RUOTE DENTATE

LEZ. 8

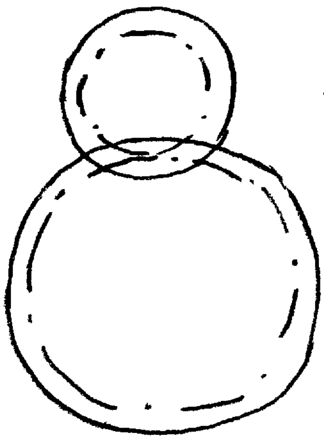
CLASSIFICAZIONE:

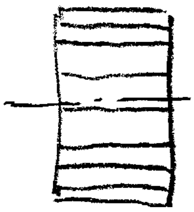
- CILINDRICHE
  - A DENTI DRITTI
  - A DENTI ELICOIDALI

- CONICHE

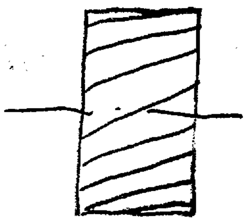
- VITE SENZA FINE – RUOTA ELICOIDALE

CILINDRICHE



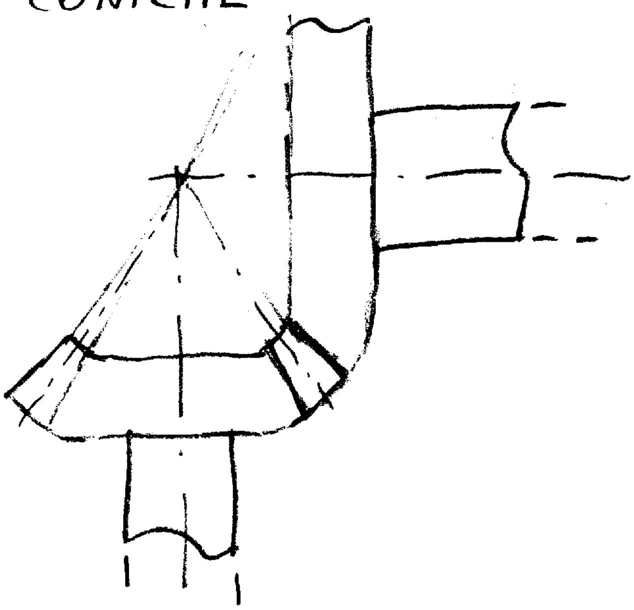


D. DRITTI

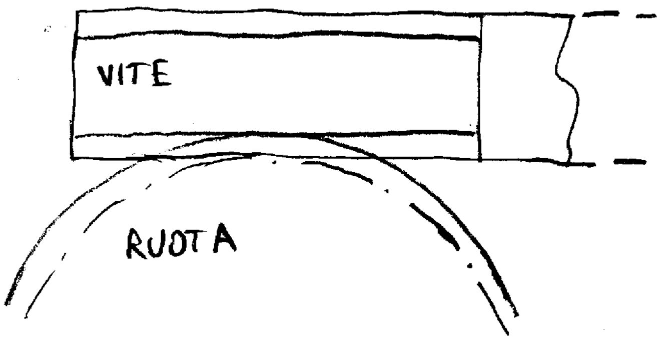


D. ELICOIDALI

CONICHE

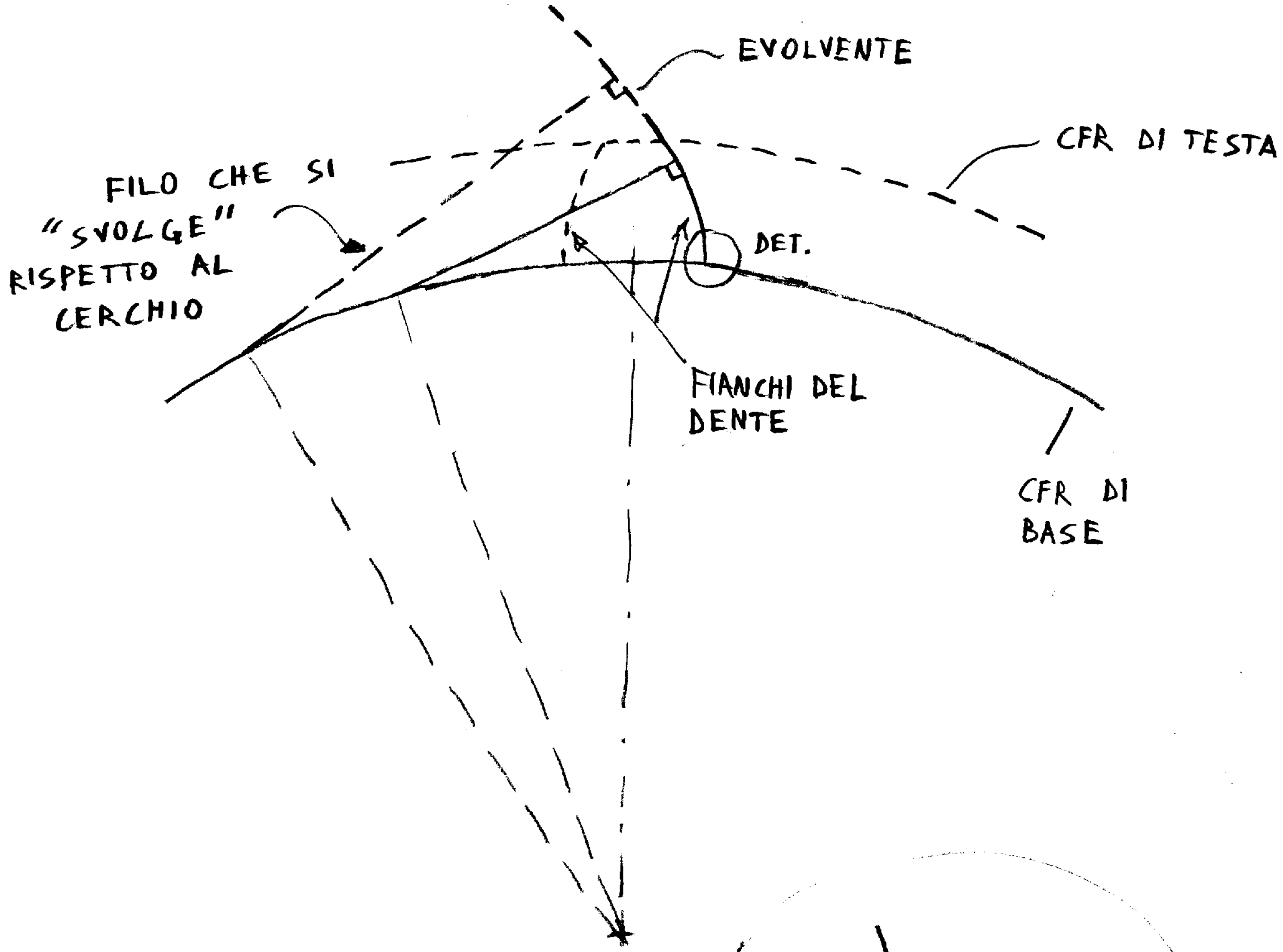


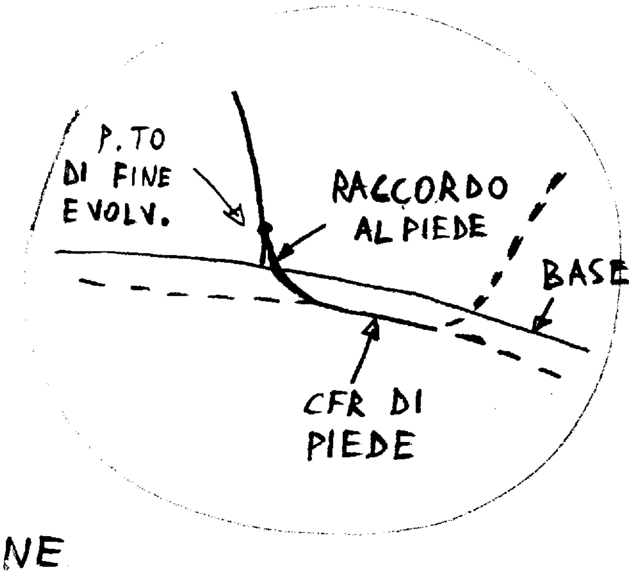
VITE SENZA FINE – RUOTA ELICOIDALE



GEOMETRIA DENTE (RUOTA A D. DRITTI)

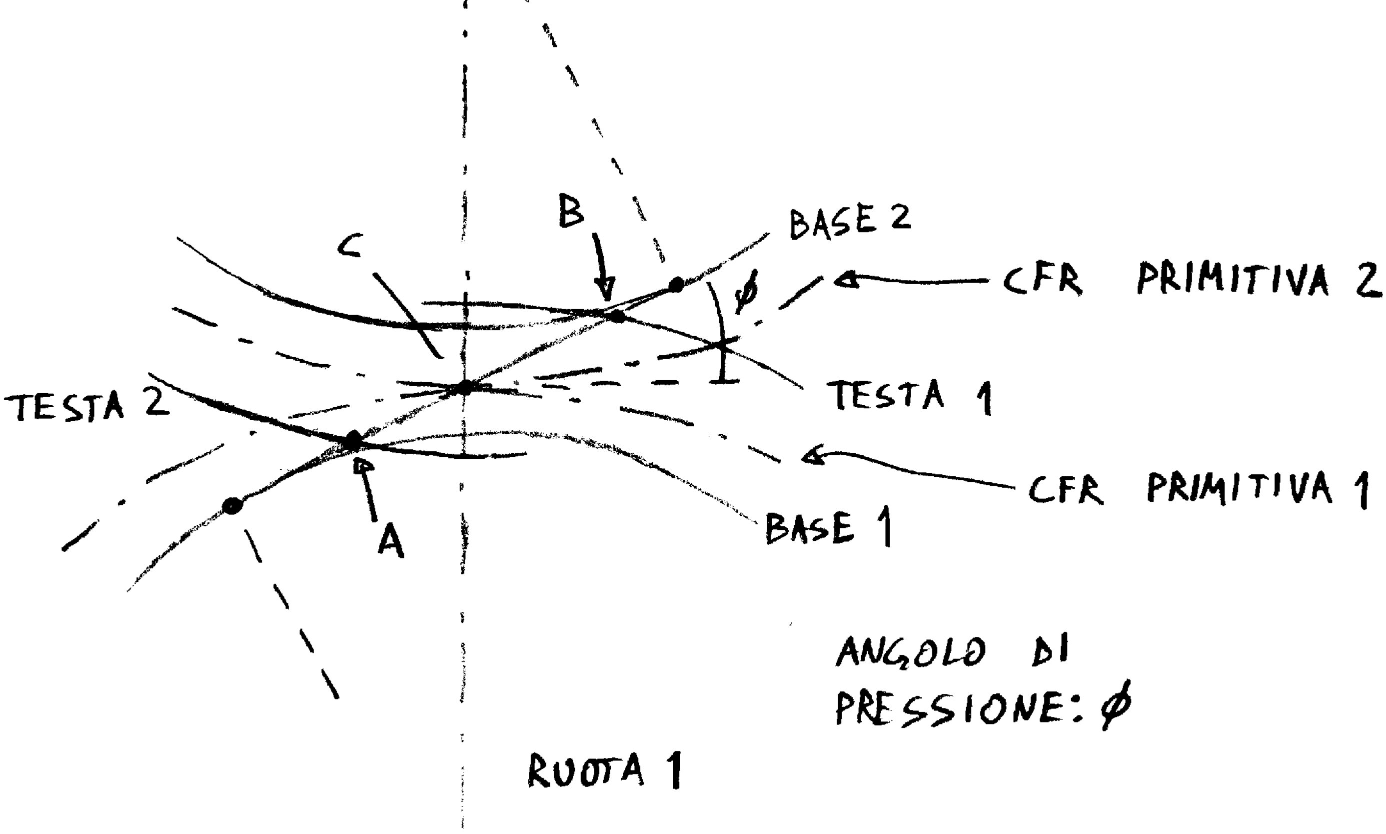
PROFILO AD EVOLVENTE





LA CFR DI PIEDE
PUO' ANCHE ESSERE
SOTTO LA CFR DI BASE,
PERO' IL P.TO DI FINE
EVOLVENTE, DI TRANSIZIONE
CON IL RACCORDO AL PIEDE,
DEVE ESSERE SOPRA LA CFR DI BASE
PERCHE' L'EVOLVENTE NON PUO' ESTENDERSI SOTTO
LA CFR DI BASE STESSA

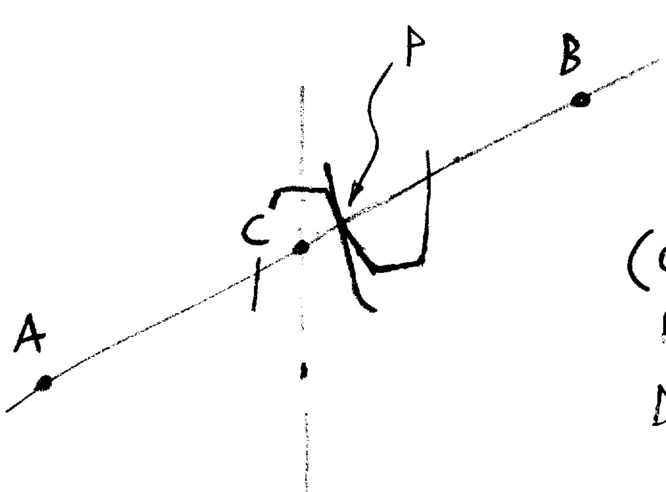
INGRANAMENTO
FRA 2 RUOTE



LE 2 CFR PRIMITIVE SONO TANGENTI IN C

IL SEGMENTO AB, INTERNO AI PUNTI DI TANGENZA ALLE 2 CFR DI BASE, E' IL SEGMENTO DEI CONTATTI

IL CONTATTO FRA 2 DENTI SI MUOVE DA A VERSO B (OPPURE VICEVERSA)

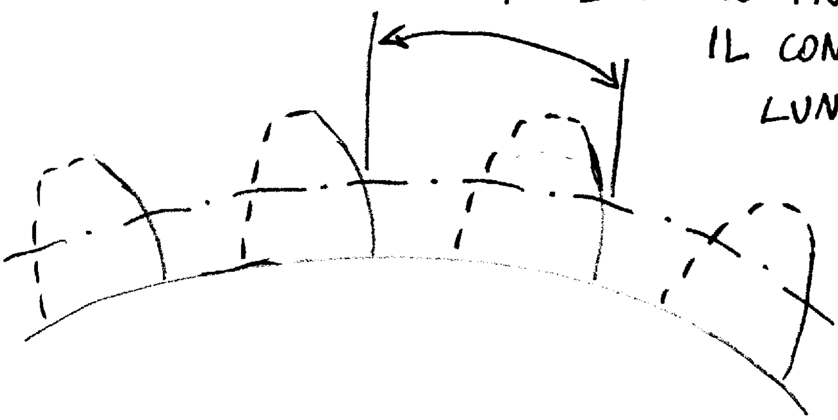


IN A E B
IL CONTATTO INIZIA
(O FINISCE) PERCHE' SIAMO
IN CORRISPONDENZA
DELLA TESTA DENTE

PASSO E MODULO

PASSO: p

E' L'ARCO FRA UN FIANCO E IL CONSECUTIVO LUNGO LA CFR PRIMITIVA



IL PASSO p E' LEGATO AL NUMERO DI DENTI DELLA RUOTA Z

$$p = \frac{\pi D}{Z}$$

D — DIAMETRO PRIMITIVO

Z — NUM. DI DENTI

A QUESTO PUNTO SI PUO' DEFINIRE IL MODULO: m

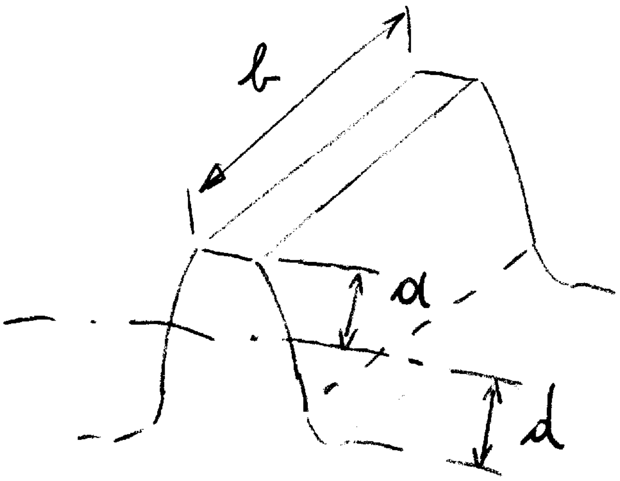
$$m = \frac{p}{\pi} = \frac{D}{Z}$$

I VALORI STANDARD SONO DEL MODULO m, GLI ALTRI VALORI SONO DI CONSEGUENZA

ES.: $m = 4$ mm $\rightarrow$ $p = 12.566$ mm

$Z = 21 \longrightarrow D = m Z = 84$ mm

ALTRE DIMENSIONI DEL DENTE



a : ADDENDUM

d : DEDENDUM

$h = a + d$: ALTEZZA DEL DENTE

b : LARGHEZZA DEL DENTE

TIPICAMENTE QUESTE DIMENSIONI VENGONO STABILITE IN PROPORZIONE AL MODULO :

$a = m \qquad d = 1.25\,m$

$b = 9\,m - 14\,m$

DI SOLITO $b = 10\,m$

ES. :

$m = 4$ mm

$a = 4$ mm $\quad d = 5$ mm

$h = a + d = 9$ mm

$b = 10\,m = 40$ mm

L'ANGOLO DI PRESSIONE DI SOLITO E' $\phi = 20°$

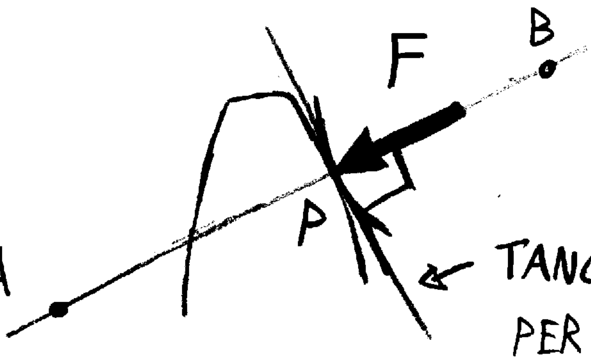
VALORI STANDARD DEL MODULO :

$m = 1, 2, 2.5, 4, 5, 10$ mm

VALORI NON STANDARD SONO POSSIBILI MA RICHIEDONO UTENSILI DA CREARE APPOSTA

FORZE DI CONTATTO E SCHEMI DI EQUILIBRIO

UNA PROPRIETÀ FONDAMENTALE DELL'EVOLVENTE E' CHE LA PERPENDICOLARE E' ALLINEATA CON LA LINEA DEI CONTATTI



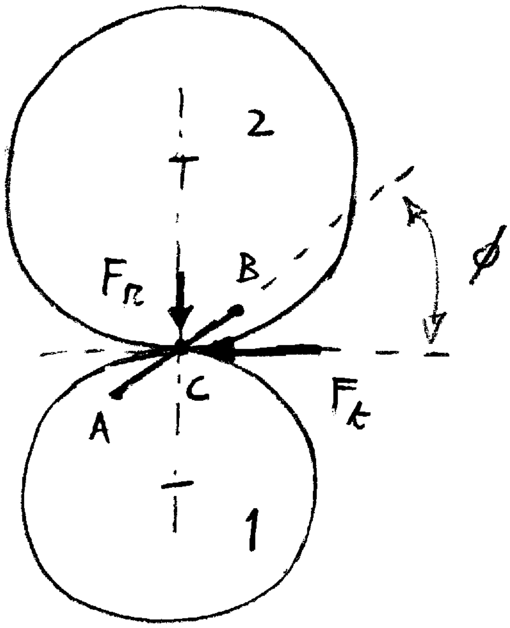
TANGENTE A COMUNE PERPENDICOLARE ALLA LINEA DEI CONTATTI

QUINDI LA FORZA F HA COME PUNTO DI APPLICAZIONE P : INTERSEZIONE FRA L'EVOLVENTE E IL SEGMENTO AB , ED INOLTRE HA COME DIREZIONE IL SEGMENTO AB STESSO

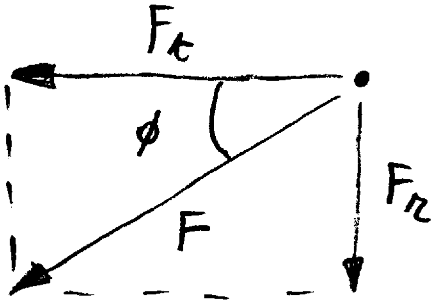
LA FORZA F PUO' ESSERE TRASLATA SUL SEGMENTO AB, TRASLATA SU C E SCOMPOSTA IN 2 COMPONENTI :

F_t : FORZA TANGENZIALE

F_r : FORZA RADIALE



COMPONENTI DELLE FORZE DI INGRANAMENTO

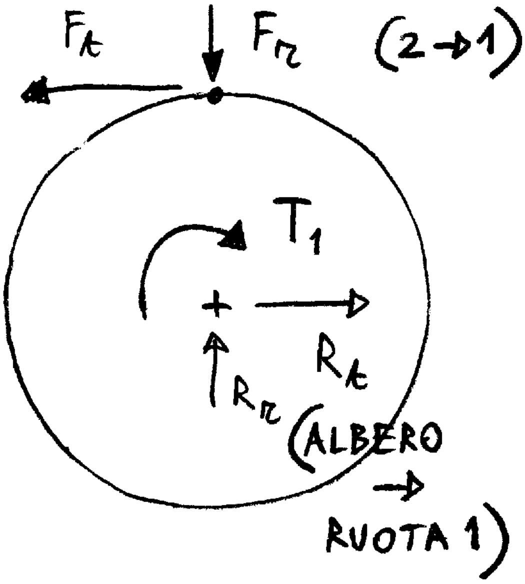


$$F_t = F \cos\phi$$

$$F_r = F \sin\phi$$

$$\Rightarrow \quad F_r = F_t \, tg\,\phi$$

EQUILIBRIO DELLA RUOTA 1



PER GARANTIRE L'EQ. (STATICO) DELLA RUOTA INTERVENGONO LE REAZIONI DELL'ALBERO CHE SOSTIENE LA RUOTA 1

$$R_r = F_r$$

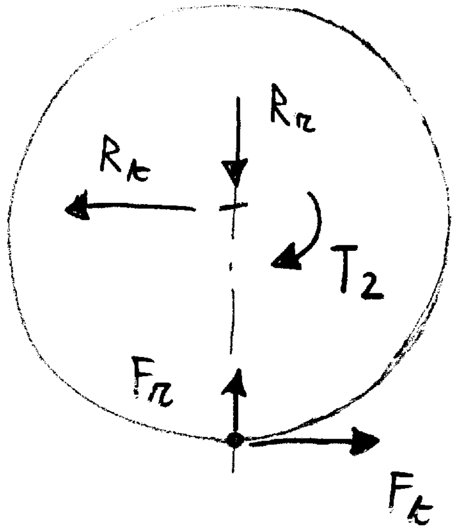
$$R_t = F_t$$

$$T_1 = F_t \, \frac{D_1}{2}$$

DIAMETRO PRIMITIVO DELLA RUOTA 1 : $D_1 = m\, Z_1$

COPPIA DELL'ALBERO

AZIONE / REAZIONE LE STESSE FORZE F_t, F_r SONO DA CONSIDERARE (CAMBIATE DI VERSO)



LE FORZE R_t, R_r SONO LE STESSE MENTRE T_2 E' DIVERSA

$$T_2 = F_t \frac{D_2}{2}$$

$$(D_2 = m\, Z_2)$$

N.B.:

LE 2 RUOTE PER POTER INGRANARE DEVONO AVERE LO STESSO MODULO m, INVECE I NUMERI DI DENTI POSSONE ESSERE DIVERSI (E MOLTO SPESSO LO SONO)

$$T_1 = F_t \frac{D_1}{2}$$

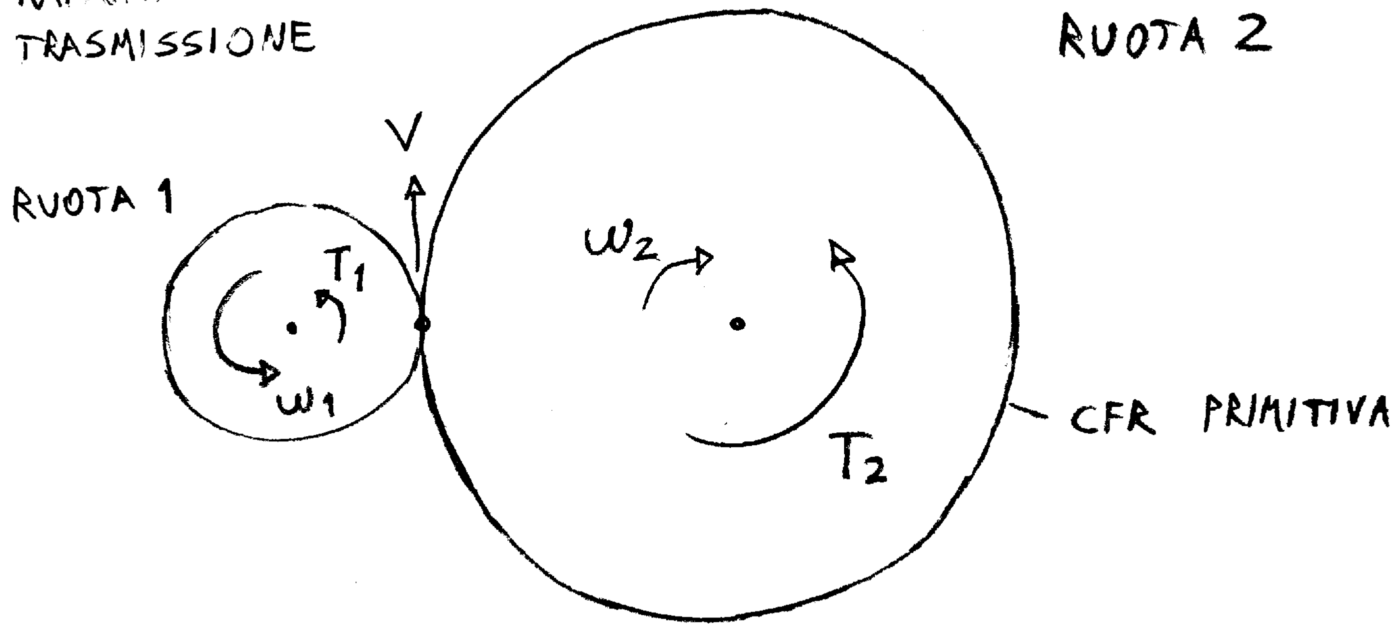
$$T_2 = F_t \frac{D_2}{2}$$

SE DIVIDO "MEMBRO A MEMBRO" LE 2 EQUAZIONI:

$$\frac{T_1}{T_2} = \frac{D_1}{D_2} = \frac{\cancel{m}\, Z_1}{\cancel{m}\, Z_2} = \frac{Z_1}{Z_2}$$

QUESTO RAPPORTO COINCIDE CON IL RAPPORTO DI TRASMISSIONE

RAPPORTO DI TRASMISSIONE



ESSENDO LA FORZA F_t LA STESSA LA RUOTA PICCOLA (IN QUESTO CASO LA R. 1) E' CARICATA DA UNA COPPIA T_1 PICCOLA, MENTRE T_2 E' GRANDE.

VICEVERSA, ESSENDO LA VELOCITA' PERIFERICA DELLE 2 CFR PRIMITIVE LA STESSA:

$$\omega_1 D_1/2 = V = \omega_2 D_2/2$$

QUINDI IL RAPPORTO FRA LE ω E' INVERSAMENTE PROP. AL RAPP. FRA I DIAMETRI (E QUINDI FRA I NUMERI DI DENTI)

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{D_1}{D_2} = \frac{Z_1}{Z_2}$$

QUINDI LA RUOTA PICCOLA HA UNA VEL. DI ROTAZIONE PIU' ELEVATA RISPETTO ALLA RUOTA GRANDE

PER DEFINIRE IL RAP. DI TRASMISSIONE E' NECESSARIO DISTINGUERE QUALE RUOTA E' MOTRICE E QUALE CONDOTTA

LA MOTRICE HA VERSO DI ROTAZIONE E COPPIA CONCORDI, VICEVERSA LA CONDOTTA ω E T SONO DISCORDI

NEL CASO DI FIGURA LA MOTRICE E' LA RUOTA PICCOLA, QUINDI ABBIAMO UN RIDUTTORE:

RIDUTTORE

$$\underset{\text{MOTRICE}}{\boxed{\omega_1}} \rightarrow \underset{\text{CONDOTTA}}{\boxed{\omega_2}} \qquad \underline{\omega_2 < \omega_1}$$

IL RAPPORTO DI TRASMISSIONE E' DEFINITO COME ω DELLA CONDOTTA DIVISO ω MOTRICE:

$$\tau = \frac{\omega_2}{\omega_1}$$

E QUINDI NEL CASO DEL RIDUTTORE E' < 1

OVVIAMENTE IL MOLTIPLICATORE E' ALL'INVERSO :

LA CONDOTTA HA VEL. DI ROTAZ. MAGGIORE

E QUINDI $\gamma > 1$

NEL CASO DEL RIDUTTORE DELLO SCHEMA

$$\gamma = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{D_1}{D_2} = \frac{Z_1}{Z_2}$$

INOLTRE PER GLI EQUILIBRI

$$\gamma^{(T)} = \frac{T_1}{T_2} = \frac{Z_1}{Z_2} = \gamma$$

$\gamma^{(T)}$: RAP. DI TRASM. FRA LE COPPIE

IL RAPPORTO FRA LE COPPIE (MOTRICE SU CONDOTTA) E' UGUALE AL RAPPORTO DI TRASMISSIONE

IN REALTÀ QUESTA UGUALIANZA VALE SOLO NEL CASO IDEALE DI ASSENZA DI PERDITE :

$$\frac{T_1}{T_2} = \frac{\omega_2}{\omega_1} \leadsto \underbrace{T_1\,\omega_1}_{\text{POTENZA MOTRICE}} = \underbrace{T_2\,\omega_2}_{\text{POTENZA CONDOTTA}}$$

PER EFFETTO DELLE PERDITE (INEVITABILI)

$$T_1 \omega_1 > T_2 \omega_2$$

E QUINDI:

$$\frac{T_1}{T_2} > \frac{\omega_2}{\omega_1} = \tau$$

SI PUO' DEFINIRE (NON SOLO PER LE RUOTE DENTATE) IL RENDIMENTO:

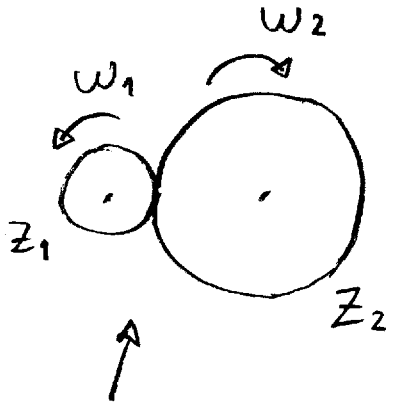
$$\eta = \frac{\text{POTENZA CONDOTTA}}{\text{POTENZA MOTRICE}} = \frac{T_2 \omega_2}{T_1 \omega_1} < 1$$

PER LE RUOTE DENTATE IL RENDIMENTO E' MOLTO ALTO $> 95\%$ QUINDI SI PUO' CONSIDERARE VALIDO IL CASO IDEALE

$$\eta = 1 \rightarrow \frac{T_1}{T_2} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \tau$$

INGRANAGGI O ROTISMI

ROTISMO CON RUOTA OZIOSA

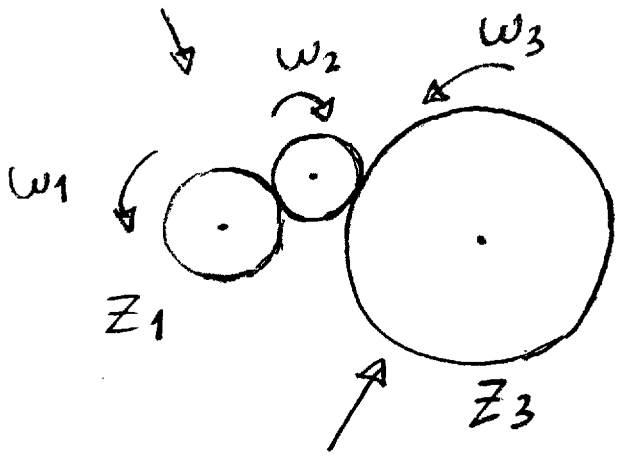


SENZA R. OZIOSA

$$\gamma = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{z_1}{z_2}$$

RIDUTTORE:
RUOTA PICCOLA MOTRICE

CON R. OZIOSA

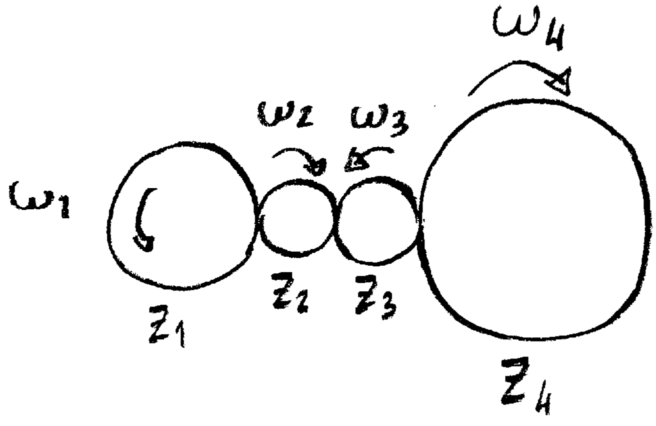


RUOTA CONDOTTA

LA RUOTA OZIOSA NON MODIFICA IL RAPPORTO DI TRASMIS. MA INVERTE IL VERSO DELL'ULTIMA RUOTA RISPETTO ALLA PRIMA

$$\gamma = \frac{\omega_3}{\omega_1} = \frac{Z_3}{Z_1}$$

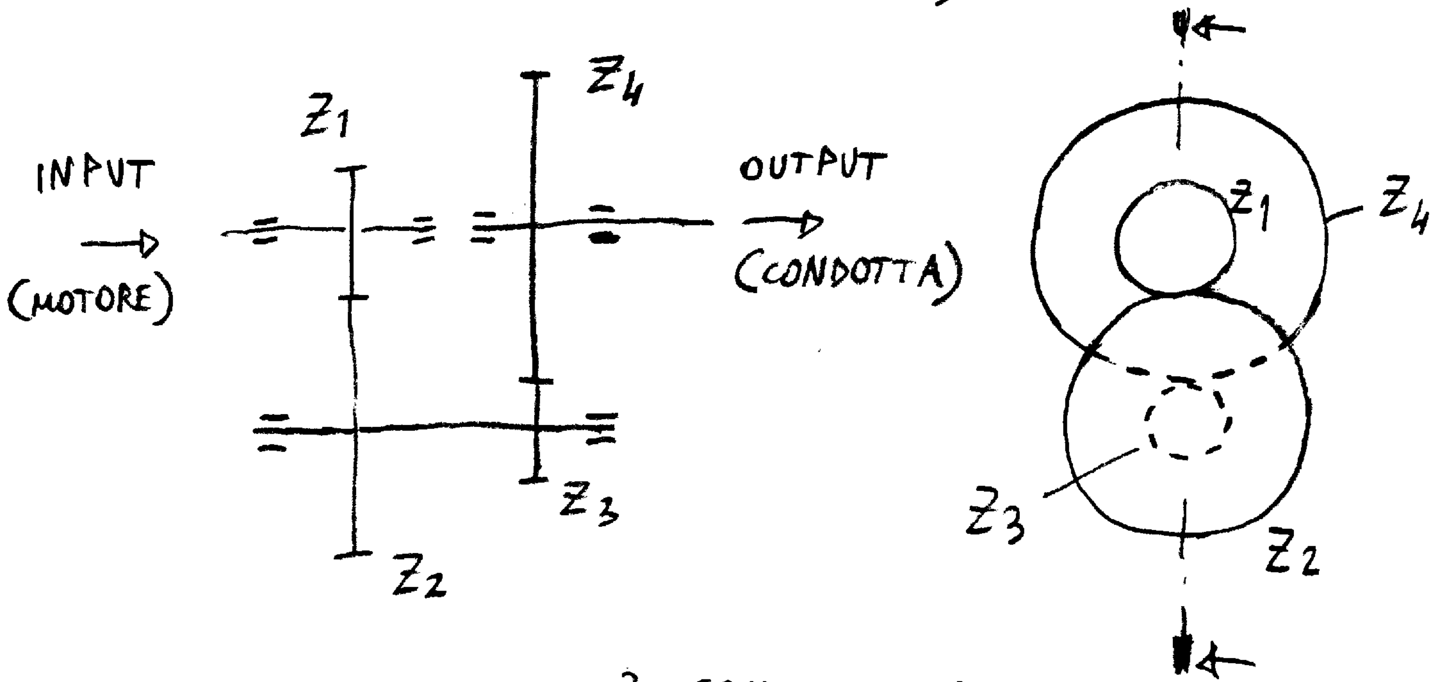
UN'EVENTUALE SECONDA RUOTA OZIOSA INVERTE ULTERIORMENTE IL VERSO DI ROTAZIONE



$$\gamma = \frac{\omega_4}{\omega_1} = \frac{z_4}{z_1}$$

ROTISMO CON INGRANAGGIO IN CASCATA

ACCOPPIANDO SULLO STESSO ALBERO UNA RUOTA GRANDE ED UNA PICCOLA SI HANNO 2 RIDUZIONI (O MOLTIPLICAZIONI) CONSECUTIVE



LE RUOTE 2 E 3 SONO SULLO STESSO ALBERO E QUINDI HANNO LA STESSA VELOCITÀ DI ROTAZIONE

$$\tau = \frac{\omega_4}{\omega_1}$$

POSSO MOLTIPLICARE E DIVIDERE PER ω_2

$$\tau = \frac{\omega_2}{\omega_1} \frac{\omega_4}{\omega_2}$$

ESSENDO $\omega_2 = \omega_3$:

$$\tau = \frac{\omega_2}{\omega_1} \frac{\omega_4}{\omega_3}$$

A QUESTO PUNTO SI INTRODUCONO I RAP. DI TRASM. DEI SINGOLI INGRANAGGI 1-2 E 3-4

$$\tau = \frac{Z_1}{Z_2} \frac{Z_3}{Z_4}$$

IN QUESTO MODO SI RIESCONO QUINDI AD OTTENERE RAPPORTI DI TRASMISSIONE PIU' FORTI, EVENTUALMENTE SI PUO' INTRODURRE UN ULTERIORE STADIO DI RIDUZIONE :

$$\tau = \frac{Z_1}{Z_2} \frac{Z_3}{Z_4} \frac{Z_5}{Z_6}$$

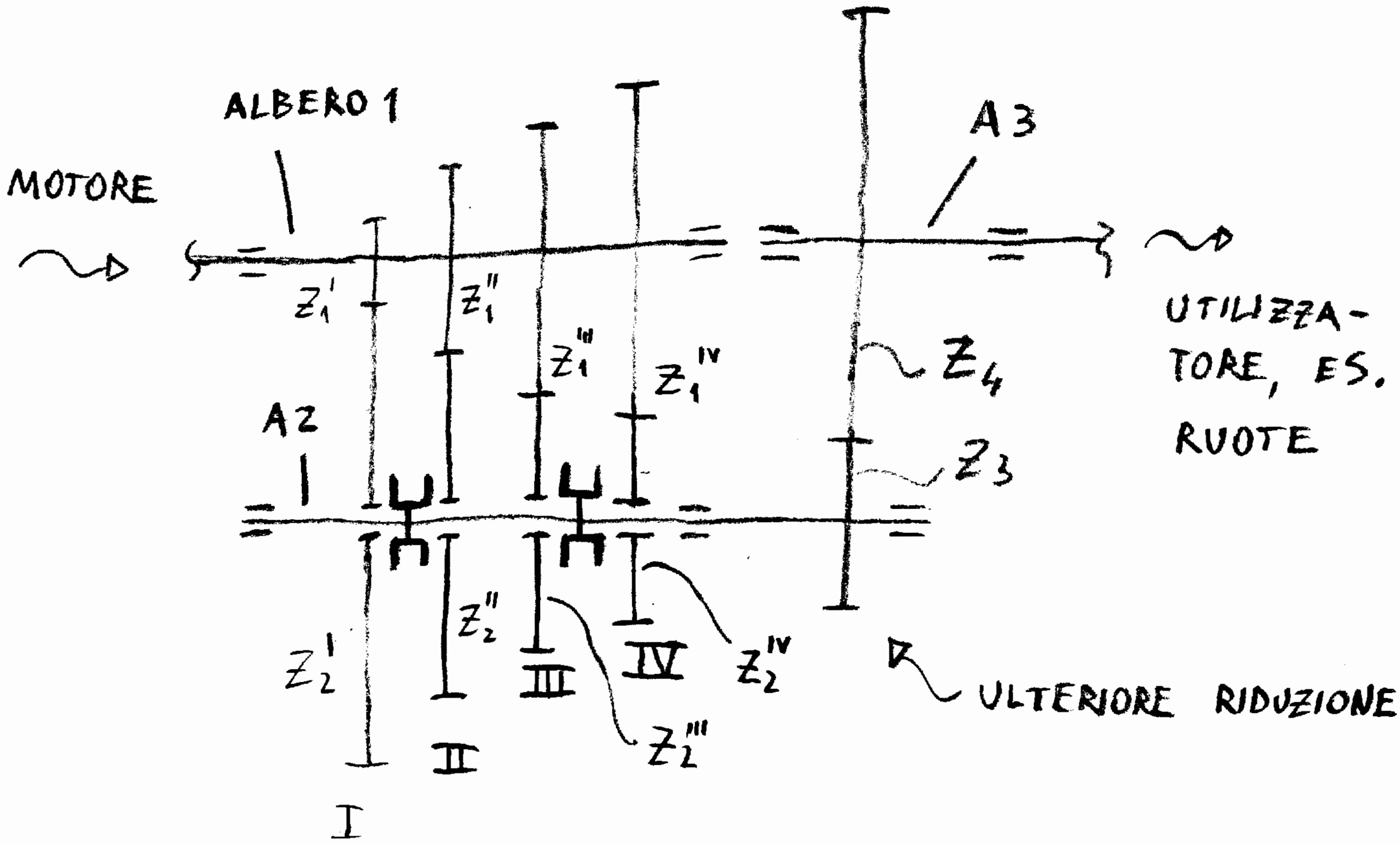
AD ESEMPIO SE $\frac{Z_2}{Z_1} = 2.5$ ED ANCHE GLI ALTRI :

$$\tau = \frac{Z_1}{Z_2} \frac{Z_3}{Z_4} = \frac{1}{6.25}$$

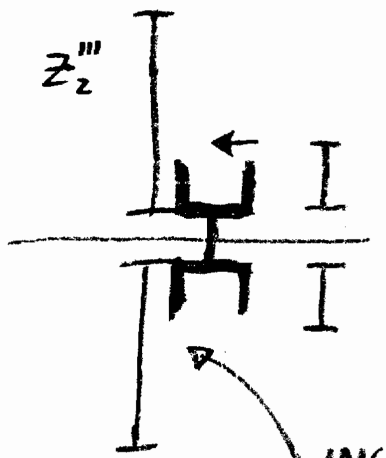
$$\tau = \frac{Z_1}{Z_2} \frac{Z_3}{Z_4} \frac{Z_5}{Z_6} = \frac{1}{15.625}$$

N. B.: L'INGRANAMENTO FRA 1 E 2 RICHIEDE LO STESSO MODULO, INVECE RUOTA 2 E RUOTA 3 POSSONO AVERE MODULO DIVERSO. SOLITAMENTE ANDANDO VERSO L'ALBERO LENTO IL MODULO E' PIU' ALTO PERCHE' SONO PIU' ALTE LE COPPIE E DI CONSEGUENZA I DENTI SONO PIU' SOLLECITATI

ESEMPIO SCHEMATICO DI CAMBIO



LE RUOTE SULL'ALBERO 2 SONO MONTATE SU CUSCINETTI, PER INGRANARE UNA MARCIA SI MUOVE UNO DEI SELETTORI A DX O A SX, ES. PER LA III :

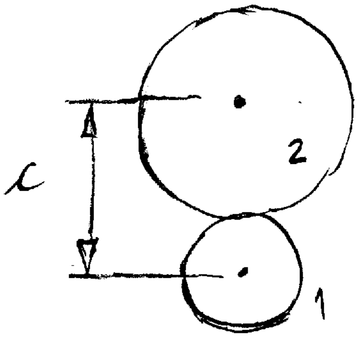


INGRANAGGIO FRONTALE:
COLLEGA TORSIONALMENTE IL SELETTORE ALLA RUOTA CHE DETERMINA LA MARCIA.

IL SELETTORE, A SUA VOLTA, E' MONTATO CON UNO SCANALATO RISPETTO ALL'ALBERO 2

PER POTER STARE SULLO STESSO ALBERO TUTTE LE COPPIE DI RUOTE DEVONO AVERE LO STESSO INTERASSE

L'INTERASSE E' LA METÀ DELLA SOMMA DEI DIAMETRI (PRIMITIVI)



INTERASSE

$$c = \frac{D_1 + D_2}{2} = m \, \frac{z_1 + z_2}{2}$$

STESSO MODULO PER LE 2 RUOTE

SUPPONENDO DI AVERE LO STESSO m PER TUTTE LE COPPIE, LA SOMMA DEI NUMERI DI DENTI DEVE ESSERE UGUALE PER TUTTE LE MARCE:

	I	II	III	IV
z_1	15	21	31	41
z_2	47	41	31	21
$z_1 + z_2$	62	62	62	62

$\rightsquigarrow$

z_3	20
z_4	42

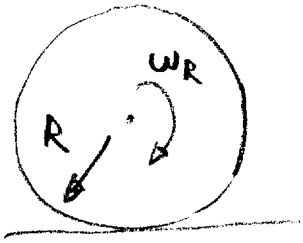
SUPPONIAMO DI AVERE IL MOTORE CHE GIRA A $n_m = 2000$ g/MIN, VEDIAMO LA VELOCITÀ DELLA RUOTA ALLE VARIE MARCE

I MARCIA:

$$M_R = M_M \, \tau' \, \tau_{34} = 304 \text{ g/MIN}$$

VEL. DI ROTAZ. DELLA RUOTA

$$\tau' = \frac{15}{47} \qquad \tau_{34} = \frac{20}{42}$$



$R \cong 200$ mm

$$V = 2\pi \frac{M_R}{60} R = 6.36 \text{ m/s}$$

$$= 22.9 \text{ Km/h}$$

II MARCIA:

$$M_R = M_M \, \tau'' \, \tau_{34} = 488 \text{ g/MIN}$$

$$V = 2\pi \frac{M_R}{60} R = 10.2 \text{ m/s} = 36.8 \text{ Km/h}$$

III MARCIA

$M_R = 952$ g/MIN

$V = 19.9$ m/s $= 71.7$ Km/h

IV MARCIA

$M_R = 1859$ g/MIN

$V = 38.9$ m/s $= 140$ Km/h