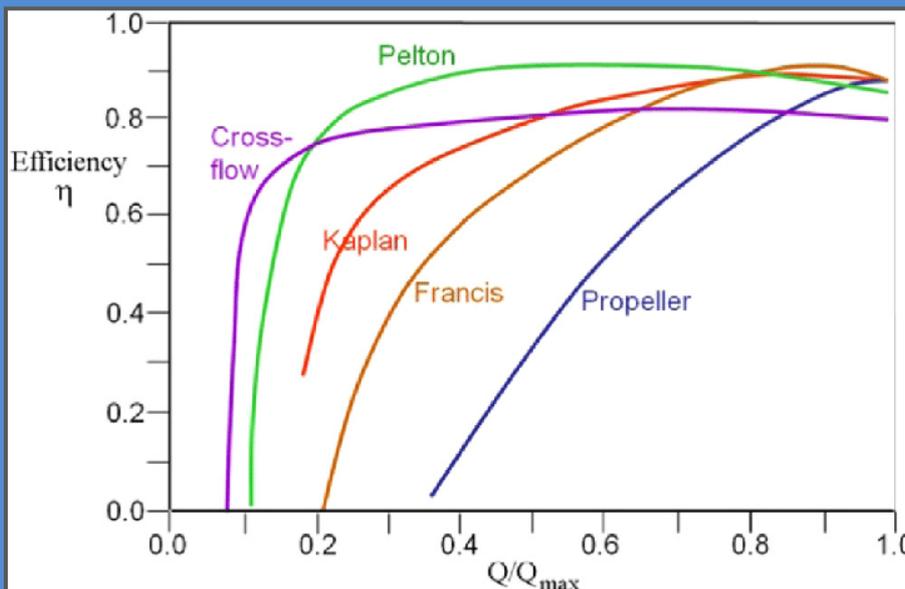
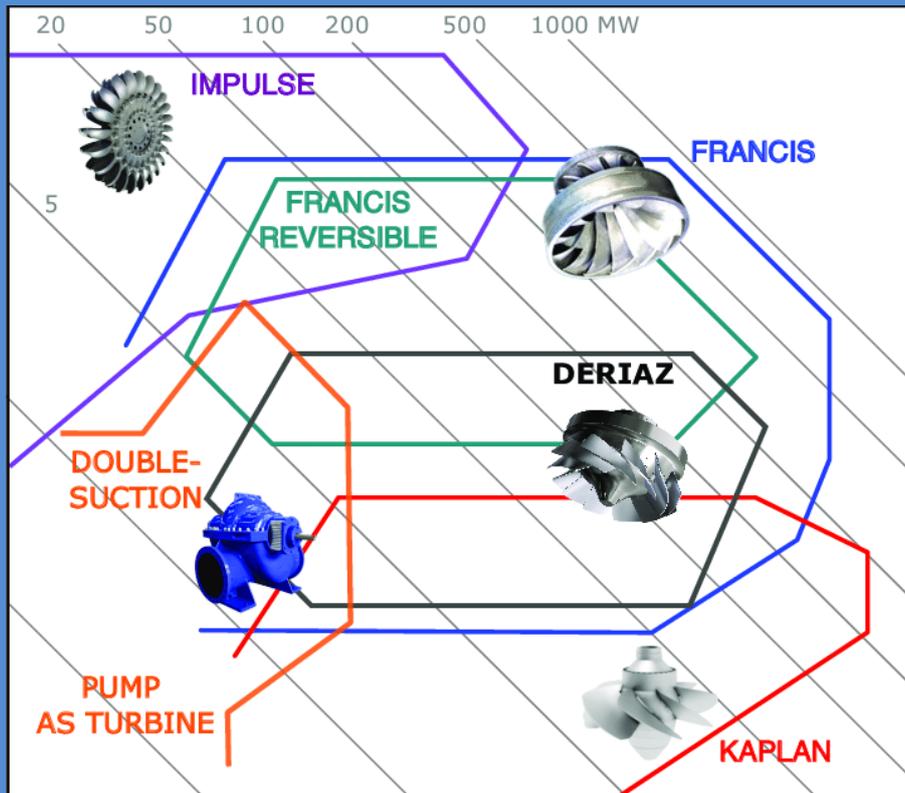


# DISEGNO DI MACCHINE A FLUIDO



# TURBINA IDRAULICHE

La turbina idroelettrica è una macchina in grado di trasformare l'energia cinetica dell'acqua in energia meccanica.

Una turbina idroelettrica è costituita da una parte fissa, detta distributore o statore, e dalla ruota o girante.

Il primo serve a indirizzare e regolare il flusso d'acqua, la seconda trasferisce l'energia cinetica sottratta all'acqua all'albero su cui è montata. In funzione del salto e della portata usufruibile, si possono individuare quattro grandi gruppi di macchine:

PELTON, FRANCIS, KAPLAN E CROSS-FLOW.

Nel campo delle piccole portate, si collocano molto bene le turbine a vite idraulica e le micro-turbine, prodotte in base alla disponibilità dell'acqua dovuta alle fluttuazioni del territorio. La loro produzione è determinata sulla base di specifiche esigenze del Cliente, sulla base del Sito di installazione e dell'analisi dei costi e benefici e dei piani economici di proiezione.

Trovano inoltre impiego in quelle situazioni dove la rete elettrica non è presente e quindi possono funzionare "in isola" sia per la produzione di energia elettrica che per uso termico-cogenerativo.

Caratteristiche idrauliche delle principali turbine

- » Pelton, idonee per piccole portate e grandi salti
- » Francis, adatte alle medie portate e salti di qualche centinaio di metri
- » Kaplan, utilizzate in presenza di grandi portate e piccoli dislivelli
- » Bulbo, evoluzione versatile della Kaplan
- » Cross Flow, adatte per piccole portate e salti fino a un centinaio di metri
- » Vite idraulica, vengono spesso utilizzate su piccoli salti e modeste portate
- » Mini turbine, macchine personalizzate, generalmente per installazioni "in isola"

## CAMPI DI IMPIEGO

### Pelton

Le turbine Pelton vengono utilizzate soprattutto nei bacini idroelettrici alpini, per salti d'acqua medio alti che vanno dai 50 ai 1200 metri.

La girante monolitica in acciaio inox è calettata direttamente sull'albero del generatore. Il distributore a più getti consente la migliore regolazione della portata allo scopo di ottimizzare l'efficienza energetica dell'intera macchina.

Il principale vantaggio di queste turbine, consiste nella possibilità di mantenere un elevato rendimento sia con portate massime che con portate minime.

Possono essere con asse orizzontale e la combinazione fino a tre getti, oppure ad asse verticale nella combinazione da 4 a 6 getti.

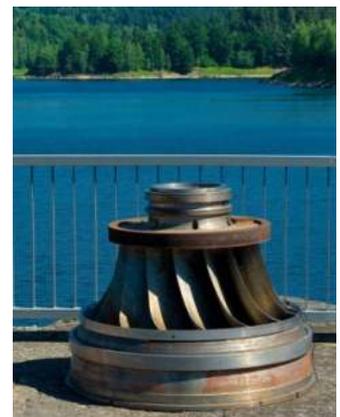


### Francis

Le turbine Francis sono molto diffuse e sfruttano il dislivello d'acqua compreso tra una decina e qualche centinaio di metri.

L'acqua viene distribuita sulla ruota tramite una cassa a spirale ed il relativo predistributore. Il distributore vero e proprio, solitamente con pale regolabili, indirizza invece l'acqua verso le palette della girante. In base alla potenza, possono essere considerate piccole, medie e grandi.

Il rendimento di queste macchine risulta elevato su un ampio campo di portate. Sono inoltre realizzabili con l'asse orizzontale o verticale, in base alle dimensioni del sito.



## Kaplan

Le turbine Kaplan permettono numerose applicazioni, anche in settori molto diversi. Sono utilizzate in presenza di salti generalmente piccoli e fino a una cinquantina di metri. Sfruttano la grossa portata del fiume, che può giungere fino a un centinaio di metri cubi al secondo.

Possono essere costruite con l'asse verticale, orizzontale o inclinato, nonché in camera asciutta o bagnata. La costruzione, in base al salto e la portata, può avere il distributore fisso e le pale regolabili, in questo caso la turbina risulta a semplice regolazione, detta anche mono-regolante.

Quando, sia il distributore che le pale sono ad assetto variabile in marcia, allora la turbina diventa bi-regolante.

Con la doppia regolazione si possono ottenere maggiori vantaggi, sia sulla modulazione delle portate che sulle prevalenze.

In tal caso la curva di rendimento si mantiene costante praticamente su quasi tutto il campo delle portate, così da ottenere un grado di efficienza migliore.



## Bulbo

Le turbine a Bulbo sono ricavate dalle turbine Kaplan e risultano molto più semplici.

Vengono solitamente utilizzate su livelli di qualche metro. La particolarità di queste macchine risiede nel bulbo, immerso nell'acqua, dove trova collocazione l'alternatore per la produzione di energia.

## Cross Flow-Banki

Le turbine Cross Flow-Banki sono adatte a funzionare con salti compresi tra 4 e 60 metri e sono inoltre caratterizzate dalla loro versatilità di servizio dovuta principalmente allo speciale flusso incrociato, dove l'acqua entra dal lato superiore, attraversa l'asse della girante ed esce nuovamente dal lato inferiore, incrementando il rendimento della macchina. Le caratteristiche peculiari di queste turbine sono la semplicità costruttiva e la robustezza, che consentono un sistema di costruzione modulare ed a basso costo. L'acqua, passando attraverso il distributore e la camera di ingresso, suddivisa appositamente in un terzo oppure due terzi, favorisce il funzionamento sia con piccole che medie portate. In condizioni di portata massima, la turbina funziona con le due camere in parallelo. La generosità e flessibilità di questa turbina è determinata inoltre dal rendimento uniforme su tutto il campo di portata.



## Vite idraulica

Le turbine a Vite idraulica o Coclea sono conosciute anche come ruota di Archimede.

Invertono il principio di funzionamento e sfruttano la differenza di potenziale dell'acqua in caduta, dal punto più alto fino a scorrere nuovamente nel corso d'acqua naturale.

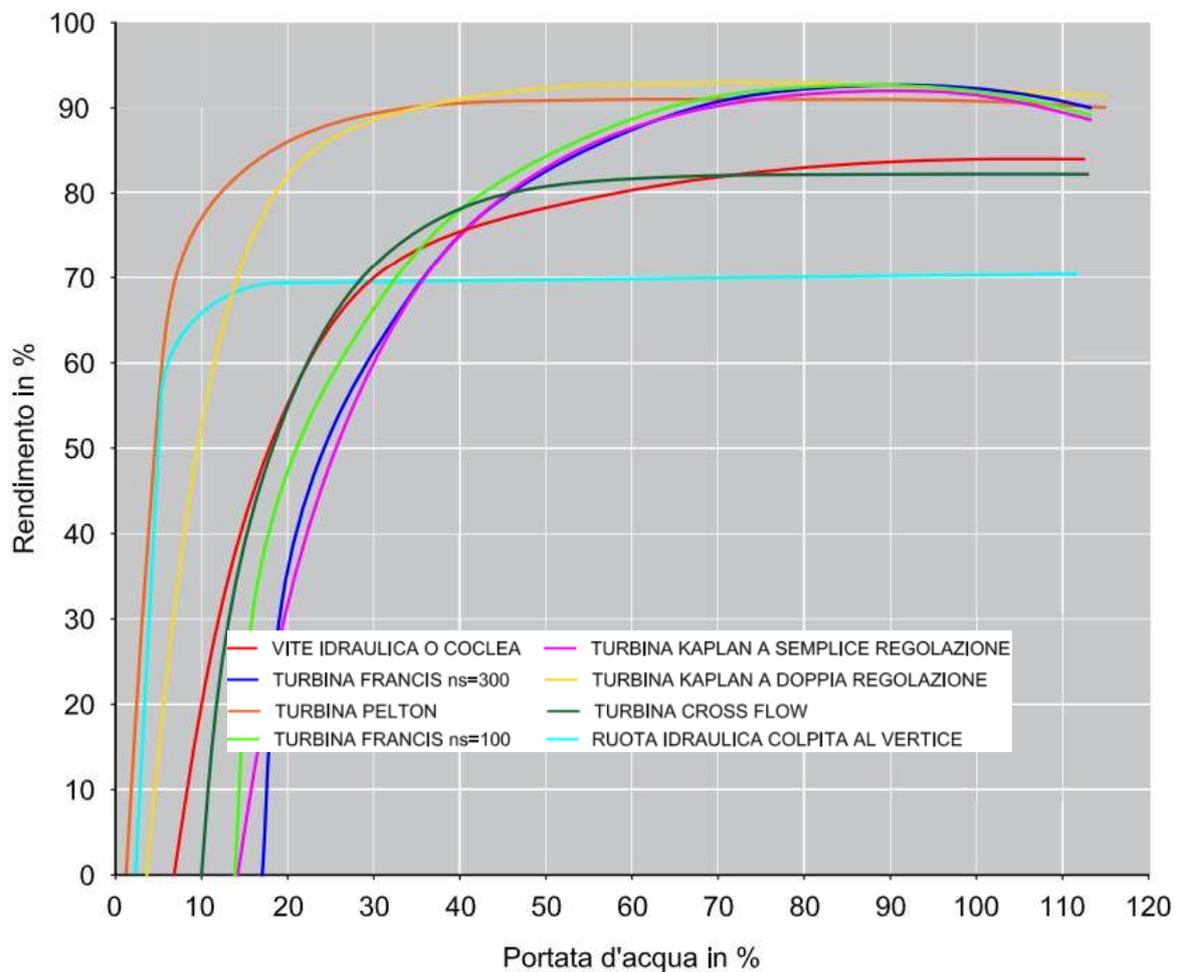
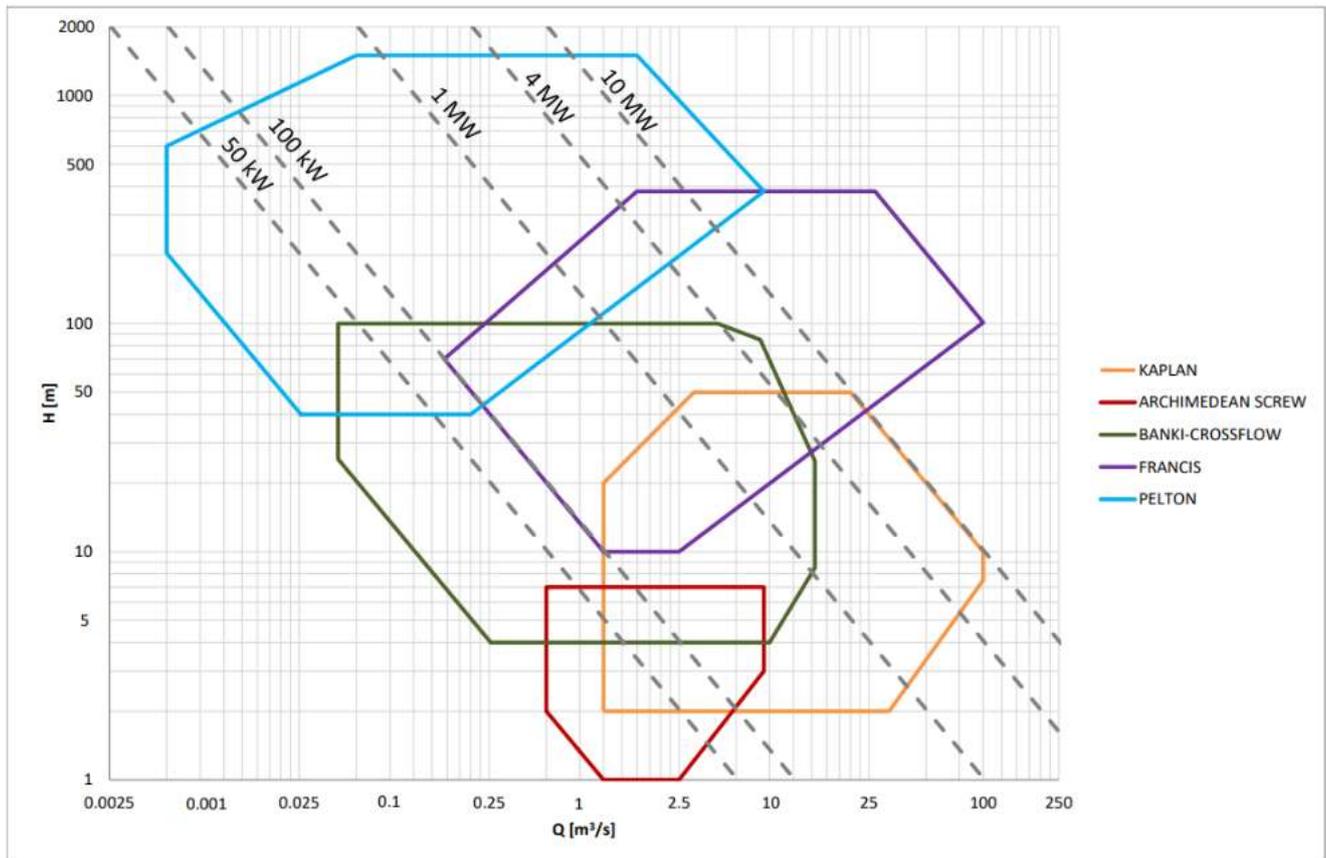
Sono utilizzate per salti fino a 10 metri e portate fino a 6 mc/s.



## Mini turbine

Le Mini turbine sono la soluzione ideale per disporre di energia elettrica soprattutto nelle zone non asservite dalla rete di distribuzione. Sono derivate dalla produzione di serie, ma costruttivamente molto più semplici. La plausibile regolazione avviene con l'impiego di azionamenti a velocità variabile. Questi sistemi di produzione, riducono inoltre i consumi di combustibili tradizionali evitando l'inquinamento atmosferico.

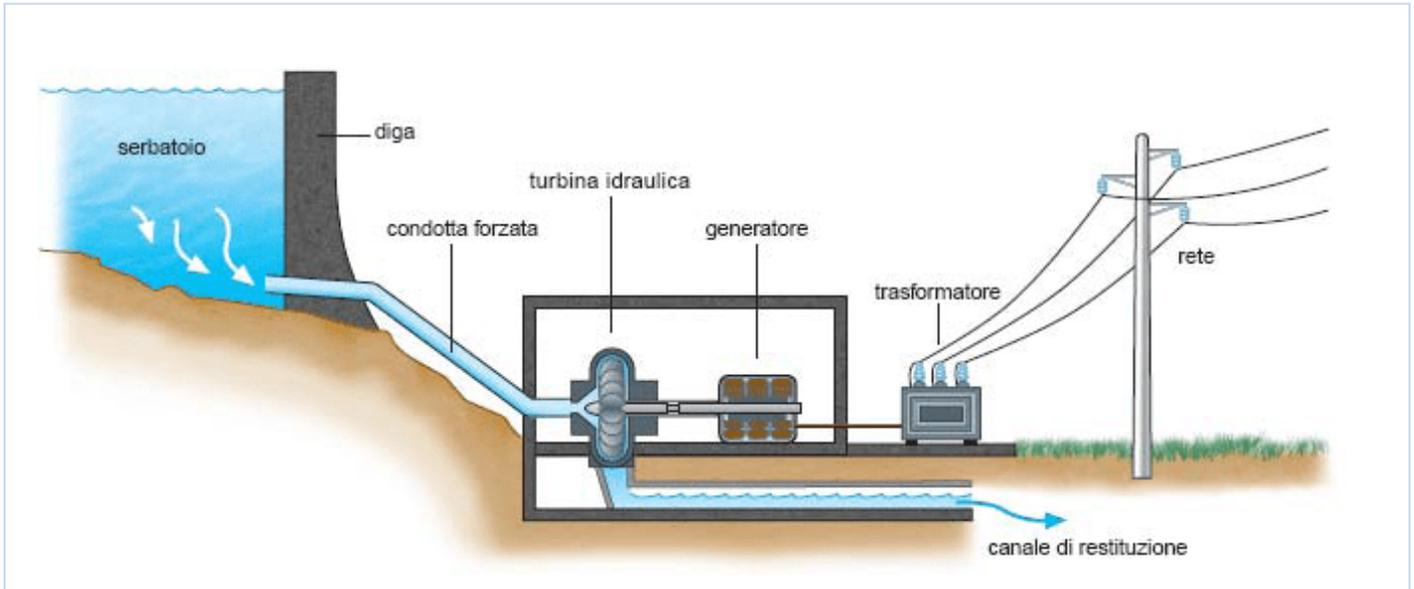
# DIAGRAMMA CAMPO DI IMPIEGO E RENDIMENTO TURBINE IDRAULICHE



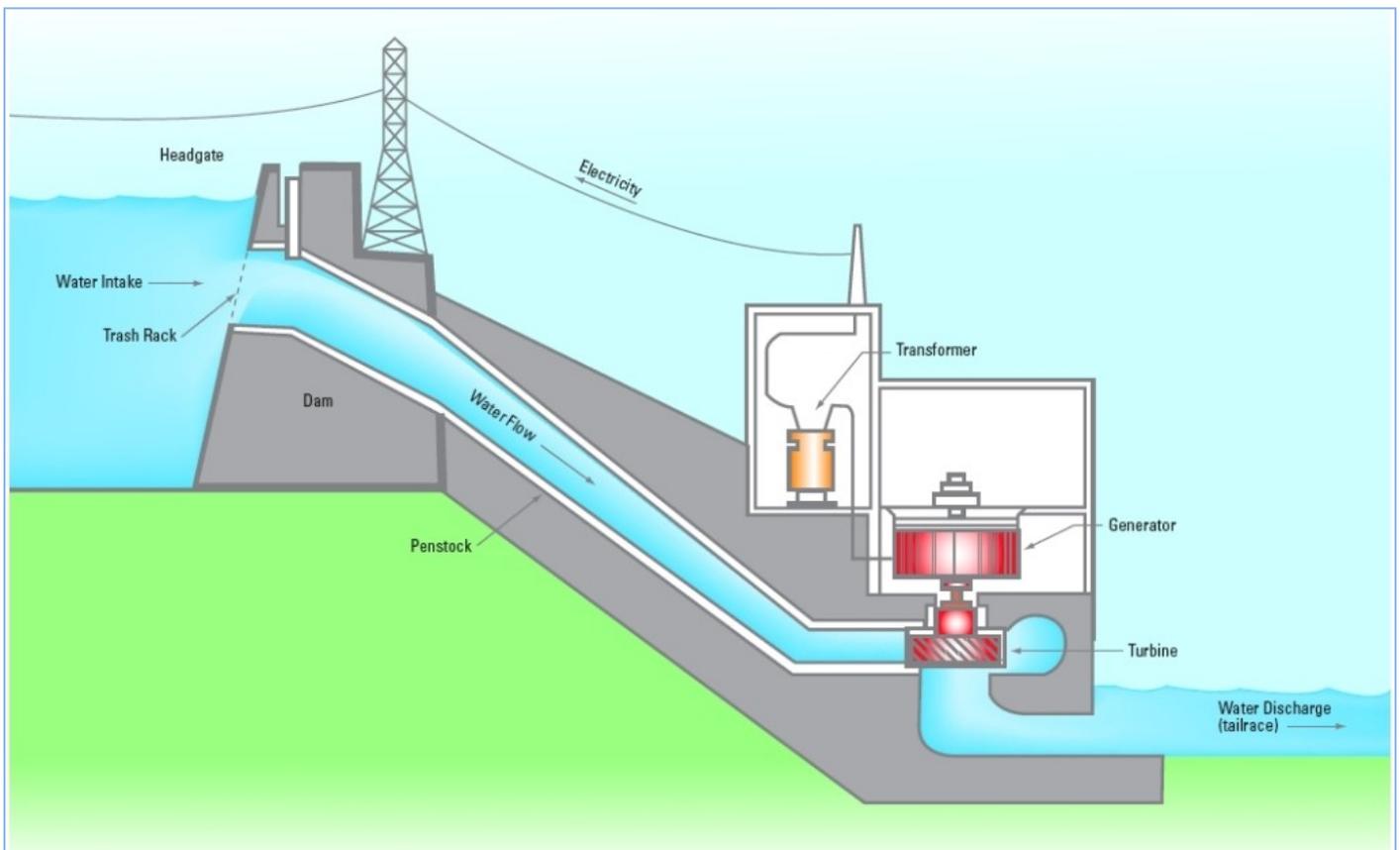
## IMPIANTO IDROELETTRICI

A seconda del salto e della portata disponibili cambia la turbine idraulica da utilizzare per garantire il massimo rendimento. In tutte le grandi centrali idroelettriche per la produzione di energia (parliamo di Giga watt) sono presenti le parti mostrate in figura. L'alternatore in genere è dimensionato in modo da essere direttamente compatibile con il n° di giri della turbina.

### PELTON



### FRANCIS



# TURBINA PELTON

La turbina Pelton è stata inventata dal carpentiere Lester Allan Pelton nel 1879 mentre lavorava in California. E' la turbina idraulica ad azione con il rendimento più elevato fra le turbine idrauliche. Viene utilizzata per grandi salti (di solito tra i 300 e i 1400 m) e piccole portate (inferiori a 50 m<sup>3</sup>/s).

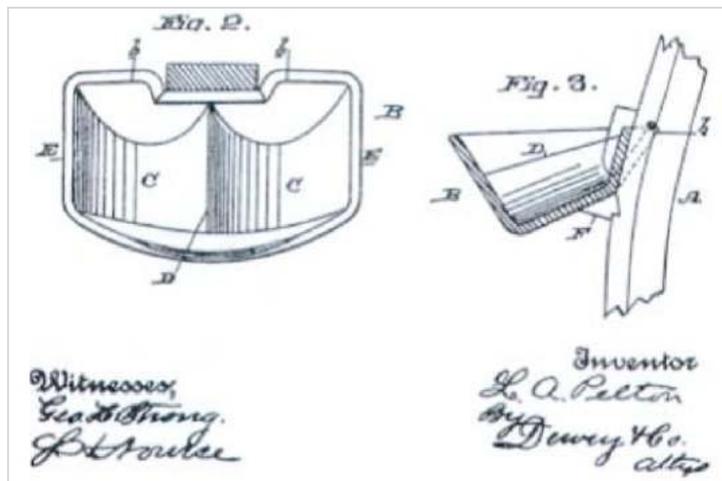
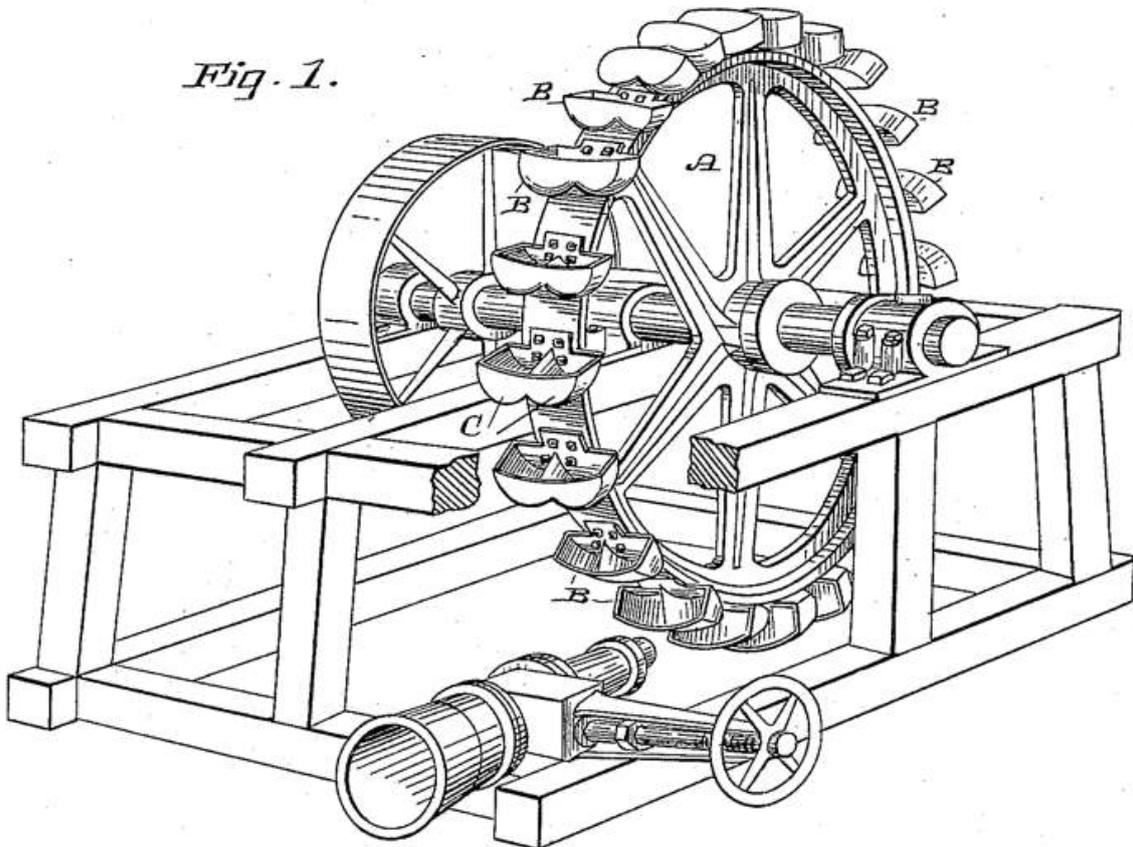
(No Model.)

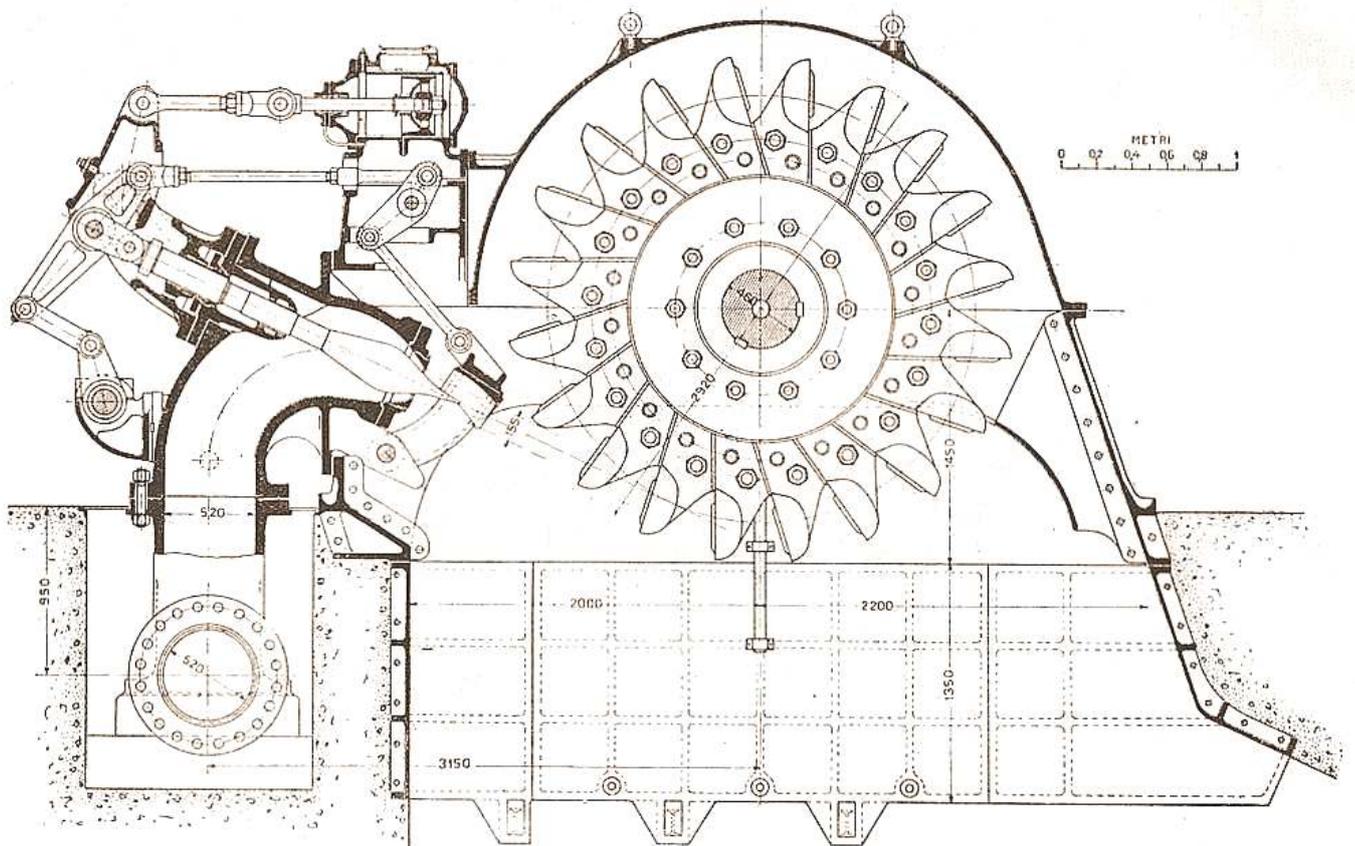
L. A. PELTON.  
WATER WHEEL.

No. 409,865.

Patented Aug. 27, 1889.

Fig. 1.





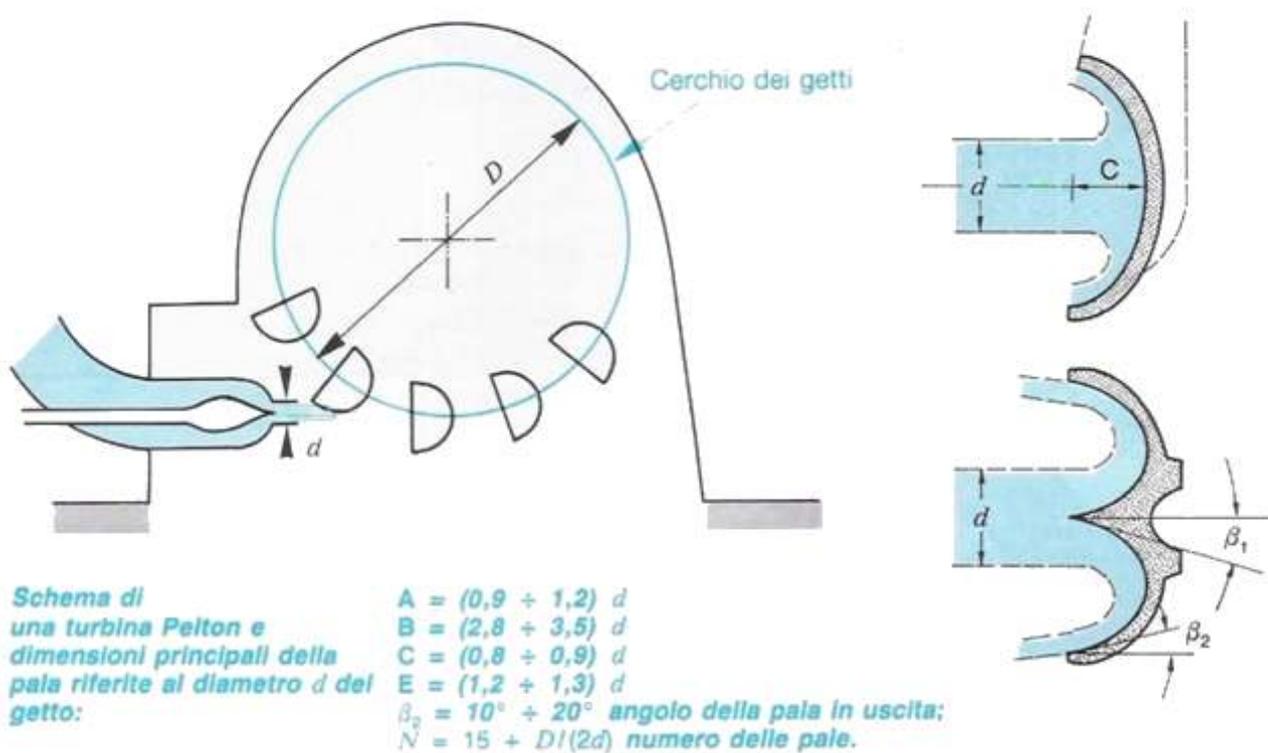
Sezione trasversale di una turbina Pelton 16.000 kW;  $Q = 2.200 \text{ m}^3/\text{s}$ ;  $H = 1030 \text{ m.}$ ;  $N 500/\text{s.}$

Distributore

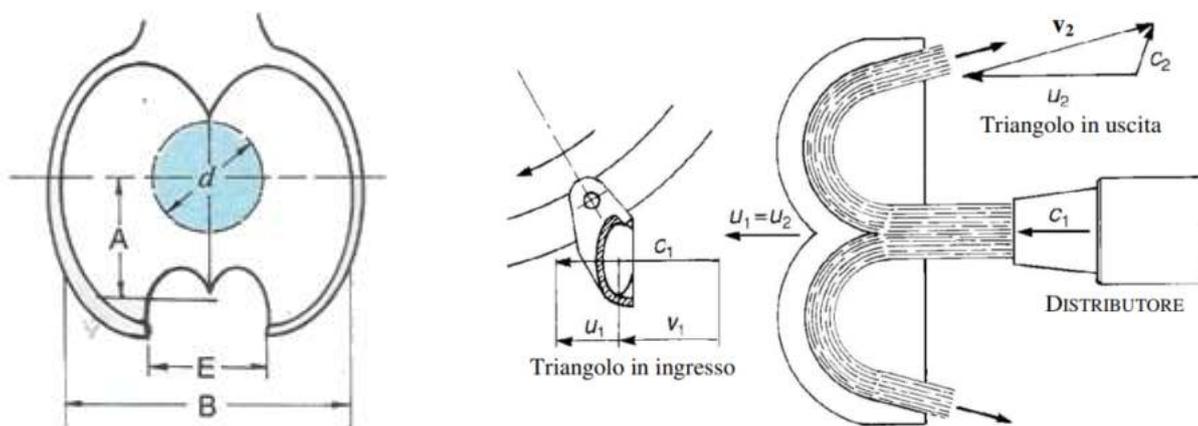


## DIMENSIONI DELLE PALE E DELLA RUOTA PELTON

Il dimensionamento geometrico delle pale viene fatto sulla base del diametro medio "D" della ruota e "d" del getto d'acqua.

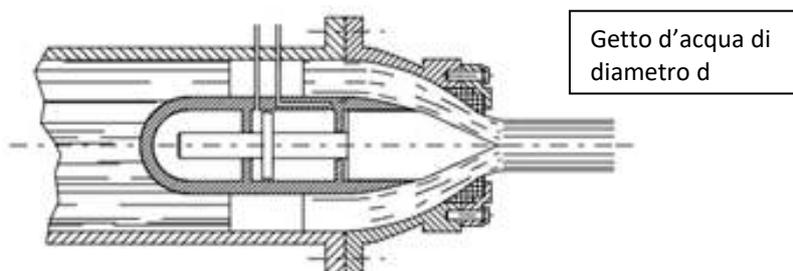


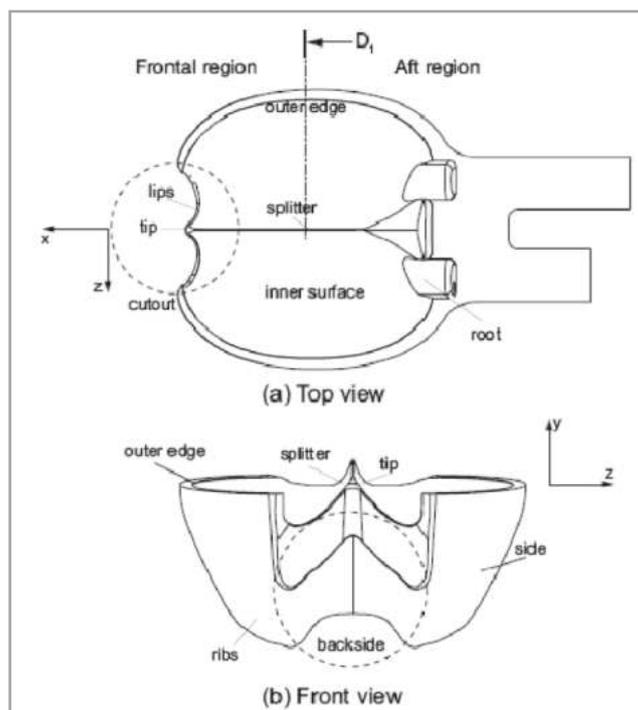
Triangoli delle velocità in ingresso e in uscita alla pala



Notare che il diametro del getto è diverso da quello di uscita del getto a causa del coefficiente di efflusso.

In genere la presenza della spina mobile di regolazione della portata riduce l'area di uscita dell'ugello e di conseguenza il diametro dell'ugello è maggiore di quello del getto.

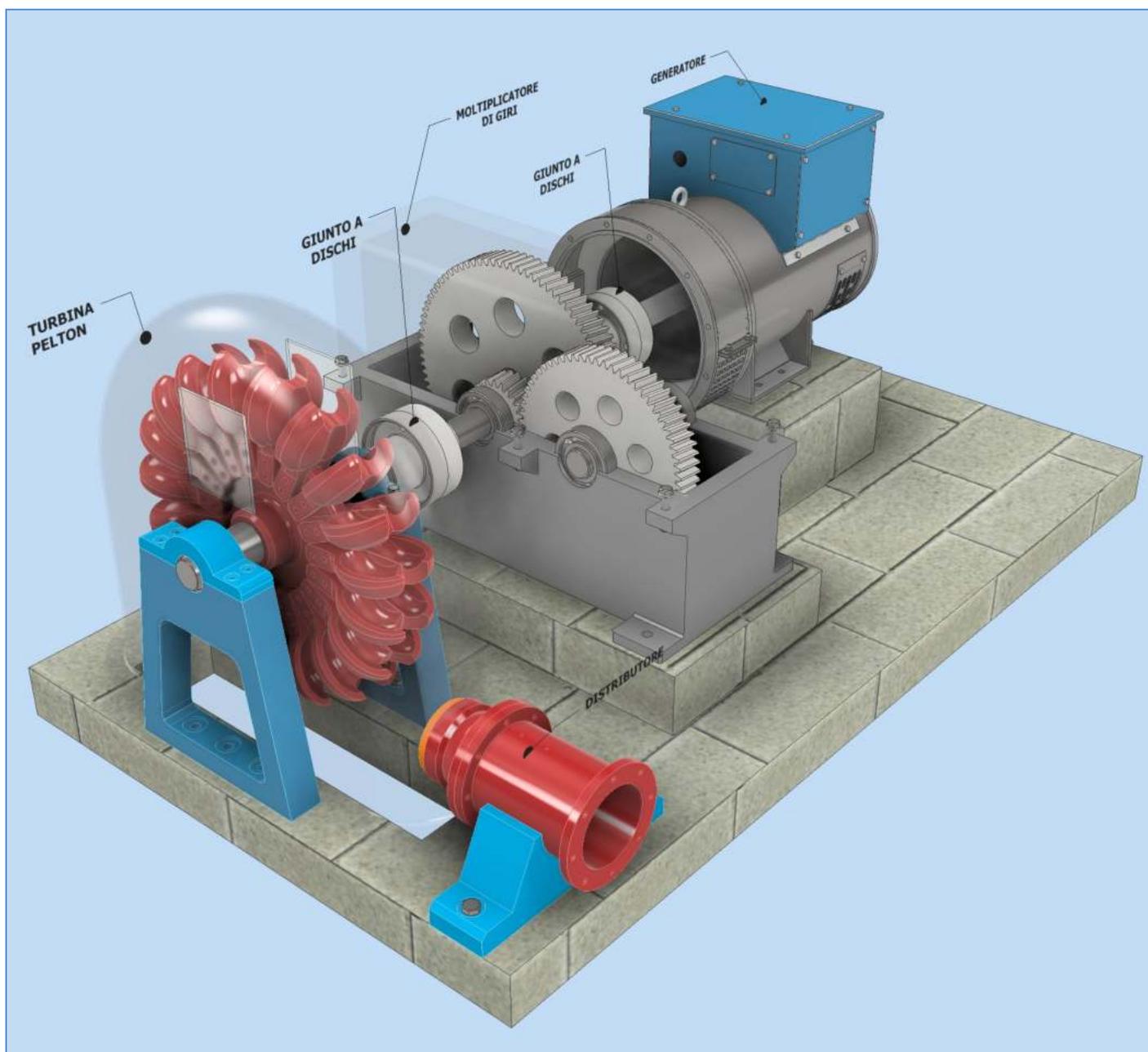




## DISEGNO IMPIANTO TURBINA PELTON

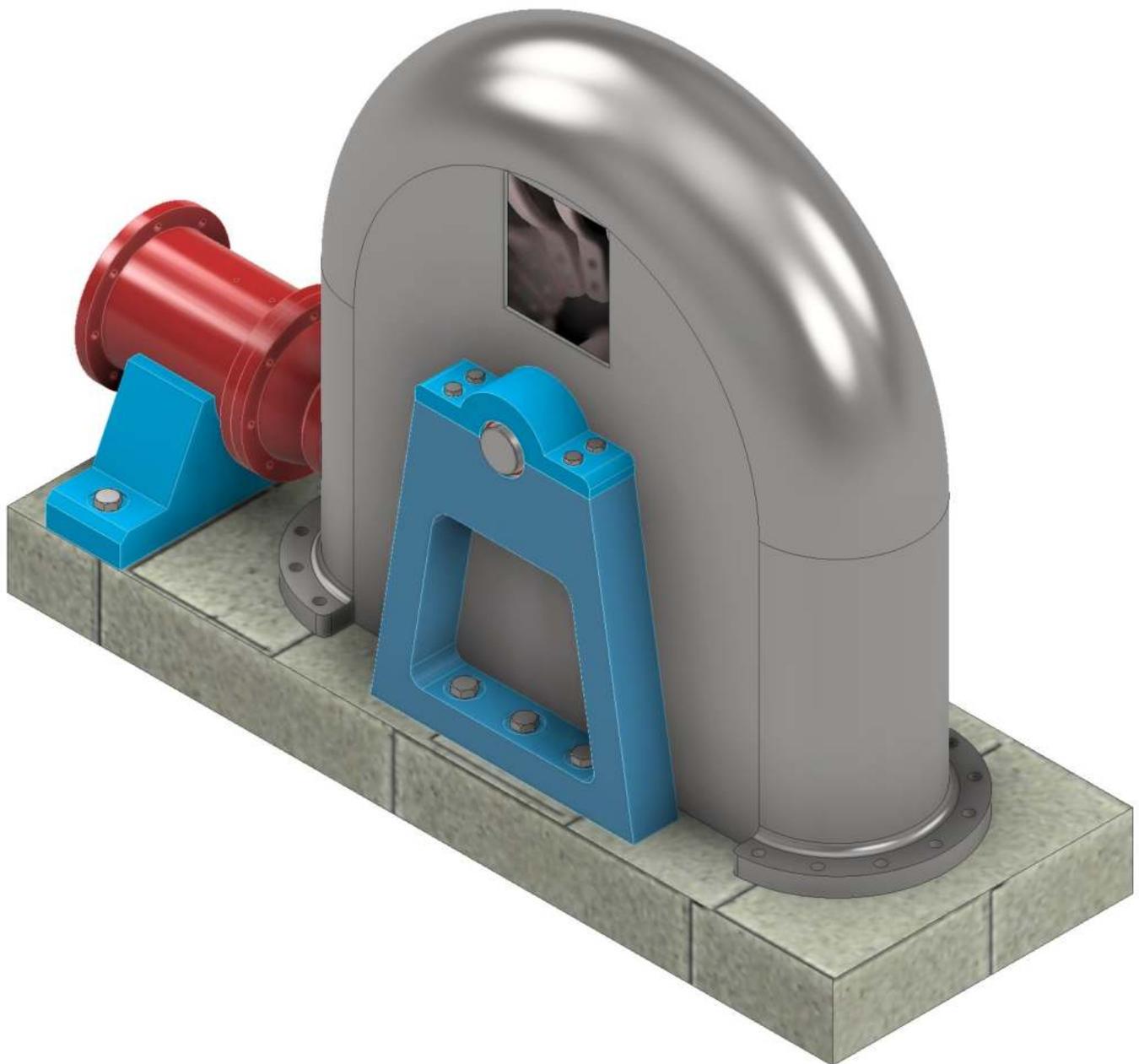
L'assieme è costituito dalle seguenti parti:

1. Turbina Pelton con distributore e supporti laterali
2. Moltiplicatore di giri ad ingranaggi
3. Giunti a dischi
4. Alternatore
5. Pavimentazione



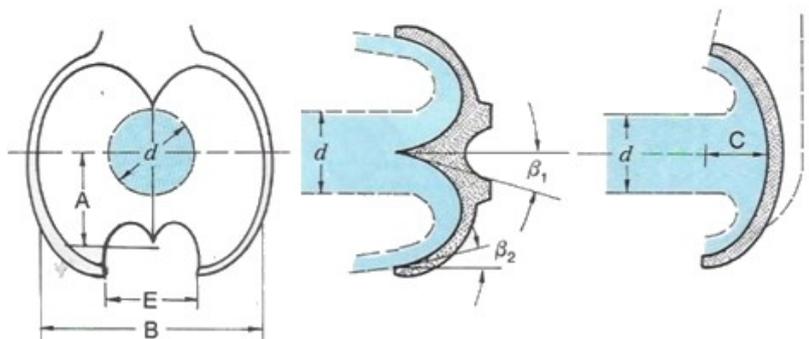
L'assieme è costituito dalle seguenti parti:

6. Distributore con spina mobile
7. Supporto distributore
8. Cassa con oblo laterale
9. Ruota Pelton con pale bullonate
10. Albero
11. Supporti laterali albero (a doppia flangia)
12. Cuscinetti radenti flangiati
13. Pavimentazione con foro scarico acqua



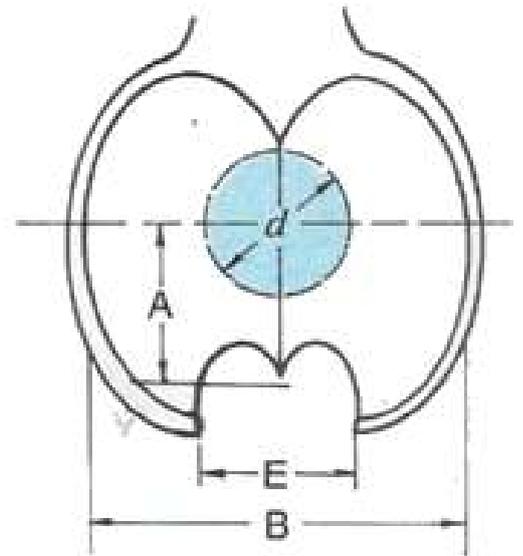
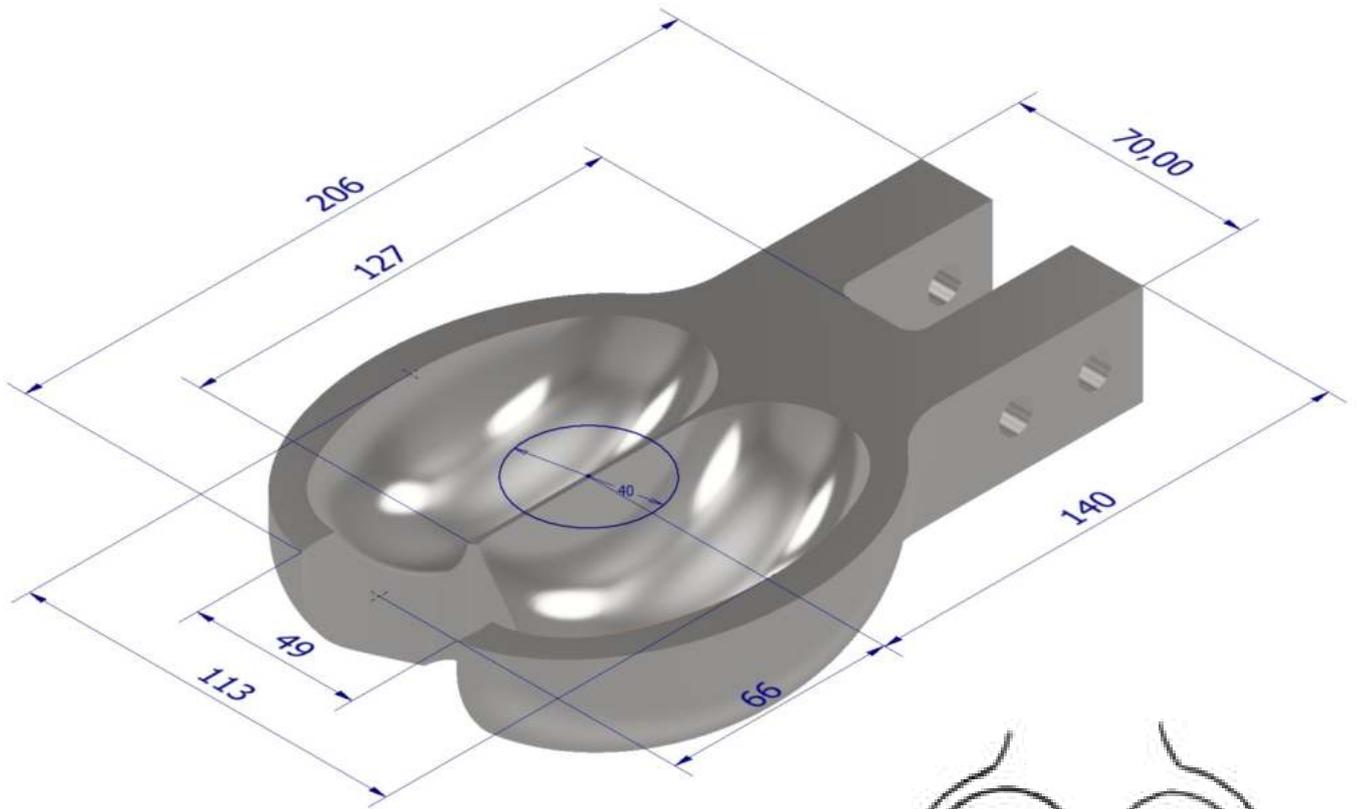
# FOGLIO DI CALCOLO TURBINA PELTON

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J
1	<b>Ruota Pelton ITIS CASTELLI</b>									
2										
3	N pale	19								
4	p pompa	3,43 bar								
5	hu	35,0 m								
6	$\beta_2$	15 °								
7	m portata	30 Kg/s								
8	$\varphi$	0,97 coeff. Efflusso ugello								
9	$\psi$	0,92 coeff. Attrito palette								
10	$\eta_m$	0,96 rendimento meccanico								
11	$\eta_v$	0,86 rendimento volumetrico								
12										
13	<b>GENERATORE (ALTERNATORE)</b>									
14	$n = \frac{60 \cdot f}{p}$ con f = frequenza di rete (50 Hz in Europa) e p = coppie polari dell'alternatore									
15										
16	p	6								
17	n°	500 rpm	supponiamo di non usare moltiplicatori di giri sull'albero							
18	$\omega$	52,4 rad/s	velocità angolare							
19										
20	<b>UGELLO</b>									
21	v1 id.	26,2 m/s								
22	A ugello	0,001145 m <sup>2</sup>								
23	d ugello	0,0382 m	38,2 mm							
24	v1 eff.	25,41 m/s	$\varphi$ coeff. di efflusso							
25	A getto	0,001181 m <sup>2</sup>								
26	d getto	0,0388 m	39 mm							
27										
28	<b>TRIANGOLI VELOCITA'</b>									
29	Nella condizione di max. rendim. il rapp. di vel. periferica vale K=0,45 (medio)									
30	K	0,45	valore ottimale 0,43-0,47							
31	u	11,8 m/s	← u = k*v1id							
32	w1	14,4 m/s								
33	w2	13,3 m/s	Velocità assoluta uscita							
34	v2m	3,4 m/s								
35	v2u	-1,0 m/s								
36	v2	3,6 m/s								
37	D turbina	0,450 m	si trova fissato il n° desiderato							
38	N pale	21	=15+D/2d							
39	m=D/d	11,61	ottimale 12<m<18							
40										
41	<b>LAVORO RENDIMENTO E POTENZA</b>					<b>DIMENSIONI PALA</b>				
42	l id.	303,2 j/Kg	320,665 j/Kg			A	40,7 mm			
43	$\eta_i$	0,884	=l id / (g*hu)			B	122 mm			
44	P id.	9095,2 w	=m*l id			C	33 mm			
45	P eff.	7509,0 w	7,5 Kw			E	48,5 mm			
46										
47	Formula generale per la potenza idraulica									
48	P id	10290 w								
49	P eff.	7509,0 w	(Pid * $\eta_m$ * $\eta_i$ )							
50										
51	<b>SPINTE PALE</b>									
52	P pale	7822 w								
53	Spinta	664 N	=P/u							
54	Mt	149,39 Nm								
55										

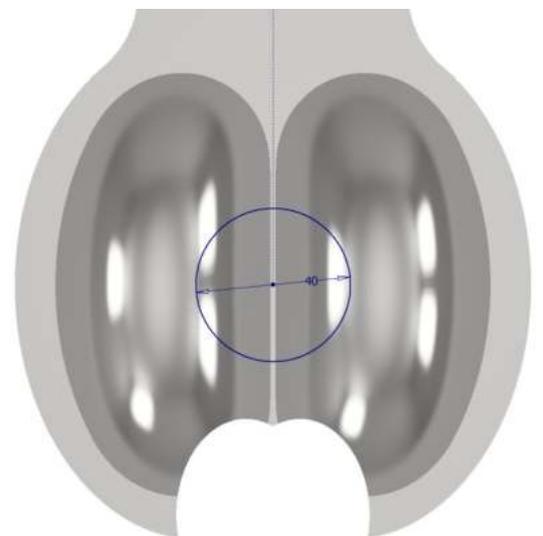
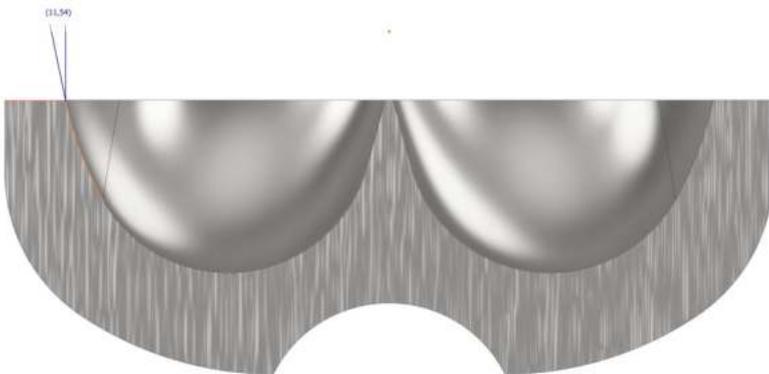


## PALA PELTON

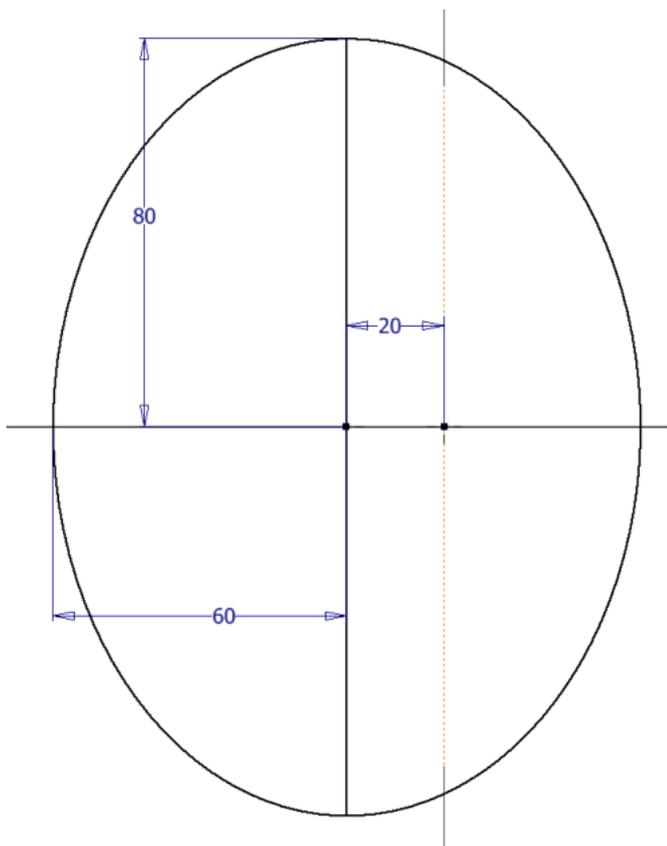
Diametro del getto  $d=40\text{mm}$ .



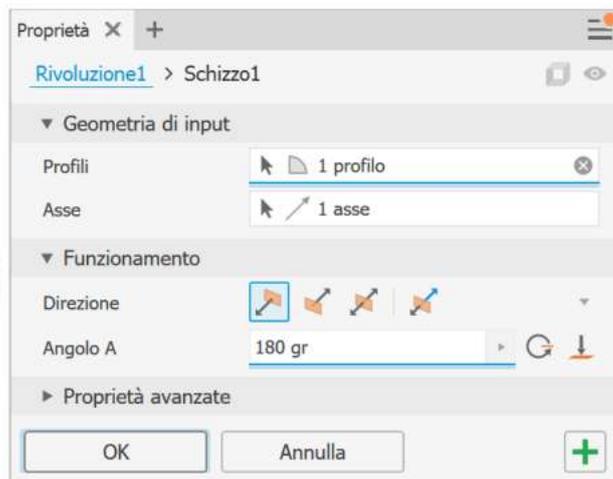
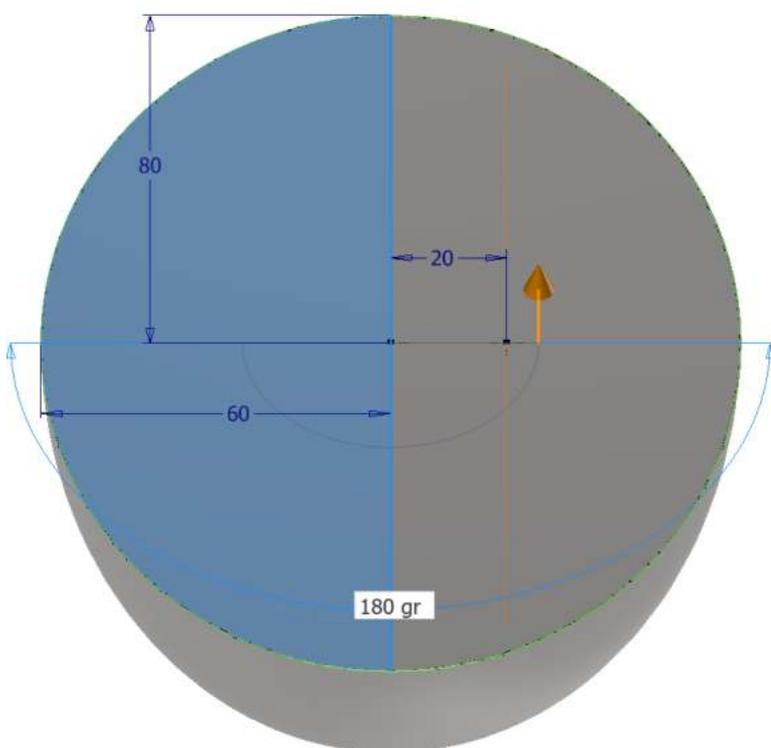
Angolo di scarico circa  $12^\circ$



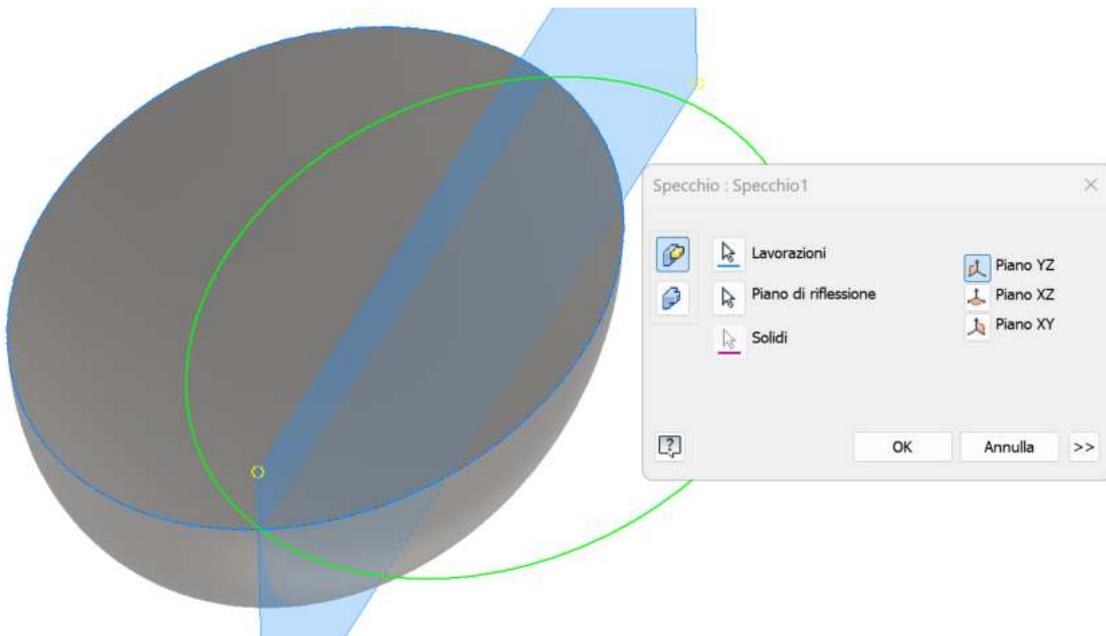
Schizzo ellisse sul piano .



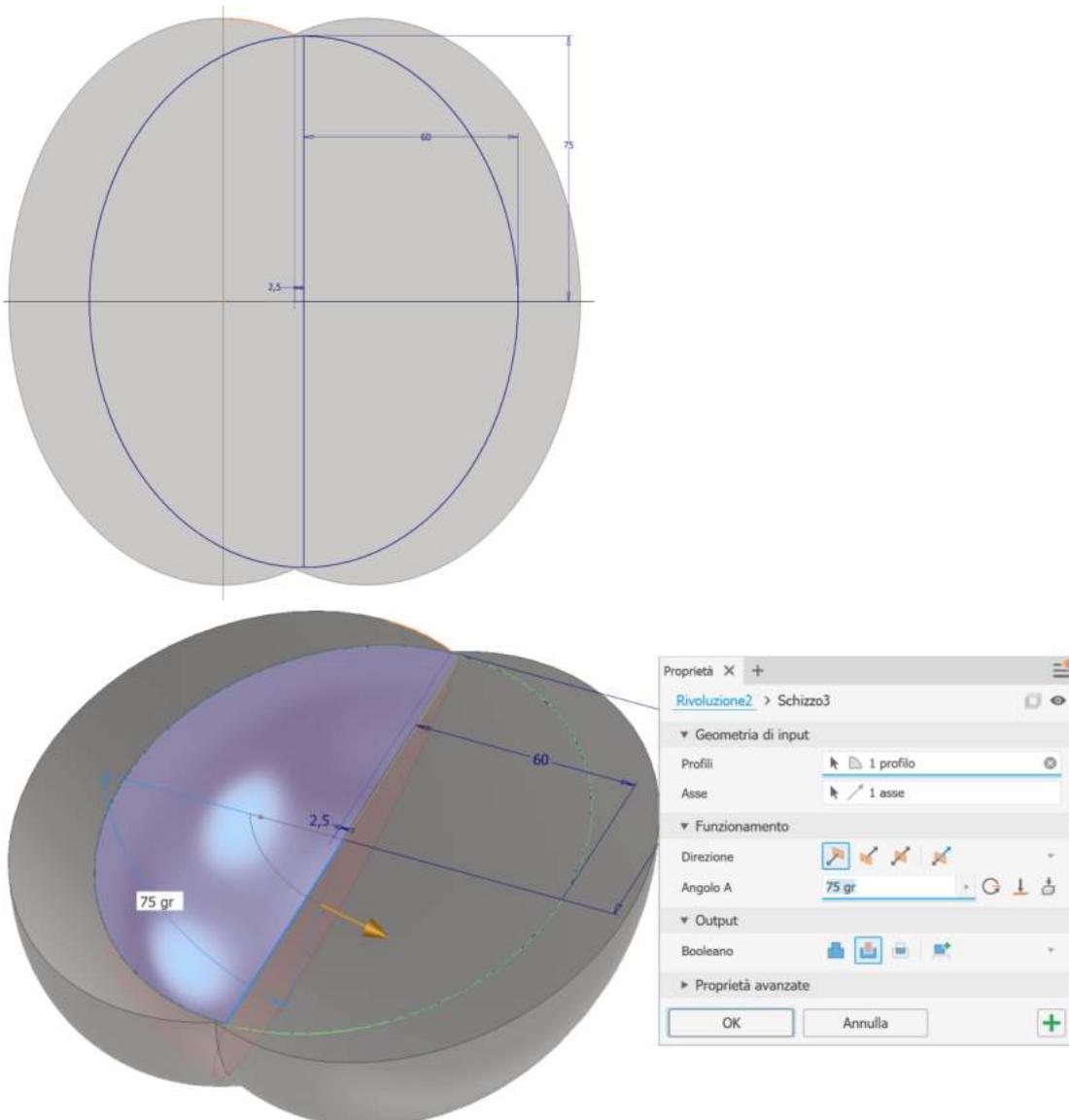
Rivoluzione rispetto all'asse dell'ellisse.



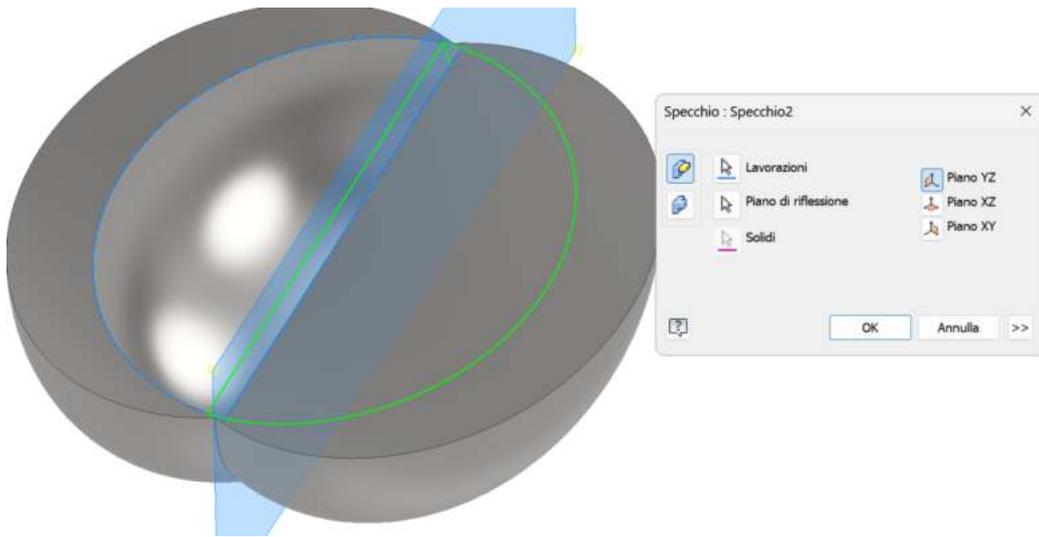
Specchio del solido rispetto al piano di simmetria verticale



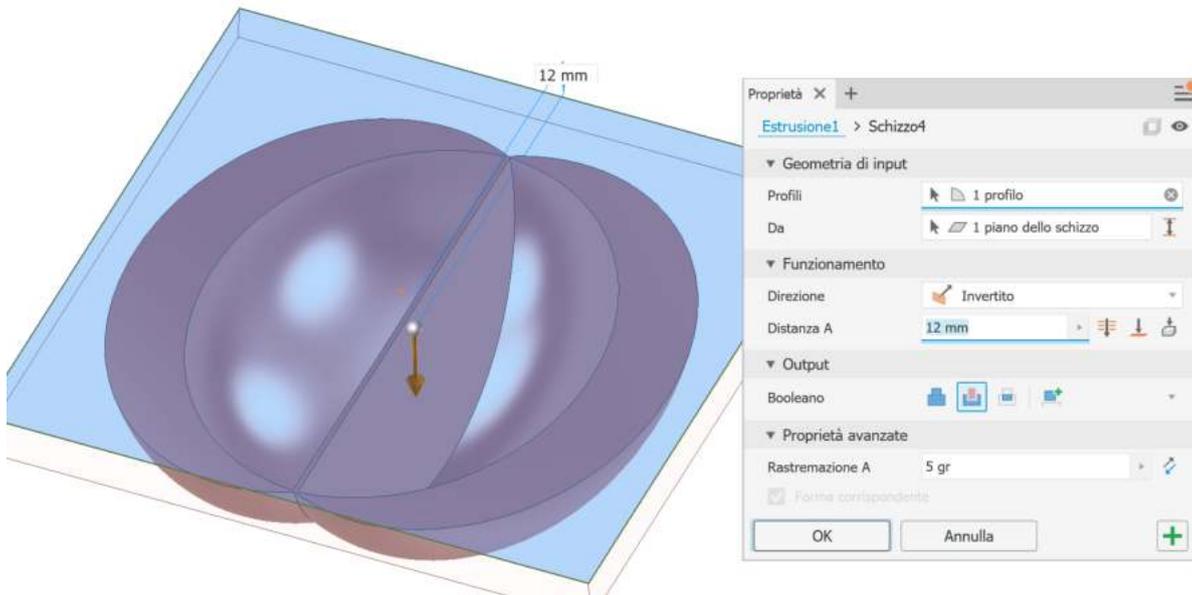
Schizzo ellisse sulla faccia principale del solido e rivoluzione in taglio di 75° rispetto all'asse



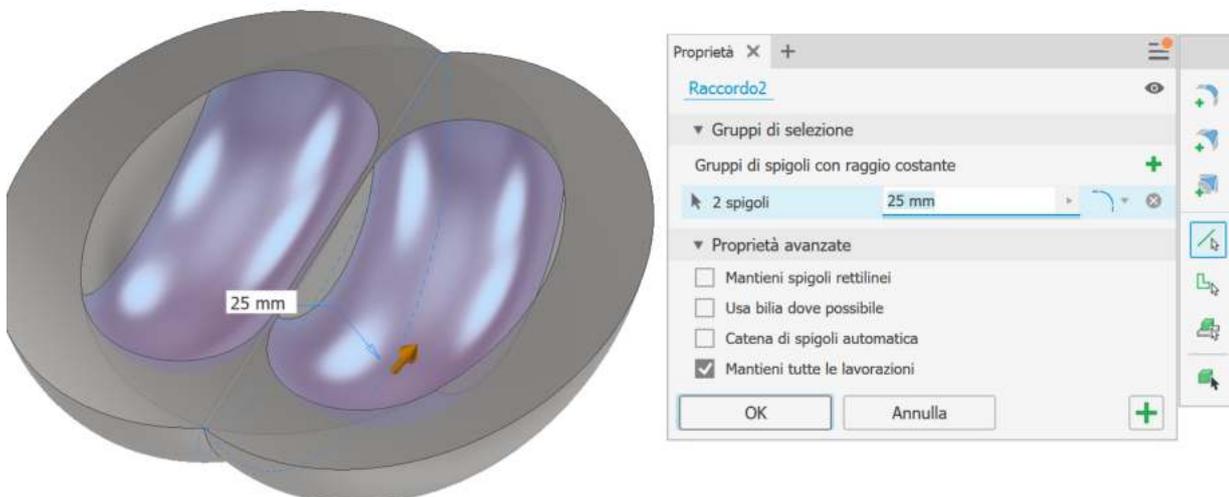
Specchio rispetto al piano di simmetria dell'ultima lavorazione.



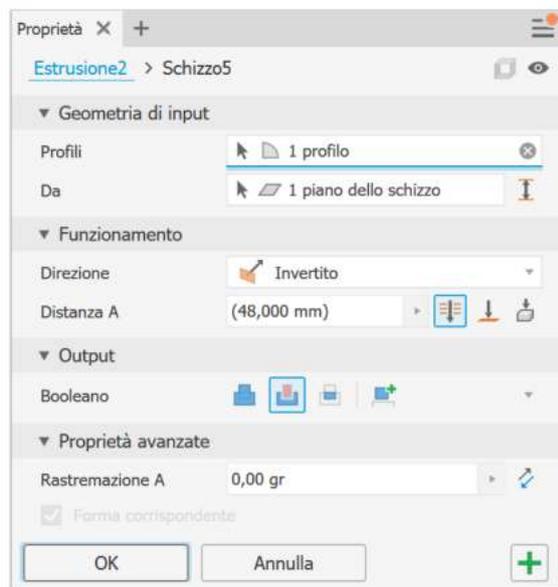
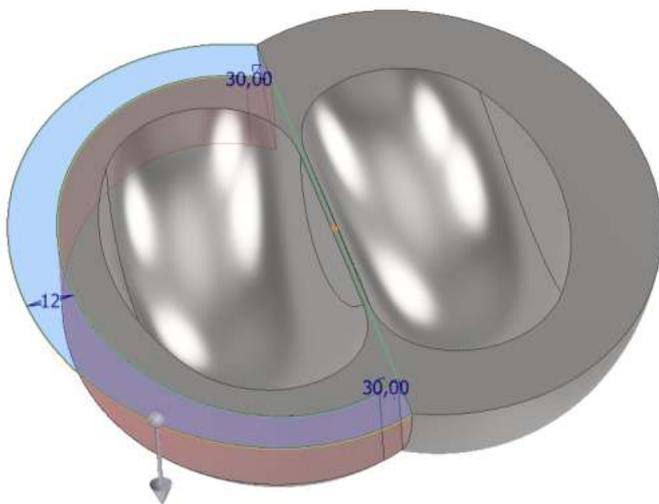
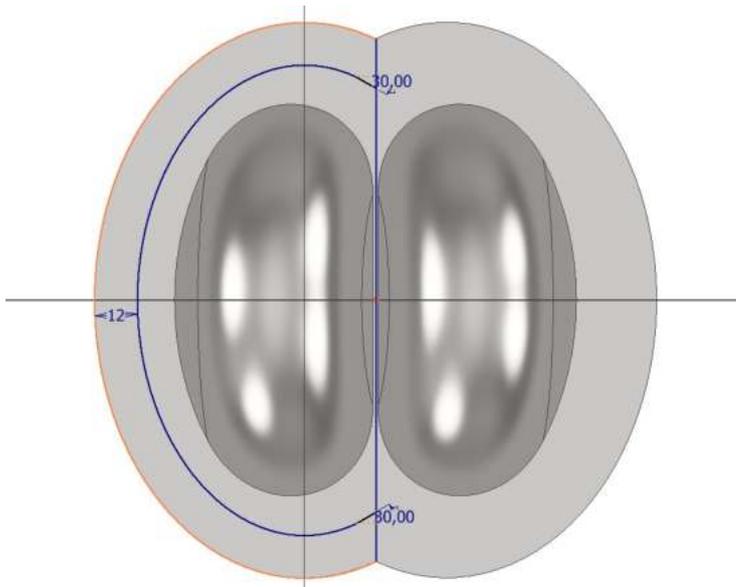
Ora dobbiamo ridurre l'altezza del solido a partire dalla faccia superiore di 12mm tramite una estrusione.



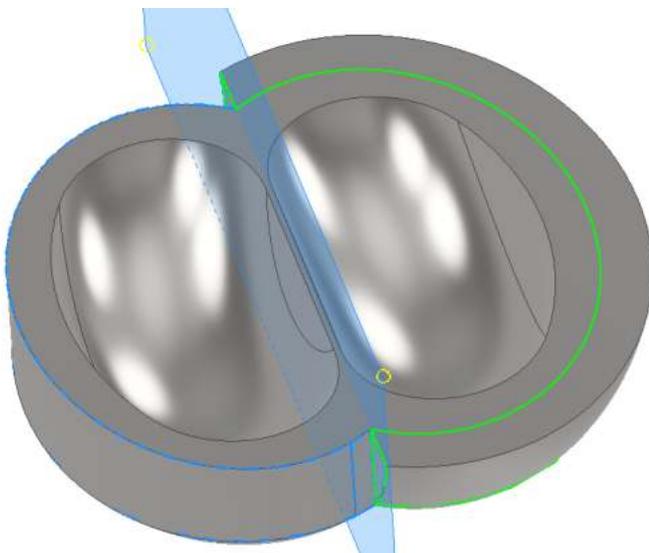
Raccordiamo gli spigoli interni



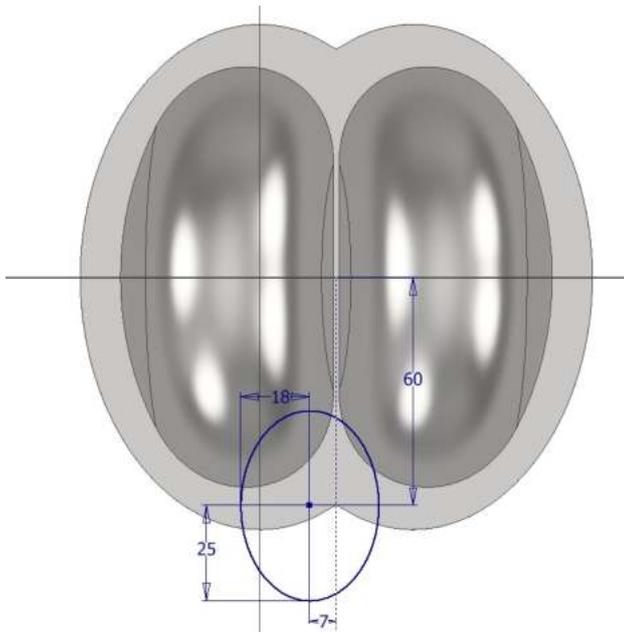
Schizzo sulla faccia superiore ed estrusione in taglio per alleggerire la pala.



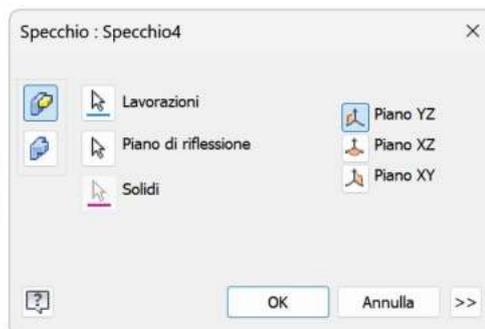
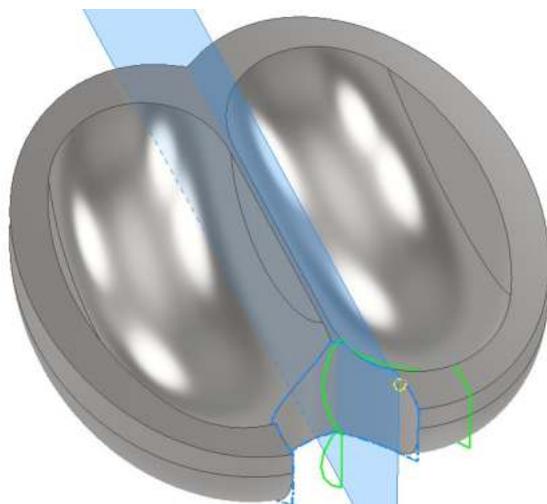
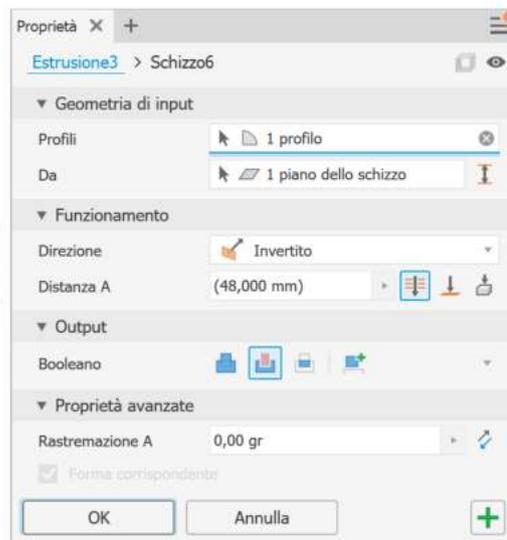
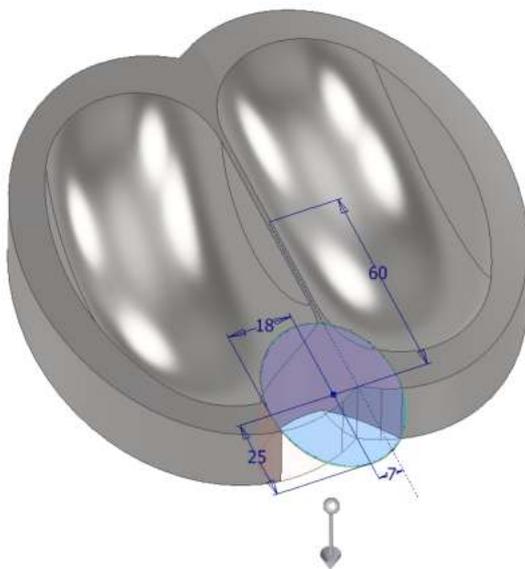
Specchio della lavorazione rispetto al piano di simmetria.



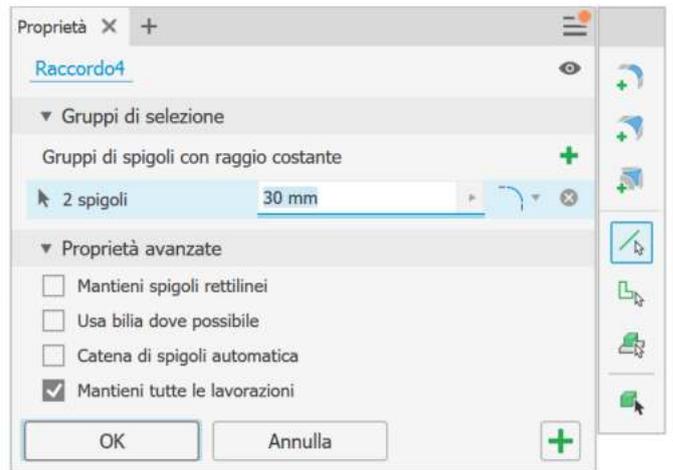
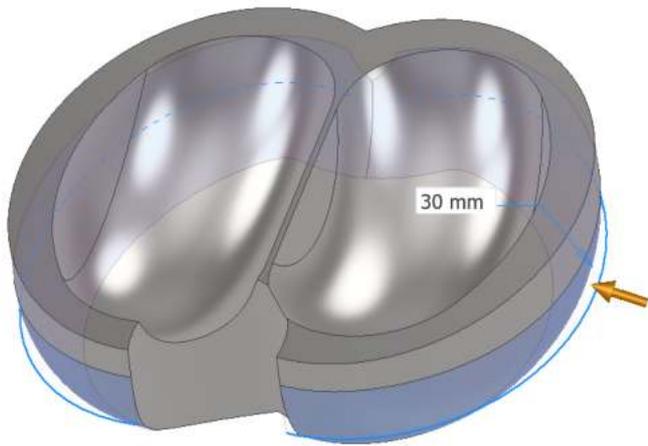
Schizzo sulla faccia superiore per creare la via di fuga in testa alla pala.



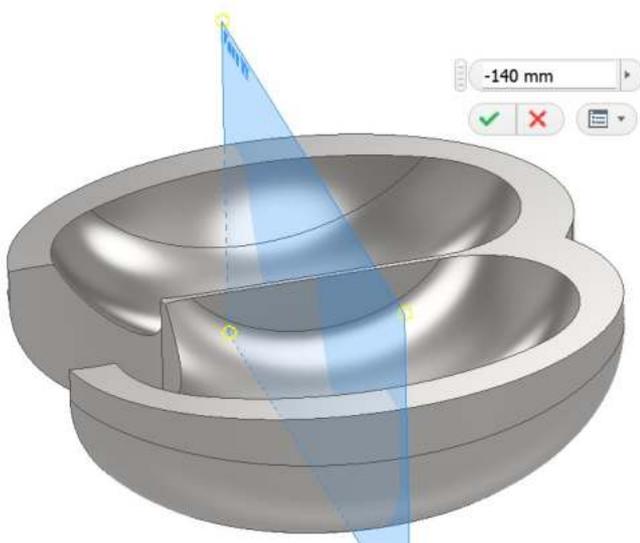
Estrusione in taglio e specchio della lavorazione.



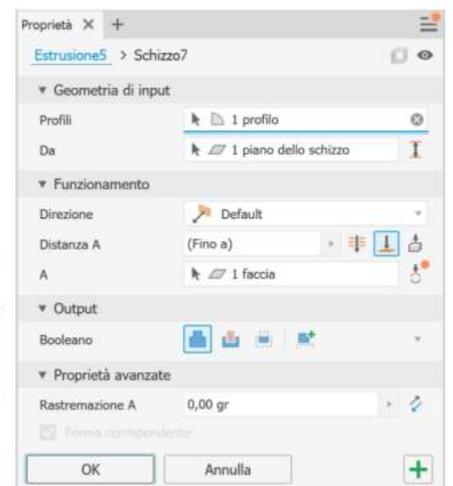
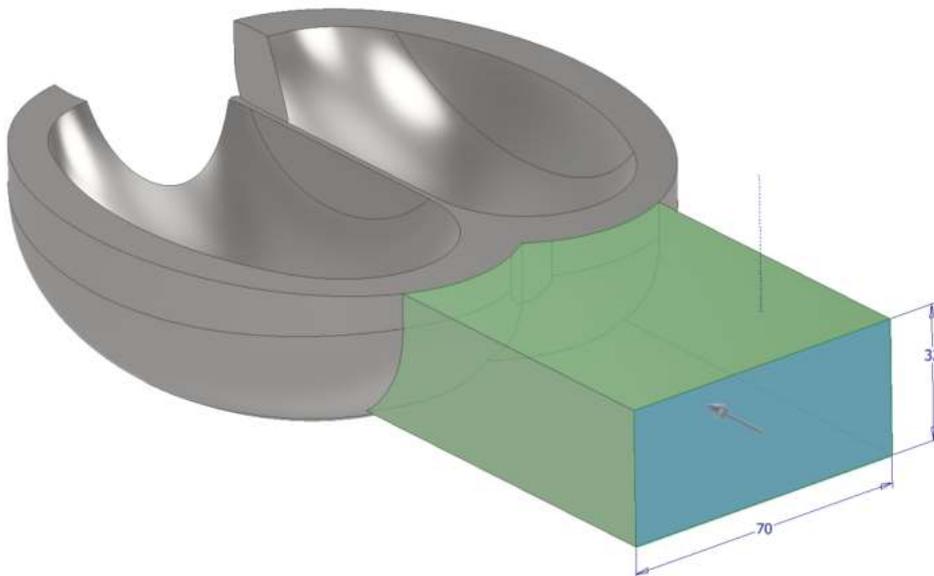
## Raccordo laterale



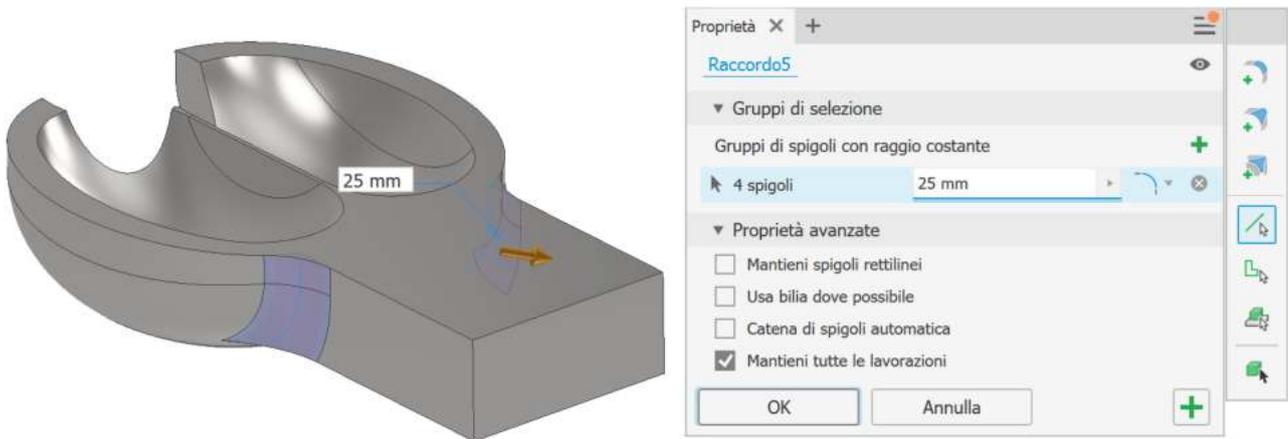
## Creazione di un piano di lavoro rispetto all'origine.



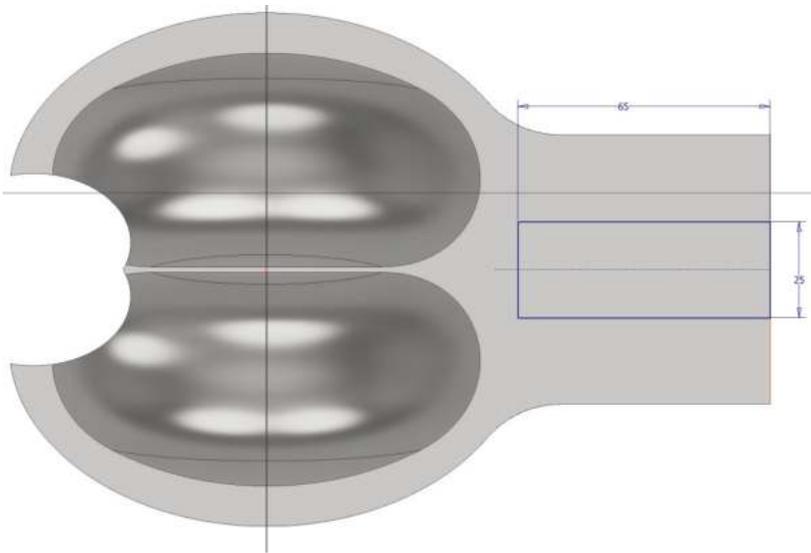
## Schizzo del gambo della pala sul piano e successiva estrusione.



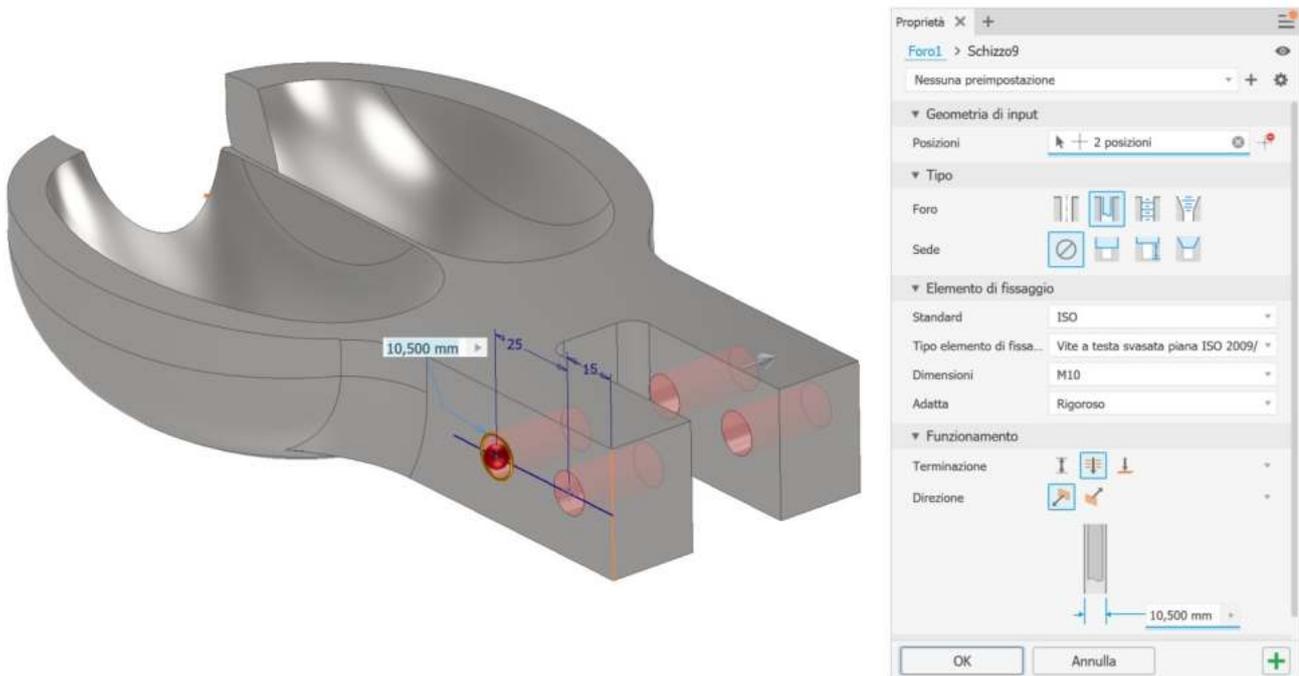
## Raccordo gambo pala



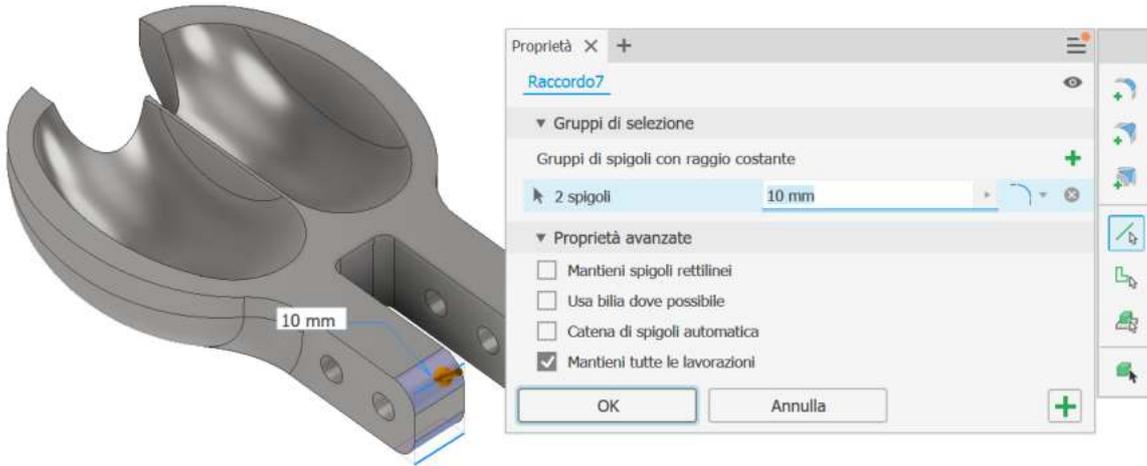
Schizzo gola sulla faccia superiore del gambo pala e successiva estrusione.



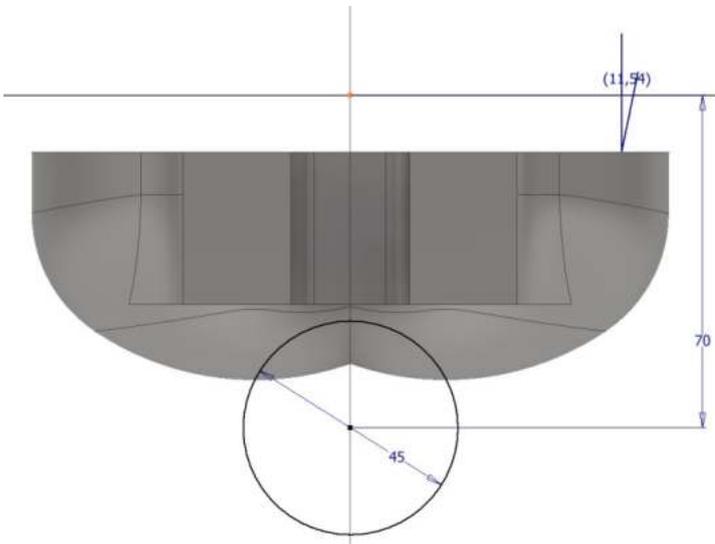
Sedi per bulloni di serraggio sulla ruota Pelton.



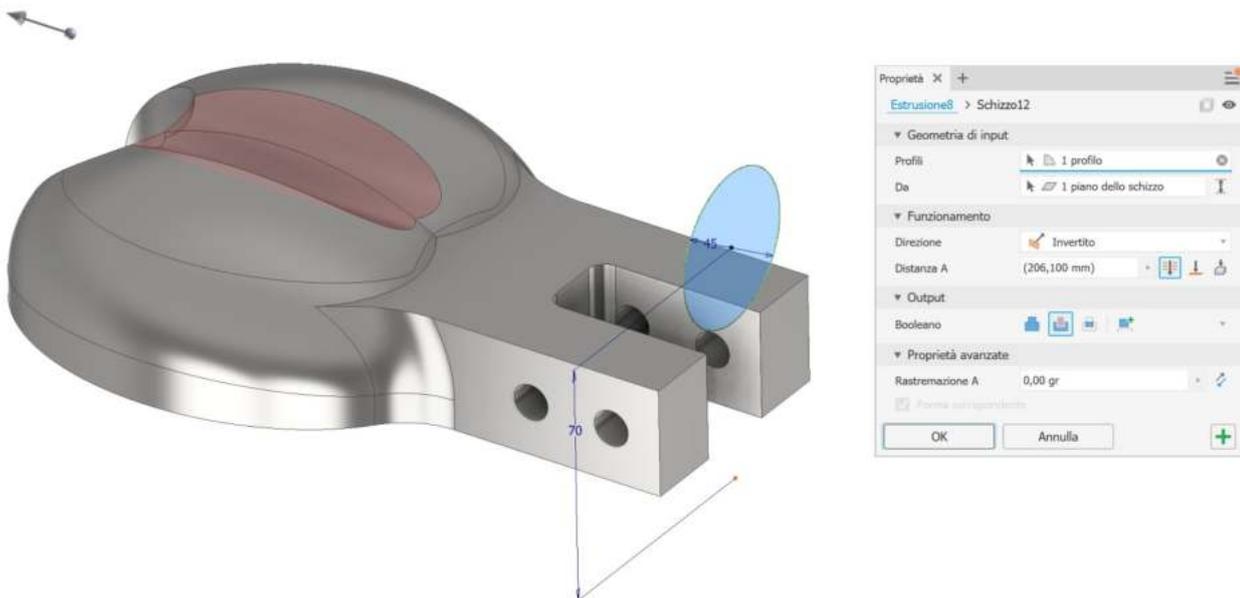
Raccordi.

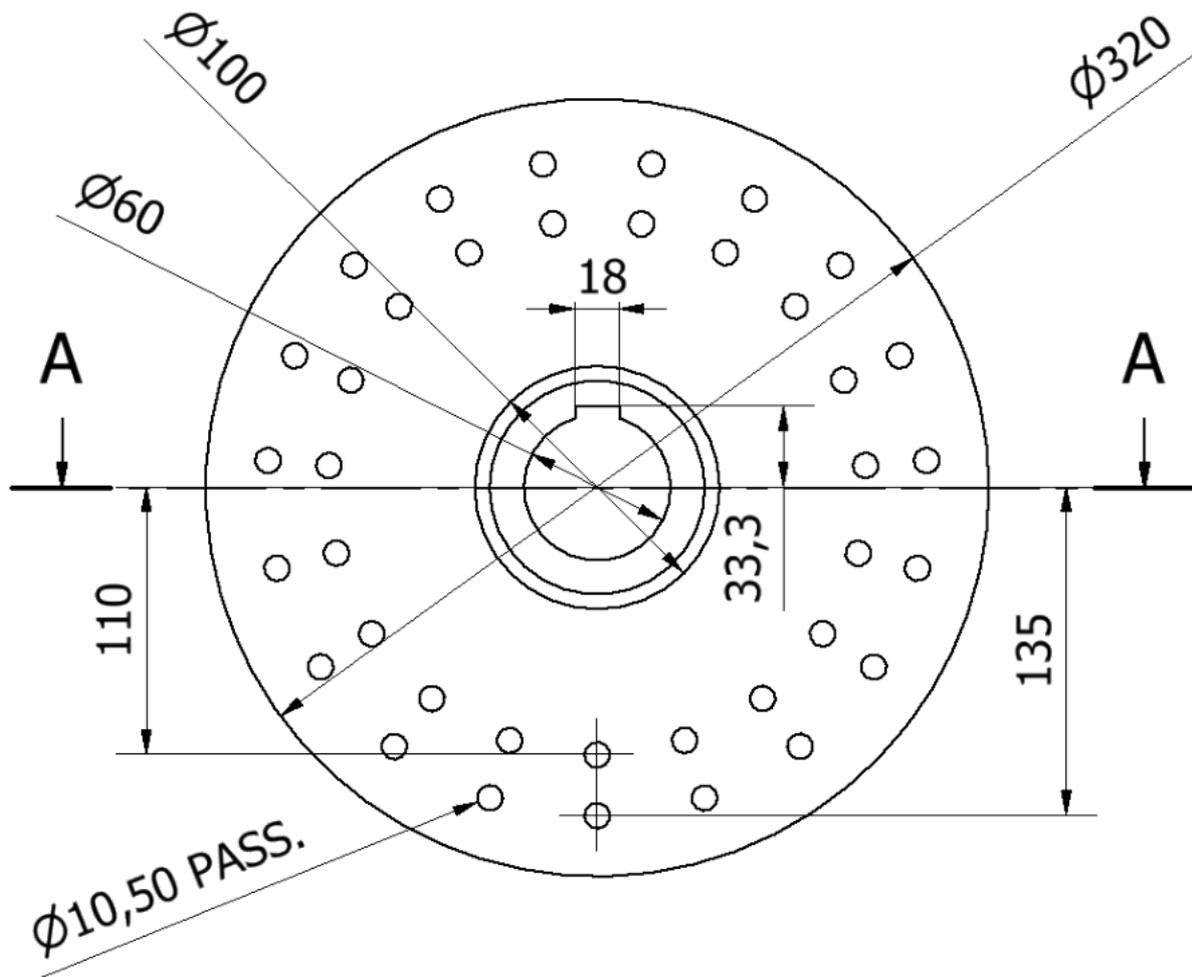


Alleggerimento della parte inferiore della pala.

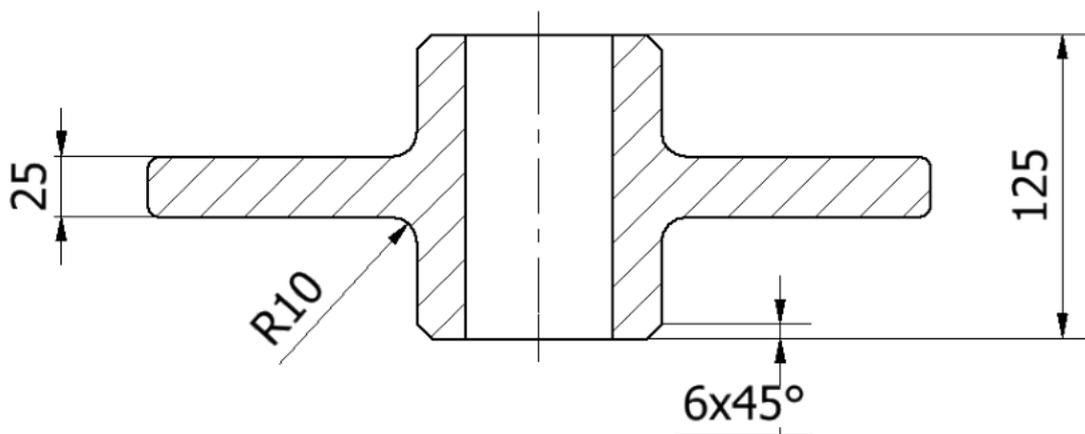


Estrusione in taglio.

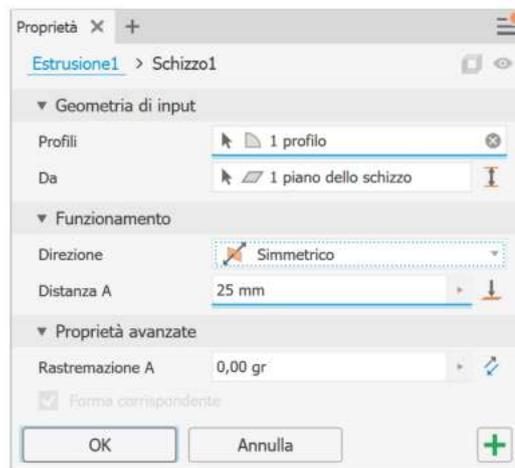
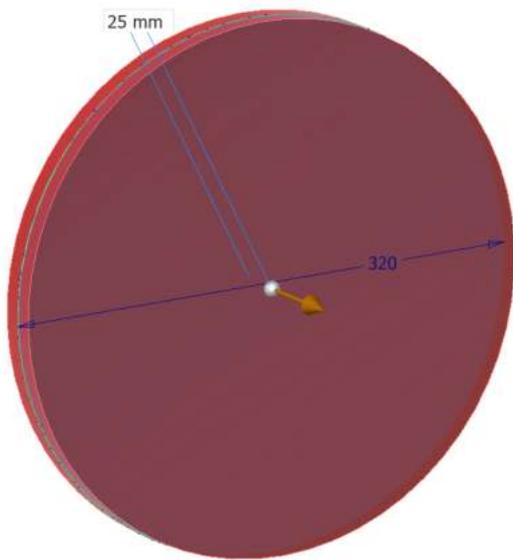
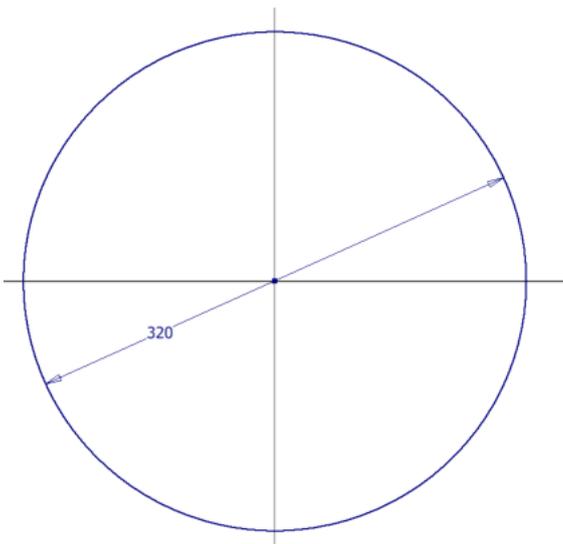




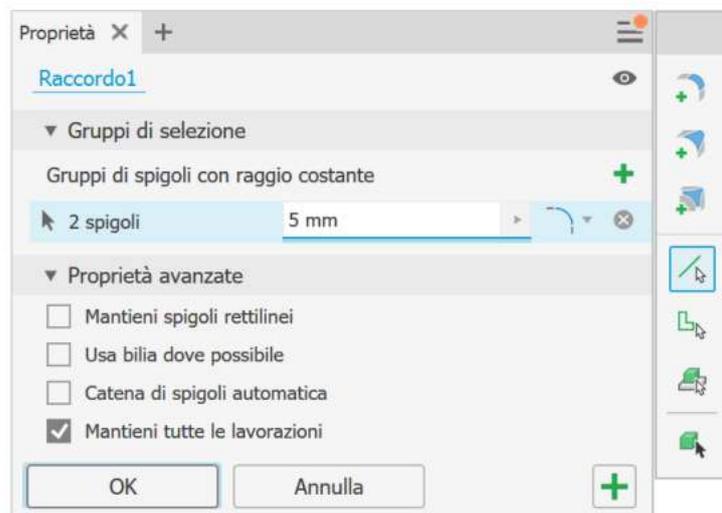
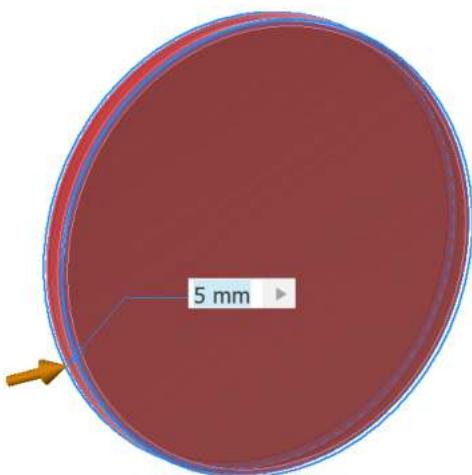
A-A ( 1 : 4 )



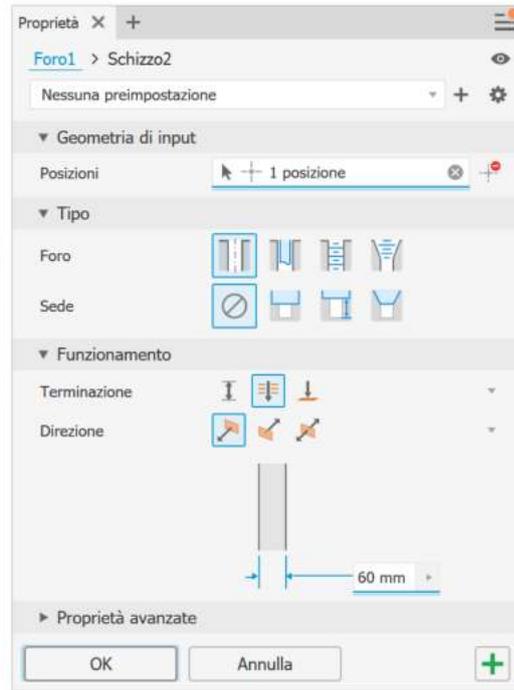
Schizzo sul piano frontale ed estrusione simmetrica.



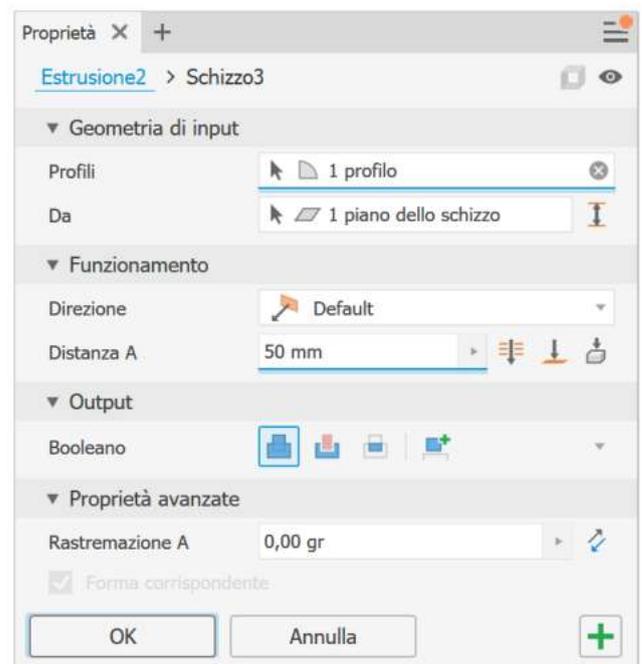
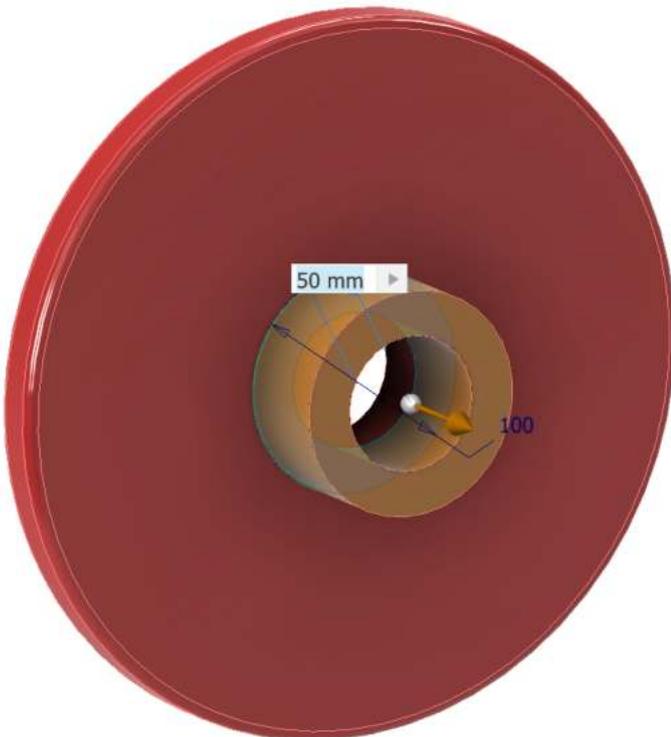
Raccordo bordi esterni.



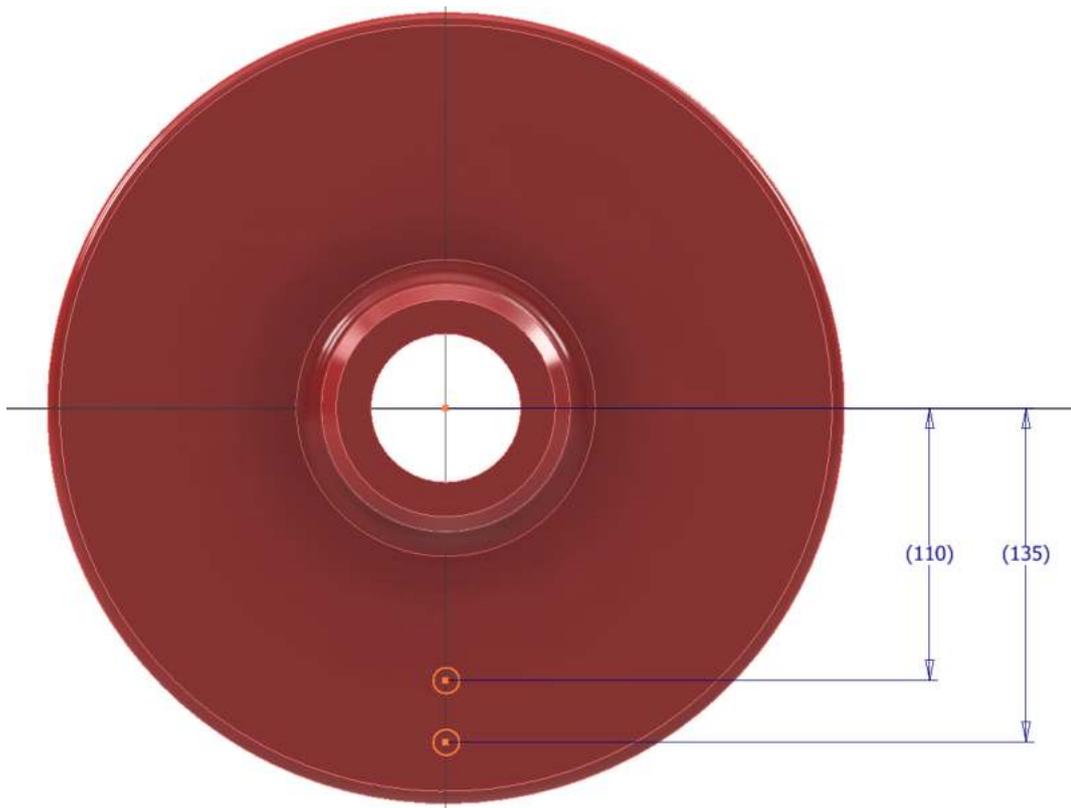
Foro passante centrale per albero.



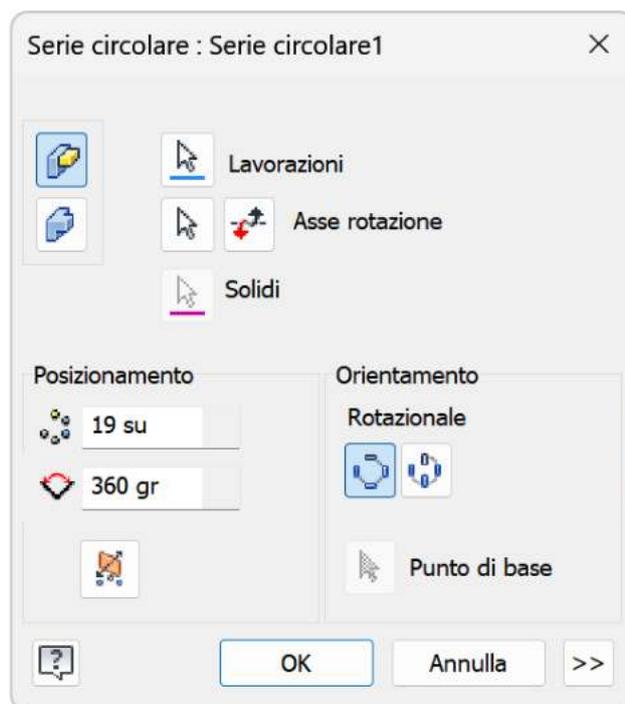
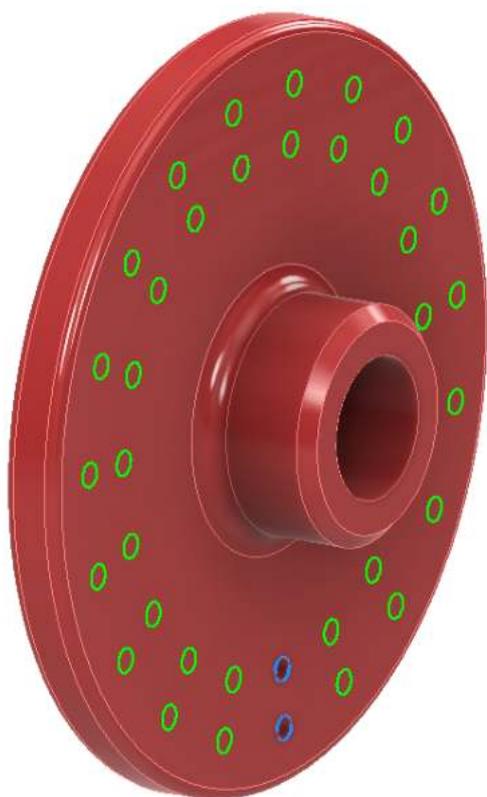
Schizzo , estrusione e specchio supporto laterale per l'albero turbina



Schizzo per fori bulloni per il fissaggio delle pale.



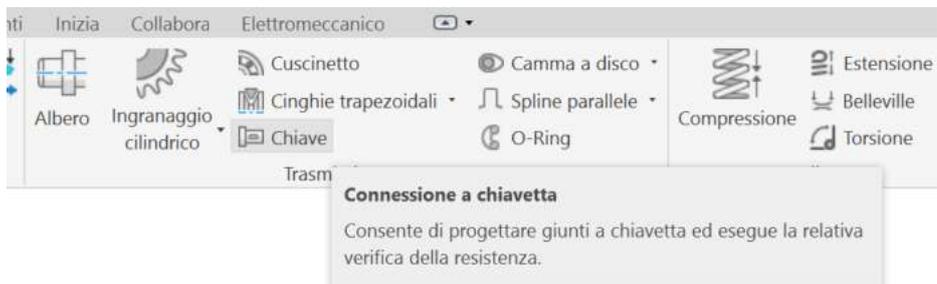
Serie circolare per tutte le 19 coppie di fori.



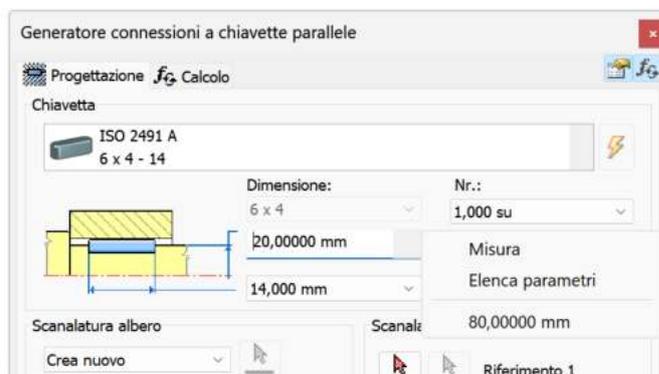
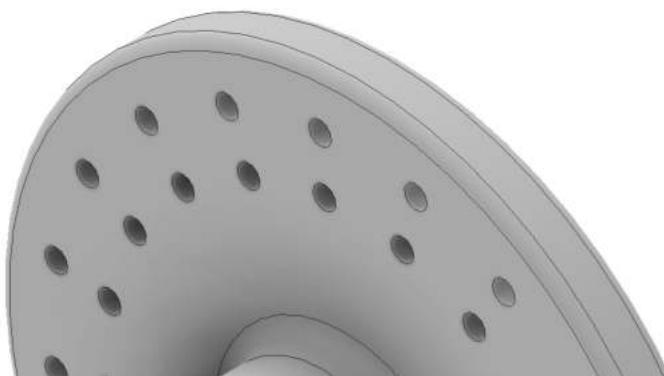
## SEDE CHIAVETTA

Creare un nuovo assieme "assieme\_ruota.iam" e posizionare al suo interno la ruota appena disegnata.

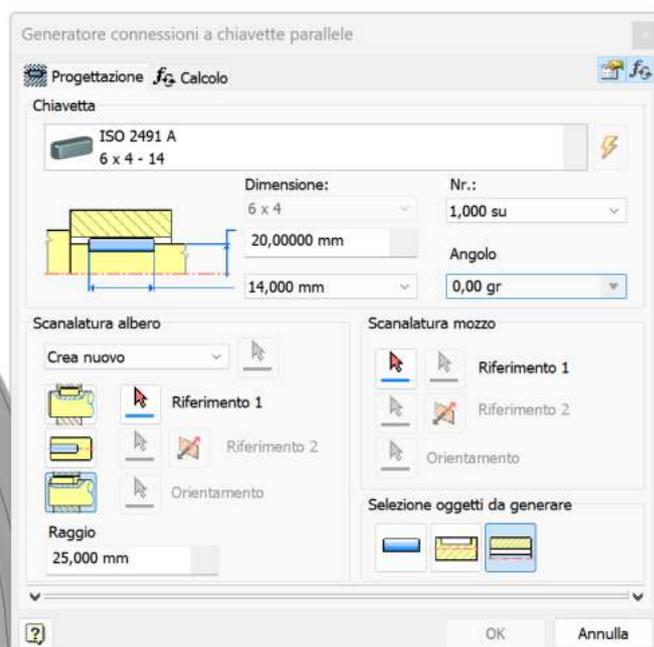
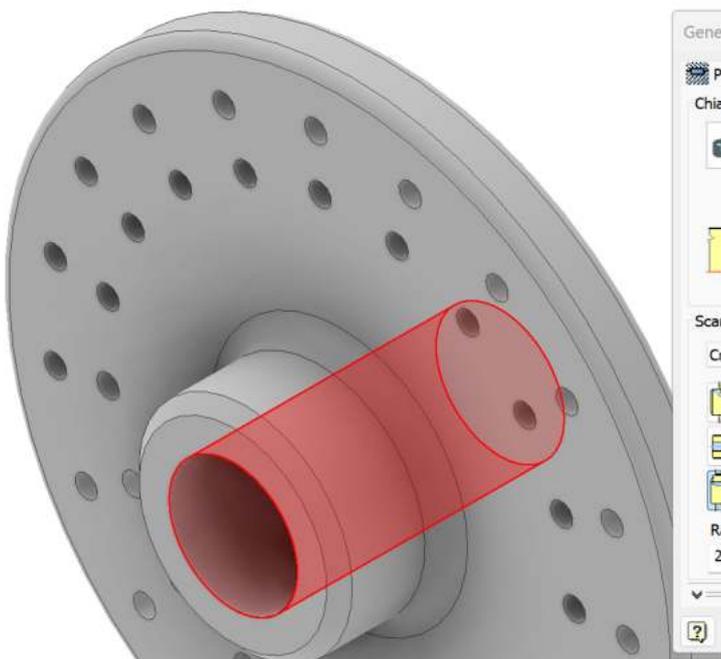
Col modulo di progettazione è possibile creare la sede della chiavetta sul mozzo.



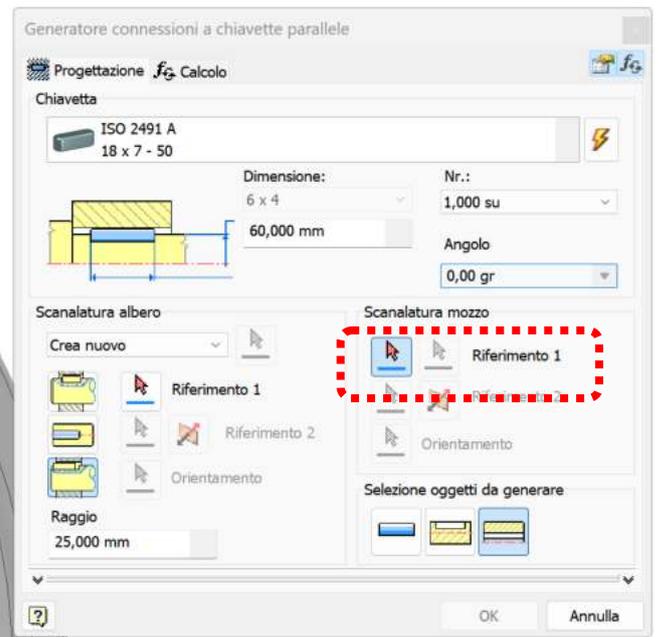
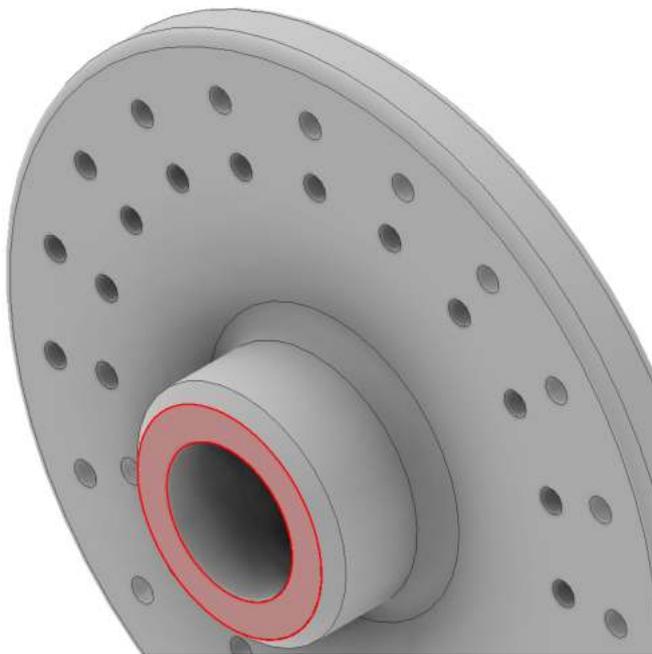
Impostare la lunghezza della sede selezionando "misura".



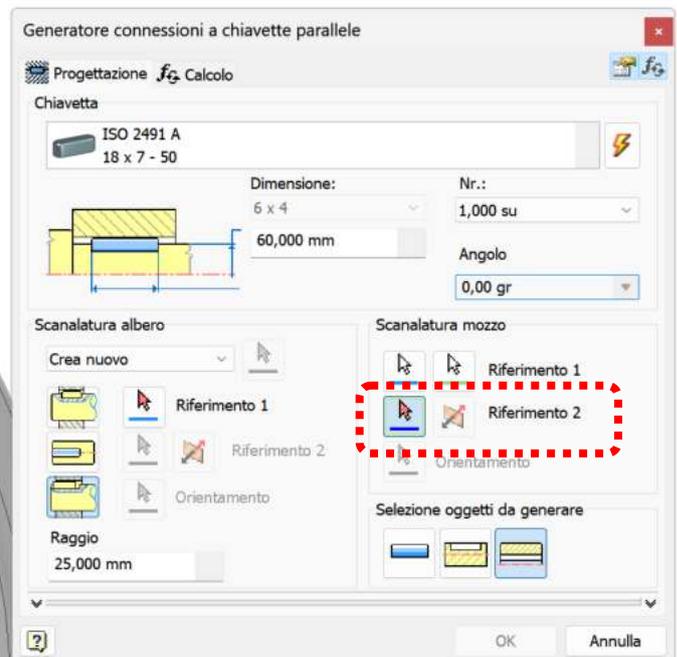
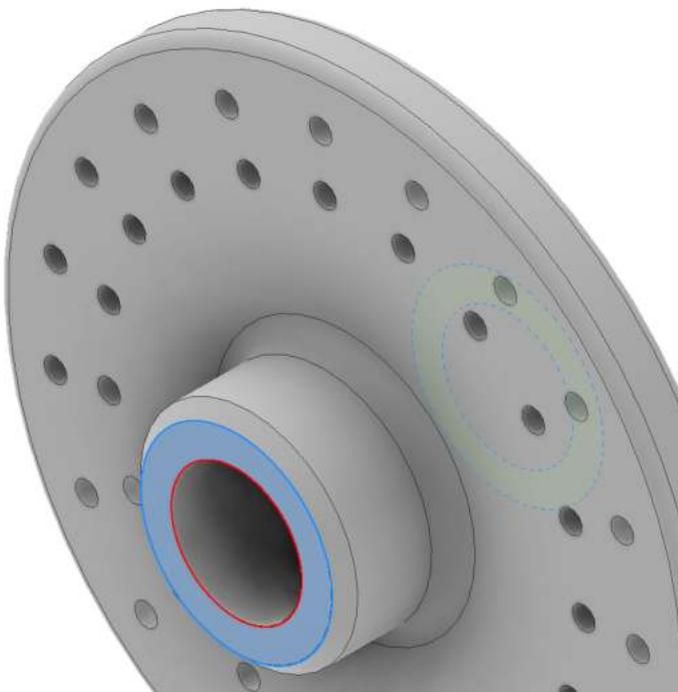
Selezionare la superficie del foro.



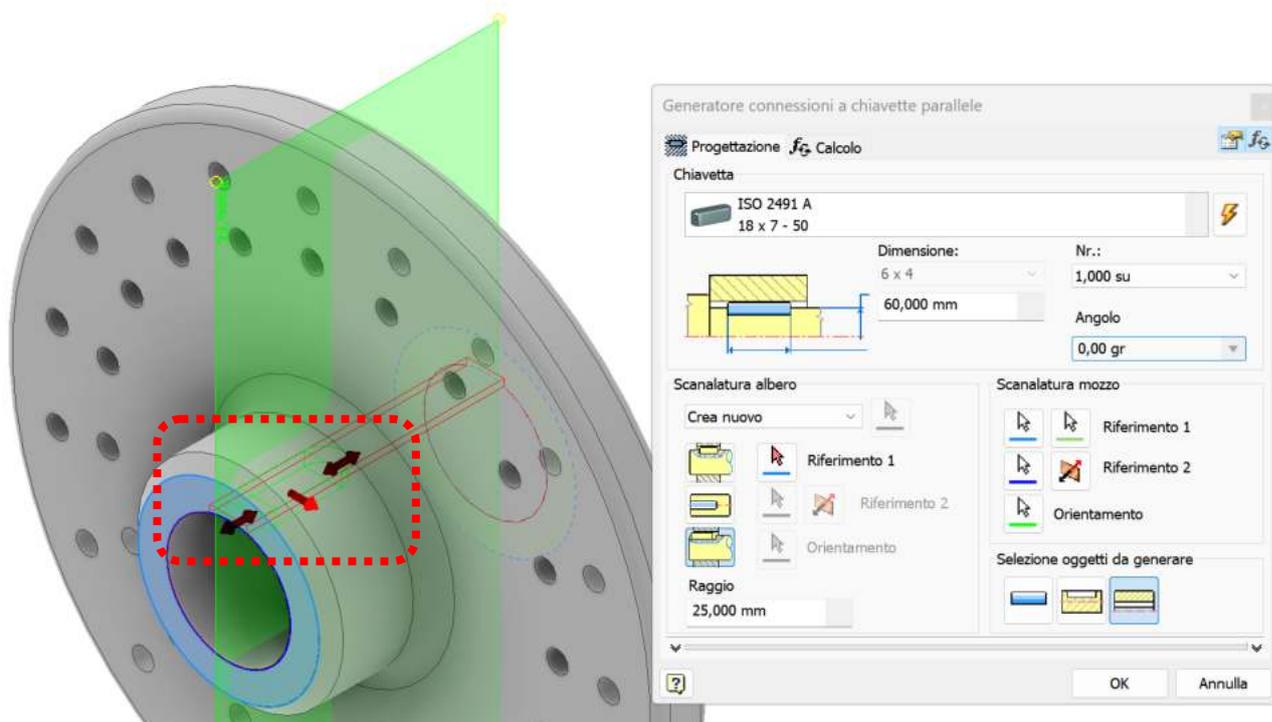
Selezionare la faccia piana da cui iniziare la lavorazione.



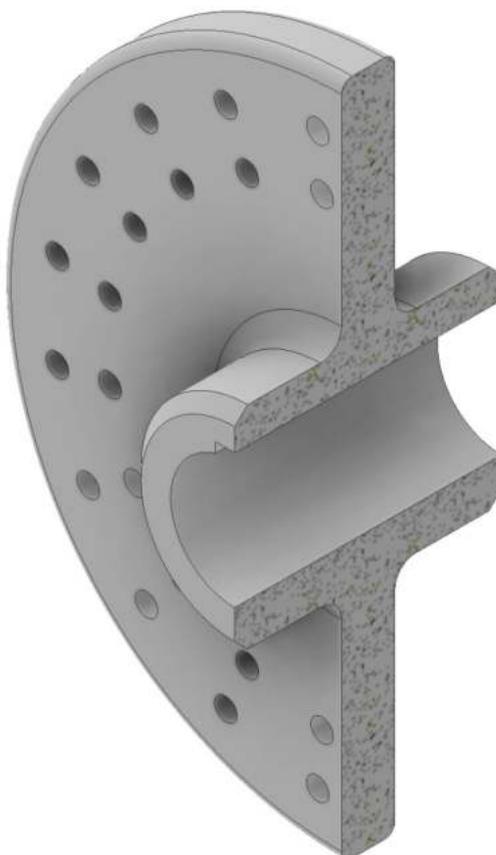
Selezionare la circonferenza



Tramite le frecce ruotare la chiave nella posizione desiderata.



Verificare di aver abilitato solo l'icona relativa la mozzo e confermare cliccando "OK".



## ASSIEME RUOTA PELTON

L'assieme è costituito dalle seguenti parti:

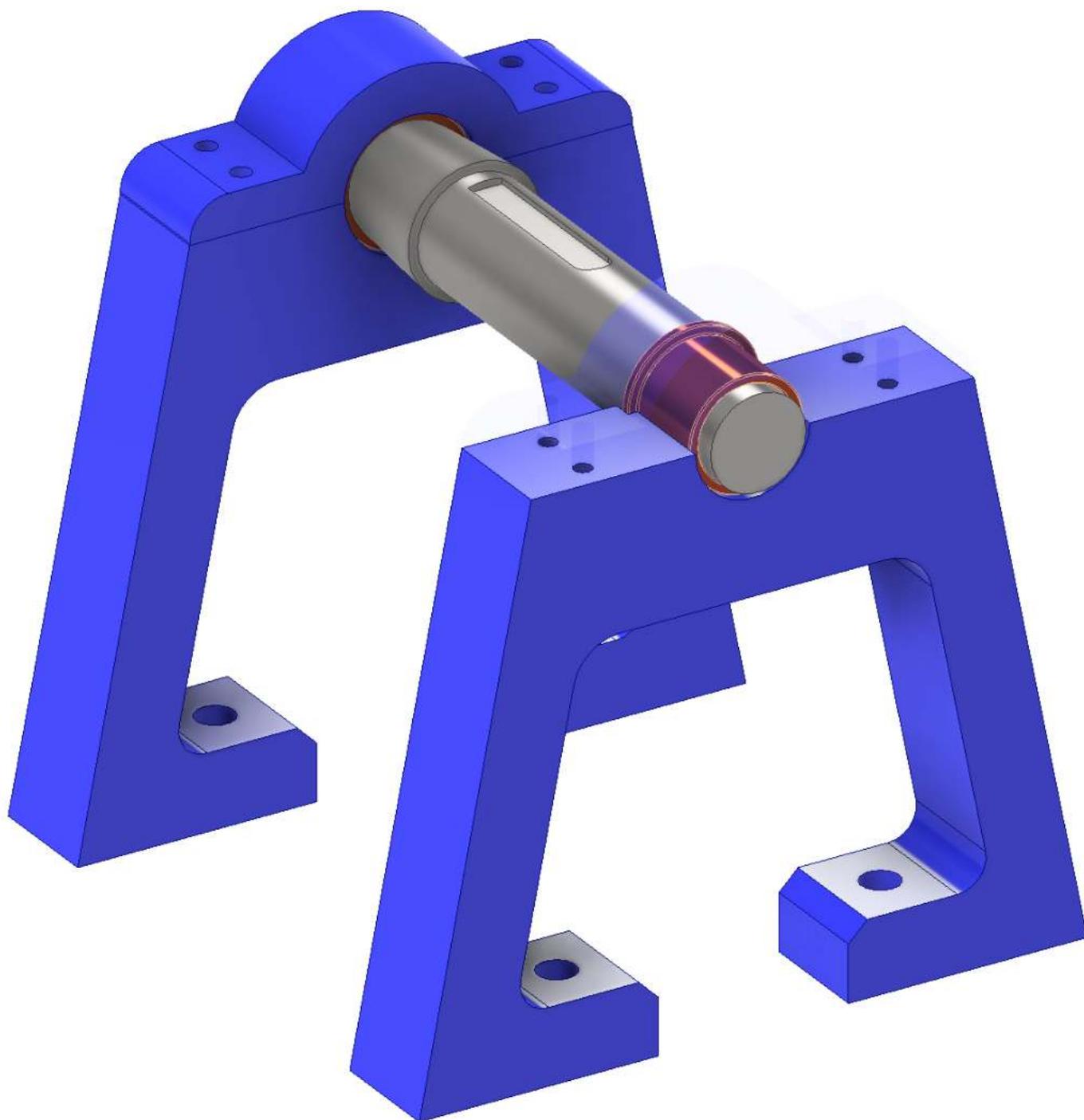
1. Ruota
2. Pale

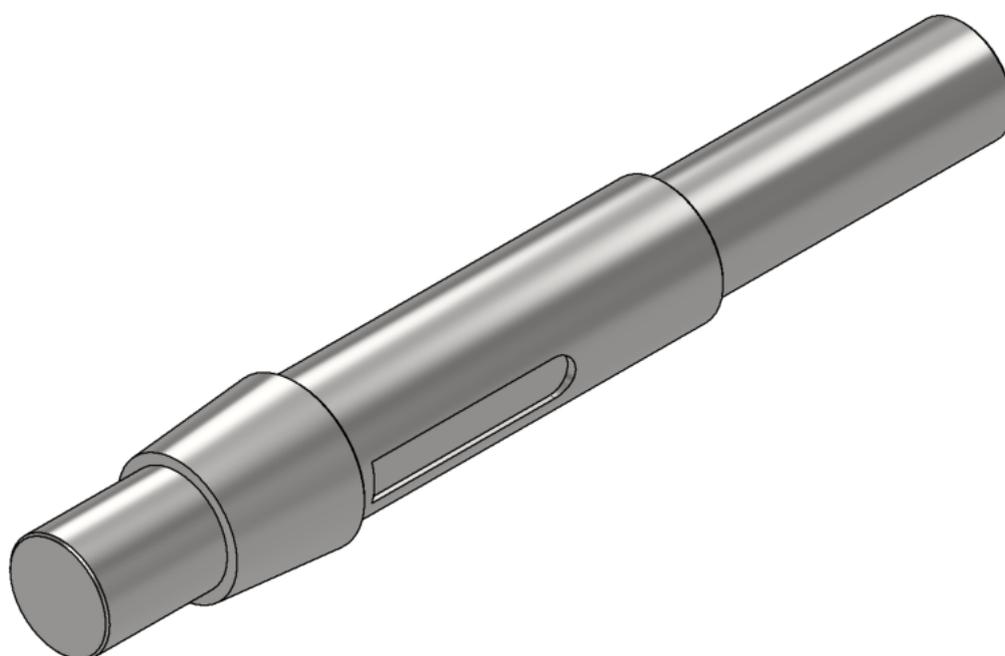
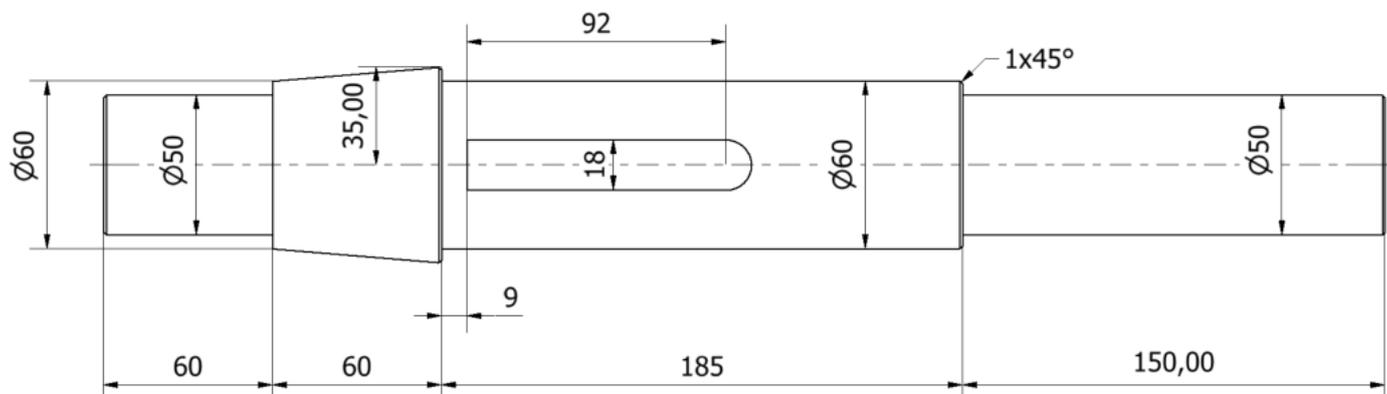
Inserire una sola pala sulla ruota e poi col comando serie circolare completare l'assieme.



L'assieme è costituito dalle seguenti parti:

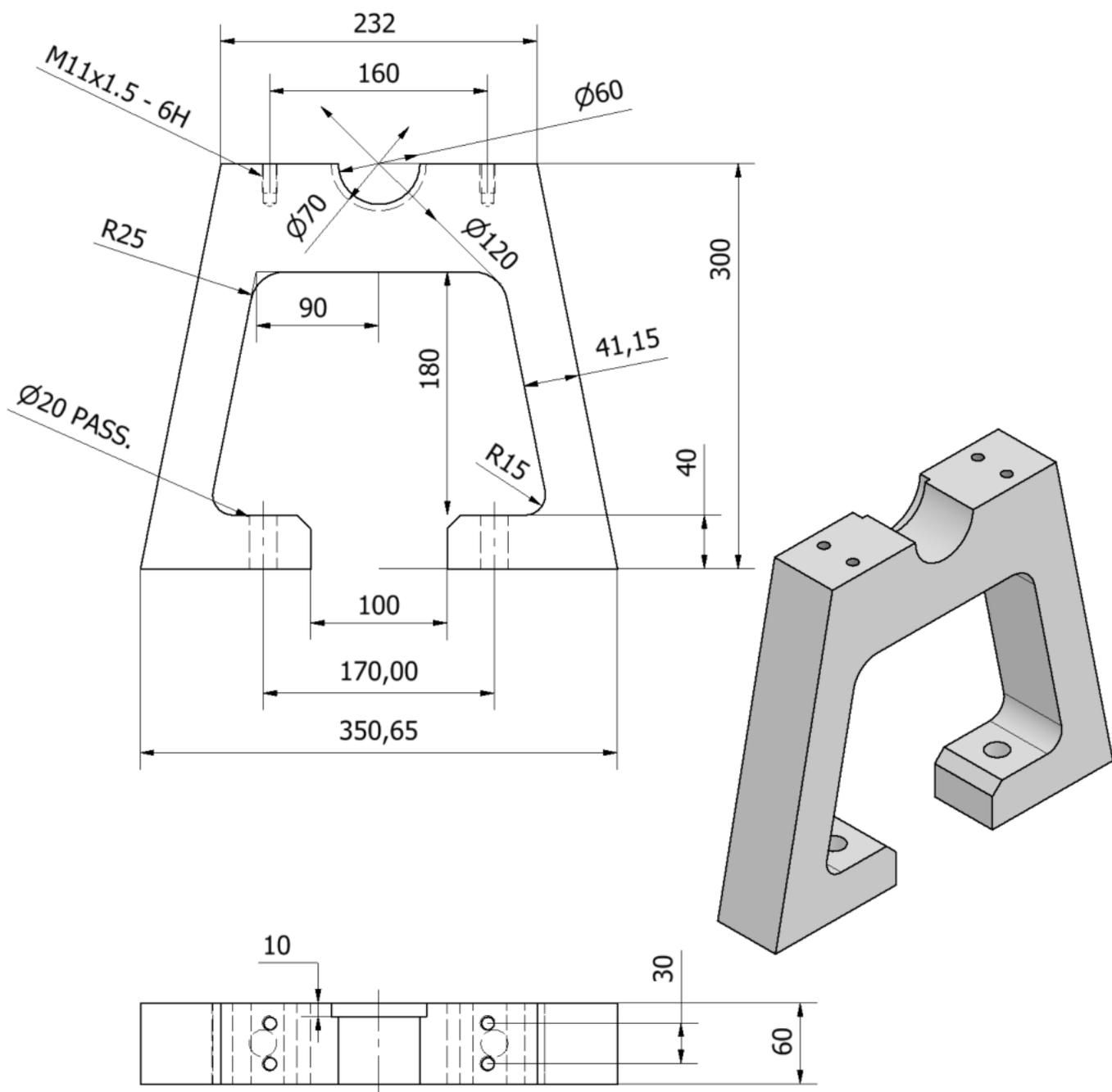
3. Albero
4. Supporti laterali albero (a due flange)
5. Cuscinetti radenti flangiati

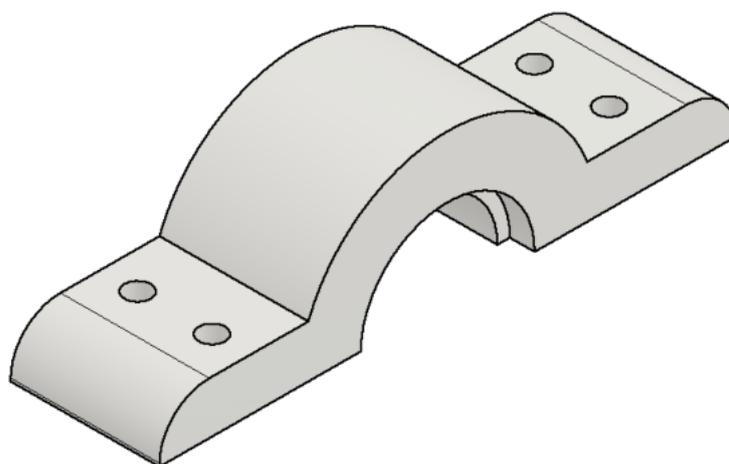
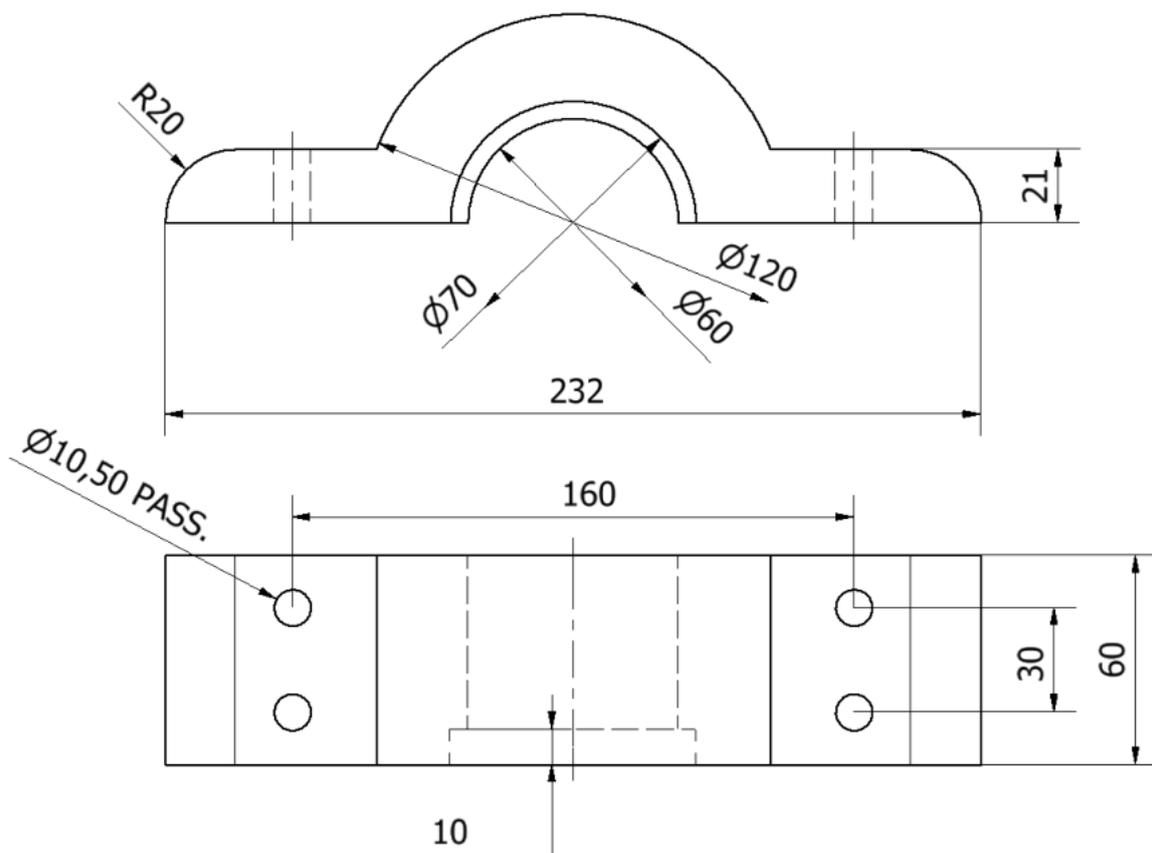


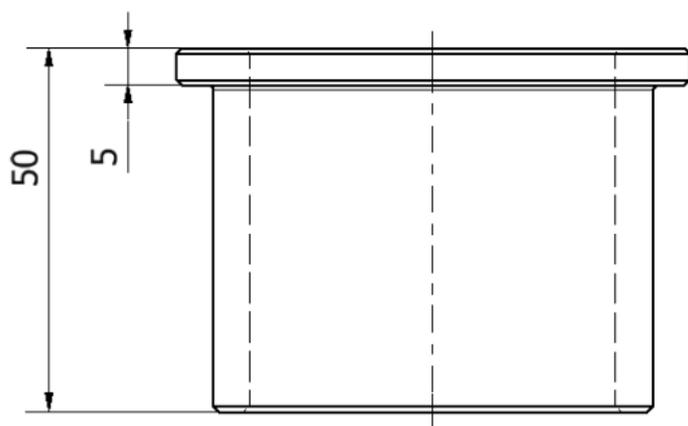
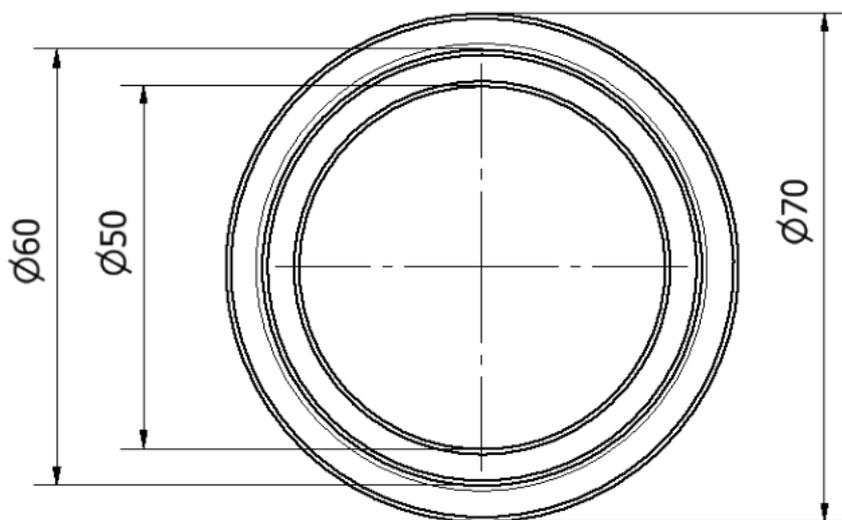


NB:

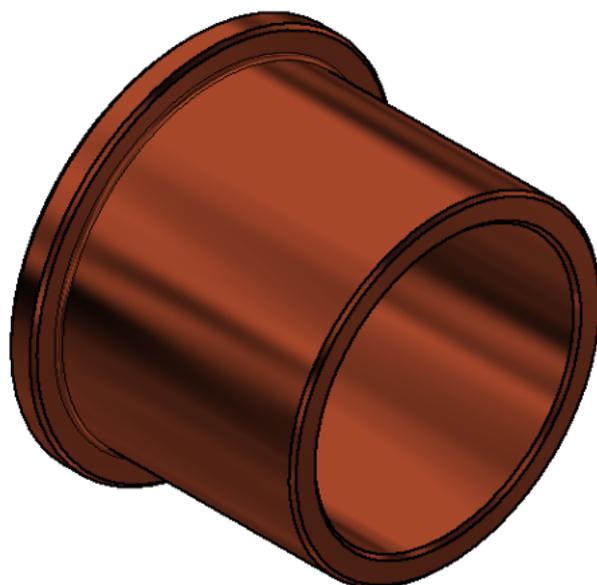
La sede della chiavetta va realizzata con modulo di progettazione di Inventor dopo aver creato un file di assieme che contiene l'albero. Per la lunghezza della sede selezionare la misura che più si avvicina A QUELLA INDICATA.

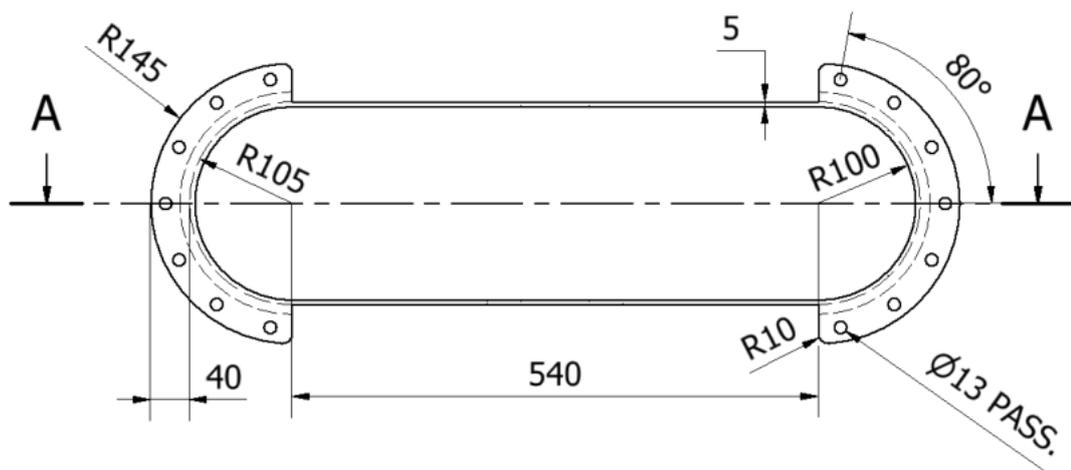




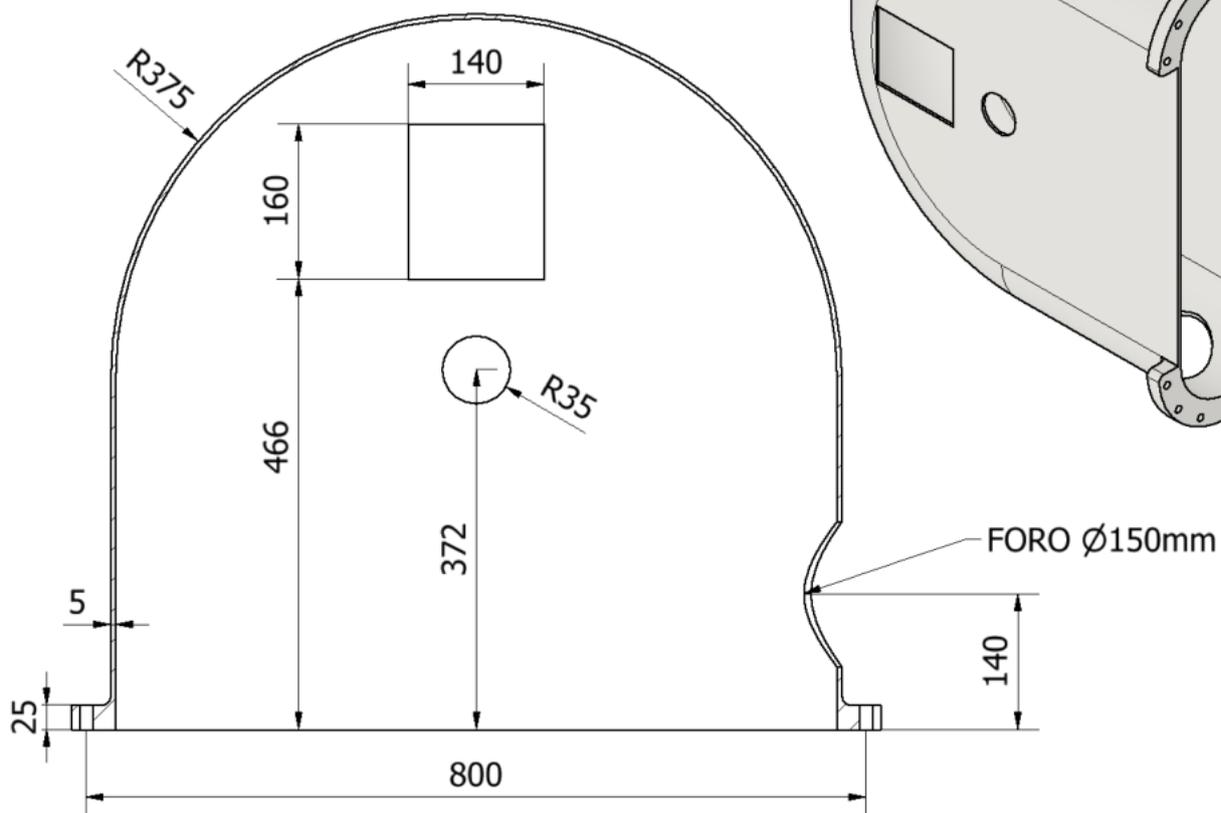


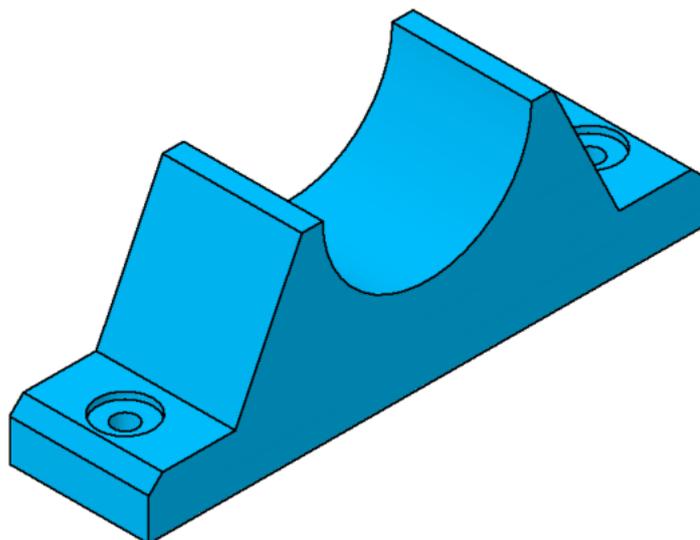
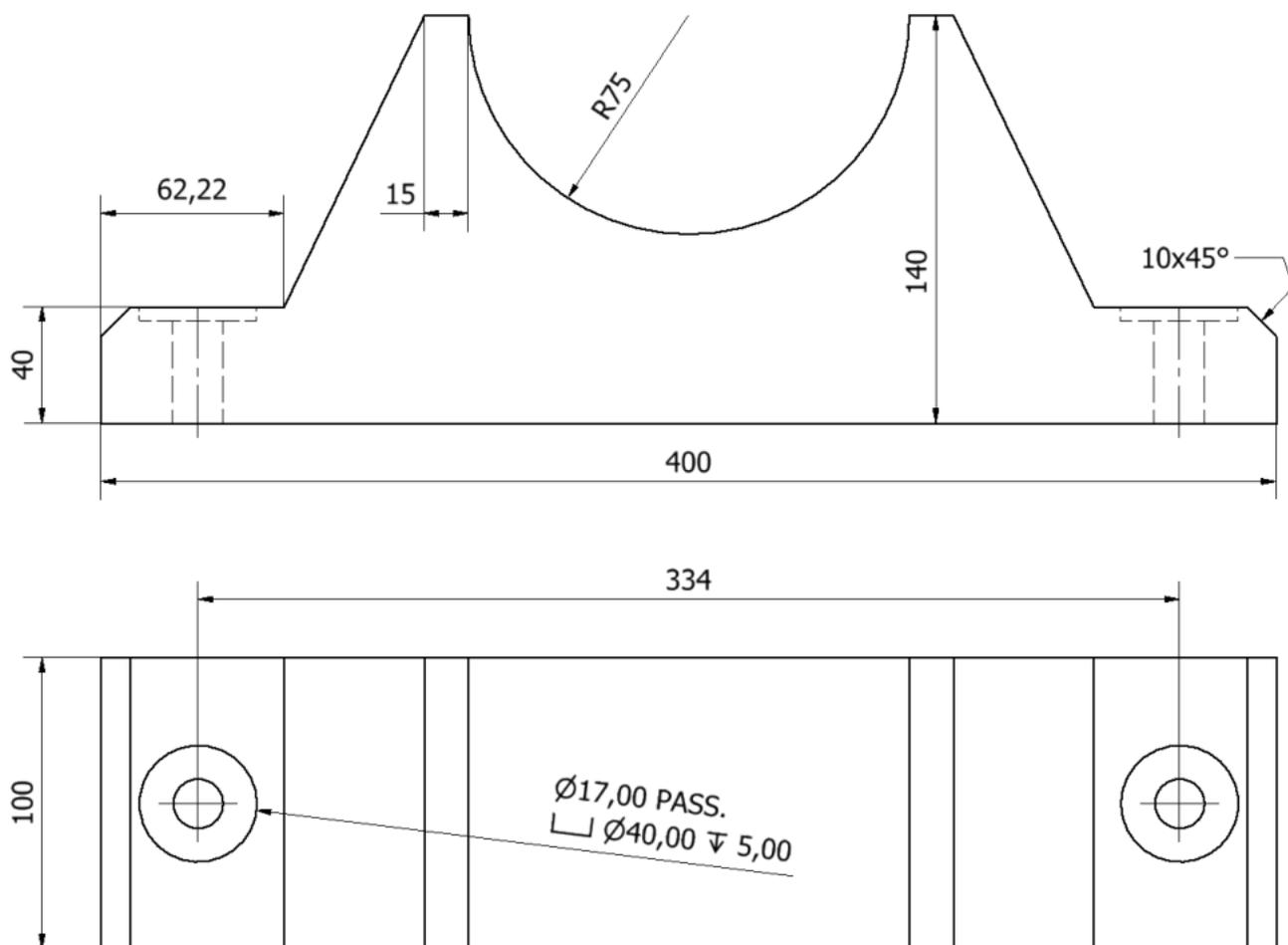
ISO 2795 (Flangiato) 50 x 60 x 50





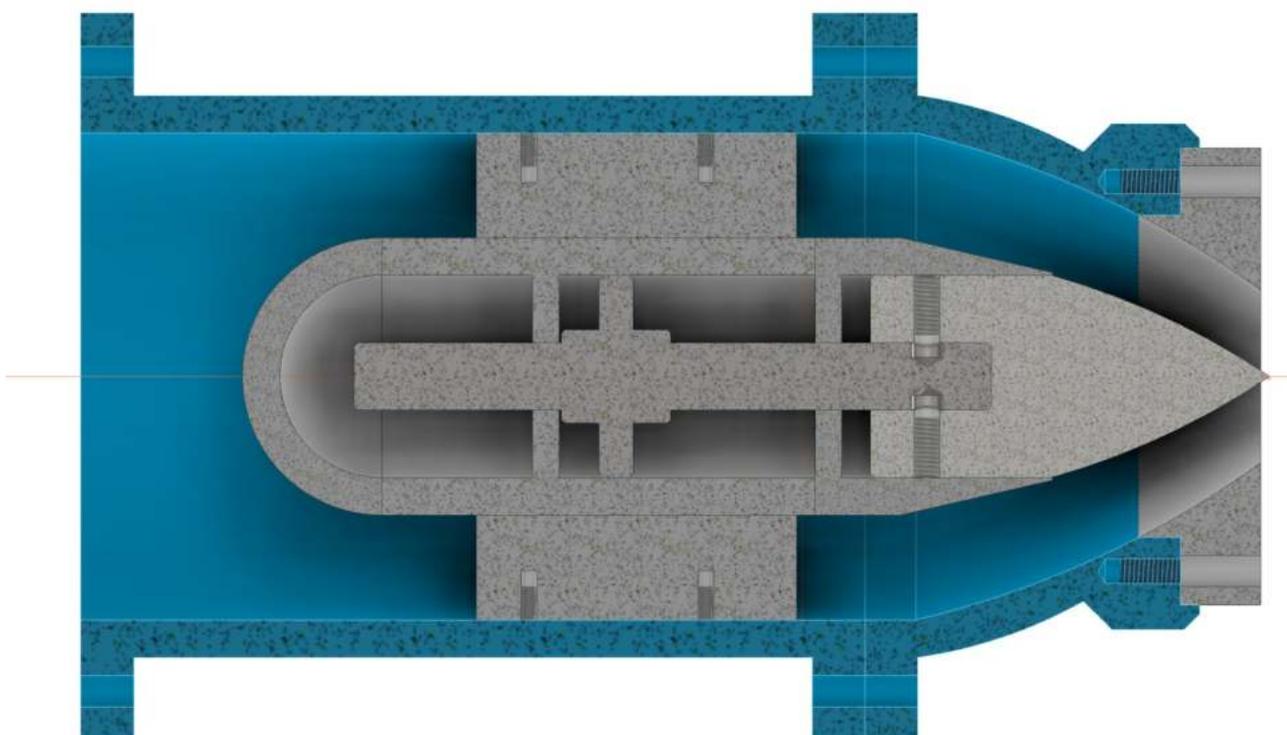
A-A ( 1 : 7 )

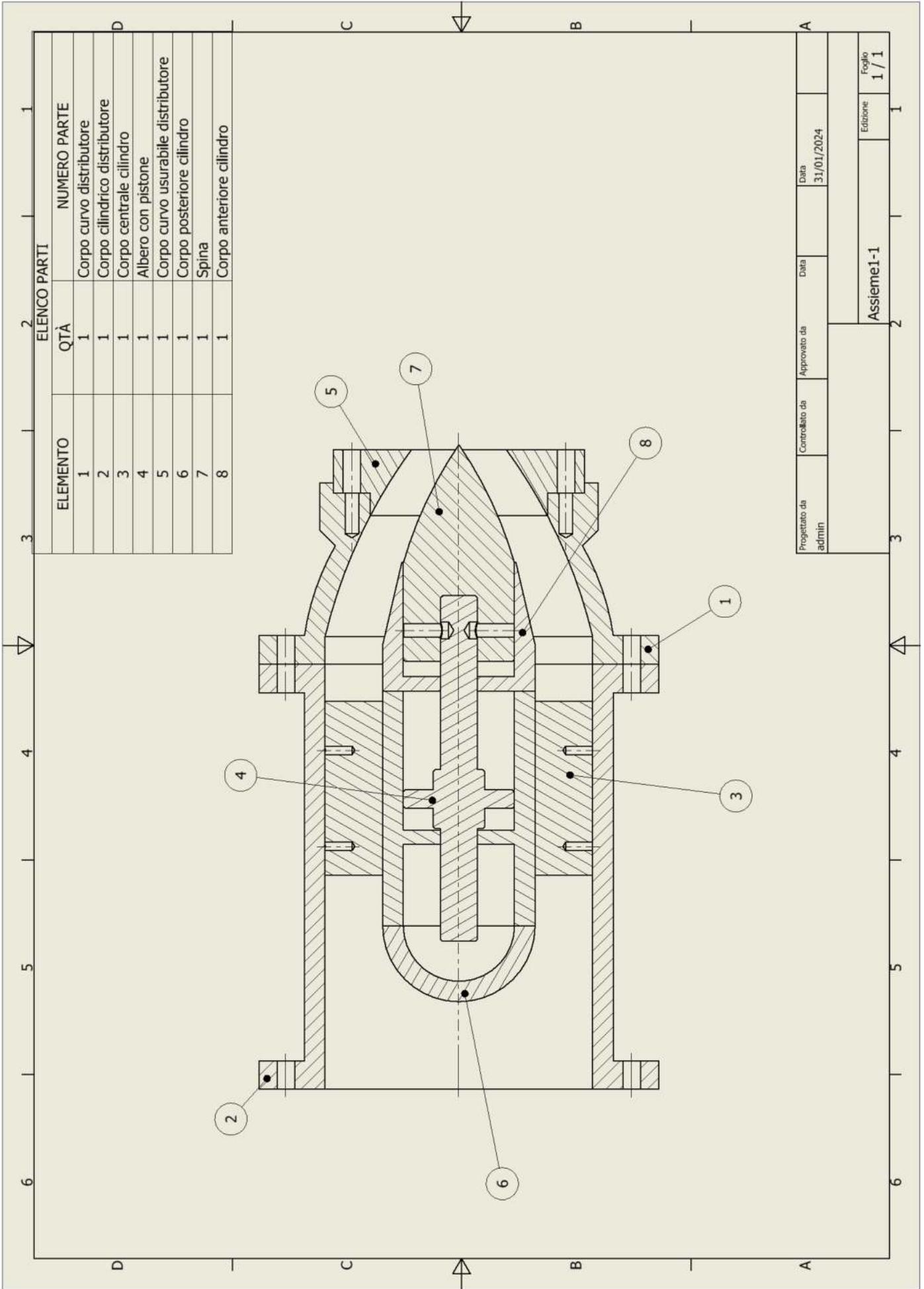


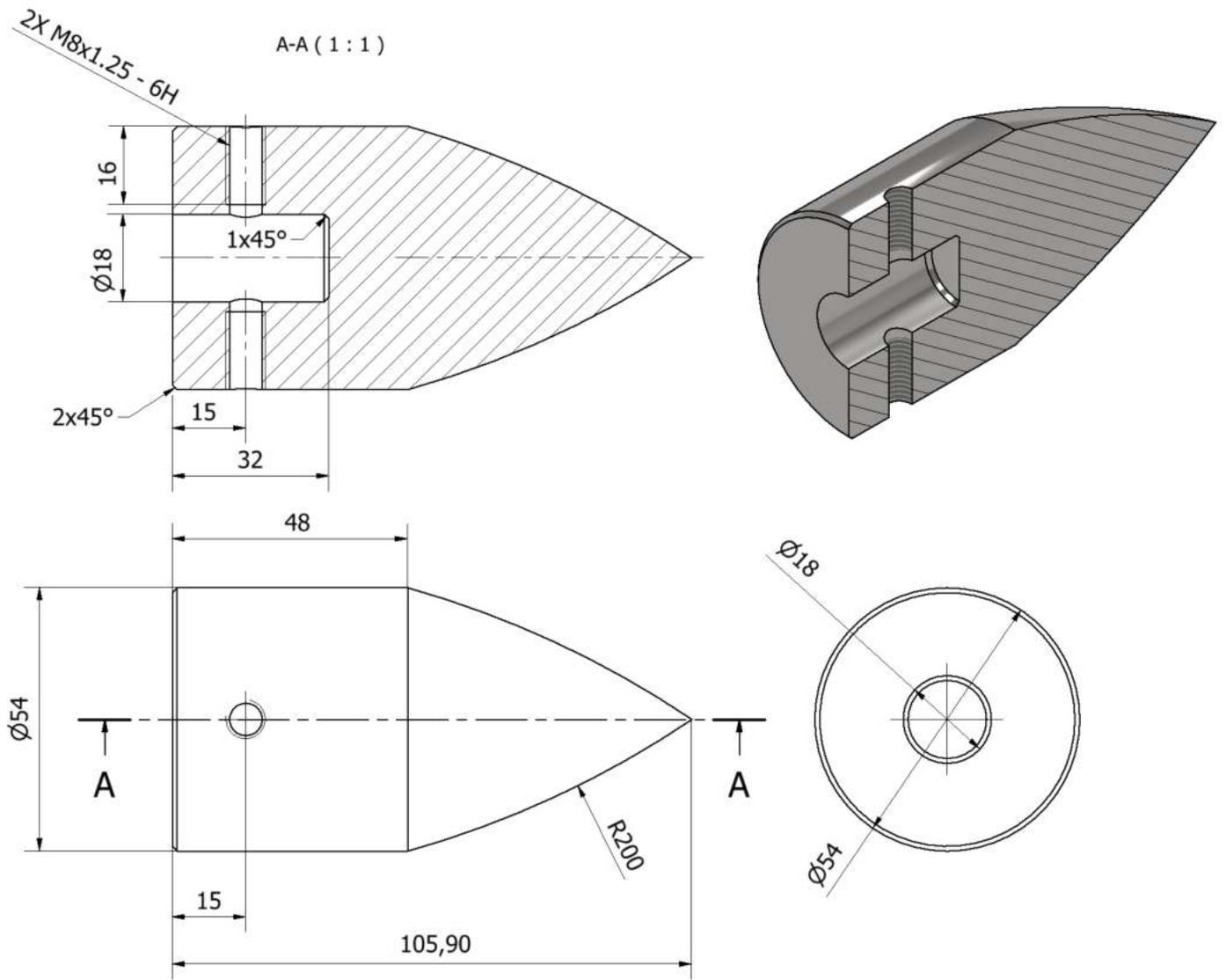


## DISTRIBUTORE

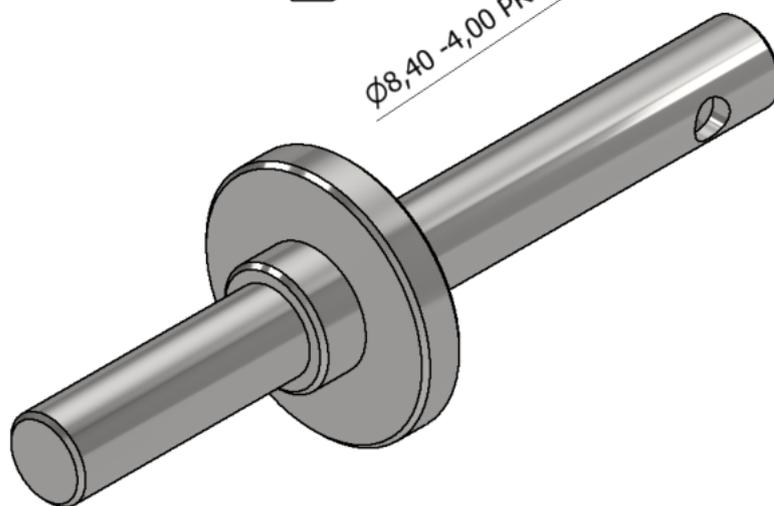
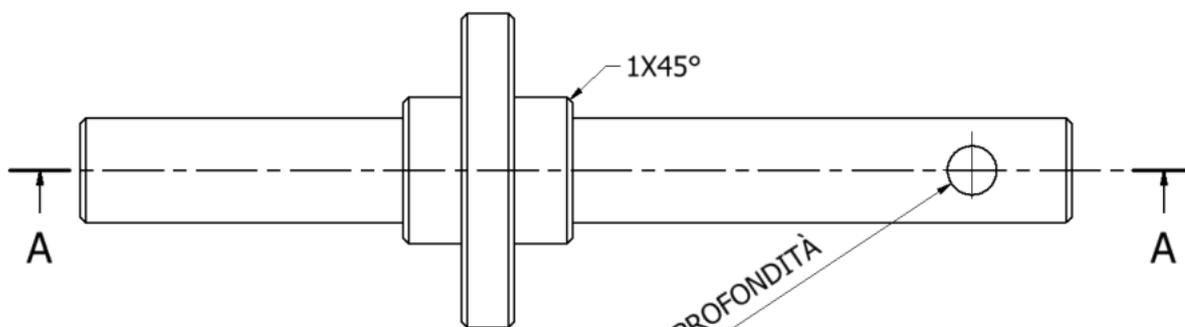
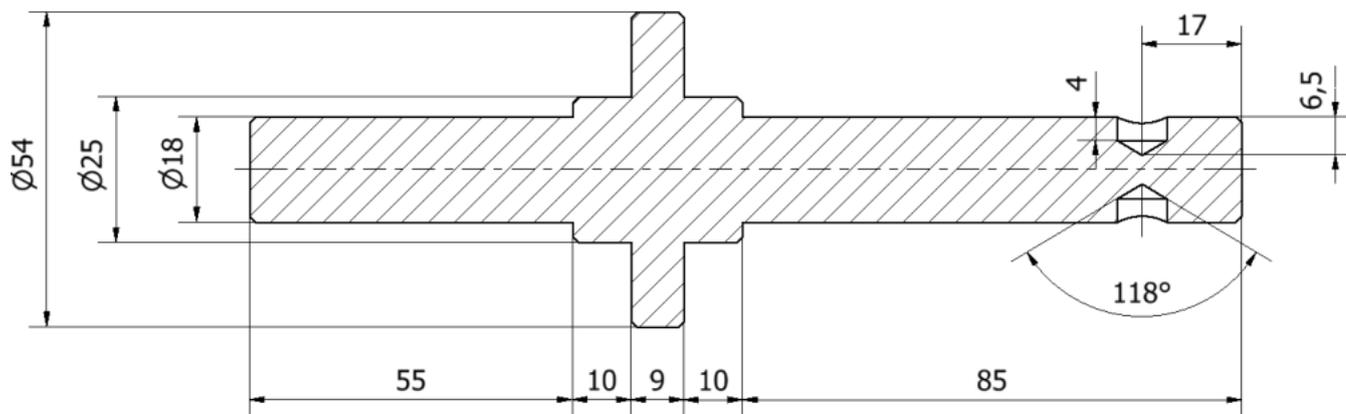
Il distributore è costituito da un condotto convergente provvisto di una bocca di efflusso (ugello o bocchello) che ha lo scopo di aumentare la velocità dell'acqua in uscita dalla condotta e di indirizzarla verso le pale della ruota Pelton.



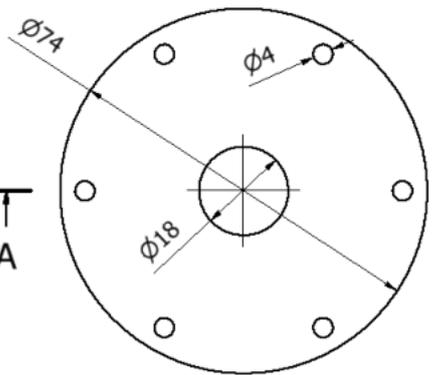
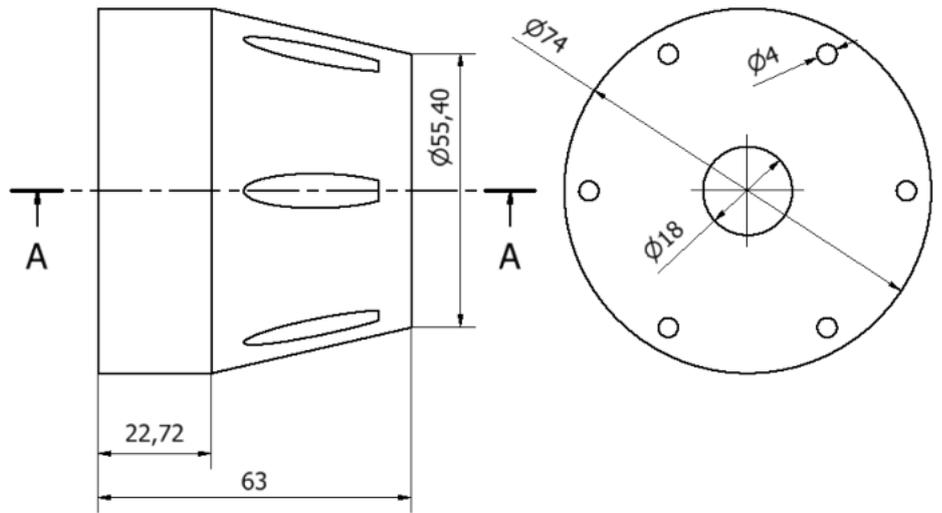
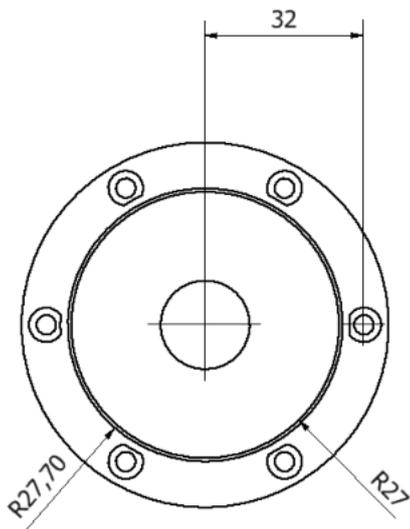
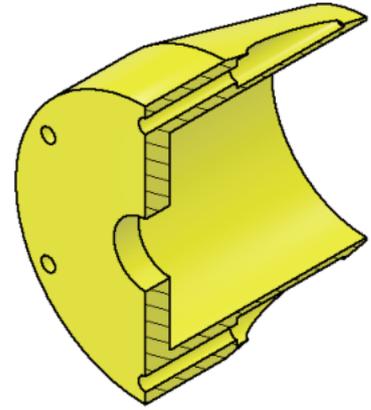
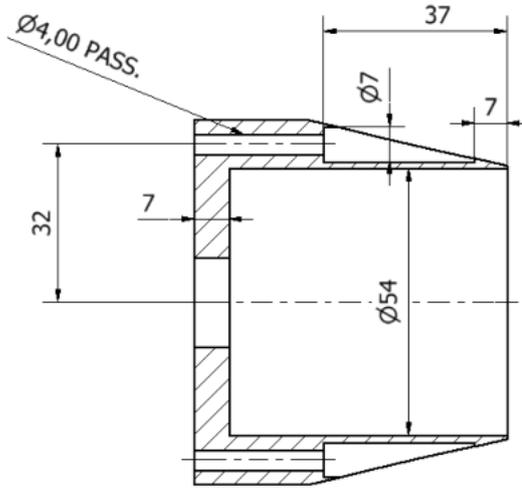


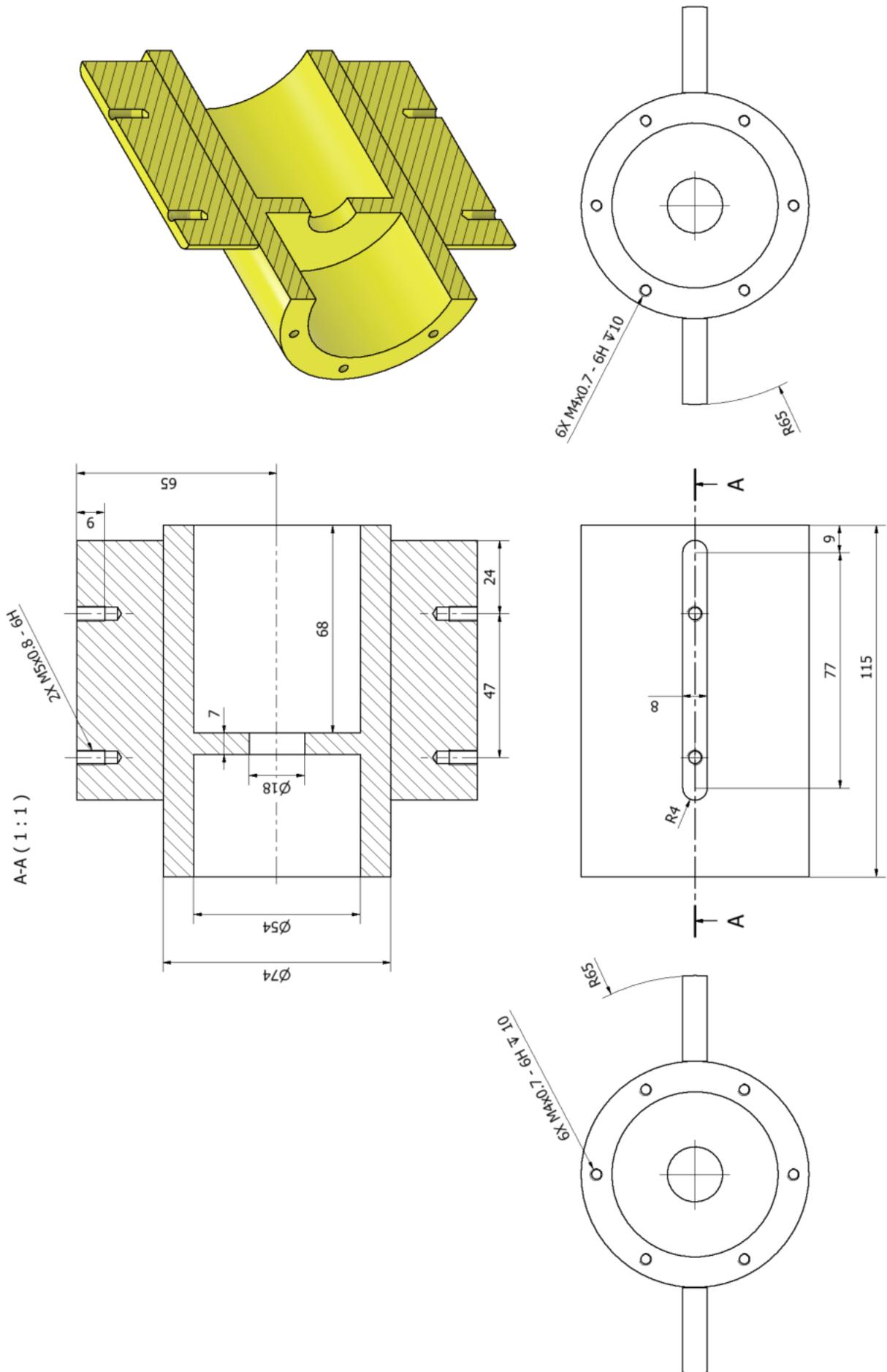


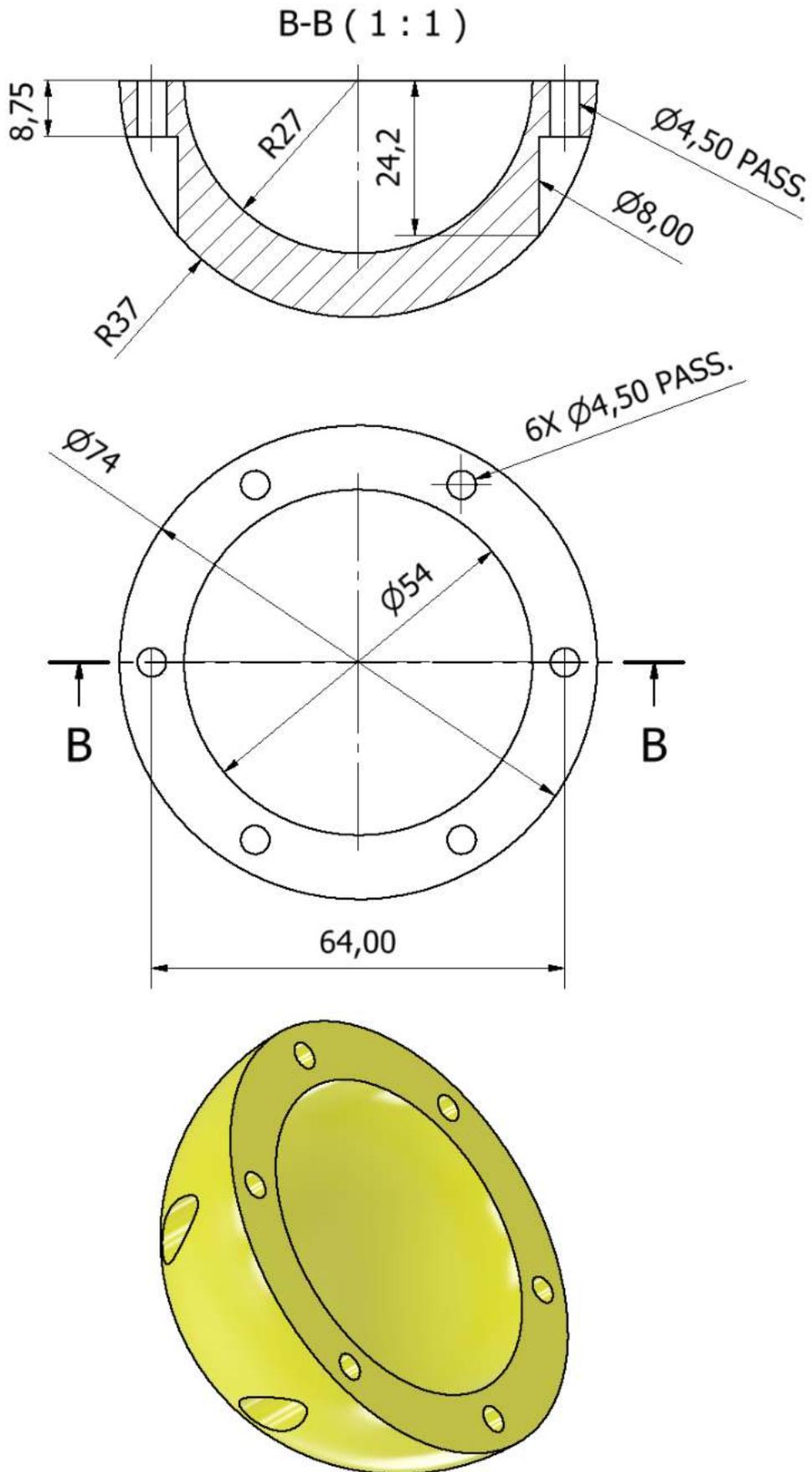
A-A ( 1 : 1 )



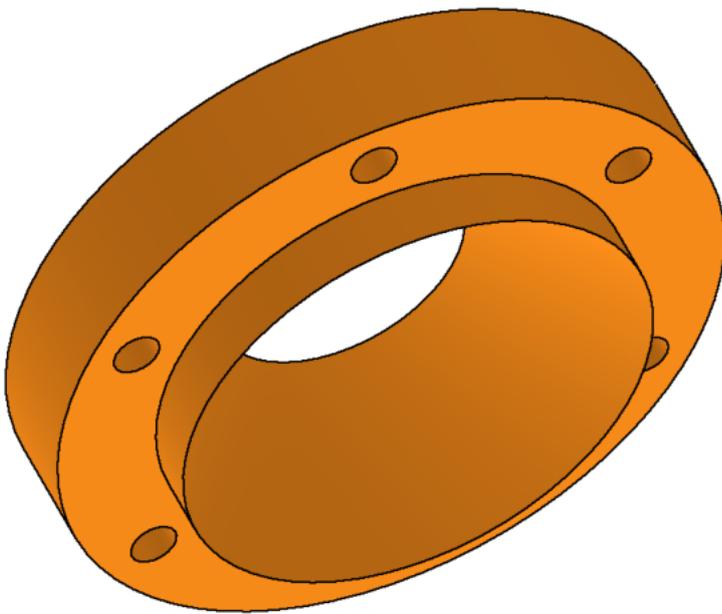
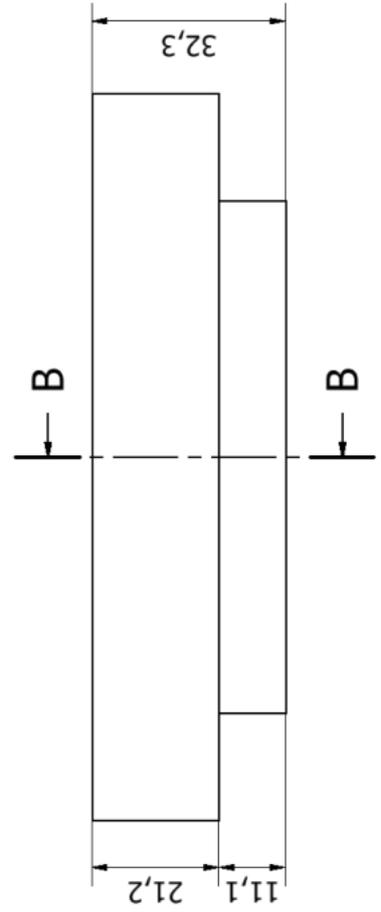
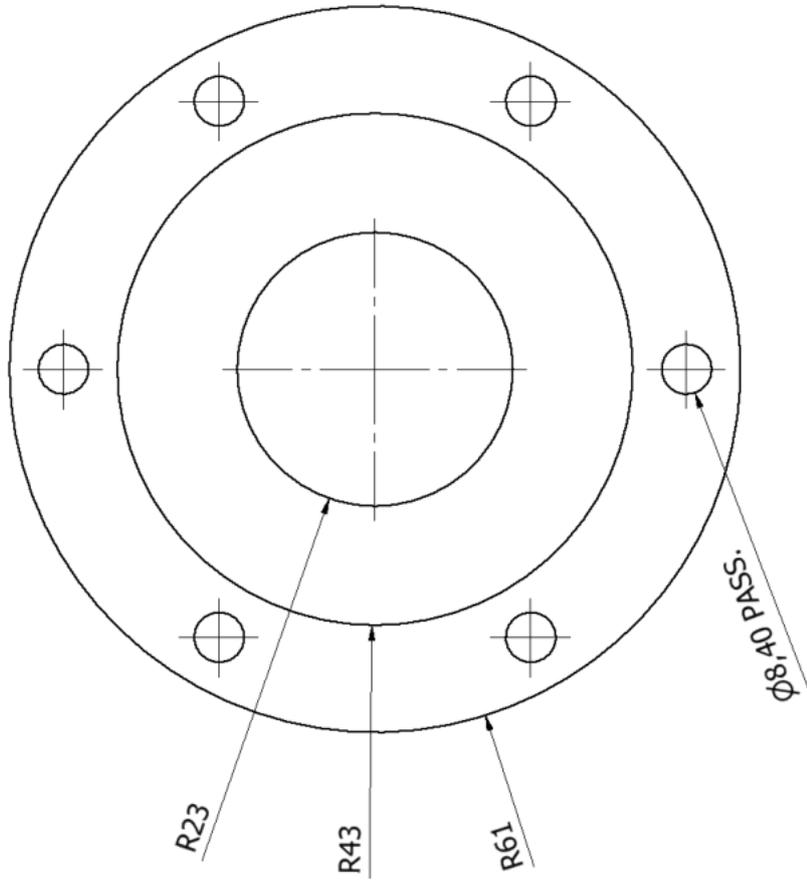
A-A ( 1 : 1 )



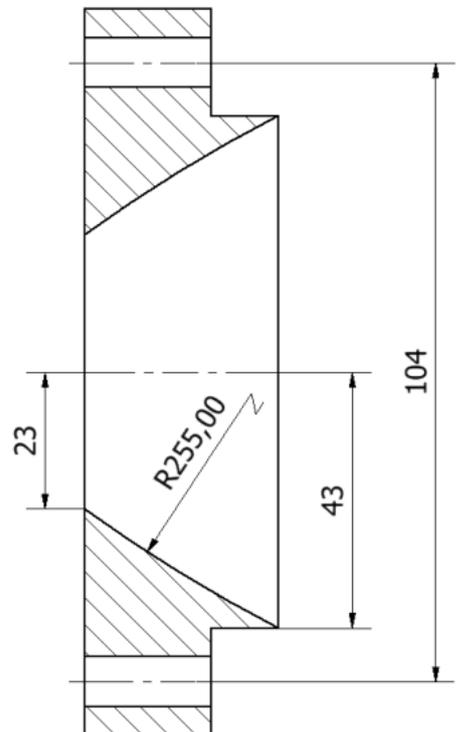




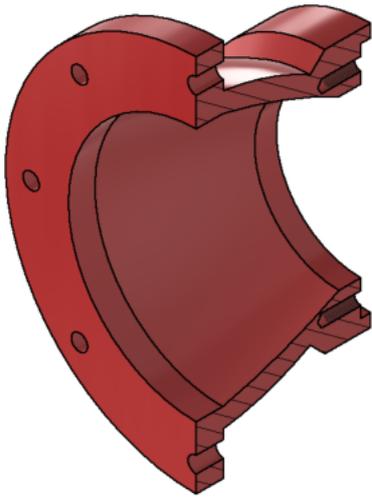
FLANGIA ANTERIORE 1 DISTRIBUTORE



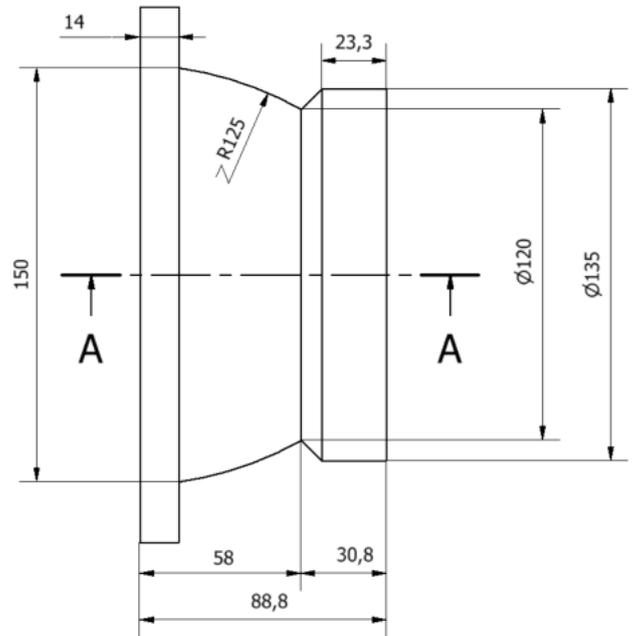
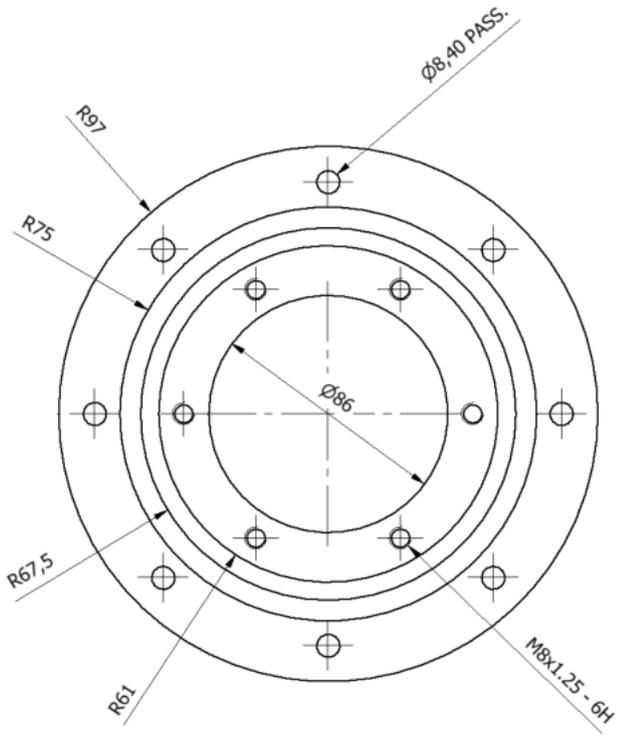
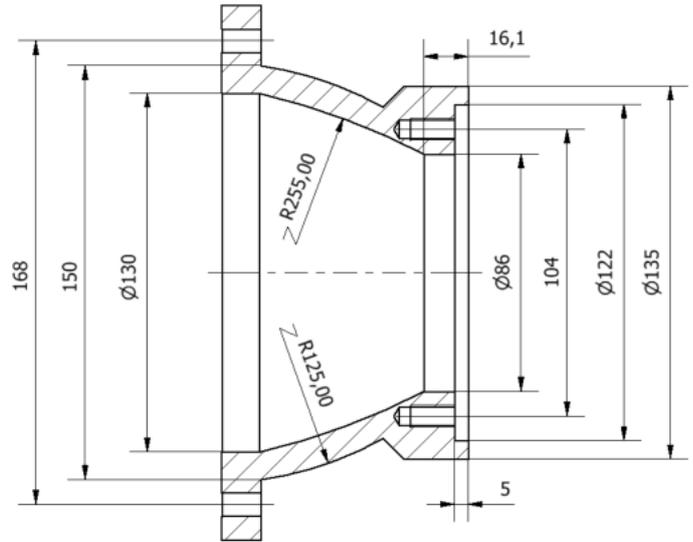
B-B (1 : 1)



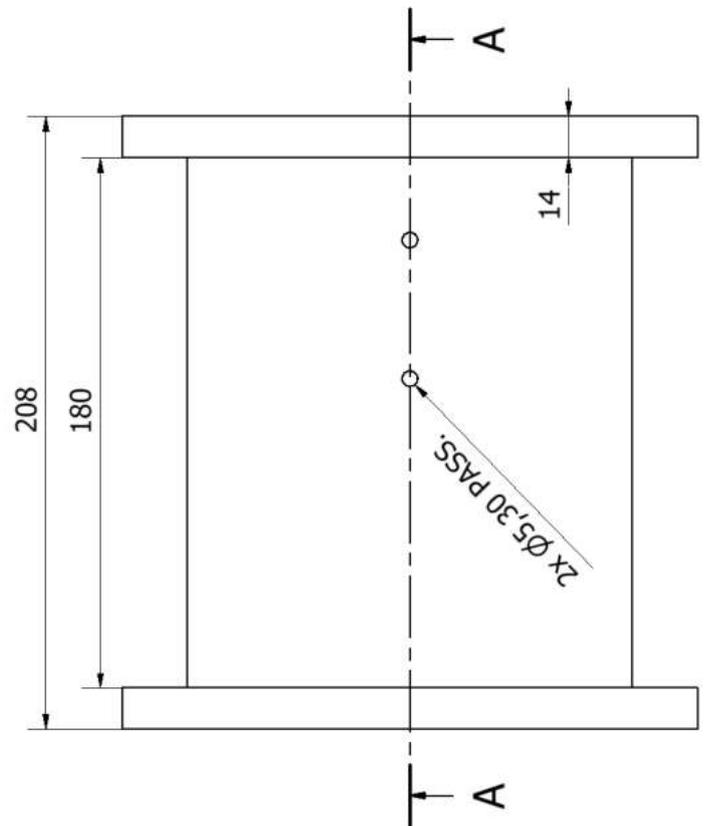
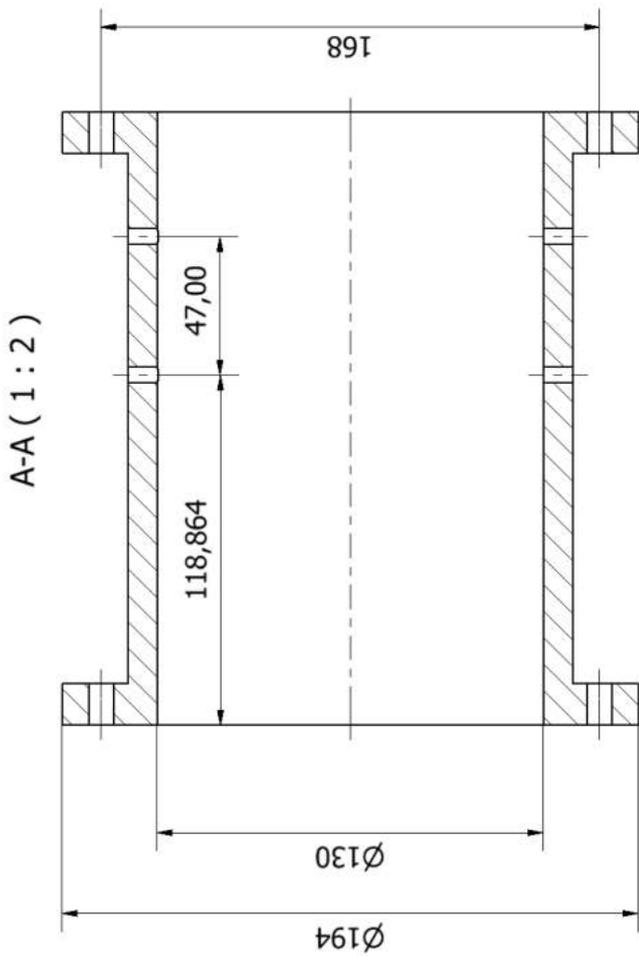
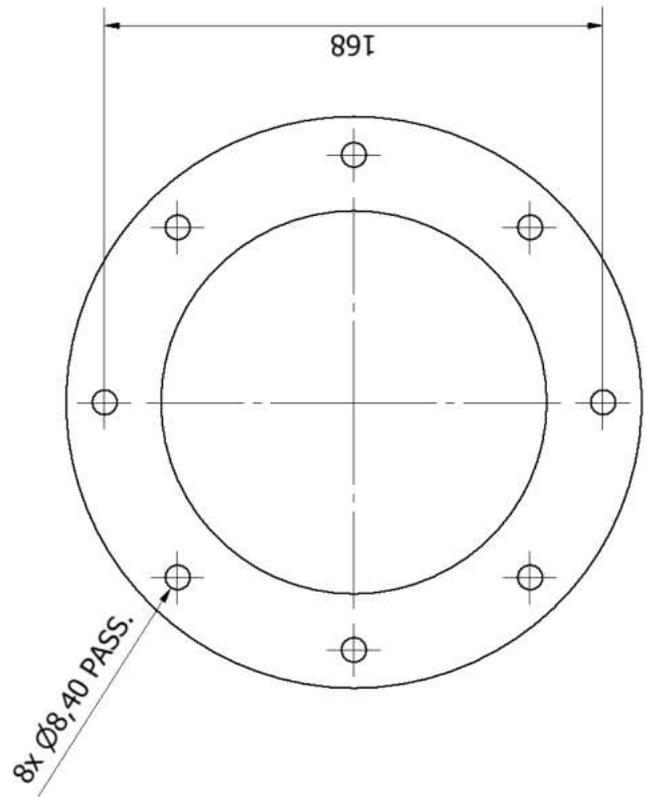
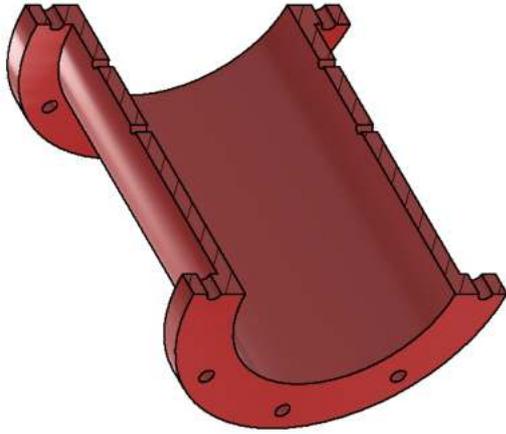
FLANGIA ANTERIORE 2 DISTRIBUTORE



A-A (1:2)



CORPO DEL DISTRIBUTORE

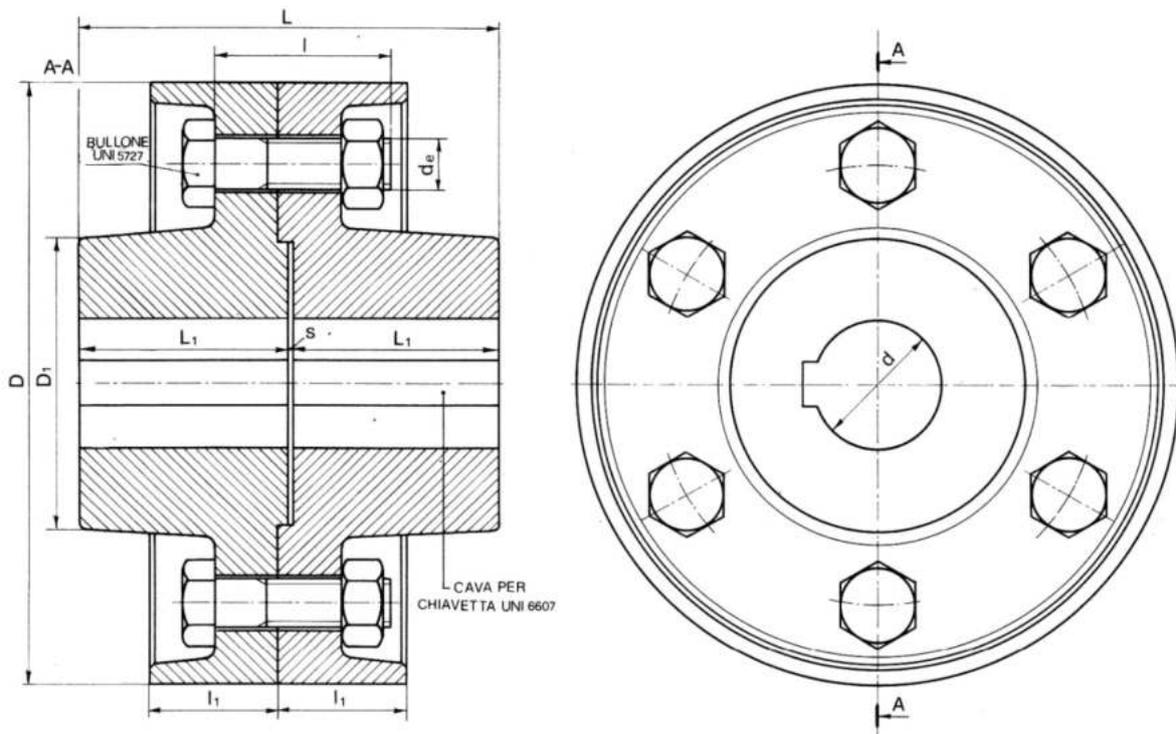


## GIUNTO A DISCHI

Il giunto a dischi è quello adottato più comunemente nel campo delle trasmissioni con organi rigidi.

È costituito da due dischi aventi la forma illustrata in FIGURA, collegati fra loro mediante una serie di bulloni.

I dischi sono calettati sui rispettivi alberi mediante una chiavetta e il centraggio è assicurato dalla sporgenza  $s$  di uno dei due dischi, che penetra esattamente nell'incavo praticato nell'altro disco.



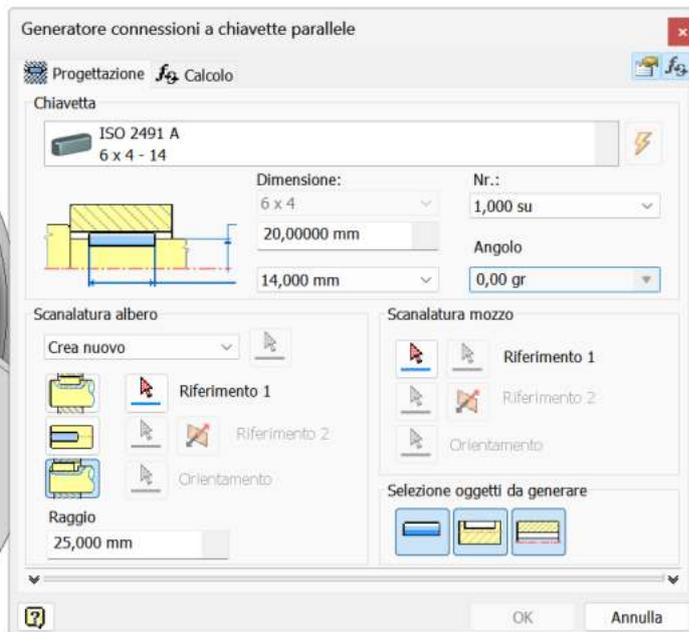
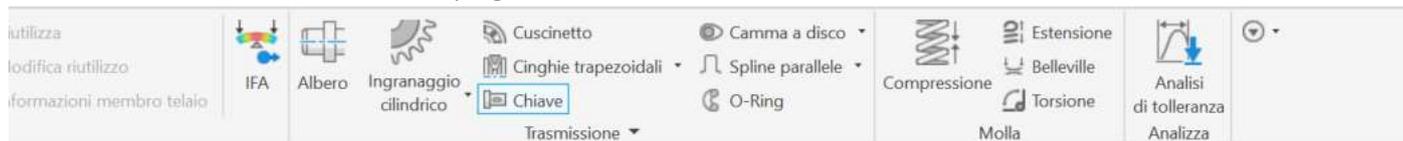
Dimensioni usuali e altri dati approssimativi

d max.	D	L	L <sub>1</sub>	s	D <sub>1</sub>	l <sub>1</sub>	Vite			Momento torcente massimo	Velocità massima ammessa
							d <sub>e</sub>	l	n°		
mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	—	da N · m	giri/1'	
25	100	101	50	1	45	20	M 8 × 1	35	4	5,7	6 000
30	120	101	50	1	55	25	M 8 × 1	35	4	12	5 500
35	140	121	60	1	60	28	M 10 × 1,25	40	4	20	4 500
40	140	121	60	1	70	28	M 10 × 1,25	40	4	30	4 500
45	160	151	75	1	75	35	M 12 × 1,25	50	4	50	4 000
50	160	151	75	1	85	35	M 12 × 1,25	50	4	70	4 000
55	180	171	85	1	95	37	M 12 × 1,25	55	4	100	3 500
60	180	171	85	1	105	37	M 12 × 1,25	55	4	125	3 500
70	200	201	100	1	115	40	M 12 × 1,25	55	6	200	3 000
80	230	221	110	1	135	45	M 12 × 1,25	70	6	300	2 500
90	260	241	120	1	155	50	M 16 × 1,5	70	8	450	2 200

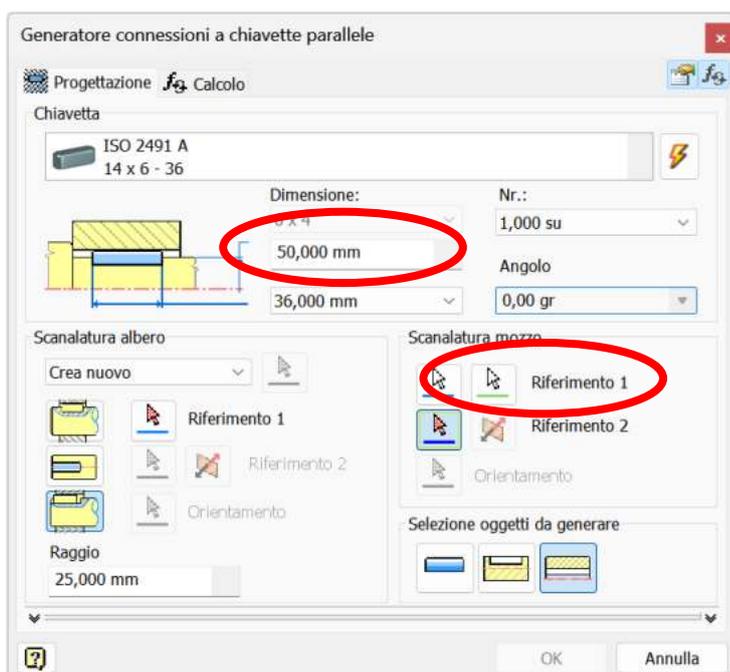
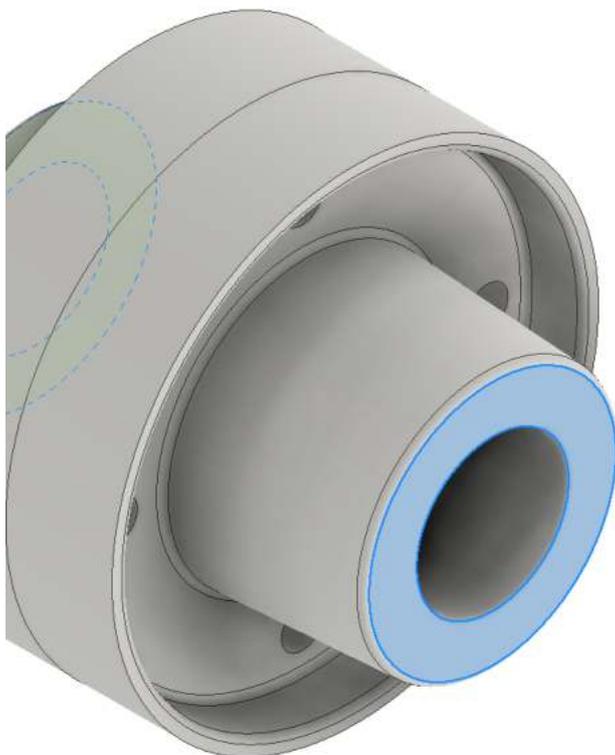


## CREAZIONE SEDE CHIAVETTA NEI DISCHI DEL GIUNTO

Selezionare il modulo "Chiave" dal menu progettazione di Inventor.

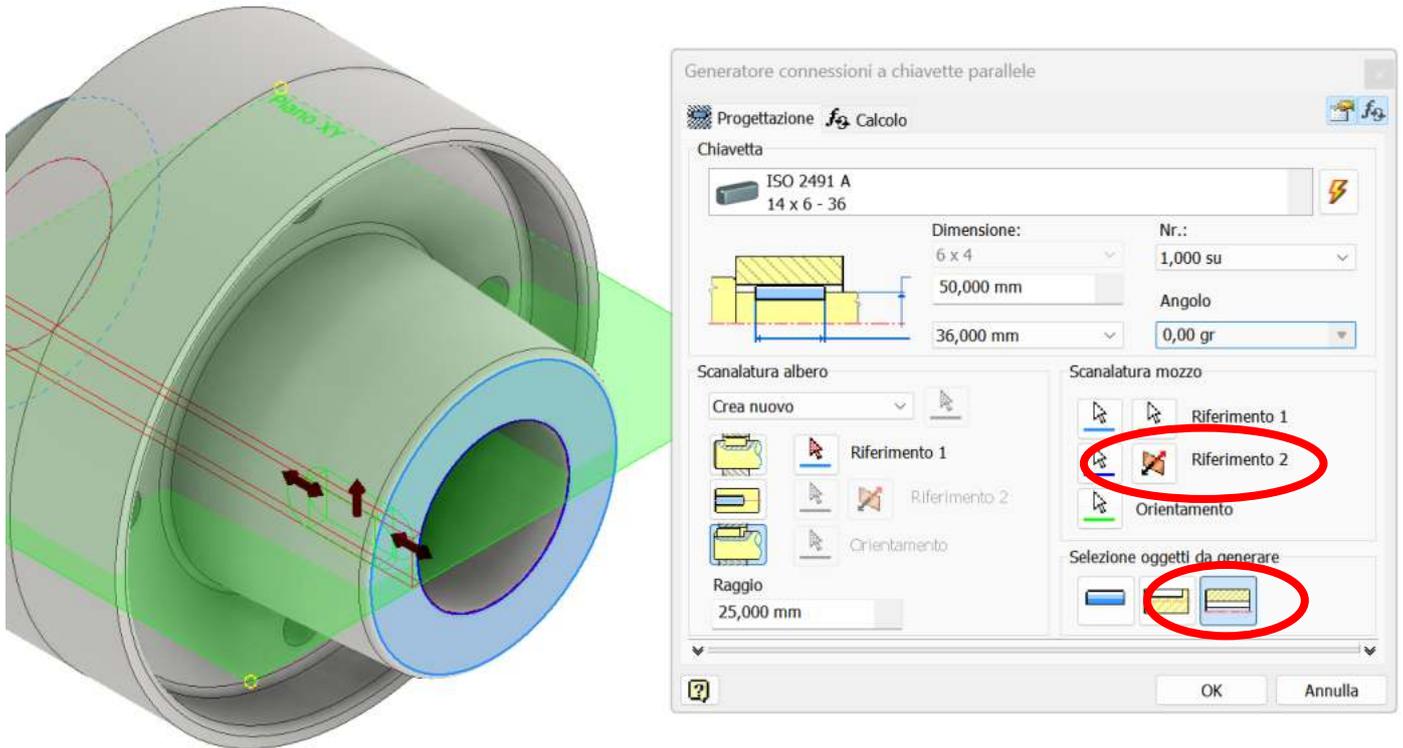


Selezionare il diametro interno del disco e poi selezionare la faccia del disco (riferimento 1).



Selezionare la circonferenza del foro (riferimento 2).

Ruotare la sede verso il basso tramite la freccia rossa verticale e confermare.



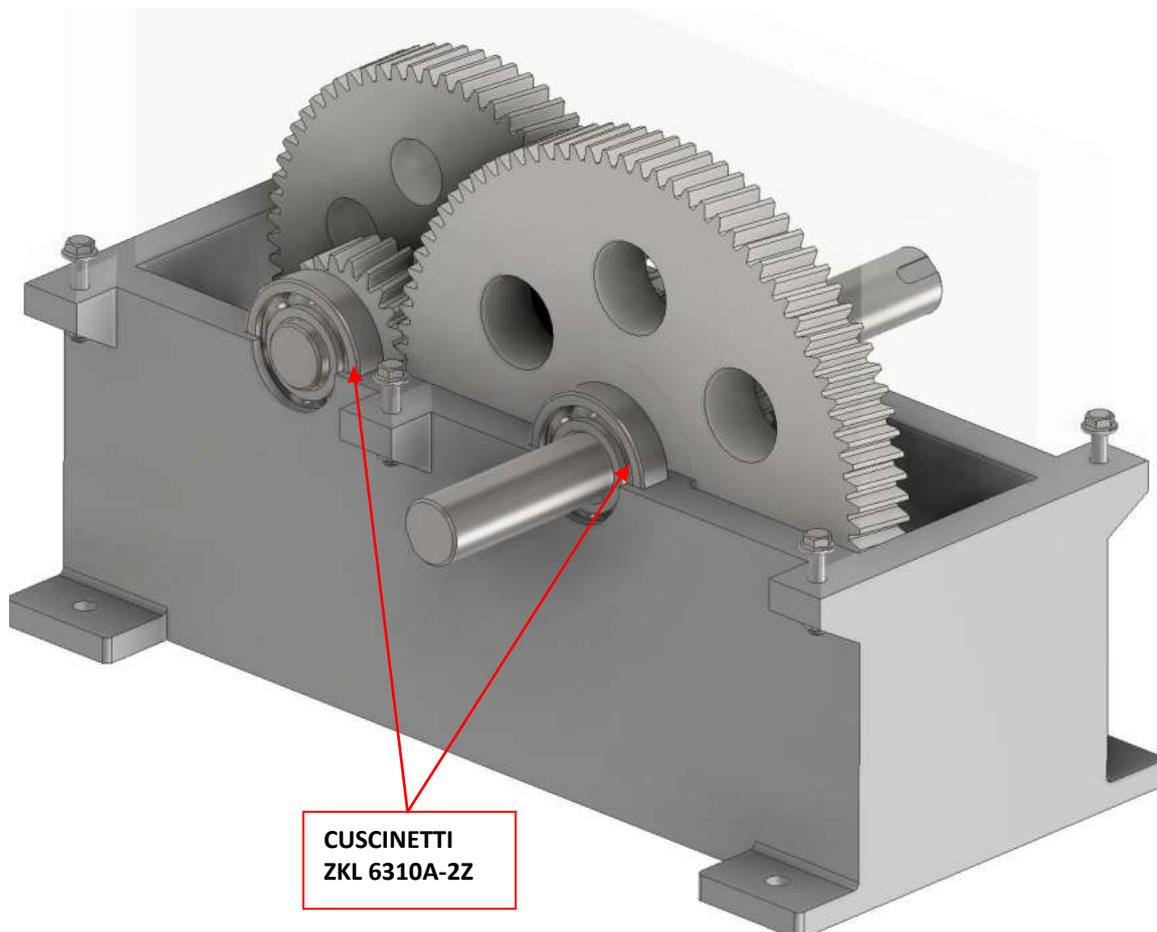
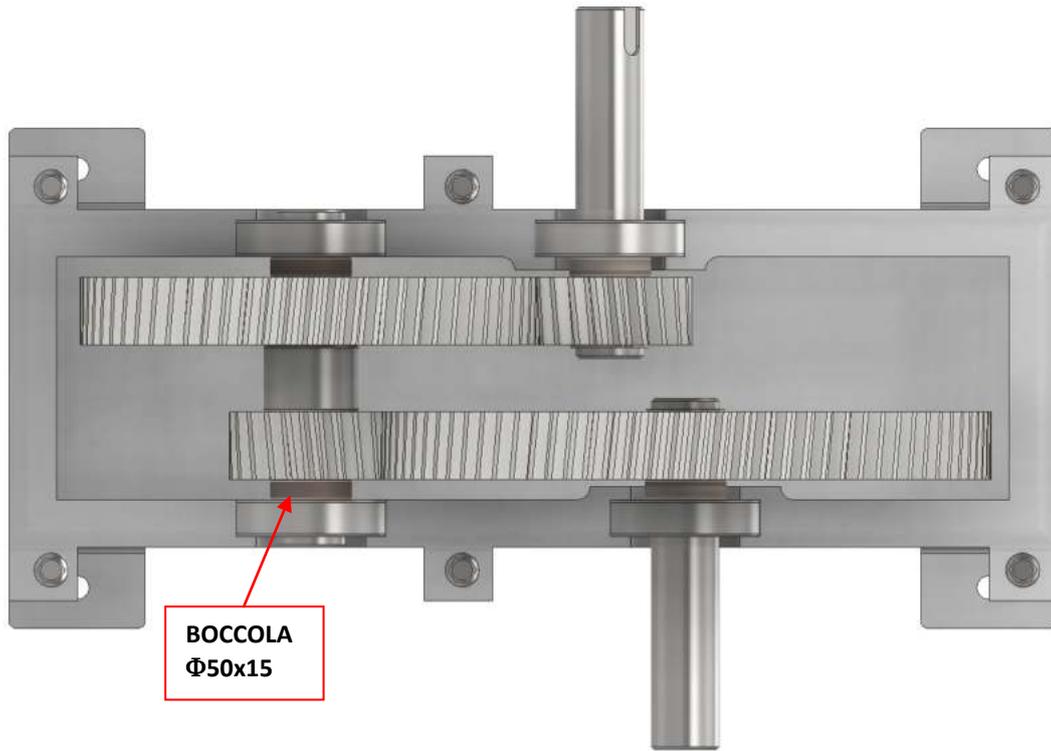
Selezionare solo il mozzo fra gli oggetti da generare e cliccare OK.



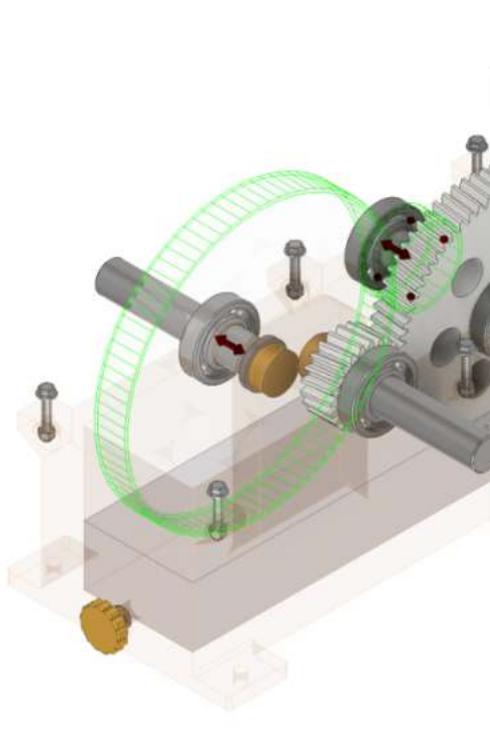
Ripetere il procedimento per il secondo disco.

## MOLTIPLICATORE DI GIRI

Nel caso in cui l'albero della turbina abbia un numero di giri troppo basso tale da non permettere di collegarlo direttamente all'albero dell'alternatore è necessario inserire un moltiplicatore di giri.  
Per mantenere le dimensioni compatte si ricorre generalmente ad un treno di ingranaggi.



## PRIMA COPPIA DI INGRANAGGI



Generatore componenti degli ingranaggi cilindrici

Progettazione  $f_g$  Calcolo

Comuni

Guida progettazione: Interesse

Angolo di pressione: 20,0000 gr

Angolo d'elica: 6 gr

Rapporto di trasmissione desiderato: 4,0000 su

Modulo: 5,000 mm

Interasse: 275,110 mm

Ingranaggio 1

Componente: Faccia cilindrica

Numero di denti: 22 su

Larghezza faccia: 50 mm

Correzione unità: 0,0000 su

Ingranaggio 2

Componente: Faccia cilindrica

Numero di denti: 88 su

Larghezza faccia: 50 mm

Correzione unità: -0,2755 su

Risultati

Parametro	Valore
i	4,0000 su
e	2,0625 su
<b>Ingranaggio 1</b>	
$d_a$	120,552 mm
d	110,606 mm
$d_f$	98,106 mm
$x_2$	0,3915 su
$x_p$	-0,2867 su
$x_d$	-0,4567 su
$s_a$	0,7127 su
$b_1$	0,4521 su
<b>Ingranaggio 2</b>	
$d_a$	449,614 mm
d	442,424 mm
$d_f$	427,168 mm
$x_2$	-1,6261 su
$x_p$	-4,2061 su

Calcola OK Annulla <<

Tipo di input:  Rapporto di trasmissione  Numero di denti

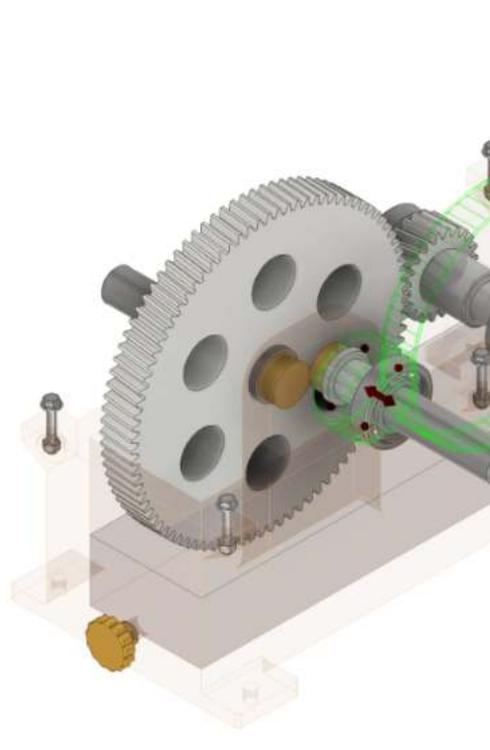
Tipo di dimensione:  Modulo  Modulo inglese

Raggiungimento dell'interasse:  Correzione dente  Angolo d'elica

Dimensioni dente unità

	Ingranaggio 1	Ingranaggio 2
Aggiunta	$a^*$ 1,0000 su	1,0000 su
Gioco	$c^*$ 0,2500 su	0,2500 su
Raccordo di fondo	$r_f^*$ 0,3500 su	0,3500 su

## SECONDA COPPIA DI INGRANAGGI



Generatore componenti degli ingranaggi cilindrici

Progettazione  $f_g$  Calcolo

Comuni

Guida progettazione: Interesse

Angolo di pressione: 20,0000 gr

Angolo d'elica: 5,8601 gr

Rapporto di trasmissione desiderato: 3 su

Modulo: 5,000 mm

Interasse: 219,744 mm

Ingranaggio 1

Componente: Faccia cilindrica

Numero di denti: 22 su

Larghezza faccia: 50 mm

Correzione unità: 0,0000 su

Ingranaggio 2

Componente: Faccia cilindrica

Numero di denti: 66 su

Larghezza faccia: 50 mm

Correzione unità: -0,2755 su

Risultati

Parametro	Valore
i	3,0000 su
e	2,0455 su
<b>Ingranaggio 1</b>	
$d_a$	120,509 mm
d	110,578 mm
$d_f$	98,078 mm
$x_2$	0,3917 su
$x_p$	-0,2858 su
$x_d$	-0,4558 su
$s_a$	0,7143 su
$b_1$	0,4522 su
<b>Ingranaggio 2</b>	
$d_a$	338,909 mm
d	331,734 mm
$d_f$	316,478 mm
$x_2$	-0,9575 su
$x_p$	-2,8969 su

Calcola OK Annulla <<

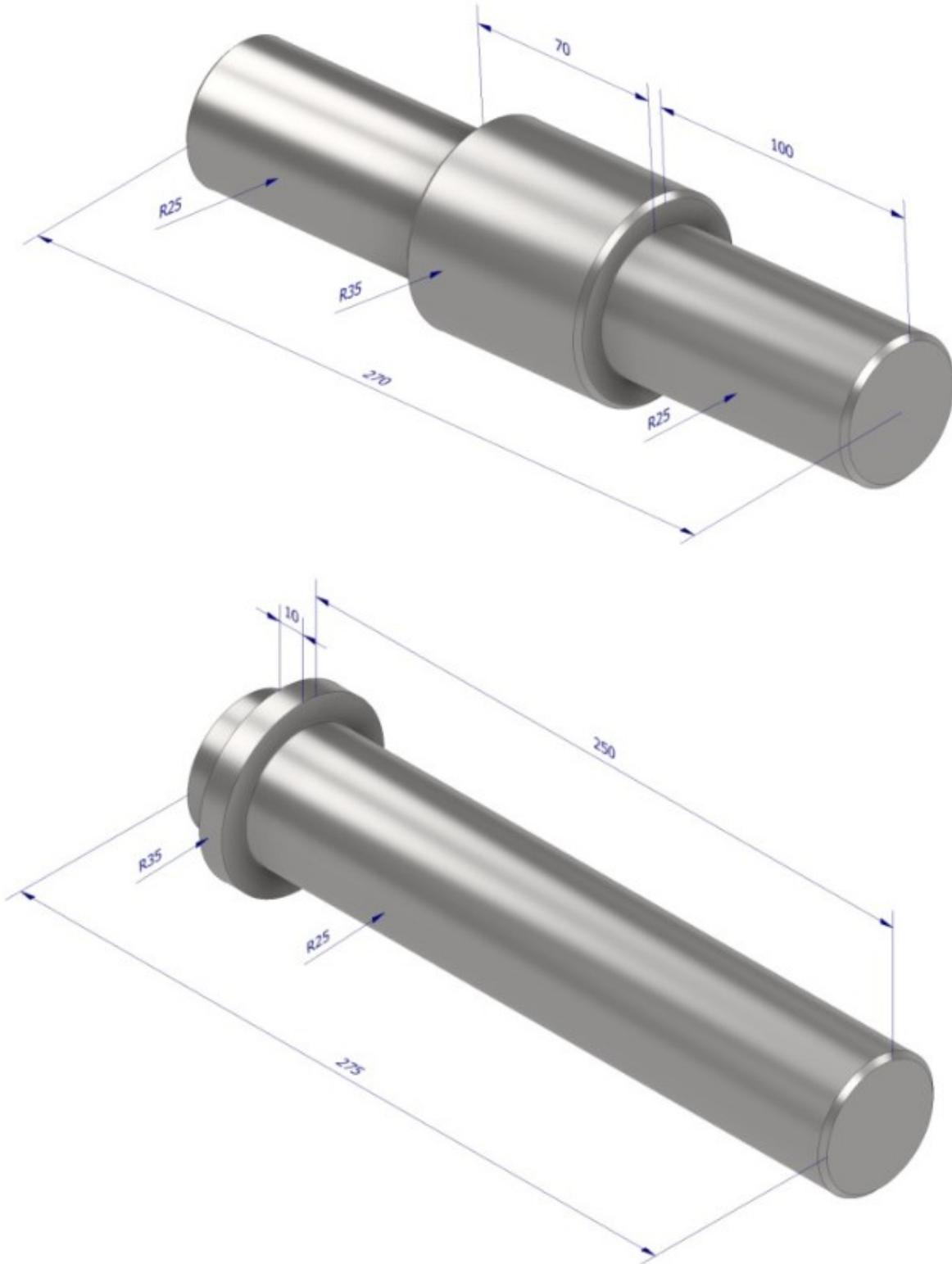
Tipo di input:  Rapporto di trasmissione  Numero di denti

Tipo di dimensione:  Modulo  Modulo inglese

Raggiungimento dell'interasse:  Correzione dente  Angolo d'elica

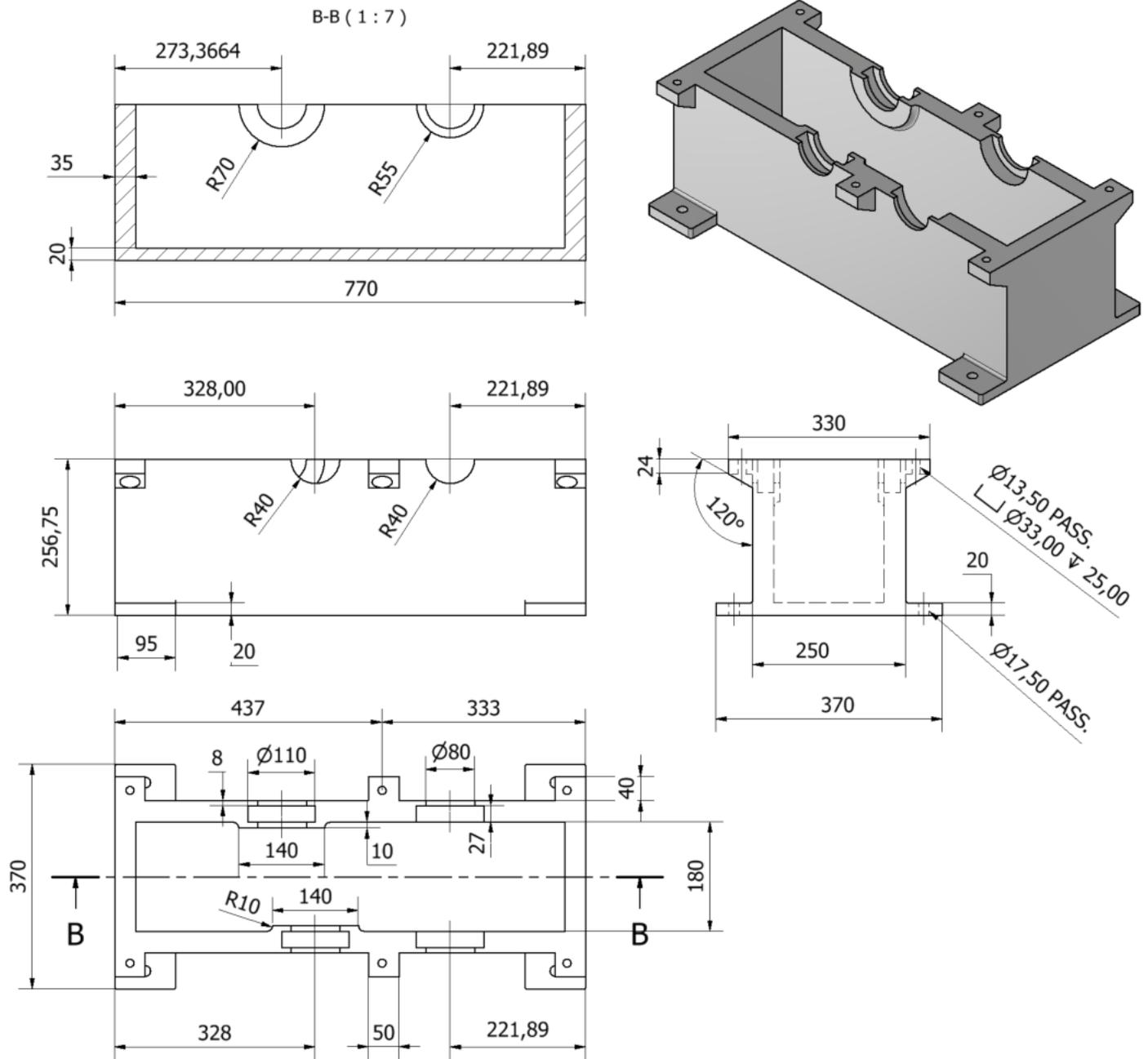
Dimensioni dente unità

	Ingranaggio 1	Ingranaggio 2
Aggiunta	$a^*$ 1,0000 su	1,0000 su
Gioco	$c^*$ 0,2500 su	0,2500 su
Raccordo di fondo	$r_f^*$ 0,3500 su	0,3500 su



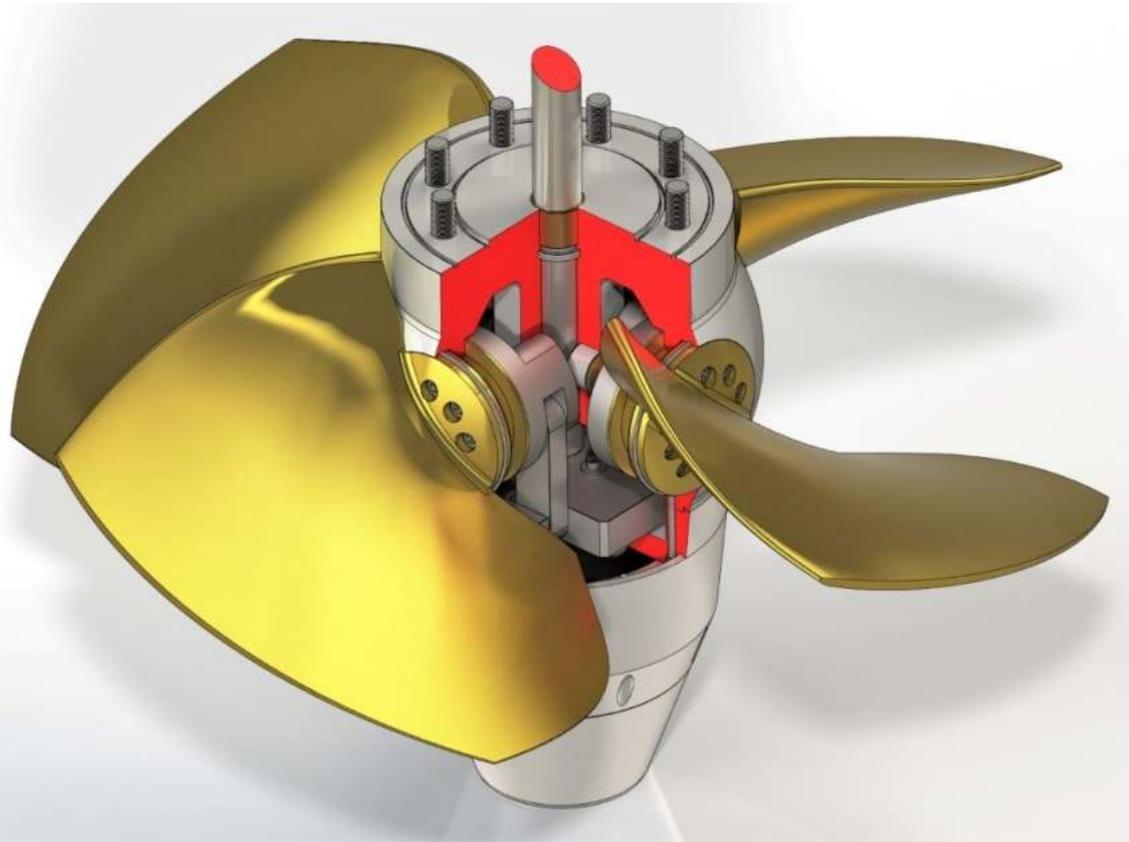
NB: sugli alberi vanno ricavate le sedi delle chiavette col modulo di progettazione di Inventor.

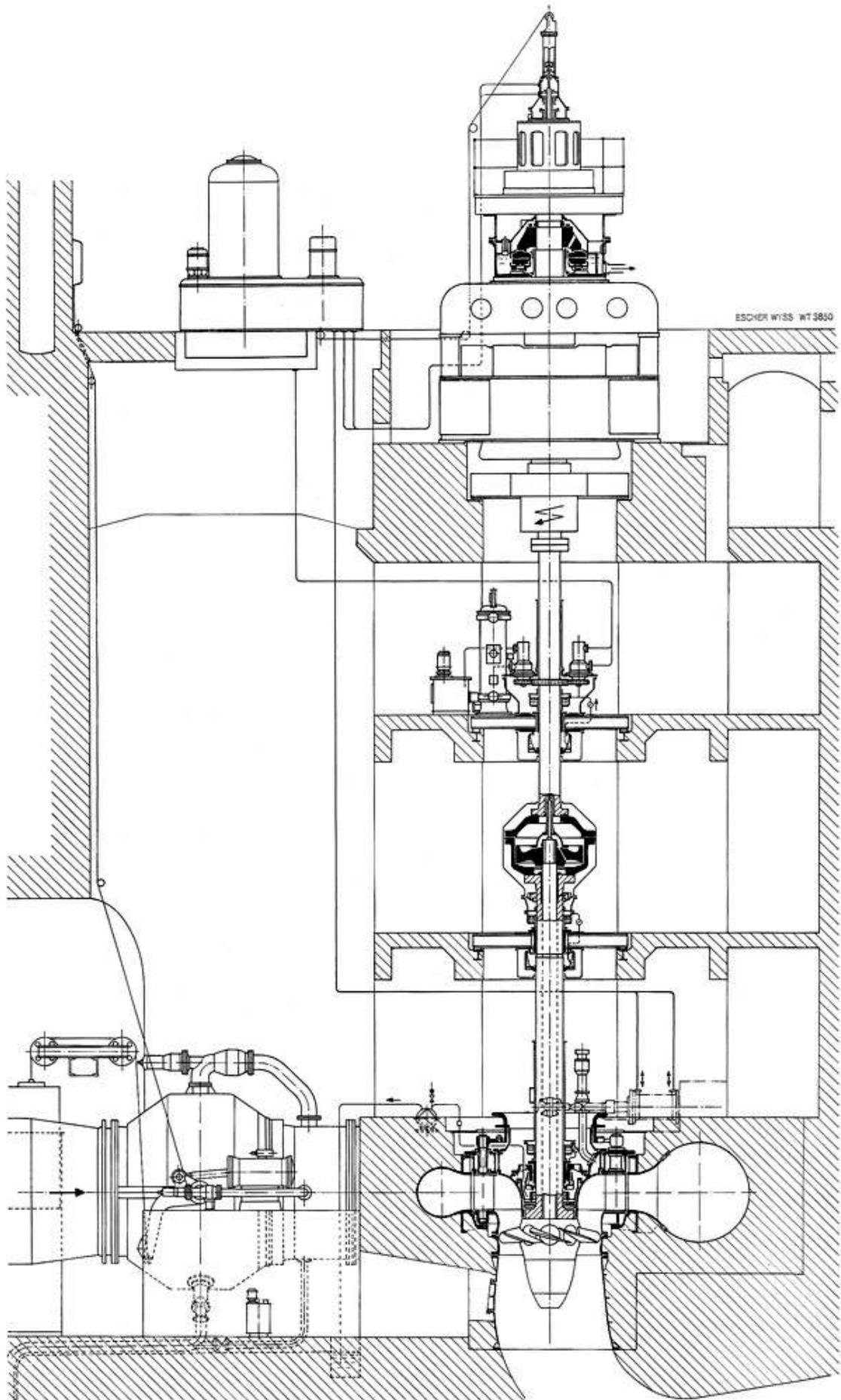
CORPO INFERIORE

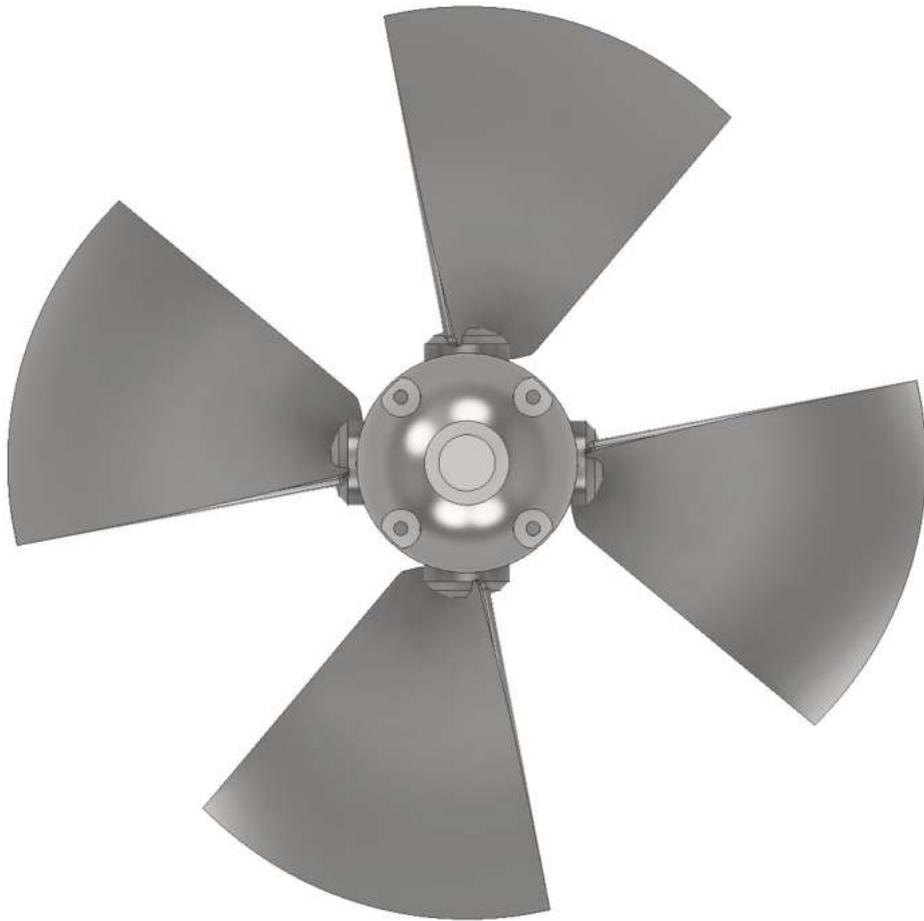
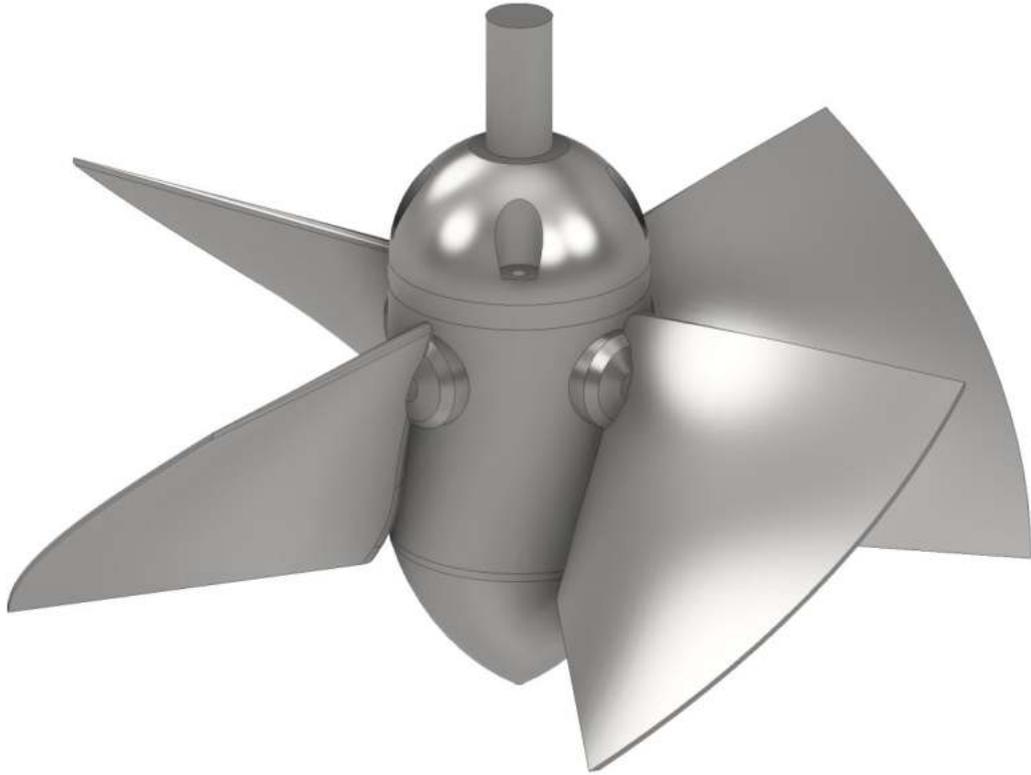


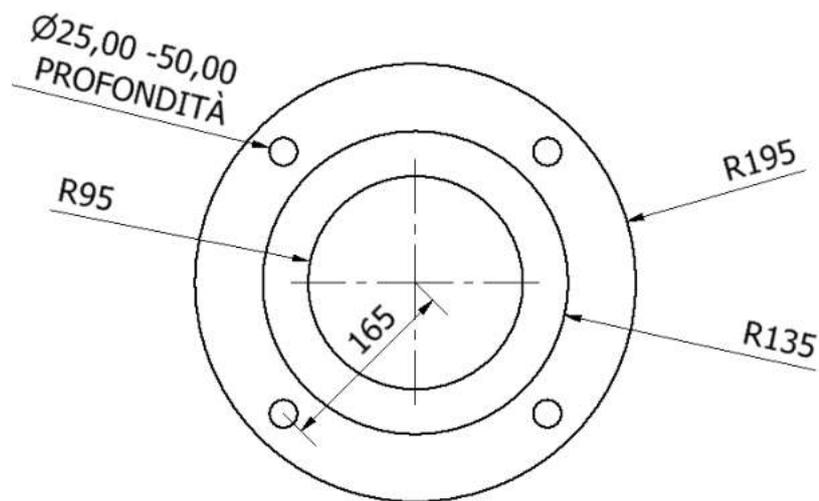
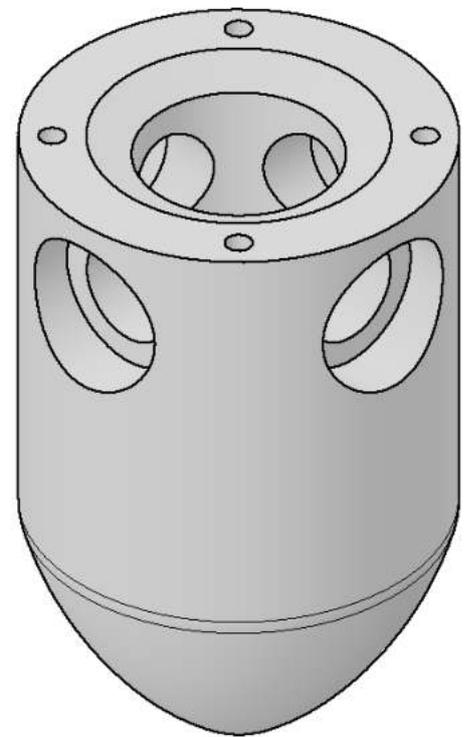
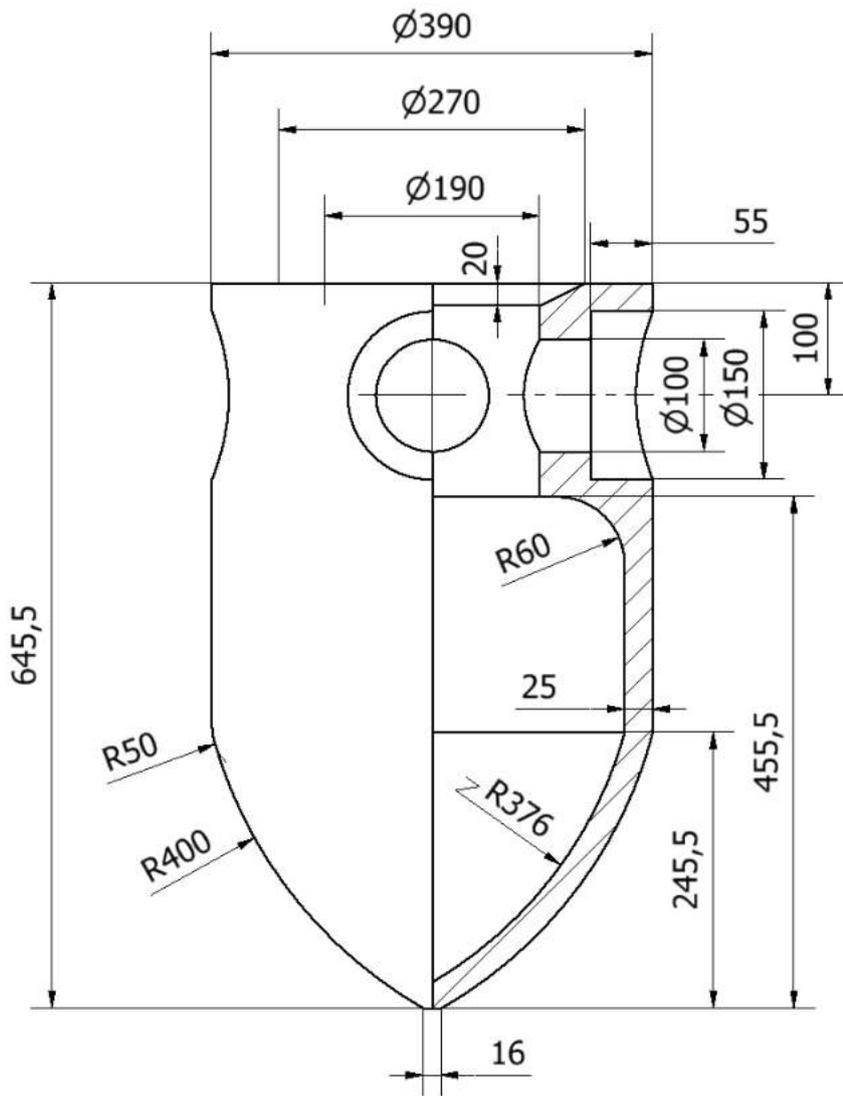
Il corpo superiore si crea attraverso il comando 3D "Specchio".

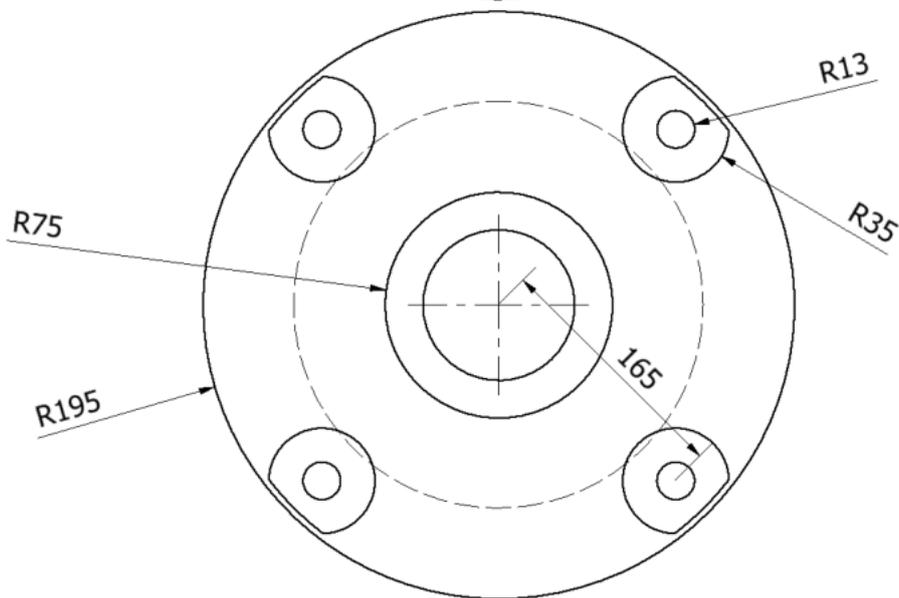
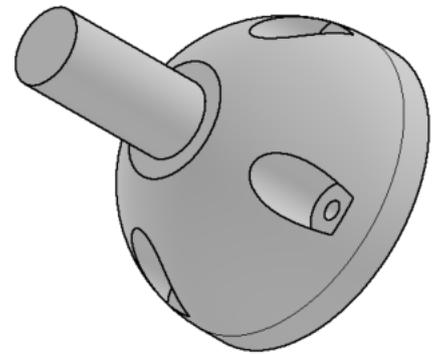
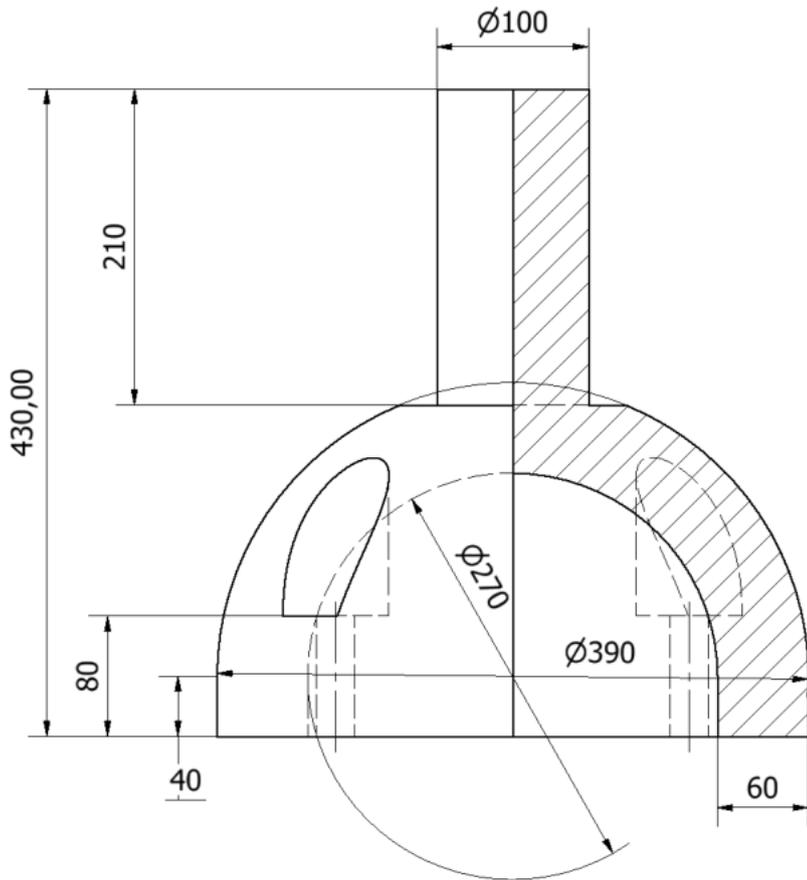
# TURBINA KAPLAN





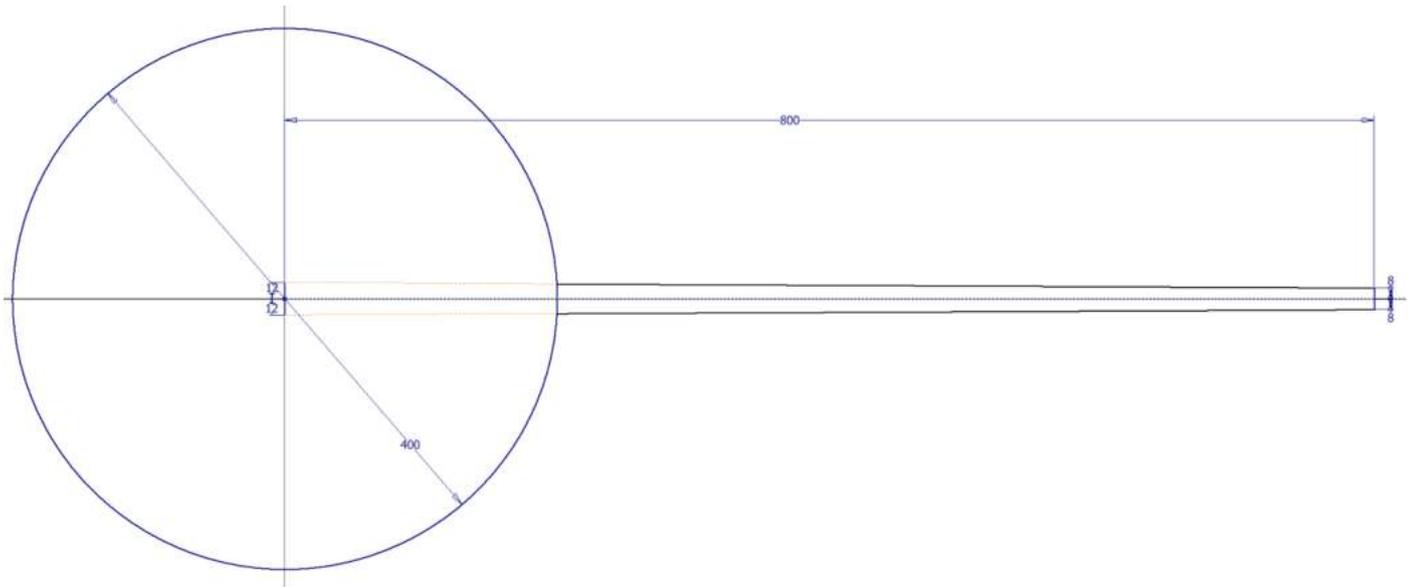




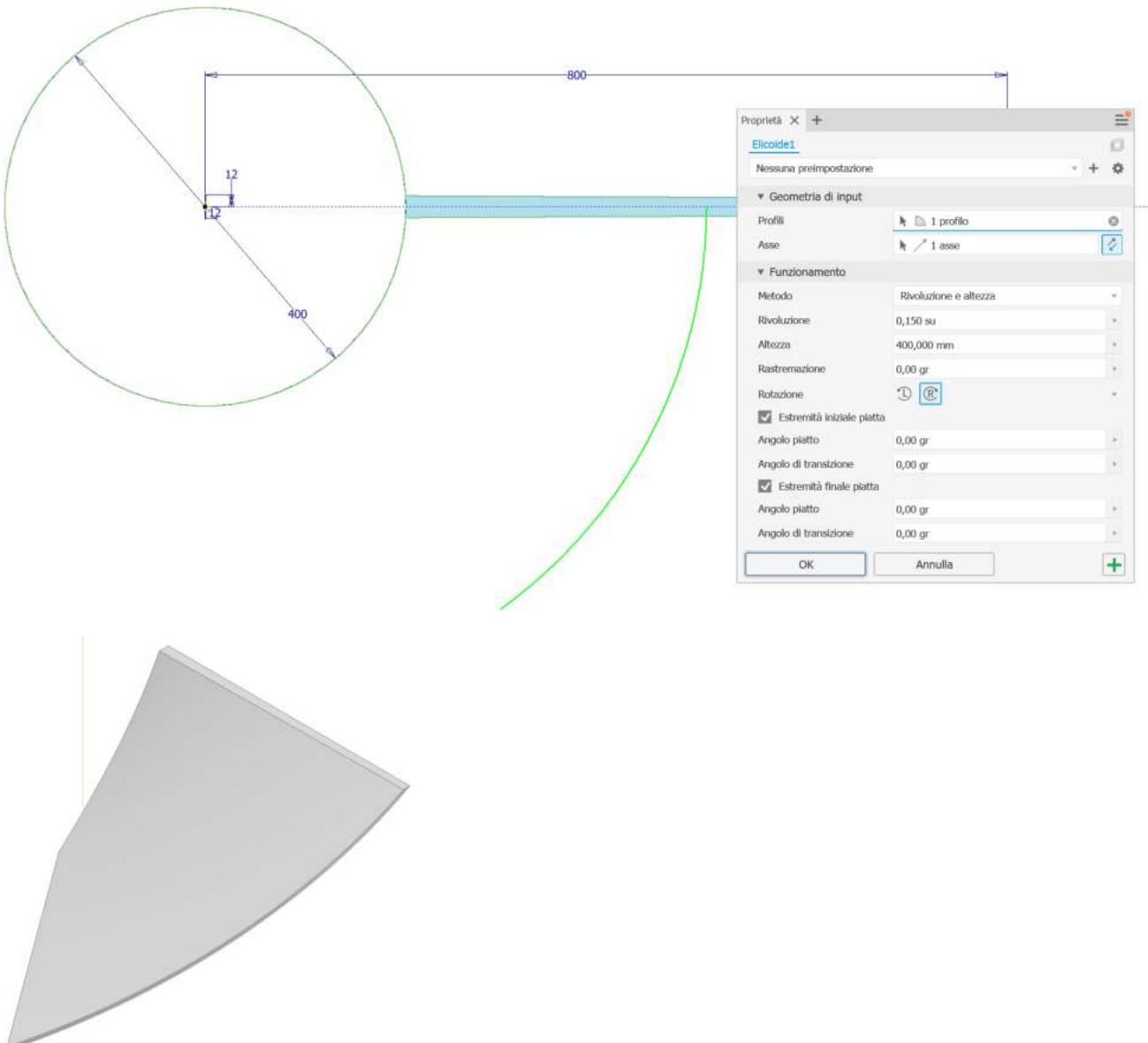




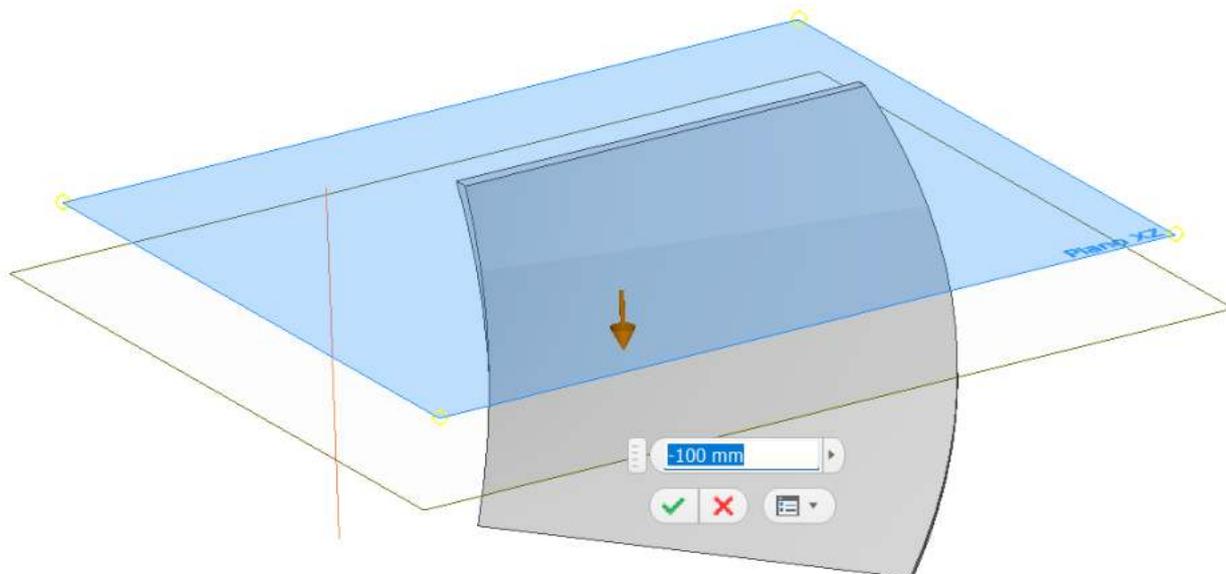
## Schizzo 2D piano ALTO



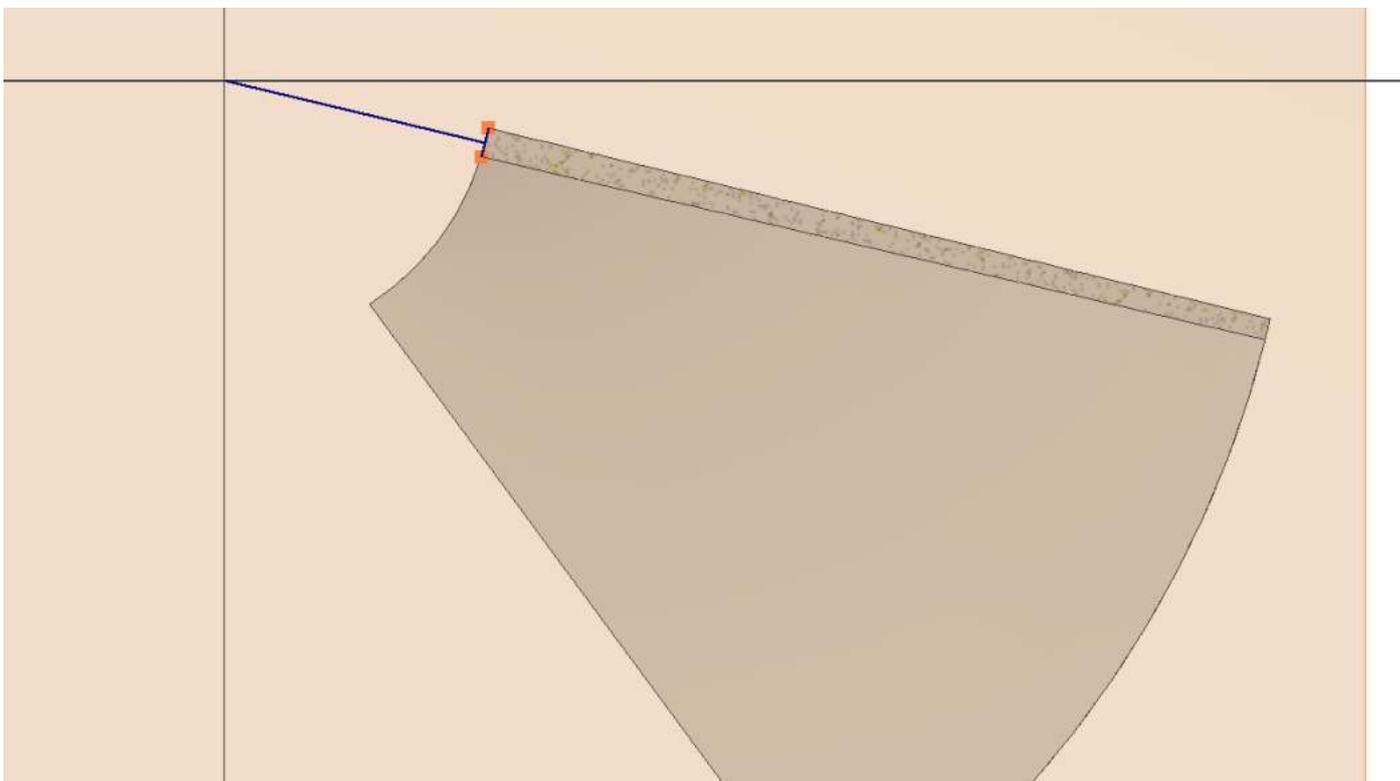
## Elicoide 3D



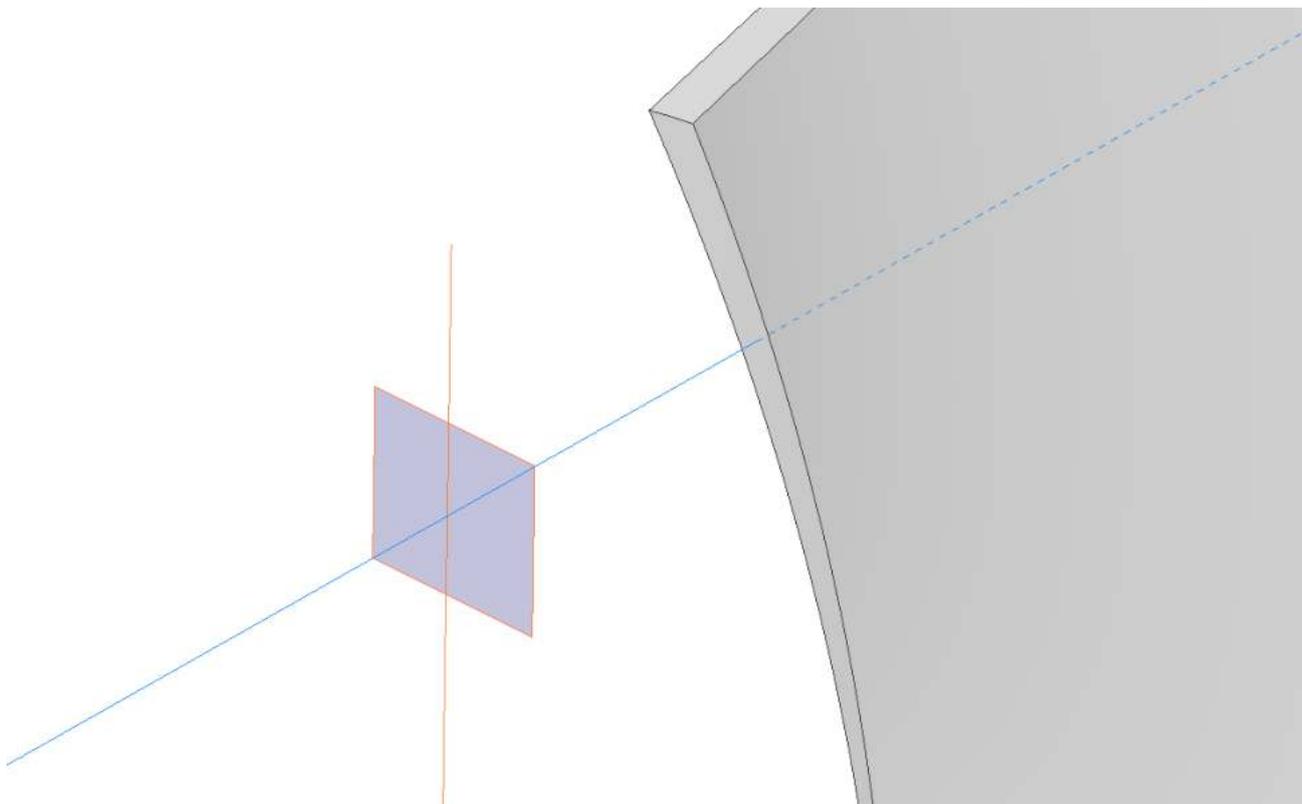
Creazione piano di lavoro orizzontale (offset dal piano orizzonale per origine)



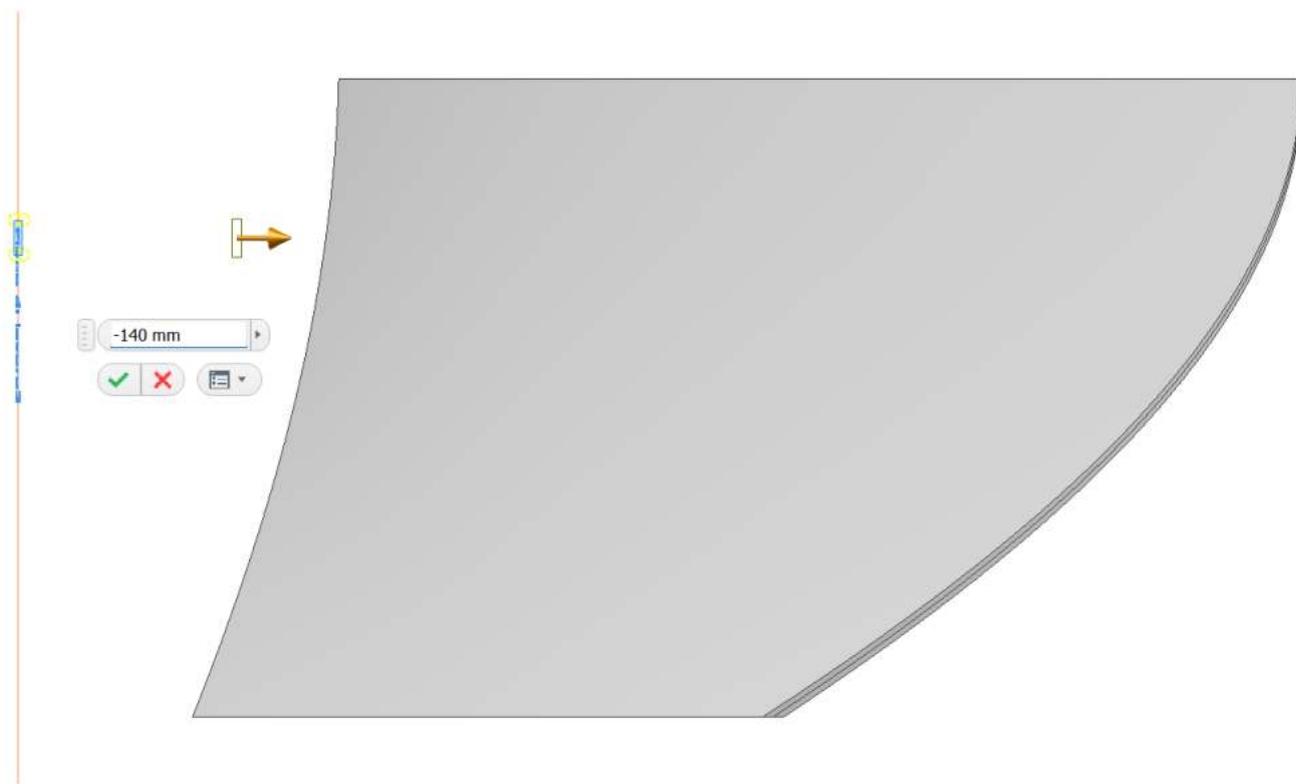
Creazione schizzo 2D con asse per il perno della pala



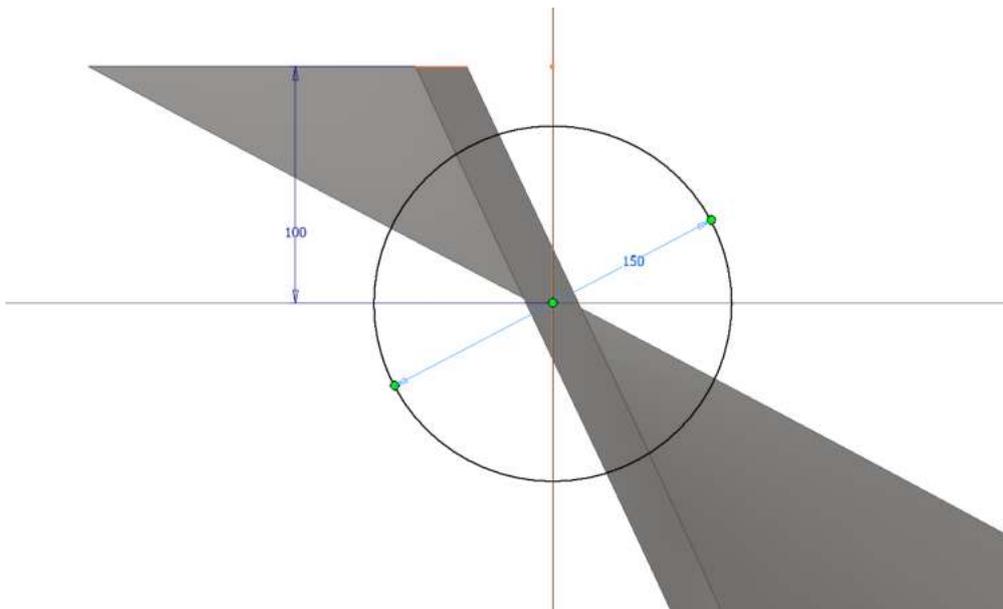
Creazione piano di lavoro passante per l'asse verticale origine e perpendicolare all'asse precedente



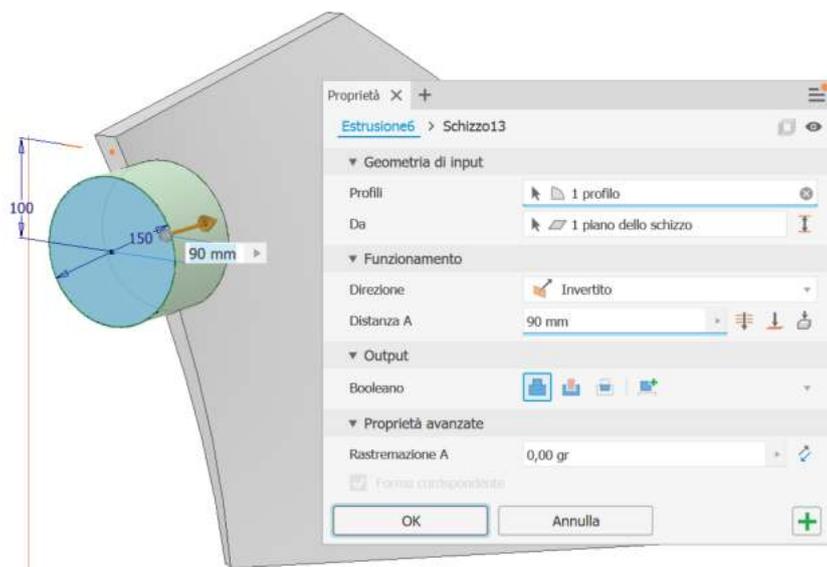
Creazione nuovo piano di lavoro verticale per offset dal precedente.



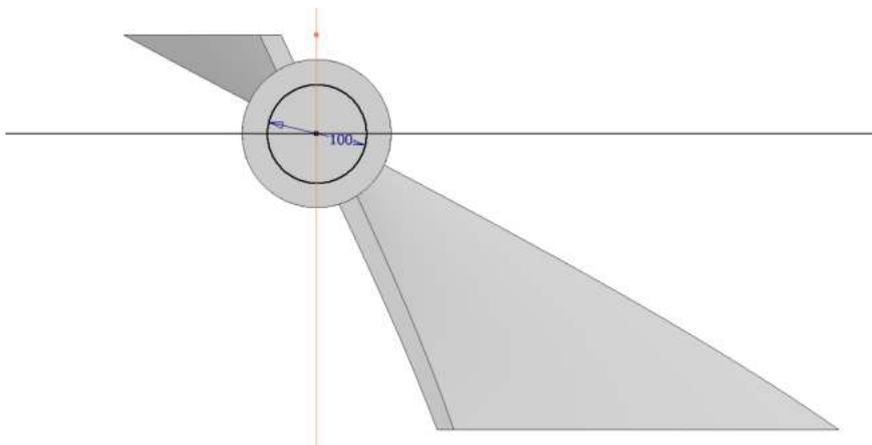
Creazione schizzo 2D con profilo perno.



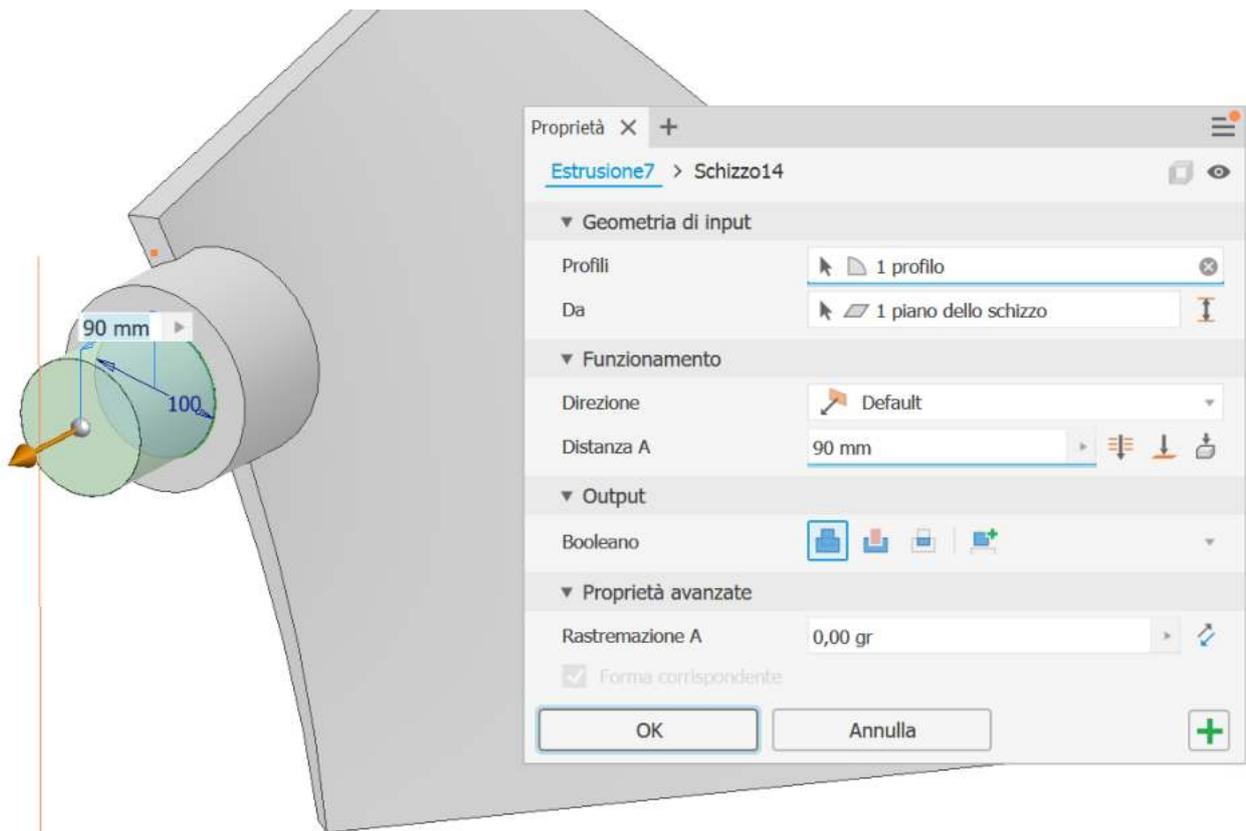
Estrusione del profilo sulla pala.



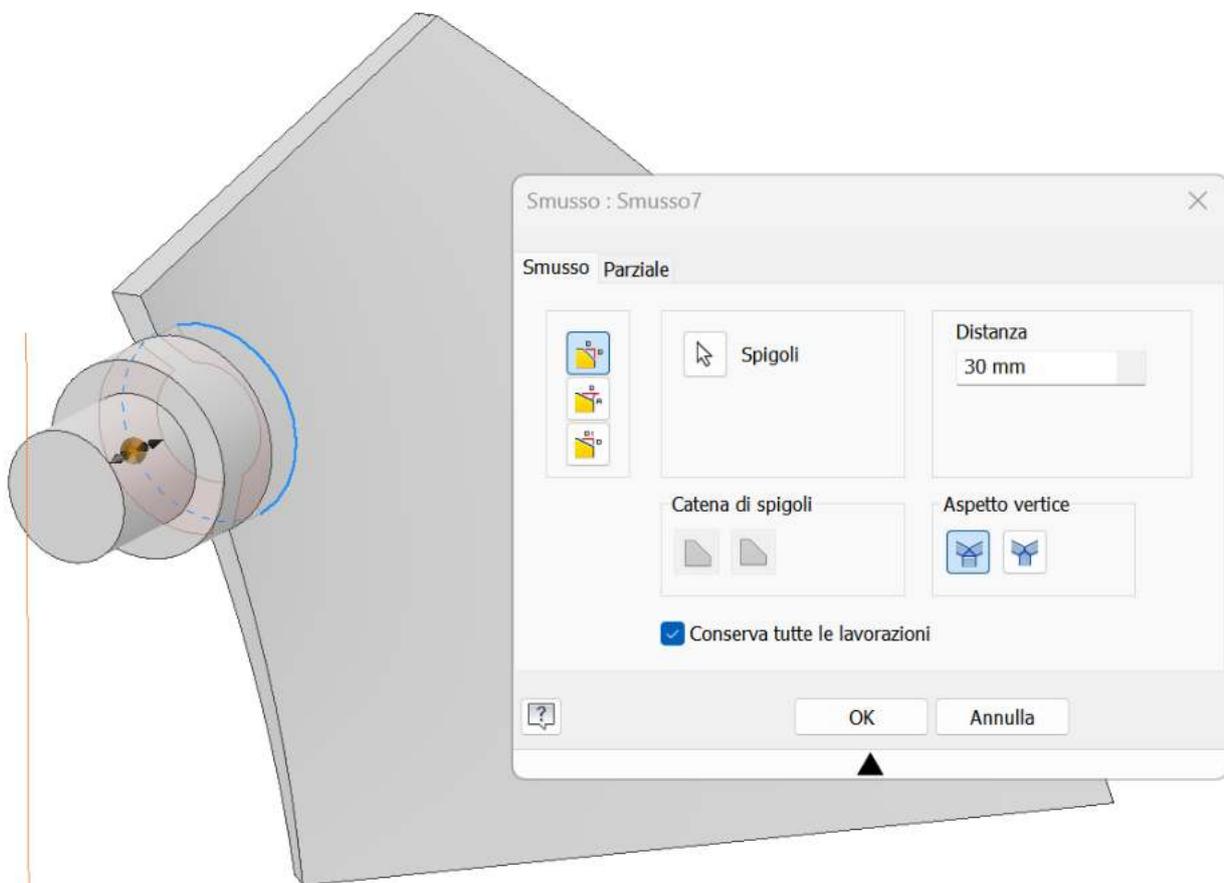
Schizzo 2D



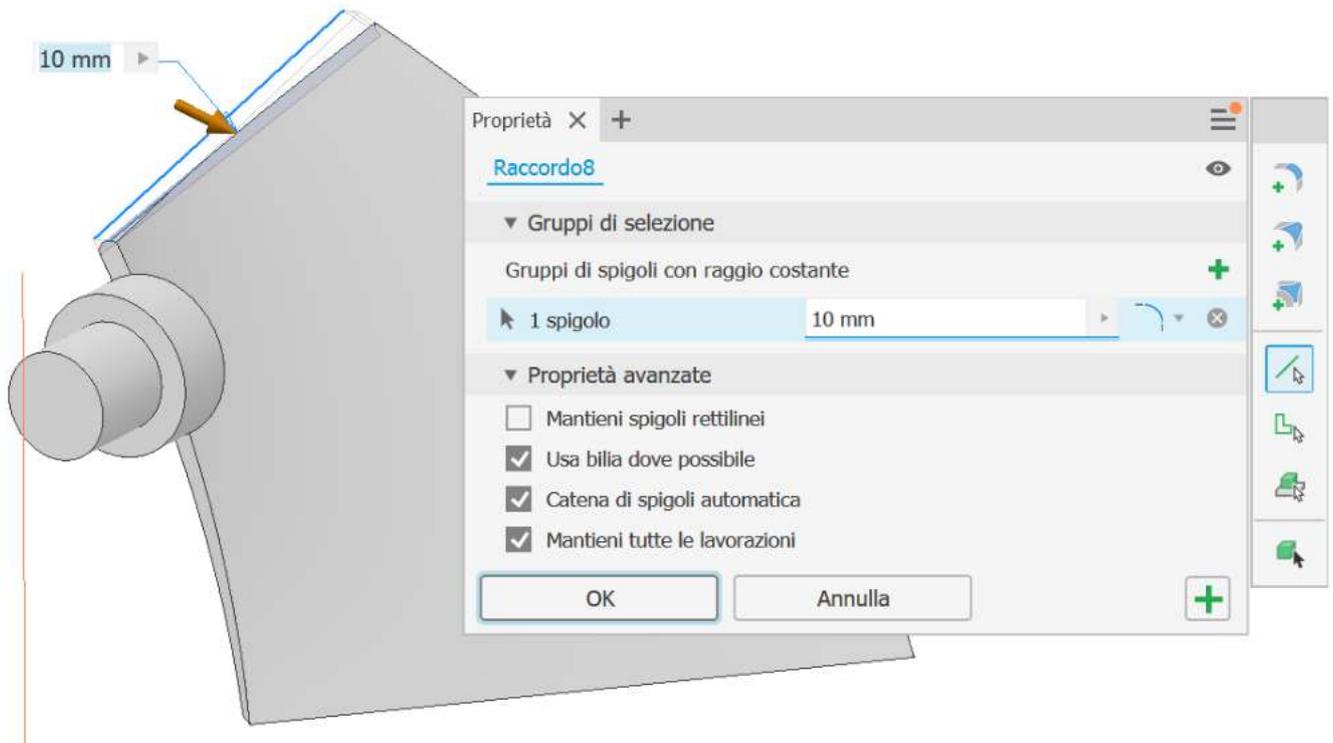
Estrusione perno.



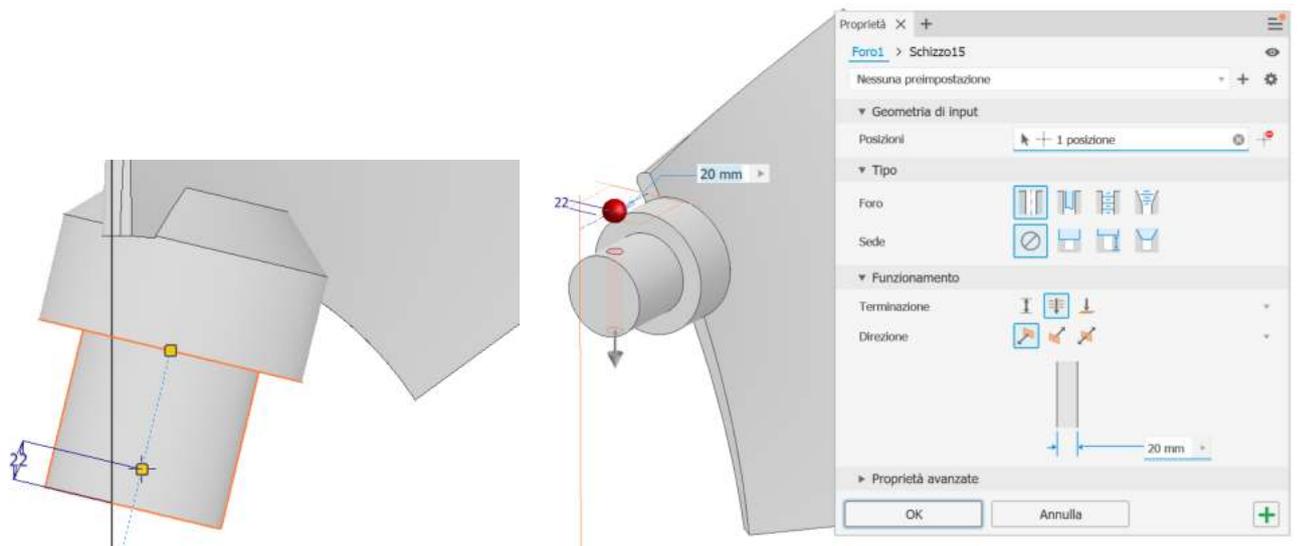
Smusso



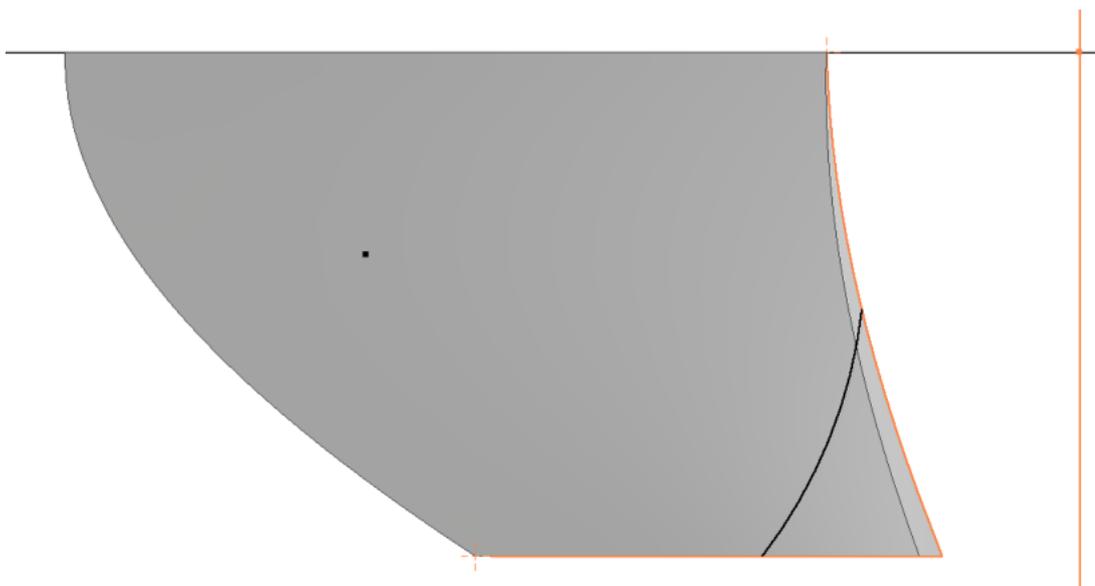
Raccordo profilo superiore pala.



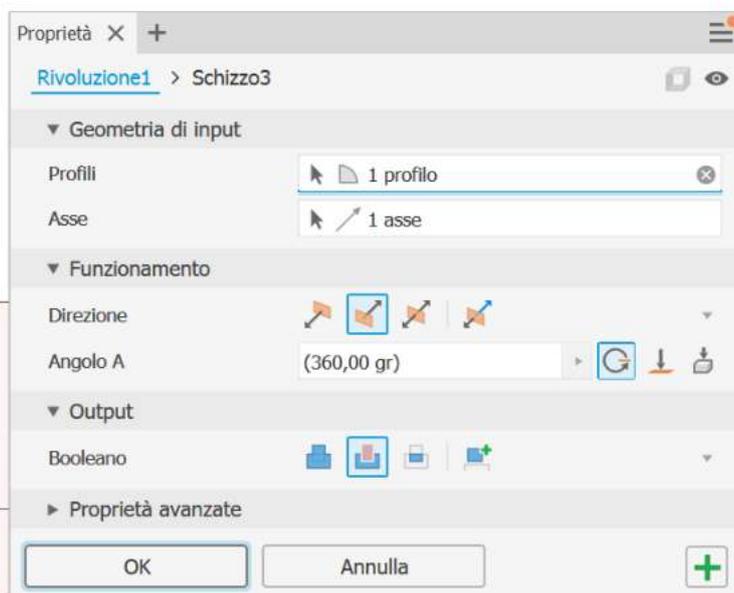
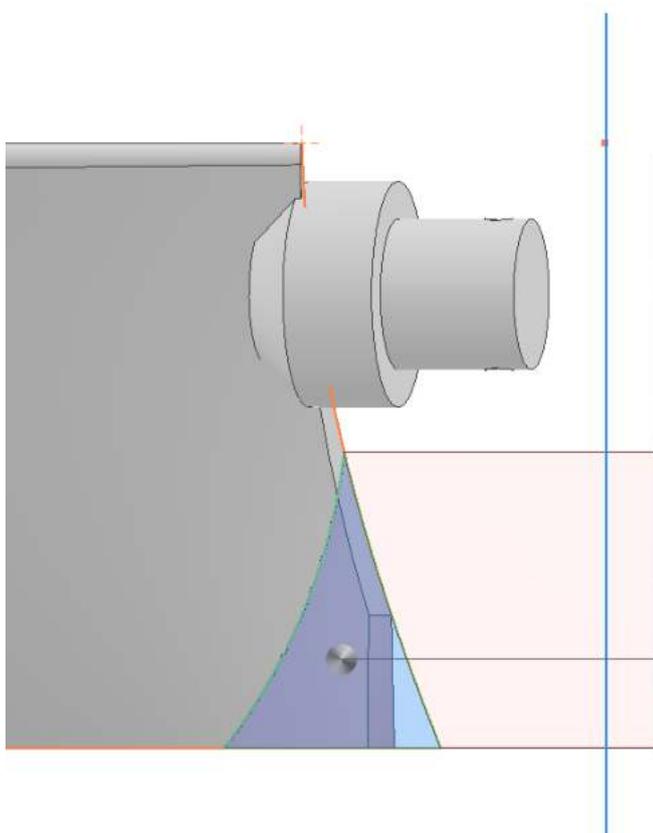
Schizzo 2D per foro sul piano ALTO e foro passante.



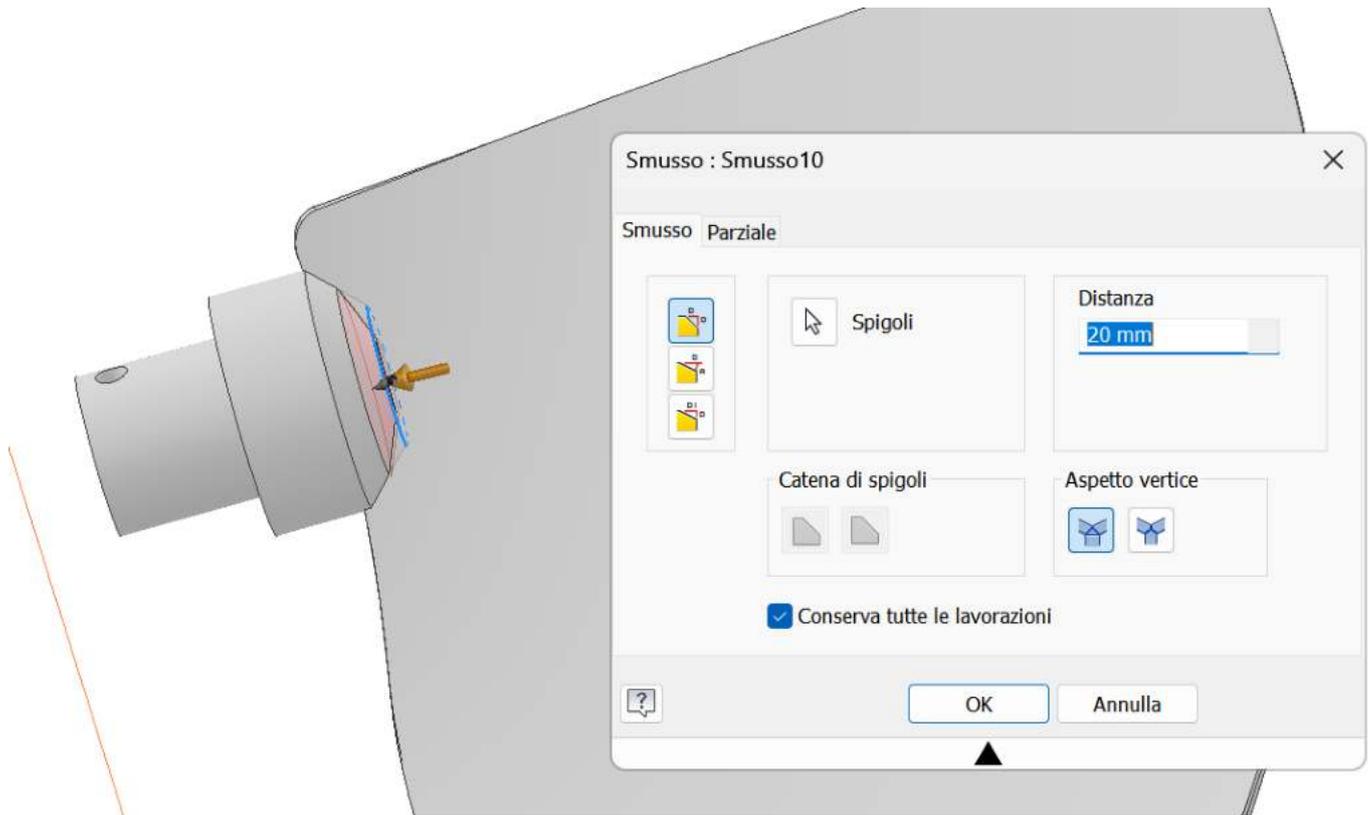
Sul piano RETRO schizzo 2D e rivoluzione (arrotondamento a piacere della pala interna)



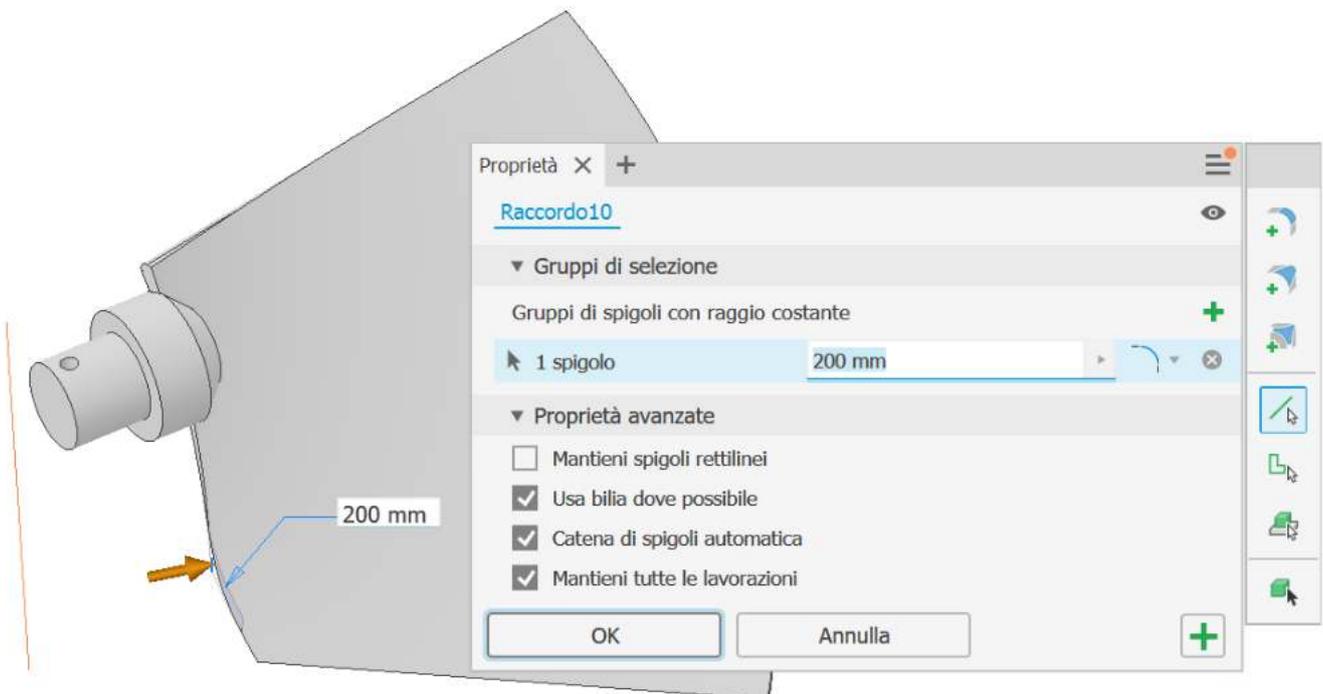
Rivoluzione rispetto asse verticale.



## Smusso

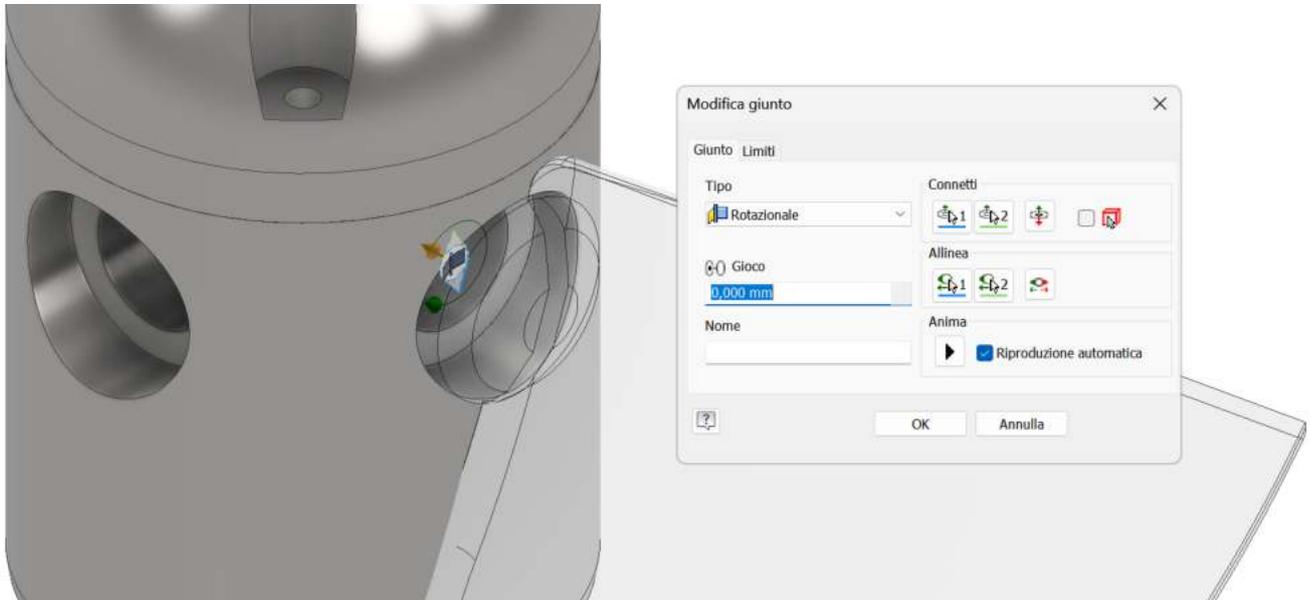


## Raccordo bordo interno pala.

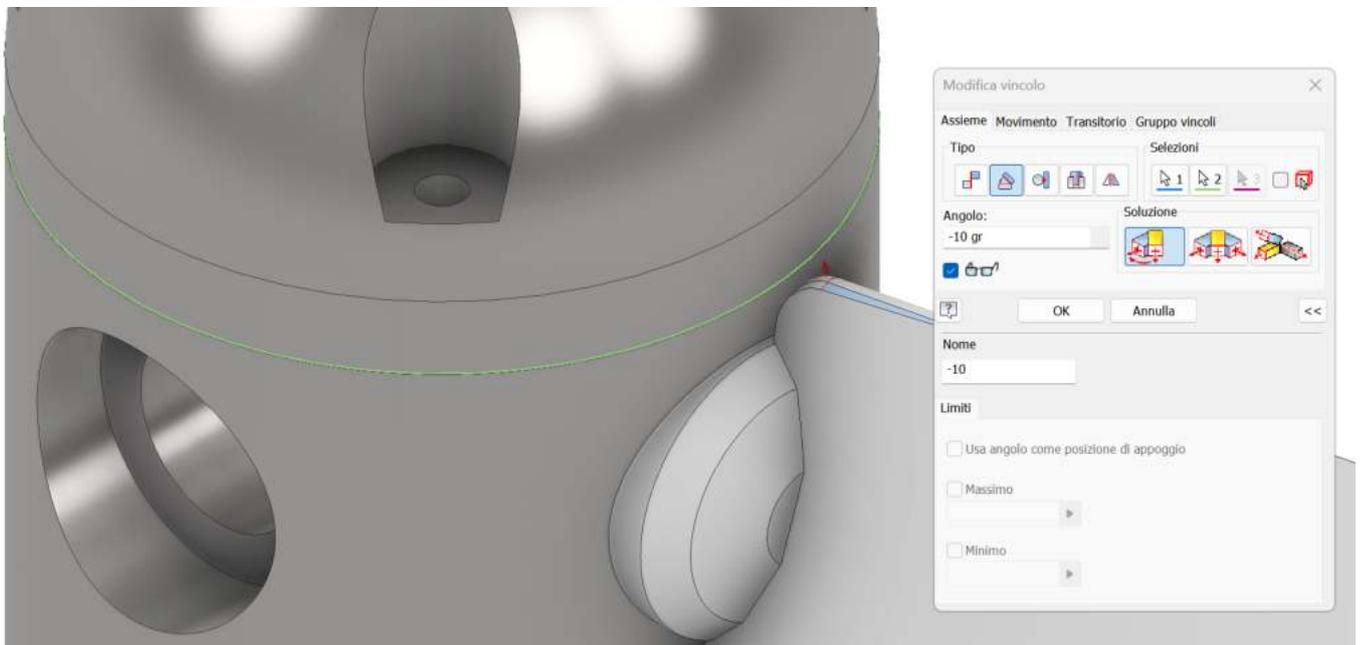


## ASSIEME TURBINA KAPLAN

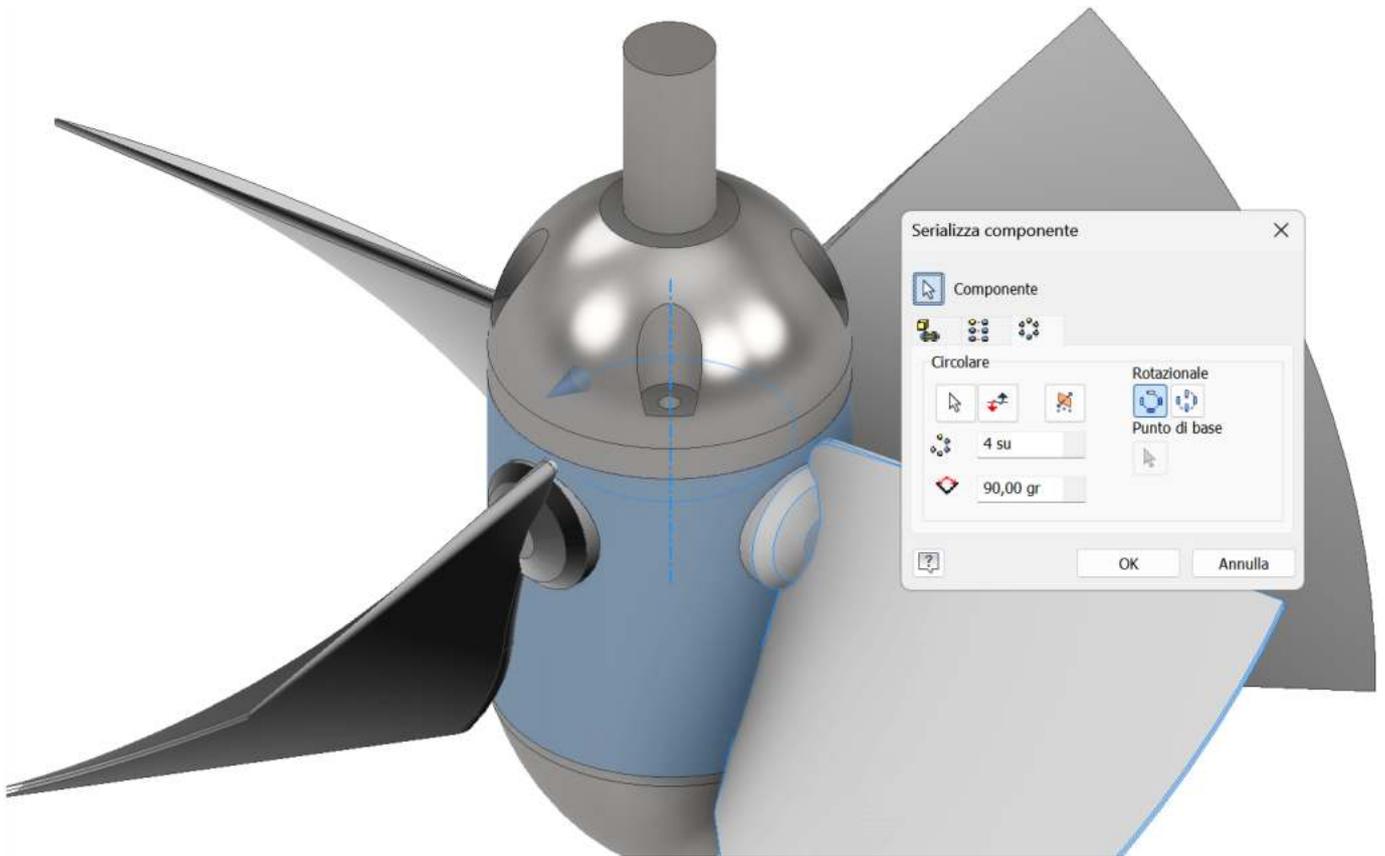
Creare un file di assieme e posizionare per primo il corpo (fissato all'origine).  
Posizionare successivamente la parte superiore e procedere a vincolarla al corpo.  
Posizionare per ultimo una pala e vincolarla col comando GIUNTO come in figura.



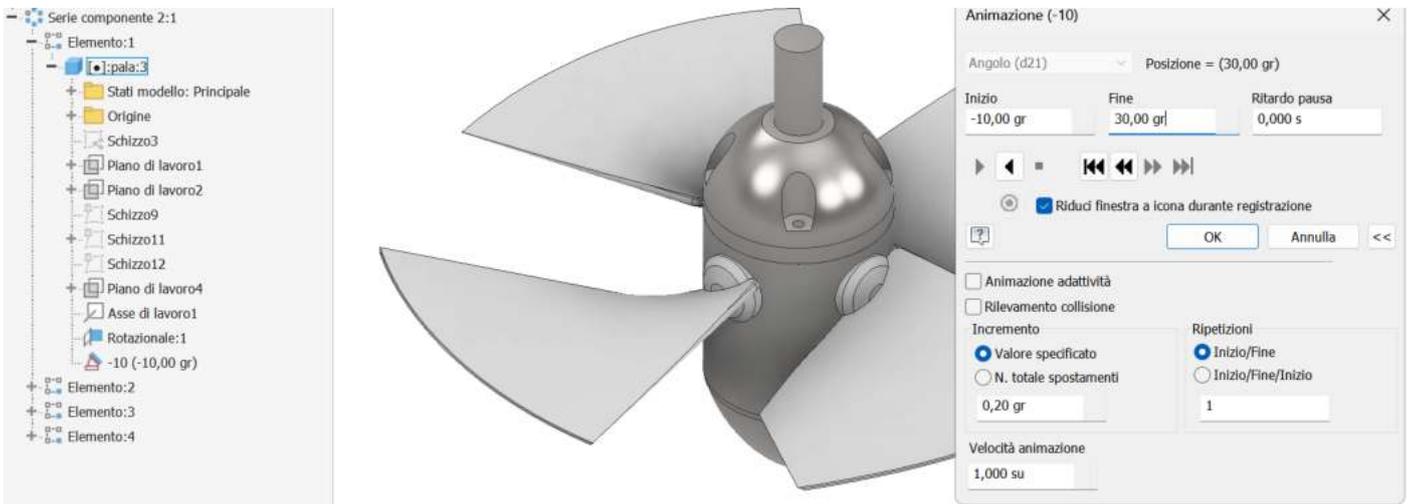
Creare un vincolo di parallelismo fra la faccia piana superiore della pala e la faccia piano del corpo.



Serie circolare della pala rispetto all'asse verticale.

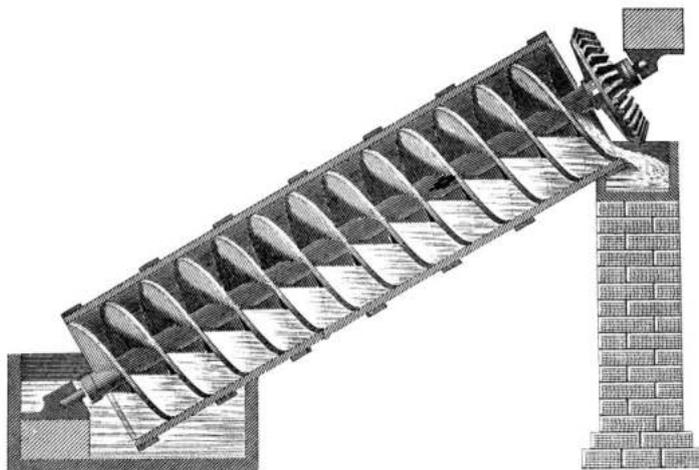


Verificare che l'animazione del vincolo (-10 , +30 gradi) di parallelismo sulla prima pala muova tutte le pala.



# TURBINA A VITE

La turbina a vite è una macchina semplice che trae origine da un'altra macchina, la vite di Archimede, utilizzata per sollevare fluidi ed inventata da Archimede di Siracusa (287-212 ac.).



Nel 1819 l'ingegnere francese Claude-Louis Navier (1785-1836) prospettò l'utilizzo della vite di Archimede quale variante tipologica della ruota idraulica. Nel 1922 William Moerscher brevettò la turbina a vite idrodinamica negli Stati Uniti.

Il primo brevetto europeo è del tedesco Karl-August Radlik nel 1997, a cui sono seguite alla fine degli anni novanta una serie di installazioni industriali.

Le viti idrauliche raggiungono rendimenti idraulici superiori all'85%. Si deve notare l'estensione del campo dei buoni rendimenti, che varia da circa un terzo della portata di progetto sino a quella massima. Le viti idrauliche, quindi, in virtù dell'estensione del campo di stabilità del rendimento, continuano a raggiungere buone prestazioni anche in caso di scarsa alimentazione.



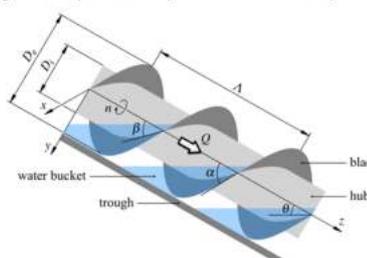


La nuova centralina sul fiume Gambara (BS) . La turbinq ha una potenza massima di 100 kw.

## RENDIMENTO MEDIO DI IMPIANTI ESISTENTI

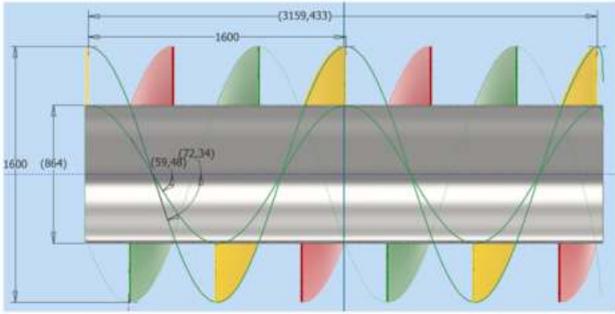
Location	Manufacturer's data					Calculated data	
	$Q$ (m <sup>3</sup> /s)	$H$ (m)	$P_e$ (kW)	$L$ (m)	$D_e$ (m)	$\theta$ (degrees)	$\eta_u$ (%)
Haddo	0.5	5	15.9	10.47	1.4	28.5	64.8
Indore	0.6	5.3	19	10.23	1.4	31.2	60.9
Schnaittach	0.8	1.35	7.5	3.2	1.6	25	70.8
Herrenhof	0.9	2.1	13.9	5.71	1.6	21.6	75
Gennkikungou	0.99	1.05	7.3	3.02	1.6	20.3	71.6
Bischofsmais	1	3.16	21	7.43	1.6	25.2	67.7
Mühlen	1	3	21	6	1.5	30	71.4
Vadodara	1	5	33	10.35	1.7	28.9	67.3
Eitting	1.2	3.57	29	9.6	1.8	21.8	69
Erding	1.2	1.75	13.9	4.52	1.8	22.8	67.5
St. Michael	1.2	3.2	26.92	6.67	1.7	28.7	71.5
Vierhöfen	1.2	1	8	3.1	1.6	18.8	68
Colditz	1.5	3	33	8.7	2.2	20.2	74.8
Niedermühle	1.5	3.17	33	8.46	1.9	22	70.7
Flatford Mill	1.6	1.1	12.6	3.13	1.9	20.6	73
Gescher	1.8	3.45	46	9.4	2	21.5	75.5
Yvoir	2	1.8	26	4.83	2.1	21.9	73.6
Stimpfach	2.3	2.55	44	6.57	2.3	22.8	76.5
Dautphetal	2.5	2.55	45.8	7.3	2.6	20.4	73.2
Untermünkheim	2.5	1.8	31	5	2.4	21.1	70.2
Turbury Mill	2.8	2.1	43	6.4	2.5	19.2	74.5
Pilsing	3.2	3.6	8	8.1	2.9	26.4	70.8
Wiener Neustadt	3.5	4.05	98	9.76	2.8	24.5	70.5
Baiersdorff	4.5	1.5	48.1	5.08	3.2	17.2	72.6
Shanes Castle	5.5	5	192	12.85	3.4	22.9	71.2
Hausen	6	5.8	250	15.3	3.4	22.3	73.2
Kirchberg	6	2.97	130	6.83	3.4	25.8	74.4
Wien	7.1	1.7	84	4.54	3.6	22	70.9
Maple Durham	8	1.73	99	5.27	3.6	19.2	72.9
Average							71.2

# DIMENSIONAMENTO DI MASSIMA MEDIANTE FORMULE SEMIEMPIRICHE

A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L
1	<b>TURBINA IDRAULICA A VITE ARCHIMEDE</b>										
2	In genere si parte dalla prevalenza H e dalla portata Q disponibili al sito di installazione										
3											
4											
5											
6											
7											
8											
9											
10											
11											
12											
13											
14	De =	1,6 m	diametro esterno pala								
15	theta =	25 °	inclinazione ottimale asse turbina fra 30-35°								
16	K =	0,47	pendenza asse turbina $K = \tan \theta$								
17	lambda =	1,6 m	raccomandato pari a De (compreso fra 1.6 e 2.4 volte Re)								
18	N =	3	numero pale min. 2, ottimo 3, oltre eta sale poco)								
19	H =	1,35 m	salto utile turbina (z1- z2)								
20	Q =	0,8 m3/s	portata volumetrica turbina								
21	kv =	0,773	coefficiente correttivo sperimentale								
22	eta tot =	0,708	rendimento totale (idraulico, meccanico elettrico) tipico								
23											
24	<b>CALCOLI</b>										
25											
26	<b>Rapporto diametri turbina</b>										
27	delta ott.	0,54	$\delta = \frac{D_i}{D_e} = \frac{R_i}{R_e}$ l'ottimo vale circa 0,54 quando il numero di pale varia da 1 a 4.								
28	raccomandato fra 0.45 e 0.55										
29	<b>Diametro interno pala</b>										
30	Di	0,864 m									
31											
32	<b>Passo adimensionale</b>										
33	lambda	0,1485	$\lambda = \frac{K\Lambda}{2\pi R_e} = \frac{K\Lambda}{\pi D_e}$								
34											
35											
36	<b>Lunghezza vite</b>										
37	L	3,194 m									
38											
39	<b>Angoli vite</b>										
40	alpha	72,3 °	$\alpha = \arctan\left(\frac{2\pi R_e}{\Lambda}\right) = \arctan\left(\frac{\pi D_e}{\Lambda}\right)$								
41	beta	59,5 °	$\beta = \arctan\left(\frac{2\pi R_i}{\Lambda}\right) = \arctan\left(\frac{\pi D_i}{\Lambda}\right)$								
42											
43	In condizioni ottimali deve es $\theta \leq \alpha$ $\Lambda \leq 2\pi R_e/K$										
44											
45	<b>Passo pale</b>										
46	Lambda	2,94 m	$\Lambda = \frac{4\pi R_e}{K(4+N)} = \frac{2\pi D_e}{K(4+N)}$								
47											
48											
49	<b>Numero di giri limite (massimo) della turbina</b>										
50	n° lim.	36,6 rpm	$n = \frac{50}{D_e^{2/3}}$								
51											
52											
53											
54											
55	<b>Volume di fluido racchiuso fra due pale</b>										
56	Vb	0,4767 m3	$V_b = \frac{2}{3}k_v \frac{R_e^3 - R_i^3}{K} = \frac{2}{3}k_v \frac{R_e^3}{K} (1 - \delta^3) = \frac{1}{12}k_v \frac{D_e^3}{K} (1 - \delta^3)$								
57											
58	<b>Numero di giri</b>										
59	n°	33,56 m3/s	$n = \frac{60Q}{NV_b}$								
60											
61	<b>Diametro esterno turbina</b>										
62	De	1,54 m	$D_e = \left[ \frac{14.4KQ}{k_v N (1 - \delta^3)} \right]^{3/7}$								
63											
64	Per evitare di non soddisfare la condizione "n lim.", si consiglia di arrotondare sempre per eccesso e non per difetto il diametro calcolato										
65											
66	<b>Numero di giri turbina</b>										
67											
68	n°	33,56 rpm	$n = \frac{931.4KQ}{ND_e^3(1 - \delta^3)} < n_{lim} = \frac{50}{D_e^{2/3}}$								
69											
70	La velocità calcolata con la formula precedente deve essere inferiore alla soglia limite										
71	Quando è necessario regolare la velocità, è necessario scegliere un valore adeguato inferiore a quello appena calcolato										
72											
73	<b>Potenza turbina</b>										
74	P eff.	7,50 kW	$P_s = 9.81\eta QH \text{ [kW]}$			<b>Generatore di tensione AC</b>		<b>Rapporto di moltiplicazione ingranaggi</b>			
75					Pot.	10 kW	i	12			
76					n°	400 rpm					

**Table 1.** Optimal dimensionless pitches recommended in literature for ASPs and comparison with dimensionless pitches proposed in the present paper for ASTs.

N	Dimensionless pitch, lambda		
	ASP, theta = 30° (Nagel [4])	ASP (Rorres [5])	AST, Equation (12)
2	0.1682	0.1863	0.2122
3	0.1682	0.2217	0.2728
4	0.1682	0.2456	0.3183



# TURBINA FRANCIS



# TURBINA EOLICA LENZ 2

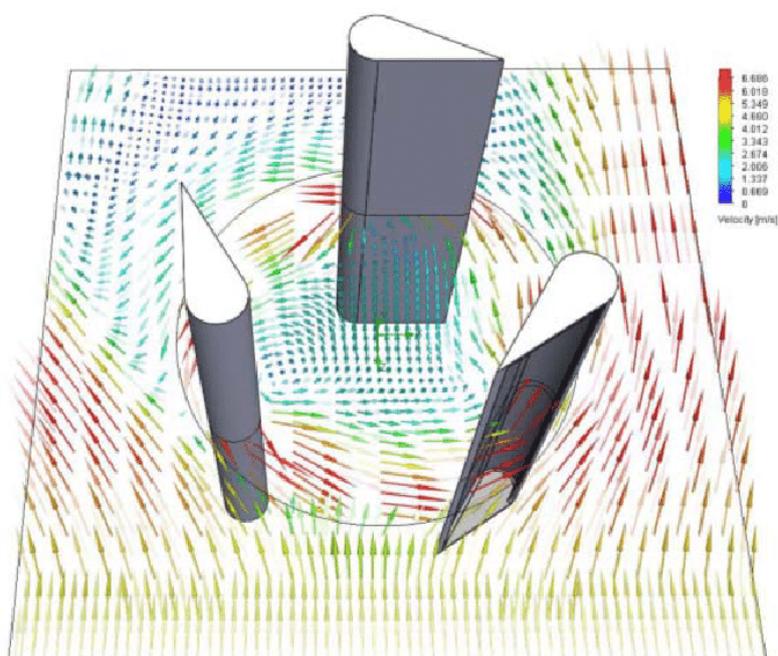
Tutte le turbine eoliche del tipo VAWT sono state ispirate da due tipi base: Savonius e Darrieus.

Nel 2007, Ed Lenz ha pubblicato un articolo su una turbina eolica con una efficienza di ca. 40% che è nettamente superiore a quella dei modelli citati (20-25%).

Il progetto presenta varie innovazioni cercando di combinare le peculiarità della turbina Darrieus (che lavora sulla forza di portanza aerodinamica) e della turbina Savonius (che fa affidamento sulla resistenza aerodinamica).



*Distribuzione della velocità*



DIMENSIONAMENTO DI MASSIMA MEDIANTE FORMULE SEMIEMPIRICHE

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L
1	<b>TURBINA EOLICA LENZ</b>											
2	D	0,200 m										
3	d=2 R	0,038 m	=0,1875*B2									
4	L tot	0,080 m	=0,4*B2									
5	H	0,324 m	=1,618*B2									
6	R	0,019 m	=B3/2									
7	L	0,061 m	=B4-B6									
8	Area D*H	0,065 m <sup>2</sup>	=B2*B5									
9												
10	v vento	6,00 m/s										
11												
12	η Lenz 2	0,35										
13	η alternatore	0,85										
14	Potenza	2,56 watt	=0,5*1,23*\$B\$8*\$B\$10^3*B12*B13									
15	ω	60,00 rad/s	=B10/(B2/2)									
16	n° giri (80%)	459 rpm	=0,8*60*B15/6,28									
17	n° giri a vuoto	573 rpm	=60*B15/6,28									
18												
19	H ideale	1,618*D m										
20												
21												
22												
23												
24												
25												
26												
27												
28												
29												
30												
31												
32												
33												
34												

v m/s	P watt	ω rad/s	N° rpm
1	0,01	10	96
2	0,09	20	191
3	0,32	30	287
4	0,76	40	382
5	1,48	50	478
6	2,56	60	573
7	4,06	70	669
9	8,63	90	860
10	11,84	100	955
11	15,76	110	1051
12	20,46	120	1146
13	26,02	130	1242
14	32,49	140	1338
15	39,96	150	1433

