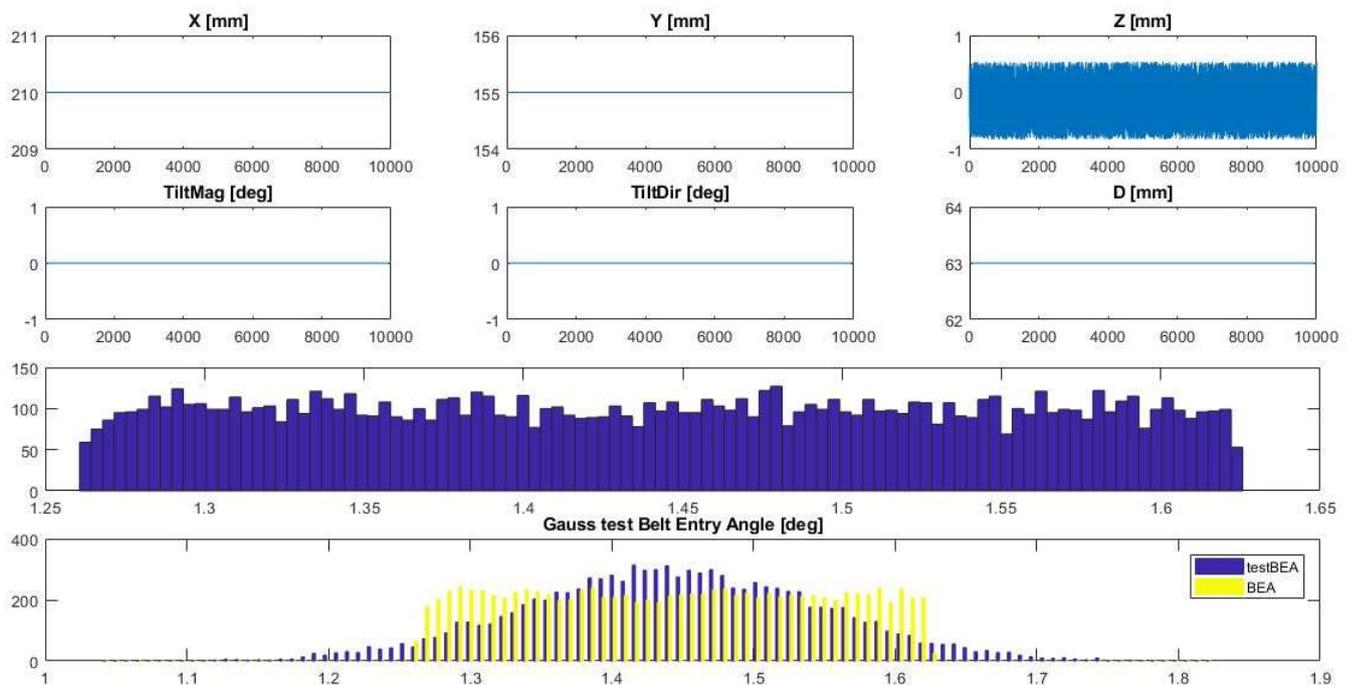


Figura 5.5-BEA alternatore con offset uniformi

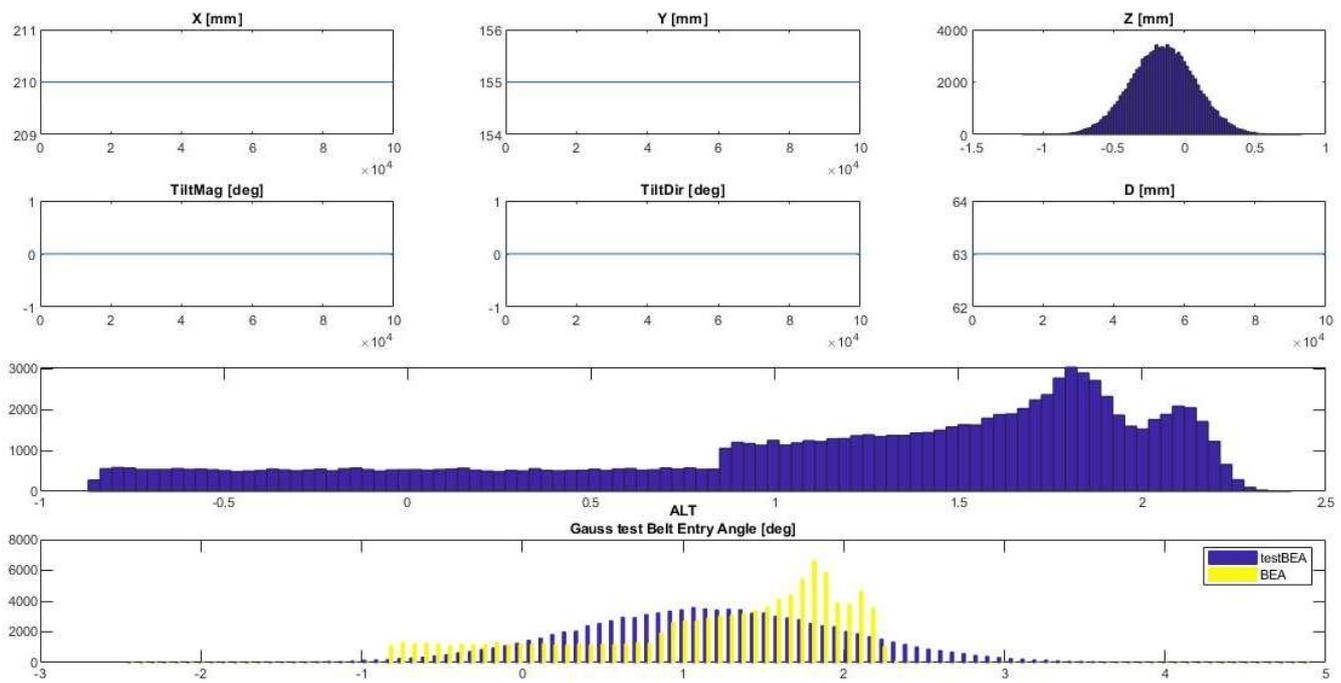


Figura 5.6-BEA alternatore con andamento gaussiano offset

# CONCLUSIONI

In questo progetto di tesi, è stato possibile studiare la tecnica di misurazione dei dati necessari alla regolazione del belt entry angle della cinghia di distribuzione che inizialmente prevedeva misurazioni al banco di ciascuna layout motore. Grazie alla creazione di un nuovo modello matematico-statistico implementato in una routine matlab, è stato possibile generare e studiare una quantità di dati in output nettamente superiore rispetto al caso classico, con il chiaro vantaggio di un abbattimento di costi e tempi. Inoltre, la qualità dei valori ottenuti è risultata più raffinata e precisa basandosi su un campionamento di un numero elevatissimo di casistiche possibili.

A questi fattori si aggiunge l'elevata flessibilità e adattabilità della routine creata ai diversi componenti sia dal punto di vista dei layout classici che dal punto di vista dei layout motore più recenti (sistemi ibridi) o di futura produzione.

## Ringraziamenti

Ringrazio innanzitutto la professoressa Daniela Anna Misul per gli insegnamenti acquisiti durante le sue lezioni, per la disponibilità a farmi da tutor accademico in quest'esperienza lavorativa.

Un ringraziamento speciale va alla Dayco Europe Srl per avermi ospitato e supportato sia nel periodo post-covid che nel periodo di lock-down in cui mi ha dato la possibilità di collaborare anche in smart-working.

Ringrazio l'Ing. Mario Pennazza che, nonostante i mille impegni lavorativi, ha sempre trovato il tempo e i mezzi per ascoltarmi e guidarmi nella giusta direzione in questo lavoro di tesi.

Ringrazio tutti i ragazzi del team di R&D della sede Dayco di Ivrea, che mi hanno accolto con calore e cordialità, creando da subito un ambiente di lavoro sereno per la mia prima esperienza lavorativa.

Ringrazio i vecchi colleghi universitari, come l'amico da una vita Piero e nuovi, come Mario e Valerio con i quali abbiamo superato momenti difficili e non solo ed è nato anche un rapporto di amicizia.

Un ringraziamento speciale va a tutta la mia famiglia: in particolare a Felice e Manuela, i miei genitori, che mi hanno supportato sia mentalmente che economicamente per farmi continuare l'esperienza universitaria a Torino; a Brunella la mia fidanzata che mi ha raggiunto dopo un annetto a Torino ed ha rappresentato il carburante che mi ha permesso di arrivare a destinazione senza fermarmi di fronte agli ostacoli.

# Bibliografia

- [1] G.Jacazio, B.Piombo, *Meccanica Applicata alle Macchine-Volume II La trasmissione del moto*, Levrotto & Bella 1992.
- [2] M.Pennazza, R.Bucci, *BISG Drive Design Standard*
- [3] *Polyworks and CMM Setup & Operation*, Dayco
- [4] *FEAD Belt Tracking Laws*, Dayco
- [5] R.Gross, R.Meckstroth, *V-Ribbed Belt Backside Pulley Belt Mistracking*, Dayco, Ford
- [6] <http://guide.directindustry.com/it/come-scegliere-una-cinghia>.
- [7] [http://dma.ing.uniroma1.it/users/broggiato/cdm/roma/no/cdm1-spec/dispense/CDM1-trasm\\_mecc.pdf](http://dma.ing.uniroma1.it/users/broggiato/cdm/roma/no/cdm1-spec/dispense/CDM1-trasm_mecc.pdf).
- [8] <http://www.treccani.it/enciclopedia/metodo-montecarlo>.