ISTITUTO TECNICO INDUSTRIALE STATALE "L. NOBILI"
Via Makallè, 10 - 42100 REGGIO EMILIA
C.F. 80012550358
tel. 0522 921433 - FAX 0522 517268
E-mail: info@itisnobili.org – http://www.itisnobili.org

anno scolastico 2010-2011

Classe 5ª A Meccanici Serale

STUDIO, CALCOLO, DISEGNO SEMPLIFICATI DI UN RIDUTTORE EPICICLOIDALE PER TRASMISSIONI INDUSTRIALI

"VIRTUTE DUCE, COMITE FORTUNA"

"Con la virtù come guida e
la fortuna come compagna"
[Cicerone]

docenti interessati:
prof. Ferretti Orles (meccanica)
prof. Panarari Zeno (disegno)
prof. Boni Stefano (tecnologia)

Indice

Geometria del dente con profilo ad evolvente ..... pag. 3

Geometria ruote dentate esterne ..... pag. 4

Geometria ruote dentate interne ..... pag. 5

Ingranamento tra ruote dentate esterne ..... pag. 6

Ingranamento tra ruota dentata esternamente e
corona dentata internamente..... pag. 7

Modello cinematico di un riduttore epicicloidale ..... pag. 8

Equazioni sul dimensionamento cinematico di
un riduttore epicicloidale..... pag. 10

Scelta dei parametri cinematici e dinamici per la
applicazione pratica oggetto di studio ..... pag. 13

Determinazione del modulo e dei dati costruttivi
delle dentature del solare, dei satelliti e della corona..... pag. 14

Dimensionamento dell'albero in ingresso
e dell'albero in uscita del riduttore ..... pag. 18

Dimensionamento del portasatelliti..... pag. 20

GEOMETRIA DEL DENTE CON PROFILO A EVOLVENTE

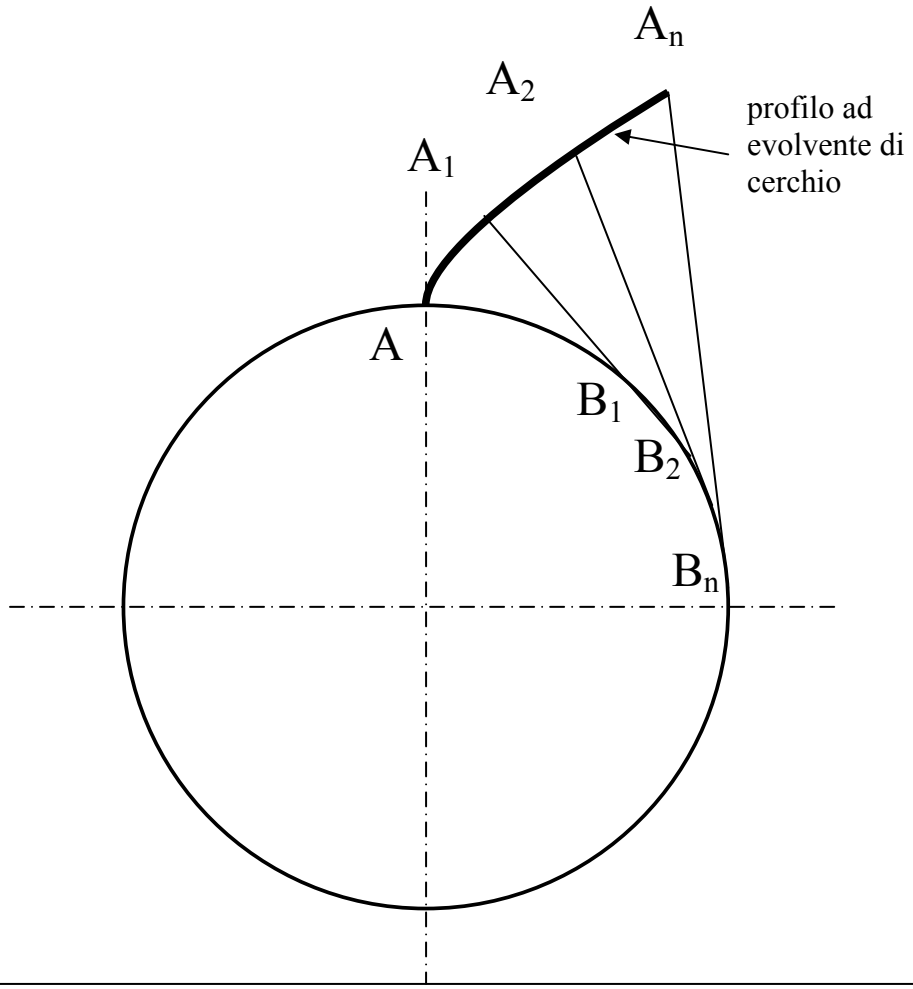


Fig. 1: Costruzione della curva ad evolvente di cerchio simile al profilo del fianco del dente di un ingranaggio convenzionale. La curva è ottenuta dall'insieme dei punti dell'estremità di una retta che rotola senza strisciare su una circonferenza tale che:
lunghezza arco AB_1= lunghezza segmento A_1B_1
lunghezza arco AB_2= lunghezza segmento A_2B_2
.....

lunghezza arco AB_n= lunghezza segmento A_nB_n

GEOMETRIA DELLE RUOTE DENTATE ESTERNE

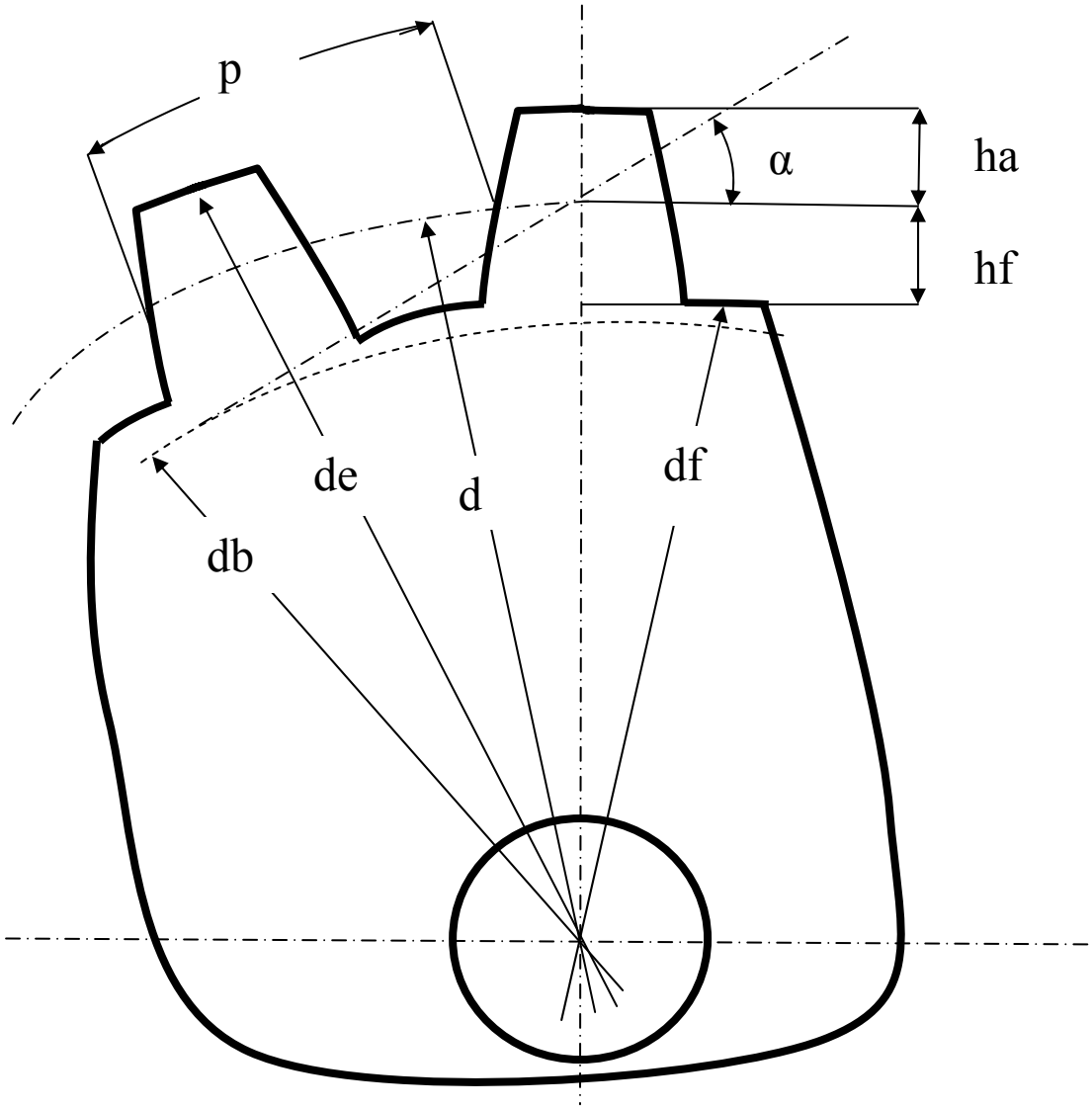


Fig. 2 Settore di dentatura esterna con dati necessari alla descrizione.

z = numero denti;
m = modulo dente [mm];
ha = m = addendum dente [mm];
hf = 1.25*m = dedendum dente [mm];
α = 20 ° = angolo di pressione sul diametro primitivo [°]
p = π *m = passo dentatura [mm];
d = m*z = diametro primitivo dentatura [mm];
df = d -2*hf = diametro di fondo dentatura [mm];
db = d*cos(α) = diametro di base dentatura [mm];
de = d +2*ha = diametro esterno dentatura [mm];

GEOMETRIA DELLE RUOTE DENTATE INTERNE

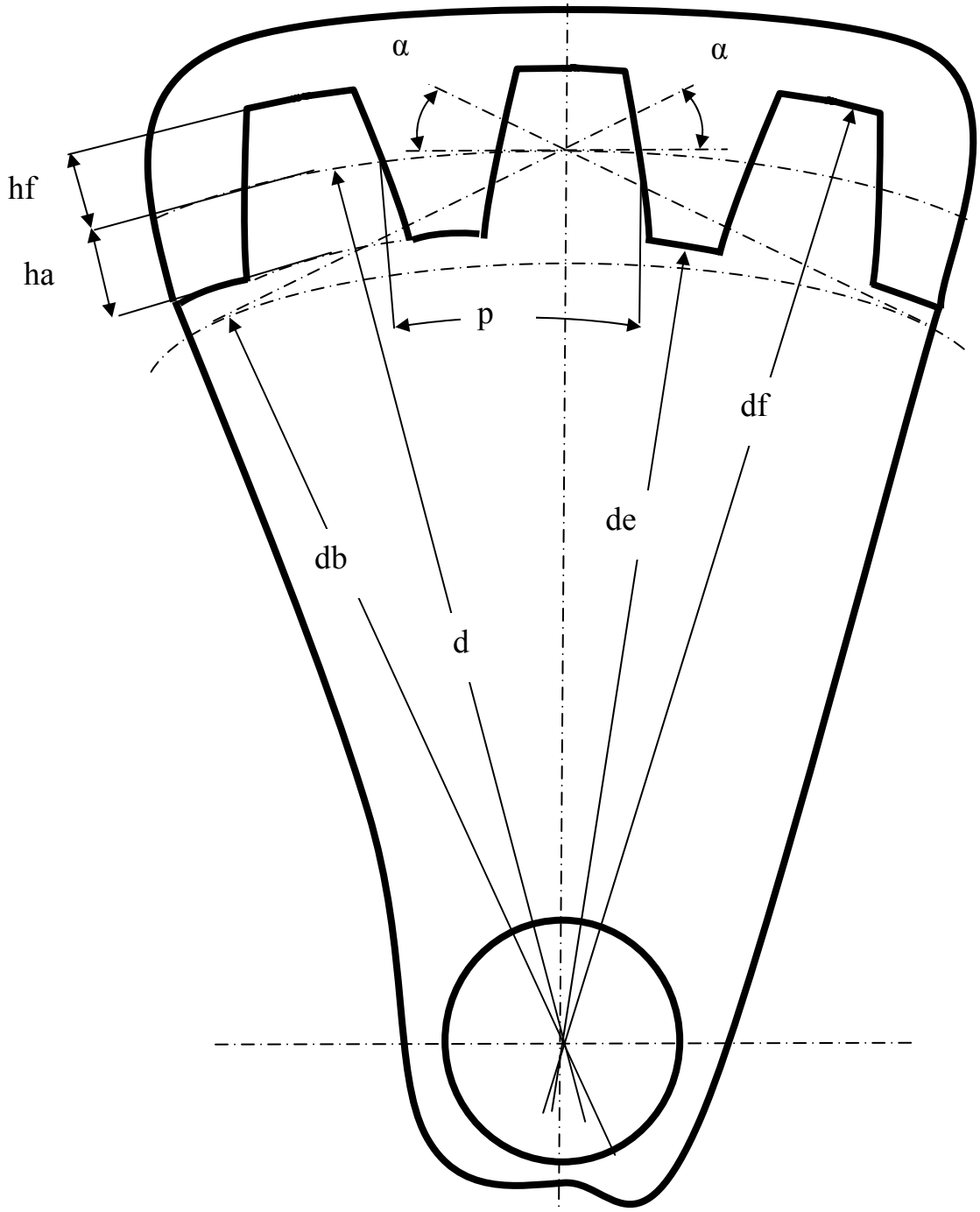


Fig. 3 Settore di dentatura inerna con dati necessari alla descrizione.

z = numero denti; **m** = modulo dente [mm]; **ha** = m = addendum dente [mm];
hf = 1.25*m = dedendum dente [mm]; **p** = π *m = passo dentatura [mm];
α = 20 ° = angolo di pressione sul diametro primitivo [°]
d = m*z = diametro primitivo dentatura [mm];
df = d + 2*hf = diametro di fondo dentatura [mm];
db = d*cos(α) = diametro di base dentatura [mm];
de = d -2*ha = diametro intermo dentatura [mm];

INGRANAMENTO TRA RUOTE DENTATE ESTERNE

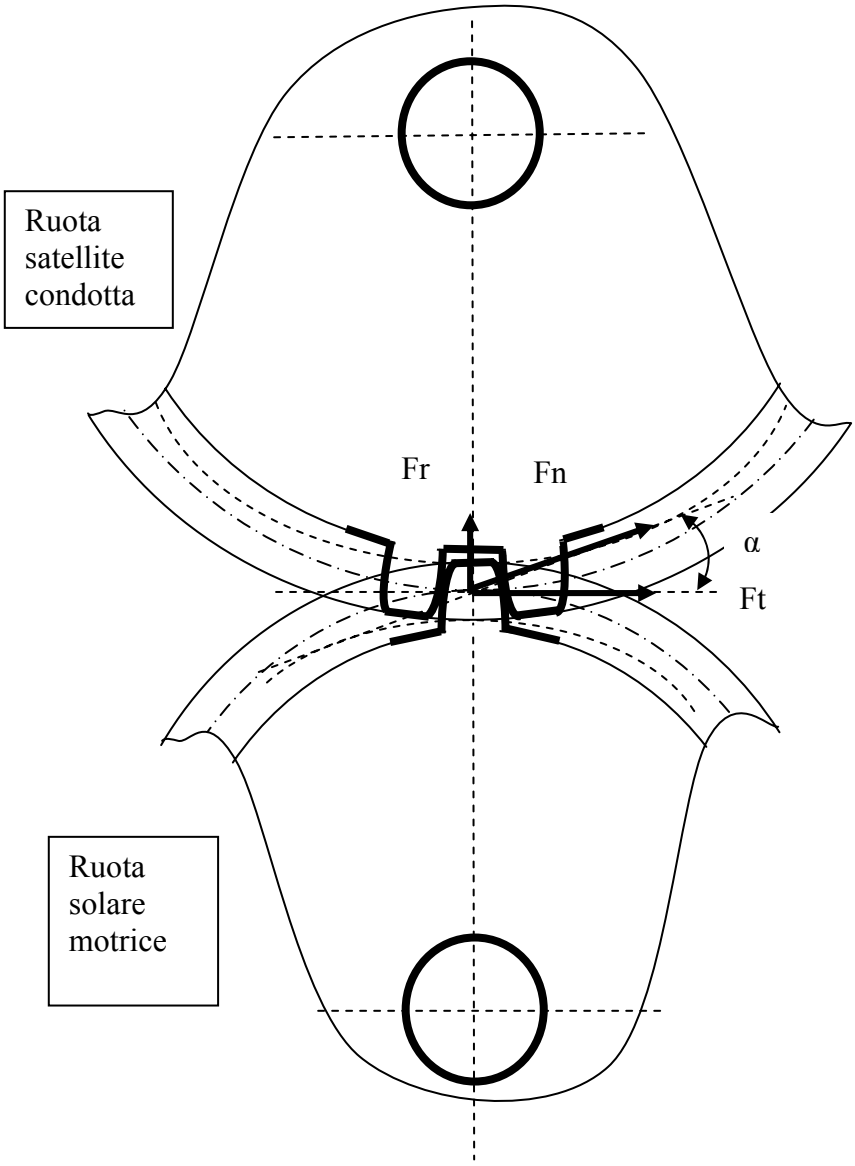


Fig. 4 Modellazione ingranameto tra solare e satellite

Ft = forza di contatto denti tangenziale agente sul satellite [N];
Fn = forza di contatto denti normale agente sul satellite[N];
Fr = forza di contatto denti radiale agente sul satellite [N];
α = angolo di pressione e della linea di contatto denti [°].

INGRANAMENTO TRA RUOTA DENTATA ESTERNAMENTE E CORONA DENTATA INTERNAMENTE

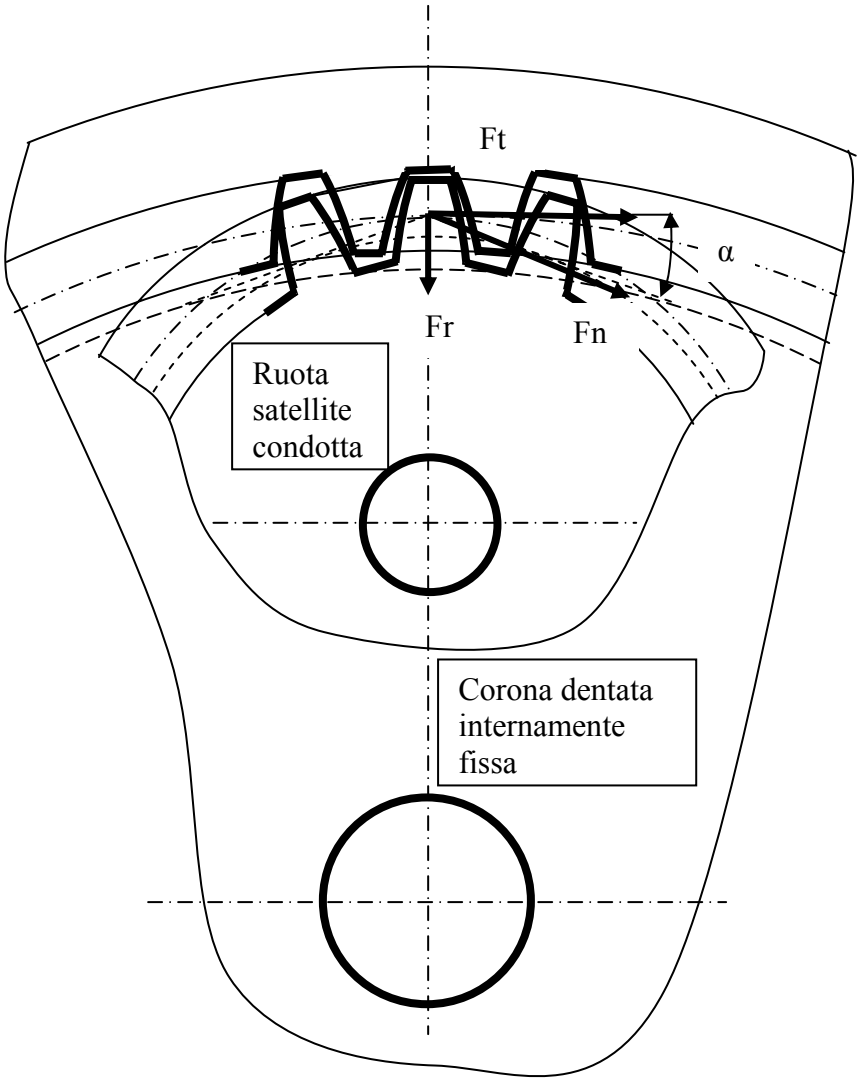


Fig.5 Modellazione ingranameto tra satellite e corona

Ft = forza di contatto denti tangenziale agente sul satellite [N];
Fn = forza di contatto denti normale agente sul satellite [N];
Fr = forza di contatto denti radiale agente sul satellite [N];
α = angolo di pressione e della linea di contatto denti [°];

MODELLO CINEMATICO DI UN RIDUTTORE EPICICLOIDALE

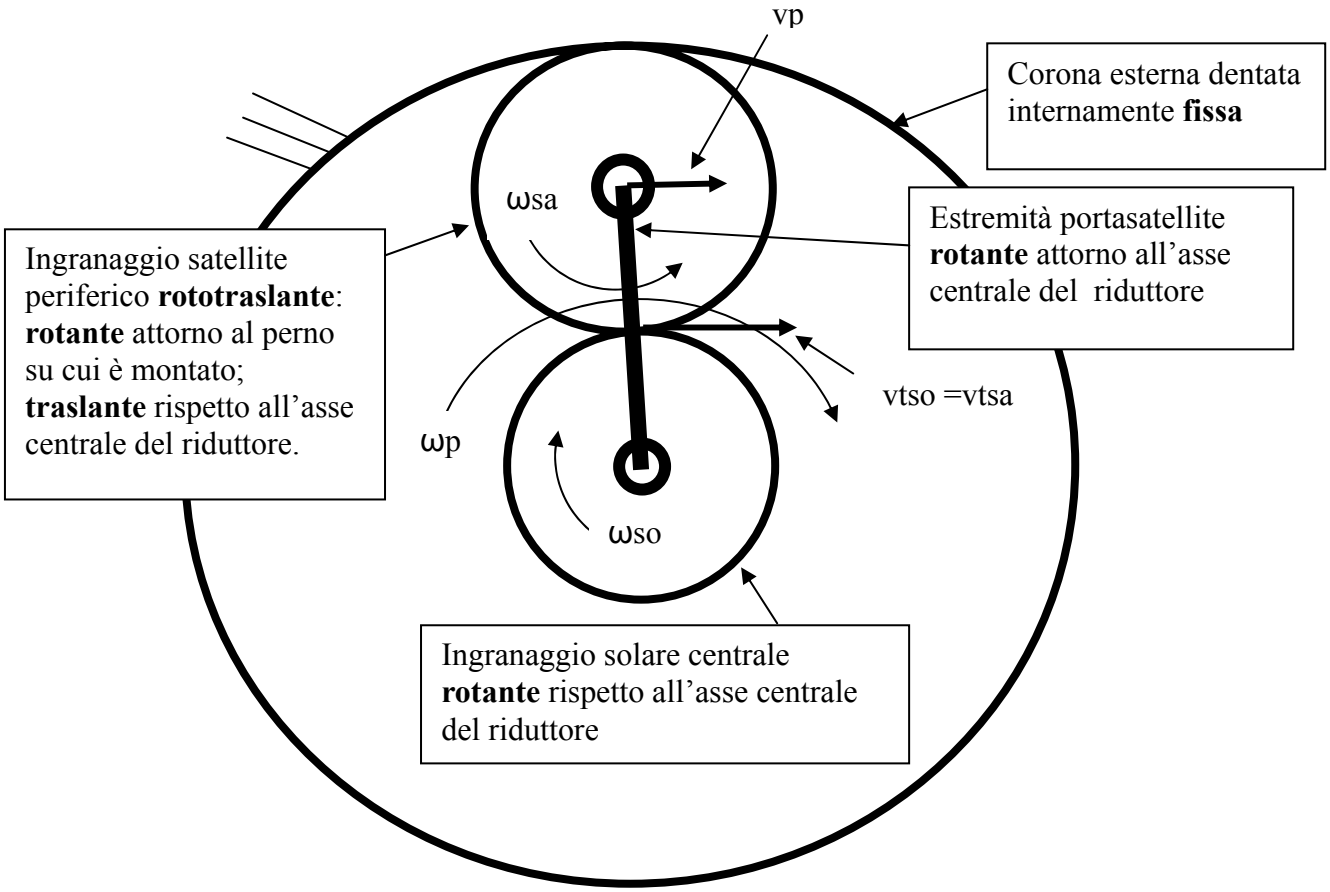


Fig. 6 vista trasversale organi componenti il riduttore

ωso = velocità angolare ingranaggio solare [rad/s];
vtso = velocità periferica ingranaggio solare [m/s];
ωp = velocità angolare portasatellite [rad/s];
ωsa = velocità angolare ingranaggio satellite [rad/s];
vtsa = velocità periferica ingranaggio satellite [m/s];
vp = velocità periferica asse ingranaggio satellite [m/s].

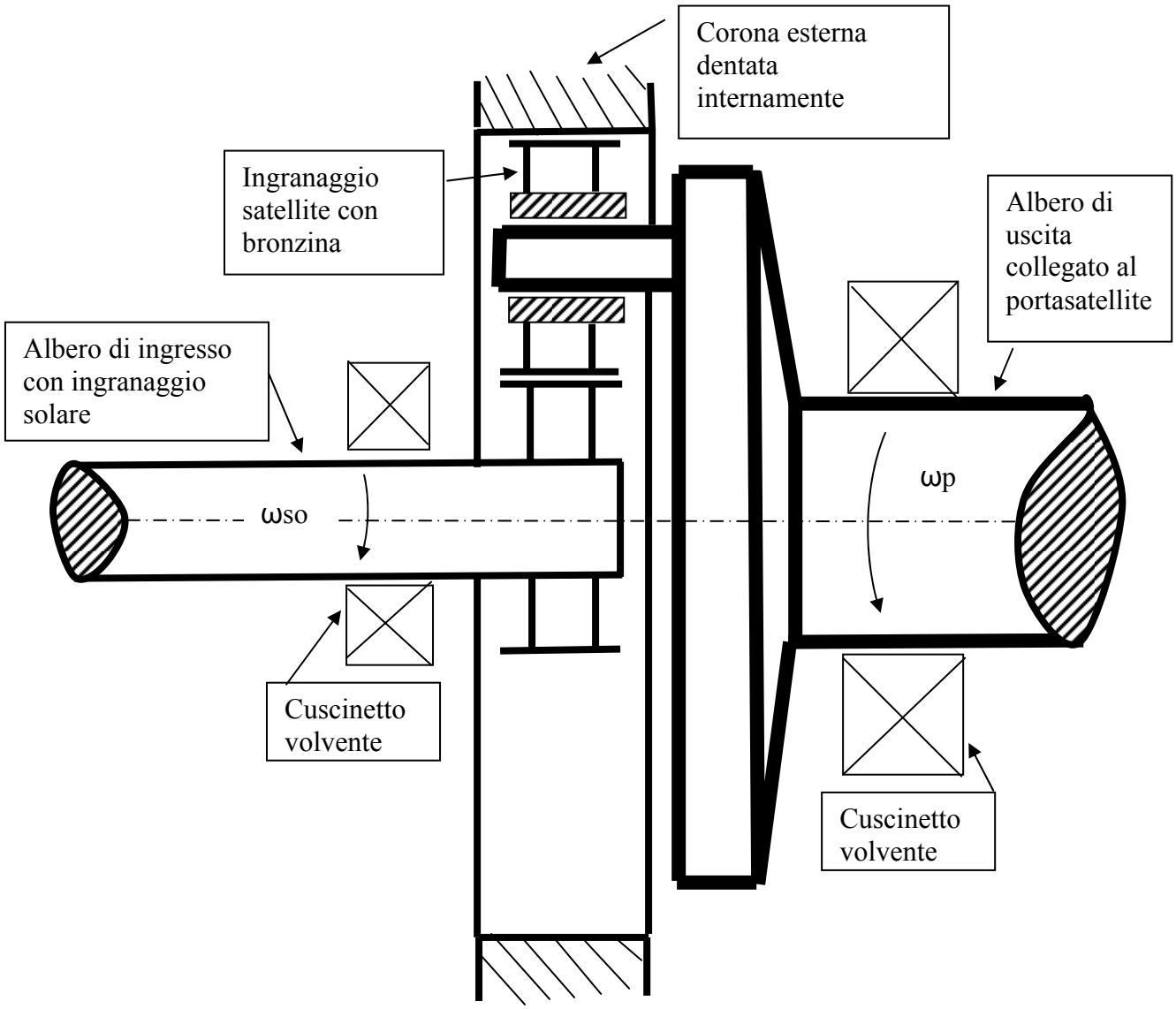


Fig. 7 Sezione longitudinale organi componenti il riduttore.

EQUAZIONI SUL DIMENSIONAMENTO CINEMATICO DI UN RIDUTTORE EPICICLOIDALE

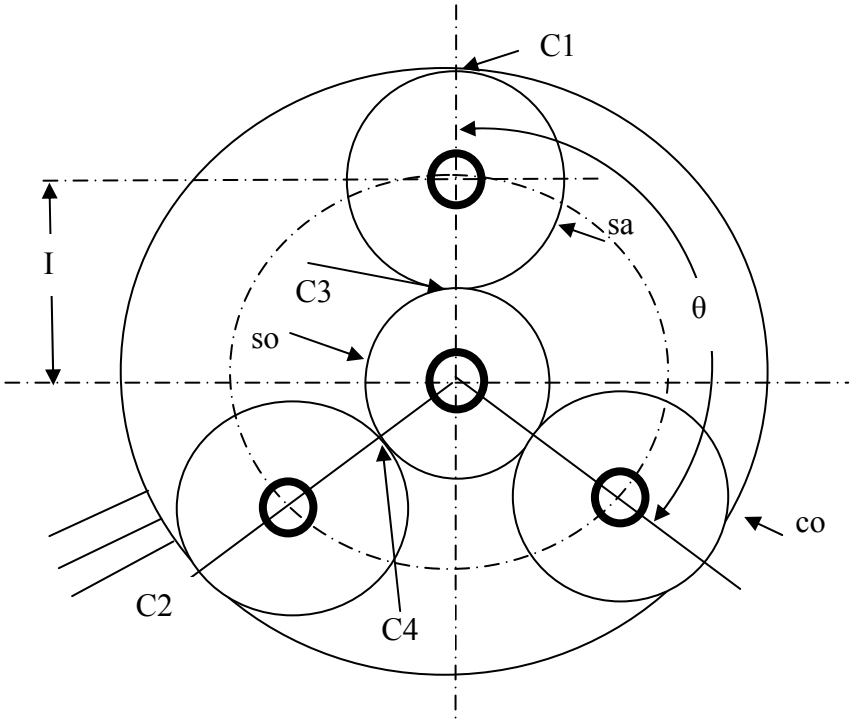


Fig. 8 Dati cinematici presenti in un riduttore epicicloidale:

dso = diametro primitivo ingranaggio solare [mm];
zso = numero denti ingranaggio solare;
dsa = diametro primitivo ingranaggio satellite [mm];
zsa = numero denti ingranaggio satellite [mm];
dco = diametro primitivo corona dentata internamente [mm];
zco = numero denti corona dentata internamente;
I = interasse tra solare e satellite [mm].
τ = rapporto di trasmissione riduttore;

CONGRUENZA GEOMETRICA

I = dso/2 +dsa/2 = m/2*(zso + zsa) [mm];

dco = m*zco = dso+ 2*dsa = m*(zso+ 2*zsa) [mm];

semplificando otteniamo la prima equazione:

$$\boxed{zco = zso + 2*zsa}$$

che indica il primo legame tra il numero di denti delle tre ruote

RAPPORTO DI TRASMISSIONE
$\tau = \omega p/\omega so$;

per il moto rotatorio del solare la velocità periferica sarà:
$vtso = \omega so*dso/2 = \omega so*m*zso/2$[m/s].

Per effetto dell'ingranamento tra solare e satellite essi, nel punto di contatto, avranno la stessa velocità periferica.
$vtsa = vtso$ [m/s].

il satellite ruota attorno al centro di istantanea rotazione C1 coincidente col punto di ingranamento con la corona allora:
$vtsa = \omega sa *dsa = \omega sa*m*zsa$ [m/s].

Il satellite è accoppiato al portasatellite tramite un perno centrale su cui scorre una bronzina e lo trascina trasmettendo il moto all'uscita dal riduttore. La velocità di traslazione dell'asse di questo perno rispetto al punto di ingranamento C è la metà di quella periferica del satellite
$vp = vtsa/2 = \omega sa*dsa/2 = \omega sa*m*zsa/2$ [m/s].

Posso esprimere la velocità di traslazione del perno del porta satellite anche in questo modo
$vp= \omega p*(dso/2 +dsa/2) = \omega p*m/2*(zso + zsa)$ [m/s].

Dalle relazioni prima scritte posso ricavare:
$\omega so = 2*vtso/(m*zso) = 2*vtsa/(m*zso) = 2*2*vp/(m*zso) = 4*vp/(m*zso)$ [rad/s];
$\omega p = 2*vp/[m*(zso+zsa)]$ [rad/s].

Tenendo presente la equazione di congruenza geometrica posso calcolare il rapporto di trasmissione in funzione del numero di denti che è la seconda equazione:

$$\tau = \frac{\omega p}{\omega so} = \frac{\dfrac{2*vp}{m*(zso+zsa)}}{\dfrac{4*vp}{m*zso}} = \frac{\dfrac{1}{zso+zsa}}{\dfrac{2}{zso}} = \frac{zso}{2*(zso+zsa)} = \frac{zso}{zso+zso+2*zsa} = \frac{zso}{zso+zco}$$

$$\boxed{\tau = zso/(zso+zco)}$$

CONDIZIONE DI ASSEMBLAGGIO

All'atto dell'assemblaggio occorre rispettare una specifica condizione per permettere l'inserimento dei denti del solare nei vani dei tre satelliti montati. Discuteremo il caso di due satelliti consecutivi per il terzo varrà la medesima conclusione.
In C1 considero la corona.In C2 considero la corona. In C3 considero il solare. In C4 considero il solare.

Si può ragionare nel seguente modo:

tra un satellite e il successivo esiste un angolo pari a
$\theta = 360°/n°$ satelliti;

il numero di passi sulla corona compresi nel arco primitivo determinato da θ è:
n° passi sulla corona = $\theta/(360°/zco)$;

il numero di passi sul solare compresi nell'arco primitivo determinato da θ è:
n° passi sul solare = $\theta/(360°/zso)$;

Nel caso in cui l'arco descritto da θ sulla corona e sul solare intercetti per entrambe un numero intero di passi è presente la condizione di montaggio della catena cinematica di ingranaggi essendo i passi del satellite un numero intero.

Nel caso in cui l'arco descritto da θ sulla corona e sul solare intercetti per entrambe le ruote un numero intero di passi più una frazione di passo l'assemblaggio viene rispettato solo se la eventuale frazione di passo eccedente sulla corona è compensata dalla eventuale frazione di passo eccedente sul solare dando luogo a un passo essendo i passi sul satellite un numero intero.

Perciò:

n° passi sulla corona + n°passi sul solare = $\theta/(360°/zco) + \theta/(360°/zso) =$

$=\theta*zco/360° + \theta*zso/360° = \theta/360 * (zco+zso) =$
= 1/n° satelliti*(zco+zso) = numero intero
che è la formula precedentemente ottenuta e ci da la condizione di assemblaggio.

(zso + zco)/(n° satelliti) = numero intero

SCELTA DEI PARAMETRI CINEMATICI E DINAMICI PER LA APPLICAZIONE PRATICA OGGETTO DI STUDIO

DATI DI PROGETTO

Azionamento mediante motore elettrico trifase con i seguenti dati:
f = 50 [Hz] frequenza corrente di rete;
np = 4 poli;
ncp = 2 coppie polari;
s = 5% valore dello scorrimento;
N = 10 [kW] = 10000 [W] potenza massima erogata dal motore;
ka = 1.5 fattore dinamico di sovraccarico
nu = 300± 6% [giri/min] giri in uscita dal riduttore;

DETERMINAZIONE DEL MODULO E DEI DATI COSTRUTTIVI DELLE DENTATURE DEL SOLARE, DEI SATELLITI E DELLA CORONA

DETERMINAZIONE DEL NUMERO DI GIRI DEL MOTORE

n = 60*f/ncp = 120*f/np [giri/min] = numero di giri teorico motore elettrico
n = 60*50/2 = 120*50/4 = 1500 [giri/min]

nre = n*(1-s/100) [giri/min] numero di giri reale con funzionamento a pieno carico
nre = 1500*(1 -5/100) = 1425 [giri/min]

DETERMINAZIONE DEL RAPPORTO DI TRASMISSIONE

τmin = nmin/nre valore minimo del rapporto di trasmissione
nmin = valore minimo dei giri in uscita dal riduttore
nmin = nu*(1- 0.06) = 300*0.94 = 282 [giri/min]
τmin = 282/1425 = 0.197

τmax = nmax/nre valore massimo del rapporto di trasmissione
nmax = valore massimo dei giri in uscita dal riduttore
nmax = nu*(1+ 0.06) = 300*1.06 = 318 [giri/min]
τmax = 318/1425 = 0.223

dovrà essere

$$\boxed{\tau_{min} \leq \tau \leq \tau_{max}}$$

DETERMINAZIONE DEL NUMERO MINIMO DI DENTI DEL SOLARE

Noi ipotizziamo di dimensionare ruote dentate con proporzionamento normale perciò in condizioni di sicurezza posso scrivere la relazione matematica valida per il caso di un pignone che ingrana con una cremagliera:

$zso = 2/sen^2\alpha$
$\alpha = 20$ [°] = angolo di pressione di funzionamento presente tra i denti di ingranaggi interni ed esterni.
$zso = 2/sen^2 20° = 17$

DETERMINAZIONE DEL VALORE DELLA COPPIA DI INGRESSO PRESENTE SULL'ALBERO DEL SOLARE

M = N/ωso [Nm] coppia nominale presente all'albero del solare;
ωso = 2*π*nre/60 [rad/s];
ωso =2*3.14*1425/60 = 149 [rad/s];
M = 10000/149 = 67.046 [Nm] = 67046 [Nmm];
Meff = ka*M = 1.5*67046 = 100569 [Nmm];
che è coppia effettiva presente sull'albero del solare

DETERMINAZIONE DEL VALORE DEL MODULO DI DENTATURA DEL SOLARE DEI SATELLITI E DELLA CORONA

Per il proporzionamento del modulo adottiamo il metodo di Reuleaux con cui esaminiamo solo la sollecitazione di flessione presente alla base del dente:
Come materiale del solare adottiamo un acciaio da cementazione 17NiCrMo6/4 UNI EN 10084 con tensione ammissibile al piede pari a:
$\sigma amm = 200$ [N/mm^2].

Avremo inoltre
$\lambda = b/m = 10$;
b= lunghezza del dente [mm];
vso = velocità periferica solare [m/s]
Per il calcolo

$$m = \sqrt[3]{\frac{10.9 * Meff\ /\ n°satelliti}{\lambda * kd * zso}}$$

dove

$$kd = \sigma_{amm} * \frac{3}{3 + vso}$$

$$\lambda = \frac{b}{m}$$

Il calcolo è iterativo, si fissa inizialmente un valore di vso, si determina m, in seguito si corregge vso e si ridetermina m ecc...

valore di vso [m/s]	valore di m [mm]
3	2.78
3.52	2.85

3.62	2.87

Come si vede il modulo converge a m = 3 [mm]

Questo modulo vale per il solare il satellite e la corona. Abbiamo scelto per semplicità di costruire le ruote dentate con profilo normale non corretto.
Ora determiniamo il numero di denti della corona e dei satelliti.
Sappiamo che

$\tau = \frac{zso}{zco + zso}$ sostituendo $\frac{1}{5} = \frac{17}{zco + 17}$ da cui $zco + 17 = 85$ allora $zco = 85 - 17 = 68$

studio la condizione di assemblaggio

$$\frac{zco + zso}{n°satelliti} = \frac{68 + 17}{3} = 28.33 \neq numero\,intero$$

cambio il n° denti della corona senza alterare troppo il rapporto di trasmissione pongo zco = 67

studio la condizione di assemblaggio

$$\frac{zco + zso}{n°satelliti} = \frac{67 + 17}{3} = 28 = numero\,intero$$

è accettabile;

studio il numero denti satellite

$zco = zso + 2 * zsa$ sostituendo $67 = 17 + 2 * zsa$ da cui $\frac{67 - 17}{2} = zsa = 25 = numero\,intero$

è accettabile.

Rivedo il rapporto di trasmissione determinando il suo valore reale

$$\tau = \frac{zso}{zco + zso} = \frac{17}{67 + 17} = \frac{17}{84} = 0.202$$

è accettabile essendo interno all'intervallo precedentemente determinato.

DATI DI DENTATURA			
tipo ruota	solare	satellite	corona
n°denti	17	25	67
modulo [mm]	3	3	3
addendum dente [mm]	3	3	3
dedendum dente [mm]	3.75	3.75	3.75
diametro primitivo [mm]	51	75	201
diametro di fondo [mm]	43.5	67.5	208.5
diametro di troncatura dente [mm]	57	81	195
diametro di base [mm]	47.92	70.47	188.87
lunghezza minima fascia dente [mm]	30	30	30

STUDIO DELLA CONDIZIONE DI NON INTERFERENZA TRA SATELLITE E CORONA

Studiamo la condizione di interferenza primaria che compare nella fase di accesso del dente del pignone in un vano del dente corona.

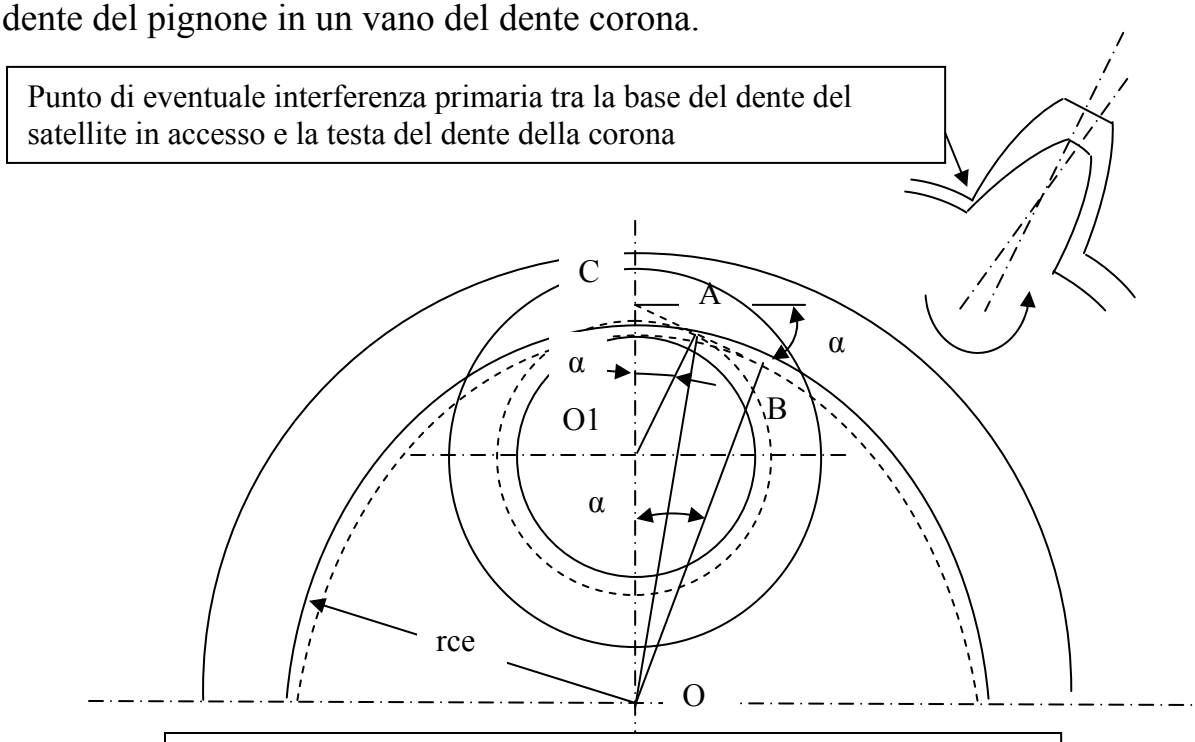


Fig. 9 Rappresentazione della condizione di non interferenza

E' necessario che il raggio di troncatura della corona sia superiore al valore OA che è la distanza tra il centro della corona e il punto in cui la retta d'azione è tangente al cerchio di base del satellite. In caso contrario la base del dente del satellite in accesso interferisce con la testa del dente della corona.

$$OA = \sqrt{(CB - CA)^2 + OB^2}$$

CB = dco/2*senα = 201/2*sen20° = 34.37 [mm]
CA = dsa/2*senα = 75/2*sen20° =12.82 [mm]
OB = dco/2*cosα = 201/2*cos20° = 94.43 [mm]
rce= dce/2 = 195/2 = 97.5[mm]
sostituendo

$$OA = \sqrt{(34.37 - 12.82)^2 + 94.43^2} = 96.85[mm]$$

abbiamo che
rce > OA perciò c'è assenza di interfererenza.

DIMENSIONAMENTO DELL'ALBERO DI INGRESSO E DELL'ALBERO D'USCITA DEL RIDUTTORE

ALBERO DI INGRESSO
Prendo come materiale dell'albero un acciaio tipizzato da cementazione 17NiCrMo6/4 UNI EN 10084 con σamm = 150[N/mm^2];
l'albero è sollecitato solo a torsione perciò per Von Mises

$$\tau amm = \frac{\sigma amm}{\sqrt{3}} = 104[N/mm^2]$$

avremo che:

$$\tau amm > \frac{Meff}{\frac{\pi * dai^3}{16}} \text{ da cui } dai > \sqrt[3]{\frac{16 * Meff}{\pi * \tau amm}} = \sqrt[3]{\frac{16 * 100569}{3.14 * 104}} = 17[mm]$$

Lo portiamo a dai= 20[mm] perché introduco una linguetta che mi trasmette il moto. La linguetta è spinta dal fianco della cava presente nel mozzo e trascina l'albero attraverso il bloccaggio su di esso. La parte debole è il mozzo che è in ghisa sferoidale EN GJS 500 7U UNI EN 1563 con σamm = 100[N/mm^2] perciò dimensioniamo la lunghezza della linguetta da cui dipenderà la lunghezza del mozzo.
Dal diametro dell'albero determino che la linguetta ha una sezione:
b= 6 [mm] larghezza linguetta;
h =6 [mm] spessore linguetta;
h1 = 2 [mm] altezza della banda di linguetta che riceve lo sforzo dal mozzo;

$$\sigma amm > \frac{Meff}{\frac{dai}{2}} * \frac{1}{li * h1}$$

li = lunghezza tratto utile linguetta [mm];

$$li > \frac{Mueff}{\frac{dai}{2}} * \frac{1}{\sigma amm * h1i} = \frac{100569}{\frac{20}{2}} * \frac{1}{100 * 2} = 50[mm]$$

Siccome la lunghezza è eccessiva introduco due linguette di metà lunghezza montate opposte una all'altra nella sezione dell'albero.

ALBERO DI USCITA

$$Mueff = \frac{Meff}{\tau} = \frac{10569}{0.202} = 497866[Nmm]$$

Prendo come materiale dell'albero un acciaio tipizzato da bonifica 34CrNiMo6 UNI EN 10083-1 con σamm = 200[N/mm^2];
l'albero è sollecitato solo a torsione perciò per Von Mises

$$\tau amm = \frac{\sigma amm}{\sqrt{3}} = 116[N/mm^2]$$

avremo che:

$$\tau amm > \frac{Mueff}{\frac{\pi * dau^3}{16}} \text{ da cui } dau > \sqrt[3]{\frac{16 * Mueff}{\pi * \tau amm}} = \sqrt[3]{\frac{16 * 497866}{3.14 * 116}} = 27.8[mm]$$

Lo portiamo a da = 36[mm] perché introduco una linguetta che mi trasmette il moto dalla flangia portasatelliti all'albero stesso. La parte debole è il mozzo che è in ghisa sferoidale EN GJS 500 7U UNI EN 1563 con σamm = 100[N/mm^2] perciò dimensioniamo la lunghezza della linguetta da cui dipenderà la lunghezza del mozzo. La linguetta è spinta dal fianco della cava presente nel mozzo e trascina l'albero attraverso il bloccaggio su di esso
Dal diametro dell'albero determino che la linguetta ha una sezione:
b= 10 [mm] larghezza linguetta;
h = 8 [mm] spessore linguetta;
h1 = 3 [mm] altezza della banda di linguetta che riceve lo sforzo dal mozzo;

$$\sigma amm > \frac{Mueff}{\frac{da}{2}} * \frac{1}{lu * h1}$$

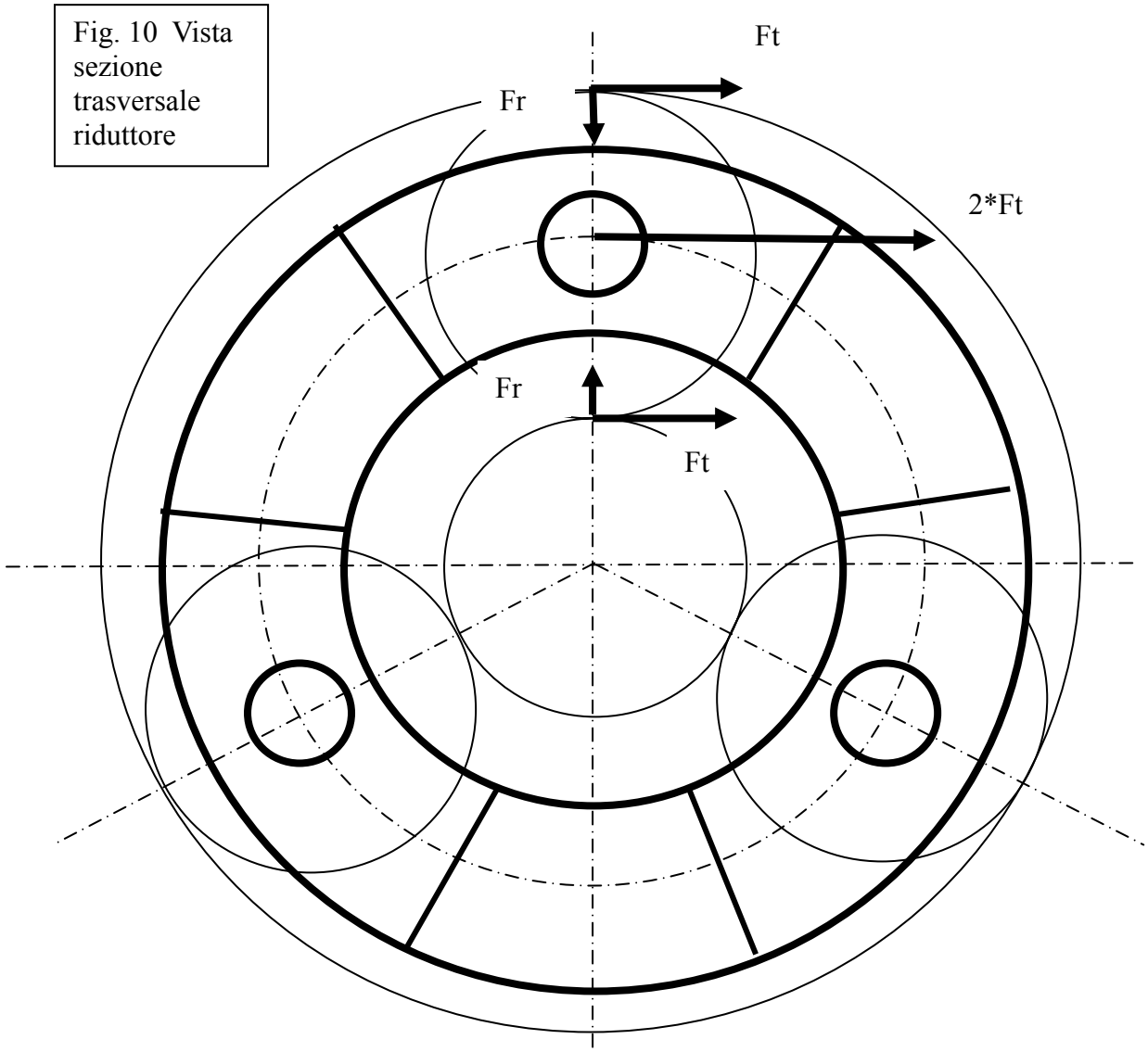
l = lunghezza tratto utile linguetta [mm];

$$lu > \frac{Mueff}{\frac{da}{2}} * \frac{1}{\sigma amm * h1} = \frac{497866}{\frac{35}{2}} * \frac{1}{100 * 3} = 95[mm]$$

Siccome la lunghezza è eccessiva introduco due linguette di metà lunghezza montate opposte una all'altra nella sezione dell'albero.

DIMENSIONAMENTO DEL PORTASATELLITI

Fig. 10 Vista sezione trasversale riduttore



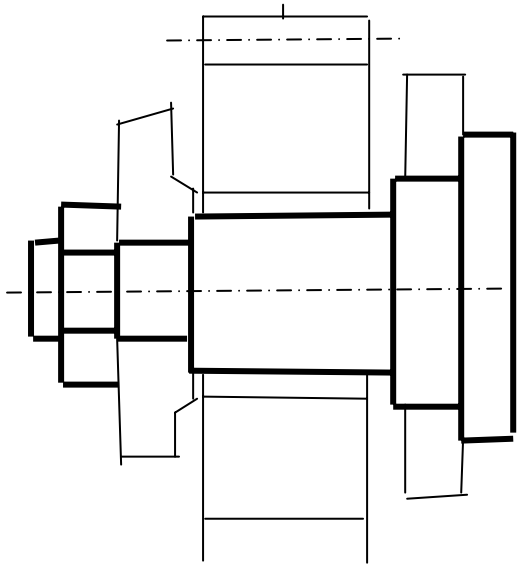


Fig 11 Assemblaggio satellite su portasatellite

Sul satellite agiscono le due Ft tangenziali (parallele con stessa direzione e verso) che si compongono sul perno di rotazione, e le Fr radiali (parallele con stessa direzione ma verso contrario) che si equilibrano.

$$Ft = \frac{\frac{Meff}{3}}{\frac{dso}{2}} = \frac{\frac{100569}{3}}{\frac{51}{2}} = 1315[N]$$

Sul perno che sostiene il satellite agisce una forza pari a 2*Ft.

DIMENSIONAMENTO DEL PERNO CHE SOSTIENE IL SATELLITE
Dovendo sopportare le bussole a rullini, lo costruiamo in acciaio da cementazione 17NiCrMo6/4 UNI EN 10084 con σamm = 150[N/mm^2]
Studiamo l'accoppiamento tra il perno di sostegno satellite e la bronzina del satellite a pressione specifica con pamm = 5 [N/mm^2]

$$pamm > \frac{2 * Ft}{b * d}[N / mm^2]$$

b = 30 [mm]= larghezza di fascia dentatura;
d = diametro perno su cui striscia la bronzina del satellite[mm]

$$5 > \frac{2*1315}{30*d}; \; d > \frac{2630}{30*5} = 17.5[mm]$$

assumiamo d = 20 [mm].
Per consentire il rotolamento tra satellite e perno porta satellite introduciamo due bussole a rullini di dimensioni Øi = 20 [mm], Øe = 26[mm], B(larghezza) = 16 [mm] con coefficiente di carico dinamico C=11800 [N].
La velocità angolare relativa tra satellite e perno portasatellite è

ωrel = ωsa + ωpo = vtsa/dsa + ωpo = vtso/dsa +ωpo = ωso*dso/2*1/dsa + ωpo =

= ωso*dso/2*1/dsa + ωso*τ = 149*51/2*1/75 + 149*0.202 =81[rad/s]

e il numero di giri al minuto è

nrel = ωrel*60/(2*π) = 772 [giri/min]

Il carico che agisce sul cuscinetto è P = 2*Ft = 2*1315 = 2630[N]

La durata in ore di funzionamento delle due bussole si ottiene dalla:

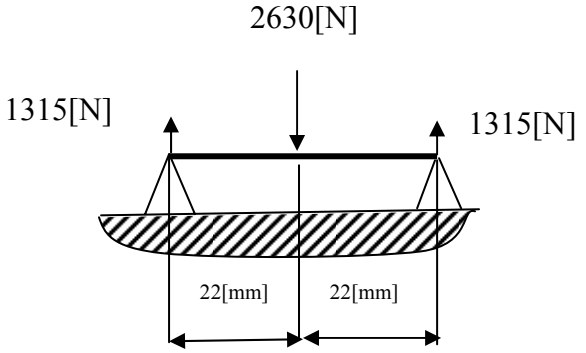
$$Lh = \frac{1000000}{60 * nrel} * \left(\frac{C}{\frac{P}{2}} \right)^{3.33} = \frac{1000000}{60 * 772} * \left(\frac{11800}{\frac{2630}{2}} \right)^{3.33} = 32390[h]$$

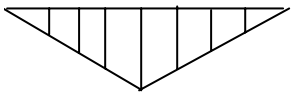
Assumiamo che gli spessori minimi degli appoggi laterali al perno siano di 7[mm], che il diametro dell'estremità del perno bloccata col dado sia di 20[mm] e che il materiale del porta satelliti sia una ghisa sferoidale EN GJS 500 7U UNI EN 1563 con σamm = 100 [N/mm^2]

La pressione specifica sulla superficie dei fori di appoggio del perno dovra essere:

$$p = \frac{Ft}{7 * 20} < \sigma amm \qquad p = \frac{1315}{7 * 20} = 10 < \sigma amm$$

In questo modo abbiamo determinato i supporti laterali del perno che sostiene il satellite.





Mmax = 1315*22 = 28930[N*mm]

Studio la flessione del perno

$$\sigma = \frac{M\max}{W} = \frac{M\max}{\frac{\pi * d^3}{32}} = \frac{28930}{\frac{\pi * 20^3}{32}} = 37[N/mm^2] < \sigma ammperno$$

Il perno sostiene bene il satellite.

Ora dimensioniamo la flangia che trasmette il moto dalla corona circolare che sostiene i satelliti al mozzo che collega all'albero d'uscita.

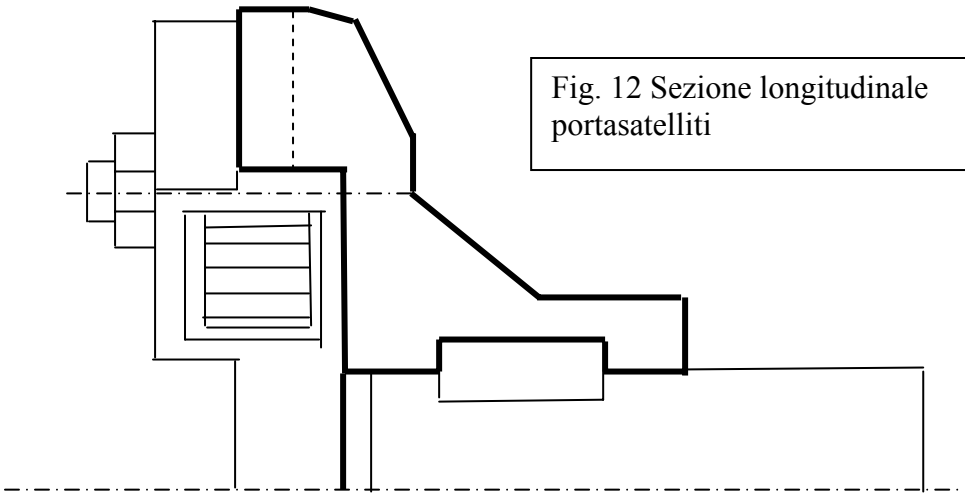
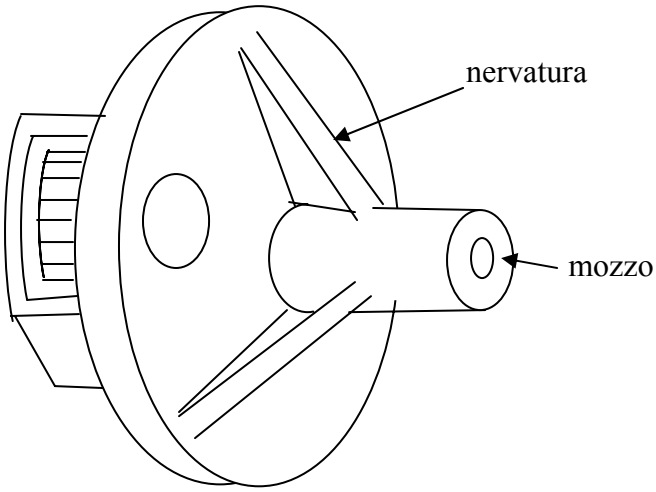


Fig. 12 Sezione longitudinale portasatelliti

Ora dimensioniamo il porta satelliti; esso è costituita da una flangia di collegamento irrobustita da tre nervature che collegano il mozzo alle tre zone della medesima flangia non non occupate dalle finestre che contengono i satelliti.



Il mozzo deve ospitare le cave brocciate in cui alloggiano le due linguette. Perciò nella zona in cui ospita la linguetta deve essere di diametro Ø = 65 [mm].
Il diametro della circonferenza che passa per gli assi dei perni che sostengono i satelliti è dato da :
dso+ 2*dsa/2 +2*d/2=
51 + 2*75/2 +2*20/2 =146[mm]

Fig. 13 Vista prospettica modello portasatellite

Per il dimensionamento delle nervature considero il seguente modello

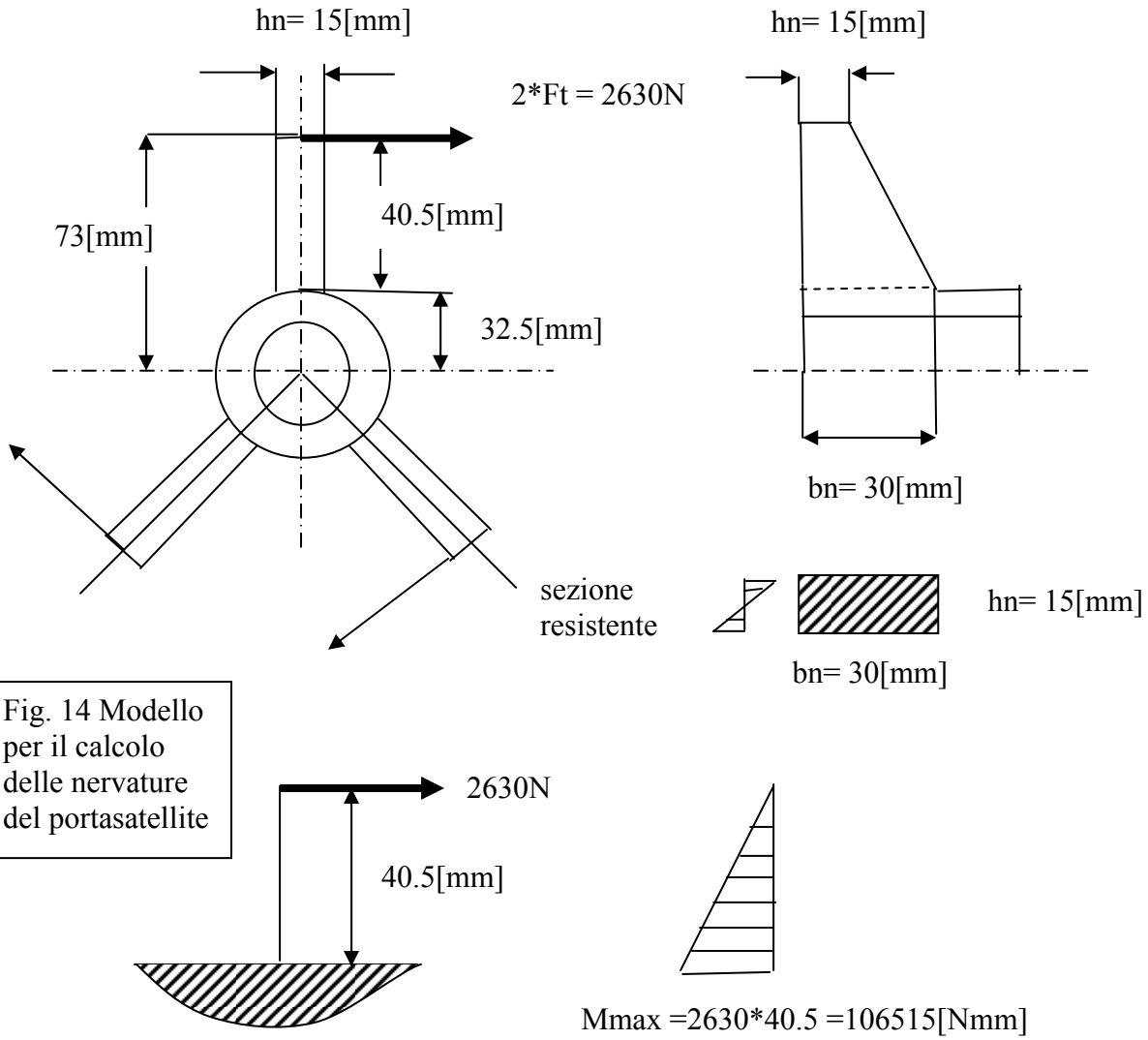
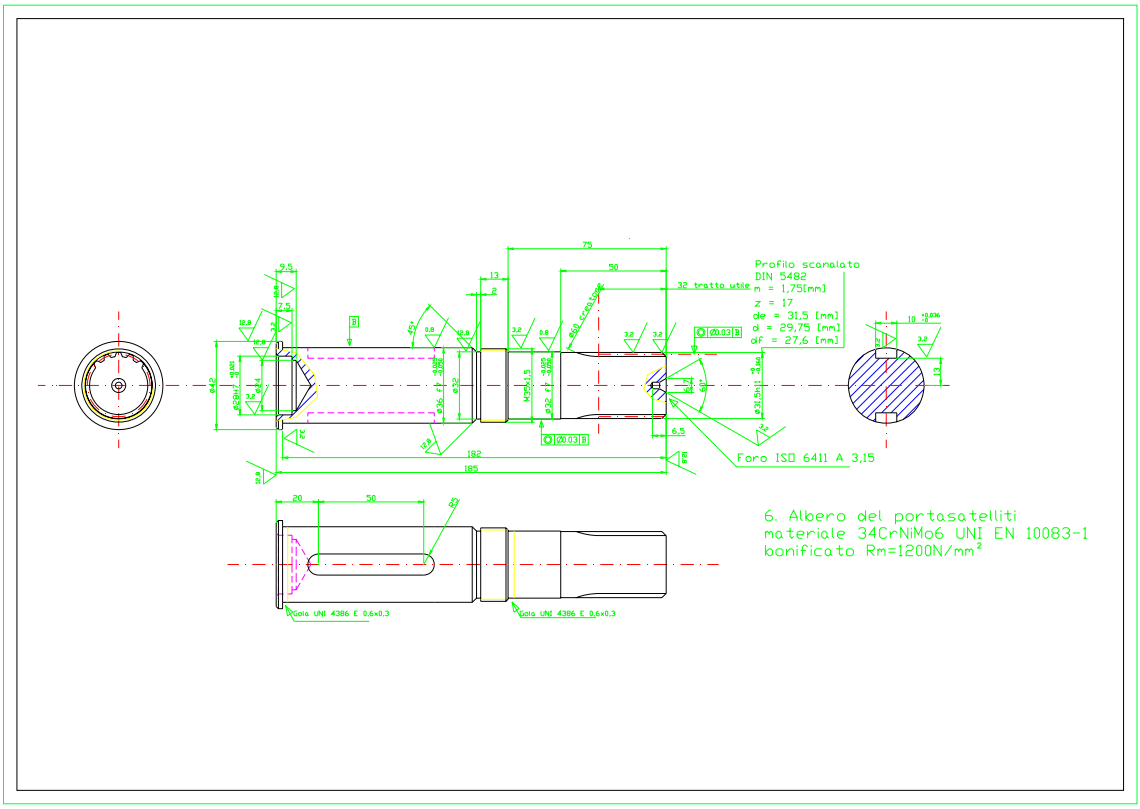


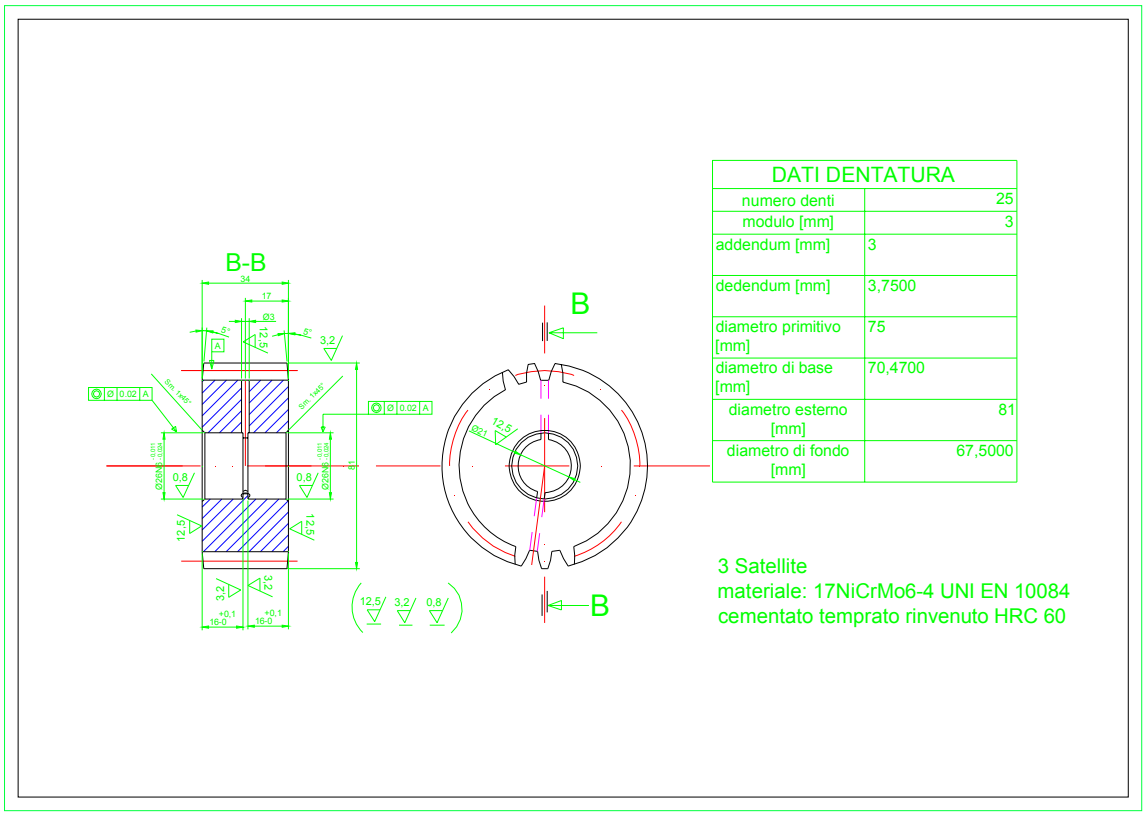
Fig. 14 Modello per il calcolo delle nervature del portasatellite

$$\sigma amm > \frac{M\max}{\frac{bn*hn^2}{6}} = \text{ da cui } b > \frac{M\max}{\frac{\sigma amm*hn^2}{6}} = \frac{106515}{\frac{100*15^2}{6}} = 27[mm]$$

Prendiamo bn = 30[mm]

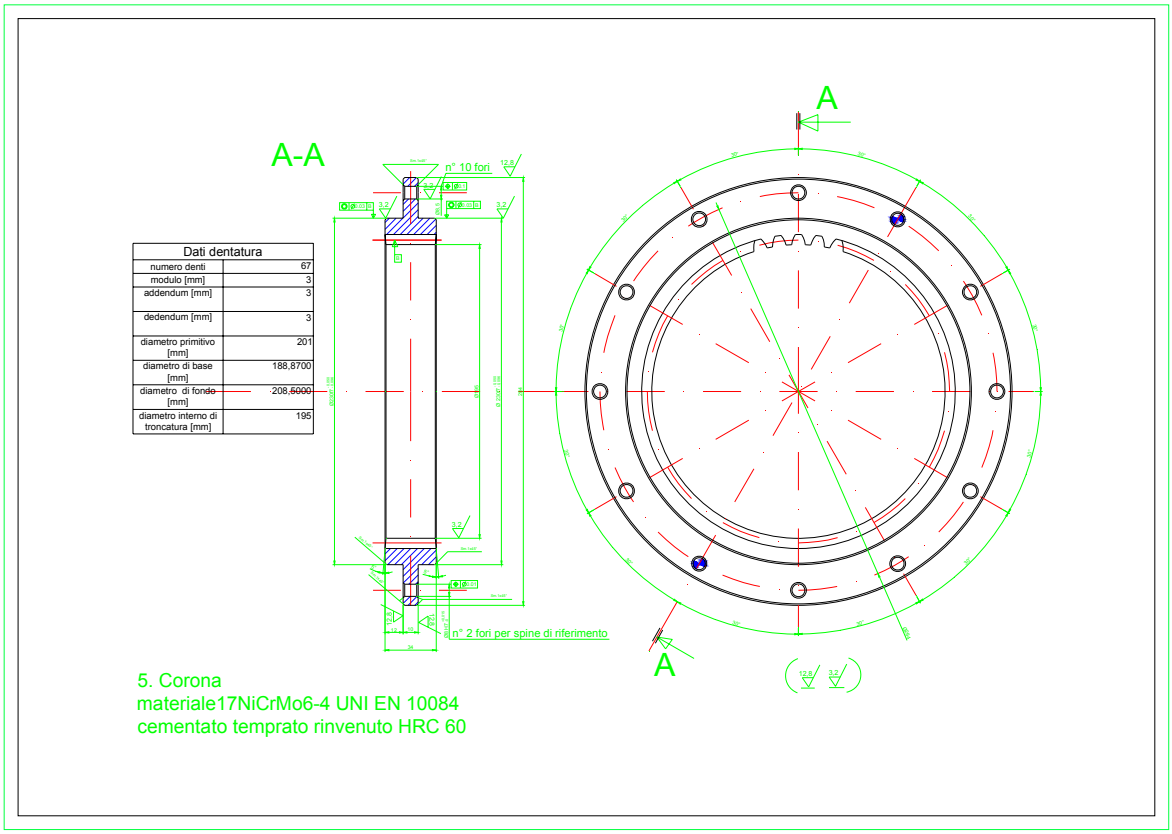


Albero del Portasatellite

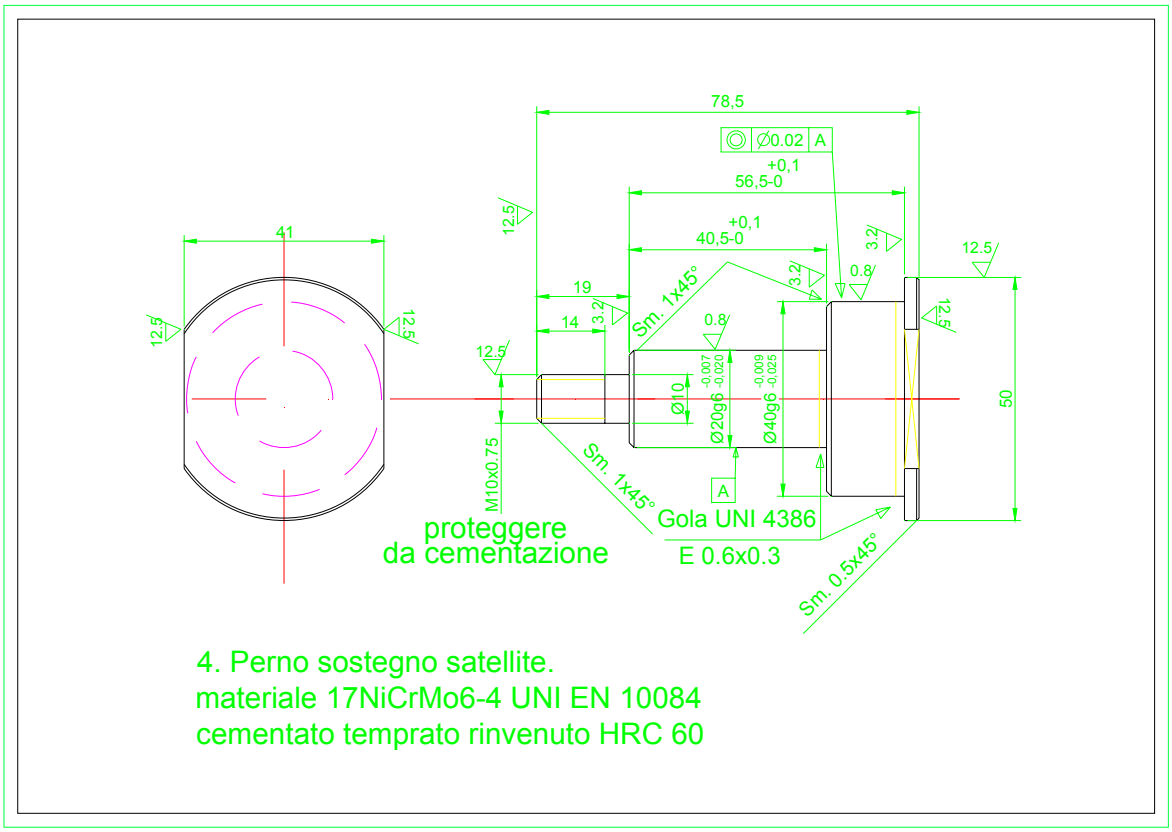


DATI DENTATURA	
numero denti	25
modulo [mm]	3
addendum [mm]	3
dedendum [mm]	3,7500
diametro primitivo [mm]	75
diametro di base [mm]	70,4700
diametro esterno [mm]	81
diametro di fondo [mm]	67,5000

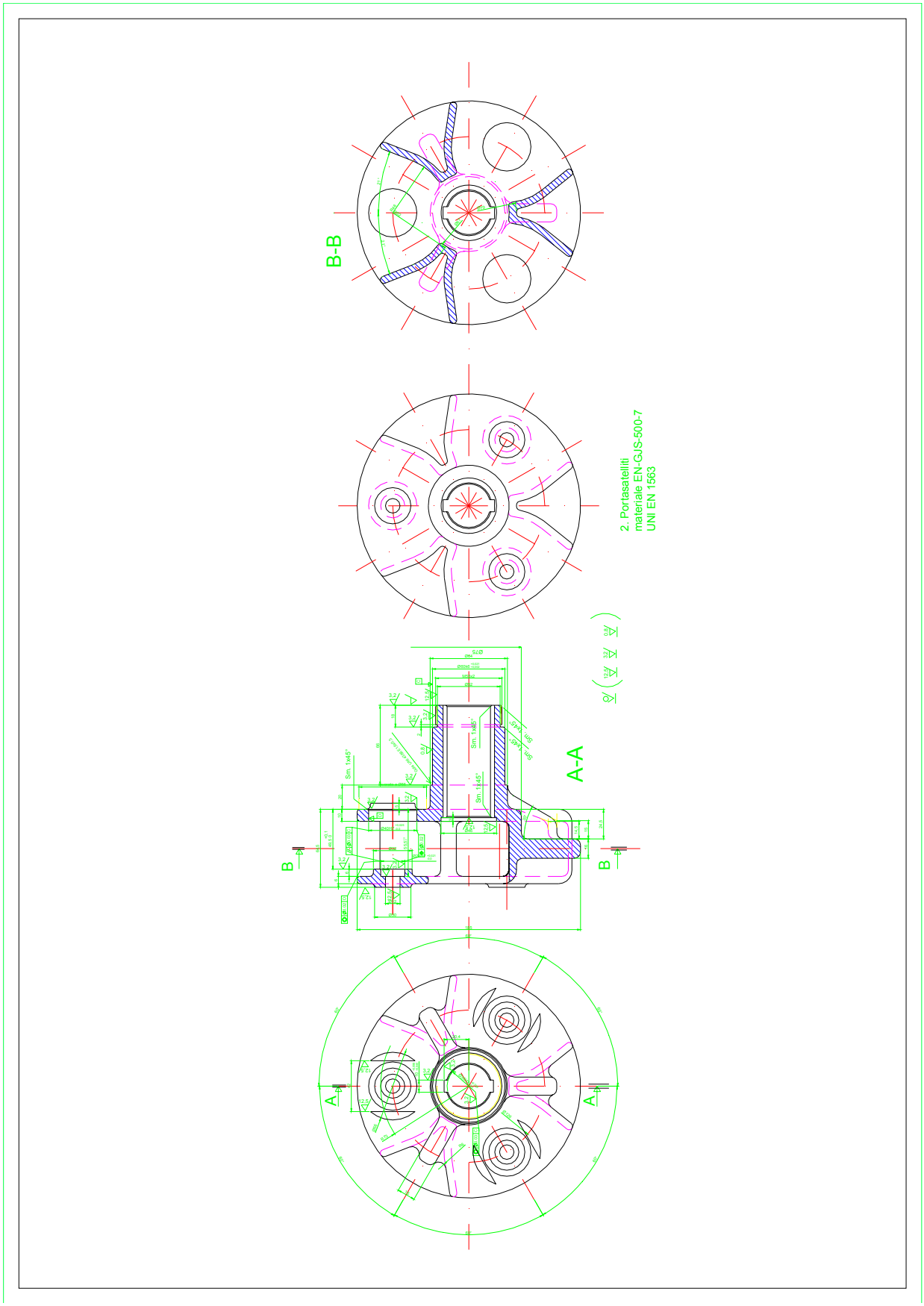
Satellite



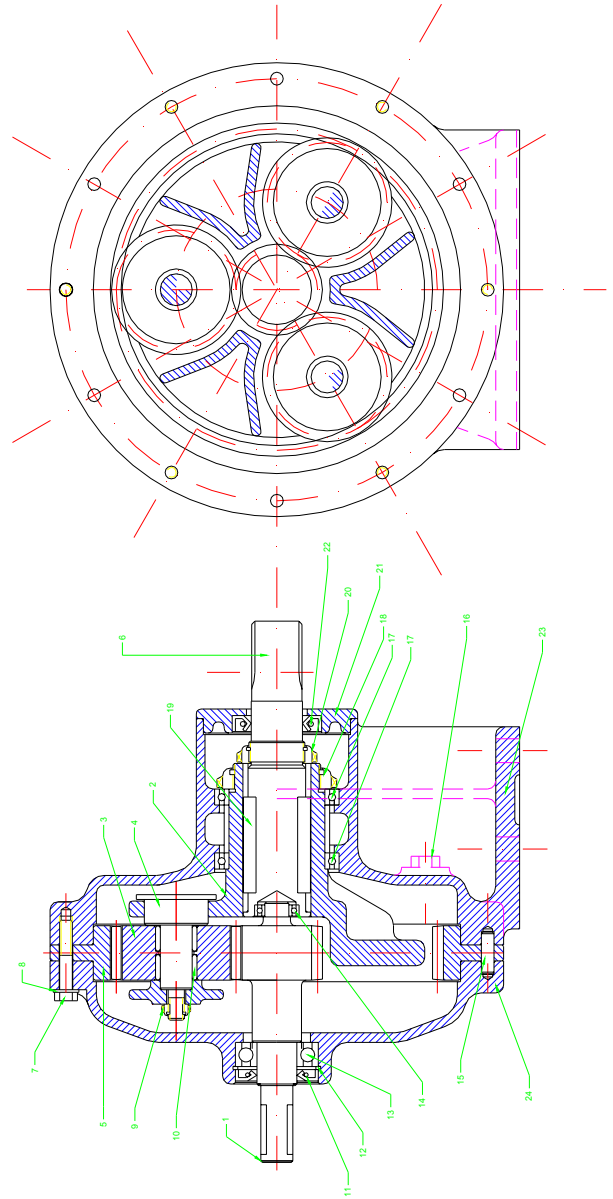
Corona



Perno Sostegno Satellite

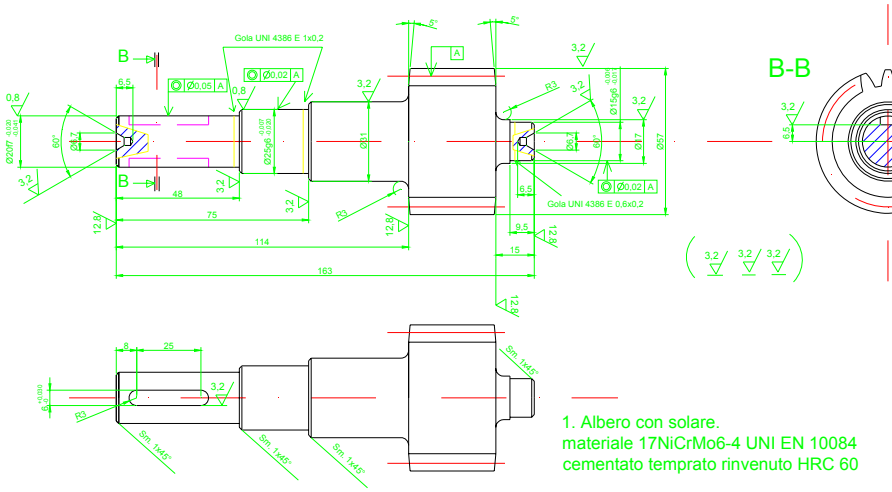


Portasatelliti



DENOMINAZIONE COMPONENTI	
1. albero porta solare	1 pezzo
2. portasatelliti	1 pezzo
3. satellite	3 pezzi
4. perno sostegno satellite	3 pezzi
5. corona	1 pezzo
6. albero mper portasatelliti	1 pezzo
7. vite testa cilindrica M8x45 classe 10.9	10 pezzi
8. rondella	10 pezzi
9. ghiera autobloccante M10x0.75	3 pezzi
10. bussola a rulini 20x30x28x16	6 pezzi
11. anello di tenuta Ø25x0Ø45x7	1 pezzo
12. anello elastico per interni Ø52	1 pezzo
13. cuscinetto a sfere Ø25xØ52x15	1 pezzo
14. cuscinetto a sfere Ø15xØ28x7	1 pezzo
15 spina cilindrica Ø5xl25	2 pezzi
16. tappo olio	1 pezzo
17. cuscinetto a sfere Ø60xØ78x10	2 pezzi
18. ghiera autobloccante M65x2	1 pezzo
19. linguetta 10xbx60	2 pezzi
20. ghiera autobloccante M35x1.5	1 pezzo
21. coperchio	1 pezzo
22. anello di tenuta Ø35xØ55x10	1 pezzo
23. supporto corpo riduttore	1 pezzo
24. coperchio riduttore	1 pezzo

Studio Riduttore Epicicloidale



1. Albero con solare.
materiale 17NiCrMo6-4 UNI EN 10084
cementato temprato rinvenuto HRC 60

DATI DENTATURA	
modulo [mm]	3
numero denti	17
addendum [mm]	3
dedendum [mm]	3,7500
diametro primitivo [mm]	51
diametro di base [mm]	47,9200
diametro esterno [mm]	57
diametro di fondo [mm]	43,5000

Albero con Solare

Ufficio Tecnico
prof. Giuseppe Mattina

Il Dirigente scolastico
prof Valerio Messori