



**POLITECNICO
DI TORINO**

Corso di Laurea in Ingegneria per l'Ambiente e il Territorio

Tesi di Laurea Magistrale

**Progettazione di un dispositivo per
la disinfezione a basso costo
dell'acqua con cavitazione
idrodinamica**

Relatore

prof. Costantino Manes

Correlatori

ing. Emanuele Quaranta

ing. Riccardo Vesipa

Candidata

Roberta Davello

28 novembre 2018

INDICE

Elenco delle figure i

Elenco delle tabelle iii

Introduzione v

1	L'ACQUA COME VEICOLO DI MALATTIE	1
1.1	La contaminazione microbiologica dell'acqua	1
1.1.1	Contesto e rilevanza del problema	1
1.1.2	Principali agenti patogeni	2
1.2	Metodi di disinfezione	4
1.2.1	Trattamenti tradizionali	4
1.2.2	Trattamenti alternativi	5
1.3	Riepilogo	7
2	LA CAVITAZIONE	9
2.1	Passaggio di stato liquido-aeriforme	9
2.1.1	Definizione di ebollizione	9
2.1.2	Definizione di cavitazione	9
2.2	Tipologie di cavitazione	11
2.2.1	Cavitazione acustica	12
2.2.2	Cavitazione idrodinamica	12
2.3	Caratteristiche della cavitazione	13
2.3.1	Numero di cavitazione	13
2.3.2	Meccanismi di disinfezione	14
2.4	Riepilogo	15
3	USO DELLA CAVITAZIONE NELLA DISINFEZIONE	17
3.1	Descrizione degli studi	17
3.1.1	Geometrie del restringimento e intensità di cavitazione σ	17
3.1.2	Batteri	18
3.1.3	Cianobatteri e microalghe	21
3.1.4	Zooplankton	22
3.1.5	Cavitazione combinata ad altre tecnologie	23
3.2	Riassunto dei risultati significativi	24
3.2.1	Effetti sui vari microorganismi	24
3.2.2	Efficienza dei diversi dispositivi	25
3.2.3	Combinazione con altre tecnologie	25
3.3	Riepilogo	26

4	PROGETTAZIONE DELLA RUOTA A CAVITAZIONE	27
4.1	La trasmissione delle biciclette	27
4.1.1	Sviluppo metrico	27
4.1.2	I rapporti di trasmissione	28
4.1.3	Capacità totale del cambio	30
4.1.4	Corone, pignoni e cambi commerciali	30
4.2	Parametri di progetto	30
4.2.1	Geometria del restringimento	32
4.2.2	Numero di cavitazione raggiungibile	32
4.2.3	Velocità angolare della pala	33
4.2.4	Potenza sviluppabile	35
4.2.5	Volume di acqua trattabile	38
4.3	Dimensionamento	38
4.3.1	Pala non rastremata	38
4.3.2	Pala rastremata	41
4.3.3	Progetto risultante	55
4.4	Riepilogo	56
5	METODI COMPUTAZIONALI	61
5.1	Fluidodinamica computazionale (CFD)	61
5.1.1	Funzionamento dei software di calcolo	61
5.1.2	Equazioni risolte	62
5.2	Risoluzione e modellazione della turbolenza	62
5.2.1	Simulazione numerica diretta	63
5.2.2	Large-Eddy simulation	63
5.2.3	Equazioni RANS	63
5.3	Modelli di chiusura	63
5.3.1	Ipotesi o approssimazione di Boussinesq	64
5.3.2	Modelli diffusivi	64
5.3.3	Modello RSM	68
5.4	Modellazione di parete	68
5.4.1	Wall function	68
5.4.2	Modellazione di parete migliorata	69
5.5	Riepilogo	70
6	SIMULAZIONI NUMERICHE	71
6.1	Fasi delle simulazioni	71
6.1.1	Software	71
6.1.2	Definizione del dominio fluido	72
6.1.3	Fluent	74
6.2	Risultati	79
6.2.1	Simulazioni preliminari	79
6.2.2	Potenze dissipate	86

6.2.3	C_d vs Re	87
6.3	Riepilogo	88
7	CONCLUSIONI E SVILUPPI FUTURI	89
A	SCRIPT MATLAB	91
A.1	Pala non rastremata	91
A.2	Pala rastremata	92
	Riferimenti bibliografici	95

ELENCO DELLE FIGURE

Figura 1.1.1	Mortalità legata alla scarsa qualità dell'acqua e all'igiene. Immagine tratta da [21].	2
Figura 1.2.1	Filtro in ceramica. Immagine tratta da [29].	6
Figura 1.2.2	Esempio di dispositivo per la sterilizzazione solare a basso costo. Immagine tratta da [36].	7
Figura 2.1.1	Diagramma di stato dell'acqua. Immagine tratta da [15].	10
Figura 2.1.2	Variazione della pressione con cavitazione in un tubo di Venturi. Immagine tratta da [9].	10
Figura 2.1.3	Formazione di un microgetto. Immagine tratta da [19].	11
Figura 2.1.4	Danni causati dalla cavitazione sull'elica di una nave. Immagine tratta da [11].	12
Figura 2.3.1	Esempi di piastre multiforo. Immagine tratta da [42].	15
Figura 3.1.1	Tassi d'inattivazione di <i>E. coli</i> per i diversi dispositivi testati. Immagine tratta da [3].	19
Figura 3.1.2	Sistema per produrre la cavitazione acustica (a sinistra) e circuito con venturi per cavitazione idrodinamica e supercavitazione. Immagine tratta da [33].	20
Figura 3.1.3	Tassi di rimozione di <i>L. pneumophila</i> per ogni tipo di cavitazione. Immagine tratta da [33].	21
Figura 3.1.4	Percentuali di rimozione dello zooplankton comparate con quelle previste dal modello. Immagine tratta da [34].	23
Figura 4.1.1	Trasmissione della bicicletta. Immagine tratta da [38].	28
Figura 4.1.2	Sistema cinghia-pulegge. Immagine tratta da [18].	29
Figura 4.2.1	Elementi della ruota a cavitazione.	31
Figura 4.2.2	Vista dell'alto.	32
Figura 4.2.3	Geometria della sezione del venturi usata per gli esperimenti su <i>E. coli</i> e <i>L. pneumophila</i> (misure in millimetri). Immagine tratta da [33].	33
Figura 4.2.4	Curve di potenza per le diverse categorie di ciclisti. Immagine tratta da [28].	35
Figura 4.3.1	Andamento di ζ_d al variare di Re per ogni n_1 .	40
Figura 4.3.2	Adattamento dei valori di ζ_d con una retta.	42
Figura 4.3.3	Adattamento dei valori di ζ_d con una funzione polinomiale di secondo grado.	42
Figura 4.3.4	ω vs σ al variare della larghezza della strozzatura s per L=5 cm.	46
Figura 4.3.5	ω vs σ al variare della larghezza della ruota L per s=5 mm.	46

Figura 4.3.6	ω vs σ al variare della larghezza della ruota L per $s=1$ mm.	47
Figura 4.3.7	r vs ΔH al variare di s per $L=5$ cm.	47
Figura 4.3.8	r vs P al variare di s per $L=5$ cm.	48
Figura 4.3.9	r vs ΔH al variare di s per $L=5$ cm.	48
Figura 4.3.10	r vs P al variare di s per $L=12$ cm.	49
Figura 4.3.11	r vs σ per $L=5$ cm.	49
Figura 4.3.12	r vs σ per $L=12$ cm.	50
Figura 4.3.13	ω vs σ per $r_{\text{int}}=20$ cm.	50
Figura 4.3.14	ω vs σ .	51
Figura 4.3.15	Contour delle potenze per $r_{\text{int}}=20$ cm e $s_0=1$ mm al variare di L .	51
Figura 4.3.16	Contour delle potenze per $r_{\text{int}}=35$ cm e $s_0=1$ mm al variare di L .	52
Figura 4.3.17	Contour della potenza P al variare di σ e volume.	52
Figura 4.3.18	r_{est} vs V .	53
Figura 4.3.19	Contour della potenza P al variare di σ e volume per $r_{\text{int}}>35$ cm.	53
Figura 4.3.20	Effetto della temperatura sul volume trattabile.	54
Figura 4.3.21	Misure in mm della pala sagomata, sezione alla base.	55
Figura 4.3.22	Misure della ruota per $r_{\text{int}}=35$ cm.	57
Figura 4.3.23	Misure della ruota per $r_{\text{int}}=20$ cm.	57
Figura 4.3.24	Alcune viste della ruota con $r_{\text{int}}=35$ cm.	58
Figura 4.3.25	Alcune viste della ruota con $r_{\text{int}}=20$ cm.	59
Figura 6.1.1	Dominio fluido realizzato con <i>FreeCAD</i> .	73
Figura 6.1.2	Discretizzazione del dominio fluido.	75
Figura 6.1.3	Impostazioni generali.	76
Figura 6.1.4	Modello turbolento scelto.	77
Figura 6.1.5	Schemi di calcolo usati per le simulazioni.	78
Figura 6.2.1	<i>Contour</i> della pressione assoluta.	80
Figura 6.2.2	<i>Contour</i> della velocità media nel restringimento.	81
Figura 6.2.3	<i>Contour</i> della velocità media in tutto il dominio.	82
Figura 6.2.4	<i>Contour</i> della velocità media sul piano xz .	82
Figura 6.2.5	<i>Pathlines</i> in corrispondenza e a valle della pala.	83
Figura 6.2.6	Andamento della forza di <i>drag</i> con le iterazioni.	84
Figura 6.2.7	Andamento del coefficiente di <i>drag</i> con le iterazioni.	84
Figura 6.2.8	Andamento del coefficiente di <i>drag</i> con il numero di Reynolds.	88

ELENCO DELLE TABELLE

Tabella 1.1.1	Principali agenti patogeni e malattie veicolati dall'acqua.	3
Tabella 3.1.1	Effetto della cavitazione sulla clorazione [5].	24
Tabella 3.1.2	Effetto della cavitazione sul trattamento termico [5].	24
Tabella 4.2.1	Velocità nella strozzatura al variare di σ .	34
Tabella 4.2.2	Valori di ξ_d per $l_0/D_h=0$ [24].	37
Tabella 4.3.1	Valori dei coefficienti di riduzione delle perdite di carico al variare della larghezza della strozzatura s.	39
Tabella 4.3.2	Valori dei coefficienti di riduzione delle perdite di carico al variare dello spessore della ruota L.	40
Tabella 4.3.3	Dimensioni finali del dispositivo.	55
Tabella 5.3.1	Proprietà usate per la determinazione della lunghezza caratteristica l .	66
Tabella 6.2.1	Valori delle potenze dissipate calcolate con i due approcci.	87
Tabella 6.2.2	Confronto tra i valori di potenza ricavati con i tre approcci.	87
Tabella 6.2.3	Valori dei C_d al variare del numero di Reynolds.	87

INTRODUZIONE

Una delle più complicate sfide del 21° secolo è quella di permettere a tutti l'accesso ad acqua pulita e sicura da bere [8]. La presenza di agenti patogeni quali *batteri*, *virus*, *protozoi* ed *elminti* rappresenta il maggior rischio di diffusione di malattie (e in alcuni casi vere e proprie epidemie) legate al consumo di acqua infetta [27].

L'Organizzazione Mondiale della Sanità (OMS) stima che, nei Paesi a medio e basso reddito, le malattie causate da acqua contaminata provochino ogni anno centinaia di migliaia di morti, di cui quasi il 60% dovuto a infezioni intestinali [46].

La principale modalità di trasmissione di queste malattie è quella *oro-fecale*, in cui l'acqua è il primo veicolo, ma non l'unico: cibo, vestiti, utensili infetti possono contribuire alla diffusione dei microorganismi, soprattutto in condizioni di scarsa igiene domestica [27]. Le regioni del mondo in cui la mortalità legata alla contaminazione fecale dell'acqua è più alta, infatti, sono quelle in cui si riscontrano condizioni igienico-sanitarie inadeguate, come l'Africa e parte del Sud-Est Asiatico, in cui i bambini al di sotto dei 5 anni sono i più colpiti [8].

Molte di queste patologie si possono prevenire realizzando infrastrutture in grado di fornire acqua pulita e migliorando le condizioni igieniche, impedendo alcune pratiche (come la defecazione all'aperto) che contribuiscono a peggiorare il problema [7].

Nell'attesa che interventi di questo genere vengano eseguiti, le popolazioni dei Paesi più poveri utilizzano alcuni sistemi, più o meno sofisticati, di depurazione dell'acqua come, ad esempio, la filtrazione lenta su sabbia, i filtri in ceramica e la sterilizzazione solare [37].

Lo scopo di questa tesi è dare un piccolo contributo alla risoluzione del problema della mortalità dovuta alle malattie causate dall'acqua infetta, attraverso la progettazione di un dispositivo per la disinfezione a basso costo che sfrutta la cavitazione idrodinamica per rimuovere i microorganismi patogeni responsabili di tali malattie.

In particolare, gli obiettivi che la tesi si prefigge sono:

1. la realizzazione di un progetto di massima del dispositivo, una ruota contenente una pala opportunamente sagomata, collegata a una bicicletta e azionata dalla pedalata, che produce la cavitazione dell'acqua;
2. la stima con relazioni empiriche delle perdite di carico dovute alla geometria della pala, per determinarne le dimensioni in base alla potenza sviluppabile da un ciclista amatoriale;
3. il controllo della validità delle ipotesi di progetto mediante *fluidodinamica computazionale* (CFD).

L'elaborato è così strutturato:

- nel capitolo 1 si affronta il problema dell'acqua come veicolo di malattie, cioè le cause, gli effetti e le (possibili) soluzioni di disinfezione;
- il capitolo 2 descrive il fenomeno della cavitazione, ossia le tipologie (acustica e idrodinamica) e i meccanismi di disinfezione;
- nel capitolo 3 si illustra lo stato dell'arte sugli utilizzi della cavitazione nel campo della disinfezione;
- il capitolo 4 è dedicato al dimensionamento della ruota;
- il capitolo 5 descrive la CFD, con particolare attenzione ai modelli di chiusura della turbolenza;
- nel capitolo 6 si espongono i risultati delle simulazioni numeriche eseguite;
- nel capitolo 7 si riportano le conclusioni e gli sviluppi futuri.

1

L'ACQUA COME VEICOLO DI MALATTIE

In questo capitolo si presenta il problema dell'acqua come veicolo di malattie, dovuto alla contaminazione da parte di microorganismi patogeni, responsabile di un'elevata mortalità nei Paesi più poveri.

Nella prima parte è inquadrato il contesto geografico e socio-economico in cui la contaminazione microbiologica dell'acqua è un problema rilevante, con una breve presentazione dei principali patogeni e le malattie da essi trasmesse; nella seconda parte sono illustrati i metodi di depurazione e disinfezione tradizionali e alternativi.

1.1 LA CONTAMINAZIONE MICROBIOLOGICA DELL'ACQUA

In alcune regioni del mondo, la scarsa qualità dell'acqua rappresenta uno dei maggiori pericoli per la salute umana, provocando ogni anno centinaia di migliaia di morti [7] (figura 1.1.1).

Nel 2010, l'Assemblea Generale delle Nazioni Unite ha riconosciuto l'accesso ad acqua sicura da bere e adeguata igiene domestica come un diritto dell'uomo. Tuttavia, nel 2015 solo il 39% della popolazione mondiale (2,9 miliardi di persone) aveva accesso a impianti igienici sicuri, come gabinetti e latrine collegati a sistemi di smaltimento dei reflui, mentre 2,3 miliardi di persone non disponevano di tali servizi fondamentali [46].

1.1.1 Contesto e rilevanza del problema

Le cosiddette *malattie diarroiche*, nel 2016, sono state la seconda causa di morte nei Paesi a basso reddito e la sesta in quelli a medio reddito [44] e ogni anno sono responsabili di 280 000 decessi [46]. Nei Paesi sviluppati, invece, queste non rientrano nemmeno nella classifica delle dieci principali cause di morte [44].

Le malattie diarroiche, infatti, sono tipiche dei Paesi in cui le condizioni igienico-sanitarie sono scarse e non sono disponibili servizi sanitari adeguati. Nel 2015, 2,3 miliardi di persone non avevano accesso a servizi igienici fondamentali come gabinetti e latrine e di questi, 892 milioni praticavano ancora la *defecazione all'aperto* (nelle canaline di scolo ai lati delle strade, nei corpi idrici superficiali ecc.). In queste condizioni, la contaminazione fecale dell'acqua è altamente probabile e l'ingestione di acqua contaminata da feci umane e animali è la principale modalità di trasmissione delle malattie diarroiche e di alcune delle cosiddette malattie tropicali neglette (NTD, dall'inglese *Neglected Tropical Diseases*) [46].

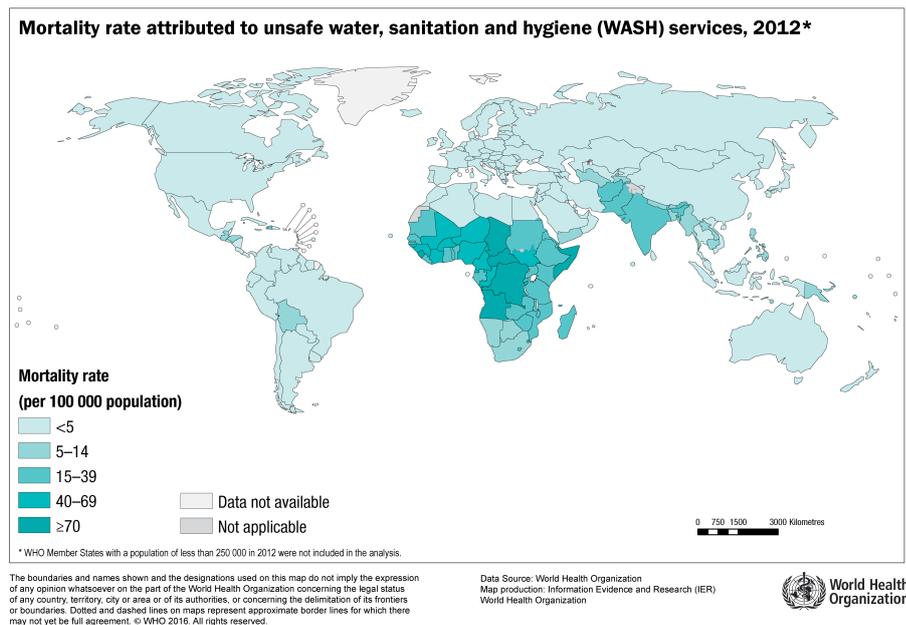


Figura 1.1.1: Mortalità legata alla scarsa qualità dell'acqua e all'igiene. Immagine tratta da [21].

1.1.2 Principali agenti patogeni

La maggior parte degli agenti patogeni che provengono dalle feci umane o animali non crescono in acqua, ma cominciano a proliferare solo dopo l'ingestione, una volta raggiunto il tratto gastrointestinale dell'ospite. Tuttavia, esistono specie in grado di crescere in acqua e nel suolo, che possono essere introdotte nell'organismo umano anche attraverso l'inalazione e il contatto (ad esempio con la balneazione) e interessare anche l'apparato respiratorio, la cute o il sistema nervoso. La maggior parte di questi agenti patogeni è diffusa in tutto il mondo, altri invece sono tipici di alcune regioni (come *Dracunculus medinensis*, detto *verme della Guinea*) [27].

Sono di seguito illustrati i più comuni agenti patogeni responsabili della contaminazione microbiologica dell'acqua e le malattie da essi trasmesse, riassunti nella tabella 1.1.1 [27].

Batteri

I batteri riscontrabili in maggior misura nelle acque contaminate sono di origine fecale e causano prevalentemente patologie del tratto gastrointestinale, come il *colera* o la *febbre tifoide*. Esistono, tuttavia, batteri in grado di crescere in acqua o nel suolo e di provocare malattie a carico di altri apparati, come la *legionella*, che colpisce il sistema respiratorio [8, 27].

Tabella 1.1.1: Principali agenti patogeni e malattie veicolati dall'acqua.

Organismo	Patogeno	Malattia
Batteri	<i>Vibrio cholerae</i>	Colera
	<i>Vibrio parahaemolyticus</i>	Gastroenteriti causate da vibrioni
	<i>Salmonella enterica</i>	Febbre tifoide e altre salmonellosi gravi
	<i>Shigella</i> <i>Escherichia coli</i>	Dissenteria bacillare o shigellosi Diarree acute e gastroenteriti
Virus	<i>Adenovirus</i>	Gastroenterite, polmonite, congiuntivite
	<i>Enterovirus</i>	Gastroenterite, poliomielite, meningoencefalite, miocardite
	<i>HAV</i>	Epatite A
	<i>HEV</i>	Epatite E
Protozoi	<i>Cryptosporidium</i>	Criptosporidiosi
	<i>Giardia intestinalis</i>	Giardiasi
Elminti	<i>Dracunculus medinensis</i>	Dracunculiasi
	<i>Fasciola hepatica</i> , <i>F. gigantica</i>	Gastroenteriti, itterizia, calcolosi biliari

Virus

La maggior parte dei virus responsabili delle malattie trasmissibili dall'acqua proviene dall'intestino umano (*virus enterici*), pertanto l'uomo è da considerarsi come unica fonte di tali patologie, il cui periodo di incubazione è solitamente breve e la dose infettiva molto bassa. I virus possono persistere per molto tempo in acqua e, date le loro piccole dimensioni, non sono facilmente removibili attraverso processi fisici come la filtrazione [27].

Protozoi

I protozoi sono una delle cause più comuni di infezioni nell'uomo e negli animali; le loro dimensioni ($>2 \mu\text{m}$) ne permettono l'eliminazione anche attraverso processi fisici come la filtrazione, ma la completa rimozione è resa difficile dalla produzione di uova, cisti o oocisti ¹ che sono invece resistenti ai comuni trattamenti di disinfezione [27].

Elminti

Degli elminti ² fanno parte diversi vermi parassiti, tra cui ci sono *nematodi* e *platelminti*, che normalmente non si trasmettono attraverso l'acqua, ad eccezione di due specie. Una delle due è responsabile di una malattia (*dracunculiasi*) che rientra nelle NTD [27].

1.2 METODI DI DISINFEZIONE

Garantire acqua sicura da bere dal punto di vista microbiologico significa mettere in atto delle misure, dalla captazione fino al consumatore, volte a prevenire o a ridurre il contatto con agenti patogeni. In linea generale si opera in modo da evitare che l'acqua subisca una contaminazione fecale [27]; quando ciò non è possibile, la disinfezione è una delle misure applicate per ridurre la diffusione di malattie veicolate dall'acqua [14].

1.2.1 Trattamenti tradizionali

Tra i metodi di disinfezione convenzionali ci sono [14]:

- clorazione;
- ozonazione;
- radiazione UV.

¹ Stadi di sviluppo degli sporozoi [40].

² Parola di origine greca che significa verme [41].

Clorazione

Il cloro, sotto forma di gas, cloroammina e ipoclorito di sodio, è il disinfettante più usato: ha un elevato potere battericida che, grazie a una serie di complicati meccanismi, blocca le attività vitali dei patogeni.

Il metodo è consolidato, economico e semplice da usare ed è molto efficace nella rimozione di batteri e virus, meno in quella dei protozoi; richiede, però, tempi di contatto lunghi e, soprattutto, produce residui tossici negli effluenti e provoca la formazione di sottoprodotti della disinfezione (DBPs, dall'inglese *disinfection by-products*) come i *trihalometani*, noti cancerogeni per l'uomo [14].

Ozonazione

L'ozono (O_3) è un gas instabile, derivante dalla fotolisi dell'ossigeno molecolare in ossigeno atomico; è un agente ossidante più efficace del cloro e elimina i batteri distruggendone la parete cellulare. Il tempo di contatto richiesto per la disinfezione è molto basso, ma il costo energetico (per produrre l'ozono) è molto elevato; come il cloro, è molto efficace su batteri e virus, meno sui protozoi e produce anch'esso DBPs, anche se in misura minore [14].

Raggi UV

La radiazione usata per rimuovere i microorganismi patogeni è compresa nell'intervallo 220-320 nm e la sua efficacia è molto influenzata dalla torbidezza dell'acqua, che con i solidi sospesi può assorbire i raggi UV al posto dei patogeni. I raggi penetrano nella parete cellulare dei microorganismi e vengono assorbiti dal nucleo, inibendo la moltiplicazione e causando la morte delle cellule.

I raggi UV hanno una buona efficacia di rimozione su virus e batteri, anche se minore di quella del cloro e dell'ozono, ma sono in grado di rimuovere anche i protozoi e le oocisti, che sono, in generale, resistenti ad altri trattamenti. Non producono DBPs e il tempo di contatto con l'acqua è breve, ma il trattamento ha un costo energetico elevato e non si può applicare ad acque torbide [14].

1.2.2 Trattamenti alternativi

A differenza dei trattamenti convenzionali, quelli alternativi sono per lo più di origine naturale, quindi non richiedono l'utilizzo di reagenti chimici o di energia elettrica che, nei Paesi in via di sviluppo, sono molto difficili da reperire e possono perciò essere definiti a basso costo [37].

Tra i trattamenti a basso costo ci sono [37, 14]:

- la filtrazione lenta su sabbia;
- la filtrazione con ceramica;
- la sterilizzazione solare.



Figura 1.2.1: Filtro in ceramica. Immagine tratta da [29].

Filtrazione lenta su sabbia

Il principale vantaggio di questo trattamento è che può essere usato a livello di comunità e non solo di singoli nuclei familiari. Il sistema di filtrazione è costituito da un serbatoio che contiene l'acqua da disinfettare, una serie di pre-filtri e il letto di sabbia per la filtrazione lenta [37]; la disinfezione è svolta dal sottile strato biologico che si forma all'interfaccia sabbia-acqua, che opera la biodegradazione dei microorganismi patogeni [14].

La filtrazione lenta su sabbia è uno dei più antichi metodi di disinfezione dell'acqua e permette di ottenere anche elevate efficienze di rimozione dei patogeni, ma ha tra i suoi svantaggi dei tempi di contatto molto lunghi tra acqua e sabbia e la necessità di altri trattamenti per la rimozione delle altre sostanze contaminanti [14].

Filtrazione con ceramica

L'efficacia dei filtri in ceramica (o in argilla) nella disinfezione è da tempo nota in molte parti del mondo e si basa sulla ritenzione dei microorganismi nei pori dei filtri, che hanno dimensioni di $0,2 \mu\text{m}$ [14]. La forma classica dei filtri è quella di un vaso fatto con un impasto di argilla e segatura o pula di riso, che poi viene cotto in una fornace [37, 29] (figura 1.2.1).

Sterilizzazione solare

Esponendo alla luce del sole bottiglie o taniche d'acqua, è possibile inattivare alcuni patogeni attraverso l'innalzamento della temperatura e l'assorbimento da parte dei microorganismi di alcune lunghezze d'onda, in particolare della banda UV (l'uso della radiazione UV come disinfettante è descritto nel paragrafo 1.2.1). La semplicità e il bassissimo costo rendono il metodo adatto a essere usato nei Paesi più poveri [37], ma non può essere usato in caso di cielo nuvoloso [36].



Figura 1.2.2: Esempio di dispositivo per la sterilizzazione solare a basso costo. Immagine tratta da [36].

1.3 RIEPILOGO

In questo capitolo è stato affrontato il problema dell'acqua come veicolo di malattie per l'uomo nei Paesi in via di sviluppo. In particolare, dopo aver inquadrato dal punto di vista geografico e socio-economico la questione, sono stati presentati gli agenti responsabili e le maggiori patologie e sono state descritte le principali tecnologie usate per disinfettare l'acqua. È stata fatta una distinzione tra i metodi di disinfezione convenzionali, il cui uso nei Paesi sviluppati è consolidato da molti anni, e quelli alternativi, usati invece nei Paesi in via di sviluppo.

La cavitazione, descritta nel capitolo 2, si può collocare tra i metodi alternativi, poiché non richiede reagenti chimici e il consumo di energia elettrica è limitato (eventualmente) a quello di una pompa necessaria per spingere l'acqua in un circuito.

2 | LA CAVITAZIONE

Nel presente capitolo si descrive il fenomeno della cavitazione. Nella prima parte si fornisce una definizione della cavitazione, evidenziandone le differenze con l'ebollizione; nella seconda parte si illustrano le tipologie di cavitazione e gli effetti da essa prodotti; nell'ultima parte, infine, si descrivono le caratteristiche della cavitazione, cioè l'intensità e i meccanismi di disinfezione.

2.1 PASSAGGIO DI STATO LIQUIDO-AERIFORME

Un liquido può passare allo stato aeriforme in due modi (fig. 2.1.1): a pressione costante, raggiungendo la temperatura di ebollizione, o a temperatura costante abbassando la pressione fino a quella di vapore saturo [10]. La pressione (o tensione) di vapore saturo è la pressione esercitata dalla fase aeriforme sulla superficie del liquido che l'ha generata, in condizioni di equilibrio dinamico (cioè quando il numero di particelle che passano allo stato aeriforme è uguale a quello delle particelle che passano alla fase liquida) [4].

2.1.1 Definizione di ebollizione

Se si fornisce calore a un liquido, si aumenta gradualmente lo stato di eccitazione delle sue particelle, fino a quando viene raggiunta la temperatura di ebollizione e si verifica il passaggio da liquido ad aeriforme [4].

Per definizione, la temperatura di ebollizione di un liquido è la temperatura a cui la pressione di vapore eguaglia la pressione dell'ambiente circostante: al variare della pressione esterna, dunque, anche la temperatura di ebollizione varia. In altre parole, per ogni temperatura esiste un diverso valore di tensione di vapore, il cui andamento è crescente con la temperatura [4].

Per l'acqua, come è noto, la temperatura di ebollizione al livello del mare è pari a 100 °C; ma per quanto esposto sopra, è chiaro che se la pressione ambiente è minore di 1 atm (come, ad esempio, avviene ad altitudini elevate), allora la temperatura di ebollizione è minore di 100 °C [4].

2.1.2 Definizione di cavitazione

Se, mantenendo la temperatura di un liquido costante, se ne diminuisce più o meno gradualmente la pressione fino a raggiungere la tensione di vapore, si può osservare

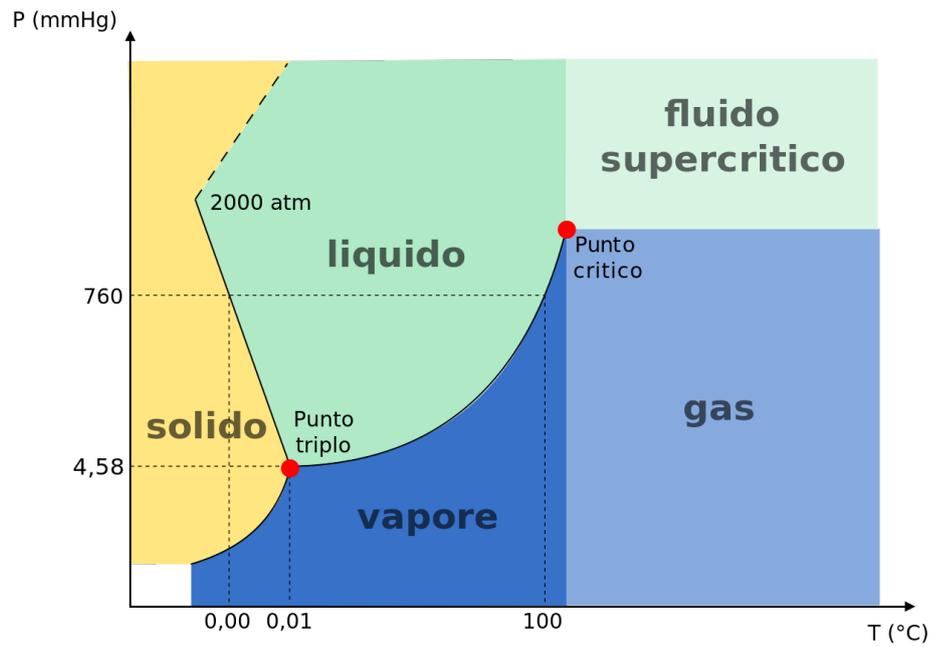


Figura 2.1.1: Diagramma di stato dell'acqua. Immagine tratta da [15].

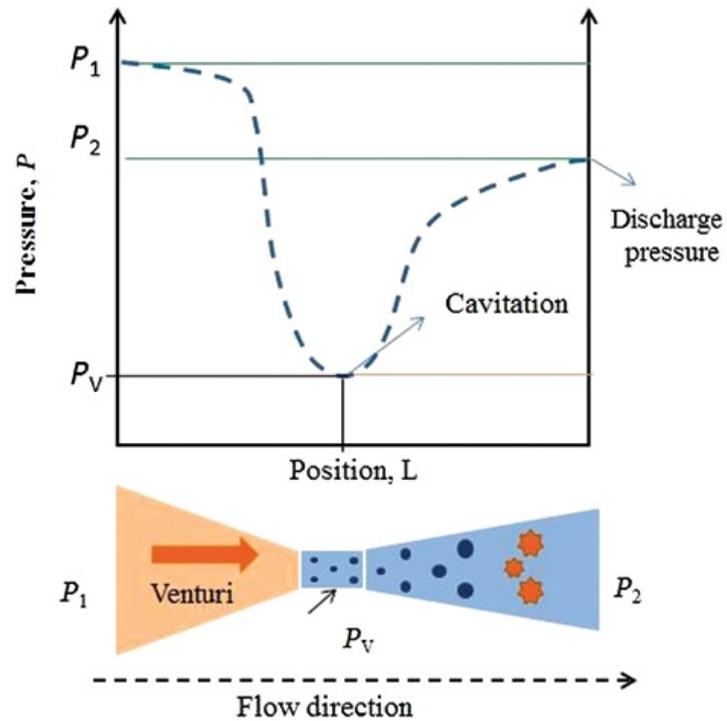


Figura 2.1.2: Variazione della pressione con cavitazione in un tubo di Venturi. Immagine tratta da [9].

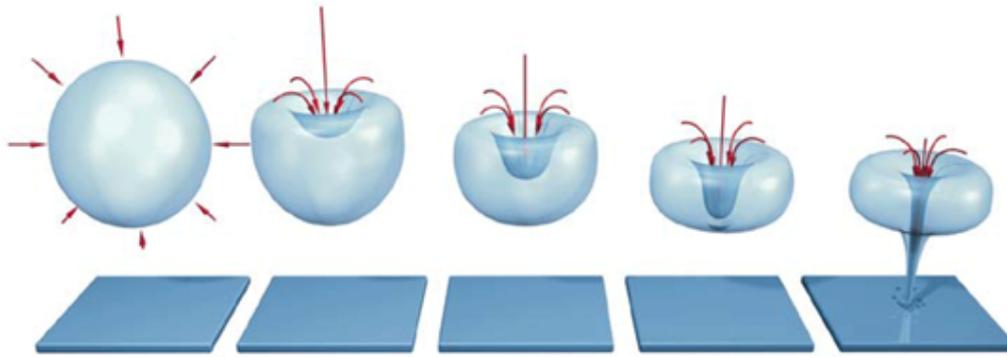


Figura 2.1.3: Formazione di un microgetto. Immagine tratta da [19].

la formazione di microbolle o *cavità di vapore*. Le bolle si generano in una regione di fluido a bassa pressione e crescono fino a raggiungere un diametro massimo (figura 2.1.2) [9]; in seguito, quando entrano in una zona di fluido a pressione maggiore di quella della zona in cui si sono formate, implodono violentemente, originando forti onde di shock, temperature elevate (dell'ordine dei 10 000 K), pressioni dell'ordine dei GPa [17], sforzi di taglio [5] e microgetti ad alta velocità [9].

I microgetti si formano dalle bolle che si trovano nelle vicinanze di pareti solide (figura 2.1.3), che provocano un collasso asimmetrico della bolla; pertanto la parte di essa che si trova più lontana dalla parete viene spinta all'interno della bolla stessa e fuoriesce dal lato opposto, generando un microgetto che impatta ad alta velocità sulla parete [43].

La cavitazione si può riscontrare in turbine, pompe, eliche delle navi e valvole [16], dove può causare rumore, vibrazioni, erosione e danneggiare tali componenti a causa dei microgetti (fig. 2.1.4); è quindi, in genere, un fenomeno poco desiderabile. Tuttavia, se prodotta in maniera controllata, la cavitazione può essere sfruttata per migliorare molti processi chimici e fisici [9].

2.2 TIPOLOGIE DI CAVITAZIONE

Si possono distinguere due tipi di cavitazione, in base alle modalità con cui viene prodotto l'abbassamento della pressione del fluido:

- c. acustica;
- c. idrodinamica.



Figura 2.1.4: Danni causati dalla cavitazione sull'elica di una nave. Immagine tratta da [11].

2.2.1 Cavitazione acustica

La variazione di pressione viene indotta con delle onde sonore, generalmente ultrasuoni (frequenza compresa tra 20 kHz e 1 MHz [33]), che causano dei cicli di compressione ed espansione nel fluido. Durante il ciclo di espansione, la pressione scende al di sotto della tensione di vapore e si formano le cavità di vapore; durante il ciclo di compressione si verifica il collasso delle bolle [9].

Le bolle che si formano con la cavitazione acustica sono di solito molto piccole e appaiono solo nei cicli di espansione ed è difficile applicare la tecnica in continuo e a scala industriale, pertanto risulta economicamente poco efficiente [33].

2.2.2 Cavitazione idrodinamica

La cavitazione è prodotta facendo passare il fluido attraverso un restringimento (un orificio o un venturimento), in modo da aumentarne la velocità e di conseguenza abbassarne la pressione fino alla tensione di vapore. L'intensità del collasso delle bolle è minore rispetto al caso della cavitazione acustica, ma il numero di cavità generate è superiore [9].

2.3 CARATTERISTICHE DELLA CAVITAZIONE

2.3.1 Numero di cavitazione

L'intensità della cavitazione si esprime con il *numero di cavitazione* σ [9]:

$$\sigma = \frac{P_2 - P_v}{\frac{1}{2}\rho v_0^2} \quad (2.3.1)$$

dove:

- P_2 è la pressione a valle del restringimento in Pa;
- P_v è la tensione di vapore del fluido in Pa;
- ρ è la densità del fluido in kg/m³;
- v_0 è la velocità del fluido nel restringimento in m/s.

Tale espressione deriva dal teorema di Bernoulli; considerando il flusso in un venturi, in assenza di cavitazione, secondo Bernoulli (facendo riferimento alla figura 2.1.2) deve valere:

$$z_0 + \frac{P_0}{\gamma} + \frac{u_0^2}{2g} = z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{u_2^2}{2g} \quad (2.3.2)$$

dove il pedice "0" indica le quantità nella strozzatura e il pedice "2" quelle a valle di essa.

I termini geodetici si possono elidere se si considerano due punti alla stessa quota e dato che la velocità nel restringimento è molto più grande di quella a valle, l'espressione (2.3.2) diventa:

$$\frac{P_0}{\gamma} + \frac{u_0^2}{2g} = \frac{P_2}{\gamma} \quad (2.3.3)$$

cioè tutto il carico nella strozzatura è eguagliato dalla pressione a valle, quindi $\sigma > 1$.

Quando c'è cavitazione, parte dell'energia del fluido viene utilizzata per produrre le bolle di vapore, quindi

$$\frac{P_2}{\gamma} < \frac{P_0}{\gamma} + \frac{u_0^2}{2g} \quad (2.3.4)$$

dove $P_0 = P_v$ e dunque $\sigma \leq 1$ [5].

Supercavitazione

Quando la velocità del fluido è molto elevata e la pressione molto bassa, una piccola bolla può accrescere le sue dimensioni fino a diventare una *supercavità*: la maggiore pressione del liquido circostante rispetto a quella della cavità spinge il liquido sotto

la bolla, che nel frattempo si è dilatata nella direzione del flusso [33]. In altre parole, la cavità si estende a valle della singolarità che l'ha generata (orifizio o gola del venturi) fino a che non viene risucchiata dal liquido (rimanendo sempre a contatto con la parete solida), formando una bolla molto più grande, piena di vapore [17]. Proprio questa caratteristica rende la supercavitazione vantaggiosa per i siluri sottomarini: se si riesce a ottenere la formazione della supercavità, infatti, il siluro si muove all'interno del vapore e non più del liquido, riducendo notevolmente la resistenza al moto [1].

Infine, a differenza della semplice cavitazione, la supercavitazione non produce rumore né vibrazioni. [17].

2.3.2 Meccanismi di disinfezione

Come accennato nel paragrafo 2.2.2, la cavitazione idrodinamica si può ottenere facendo passare il fluido attraverso un orifizio (in generale si usano *piastre multiforo*) oppure un venturimetro; i due dispositivi generano cavitazioni con effetti diversi (prevalentemente chimici o fisici), che agiscono in maniera differente sui microorganismi [9].

Piastre multiforo

In questo caso prevalgono meccanismi di tipo chimico (che favoriscono la degradazione di sostanze non volatili), come la formazione di radicali $\cdot\text{OH}$ (dovuti alla dissociazione dell'acqua a causa delle elevate temperature raggiunte con l'implosione delle bolle) e la diffusione. Le piastre sono particolarmente adatte nei processi in cui è richiesta l'ossidazione, come la degradazione di alcune sostanze organiche e inorganiche presenti nelle acque reflue [9].

Il passaggio attraverso gli orifizi produce bolle molto piccole, che collassano violentemente, ma molto rapidamente, per via del rapido aumento della pressione dovuto alla brusca espansione del fluido. Inoltre, le bolle si formano solo in corrispondenza dei fori e non in tutta la sezione fluida e quindi il numero di eventi cavitativi è limitato: si usano quindi piastre multiforo (figura 2.3.1) e non singoli orifizi, allo scopo di generare più cavità [9].

Dispositivi a venturi

Un venturi è costituito da un tratto convergente che termina con una strozzatura, seguito da un tratto divergente: non ci sono, quindi, brusche variazioni nelle condizioni di pressione e velocità del fluido, come accade nelle piastre multiforo, poiché la variazione di sezione è graduale. Le cavità di vapore si formano nella strozzatura e vengono trasportate dal flusso nel tratto divergente, che consente un progressivo aumento della pressione e permette alle bolle di raggiungere delle dimensioni maggiori prima di implodere [9].

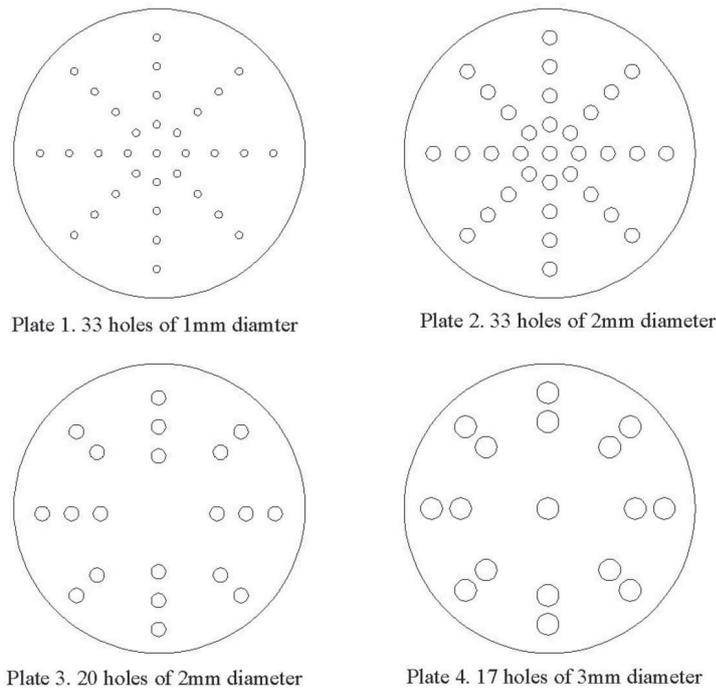


Figura 2.3.1: Esempi di piastre multiforo. Immagine tratta da [42].

In queste condizioni dominano effetti fisici, quali sforzi di taglio, picchi di pressione e temperatura e onde di shock. In particolare, questi fenomeni sono efficaci su microorganismi che hanno dimensioni in grado di risentire degli effetti fisici della cavitazione, come i batteri e i cianobatteri, che vengono inattivati senza, però, provocare la rottura della membrana cellulare: questo è particolarmente importante nel caso dei cianobatteri, i quali possono rilasciare nell'ambiente neuro ed epatotossine se la loro membrana cellulare si rompe. Per i virus, invece, ancora non sono disponibili molte informazioni sull'efficacia del trattamento, anche se sembra promettente [17].

2.4 RIEPILOGO

In questo capitolo è stato presentato il fenomeno della cavitazione, con la descrizione delle varie tipologie (c. acustica, idrodinamica) e le sue caratteristiche principali, come l'intensità (espressa dal numero di cavitazione σ) e gli effetti chimici e fisici causati dalle condizioni estreme che si creano nel fluido. Nel capitolo 3 si riporta un breve stato dell'arte sull'uso della cavitazione come trattamento disinfettante, che sfrutta proprio tali effetti.

3 | USO DELLA CAVITAZIONE NELLA DISINFEZIONE

In questo capitolo si riporta un breve stato dell'arte sull'uso della cavitazione come trattamento di disinfezione. Vengono descritti alcuni esperimenti condotti negli anni passati e sono riassunti i risultati più significativi usati nella progettazione della ruota, illustrata nel capitolo 4. In particolare, sono presentati i risultati di esperimenti condotti su:

- geometrie del restringimento e intensità di cavitazione σ ;
- batteri;
- cianobatteri e microalghe;
- zooplankton;
- cavitazione combinata ad altre tecnologie.

3.1 DESCRIZIONE DEGLI STUDI

3.1.1 Geometrie del restringimento e intensità di cavitazione σ

La cavitazione idrodinamica può essere prodotta grazie a orifizi o venturi (paragrafo 2.3.2), le cui geometrie incidono sull'intensità e sul rendimento della cavitazione, come mostrato in uno studio di *review* del 2016 [9].

Orifizi

Negli orifizi, si è riscontrato che ciò che maggiormente influisce sulle caratteristiche della cavitazione sono la forma, l'area e il numero dei fori; queste proprietà incidono, infatti, sul rapporto α tra il perimetro dei fori (contorno bagnato) e l'area totale delle aperture. Gli esperimenti hanno dimostrato che quanto più α è elevato (>2), tanto più i rendimenti di rimozione (di contaminanti e microorganismi) sono elevati perché, maggiore è il contorno bagnato, maggiore è la quantità di acqua interessata dalla cavitazione; dunque gli orifizi migliori sono quelli con l'area delle aperture grande e a parità di area, quelli con il maggior numero di fori, in cui aumenta il contorno bagnato (motivo per cui sono state sviluppate le piastre multiforo).

Per quanto riguarda la forma dei fori, la più usata è quella circolare, ma aperture ellittiche o rettangolari permetterebbero tassi di rimozione più alti, perché, a parità

di area, hanno un perimetro maggiore del cerchio. Infine, minore è l'area del singolo foro rispetto a quella trasversale della condotta in cui l'orifizio è inserito, maggiore è la capacità di rimuovere contaminanti, perché la velocità raggiunta nel foro è molto più elevata, dando origine a numeri di cavitazione più bassi.

Venturi

Analogamente agli orifizi, anche per i venturi è emerso che a un maggiore contorno bagnato corrisponde un maggiore tasso di degradazione dei contaminanti; pertanto strozzature ellittiche o rettangolari sono da preferire a quelle circolari.

La dimensione delle bolle è influenzata dalla lunghezza del restringimento (in cui comincia la cavitazione) e dall'angolo di divergenza: la prima deve essere sufficientemente grande da permettere alle bolle di raggiungere un certo raggio, ma non troppo elevata da farle dissolvere prima che entrino nella zona a pressione maggiore del divergente (un rapporto 1:1 tra lunghezza e altezza è risultato il migliore).

Per quanto riguarda l'angolo di apertura del divergente, è stato constatato che quando è piccolo (cioè compreso tra $5,5^\circ$ e $8,5^\circ$), la pressione aumenta lentamente e consente alle cavità di vapore di dilatarsi maggiormente rispetto a quelle che giungono in divergenti con angoli grandi (che, di fatto, agiscono come degli orifizi).

Intensità di cavitazione σ

In linea generale, minore è σ maggiori sono i rendimenti di rimozione; i migliori risultati si sono ottenuti per numeri di cavitazione compresi tra 0,15 e 0,55 per il trattamento di acque reflue e tra 0,1 e 0,6 per la disinfezione. Al di sotto di 0,1-0,15 si formano nuvole di vapore (*choked cavitation*, cioè cavitazione soffocata) che riducono l'efficienza dei trattamenti.

3.1.2 Batteri

Escherichia coli

Uno studio condotto nel 2008 [3] ha investigato gli effetti che i diversi dispositivi in grado di produrre la cavitazione hanno sul batterio *E. coli*.

Sono stati fatti esperimenti con diverse geometrie di piastre multiforo e di venturi al variare di due parametri: la pressione d'uscita dell'acqua e la concentrazione iniziale dei microorganismi.

Per prima cosa, sono state testate tre diverse geometrie delle piastre multiforo e dei venturi: per le prime si è mantenuta la sezione complessiva dei fori, aumentando però il numero (rispettivamente uno, sei e venticinque); per i venturi, invece, si è diminuita la sezione del restringimento.

Misurando l'oscillazione istantanea della pressione in tre diverse posizioni a valle dei restringimenti, è stato possibile avere una stima dell'intensità dell'implosione

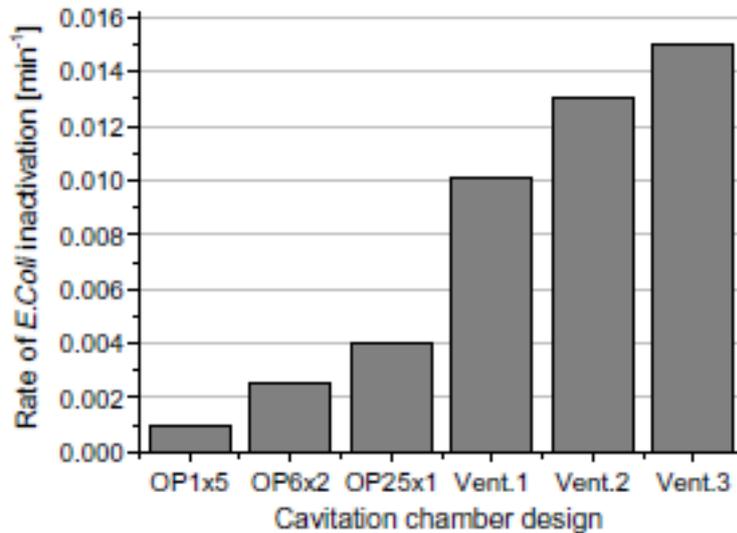


Figura 3.1.1: Tassi d'inattivazione di *E. coli* per i diversi dispositivi testati. Immagine tratta da [3].

delle bolle e, di conseguenza, delle onde di shock che causano la distruzione meccanica delle cellule. Le oscillazioni più alte si sono registrate nelle piastre multiforo in corrispondenza dei fori, diminuendo progressivamente allontanandosi da essi; nei venturi, invece, si è notato che la cavitazione si estende anche diversi centimetri a valle della strozzatura, poiché il recupero di pressione è più graduale e le bolle non collassano immediatamente, ma sono trasportate dal flusso per un certo tempo.

Sebbene le oscillazioni istantanee di pressione siano in generale più elevate nelle piastre multiforo, osservando i tassi di inattivazione di *E. coli*, questi sono decisamente maggiori per i venturi: tenendo presente che nelle piastre l'azione disinfettante è svolta dai radicali $\cdot\text{OH}$, mentre nei venturi da onde di shock, sforzi di taglio ecc., è stato concluso che i batteri siano molto più sensibili agli effetti meccanici della cavitazione, piuttosto che a quelli chimici.

Eseguiti i test iniziali di confronto tra le sei configurazioni, è stato osservato che quelle che producono i migliori tassi di inattivazione di *E. coli* sono la piastra con il maggior numero di fori e il venturi con la sezione della gola minore (figura 3.1.1). Per le piastre, ciò è attribuibile a un collasso più violento delle bolle, che migliora la diffusione dei radicali: minore è la dimensione dei fori, più rapido è il recupero della pressione, che causa una brusca implosione. Nei venturi la migliore efficienza è dovuta alla maggiore sensibilità dei batteri ai meccanismi di rimozioni fisici e a un'intensità di cavitazione più alta (più la gola è stretta, più la velocità è elevata e più basso è il numero di cavitazione).

Individuate le due configurazioni più efficienti (piastra con 25 fori e venturi con la gola più piccola), queste sono state testate al variare della pressione d'uscita e della concentrazione dei batteri.

Per quanto riguarda la pressione d'uscita, nella piastra più questa è elevata, più

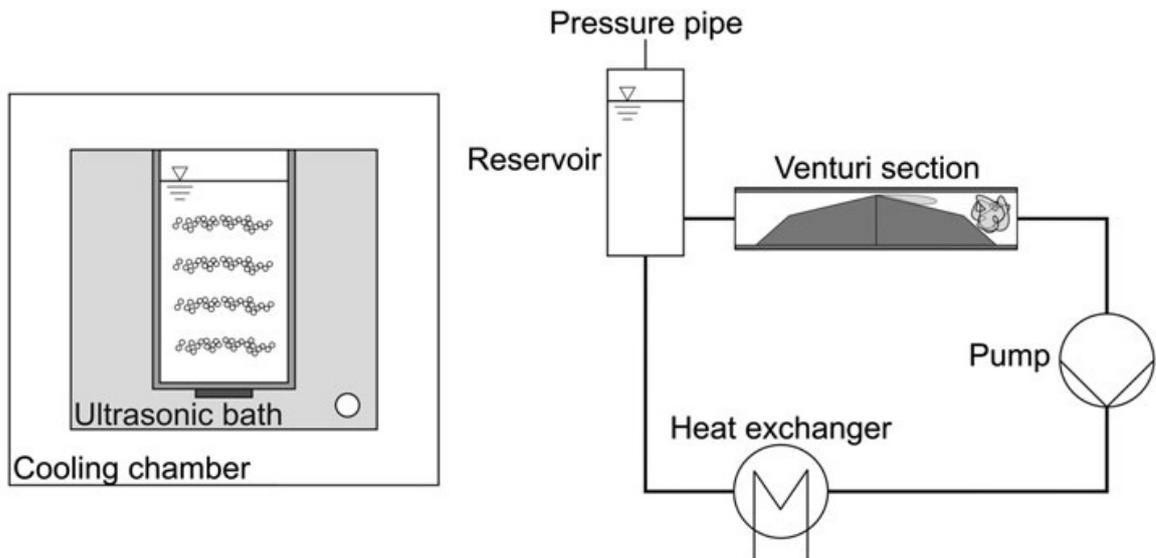


Figura 3.1.2: Sistema per produrre la cavitazione acustica (a sinistra) e circuito con venturi per cavitazione idrodinamica e supercavitazione. Immagine tratta da [33].

il tasso di inattivazione del batterio è elevato, poiché il collasso delle bolle è più violento. Nel venturi, invece, si ha l'andamento contrario, in quanto non è detto che la pressione raggiunga effettivamente la tensione di vapore e quindi non è garantita la produzione della cavitazione.

La concentrazione iniziale di batteri influisce in misura maggiore nella piastra invece che nel venturi (che praticamente non risente del suo aumento), poiché la quantità di radicali prodotti è limitata e può reagire solo con un certo numero di microorganismi, mentre gli agenti meccanici non costituiscono un fattore limitante della disinfezione.

Legionella pneumophila

Uno studio del 2014 [33] ha analizzato l'efficienza delle tipologie e dei regimi di cavitazione (paragrafo 2.2) nella rimozione del batterio *Legionella pneumophila*, responsabile della malattia del legionario e della febbre di Pontiac.

Per produrre la cavitazione acustica è stato usato un *attuatore piezoelettrico* posizionato sul fondo di una vasca, la quale è stata collocata in una camera di raffreddamento per mantenere la temperatura al di sotto dei 30 °C, oltre la quale la proliferazione della legionella è favorita.

La cavitazione idrodinamica e la supercavitazione sono state ottenute con un circuito costituito da un serbatoio, una pompa e un canale sagomato in modo da simulare un venturi (figura 3.1.2). La temperatura è stata monitorata costantemente e mantenuta sotto i 30 °C con uno scambiatore di calore; le condizioni di pressione e velocità imposte hanno prodotto $\sigma=1,30$ per la cavitazione idrodinamica e $\sigma=0,75$ per la supercavitazione.

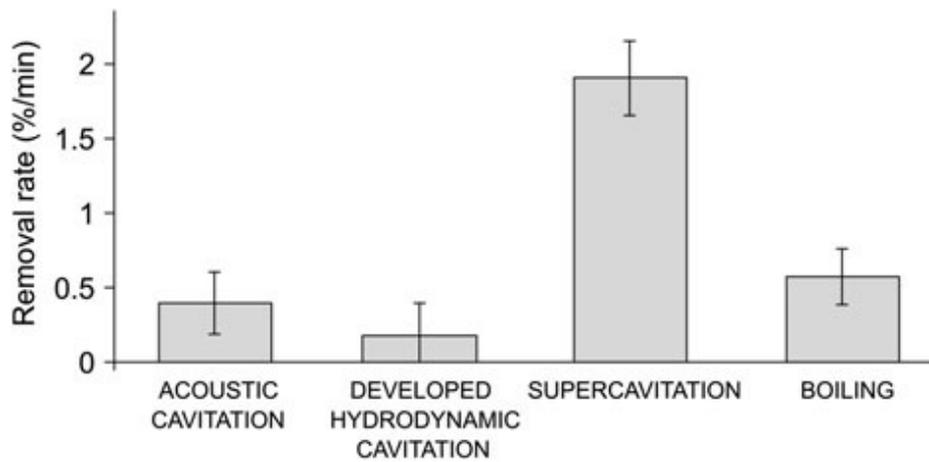


Figura 3.1.3: Tassi di rimozione di *L. pneumophila* per ogni tipo di cavitazione. Immagine tratta da [33].

Per capire se la sola diminuzione di pressione è sufficiente a rimuovere i batteri, sono state realizzate alcune prove sotto vuoto: abbassando gradualmente la pressione ambiente, è stata raggiunta la tensione di vapore provocando l'ebollizione dell'acqua.

Dagli esperimenti è emerso che i migliori tassi di rimozione di *L. pneumophila* si ottengono con la supercavitazione, mentre i peggiori con la cavitazione idrodinamica; l'ebollizione a bassa pressione, inoltre, funziona meglio di cavitazione acustica e idrodinamica (figura 3.1.3).

Da questi risultati si è compreso che la rimozione della legionella è dovuta principalmente alla rapida diminuzione di pressione dell'acqua (un'immediata evaporazione nel caso della supercavitazione) ed è per questo che cavitazione acustica e idrodinamica sono risultate meno efficaci, poiché il meccanismo predominante di disinfezione sono i picchi di pressione conseguenti al collasso delle bolle. Per lo stesso motivo, l'ebollizione a bassa pressione dell'acqua non ha raggiunto l'efficienza della supercavitazione, poiché l'abbassamento della pressione è graduale.

3.1.3 Cianobatteri e microalghe

La cavitazione è stata testata anche su microorganismi diversi dai batteri, come microalghe e cianobatteri [17]. In particolare sono stati usati *Chlorella vulgaris* per le microalghe e *Microcystis aeruginosa* per i cianobatteri.

I cianobatteri sono organismi procarioti, dotati quasi tutti di vacuoli gassosi che consentono loro di galleggiare nell'acqua e sono sensibili alle variazioni di pressione e agli sforzi di taglio. Le microalghe, invece, sono organismi eucarioti (cioè presentano il nucleo isolato dal resto della cellula tramite una membrana) che vivono in colonie.

Gli esperimenti sono stati condotti con lo stesso circuito usato da [33], sottoponendo i campioni d'acqua a 25 cicli di cavitazione, cioè facendoli passare 25 volte nei venturi. In questo caso è stato analizzato il tasso di inibizione della crescita dei due microrganismi.

Dopo un giorno di trattamento con cavitazione idrodinamica, è stata osservata la sedimentazione della *M. aeruginosa*, assente nei campioni non trattati, a indicare la rottura dei vacuoli gassosi e l'impossibilità a galleggiare. Dopo due giorni, il tasso di inibizione della crescita era al 50% e dopo quattro al 90%.

Nella *C. vulgaris*, invece, non è stata riscontrata nessuna inibizione della crescita né sedimentazione, probabilmente perché non dotata dei vacuoli gassosi.

3.1.4 Zooplankton

Al fine di stabilizzare la nave, si può utilizzare l'acqua di mare come zavorra: l'acqua viene prelevata nel porto di partenza per poi essere scaricata in quello di arrivo. I microrganismi che vivono nelle vicinanze dei porti vengono quindi caricati a bordo delle navi tramite l'acqua di zavorra e trasportati da una parte all'altra del mondo: in questo modo si trasferiscono organismi non nativi, chiamati *bioinvasori*, che possono minacciare gli ecosistemi dei porti di arrivo [5].

Per evitare questo problema, l'Organizzazione Marittima Internazionale (IMO), obbliga le compagnie di navigazione a trattare le acque di zavorra prima di scaricarle in mare [5]. La depurazione delle acque di zavorra quindi ha assunto negli ultimi anni una grande rilevanza, che ha portato all'impiego di diverse tecnologie che includono trattamenti chimici, ozonazione, filtrazione, elettro-ionizzazione ecc. le quali, per quanto efficaci, hanno come conseguenza la formazione di sostanze inquinanti che costituiscono un pericolo per l'ambiente. Poiché la cavitazione non produce sostanze contaminanti [17], risulta adatta per questa applicazione.

Uno studio del 2008 [34] ha dimostrato l'efficacia della cavitazione nella rimozione di zooplankton dall'acqua di mare.

Gli esperimenti sono stati condotti un circuito costituito da un serbatoio di alimentazione, una pompa centrifuga, una valvola, una piastra monoforo per ottenere la cavitazione (testata con tre diverse percentuali di area del foro) e un serbatoio di raccolta per l'acqua trattata. Poiché è noto che la cavitazione può avvenire anche in pompe e valvole (e quindi i microrganismi possono essere rimossi anche in questi elementi), l'esperimento è stato ripetuto con diverse aperture della valvola e anche senza la piastra monoforo per quantificare l'efficacia del trattamento dovuta solo alla piastra. In ogni prova, l'acqua è passata una sola volta attraverso la piastra di cavitazione.

Al fine di valutare quale configurazione di apertura della valvola e del foro della piastra fosse la migliore, è stato anche sviluppato un modello previsionale, basato sulla resistenza della parete cellulare dello zooplankton, sui gradienti di pressione e sull'intensità della cavitazione (per la trattazione completa del modello si rimanda a [34]).

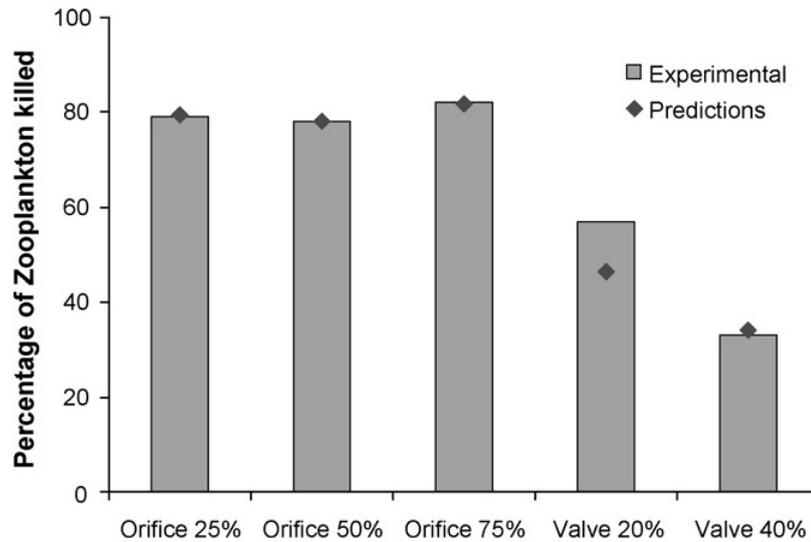


Figura 3.1.4: Percentuali di rimozione dello zooplankton comparate con quelle previste dal modello. Le percentuali riportate sull'asse delle ascisse indicano l'area di apertura del foro e della valvola. Immagine tratta da [34].

Nella figura 3.1.4 sono riportati i risultati degli esperimenti: dal grafico si può osservare che la cavitazione che si verifica nella valvola è meno efficace di quella prodotta dalla piastra (con percentuali di rimozione dello zooplankton rispettivamente del 60% e dell'80% circa) e che l'apertura del foro incide poco sull'efficienza della piastra (in tutti e tre i casi, la percentuale di microorganismi eliminati si aggira intorno all'80%).

Tali risultati sono molto interessanti, poiché queste percentuali di rimozione sono relative a un unico passaggio dell'acqua nel circuito, cioè a un solo trattamento con la cavitazione; pertanto è possibile che aumentando il numero di passaggi si possa raggiungere la completa rimozione dello zooplankton dalle acque di zavorra.

3.1.5 Cavitazione combinata ad altre tecnologie

La cavitazione può essere usata sia da sola sia in combinazione con altri metodi di disinfezione per aumentare l'efficienza nella rimozione dei microorganismi [5, 9, 42].

Ad esempio, trattando l'acqua per 60 minuti con la sola cavitazione di una piastra multiforo, si può ottenere un'efficienza di rimozione dei coliformi dell'83%; aggiungendo H_2O_2 e O_3 , questa raggiunge rispettivamente il 90% e il 94%, grazie all'accelerazione della decomposizione dei due reagenti e alla formazione di radicali $\cdot OH$ dovute alla cavitazione [9].

Combinando la clorazione con la cavitazione è possibile quasi raddoppiare il tasso di disinfezione [5], come si può osservare dalla tabella 3.1.1 e diminuire la quantità di reagenti ottenendo efficienze di disinfezione più alte [42].

Tabella 3.1.1: Effetto della cavitazione sulla clorazione [5].

Tipo di trattamento	% disinfezione in 15 min	% disinfezione per passaggi
1 ppm	32	-
1 ppm + HC	75	2,6
3 ppm	45	-
3 ppm + HC	82	3,2
5 ppm	64	-
5 ppm + HC	100	13,0

Tabella 3.1.2: Effetto della cavitazione sul trattamento termico [5].

Tipo di trattamento	% disinfezione in 15 min	% disinfezione per passaggi
30 °C	2	-
30 °C + HC	44	1,1
40 °C	5	-
40 °C + HC	45	1,1
50 °C	20	-
50 °C + HC	56	1,5
60 °C	70	-
60 °C + HC	100	8,5

Anche il trattamento termico dell'acqua può essere reso più efficace con la cavitazione. Come mostra la tabella 3.1.2, a basse temperature l'utilizzo della cavitazione permette di migliorare notevolmente la disinfezione, fino ad arrivare al 100% in 15 min per una temperatura di 60 °C [5].

3.2 RIASSUNTO DEI RISULTATI SIGNIFICATIVI

Negli studi descritti nel paragrafo 3.1, sono state testate le diverse tipologie di cavitazione, usando differenti dispositivi con geometrie diverse, al fine di valutare l'efficacia del fenomeno come trattamento di disinfezione.

3.2.1 Effetti sui vari microorganismi

Il primo risultato rilevante è che le varie tipologie di cavitazione hanno un'efficacia diversa sui differenti tipi di microorganismi sottoposti al trattamento, poiché questi

possono essere sensibili solo ad alcuni degli effetti prodotti dalla cavitazione e non a tutti.

Ad esempio, *E. coli* risulta molto più sensibile alle onde di shock e agli sforzi di taglio che all'ossidazione da parte dei radicali, perciò la cavitazione idrodinamica con venturi è molto più efficace di quella con le piastre multiforo. *L. pneumophila*, invece, risente maggiormente dei bruschi cali di pressione e meno dei picchi dovuti al collasso delle bolle (cioè viene inattivata con la semplice evaporazione dell'acqua, che però deve essere praticamente istantanea), pertanto la supercavitazione fornisce i risultati migliori.

Se i microorganismi sono dotati di vacuoli gassosi, come i cianobatteri, allora la loro inattivazione avviene attraverso la rottura della sacca di gas (e conseguente sedimentazione) da parte degli sforzi di taglio e delle variazioni di pressione, per cui la cavitazione idrodinamica risulta il trattamento più adatto.

Inoltre, certi microorganismi sono molto resistenti, per cui sono necessari più trattamenti consecutivi con la cavitazione per raggiungere efficienze di rimozione elevate, mentre per altri ne basta uno solo per ottenere buoni risultati, come nel caso dello zooplankton.

Infine, in generale la cavitazione è efficace se σ è compreso tra 0,1 e 0,6.

3.2.2 Efficienza dei diversi dispositivi

Confrontando i diversi dispositivi che producono la cavitazione è emerso che, normalmente, i venturi sono più efficaci delle piastre multiforo (come esposto precedentemente, questo dipende dalla sensibilità del microorganismo) e che le piastre con più fori piccoli (rispetto a quelle che hanno un solo grande foro) e i venturi con le gole più piccole danno i risultati migliori: nel primo caso aumenta il numero degli eventi cavitativi, perciò si può trattare una sezione maggiore di fluido, nel secondo la sezione minore della gola consente di avere numeri di cavitazione più bassi per via delle maggiori velocità del fluido.

Inoltre, le forme migliori dei restringimenti sono quelle che consentono, a parità di area, un contorno bagnato maggiore, per cui sono preferibili rettangoli ed ellissi rispetto ai cerchi.

Infine, nei venturi, minore è l'angolo di divergenza maggiore è la dimensione raggiunta dalle bolle (poiché la pressione viene recuperata più gradualmente) e, di conseguenza, più violento è il loro collasso.

3.2.3 Combinazione con altre tecnologie

La cavitazione si presta molto bene a essere combinata con altre tecnologie di disinfezione, come la clorazione, l'ozonazione e il trattamento termico: quest'ultimo risultato in particolare è molto interessante, poiché, se visto dal lato della cavitazione,

zione, significa che questa può essere notevolmente migliorata riscaldando l'acqua prima del trattamento di disinfezione.

3.3 RIEPILOGO

In questo capitolo è stato riportato un breve stato dell'arte sull'uso della cavitazione come trattamento disinfettante; sono stati illustrati alcuni studi effettuati su batteri, cianobatteri, microalghe e zooplankton e sulla combinazione con altri metodi di disinfezione, con dispositivi e geometrie diverse. Nell'ultima parte, infine, è stato fatto un riassunto dei risultati più significativi che hanno costituito la base della progettazione della ruota a cavitazione, esposta nel capitolo 4.

4

PROGETTAZIONE DELLA RUOTA A CAVITAZIONE

In questo capitolo è illustrata la progettazione della ruota a cavitazione, sulla base dei risultati sperimentali esposti nel capitolo 3.

Nella prima parte è descritto il funzionamento della trasmissione delle biciclette; nella seconda parte sono riportati la descrizione e il calcolo dei parametri di progetto; nell'ultima parte, infine, sono presentati i calcoli effettuati per dimensionare la ruota a cavitazione ed è illustrato il progetto risultante.

4.1 LA TRASMISSIONE DELLE BICICLETTE

Prima di procedere con la descrizione della ruota, è bene capire come funziona la trasmissione della bicicletta, cioè l'insieme di ingranaggi che trasmette, appunto, il movimento del conducente alle ruote della bici. Come mostrato nella figura 4.1.1, la trasmissione è composta da [35]:

- guarnitura, cioè l'insieme di corone (una, due o tre) e pedivella destra più la pedivella sinistra;
- pacco (o cassetta) pignoni, da un minimo di tre a un massimo di undici pignoni (cioè gli ingranaggi sulla ruota posteriore);
- catena, che trasmette il moto dalla corona ai pignoni;
- deragliatori anteriore e posteriore (cambio), che consentono alla catena di passare, rispettivamente, da una corona all'altra e da un pignone all'altro;
- comandi cambio e deragliatore per effettuare gli spostamenti della catena.

4.1.1 Sviluppo metrico

Oggi, per molti appassionati di ciclismo, è possibile assemblare da soli la propria bicicletta; ciò include la scelta dei componenti della trasmissione, che può essere fatta aiutandosi con il calcolo del cosiddetto *sviluppo metrico*.

Lo sviluppo metrico SV "indica la distanza compiuta dalla bicicletta con un giro completo di pedale"; si può calcolare con questa semplice formula [35]

$$SV = \frac{DC}{DP} \cdot CR \quad (4.1.1)$$

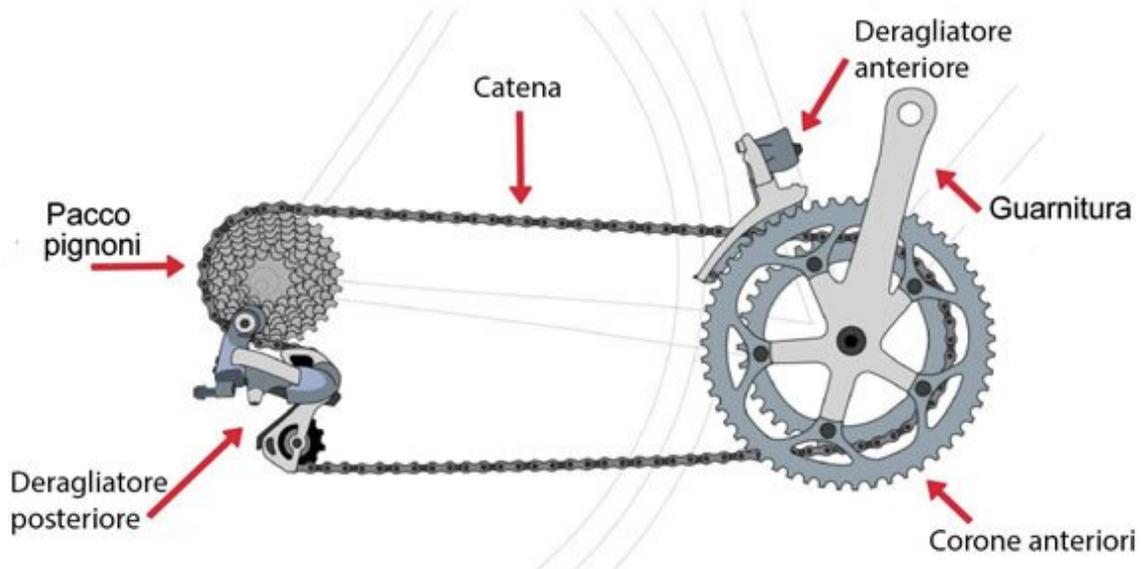


Figura 4.1.1: Trasmissione della bicicletta. Immagine tratta da [38].

dove DC sta per numero dei denti della corona, DP per numero dei denti del pignone e CR è la circonferenza della ruota. Cioè in base alla combinazione corona-pignone è possibile percorrere distanze diverse a parità di pedalata; la combinazione corona-pignone prende il nome di *rapporto*. Poiché esistono cassette che arrivano fino a undici pignoni e guarniture singole, doppie o triple, il numero di rapporti di una bicicletta può variare notevolmente: in genere, le bici da città ne hanno pochi, perché il percorso è facilmente tutto in pianura e di solito corto, mentre quelle da corsa o le mountain bike hanno un elevato numero di rapporti per affrontare tutte le pendenze [35].

Si tenga infine presente che è possibile ottenere lo stesso sviluppo metrico con diverse combinazioni corona-pignone; ciò che cambia è la forza da applicare al pedale per azionare la pedivella, semplicemente secondo il concetto di leva, in cui la resistenza è la catena: più la corona è grande, più il braccio della leva (costituita dalla pedivella) è piccolo, dunque serve una forza maggiore rispetto a quella necessaria con una corona più piccola. In termini pratici, a parità di rapporto, è preferibile usare la corona più piccola perché richiede uno sforzo minore al ciclista [35].

4.1.2 I rapporti di trasmissione

Il sistema corona-catena-pignone è del tutto analogo a quello cinghia-pulegge usato per trasmettere il moto tra alberi distanti tra loro, come mostrato nell'immagine 4.1.2. Supponendo che la puleggia motrice sia indicata con il numero 1, quella condotta con il numero 2 e la cinghia con il numero 3, nel caso ideale, si può assumere che ci sia aderenza tra puleggia e cinghia e che questa sia inestensibile, quindi vale:

$$v_3 = \omega_1 r_1 = \omega_2 r_2, \quad (4.1.2)$$

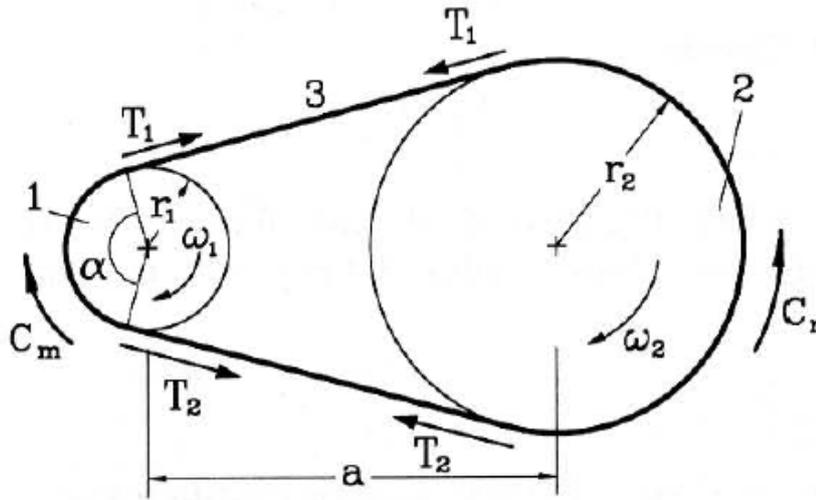


Figura 4.1.2: Sistema cinghia-pulegge. Immagine tratta da [18].

dove ω è la velocità angolare delle pulegge [18].

Corone e pignoni non sono altro che ruote dentate, di dimensione e numero di denti variabile; pertanto si può scrivere il rapporto di trasmissione $i = \frac{\omega_{motore}}{\omega_{condotta}}$ come:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{z_2}{z_1} \quad (4.1.3)$$

dove z è il numero di denti delle ruote. Considerando le coppie applicate, il rapporto di trasmissione si può esprimere anche in questo modo:

$$i = \frac{C_r}{C_m} \quad (4.1.4)$$

con C_r coppia resistente e C_m coppia motrice.

Quando $i > 1$ allora $\omega_1 > \omega_2$, cioè si ha una riduzione della velocità della ruota condotta e la coppia motrice è minore di quella resistente; quando $i < 1$ allora $\omega_1 < \omega_2$, cioè si ha una moltiplicazione della velocità della ruota condotta e la coppia motrice è maggiore di quella resistente [18].

Osservando la (4.1.1), è facile vedere che questa contiene l'inverso del rapporto di trasmissione i : nella bicicletta, infatti, la corona è la ruota motrice, mentre il pignone quella condotta; pertanto, variando il rapporto della bicicletta è possibile operare una riduzione o una moltiplicazione della velocità della ruota posteriore rispetto a quella della guarnitura, ma soprattutto variare lo sforzo (coppia) necessario per affrontare le diverse pendenze.

Normalmente, nei tratti a bassa pendenza sono tollerati rapporti alti, considerati però duri perché permettono una velocità della ruota posteriore elevata, ma richiedono una coppia altrettanto elevata e quindi uno sforzo maggiore al ciclista; nei tratti ad alta pendenza, invece, si preferiscono rapporti bassi, che non consentono di raggiungere velocità elevate, ma richiedono uno sforzo minore per avanzare.

4.1.3 Capacità totale del cambio

La capacità totale si calcola come:

$$CT = (DC_{max} - DC_{min}) + (DP_{max} - DP_{min}) \quad (4.1.5)$$

cioè come somma delle differenze tra la corona più grande e la più piccola e il pignone più grande e il pignone più piccolo. Questo parametro influisce sulla scelta del cambio (deragliatore posteriore), che è realizzato con una capacità massima che non può essere superata dalla CT. Questo significa che, sebbene ci sia una certa libertà di assemblare i componenti in base alle proprie esigenze, non è possibile scegliere guarniture e cassette a caso, ma queste devono rispettare la capacità "di allungamento" del cambio, che altrimenti si troverebbe a sopportare tensioni troppo elevate [35].

Il cambio, infatti, è costituito da una gabbia in grado di allungarsi per sollevare la catena e spostarla sui diversi pignoni; la lunghezza della gabbia permette di gestire i rapporti estremi senza provocare problemi sulla tensione della catena (che potrebbe risultare troppo tesa o troppo molle) [35].

4.1.4 Corone, pignoni e cambi commerciali

Il numero di corone è ciò che differenzia le guarniture delle biciclette: una bici da corsa normalmente monta una doppia guarnitura con corone da 53 e 39 denti, mentre su una mountain bike si trovano di solito delle triple con le combinazioni 44/32/22 oppure 48/36/26.

Per quanto riguarda le cassette pignoni, queste possono essere delle 12/30-32 per le bici da corsa o 11/32 o 11/34-36 per le mountain bike (in cui il primo è il numero di denti del pignone più piccolo e il secondo quello del pignone più grande) e avere 10-11 velocità (cioè 10-11 pignoni).

Come illustrato nel paragrafo 4.1.3, la scelta di guarniture e cassette pignoni deve essere fatta in base alla capacità totale del cambio o, viceversa, bisogna scegliere il cambio in base alle corone e pignoni che si desiderano montare sulla bicicletta. I cambi si distinguono secondo la lunghezza della gabbia in cambi a gabbia corta, media o lunga. Più la gabbia è lunga più il rapporto massimo può essere elevato. Bisogna tenere poi in considerazione anche le dimensioni dei pignoni più grande e più piccolo, che devono rispettare i limiti del cambio [35].

4.2 PARAMETRI DI PROGETTO

L'obiettivo di questo lavoro di tesi è progettare un dispositivo per la disinfezione dell'acqua tramite la cavitazione, che sfrutti come potenza motrice quella sviluppata da una persona che pedala. L'idea è di azionare una pala opportunamente sagomata,

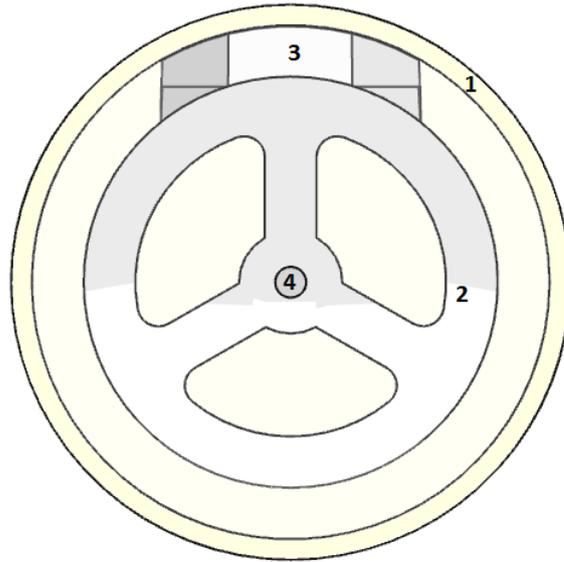


Figura 4.2.1: Elementi della ruota a cavitazione: (1) guscio esterno trasparente; (2) tamburo interno; (3) pala sagomata; (4) mozzo.

contenuta in una ruota di un certo spessore e raggio, attraverso la pedalata: in questo modo si genera una velocità relativa tra pala e acqua che, se sufficientemente elevata quando il fluido passa nel restringimento tra la pala e le pareti interne della ruota, provoca l'abbassamento della pressione fino a quella di vapore e quindi la cavitazione. La ruota a cavitazione è stata immaginata composta dai seguenti elementi (figura 4.2.1):

- guscio esterno;
- tamburo interno a tre razze;
- pala sagomata;
- mozzo.

Affinché si verifichi la cavitazione è necessario che l'acqua raggiunga determinate velocità nel restringimento, derivanti dal numero di cavitazione σ (paragrafo 2.3.1) e che possono essere ottenute solo con determinate dimensioni della ruota (viste le limitazioni imposte dal tipo di energia usata per mettere in moto la pala), le quali determinano anche il volume di acqua trattabile.

La presenza del tratto divergente dopo il restringimento dà luogo a delle perdite di carico che causano delle dissipazioni che devono essere vinte dalla potenza sviluppata dal ciclista.

Il dimensionamento della ruota quindi è stato fatto tenendo conto di questi quattro parametri:

1. numero di cavitazione σ raggiungibile;

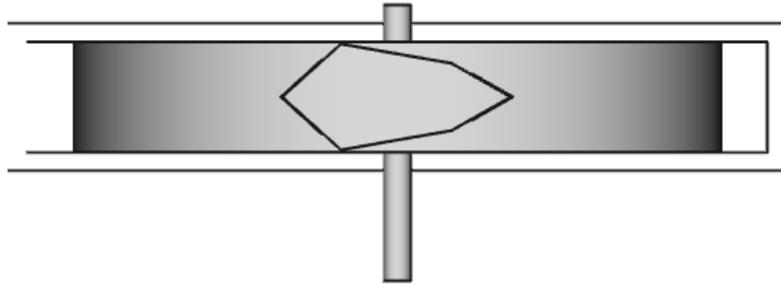


Figura 4.2.2: Vista dell'alto.

2. velocità angolare ω della pala;
3. potenza sviluppabile da un ciclista amatoriale;
4. volume di acqua trattabile.

4.2.1 Geometria del restringimento

Il primo passo per la progettazione della ruota è stato la scelta della geometria del restringimento.

Come esposto nel capitolo 3, la cavitazione idrodinamica è molto efficace su tutti quei microorganismi che risentono degli sforzi di taglio e delle onde di shock causati dall'implosione delle bolle di vapore, come ad esempio il batterio *E. coli*; inoltre, è emerso che il dispositivo che determina i migliori risultati sui patogeni è il venturi.

Secondo questi risultati, quindi, si è scelto come restringimento in cui far passare l'acqua e ottenere la cavitazione idrodinamica il venturi; la sezione tipica è stata prodotta accostando alle pareti interne della ruota una pala sagomata in modo particolare (figura 4.2.2), ottenendo un diffusore piano in cui l'espansione del flusso avviene solo in una direzione, quella del flusso.

La forma della pala si ispira a quella del venturi usata per gli esperimenti su *E. coli* e *L. pneumophila* descritti nel capitolo 3 (il dispositivo nel dettaglio è mostrato nella figura 4.2.3).

4.2.2 Numero di cavitazione raggiungibile

Il parametro principale su cui si è basata la progettazione della ruota è il numero di cavitazione σ .

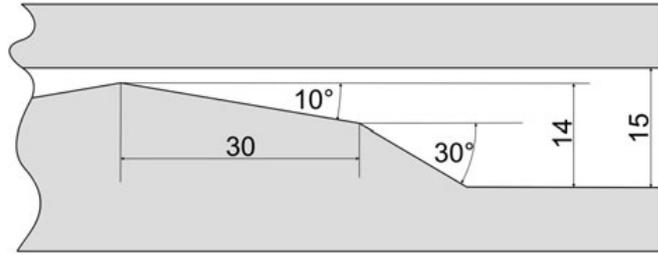


Figura 4.2.3: Geometria della sezione del venturi usata per gli esperimenti su *E. coli* e *L. pneumophila* (misure in millimetri). Immagine tratta da [33].

L'intensità di cavitazione più efficace sui microorganismi patogeni è quella con σ compreso tra 0,1 e 0,5-0,6. (paragrafo 3.1.1). Per raggiungere tali numeri di cavitazione è necessario che la velocità dell'acqua nella strozzatura abbia un certo valore, che si può facilmente ricavare invertendo la (2.3.1). La velocità nella strozzatura quindi vale:

$$v_0 = \sqrt{\frac{P_2 - P_v}{\frac{1}{2}\rho\sigma}}. \quad (4.2.1)$$

La P_2 , cioè la pressione di valle, è stata assunta pari a quella atmosferica, mentre la tensione di vapore P_v dipende dalla temperatura dell'acqua ed è stata calcolata con la seguente equazione di Clausius-Clapeyron modificata [31]:

$$P_v = 100 \cdot e^{53.67957 - \frac{6743.69}{T} - 4.8451 \cdot \ln T} \quad (4.2.2)$$

dove T è la temperatura in gradi Kelvin. La densità è stata invece considerata costante.

Imponendo:

- $P_2=101\ 000$ Pa;
- $T=20$ °C;
- $\rho=1000$ kg/m³;

si sono ottenute le velocità nella strozzatura riportate nella tabella 4.2.1.

4.2.3 Velocità angolare della pala

In base a quanto esposto nel paragrafo 4.1, il dimensionamento della ruota a cavitazione non può prescindere dalle caratteristiche del sistema di trasmissione della bicicletta, perché l'azionamento della ruota dipende dalla velocità di pedalata del ciclista, ma anche dalle specifiche dei singoli componenti: almeno durante i primi utilizzi, non si può contare su un buon livello di allenamento del ciclista, per cui

Tabella 4.2.1: Velocità nella strozzatura al variare di σ .

σ	v_0
(-)	(m/s)
0,1	44,42
0,2	31,41
0,3	25,65
0,4	22,21
0,5	19,87

è preferibile affidare al cambio il compito di far raggiungere alla ruota le velocità necessarie per ottenere la cavitazione.

Come si può osservare dall'immagine 4.2.2, prendendo una sezione trasversale della ruota, questa è simile a un canale di larghezza pari allo spessore della ruota stessa con un ostacolo (la pala) che rende l'interno simile a un venturi. Con le velocità v_0 ricavate con la (4.2.1), sono state definite le dimensioni della ruota; poiché c'è simmetria rispetto all'asse parallelo alla direzione del flusso si può ragionare solo su una sua metà. L'equazione di continuità si può dunque scrivere come:

$$v_0 \cdot s = v \cdot (L/2) \quad (4.2.3)$$

con s la larghezza del restringimento, L la larghezza della ruota e v la velocità media dell'acqua.

Il calcolo di v è stato fatto tenendo presente la velocità angolare massima ottenibile con dei cambi commerciali (paragrafo 4.1.4). Infatti, poiché vi è rotazione, c'è un profilo di velocità dell'acqua lungo la pala: la v dunque si può ricavare anche come prodotto della velocità angolare della pala per la distanza dal centro della ruota.

Velocità massima ottenibile

Un ciclista di buon livello, in pianura, normalmente ha una cadenza di pedalata (cioè il numero di pedalate al minuto) superiore agli 80 rpm [30]; pertanto questa è stata assunta come la velocità di un utilizzatore poco allenato. Ricordando la (4.1.3) si può ricavare la massima $\omega_{condotta}$ in questo modo:

$$\omega_{condotta} = \frac{\omega_{motore}}{i} = \omega_{motore} \cdot I \quad (4.2.4)$$

dove $\omega_{motore} = 1,33$ rad/s (cioè 80 rpm/60 s) e $I = 53/11$; con questi valori è risultato $\omega_{condotta,max} = 6,42$ rad/s: le dimensioni della ruota sono state definite in modo che, per ottenere la cavitazione, non siano necessarie velocità angolari maggiori di questo valore (in caso contrario si dovrebbe aumentare la cadenza di pedalata).

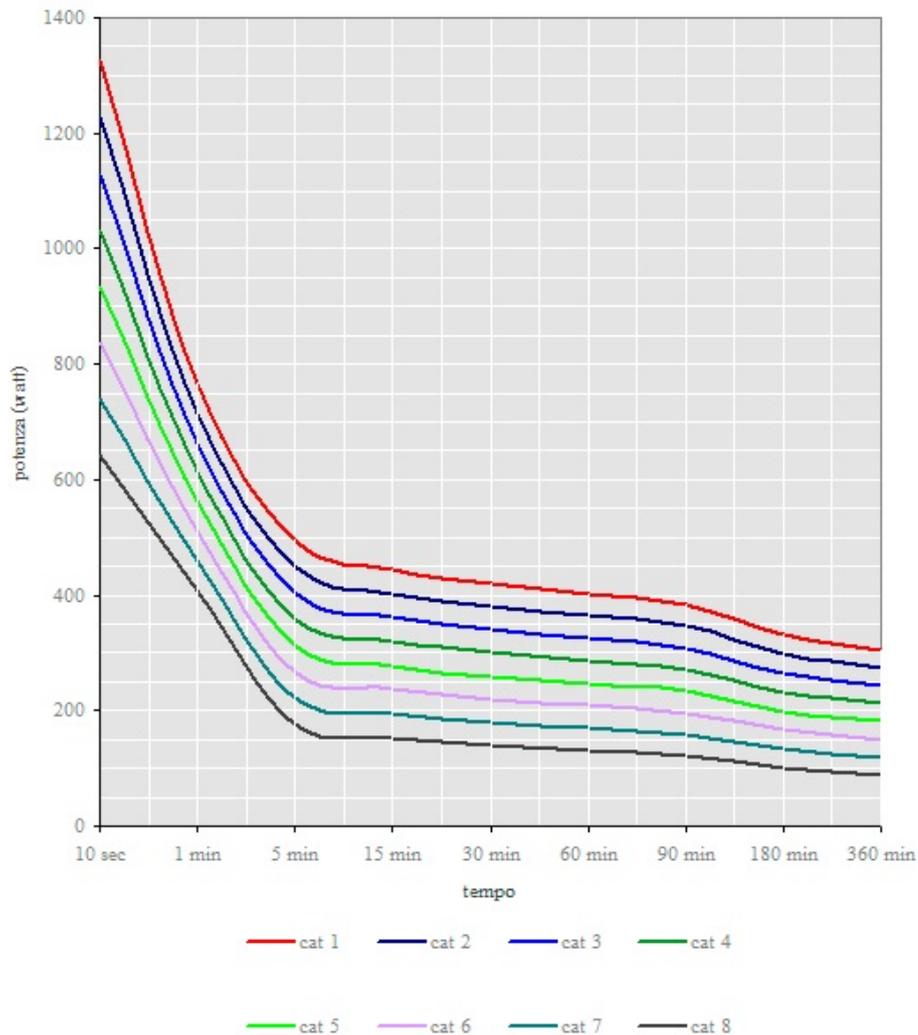


Figura 4.2.4: Curve di potenza per le diverse categorie di ciclisti. Immagine tratta da [28].

4.2.4 Potenza sviluppabile

Si può facilmente intuire che, in base al livello di allenamento, un ciclista è in grado di sviluppare una certa potenza in un certo periodo di tempo. Questa dipende da numerosi fattori quali: lunghezza del tragitto, dislivello tra partenza e arrivo, peso del ciclista, resistenza dell'aria, attrito del fondo stradale. In base alla potenza sviluppabile, è possibile suddividere i ciclisti in categorie diverse (figura 4.2.4): un ciclista professionista in volata può arrivare a produrre più di 1000 W, mentre pedalando per un'ora sviluppa mediamente una potenza di 400 W. Per un ciclista poco allenato, invece, tali valori si dimezzano [28].

Nel caso della ruota a cavitazione, la resistenza incontrata dal ciclista è quella causata dal moto relativo tra acqua e pala e dal peso dei componenti che devono essere messi in movimento. Visto che a utilizzare la ruota a cavitazione non è un

ciclista professionista, ma una persona scarsamente allenata, si è ipotizzato di avere a disposizione una potenza massima di 200 W (a seconda del livello di allenamento, questa può essere mantenuta per pochi minuti fino a un'ora); pertanto, le resistenze dovute al passaggio dell'acqua all'interno del venturi non devono superare questo valore.

Dissipazioni e problema del coefficiente di riduzione

Le dissipazioni sono state calcolate con la formula di Borda:

$$\Delta H_i = \frac{(v_0 - v_i)^2}{2g} \cdot \zeta; \quad (4.2.5)$$

per via della rotazione la velocità v non è costante lungo la pala, quindi anche ΔH non lo è e dunque deve essere calcolato per diversi straterelli di fluido, a cui corrisponde una v_i specifica dello strato, data dal prodotto della velocità angolare per la relativa distanza dal centro della ruota. ζ è un coefficiente correttivo minore dell'unità.

Infatti, la (4.2.5) è valida per il caso di brusca espansione; in un venturi, però, la presenza del tratto divergente permette di ridurre le perdite di carico e questa diminuzione viene presa in considerazione utilizzando il coefficiente ζ ; dunque le perdite in un venturi sono una percentuale di quelle della brusca espansione.

In letteratura esistono diverse tabelle e formule empiriche per la stima del coefficiente correttivo, in base alla geometria del divergente (proporzione tra restringimento e divergente, angolo di apertura del divergente ecc). Alcuni approcci ricavano il coefficiente per un angolo di divergenza pari a 90° (cioè invertendo la (4.2.5)) e poi lo riducono in funzione del vero angolo di apertura [20]:

$$\zeta_{e90^\circ} = \Delta H_{12} / (v_1^2 / 2g) = [1 - (A_1 / A_2)]^2; \quad (4.2.6)$$

$$\zeta_e = \Phi_e(\delta) \cdot \zeta_{e90^\circ}, \quad (4.2.7)$$

dove 1 corrisponde al restringimento e 2 al divergente e δ è l'angolo di semiapertura del diffusore.

I valori di Φ , ricavati per via sperimentale, si possono esprimere con queste relazioni [20]:

$$\Phi_e(\delta) = \frac{\delta}{90^\circ} + \sin(2\delta), \quad 0^\circ \leq \delta \leq 30^\circ; \quad (4.2.8)$$

$$\Phi_e(\delta) = \frac{5}{4} - \frac{\delta}{360^\circ}, \quad 30^\circ \leq \delta \leq 90^\circ. \quad (4.2.9)$$

L'espressione (4.2.7) è valida per condotte con diffusori bidimensionali; il simil-venturi della ruota oggetto di studio è assimilabile invece a un diffusore piano (paragrafo 4.2.1). In questo caso, il coefficiente di riduzione dipende, oltre che dall'angolo di apertura e dal rapporto delle aree, anche dal numero di Reynolds [24]:

Tabella 4.2.2: Valori di ζ_d per $l_0/D_h=0$ [24].

Re·10 ⁻⁵	α°											
	4	6	8	10	14	20	30	45	60	90	120	180
$n_1=2$												
0,5	0,200	0,165	0,142	0,135	0,125	0,154	0,235	0,350	0,370	0,380	0,370	0,350
1	0,180	0,145	0,125	0,115	0,105	0,120	0,200	0,335	0,370	0,380	0,370	0,350
2	0,163	0,125	0,110	0,100	0,093	0,115	0,200	0,335	0,370	0,380	0,370	0,350
≥ 4	0,150	0,115	0,100	0,096	0,083	0,115	0,200	0,335	0,370	0,380	0,370	0,350
$n_1=4$												
0,5	0,275	0,225	0,185	0,170	0,182	0,250	0,420	0,600	0,680	0,700	0,700	0,660
1	0,230	0,182	0,160	0,153	0,180	0,250	0,420	0,600	0,680	0,700	0,700	0,660
2	0,210	0,162	0,142	0,140	0,162	0,250	0,420	0,600	0,680	0,700	0,700	0,660
≥ 4	0,195	0,150	0,133	0,135	0,162	0,250	0,420	0,600	0,680	0,700	0,700	0,660
$n_1=6$												
0,5	0,310	0,250	0,215	0,205	0,210	0,300	0,480	0,650	0,760	0,830	0,830	0,800
1	0,250	0,205	0,175	0,170	0,190	0,300	0,480	0,650	0,760	0,830	0,830	0,800
2	0,235	0,190	0,160	0,158	0,190	0,300	0,480	0,650	0,760	0,830	0,830	0,800
4	0,215	0,165	0,143	0,143	0,190	0,300	0,480	0,650	0,760	0,830	0,830	0,800
≥ 6	0,200	0,150	0,130	0,130	0,190	0,300	0,480	0,650	0,760	0,830	0,830	0,800

$$\zeta = \frac{\Delta p}{\rho w_0^2 / 2} = \zeta_d = f(\alpha, n_1, Re); \quad (4.2.10)$$

$$Re = \frac{w_0 D_h}{\nu}, \quad (4.2.11)$$

dove α è l'angolo di apertura, $n_1 = \frac{F_1}{F_0}$, $D_h = \frac{4F_0}{\Pi_0}$; F_0 e F_1 sono rispettivamente l'area della strozzatura e della massima sezione del diffusore e Π_0 è il perimetro della strozzatura. Tuttavia, tali coefficienti sono stati ricavati per $Re \geq 50\,000$ e pertanto non sono validi per il diffusore nella ruota a cavitazione (in cui i numeri di Reynolds sono inferiori).

Nonostante il caso oggetto di studio non sia esattamente riconducibile ai modelli esposti in precedenza, per avere un valore di partenza del coefficiente ζ i due approcci sono stati comunque utilizzati al fine di effettuare una stima delle perdite di carico (necessarie per il dimensionamento della ruota), che sono state poi indagate più approfonditamente con le simulazioni numeriche in CFD (capitolo 6).

Potenza dissipata

Per il calcolo della potenza dissipata (relativa a un solo lato della pala, cioè a un solo restringimento) è stata usata la seguente espressione [13]:

$$P = \Delta H \cdot \gamma \cdot Q = \Delta H \cdot \gamma \cdot v_i \cdot dr \cdot (L/2) \quad (4.2.12)$$

dove v_i è la velocità media dell'acqua per una certa distanza dal centro della ruota, dr l'altezza dello straterello in cui è stato discretizzato il fluido e L la larghezza della ruota. Per avere la potenza totale dissipata è sufficiente moltiplicare la (4.2.12) per 2.

4.2.5 Volume di acqua trattabile

Considerando il fabbisogno giornaliero di acqua a scopo alimentare (per bere e cucinare) di una famiglia, si è ipotizzato un volume di acqua da trattare di 20 l; dunque le dimensioni di ruota e pala sono state ricavate cercando di raggiungere tale volume.

4.3 DIMENSIONAMENTO

Riepilogando quanto descritto nel paragrafo 4.2, il dimensionamento della ruota e della pala è stato fatto cercando di soddisfare le seguenti condizioni:

- $\sigma \in [0,1;0,5]$;
- $\omega \leq 6,1$ rad/s;
- $P \leq 200$ W;
- $V=20$ l.

Per lo svolgimento dei calcoli e la rappresentazione dei risultati sotto forma di grafici, riportati di seguito, è stato usato il software MATLAB.

4.3.1 Pala non rastremata

I primi calcoli sono stati fatti per una pala non rastremata, cioè in cui la larghezza s è costante lungo tutto il raggio della ruota. Poiché vi è rotazione, la velocità v , come detto in precedenza, non è costante, ma aumenta con la distanza dal centro della ruota; quindi anche la velocità dell'acqua nel restringimento v_0 aumenta con il raggio e ciò significa che la cavitazione aumenta di intensità con esso.

Per prima cosa, sono stati ricavati il coefficiente di riduzione delle perdite di carico e le dimensioni della ruota; il raggio R della ruota è stato scelto pari a 35 cm, come quello delle ruote delle biciclette, quindi per ottenere un volume di 20 l, è stato calcolato uno spessore minimo di 5 cm. La larghezza della strozzatura s è stata posta inizialmente pari a 5 mm. Si è imposto in cima alla pala, cioè per $r=R=35$ cm, il numero di cavitazione $\sigma = 0,1$ e sono state determinate le dissipazioni e le potenze per ogni strato di spessore dr scendendo lungo il raggio (fino a raggiungere il centro della ruota), ricalcolando ogni volta i valori di v_0 e σ . La temperatura dell'acqua è stata posta a 20 °C.

Tabella 4.3.1: Valori dei coefficienti di riduzione delle perdite di carico al variare della larghezza della strozzatura s .

s (mm)	ξ_{e90° (-)	$\Phi_e(\delta)$ (-)	ξ_e (-)
L=5 cm		$\delta=10^\circ$	
5	0,64	0,45	0,29
4	0,71	0,45	0,32
3	0,77	0,45	0,35
2	0,85	0,45	0,38
1	0,92	0,45	0,41
L=12 cm		$\delta=10^\circ$	
5	0,84	0,45	0,38
4	0,87	0,45	0,39
3	0,90	0,45	0,41
2	0,93	0,45	0,42
1	0,97	0,45	0,44

Calcolo del coefficiente ξ

Usando l'approccio del diffusore bidimensionale, il coefficiente ξ_e di riduzione delle perdite di carico è stato calcolato con la (4.2.7), di cui si possono vedere i risultati nelle tabelle 4.3.1 e 4.3.2 (i valori sono stati approssimati alla seconda cifra decimale): ξ_e aumenta al diminuire di s e all'aumentare di L .

L'uso dell'approccio del diffusore piano è risultato problematico, poiché il caso oggetto di studio non rientra nelle configurazioni illustrate nella tabella 4.2.4; quindi si è dovuto cercare una curva che si adattasse ai dati disponibili e provare a estrapolare quelli necessari.

I valori del coefficiente ξ_d per $\alpha=20^\circ$ sono rappresentati al variare del numero di Reynolds nel grafico in figura 4.3.1: si può notare che per $n_1=4$ e $n_1=6$ ξ_d è costante all'aumentare di Re ed è pari rispettivamente a 0,250 e 0,300; pertanto ξ_d è stato considerato costante anche per numeri di $Re < 50\,000$ (fissato il valore di n_1) e lo stesso andamento si è ipotizzato anche per i casi $n_1 > 6$: infatti per tutte le combinazioni di s e L riportate nelle tabelle 4.3.1 e 4.3.2 n_1 è superiore a 6, tranne nel caso di $s=5$ mm e $L=5$ cm in cui, invece, è pari a 5.

Per stimare l'andamento di ξ_d al variare di n_1 , una volta fissato il numero di Reynolds e l'angolo del divergente, è stata cercata una linea di tendenza che si adattasse ai punti anche per $n_1 > 6$; tuttavia, i punti a disposizione per determinare la curva erano solo 3 e ciò non ne ha consentito una stima corretta.

Si può supporre, infatti, che ξ_d aumenti con n_1 , ma usando una retta interpolante supererebbe l'unità, per cui le perdite di carico nel divergente sarebbero maggiori di quelle nella brusca espansione; usando una funzione polinomiale di secondo

Tabella 4.3.2: Valori dei coefficienti di riduzione delle perdite di carico al variare dello spessore della ruota L.

L (cm)	ξ_{e90° (-)	$\Phi_e(\delta)$ (-)	ξ_e (-)
s=5 mm		$\delta=10^\circ$	
5	0,64	0,45	0,29
7	0,73	0,45	0,33
8	0,77	0,45	0,35
10	0,81	0,45	0,36
12	0,84	0,45	0,38
s=1 mm		$\delta=10^\circ$	
5	0,92	0,45	0,42
7	0,94	0,45	0,42
8	0,95	0,45	0,43
10	0,96	0,45	0,43
12	0,97	0,45	0,44

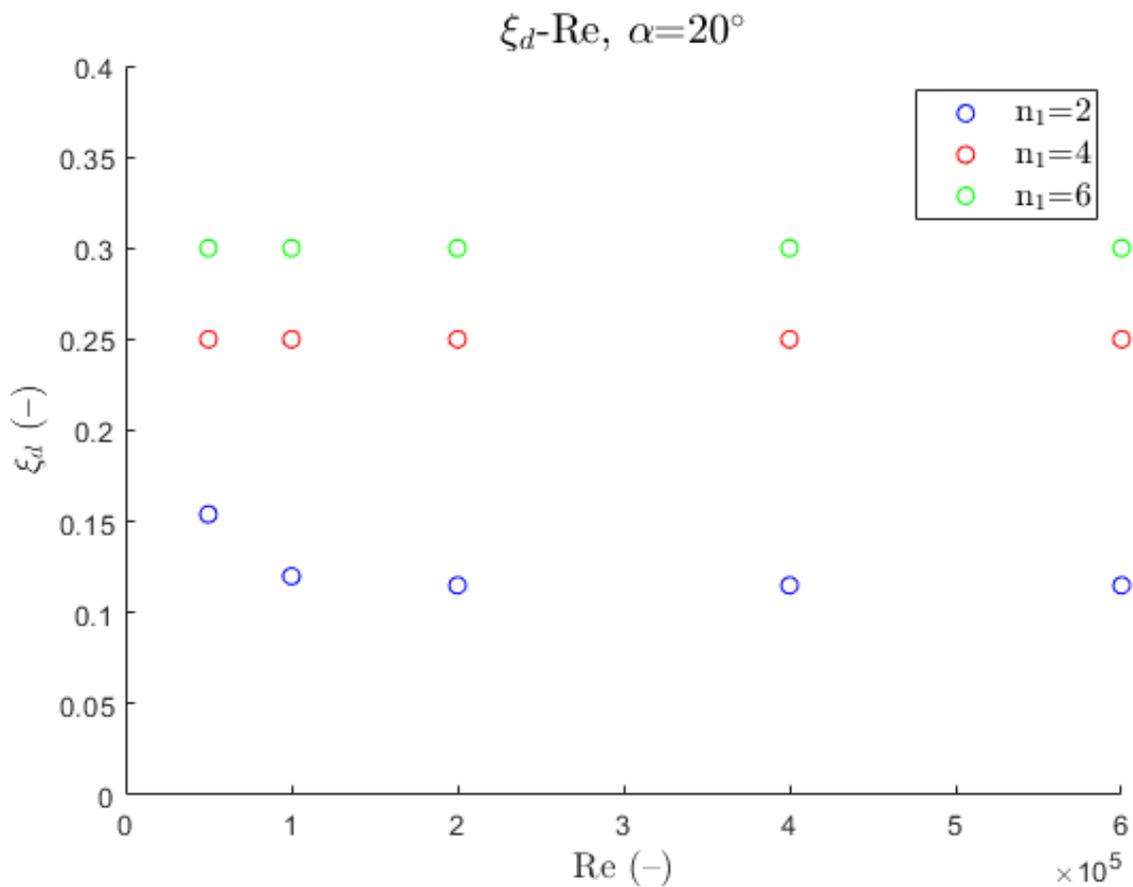


Figura 4.3.1: Andamento di ξ_d al variare di Re per ogni n_1 .

grado, invece, l'estrapolazione avverrebbe nel ramo discendente della parabola e ζ_d avrebbe un valore negativo. Funzioni polinomiali di grado superiore darebbero origine a valori di nuovo superiori all'unità.

Per queste ragioni si è scelto di usare i coefficienti ζ_e delle tabelle 4.3.1 e 4.3.2.

Risultati

Osservando il grafico di figura 4.3.4, si nota subito che al diminuire di s anche la velocità angolare ω diminuisce; tuttavia, per $s=1$ mm, ω rimane ancora elevata (anche se al di sotto della ω_{max}), per cui è stata aumentata la larghezza L al fine di ridurla (figura 4.3.5); riducendo s e aumentando L si sono ottenuti valori di ω ancora più bassi (figura 4.3.6).

Nel grafico in figura 4.3.7 si può vedere l'andamento delle dissipazioni lungo il raggio, che diminuiscono avvicinandosi al centro e all'aumentare di s , poiché, in entrambi i casi, diminuisce la differenza a numeratore della (4.2.5); le potenze, invece, aumentano all'aumentare di s (figura 4.3.8): nonostante le dissipazioni diminuiscono all'aumentare di v , questa ha un peso maggiore nel calcolo della potenza e quindi, a parità di larghezza L , è preferibile avere velocità più basse. Aumentando L , invece, dissipazioni e potenze aumentano (figure 4.3.9 e 4.3.10).

Un problema riscontrato con la pala non rastremata riguarda l'altezza utile di cavitazione (cioè il tratto di pala in cui σ è minore di 0,5): nel grafico in figura 4.3.11, infatti, si può osservare che σ supera il valore di 0,5 per $r=15,6$ cm circa (per σ di partenza pari a 0,1), quindi al di sotto di tale altezza non c'è cavitazione utile al trattamento dei microrganismi patogeni ma solo dissipazione; inoltre, volendo ottenere numeri di cavitazione molto bassi ($0,1 \div 0,2$) in cima alla pala, le potenze totali sono di molto superiori ai 200 W disponibili e anche partendo da σ più alti la potenza necessaria rimane elevata, mentre l'altezza utile di cavitazione si riduce sempre di più. Anche variando la larghezza L , l'andamento di σ con r non cambia (figura 4.3.12).

Sulla base di questi risultati è stato deciso di inserire un tamburo interno per eliminare le dissipazioni in assenza di cavitazione utile e di realizzare la pala rastremata, in modo da avere una cavitazione d'intensità costante.

4.3.2 Pala rastremata

Realizzando la pala rastremata è possibile ottenere un profilo di cavitazione uniforme, con σ costante: per farlo, è stata imposta costante la velocità nella strozzatura v_0 ed è stata ricavata la v corrispondente con la (4.2.3); tale velocità è stata imposta come la velocità a una distanza dal centro della ruota pari al raggio del tamburo interno ed è stata usata per calcolare la ω , utilizzata, successivamente, per determinare la v lungo il raggio.

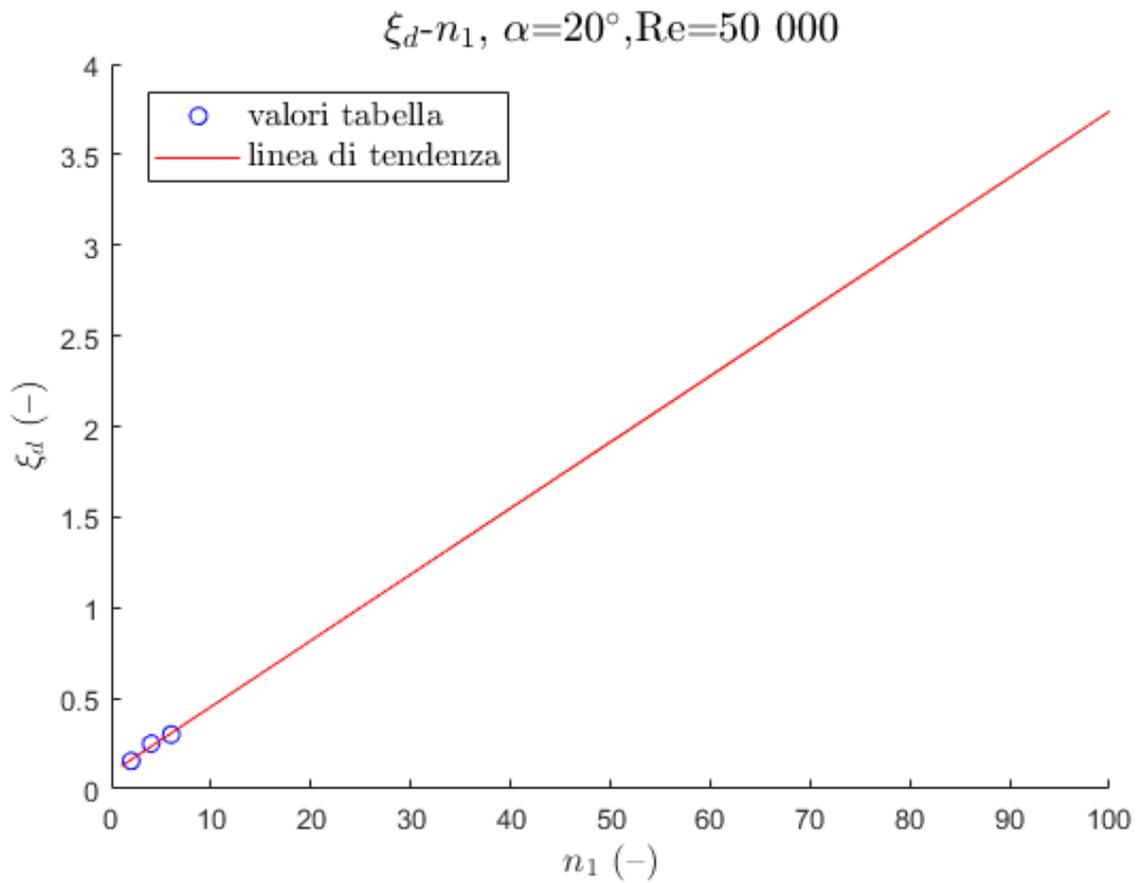


Figura 4.3.2: Adattamento dei valori di ξ_d con una retta.

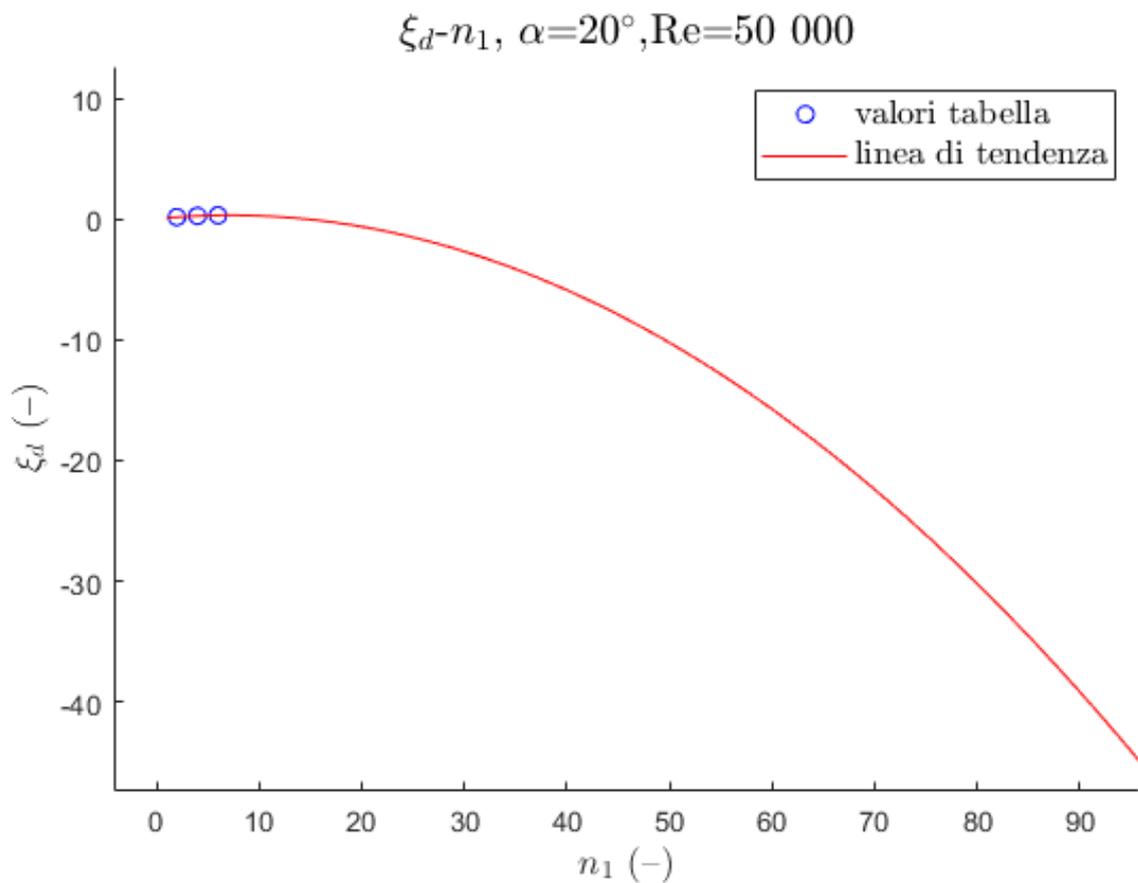


Figura 4.3.3: Adattamento dei valori di ξ_d con una funzione polinomiale di secondo grado.

La larghezza della strozzatura lungo il raggio, che in corrispondenza del tamburo interno è stata indicata con s_0 , è stata ricavata con la (4.2.3) e pertanto il suo andamento è di tipo lineare:

$$s(r) = \frac{\omega \cdot L/2}{v_0} \cdot r; \quad (4.3.1)$$

poiché ω , L e v_0 sono delle costanti, s è funzione del solo raggio r .

Sebbene la $s = f(r)$ non sia indispensabile per il dimensionamento della ruota, è necessaria per il suo disegno, poiché permette di calcolare l'angolo di rastremazione.

La s_0 è stata scelta pari a 1 mm in base ai risultati ottenuti per la pala non rastremata (figura 4.3.6). È evidente che quanto più s_0 diminuisce, tanto più le velocità angolare e quella media si abbassano e con esse anche le potenze dissipate; sarebbe quindi ragionevole pensare di usare dei valori molto piccoli per s (minori del millimetro). Tuttavia, si deve tenere presente che non si vuole scendere sotto certe dimensioni per evitare di necessitare di strumenti di precisione per la costruzione del dispositivo (si vorrebbe consentire alle popolazioni dei Paesi in via di sviluppo di assemblarlo da sé); per lo stesso motivo si è scelto di imporre s_0 in corrispondenza del raggio del tamburo interno e di calcolare ω a partire da questo (e non dal raggio della ruota, come per la pala non rastremata), in modo che s non scenda sotto il millimetro: infatti, in questo caso, s dovrebbe diminuire avvicinandosi al centro della ruota per mantenere la v_0 costante.

Risultati

La velocità angolare, secondo quanto detto all'inizio di questo paragrafo, è stata definita come:

$$\omega = \frac{v(s_0)}{r_{int}}, \quad (4.3.2)$$

perciò, come è intuibile, maggiore è r_{int} , cioè il raggio del tamburo interno, minore è ω . Sono stati scelti come valori di r_{int} 10, 15, 20, 25, 30 e 35 cm.

Nel grafico di figura 4.3.13 si può osservare l'andamento di ω al variare del numero di cavitazione σ per diversi valori di L (per $r_{int}=20$ cm) e nella figura 4.3.14 per diversi valori del raggio del tamburo interno: più L e r_{int} sono elevati più ω è bassa.

Per capire quali dimensioni e intensità di cavitazione permettessero di massimizzare il volume di acqua trattabile e contemporaneamente non superare la soglia dei 200 W di potenza dissipata, sono stati realizzati dei grafici di tipo *contour*, cioè delle isolinee delle potenze (espresse in W) in funzione di σ e del volume V della ruota, per diversi valori di L e del raggio del tamburo interno; per via della presenza di questo, il volume riempibile con l'acqua è quello di una corona circolare di spessore pari a L e raggi pari a quello del tamburo e della ruota (r_{est}):

$$V = (r_{est}^2 - r_{int}^2)\pi L. \quad (4.3.3)$$

La figura 4.3.15 mostra che per $r_{\text{int}}=20$ cm, il volume massimo trattabile è di circa 9 l ed è raggiungibile per $L=12$ cm, mentre per $L=5$ cm le dissipazioni sono così elevate che si possono trattare solo volumi inferiori ai 5 l oppure raggiungere solo σ maggiori di 0,5. Portando il raggio interno a 35 cm, le velocità diminuiscono permettendo anche alle potenze di ridursi, per cui è possibile trattare volumi superiori ai 5 l e di non superare $\sigma = 0,5$ anche per $L=5$ cm.

In generale, quindi, quanto minori sono L e r_{int} tanto minore è anche il volume trattabile, a parità di intensità di cavitazione; ciò è dovuto alle alte velocità v che scaturiscono da una ω elevata. In maniera analoga, si può osservare che, a parità di volume della ruota, maggiore è il raggio interno, minore è il numero di cavitazione ottenibile. Inoltre è chiaramente visibile che maggiore è il numero di cavitazione, maggiore è il volume della ruota e, di conseguenza, il volume di acqua trattabile, poiché le velocità richieste per ottenere la cavitazione sono più basse.

Infine si è osservato che con il limite dei 200 W non è possibile trattare i 20 l d'acqua prefissati, a meno di superare $\sigma = 0,5$ o realizzare ruote con r_{int} e L molto grandi (maggiori di quelli scelti per questi calcoli).

Volendo trattare più acqua possibile, si è scelto di usare un'intensità di cavitazione con $\sigma = 0,5$, $L=12$ cm e il raggio interno più grande, cioè $r_{\text{int}}=35$ cm, a cui corrispondono un volume di quasi 16 l e una ω di 0,94 rad/s; dal grafico di figura 4.3.18 si è ricavato il valore del raggio esterno corrispondente, che risulta di circa 40,5 cm. Tuttavia, dato l'intento di realizzare un prototipo della ruota per testarne le effettive capacità di disinfezione, si sono considerati anche i risultati relativi a $r_{\text{int}}=20$ cm, cui corrispondono un volume di quasi 9 l, una ω di 1,65 rad/s e un raggio esterno di poco più di 25 cm (figure 4.3.17 e 4.3.18). Bisogna però sottolineare che, quali che siano le dimensioni dei raggi interno ed esterno, a parità di potenza dissipata la differenza tra questi è circa costante: cioè l'altezza della pala è caratteristica di P e non del volume trattato.

Merita fare una breve spiegazione sul perché non si sono presi valori di L e r_{int} maggiori rispettivamente di 12 e 35 cm, come risulterebbe più conveniente dai grafici delle figure 4.3.19: aumentare L significherebbe anche aumentare la larghezza della pala per ottenere le s della strozzatura necessarie a produrre la cavitazione, mentre aumentare r_{int} vorrebbe dire realizzare il tamburo interno più grande. Tutto ciò porterebbe a un incremento dell'inerzia del dispositivo; pertanto ci sarebbe un guadagno nei litri trattabili, a fronte però di un maggiore sforzo nel pedalare dovuto al peso dei vari componenti.

Si riporta, infine, il valore degli angoli di rastremazione per le due ruote, pari a $0,16^\circ$ e $0,29^\circ$ rispettivamente per $r_{\text{int}}=35$ cm e $r_{\text{int}}=20$ cm, calcolati come arcotangente del rapporto tra la differenza tra larghezza massima (cioè la s in corrispondenza del raggio esterno) e minima (s in corrispondenza della base della pala) della strozzatura e l'altezza della pala.

Effetto della temperatura

Poiché la tensione di vapore aumenta con la temperatura, ricordando la (4.2.1), si nota che aumentando la temperatura dell'acqua le dissipazioni diminuiscono, poiché diminuisce la v_0 e di conseguenza le velocità lungo la pala; pertanto aumentando la temperatura dell'acqua è possibile trattare un volume maggiore (figure 4.3.20a e 4.3.20b) e ottenere efficienze di rimozione più alte, come illustrato nella tabella 3.1.2.

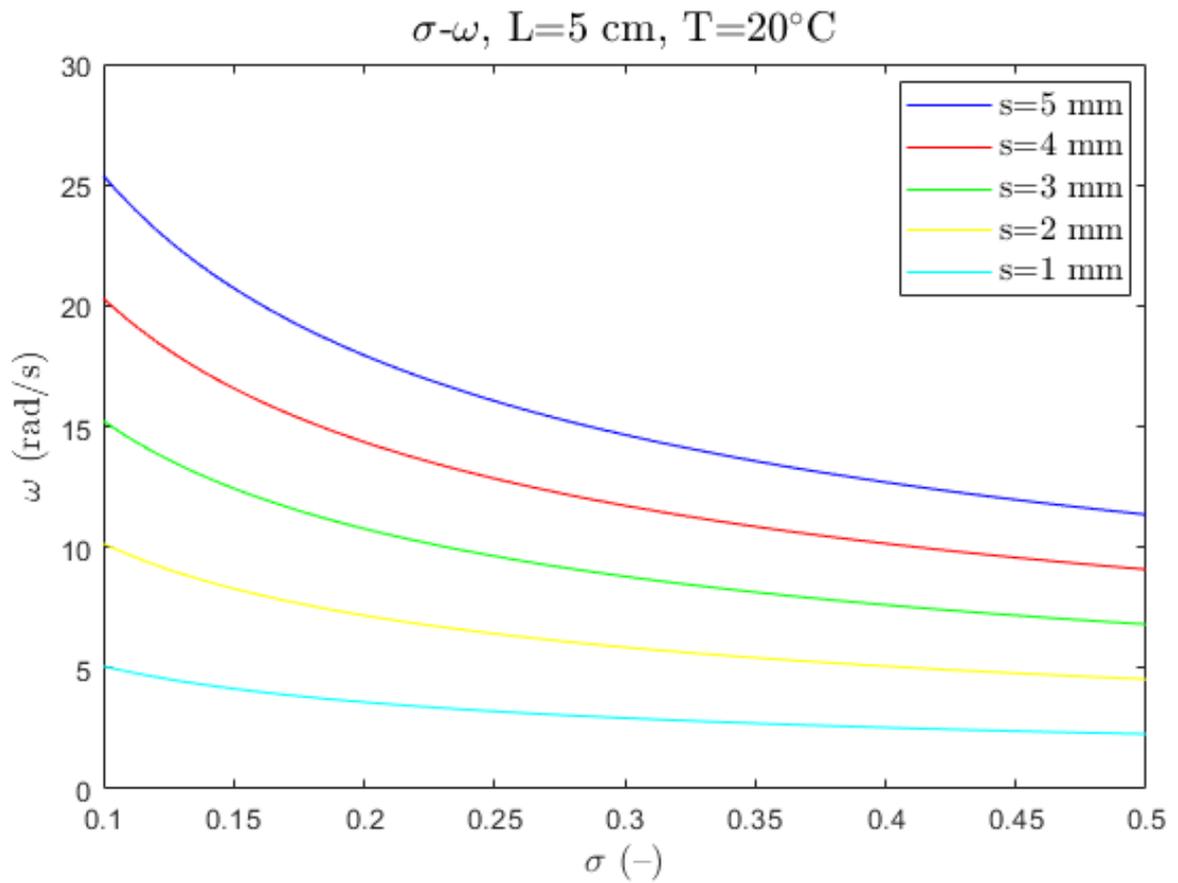


Figura 4.3.4: ω vs σ al variare della larghezza della strozzatura s per L=5 cm.

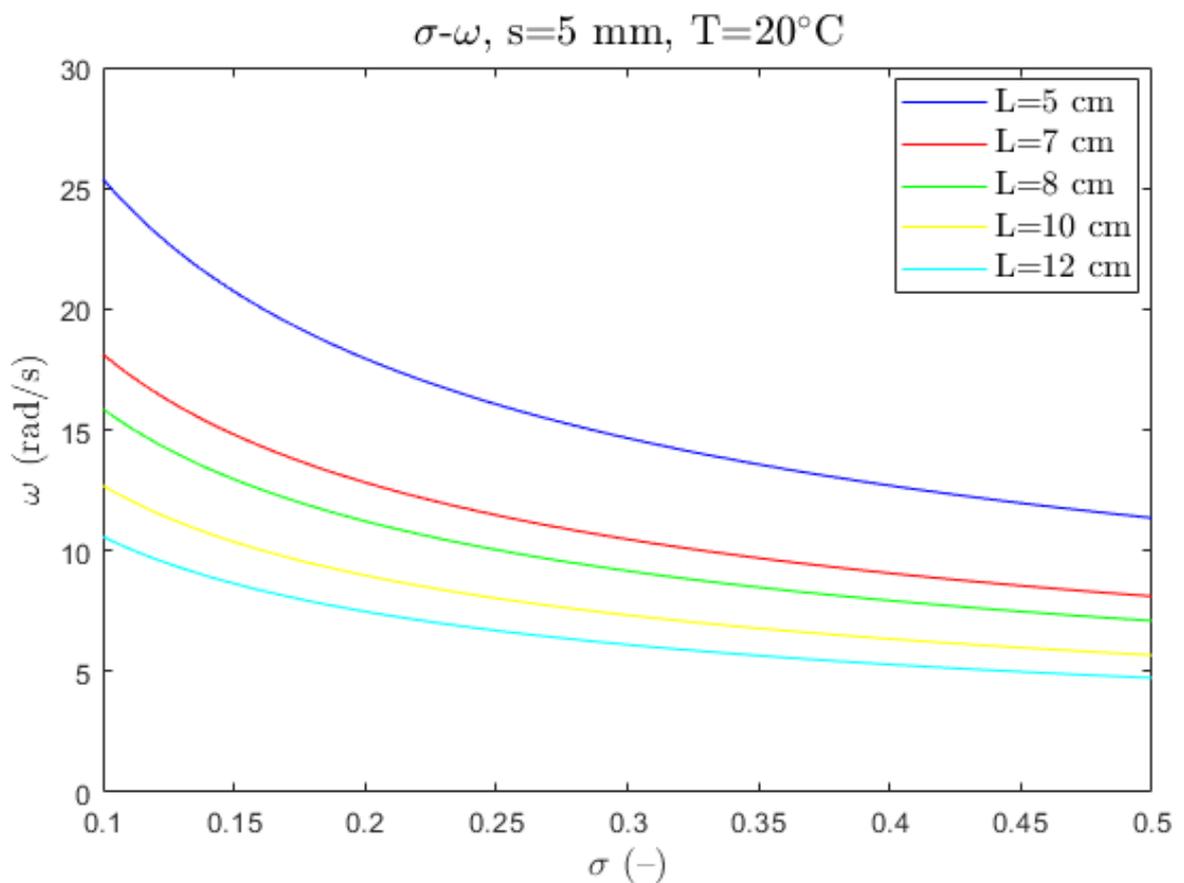


Figura 4.3.5: ω vs σ al variare della larghezza della ruota L per s=5 mm.

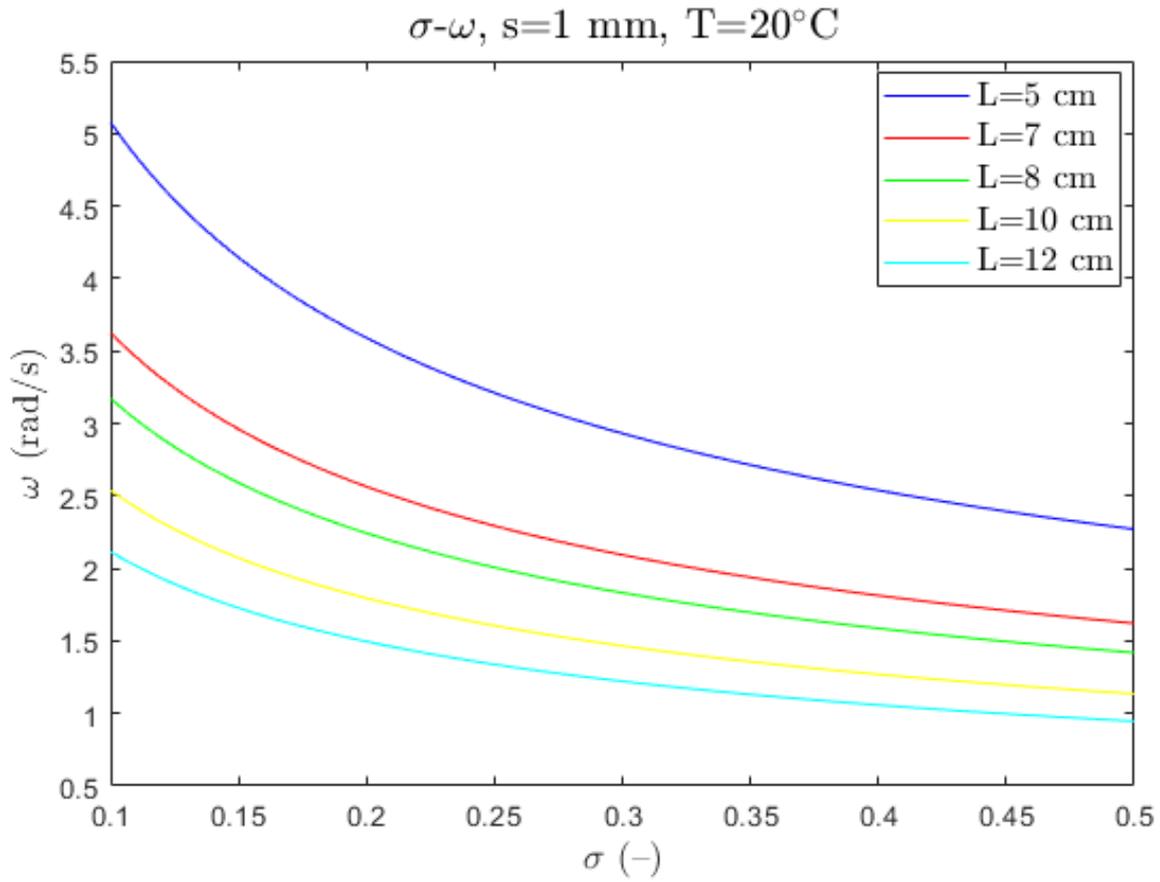


Figura 4.3.6: ω vs σ al variare della larghezza della ruota L per $s=1$ mm.

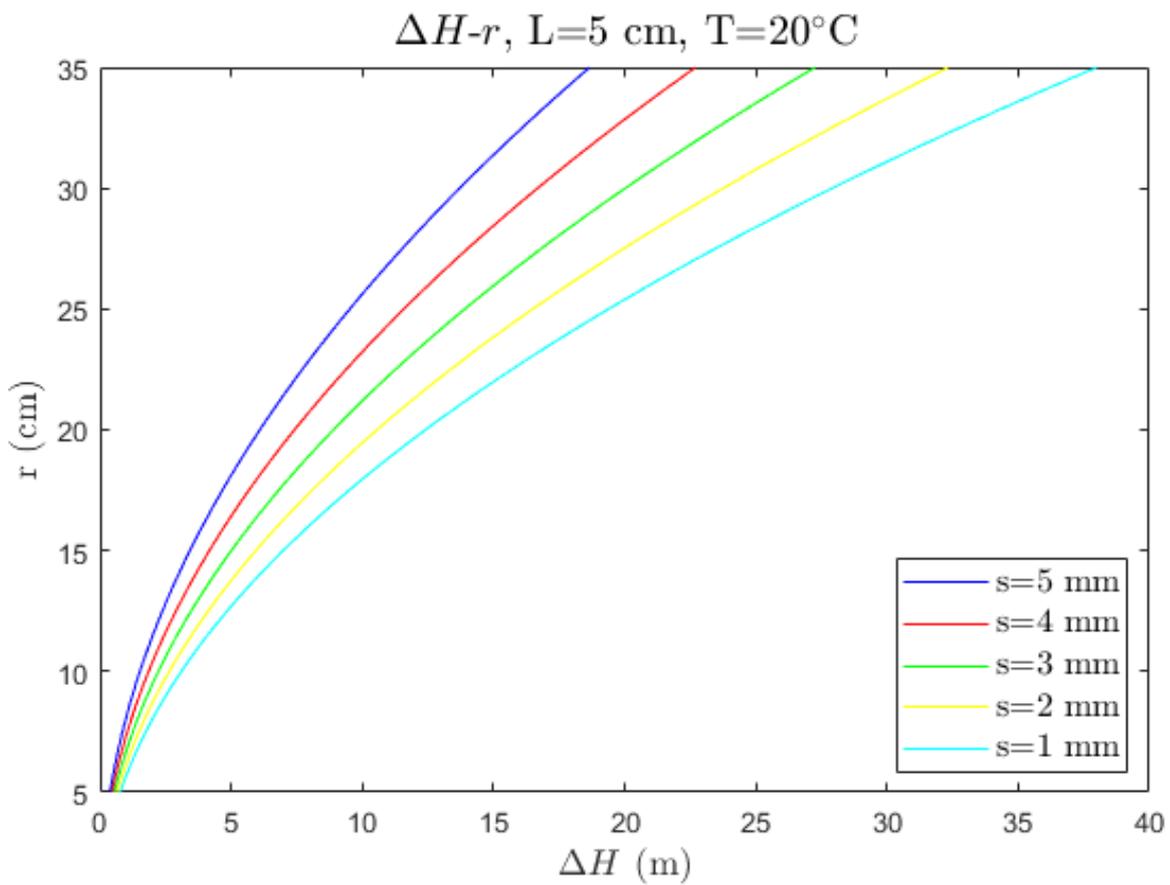


Figura 4.3.7: r vs ΔH al variare di s per $L=5$ cm.

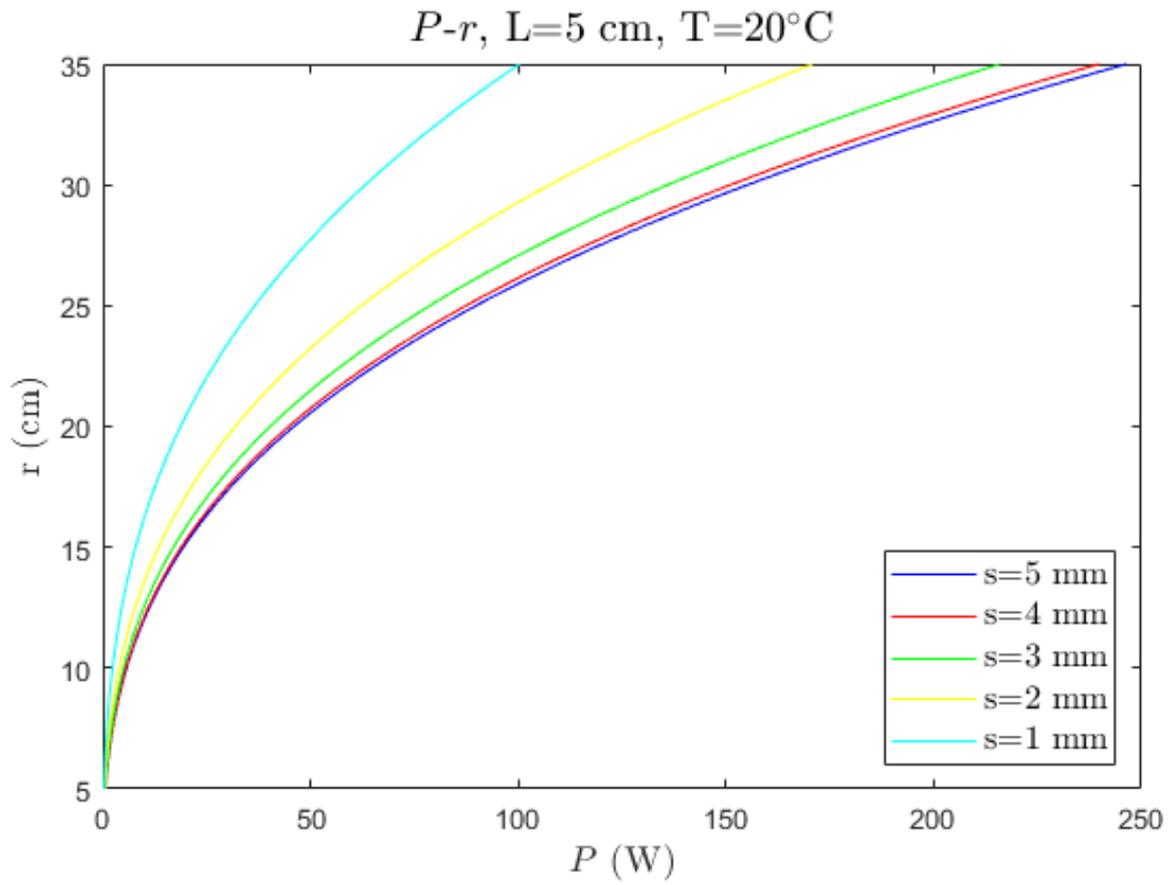


Figura 4.3.8: r vs P al variare di s per $L=5 \text{ cm}$.

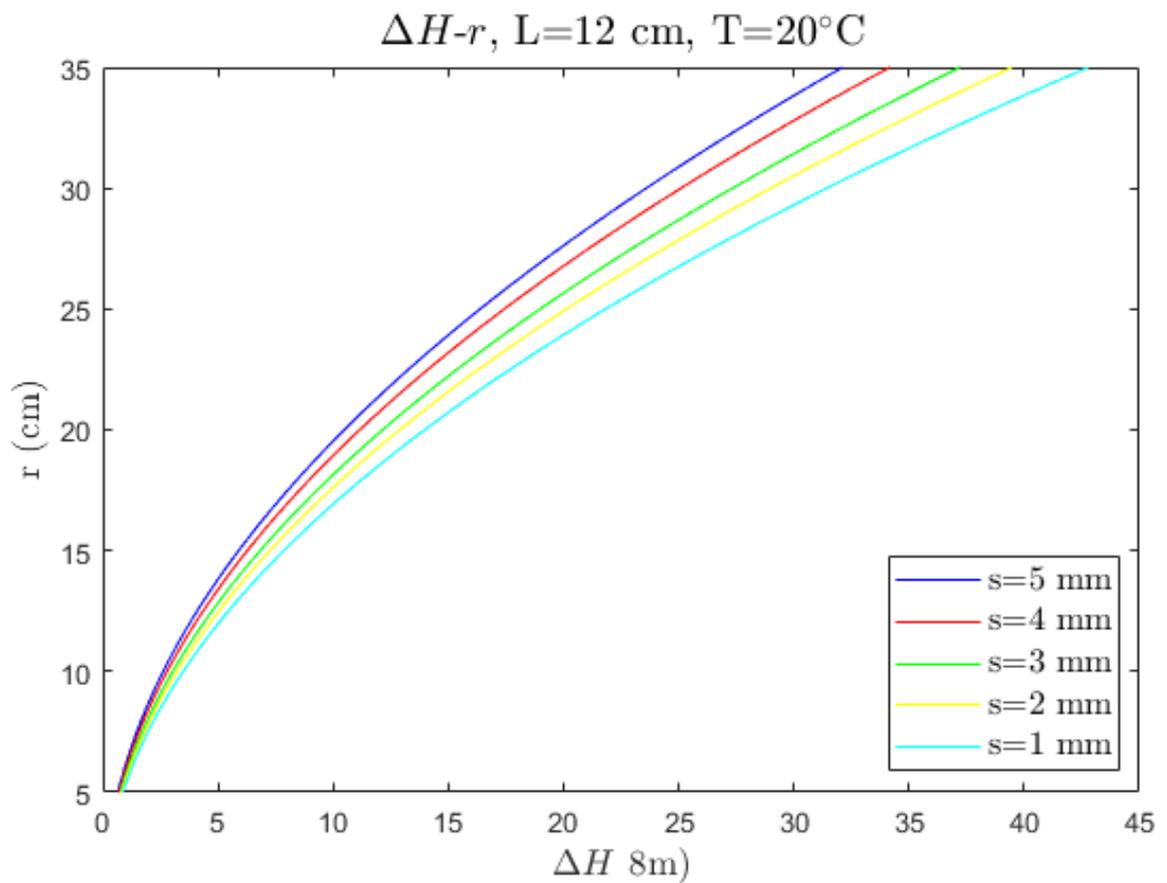


Figura 4.3.9: r vs ΔH al variare di s per $L=5 \text{ cm}$.

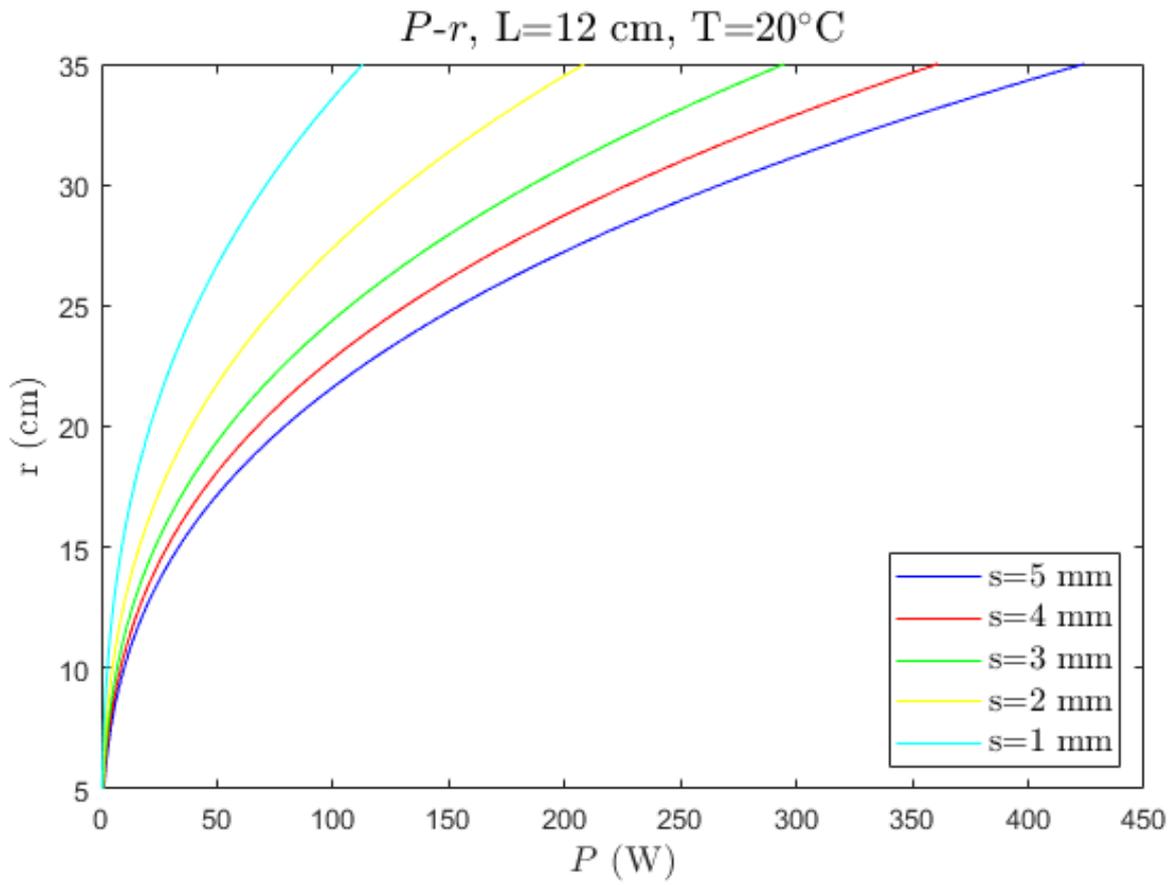


Figura 4.3.10: r vs P al variare di s per $L=12 \text{ cm}$.

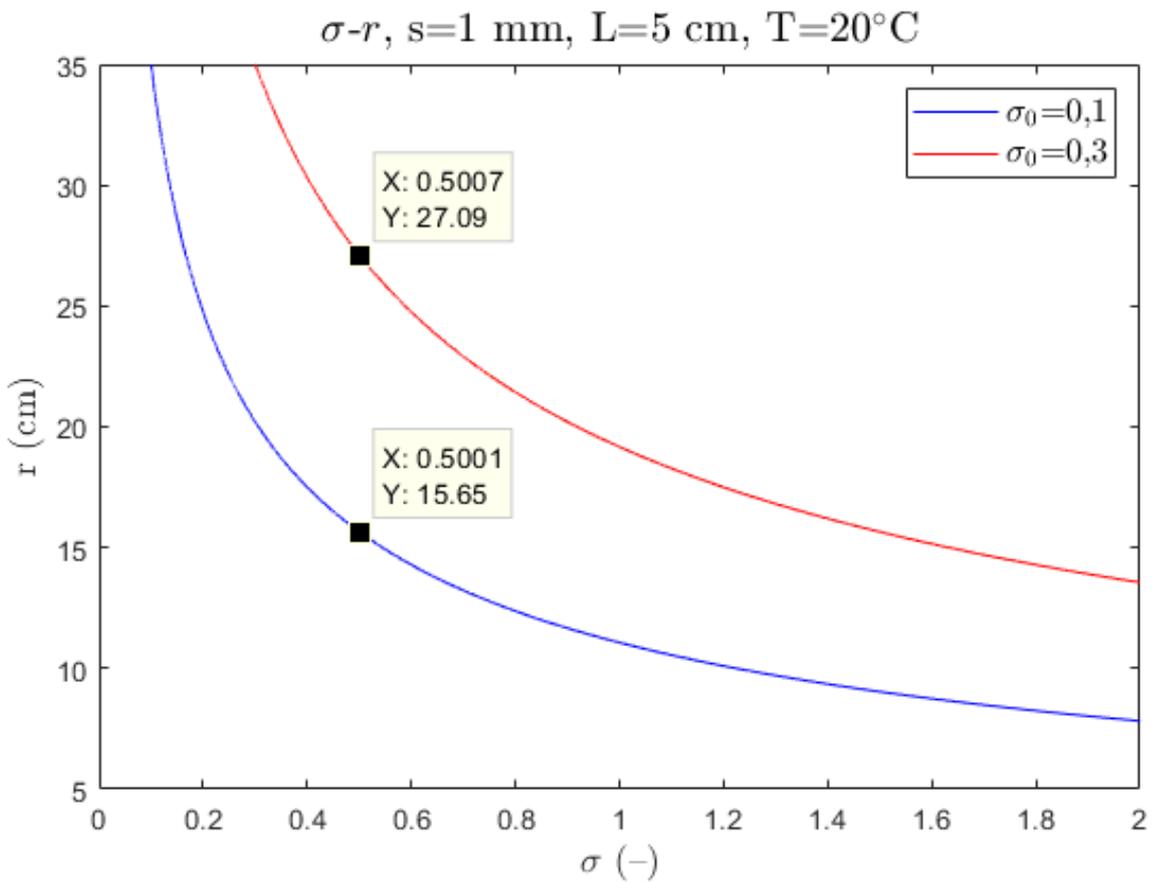


Figura 4.3.11: r vs σ per $L=5 \text{ cm}$.

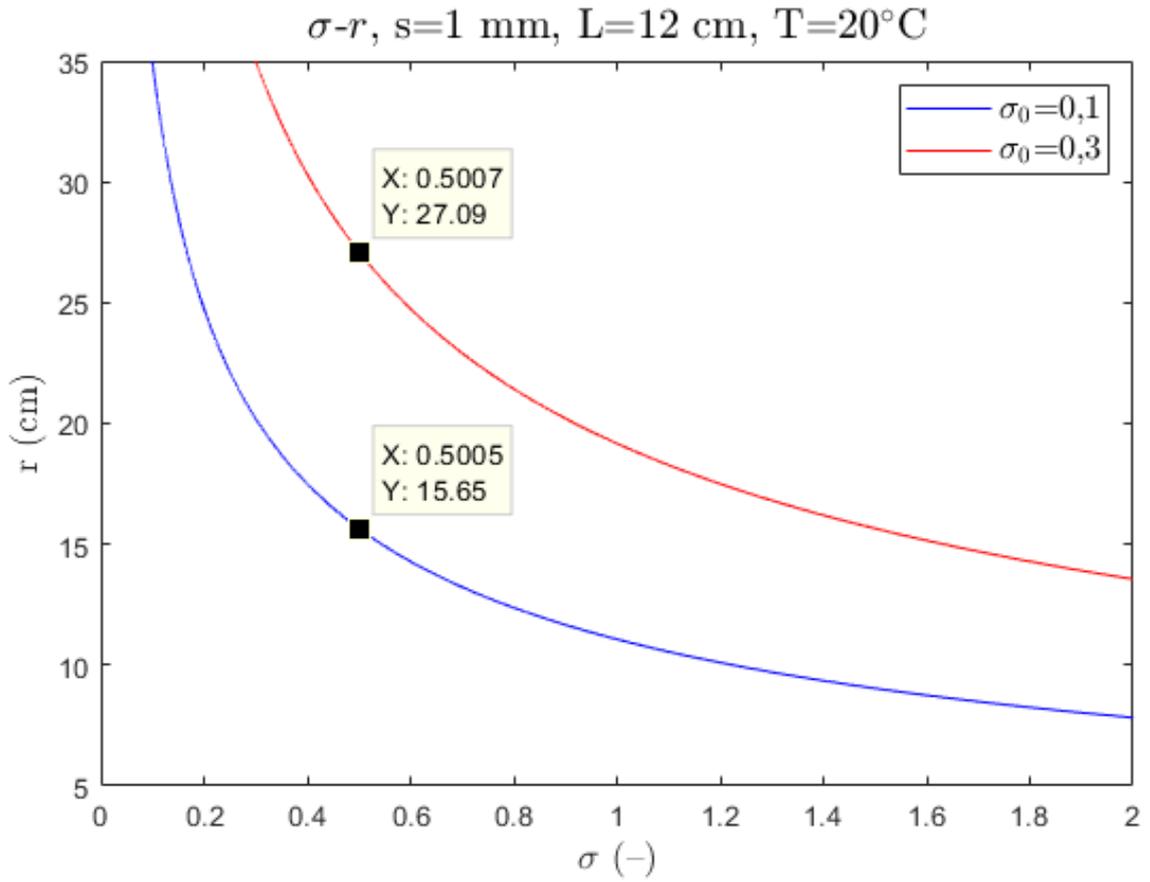


Figura 4.3.12: r vs σ per $L=12$ cm.

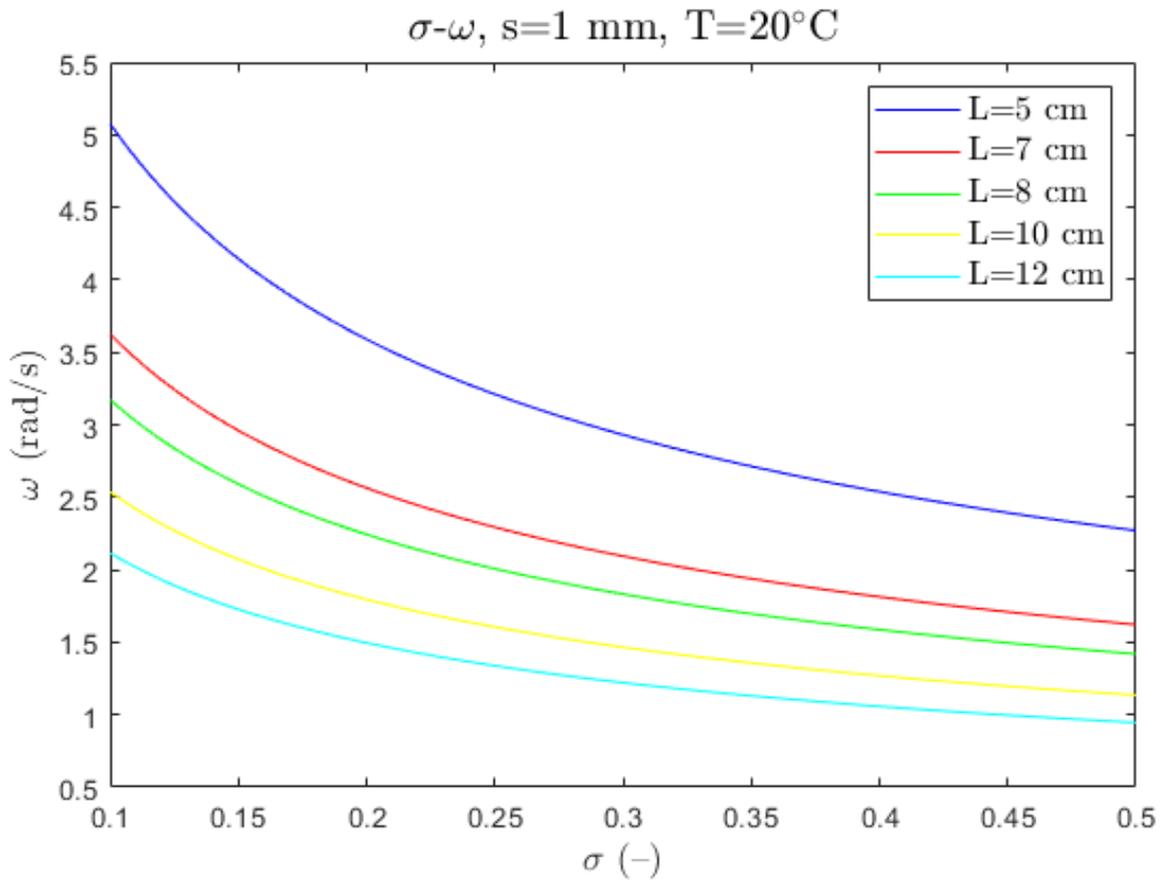


Figura 4.3.13: ω vs σ per $r_{\text{int}}=20$ cm.

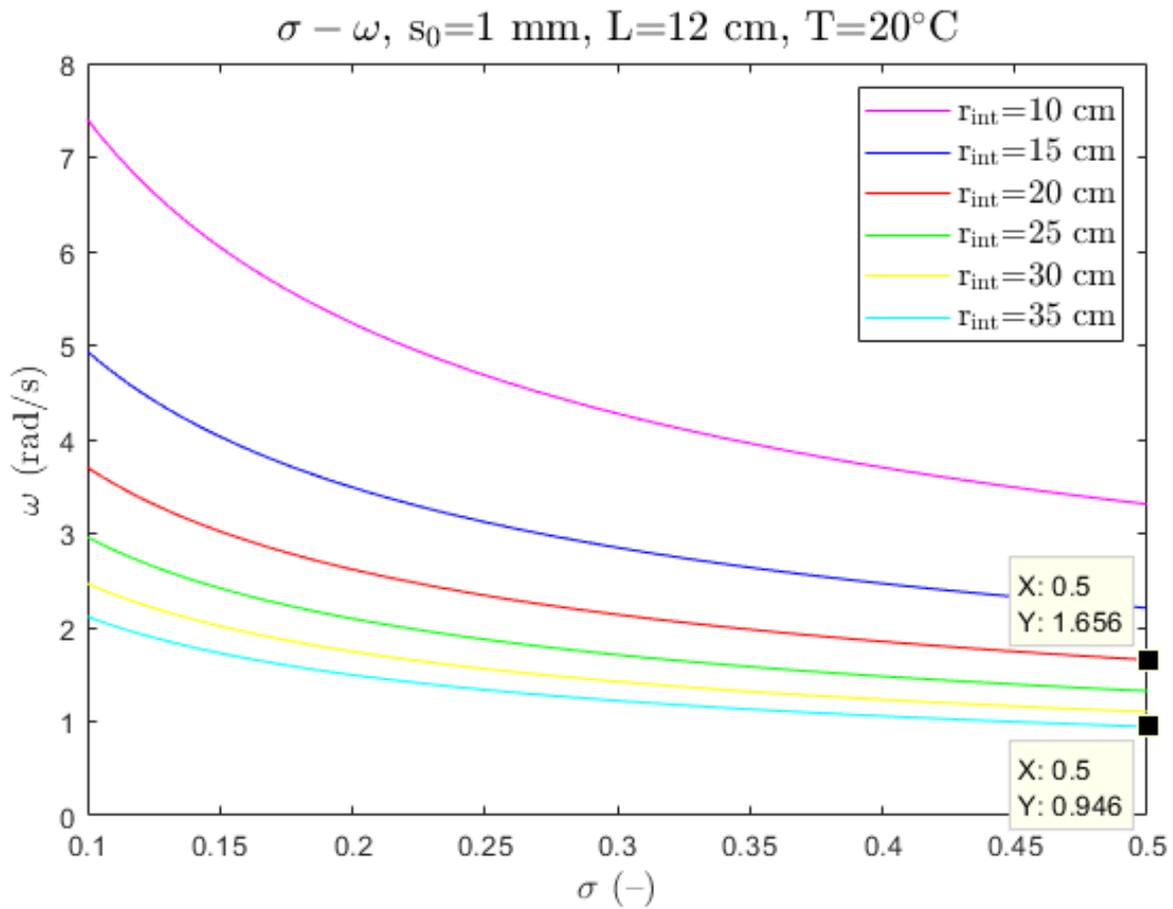


Figura 4.3.14: ω vs σ .

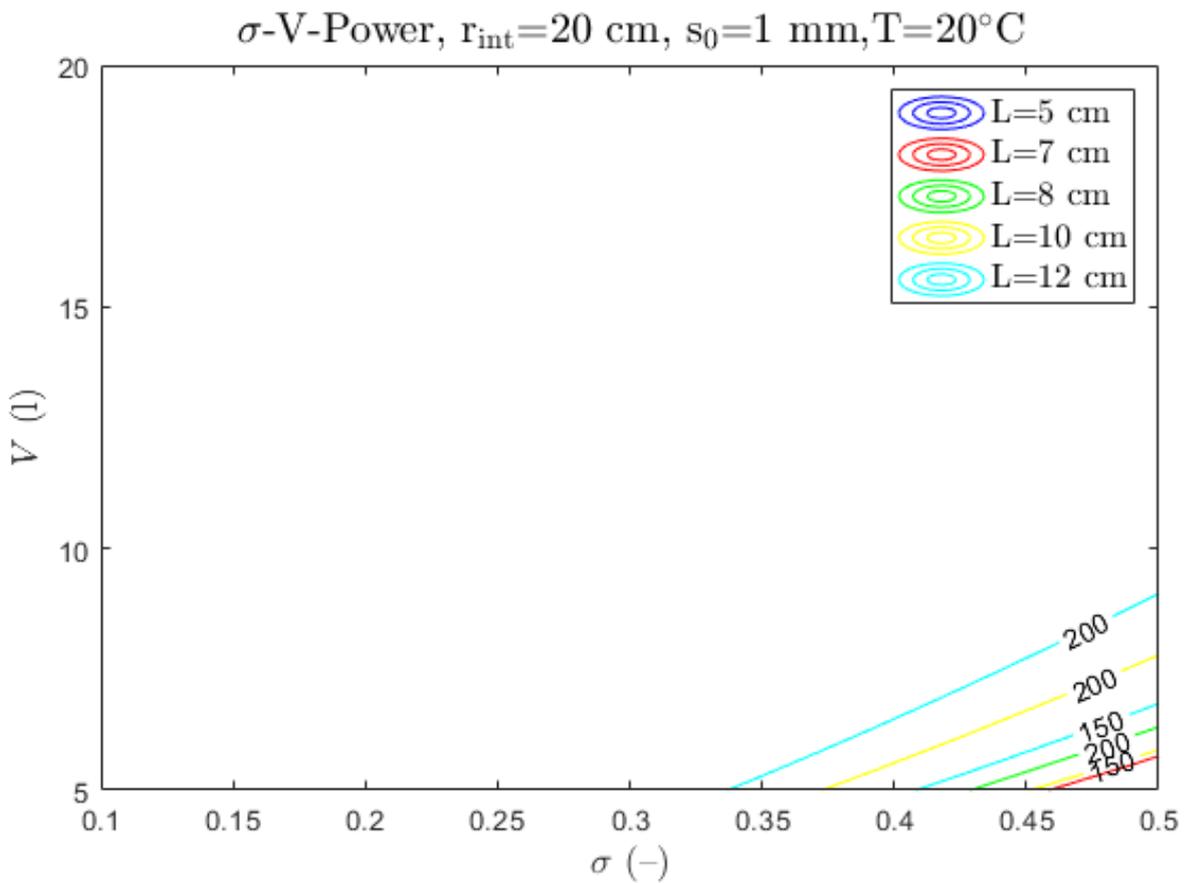


Figura 4.3.15: Contour delle potenze per $r_{\text{int}}=20 \text{ cm}$ e $s_0=1 \text{ mm}$ al variare di L .

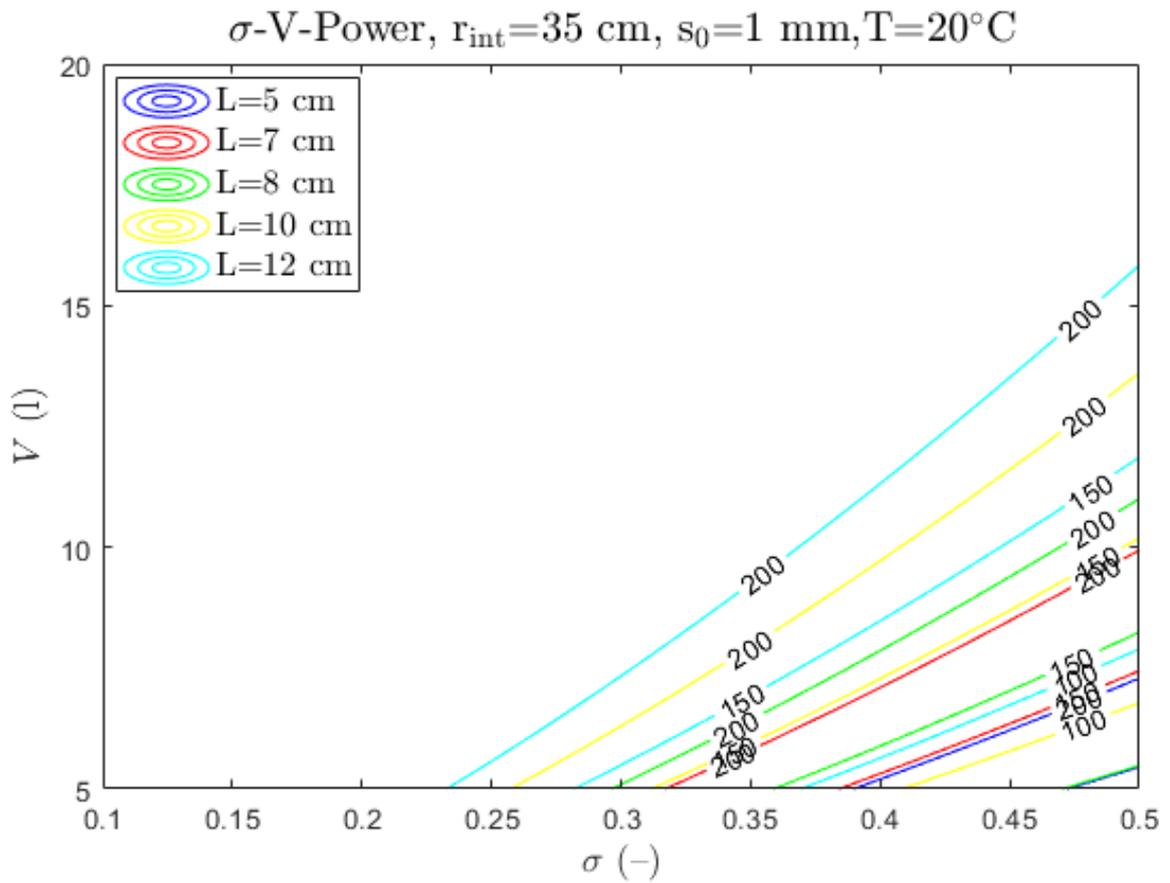


Figura 4.3.16: Contour delle potenze per $r_{int}=35$ cm e $s_0=1$ mm al variare di L .

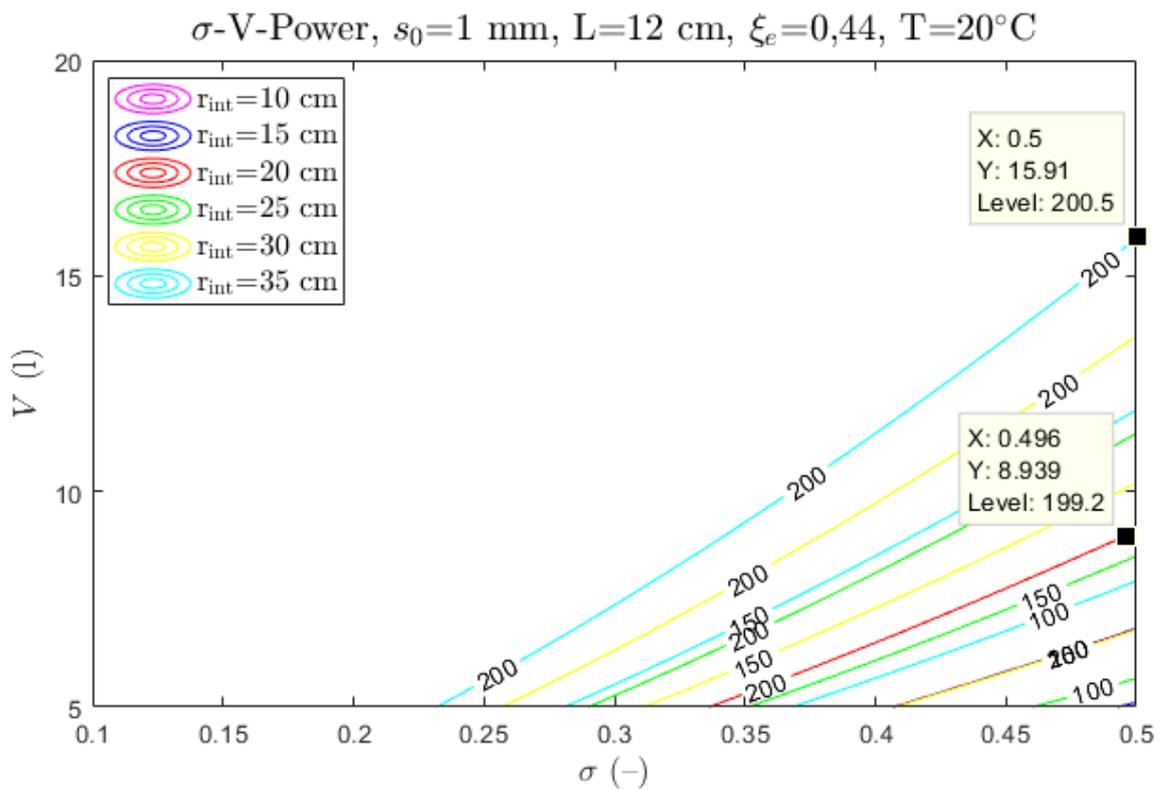


Figura 4.3.17: Contour della potenza P al variare di σ e volume.

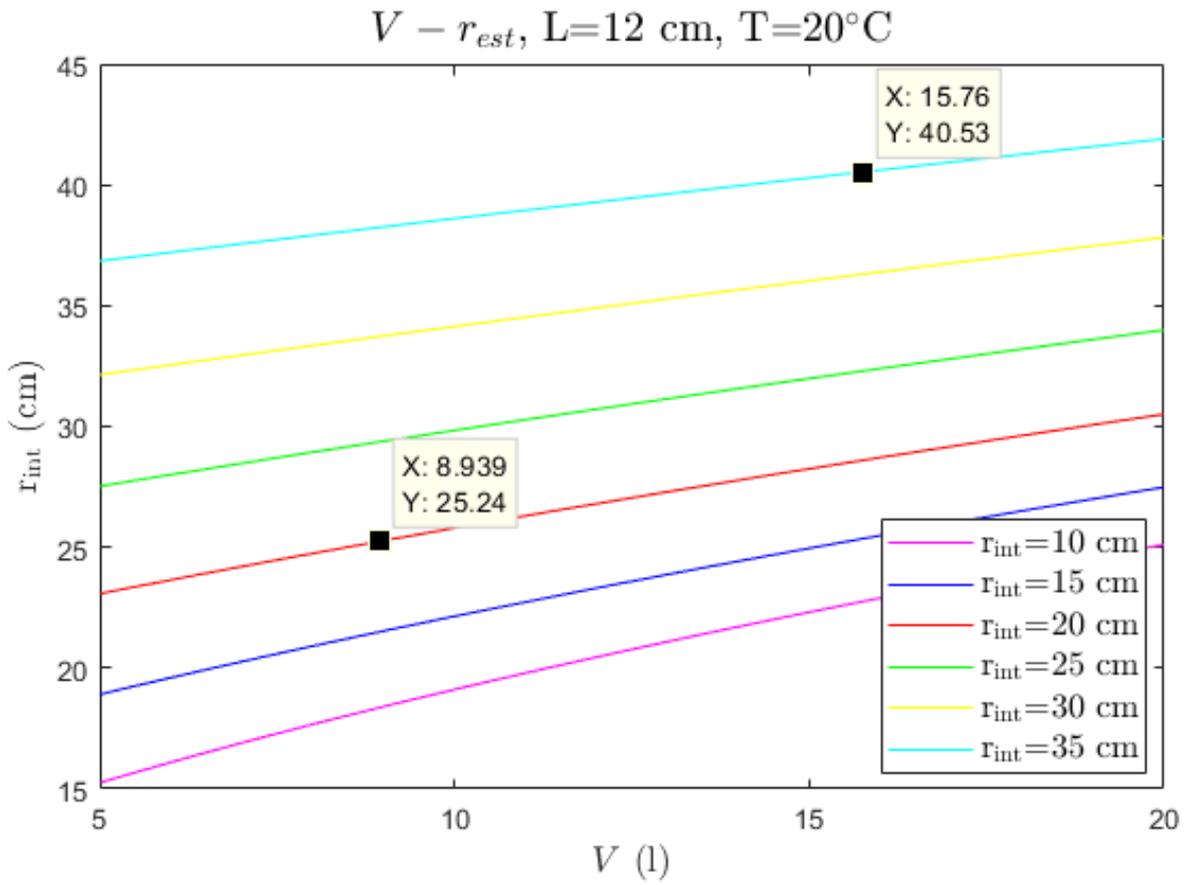


Figura 4.3.18: r_{est} vs V .

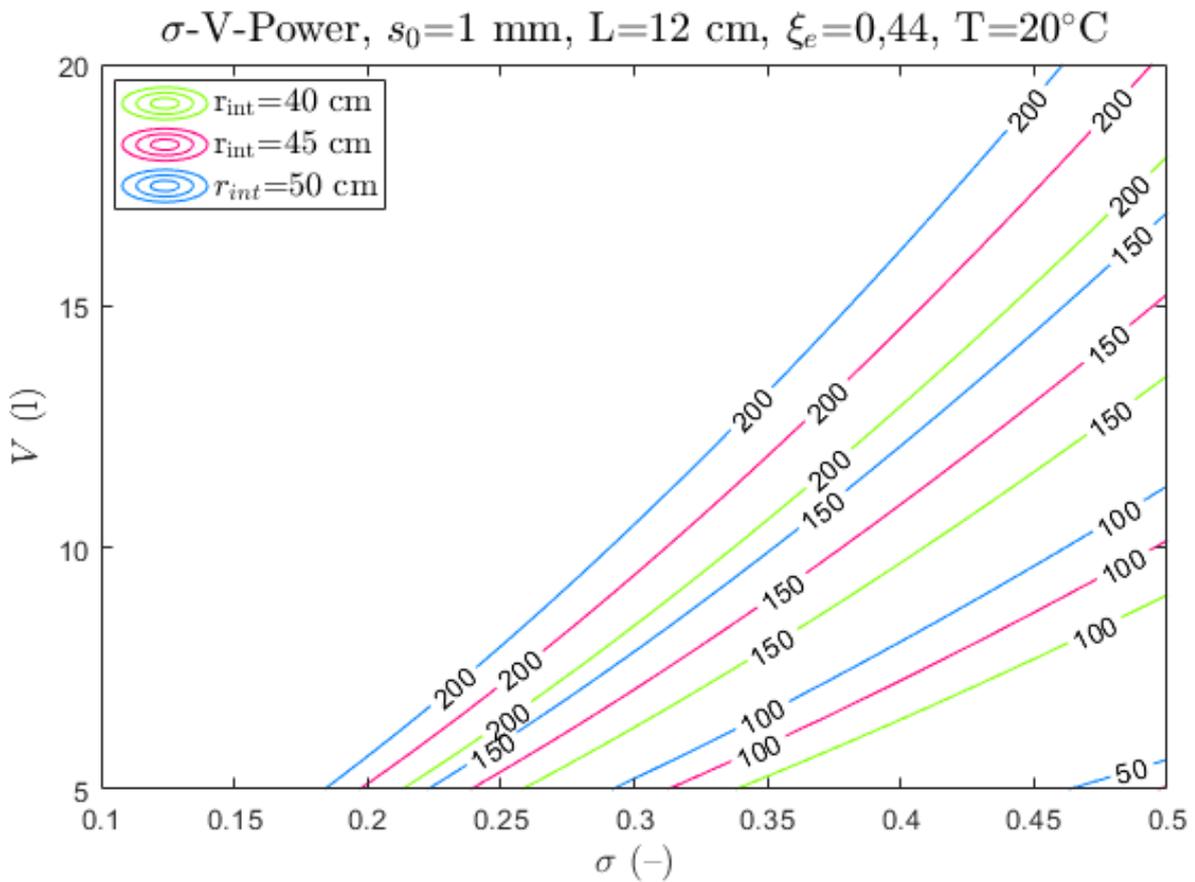


Figura 4.3.19: Contour della potenza P al variare di σ e volume per $r_{int}>35 \text{ cm}$.

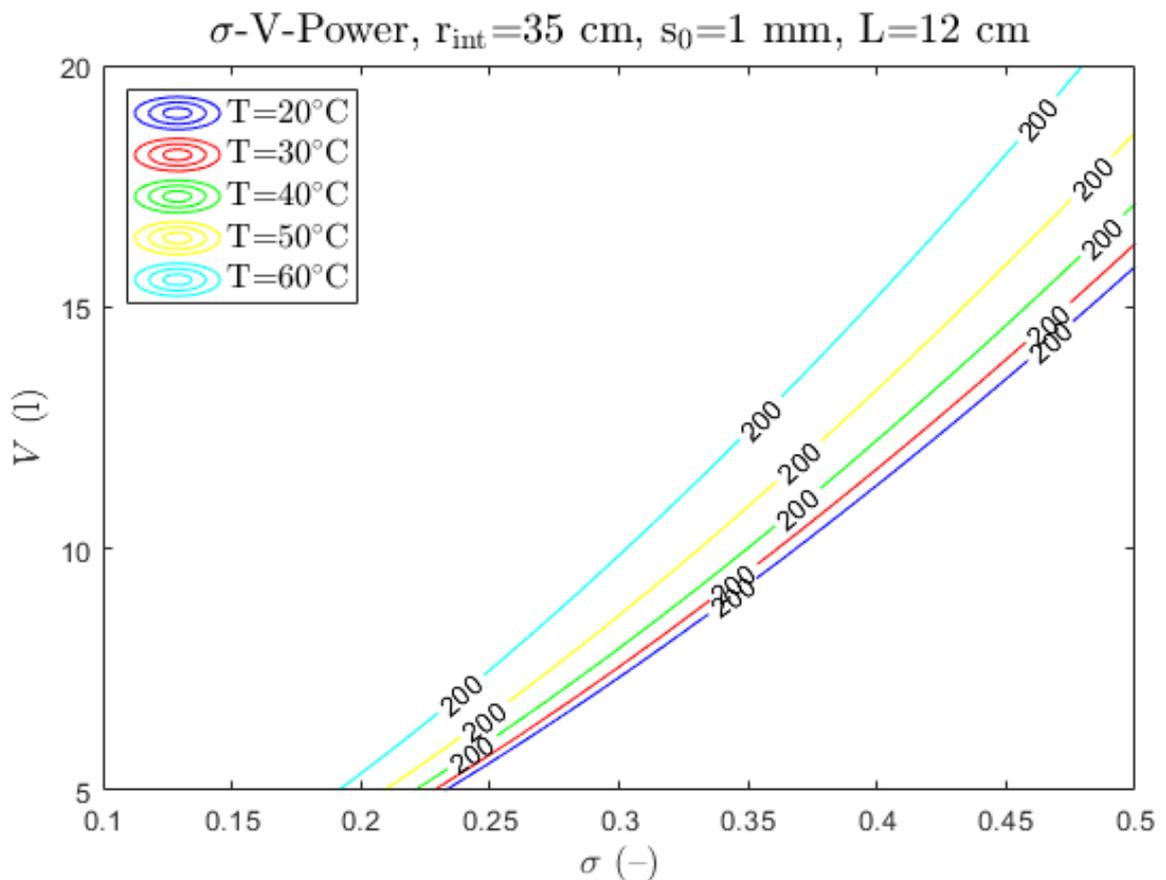
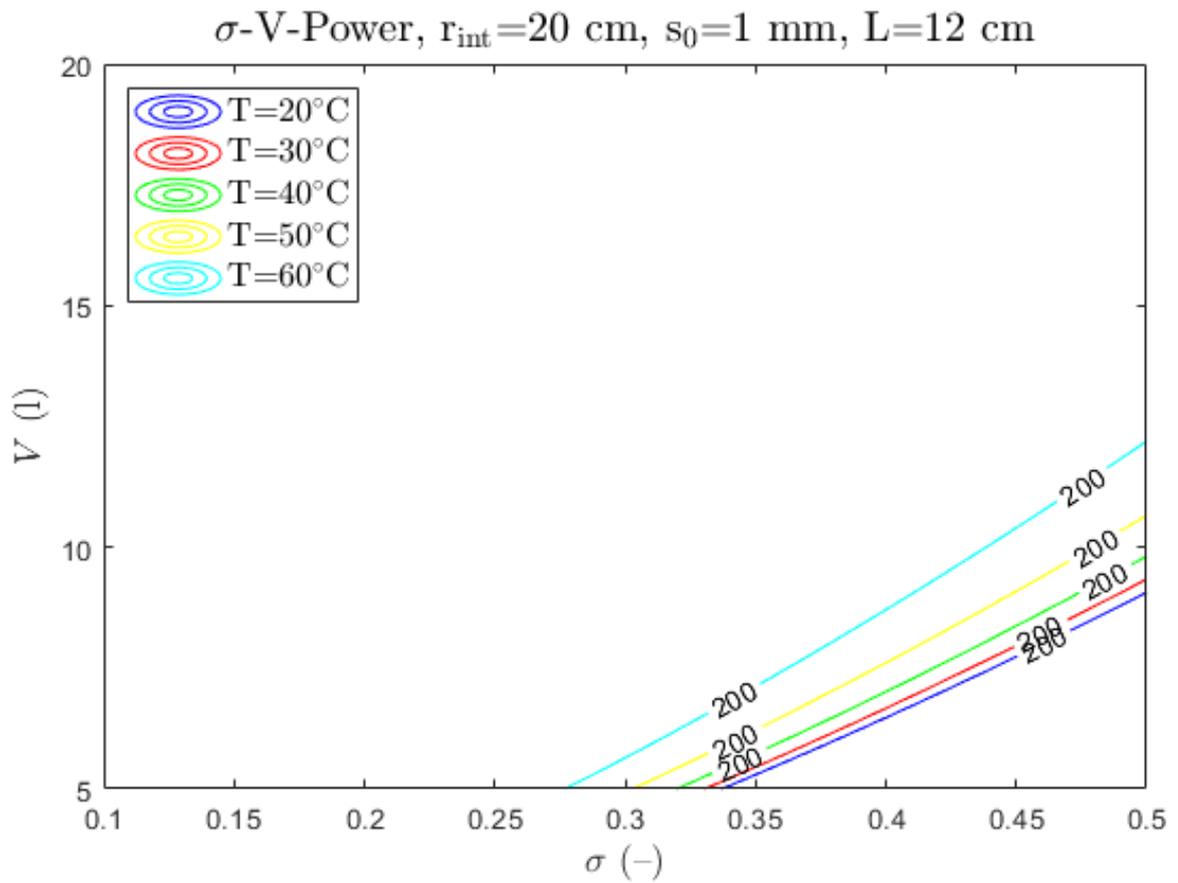


Figura 4.3.20: Effetto della temperatura sul volume trattabile.

Tabella 4.3.3: Dimensioni finali del dispositivo.

r_{int} (cm)	r_{est} (cm)	L (cm)	V (l)	s_0 (mm)	h_{pala} (cm)	ω (rad/s)
20	25	12	8,9	1	4,9	1,65
35	40	12	15,8	1	4,9	0,94

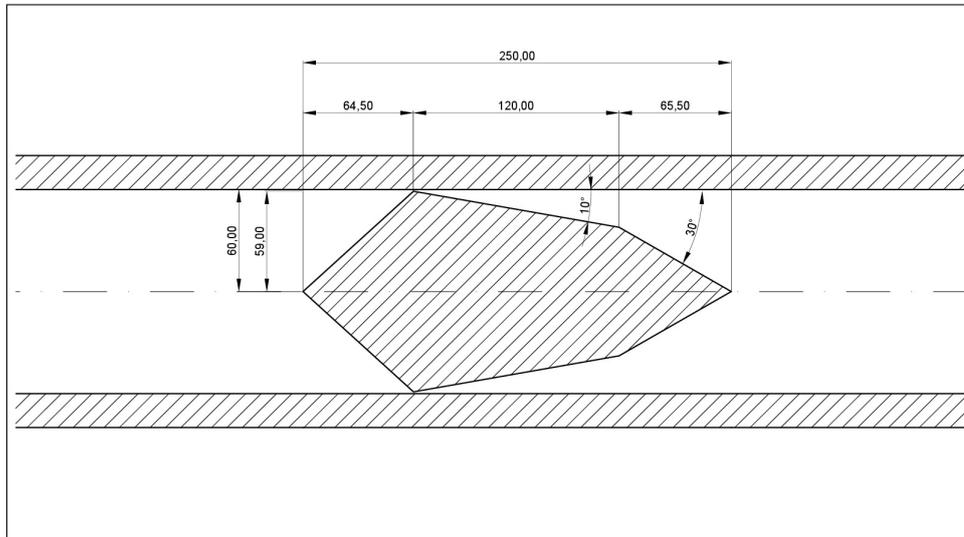


Figura 4.3.21: Misure in mm della pala sagomata, sezione alla base.

4.3.3 Progetto risultante

Sulla base dei risultati esposti nel paragrafo 4.3 la sezione della pala risultante è rappresentata nella figura 4.3.21, mentre la ruota è illustrata nella figura 4.3.22 per $r_{\text{int}}=35$ cm e nella figura 4.3.23 per per $r_{\text{int}}=20$ cm. Le dimensioni finali sono riportate nella tabella 4.3.3, da cui si può osservare che tra la sommità della pala e il guscio esterno c'è un millimetro di spazio, che serve per consentire alla pala di ruotare; per la stessa ragione, è previsto dello spazio tra il tamburo interno e le pareti del guscio. Inoltre, dato che il tamburo interno è stato pensato non pieno ma a razze per ridurne il peso, bisogna prevedere qualche accorgimento per garantire la tenuta stagna del dispositivo.

Nelle figure 4.3.24 e 4.3.25 sono riportate alcune viste delle due ruote (tutti i disegni sono stati realizzati con il software di modellazione 3D *FreeCAD*).

Limiti del progetto

Il dimensionamento della ruota è stato fatto per soddisfare i requisiti illustrati nel paragrafo 4.2; tuttavia, la configurazione risultante presenta alcuni limiti che potrebbero rendere difficile la costruzione del dispositivo e influire sulla generazione della cavitazione.

Infatti le larghezze della strozzatura e la sua variazione lungo il raggio (che determina il valore dell'angolo di rastremazione) previste dal progetto, potrebbero richiedere l'utilizzo di strumenti di precisione che renderebbero la realizzazione della ruota complicata per le popolazioni nei Paesi in via di sviluppo (come accennato nel paragrafo 4.3.2, si vorrebbe infatti consentire l'assemblaggio sul posto).

Inoltre, le dimensioni della strozzatura potrebbero essere troppo piccole perché inducano l'acqua a passarvi dentro e pertanto c'è il rischio che non vi sia velocità relativa tra l'acqua e la pala, ma che semplicemente questa sposti il fluido in avanti, senza ottenere quindi la cavitazione.

Per verificare tali ipotesi l'unica soluzione è realizzare e testare un prototipo del dispositivo.

4.4 RIEPILOGO

In questo capitolo è stato illustrato il procedimento seguito per la progettazione e il dimensionamento della ruota a cavitazione. Per prima cosa è stato brevemente descritto il funzionamento della trasmissione delle biciclette, la quale serve a mettere in moto la ruota; successivamente sono stati definiti e calcolati i parametri di progetto usati per il dimensionamento; infine sono state ricavate le dimensioni della ruota, prima con pala non rastremata e in seguito con pala rastremata e tamburo interno. Quest'ultima configurazione rappresenta il progetto definitivo che deve essere validato tramite le simulazioni numeriche di CFD (descritta nel capitolo 5), i cui risultati sono riportati nel capitolo 6.

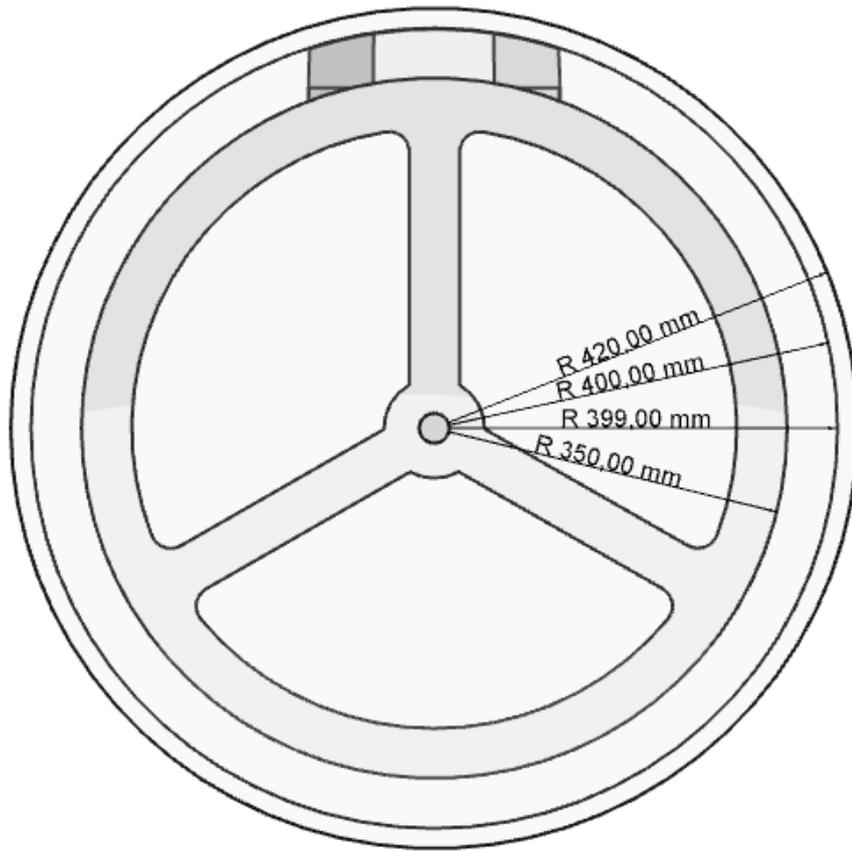


Figura 4.3.22: Misure della ruota per $r_{\text{int}}=35$ cm.

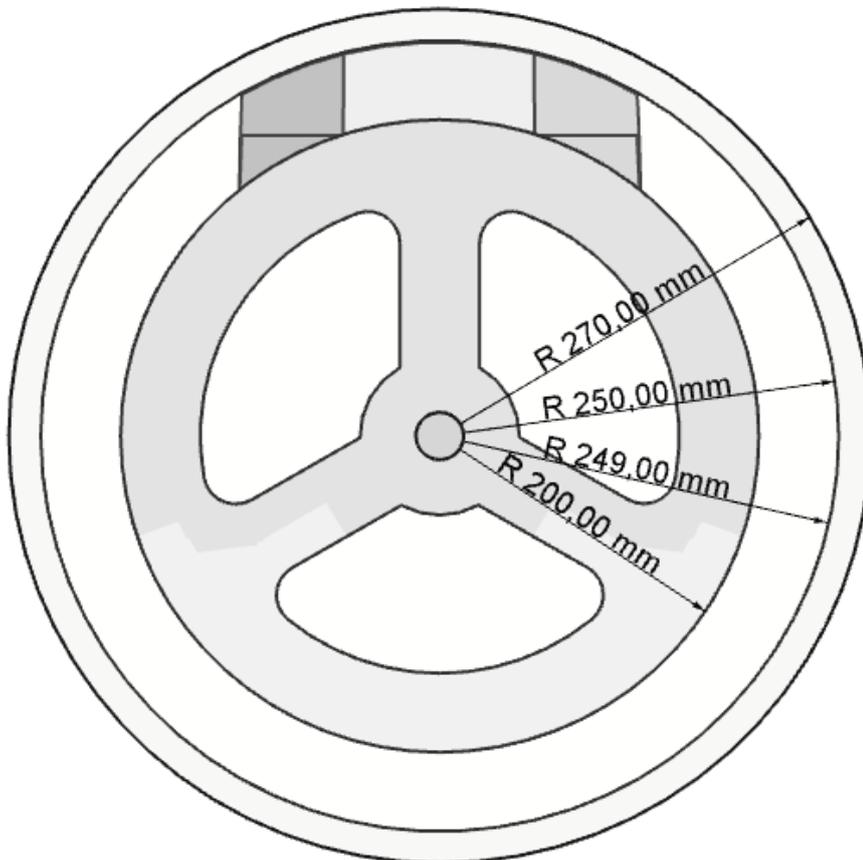


Figura 4.3.23: Misure della ruota per $r_{\text{int}}=20$ cm.

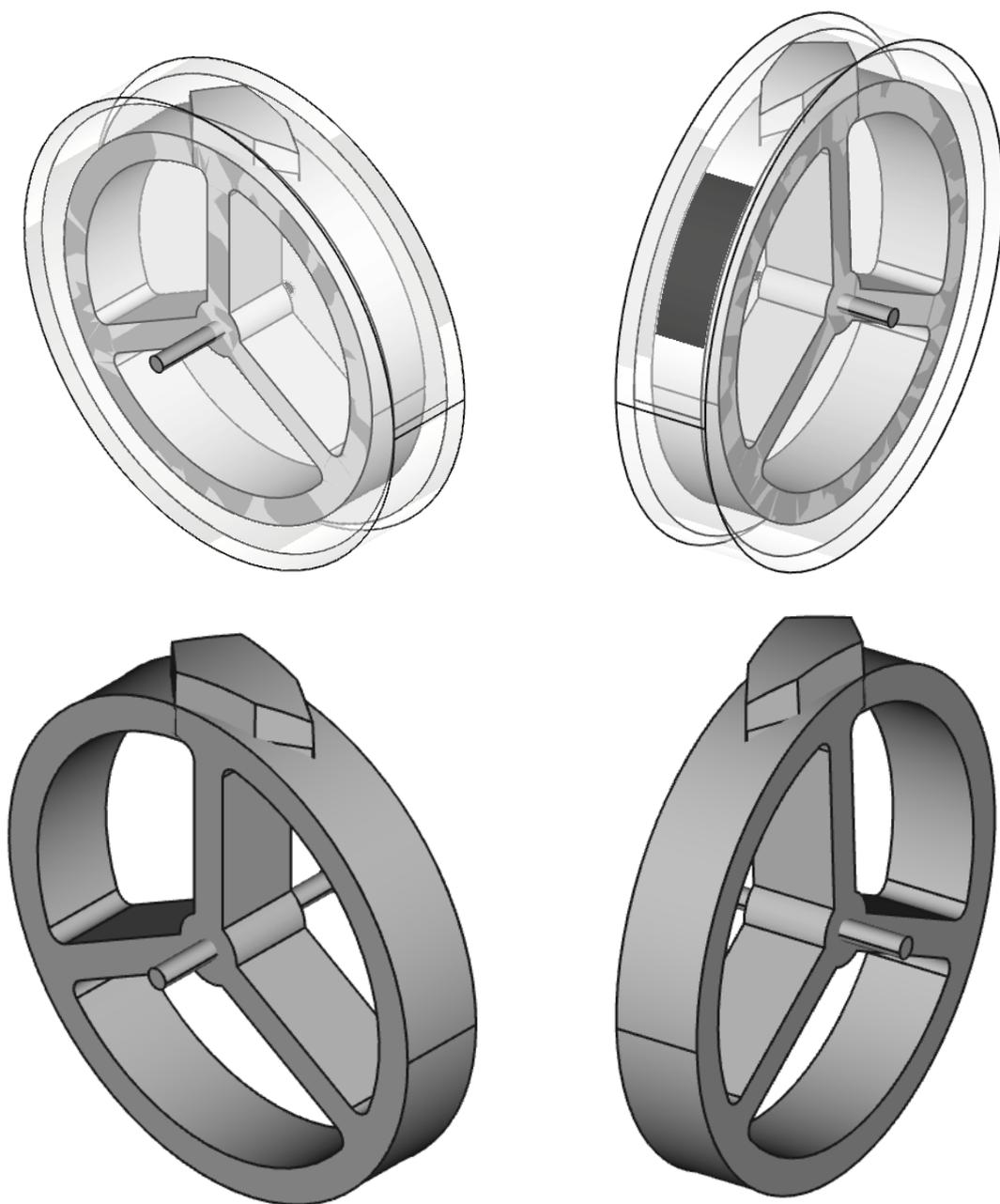


Figura 4.3.24: Alcune viste della ruota con $r_{\text{int}}=35$ cm.

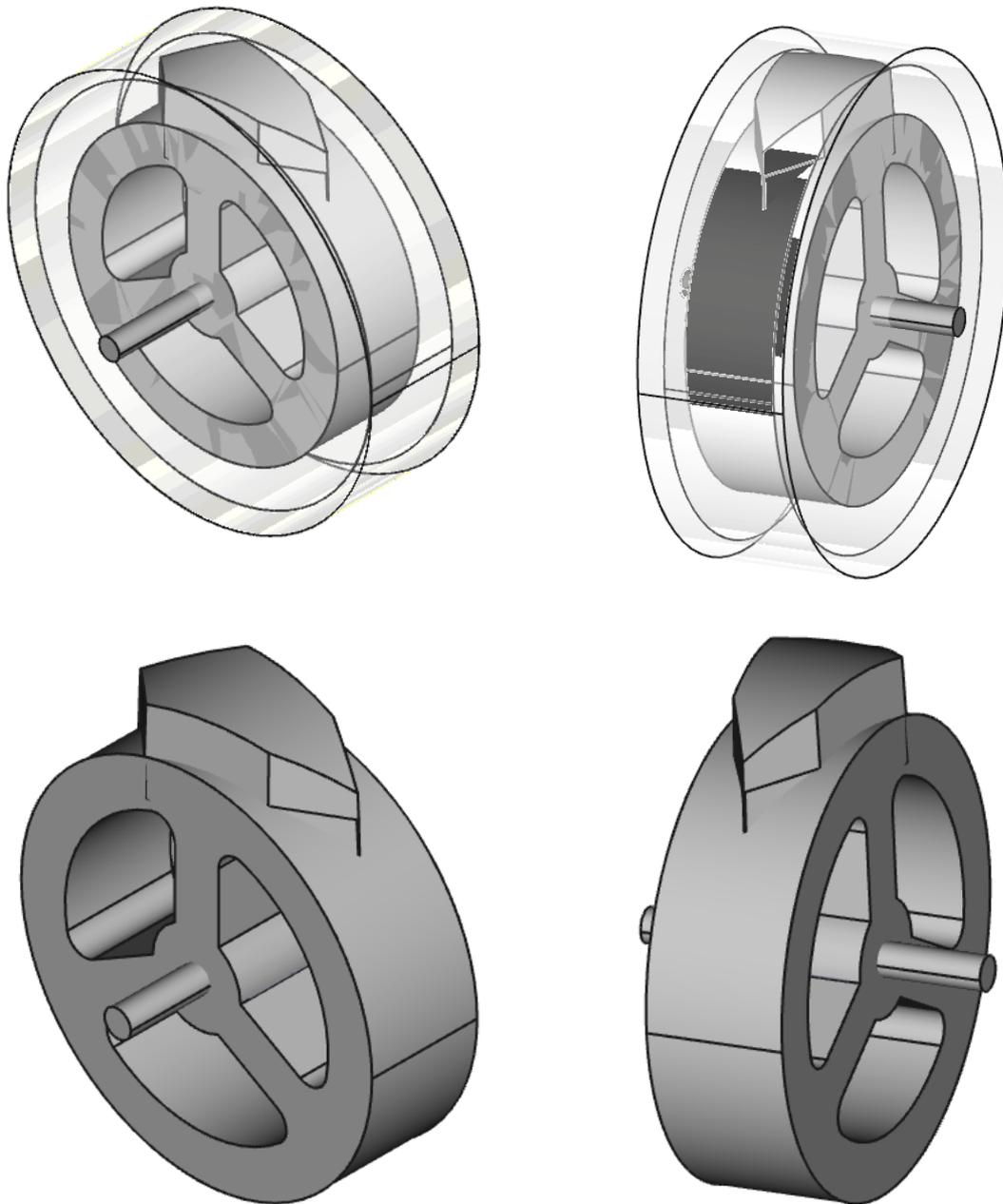


Figura 4.3.25: Alcune viste della ruota con $r_{\text{int}}=20$ cm.

5 | METODI COMPUTAZIONALI

In questo capitolo viene descritta la *fluidodinamica computazionale* (CFD) e i metodi oggi disponibili per eseguire le simulazioni numeriche. Nel primo paragrafo si descrive brevemente la CFD; nel secondo paragrafo si elencano i metodi di risoluzione della turbolenza; nel terzo paragrafo si illustrano nel dettaglio i modelli di chiusura della turbolenza; nel quarto paragrafo, infine, si fa un cenno alla modellazione della turbolenza in corrispondenza di pareti solide.

5.1 FLUIDODINAMICA COMPUTAZIONALE (CFD)

La CFD (*Computational Fluid Dynamics*) è un metodo di analisi numerica ai volumi finiti che risolve i problemi della fluidodinamica mediante il calcolatore. L'utilizzo di un metodo numerico si rende necessario perché le equazioni che governano i fluidi sono spesso non lineari e contengono derivate sia spaziali sia temporali; pertanto una soluzione analitica non è quasi mai percorribile, se non in pochi semplici casi. La CFD è oggi uno strumento indispensabile per molti ingegneri: le simulazioni permettono di investigare nel dettaglio il funzionamento di un processo o di un prodotto prima di realizzarne il prototipo, consentendo un risparmio nei tempi e nei costi [2].

5.1.1 Funzionamento dei software di calcolo

In commercio esistono numerosi software che permettono di eseguire analisi CFD, ma in generale compiono tutti questa sequenza di operazioni [2]:

- pre-elaborazione: nella prima fase si genera il dominio fluido del problema (2D o 3D) e si effettua la sua discretizzazione (*meshing*), si definiscono il modello turbolento, le proprietà del fluido e le condizioni al contorno;
- simulazione del flusso: è la fase in cui il software risolve le equazioni secondo quanto definito nella fase di pre-elaborazione;
- post-elaborazione: nell'ultima fase si analizzano i risultati ottenuti, cercando di capire se la soluzione è corretta e affidabile.

5.1.2 Equazioni risolte

Tramite CFD è possibile risolvere le equazioni per la continuità e la quantità di moto (equazioni di Navier-Stokes), l'energia e le specie chimiche. Tali equazioni, generalmente, sono non lineari ed esistono soluzioni analitiche solo per pochissimi casi. Possono essere scritte con notazione tensoriale sotto forma di equazioni di trasporto:

$$\frac{\partial \phi}{\partial t} + U_i \frac{\partial \phi}{\partial x_i} = D \frac{\partial^2 \phi}{\partial x_i \partial x_i} + S(\phi) \quad (5.1.1)$$

dove la presenza del doppio pedice i indica una sommatoria. I termini hanno il seguente significato (da sinistra a destra):

- accumulo;
- trasporto per convezione;
- trasporto per diffusione;
- generazione.

Quando ϕ è uno scalare, c'è solo un'equazione a descriverne la distribuzione nello spazio, come nel caso della temperatura, per cui è possibile un solo valore per una certa posizione. Se ϕ è un vettore, c'è un'equazione per ogni componente della velocità e, infine, se è un tensore le equazioni sono nove [2].

5.2 RISOLUZIONE E MODELLAZIONE DELLA TURBOLENZA

La turbolenza si può incontrare in molti flussi, sia in natura (negli oceani, nei fiumi, in atmosfera) sia nelle applicazioni industriali (nei reattori chimici, negli scambiatori di calore ecc.); può essere descritta come caotica, diffusiva e dissipativa, tridimensionale e può comprendere numerose scale spaziali e temporali. La maggior parte dei fluidi è turbolenta e nonostante sia presente praticamente ovunque, quello della turbolenza rimane uno degli ultimi problemi irrisolti della fisica matematica [26].

Per descriverla completamente servirebbe un'enorme quantità di informazioni; di solito, però, non è necessario conoscere il valore di ogni proprietà del fluido in ogni punto e a ogni istante temporale, quindi le equazioni possono essere manipolate in modo da eliminare certe scale e diminuire il costo computazionale delle simulazioni; cioè la turbolenza può essere modellata invece che risolta in maniera esatta [2].

La modellazione turbolenta può essere intesa come il "processo di chiusura delle equazioni di Navier-Stokes modificate" e data la grande varietà di problemi in cui la turbolenza è presente, è importante capire quale modello, tra i tanti disponibili, è il più adatto al proprio scopo e quali sono i limiti di ciascuno. In base al livello di approssimazione, la risoluzione delle equazioni della turbolenza si può suddividere in [2]:

- simulazione numerica diretta (DNS);
- Large-Eddy simulation (LES);
- equazioni RANS

5.2.1 Simulazione numerica diretta

La DNS (*Direct numerical simulation*) risolve direttamente le equazioni di Navier-Stokes, senza l'uso di modelli di turbolenza, ottenendo la sua descrizione completa. Tuttavia, la DNS non è al momento possibile per nessuna applicazione ingegneristica, in quanto servirebbero super computer in grado di risolvere tutte le scale della turbolenza, le quali necessitano di *mesh* molto fini e intervalli di integrazione molto piccoli: il costo computazionale, proporzionale al numero di Reynolds al cubo, sarebbe enorme [2].

5.2.2 Large-Eddy simulation

Poiché la risoluzione di tutte le scale della turbolenza richiederebbe un costo computazionale troppo elevato, una soluzione ragionevole è quella di filtrare le equazioni di Navier-Stokes e risolvere direttamente solo le scale medio-grandi: questo è l'approccio della *Large-Eddy simulation*, che lascia irrisolte le scale più piccole. Per fare ciò, la LES utilizza una funzione filtro, che elimina le scale più piccole di una certa larghezza. Sebbene vengano risolte solo le scale più grandi e il livello di approssimazione delle equazioni non sia molto alto (cioè queste sono molto simili a quelle di partenza), la LES è ancora poco usata poiché il suo costo computazionale rimane elevato [2].

5.2.3 Equazioni RANS

RANS è l'acronimo di *Reynolds averaged Navier-Stokes*: con questo approccio, alle equazioni di Navier-Stokes è applicata la decomposizione di Reynolds, la quale prevede la divisione di tutte le proprietà del fluido in quantità medie e turbolente, tramite la media temporale [2]. Com'è noto, la decomposizione di Reynolds non elimina tutti i termini turbolenti dalle equazioni di Navier-Stokes (problema della chiusura della turbolenza), che per essere risolte necessitano quindi di un *modello di chiusura*, cioè di equazioni aggiuntive che descrivano tali termini [22].

5.3 MODELLI DI CHIUSURA

I modelli di chiusura oggi utilizzati si distinguono sostanzialmente in modelli *diffusivi* e modelli *Reynolds stress* (RSM). I primi si basano sul concetto di viscosità

turbolenta (*eddy viscosity*), secondo cui le equazioni di trasporto sono dei processi diffusivi; i secondi, invece, risolvono un'equazione di trasporto per ogni componente del tensore degli sforzi di Reynolds [22].

5.3.1 Ipotesi o approssimazione di Boussinesq

I modelli diffusivi sono basati per la maggior parte sull'ipotesi di Boussinesq, che esprime le tensioni di Reynolds in funzione del gradiente di velocità del moto medio; la stessa ipotesi si può applicare alle equazioni di trasporto dell'energia, del calore, delle specie chimiche e per tutte le proprietà del flusso [22].

Per quanto riguarda le tensioni di Reynolds, l'espressione è la seguente:

$$-\langle u_i u_j \rangle = \nu_T \left(\frac{\partial \langle U_i \rangle}{\partial x_j} + \frac{\partial \langle U_j \rangle}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} k \delta_{ij} \quad (5.3.1)$$

dove k è l'energia cinetica turbolenta per unità di massa [2]. Le tensioni di Reynolds sono proporzionali al gradiente di velocità tramite la viscosità turbolenta ν_T , in maniera analoga alle tensioni viscosi dei fluidi newtoniani in regime laminare [26]:

$$\tau = \mu \frac{\partial u}{\partial y} \quad (5.3.2)$$

sebbene le condizioni fisiche dietro queste due espressioni siano profondamente diverse. La (5.3.2) (ben supportata da prove sperimentali), mette in relazione grandezze fisiche del fluido e la viscosità μ è una sua proprietà. La (5.3.1), al contrario, esprime una correlazione tra quantità statistiche e la *eddy viscosity* non è una proprietà del fluido [26] bensì del flusso, dipendendo fortemente dallo stato della turbolenza [2].

La semplicità di questo modello di chiusura si paga con un'applicabilità limitata: l'ipotesi, infatti, assume che i vortici si comportino come molecole, che la turbolenza sia isotropa e che ci sia equilibrio locale tra tensioni e deformazioni [2].

5.3.2 Modelli diffusivi

L'ipotesi di Boussinesq elimina l'incognita degli sforzi di Reynolds, ma introduce al suo posto la viscosità turbolenta ν_T , che deve perciò essere modellata attraverso equazioni aggiuntive.

Secondo la teoria cinetica dei gas, la viscosità molecolare è proporzionale alla velocità delle particelle per il loro cammino libero; analogamente, la viscosità turbolenta può essere espressa come il prodotto di una velocità e una lunghezza caratteristiche del vortice [22]:

$$\nu_T \propto ul. \quad (5.3.3)$$

I modelli diffusivi hanno lo scopo di determinare u e l e vengono classificati in base al numero di equazioni differenziali alle derivate parziali (PDE) aggiuntive: zero, una o due. Nei modelli a zero equazioni si usano equazioni algebriche (quindi nessuna PDE), mentre nei modelli a uno e due equazioni le equazioni differenziali sono rispettivamente una e due [2].

Modelli a zero equazioni

I modelli a zero equazioni non utilizzano PDE ma equazioni algebriche; uno dei più conosciuti è il modello *mixing length* di Prandtl, che utilizza l'analogia con la teoria cinetica dei gas per calcolare la ν_T , per cui il movimento caotico dei vortici è simile a quello casuale delle particelle gassose. Il nome del modello deriva dall'utilizzo della lunghezza di miscelazione come lunghezza caratteristica del flusso: questa dipende dal flusso e in genere è spazio-dipendente. Poiché è molto complicato stimare la distribuzione della *mixing length*, oggi questo modello non è più usato [2].

Modelli a una equazione

Uno dei limiti principali dei modelli a zero equazioni è che non tengono conto degli effetti di accumulo e trasporto della turbolenza: i vortici non svaniscono istantaneamente, ma vengono trasportati dalla convezione influenzando così la turbolenza, che quindi non dipende solo dalle condizioni locali. Introducendo un'equazione di modello per la velocità caratteristica u , si possono tenere in conto anche gli effetti dei vortici più vecchi [2].

La velocità caratteristica u può essere ricavata tramite l'equazione di trasporto dell'energia cinetica della turbolenza k , considerando questa relazione [22]:

$$u = k^{1/2} \quad (5.3.4)$$

La determinazione della lunghezza caratteristica l è invece algebrica, analogamente a quanto avviene nei modelli a zero equazioni e rimane quindi problematica: la soluzione migliore è usare un'equazione di trasporto anche per la lunghezza caratteristica [22].

Modelli a due equazioni

I modelli a due equazioni utilizzano un'equazione di trasporto per la velocità caratteristica u e un'altra per la lunghezza caratteristica l ; normalmente, però, la seconda equazione non descrive il trasporto della sola l , ma anche di altre proprietà. Per derivare l quindi si risolve l'equazione per una generica proprietà del flusso, data dal prodotto della lunghezza caratteristica e l'energia cinetica [2]:

$$\phi = k^\alpha l^\beta. \quad (5.3.5)$$

A seconda del valore degli esponenti α e β , la proprietà ϕ assume un significato diverso, come mostrato dalla tabella 5.3.1 [2].

Tabella 5.3.1: Proprietà usate per la determinazione della lunghezza caratteristica l .

α	β	ϕ	Simbolo	Significato di ϕ
0	1	l	l	scala lunghezze
1	-2	k/l^2	ω	scala vorticità
1/2	-1	$k^{1/2}/l$	f	scala frequenze
-1/2	1	$k^{1/2}l$	τ	scala temporale
3/2	-1	$k^{3/2}/l$	ϵ	tasso di dissipazione

Modello $k - \epsilon$ standard

Uno dei modelli a due equazioni più usati è il $k - \epsilon$, che risolve le equazioni di trasporto dell'energia cinetica k e del tasso di dissipazione dell'energia ϵ . Il successo di questo modello è dovuto alla sua robustezza numerica e all'applicabilità a numerosi flussi (scambi di calore, combustione, correnti a pelo libero e flussi multifase) [22].

Come affermato nel paragrafo 5.2.3, le equazioni risolte non sono esatte, ma modificate perché contenenti dei termini incogniti che devono essere modellati [2]. Nello specifico, esprimendo sinteticamente l'equazione di k come:

$$[\text{accumulo}] + [\text{convezione}] = [\text{produzione}] + [\text{dissipazione}] + [\text{trasporto}] \quad (5.3.6)$$

sono necessarie delle chiusure (modellazioni) per i termini di produzione, dissipazione e trasporto (dato da diffusione molecolare e fluttuazioni di velocità e di pressione). Per la produzione (dovuta agli sforzi di Reynolds che sottraggono energia al moto medio) si può usare l'approssimazione di Boussinesq; la dissipazione è data da ϵ , che vuole un'equazione di trasporto specifica; infine, l'ultimo termine incognito è modellato assumendo un meccanismo di trasporto di tipo diffusivo, in cui si introduce la *eddy viscosity* ν_T [2].

Per chiudere l'equazione di k bisogna quindi calcolare ϵ e ν_T . L'equazione di trasporto di ϵ , dopo aver introdotto le chiusure necessarie, contiene i seguenti termini [2]

$$[\text{accumulo}] + [\text{convezione}] = [\text{produzione}] + [\text{dissipazione}] + [\text{diffusione}]. \quad (5.3.7)$$

La viscosità turbolenta, come mostrato dalla (5.3.3), è data dal prodotto delle scale delle velocità e delle lunghezze e si può esprimere in funzione di k e ϵ :

$$\nu_T = C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (5.3.8)$$

dove C_μ è un coefficiente di chiusura che, insieme agli altri che compaiono nelle due equazioni, si può considerare costante [2].

Sebbene il modello $k - \epsilon$ sia tra i più utilizzati, non fornisce sempre soluzioni accurate; infatti, funziona bene per i flussi in cui c'è equilibrio locale dell'energia, mentre non descrive correttamente flussi con elevate curvature, getti vorticosi e asimmetrici, zone con accelerazioni improvvise e distacchi. Inoltre, questo modello è stato sviluppato per flussi con numeri di Reynolds elevati, pertanto non è adatto nel caso di Re molto bassi [2]. Per queste ragioni, sono state sviluppate delle varianti del modello standard (di solito specifiche per un particolare tipo di flusso) con l'obiettivo di migliorare l'accuratezza dei risultati anche per i casi precedentemente esposti [22].

Modello $k - \epsilon$ RNG

Il modello RNG (*Renormalization Group*) si differenzia dallo standard per i valori dei coefficienti di chiusura e per l'aggiunta di un termine sorgente nell'equazione di ϵ , che tiene conto di tutte le scale della turbolenza [6]; infatti, tale termine aumenta o diminuisce l'entità della dissipazione a seconda della dimensione dei vortici, migliorando l'accuratezza dei risultati per flussi vorticosi e con curvature molto grandi, in cui si verifica il distacco dalla parete e sono presenti zone di ricircolo e stagnazione. In tutti gli altri casi, il modello RNG fornisce risultati di scarsa qualità [22].

Modello $k - \epsilon$ realizzabile

Nel modello standard, le componenti normali del tensore degli stress di Reynolds possono diventare negative se il gradiente del moto medio è molto elevato (si veda l'equazione 5.3.1) e ciò non è possibile perché, per definizione, il termine $\langle u_i u_i \rangle$ è una somma di quadrati. Il modello realizzabile, attraverso la variabile C_μ (una funzione dello stato locale del flusso), assicura che le tensioni normali siano sempre positive e quindi può essere usato per flussi in rotazione (in cui il gradiente può essere molto grande) [2].

Modello $k - \omega$

Un altro modello a due equazioni molto usato è il $k - \omega$, in cui la seconda equazione risolta è quella della dissipazione specifica ω , che per definizione è proporzionale al rapporto ϵ/k . La viscosità turbolenta è calcolata come:

$$v_T = \frac{k}{\omega}. \quad (5.3.9)$$

Il modello $k - \omega$ funziona molto bene per flussi con bassi Re e in corrispondenza delle pareti, con il vantaggio di non necessitare di *wall function* (a differenza del $k - \epsilon$ che deve usarle o essere opportunamente modificato); pertanto, funziona bene in caso di separazione del flusso e gradienti di pressione avversi. Tuttavia, per dare buoni risultati vicino alle pareti, ha bisogno di *mesh* molto fini, con un $y^+ < 5$ ¹ [2].

¹ Per la definizione di y^+ si veda il paragrafo 5.4.1.

5.3.3 Modello RSM

Come descritto nel paragrafo 5.3.1, l'approssimazione di Boussinesq considera la turbolenza isotropa e i vortici simili a molecole. Tali ipotesi sono poco verosimili in caso di curvature, flussi in rotazione o vorticosi e con gradienti che cambiano molto rapidamente; il modello *Reynolds-stress* è molto più adatto in queste situazioni, poiché non fa uso del concetto di isotropia dei modelli diffusivi, ma risolve un'equazione di trasporto per ogni tensione di Reynolds e per il tasso di dissipazione ϵ . Con questo approccio è possibile tenere in conto gli effetti non locali e quelli dei vortici più antichi, dovuti al trasporto degli sforzi di Reynolds anche per lunghe distanze all'interno del flusso turbolento [2].

Il modello RSM è raccomandato in tutti quei casi in cui si è interessati alle proprietà del flusso fortemente influenzate dall'anisotropia; bisogna tenere presente, però, che il costo computazionale rispetto ai modelli diffusivi è molto più elevato perché sono risolte undici equazioni di trasporto, con numerosi termini che devono essere chiusi [2].

5.4 MODELLAZIONE DI PARETE

In molte applicazioni ingegneristiche, spesso, i flussi si trovano a contatto con una parete solida, in cui gli effetti viscosi sono dominanti rispetto a quelli inerziali. Modelli di chiusura come il $k - \epsilon$ non sono validi vicino alle pareti, perché sviluppati per numeri di Reynolds elevati [22].

Per affrontare i problemi di flussi vicino a una parete solida ci sono due approcci: nel primo, si fa ricorso alle *wall function*, funzioni semi-empiriche che permettono di usare i normali modelli della turbolenza senza risolvere la regione viscosa; il secondo metodo, invece, prevede la modifica dei modelli di turbolenza in modo da risolvere anche la regione viscosa [22].

5.4.1 Wall function

A contatto con la parete, la velocità del fluido è nulla (*no-slip condition*), perché le particelle colpiscono la parete e trasferiscono a questa la loro quantità di moto. Distante dalla parete, invece, la velocità è quella del moto medio; quindi si forma una regione di fluido con un gradiente di velocità molto elevato (da zero a quella media) che prende il nome di strato limite (*boundary layer* in inglese), il quale può essere laminare o turbolento a seconda del numero di Reynolds. Per riuscire a osservare il comportamento del flusso in questa regione, è necessaria una *mesh* molto fine, con una y^+ molto piccola [2]. y^+ è la cosiddetta *distanza adimensionale dalla*

parete ed è definita come:

$$y^+ = \frac{yu_*}{\nu} \quad (5.4.1)$$

dove y è la distanza dalla parete, $\nu = \frac{\mu}{\rho}$ la viscosità cinematica e u_* la *velocità d'attrito*, cioè una scala tipica delle velocità, definita come:

$$u_* = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (5.4.2)$$

dove τ_w sono le tensioni viscosse in corrispondenza della parete solida. Poiché y^+ è una distanza adimensionale, il rapporto ν/u_* è una scala tipica delle lunghezze.

Lo strato limite si può suddividere in una regione interna (*inner*) e una esterna (*outer*); la regione interna, a sua volta, si distingue in:

- sottostrato viscoso ($0 < y^+ < 5$);
- *buffer layer* ($5 < y^+ < 30$);
- sottostrato turbolento ($30 < y^+ < 400$).

Per ognuna di queste regioni si può ricavare l'andamento della velocità in funzione della distanza dalla parete, in termini adimensionali (sia la velocità sia la distanza sono normalizzate rispetto a una scala tipica): nel sottostrato viscoso l'andamento è lineare; nel *buffer layer* vale la legge logaritmica, che viene estesa anche al sottostrato turbolento [2].

Applicando la *wall function*, sostanzialmente, si colloca la prima cella della *mesh* all'interno della regione logaritmica, evitando così la modifica dei modelli di turbolenza che sarebbe necessaria per tenere conto della viscosità [2].

5.4.2 Modellazione di parete migliorata

Con questo approccio si elimina l'utilizzo delle *wall function* e si risolve tutto l'*inner layer*, compreso il sottostrato viscoso; per fare ciò, è necessaria una *mesh* molto fine e una potenza computazionale elevata [2].

Per risolvere il sottostrato viscoso esistono due possibilità. Nella prima, si divide la regione a contatto con la parete in due zone: in quella più vicina a essa, in cui domina la viscosità, si usa un'equazione di trasporto per l'energia cinetica k e una algebrica per il tasso di dissipazione ϵ ; nella zona più distante dalla parete, invece, si usa un modello a due equazioni, come il $k - \epsilon$ o una delle sue varianti [2].

Il secondo metodo consiste nell'utilizzo di *damping function*, cioè delle funzioni che tengono conto dello smorzamento (*damping*) causato dalla parete, permettendo l'integrazione delle equazioni fino al sottostrato viscoso [22].

5.5 RIEPILOGO

In questo capitolo è stata illustrata la CFD, un metodo di analisi numerica usato per simulare il comportamento dei fluidi con il computer. Sono stati presentati i tre approcci alla risoluzione della turbolenza (DNS, *large eddy simulation*, equazioni RANS), differenti per il livello di approssimazione delle equazioni di governo dei fluidi e sono stati descritti nel dettaglio i metodi di chiusura della turbolenza (indispensabili nei problemi più complessi), per flussi liberi e confinati da pareti solide.

Nel capitolo 6, si presentano i risultati delle simulazioni numeriche eseguite con il software di CFD *Fluent* per la ruota a cavitazione.

6 | SIMULAZIONI NUMERICHE

Nel presente capitolo vengono presentati i risultati delle simulazioni numeriche realizzate con il software di CFD *Fluent*. Nel primo paragrafo sono illustrate le fasi seguite per eseguire le simulazioni, nel secondo sono riportati i risultati, cioè i valori delle potenze dissipate e il loro confronto con quelli derivanti dalle relazioni empiriche e la dipendenza delle resistenze fluidodinamiche con il numero di Reynolds.

6.1 FASI DELLE SIMULAZIONI

Le simulazioni numeriche sono state eseguite allo scopo di determinare le perdite di carico e, di conseguenza, le potenze dissipate nel passaggio all'interno del venturi e verificare che le ipotesi di progetto fossero valide, senza realizzare un prototipo del dispositivo, consentendo un risparmio nei costi e di tempo.

6.1.1 Software

Per eseguire le simulazioni numeriche è stata usata l'applicazione *Ansys*, la quale contiene numerosi software di calcolo utili per risolvere problemi non solo legati alla fluidodinamica; anche per la CFD esistono diversi software: quello scelto per questo lavoro di tesi è *Fluent*, il quale, tuttavia, "si limita" a risolvere le equazioni e quindi sono necessari altri applicativi per le fasi di pre-elaborazione (generazione e discretizzazione del dominio fluido), comunque presenti all'interno di *Ansys*.

Aperto *Ansys* viene visualizzata la *workbench*, in cui è possibile iniziare diversi progetti, scegliendo il software di calcolo necessario al tipo di problema da risolvere. Una volta scelto *Fluent*, viene aperta la finestra del progetto, in cui sono presenti dei software che permettono di eseguire le varie fasi necessarie per realizzare le simulazioni. Le operazioni svolte per effettuare le simulazioni sono le seguenti:

1. definizione del dominio fluido (creazione e discretizzazione);
2. impostazioni generali;
3. scelta del modello turbolento;
4. definizione delle condizioni al contorno;
5. scelta degli algoritmi di calcolo;

6. impostazione delle condizioni di convergenza.

6.1.2 Definizione del dominio fluido

I primi due pacchetti visibili nella finestra del nuovo progetto *Fluent* sono *Geometry* e *Mesh*, i quali servono per definire il dominio fluido che deve essere risolto.

Generazione del dominio fluido

Il primo passo per l'esecuzione delle simulazioni è stato la creazione del dominio fluido; questo, nella realtà, è costituito da un cilindro cavo di acqua al cui interno ruota la pala sagomata. L'idea iniziale era quella di simulare esattamente questo dominio; tuttavia, data la sua complessità, si è scelto di distendere il cilindro e simulare il flusso in un canale delle stesse dimensioni (altezza pari alla differenza tra raggio esterno e raggio interno e larghezza pari a metà spessore della ruota, poiché vi è simmetria), in cui vi è un ostacolo (rappresentato dalla pala) che forma il venturi, ottenendo in questo modo un dominio tridimensionale.

La ragione di questa semplificazione sta nel fatto che per simulare un corpo in movimento in un fluido ci sono due possibilità che presentano alcune problematiche: una consiste nel mantenere il corpo fermo e imporre una certa velocità al fluido; l'altra mantiene fermo il fluido e impone al corpo la velocità con cui questo si muove al suo interno. Nel primo caso, vista la presenza di rotazione, è necessario definire delle condizioni al contorno periodiche, difficili da valutare a priori, non sapendo che cosa accade a monte e a valle dell'ostacolo; nel secondo caso, invece, si deve usare una *mesh dinamica*, cioè una *mesh* (la griglia in cui viene discretizzato il fluido) che varia con il movimento del corpo che si sposta nel fluido, allungando molto i tempi di calcolo.

Infine, per semplificare ulteriormente il modello, la larghezza della strozzatura è stata mantenuta costante, per ottenere nel restringimento una velocità costante (poiché in assenza di rotazione non c'è il profilo di velocità lineare).

Il dominio fluido è stato prima realizzato con il software *FreeCAD*, con cui sono state create delle sezioni di dominio (*corpi*) di lunghezze diverse, corrispondenti a regioni di flusso con caratteristiche supposte diverse; i corpi creati (otto in totale) sono visibili nella figura 6.1.1.

Tale disegno (dopo essere stato convertito in un formato opportuno) è stato successivamente importato nel pacchetto *Geometry* e modificato tramite il software *DesignModeler*: qui è stato impostato in *fluido* il tipo di materiale di ogni corpo ed è stato assegnato a ciascuno un nome che richiamasse la sua posizione all'interno del flusso; i corpi sono stati nominati nel modo seguente:

1. inlet;
2. monte;
3. convergente;

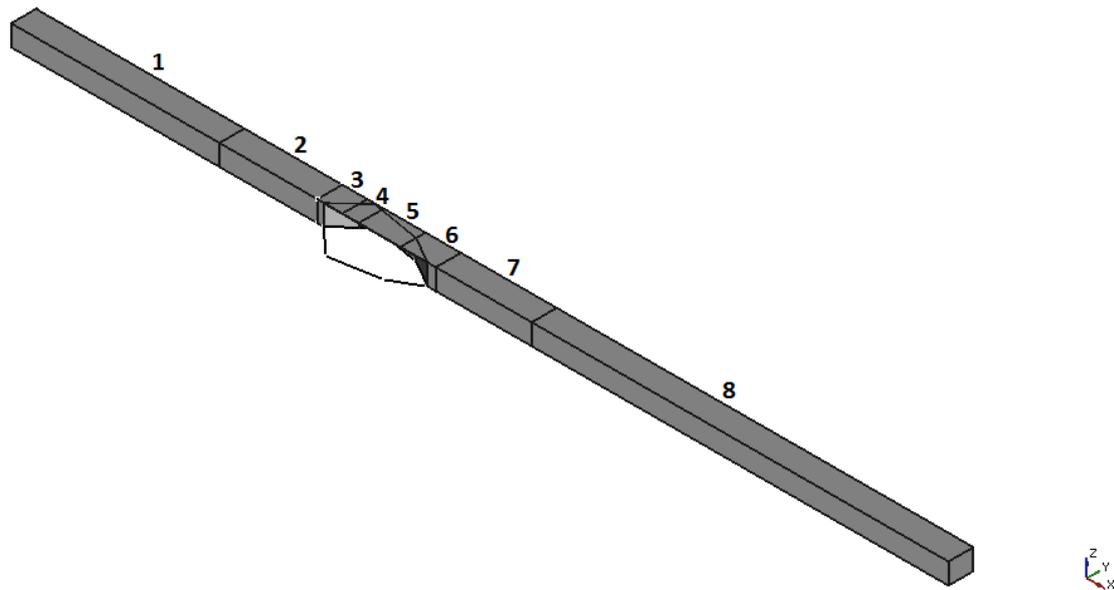


Figura 6.1.1: Dominio fluido realizzato con *FreeCAD*.

4. restringimento;
5. divergente;
6. 2nd_divergente;
7. valle;
8. outlet.

Discretizzazione del dominio fluido (meshing)

Come accennato nel paragrafo 5.1, la CFD è un metodo di analisi numerica ai volumi finiti, il quale prevede, cioè, che le equazioni di governo dei fluidi siano risolte in forma integrale per ogni volumetto (*cella*) in cui viene suddiviso il dominio e che si faccia poi la somma di ogni contributo. L'operazione di *meshing* consiste proprio nel suddividere il dominio fluido in volumetti di opportune dimensioni, effettuando, cioè, la sua discretizzazione; poiché le equazioni sono risolte dal calcolatore in maniera iterativa, l'uso di volumi finiti invece che infinitesimali porta a un errore numerico nella soluzione, che può essere ridotto diminuendo la dimensione delle celle [2].

Dopo aver creato la geometria del dominio fluido, questa è stata modificata con il pacchetto *Mesh*, attraverso il quale sono state definite la forma (è stata scelta quella tetraedrica) e le dimensioni delle celle. Quest'ultima è influenzata essenzialmente da due fattori: il primo è il valore di y^+ , che deve essere scelto sostanzialmente in base al modello turbolento che si vuole usare; il secondo è la potenza computazionale

che si ha a disposizione (minore è la dimensione delle celle, maggiore è il numero di scale che devono essere risolte).

Secondo quanto illustrato nel capitolo 5, modelli turbolenti come il $k - \epsilon$ sono stati sviluppati per numeri di Reynolds elevati e quindi necessitano di *wall function* per risolvere il flusso in prossimità delle pareti solide, evitando la risoluzione dello strato viscoso. Per questa ragione, usando modelli che impiegano le *wall function*, la prima cella a contatto con la parete deve essere collocata all'interno dello strato turbolento e pertanto y^+ deve essere compresa tra 30 e 400.

Anticipando quanto esposto nel paragrafo 6.1.3, per questo lavoro di tesi è stato deciso di usare una delle varianti del modello $k - \epsilon$: la scelta di un modello per alti Re piuttosto che uno in grado di risolvere anche lo strato viscoso è stata dettata dalla potenza computazionale e dai tempi a disposizione; per le stesse ragioni è stata scelta $y^+ = 300$ per il tratto di flusso nel restringimento, nel quale è necessaria la griglia più fine.

Con l'ausilio di un calcolatore online, inserendo i dati richiesti, è stata determinata la dimensione della cella, risultata di circa 0,00027 m (cioè 0,27 mm): la dimensione delle celle in prossimità della parete nella sezione di flusso denominata *restringimento* è stata pertanto posta pari a 0,25 mm. Le dimensioni delle celle per gli altri corpi del dominio sono state stabilite a partire da quest'ultima.

Prima di arrivare alle dimensioni definitive, sono stati fatti alcuni tentativi intermedi, in modo da trovare il giusto compromesso tra finezza della griglia e potenza di calcolo necessaria. La *mesh* usata è rappresentata nelle figure 6.1.2a e 6.1.2b.

6.1.3 Fluent

Dopo aver generato la *mesh* si è potuto proseguire con il software *Fluent*.

Impostazioni generali

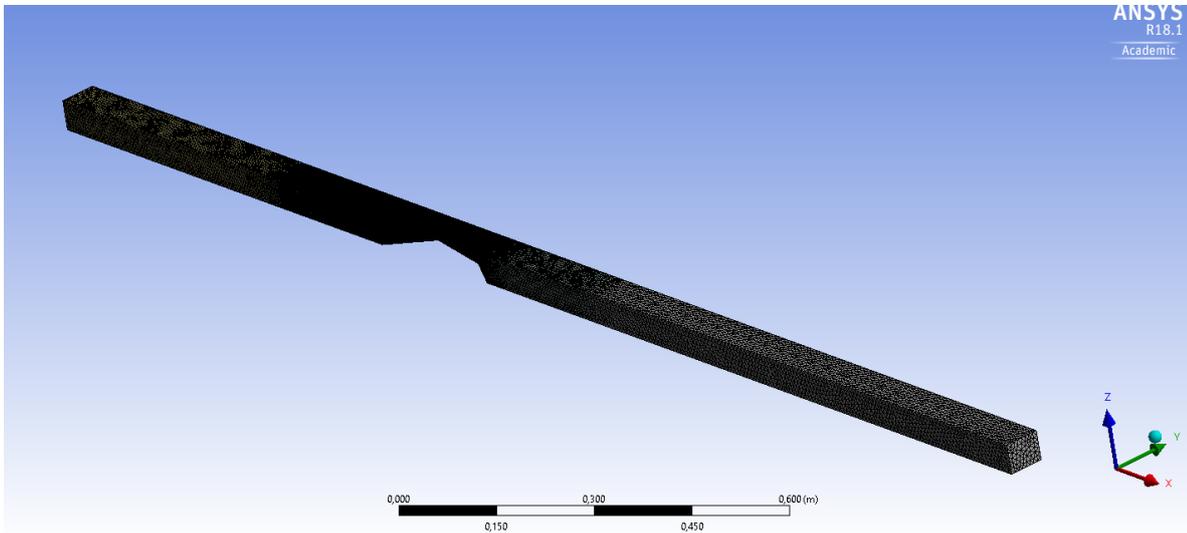
Per prima cosa, sono state definite le impostazioni generali, quali: fluido incomprimibile/comprimibile; l'azione della gravità; dipendenza o meno dal tempo del fenomeno (figura 6.1.3).

Le prime due impostazioni sono state definite in questo modo: fluido incomprimibile (*pressure-based solver*) e gravità nel verso negativo dell'asse z.

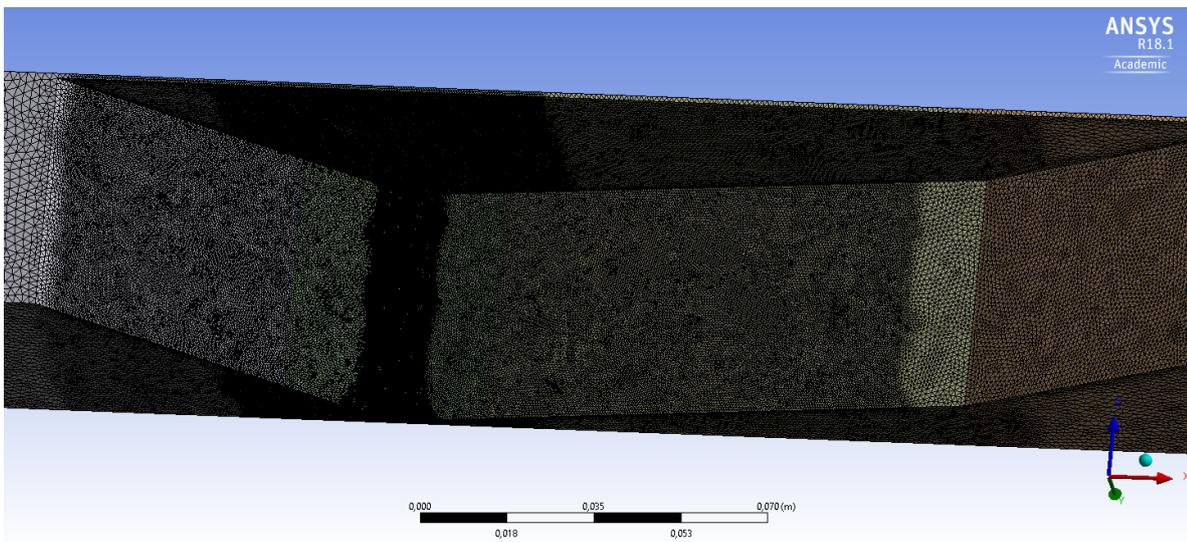
Riguardo alla dipendenza dal tempo, si è seguito questo procedimento: la prima simulazione è stata eseguita in modalità stazionaria (*steady*) e successivamente in modalità transitoria (*transient*), per confrontare i risultati e capire se il fenomeno fosse stazionario o non stazionario e se fosse pertanto possibile risparmiare sul tempo di calcolo eseguendo tutte le simulazioni in modalità stazionaria.

Scelta del modello turbolento

Come accennato nel paragrafo 6.1.2, è stato scelto come modello turbolento (per flusso monofase) una variante del $k - \epsilon$, più precisamente il modello $k - \epsilon$ RNG,



(a) Mesh di tutto il dominio.



(b) Dettaglio della mesh a contatto con la pala.

Figura 6.1.2: Discretizzazione del dominio fluido.

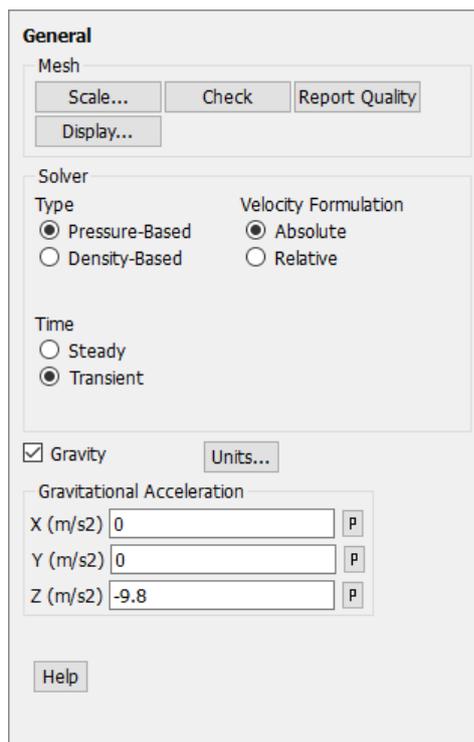


Figura 6.1.3: Impostazioni generali.

il quale, a differenza del modello standard, fornisce buoni risultati in presenza di flussi vorticosi e in cui si verifica il distacco dalla parete, fenomeni probabili vista la geometria dell'ostacolo costituito dalla pala; è stato inoltre scelto di applicare la *standard wall function*, cioè la funzione di parete standard che colloca la prima cella a contatto con la parete nello strato logaritmico. Le altre impostazioni non sono state modificate (figura 6.1.4).

Condizioni al contorno

Dopo aver selezionato il fluido per cui devono essere risolte le equazioni, cioè l'acqua, si è proseguito con la scelta delle condizioni al contorno (*boundary conditions*); queste includono:

- condizione in ingresso (*inlet*);
- condizione in uscita (*outlet*);
- condizioni sulle pareti solide (*wall*);
- condizioni di simmetria (*symmetry*).

In ingresso e in uscita devono essere imposte delle condizioni che inducano il moto nel fluido, come ad esempio una velocità o una portata di *inlet* oppure un

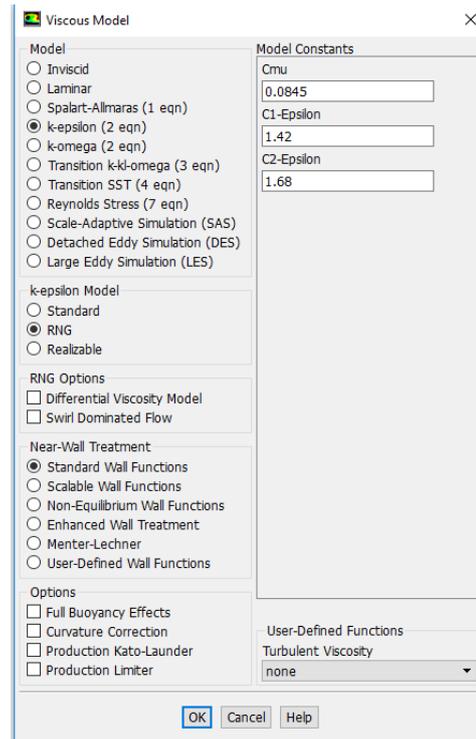


Figura 6.1.4: Modello turbolento scelto.

gradiente di pressione tra *inlet* e *outlet*, o ancora la condizione di efflusso (*outflow*), che forza i gradienti a essere nulli nella direzione normale a quella di uscita [12].

Le condizioni sulle pareti solide possono essere di diversi tipi, tra cui: *no slip* e *specified shear*. Nel primo caso le velocità del fluido e della parete con cui scorre a contatto sono le stesse; nel secondo caso è possibile specificare il valore delle tensioni tangenziali sulla parete, quando note.

La condizione di simmetria può essere definita ogni volta che è presente un piano di simmetria (permettendo di simulare solo una parte del dominio) ed equivale a imporre delle tensioni tangenziali nulle sulla parete su cui viene applicata.

Metodi di calcolo

In questa sezione si possono scegliere gli schemi di calcolo che il software usa per determinare il risultato dell'equazione nella singola cella.

Il primo metodo da definire è quello per il *Pressure-Velocity Coupling*, cioè per la risoluzione dei campi di pressione e di moto; gli algoritmi a disposizione sono SIMPLE, SIMPLEC, PISO e Coupled. I primi tre risolvono le equazioni in maniera sequenziale (*segregated algorithms*), mentre l'ultimo risolve le equazioni accoppiate (*coupled algorithms*), come sono quelle per la pressione e velocità nel caso dei fluidi incompressibili, permettendo di raggiungere la convergenza più rapidamente

Per tutte le simulazioni è stato scelto l'algoritmo Coupled.

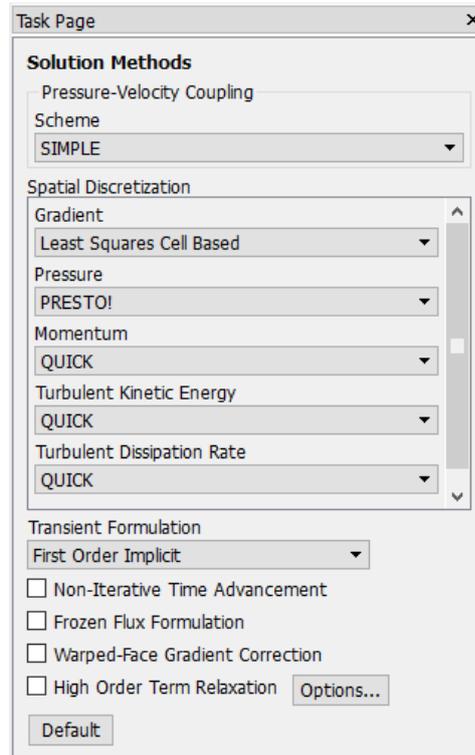


Figura 6.1.5: Schemi di calcolo usati per le simulazioni.

Successivamente è necessario definire gli algoritmi per la *Spatial discretization*, cioè per la discretizzazione spaziale dei termini convettivi delle equazioni; questi sono: gradiente, pressione, quantità di moto, energia cinetica turbolenta e tasso di dissipazione turbolenta, per i quali si sono scelti gli algoritmi mostrati nella figura 6.1.5.

Convergenza

Le condizioni di convergenza possono essere controllate tramite il valore dei residui, cioè sostanzialmente la differenza tra le approssimazioni di due iterazioni successive: quando questa differenza raggiunge il valore stabilito ($\leq 10^{-3}$ solitamente), allora il metodo numerico è arrivato a convergenza, ossia l'approssimazione derivante dal metodo iterativo *converge* (cioè si avvicina ma non è esattamente uguale) alla soluzione reale.

Tuttavia, il monitoraggio dei soli residui non è sufficiente a garantire la correttezza della soluzione ottenuta: una soluzione convergente, infatti, non sempre è una soluzione corretta. Per assicurarsi della correttezza della soluzione è consigliato controllare, oltre ai residui, anche delle quantità integrali (come il coefficiente di resistenza idrodinamica), fare i bilanci di massa, quantità di moto ed energia, testare la stazionarietà attraverso simulazioni transitorie (se il fenomeno è effettivamente stazionario la soluzione non cambia nel tempo) ecc [2].

6.2 RISULTATI

Vengono di seguito riportati i risultati delle simulazioni numeriche effettuate.

Al fine di verificare le ipotesi di progetto, sono state determinate le differenze di pressione assoluta Δp (in quanto la pressione dinamica è trascurabile rispetto a quella statica) tra le regioni a monte e a valle del venturi, in modo da stimare le potenze dissipate; più precisamente sono stati presi in considerazione i corpi di *inlet* e di *outlet*. La potenza è stata calcolata nel seguente modo:

$$P = 2 \cdot [\Delta p \cdot (L/2) \cdot (r_{est} - r_{int}) \cdot v_{inlet}] \quad (6.2.1)$$

Si è inoltre deciso di determinare la potenza dissipata attraverso la forza di trascinamento; l'espressione usata per il calcolo della potenza dissipata è la seguente:

$$P = 2 \cdot F_d \cdot v \quad (6.2.2)$$

dove v è la velocità del fluido indisturbato e F_d è la forza di *drag*, pari a:

$$F_d = \frac{1}{2} C_d \cdot \rho \cdot A \cdot v^2 \quad (6.2.3)$$

dove C_d è il coefficiente di *drag*, che si ricava semplicemente invertendo la (6.2.3).

6.2.1 Simulazioni preliminari

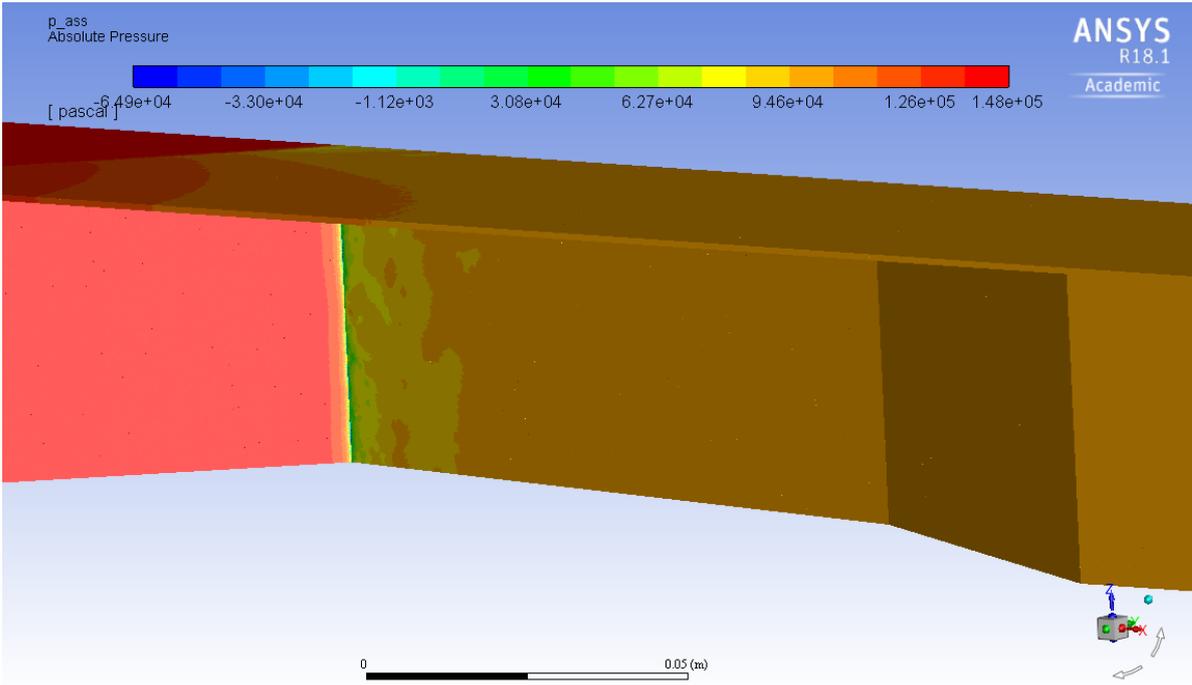
La prima simulazione è stata eseguita in forma stazionaria e in assenza di attrito con le pareti, per avere un'idea dei tempi di calcolo necessari; successivamente, con la stessa velocità in ingresso è stata eseguita una simulazione in forma transitoria e, infine, è stata aggiunta la *no-slip condition*. Per tutte le simulazioni sono state eseguite 5000 iterazioni.

Caso 1: simulazione stazionaria senza attrito

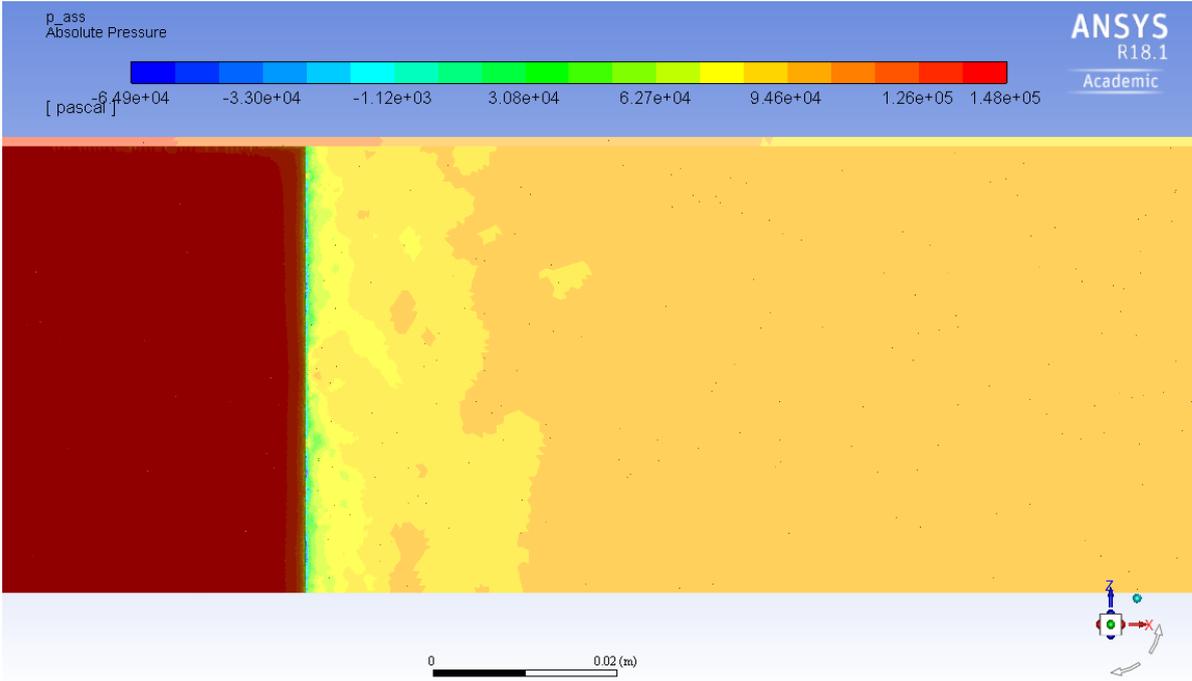
Le condizioni al contorno definite sono le seguenti:

- *inlet*: $v=0,33$ m/s;
- *outlet*: *pressure outlet*;
- *wall*: *specified shear*=0 Pa.

Il primo risultato da segnalare (rappresentato sotto forma di *contour*) è che nel restringimento la pressione assoluta ha un valore negativo (figure 6.2.1a e 6.2.1b), che, com'è noto, è fisicamente impossibile; tuttavia, si può ragionevolmente pensare che la pressione negativa indichi la presenza di cavitazione. Nella realtà, infatti, raggiunta la tensione di vapore si avrebbe il passaggio di stato, che però non può essere



(a) Contour della pressione assoluta a contatto con la pala.



(b) Contour della pressione assoluta nel restringimento.

Figura 6.2.1: Contour della pressione assoluta.

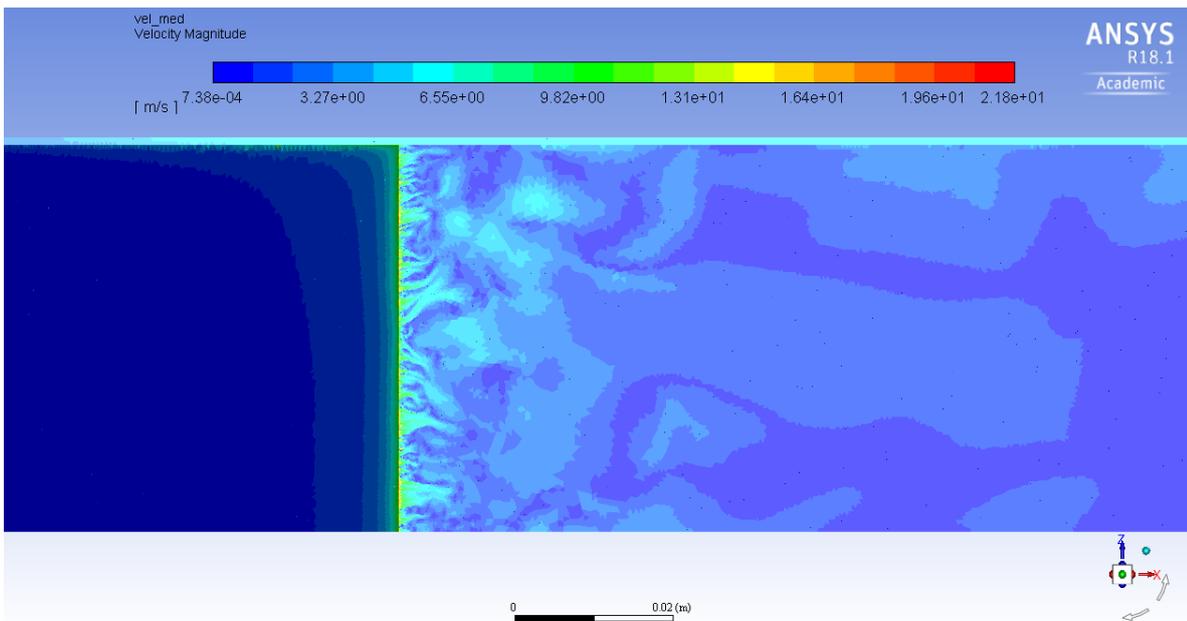


Figura 6.2.2: *Contour* della velocità media nel restringimento.

tenuto in conto con una simulazione monofase e quindi, come effetto numerico, la pressione diventa negativa.

Osservando il *contour* della velocità (figura 6.2.2), si è notato che questa, nella strozzatura, raggiunge effettivamente il valore necessario alla cavitazione per $\sigma=0,5$. Nelle figure 6.2.3 e 6.2.4 sono mostrate alcune viste dell'andamento della velocità nel dominio.

Infine, dalle *pathlines*, cioè le traiettorie delle particelle di fluido, si è osservata la presenza di instabilità a valle del restringimento e numerosi vortici a valle della pala (figure 6.2.5a, 6.2.5b e 6.2.5c).

Oltre che per determinare le potenze dissipate, la determinazione della forza e del coefficiente di *drag* è stata inoltre utile a individuare la dipendenza dal tempo del fenomeno: si è notato, infatti, che questi due parametri oscillano con le iterazioni senza mai raggiungere un valore stabile (figure 6.2.6 e 6.2.7); ciò è probabilmente dovuto al fatto che in realtà il fenomeno non sia stazionario ma transitorio. Anche il non raggiungimento della convergenza può essere spiegato con la non stazionarietà del fenomeno: i vortici presenti a valle della pala (figura 6.2.5b), infatti, non possono essere descritti da una soluzione stazionaria (poiché sono caratteristiche non stazionarie del flusso)[12], a meno che il modello turbolento non sia abbastanza diffusivo da smorzarli (come il $k - \epsilon$ standard) [2], producendo una soluzione magari convergente ma errata, poiché non coerente con la fisica del fenomeno. Per queste ragioni è stata eseguita una simulazione con le stesse condizioni al contorno, ma non stazionaria al fine di valutare le differenze tra i due casi.

Poiché vi sono oscillazioni, è stato necessario monitorare la F_d , il C_d e anche i valori di pressione nei corpi *inlet* e *outlet* con le iterazioni e poi calcolare la media aritmetica di tali quantità, al fine di valutare le potenze dissipate; poiché, osser-

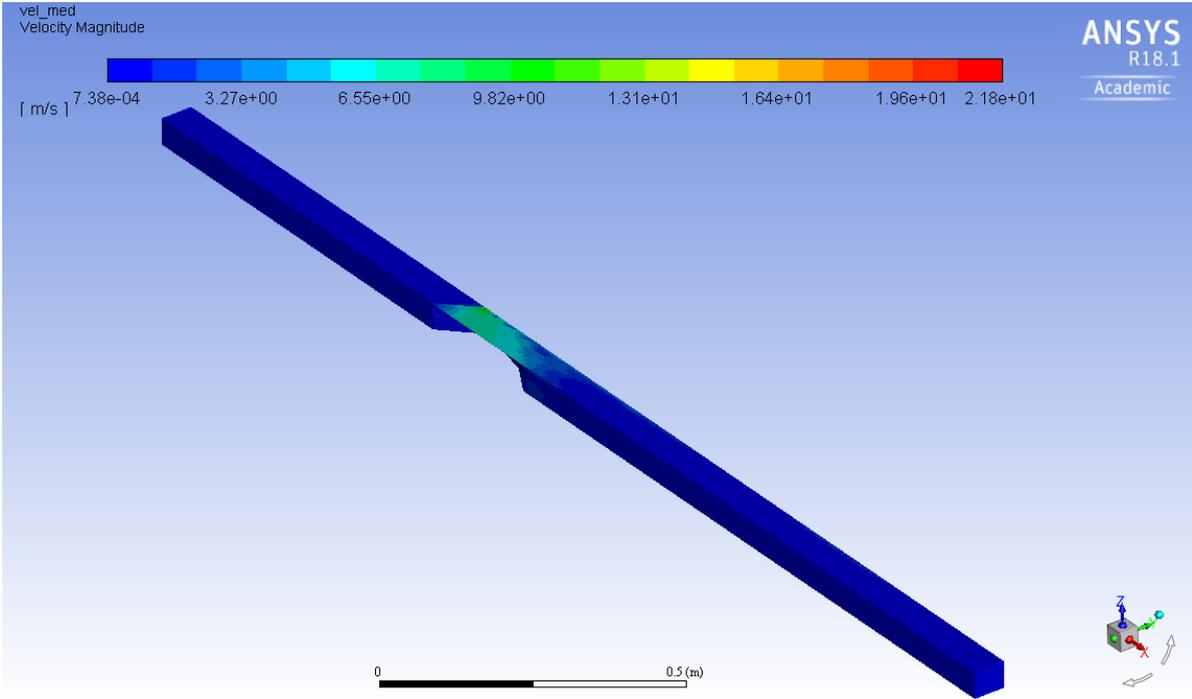


Figura 6.2.3: Contour della velocità media in tutto il dominio.

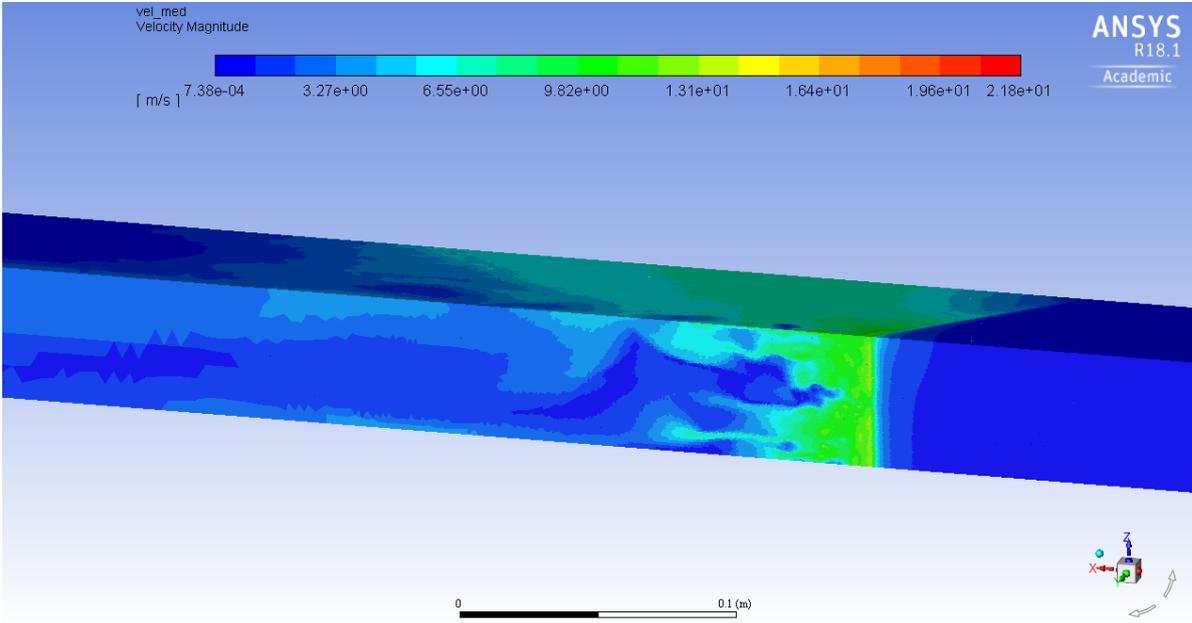
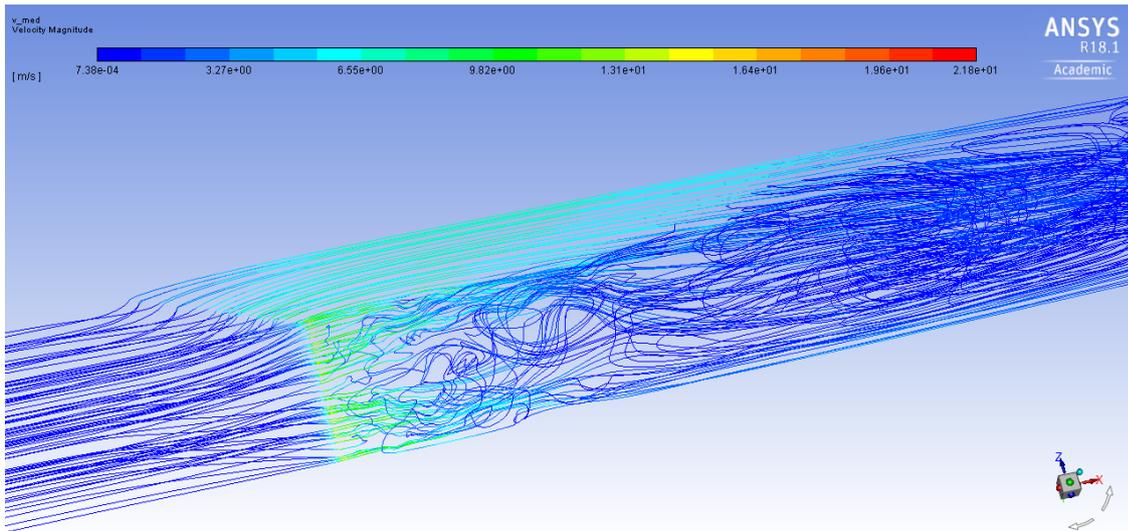
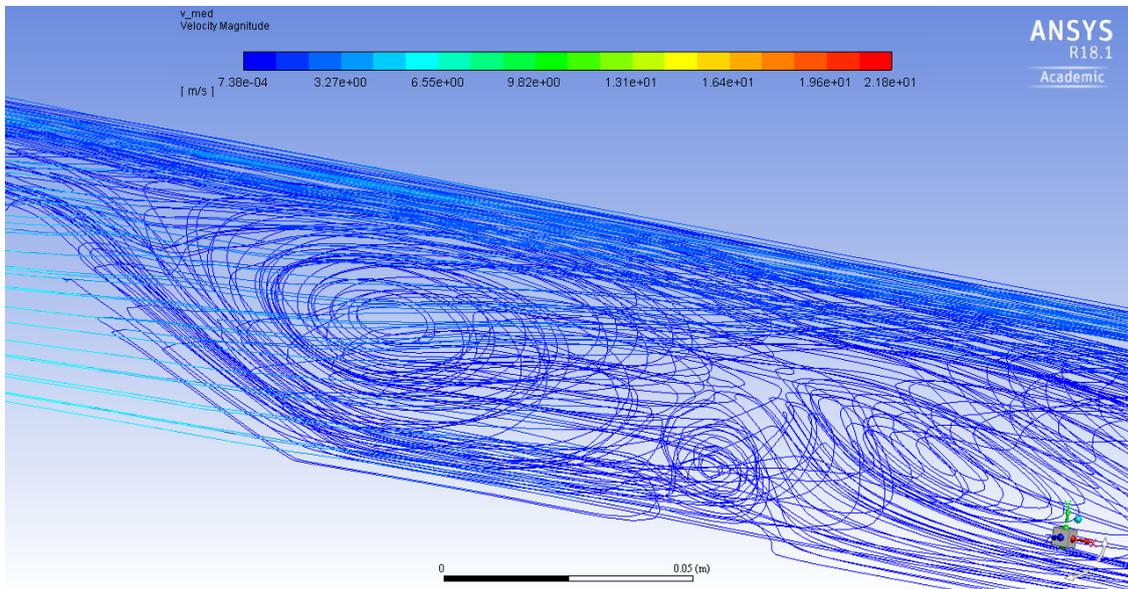
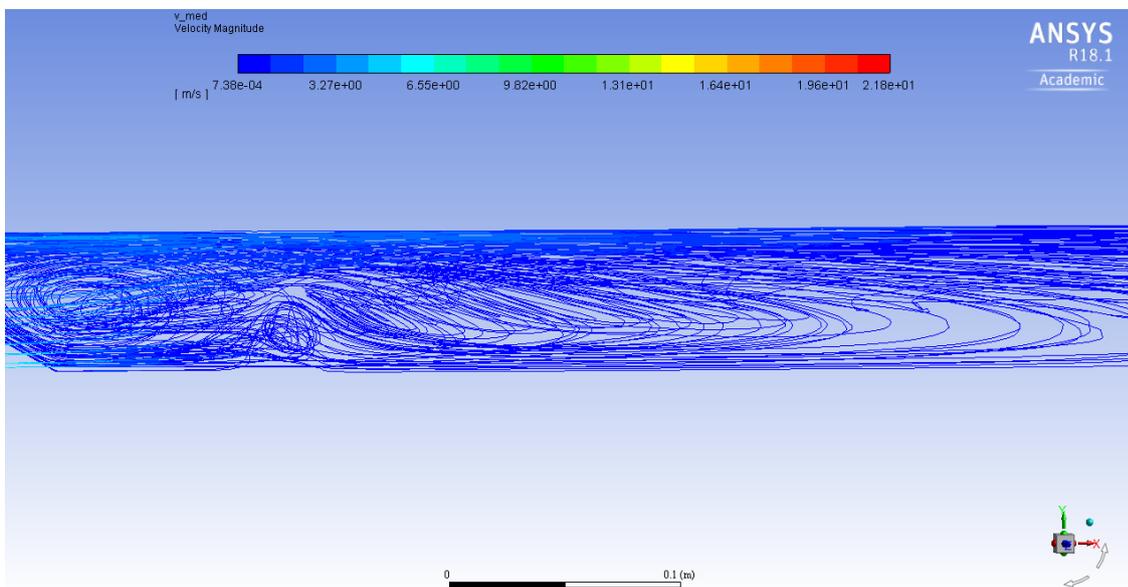


Figura 6.2.4: Contour della velocità media sul piano xz.

(a) *Instabilità a valle del restringimento.*(b) *Vortici a valle della pala.*(c) *Vortici a valle della pala.*Figura 6.2.5: *Pathlines* in corrispondenza e a valle della pala.

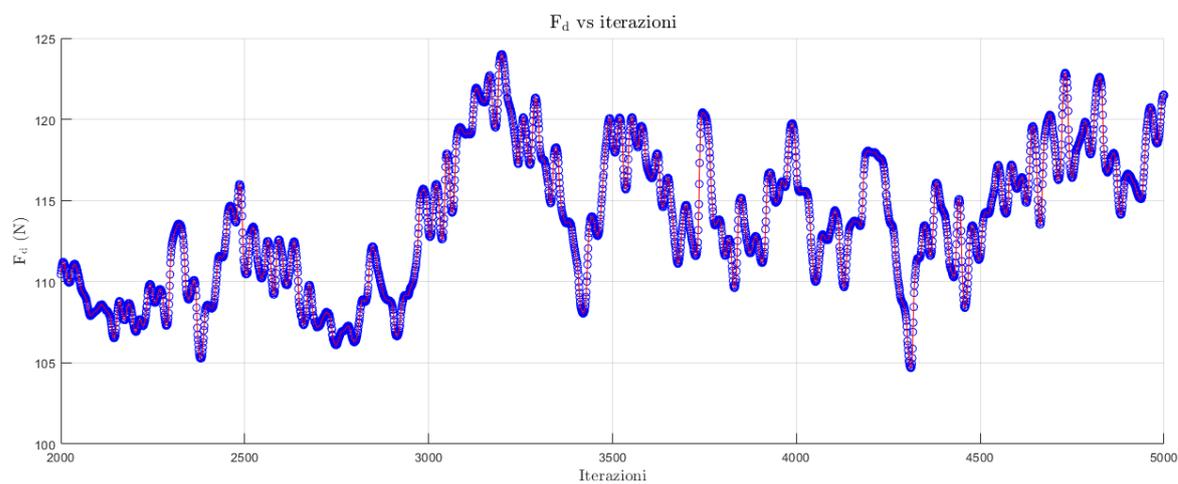


Figura 6.2.6: Andamento della forza di *drag* con le iterazioni.

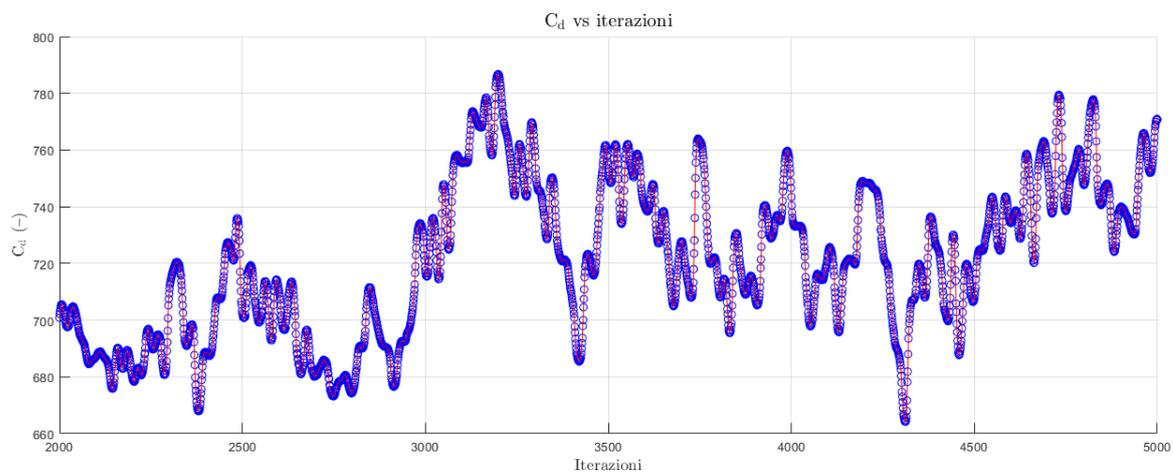


Figura 6.2.7: Andamento del coefficiente di *drag* con le iterazioni.

vando l'andamento delle grandezze con le iterazioni, si è notato che il solutore ha impiegato un certo numero di iterazioni per stabilizzare la soluzione, è stato deciso di scartare i primi 2000 dati e calcolare la media sui restanti 3000. In questo modo, la forza di *drag* media è risultata di 113,71 N e il coefficiente medio di 720,12.

Caso 2: simulazione transitoria senza attrito

Introducendo la dipendenza dal tempo è necessario definire il passo temporale per l'integrazione delle PDE; per fare ciò è stata usata la condizione di Courant-Friedrichs-Lewy (CFL), per cui:

$$C = \frac{u\Delta t}{\Delta x} \leq C_{max} \quad (6.2.4)$$

dove u è la velocità del fenomeno (ad esempio della corrente), Δt è il passo temporale che si vuole determinare e Δx è la dimensione della cella più piccola (anche se in realtà, in questa forma la (6.2.4) è valida per il caso monodimensionale); C_{max} assume il valore 1 se il metodo d'integrazione è esplicito e 2 se implicito. Tale condizione "assicura che la velocità di propagazione dell'informazione relativa allo schema numerico non sia inferiore alla velocità di propagazione propria del modello" [32].

Si è scelto di usare il metodo di default definito da *Fluent*, che è implicito; dunque per $C_{max}=2$, $u = 0,33$ m/s e $\Delta x = 2,5 \cdot 10^{-4}$ m, Δt è risultato di 0,0015 s.

Una volta calcolato il Δt (*time step*), è stato determinato il numero di *time step* utile a simulare il flusso per il tempo t necessario a raggiungere il corpo di valle; questo è pari a circa 3,8 s (semplicemente il rapporto tra la distanza tra *inlet* e corpo di valle, 1,25 m, e la velocità del flusso, 0,33 m/s) e dunque il numero di *time step* è dato da $n = \frac{t}{\Delta t} = \frac{3,8s}{0,0015s} \simeq 2500$. Per ogni *time step* è stato imposto di eseguire 10 iterazioni.

Il *time step* può essere fisso (*fixed*) per tutta la durata della simulazione, oppure variabile (*adaptive*) entro un certo intervallo definito dall'utilizzatore (cioè il solutore adatta il valore del *time step* con le iterazioni in base ai limiti imposti dall'utente). Una buona pratica è eseguire un certo numero di iterazioni con un Δt fisso e le successive con quello adattabile; pertanto sono stati effettuati 800 *time step* con Δt fisso e i successivi con Δt variabile, con limite inferiore pari a 0,0001 s e superiore pari a 0,01 s.

Le condizioni al contorno definite sono le seguenti:

- *inlet*: $v=0,33$ m/s;
- *outlet*: *pressure outlet*;
- *wall*: *specified shear*=0 Pa.

Alla fine della simulazione, sui valori ottenuti è stata effettuata una semplice media aritmetica, poiché il Δt usato dal solutore è stato per tutte le iterazioni lo

stesso (pari al limite inferiore impostato); la F_d è risultata di 127,71 N, mentre il C_d di 808,77.

Poiché la differenza tra i risultati ottenuti nei casi stazionario e transitorio di circa il 12% è stata ritenuta accettabile, è stato deciso di eseguire tutte le simulazioni in forma stazionaria, al fine di ridurre il tempo computazionale.

Caso 3: simulazione stazionaria con attrito

Poiché la pala è riconducibile a un corpo tozzo (*bluff body*), si può supporre che il contributo maggiore alla forza di *drag* sia dato dalle pressioni, mentre la viscosità abbia un ruolo marginale. Al fine di verificare questa ipotesi è stata eseguita una simulazione applicando la *no-slip condition* sulle pareti della pala, considerando quest'ultima liscia (cioè con scabrezza nulla).

Le condizioni al contorno usate sono le seguenti:

- *inlet*: $v=0,33$ m/s;
- *outlet*: *pressure outlet*;
- *wall*: *no-slip condition*.

La forza media è risultata pari a 121,58 N, mentre il coefficiente medio pari a 771,35; le differenze nella forza e nel coefficiente di *drag* con il caso senza attrito sono risultate del 7% circa, pertanto si è scelto di eseguire tutte le simulazioni in assenza di attrito con la parete.

6.2.2 Potenze dissipate

Le simulazioni eseguite al fine di ricavare le potenze dissipate sono state realizzate quindi in forma stazionaria e in assenza di attrito, dato che le differenze riscontrate nei casi transitorio e con attrito (rispettivamente del 12% e del 7%) sono state ritenute accettabili.

Poiché nel dominio simulato la larghezza della strozzatura è stata mantenuta costante (come illustrato nel paragrafo 6.1.2), sono state effettuate due simulazioni con velocità di *inlet* pari rispettivamente alla velocità alla base (0,33 m/s) e alla cima della pala (0,42 m/s) per il caso $r_{int}=20$ cm, per tenere conto della variazione di velocità dovuta alla rotazione: in questo modo la potenza dissipata reale è compresa tra il valore derivante dalla velocità alla base e quello in cima alla pala. Dato che per la ruota con raggio interno pari a 35 cm la velocità massima è minore di quella con raggio 20 cm, la potenza dissipata è sicuramente compresa nell'intervallo ricavato per quest'ultimo caso.

Le potenze risultanti, calcolate con le (6.2.1) e (6.2.2), sono riportate nella tabella 6.2.1, in cui si può notare come l'approccio che sfrutta le differenze di pressione sia il più conservativo.

Tabella 6.2.1: Valori delle potenze dissipate calcolate con i due approcci.

v (m/s)	F_d (N)	$F_d+19\%$ (N)	P_{tot, F_d} (W)	Δp (Pa)	$\Delta p +19\%$ (Pa)	$P_{tot, \Delta p}$ (W)
0,33	113,71	135,31	89,31	38 252,47	45 520,44	90,13
0,42	181,61	216,12	181,54	61 084,76	72 690,86	183,18

Tabella 6.2.2: Confronto tra i valori di potenza ricavati con i tre approcci.

Approccio (-)	P (W)
Drag	181,54
Δp	183,18
Borda ($r_{int}=20$ cm)	186,80

Confronto con le formule empiriche

Ricordando la (4.2.5) e la (4.2.12), la potenza dissipata risulta di circa 178,3 W per il caso $r_{int}=35$ cm e di circa 186,8 W per il caso $r_{int}=20$ cm; poiché tali valori superano quelli ricavati con le simulazioni sono quelli più conservativi e, pertanto, quelli validi per la realizzazione del dispositivo. Nella tabella 6.2.2 sono riportati i risultati ottenuti con i tre approcci.

6.2.3 C_d vs Re

Non sapendo quali siano le effettive velocità relative tra la pala e l'acqua, sono state eseguite delle simulazioni con velocità in ingresso variabili nell'intervallo 0,1-1 m/s, al fine di valutare l'andamento del coefficiente di drag C_d con il numero di Reynolds. Nella tabella 6.2.3 sono riportati i valori dei C_d ricavati dalle simulazioni.

Come si può osservare nel grafico di figura ??, nell'intervallo di velocità scelto, il C_d varia tra 686 e 720 circa (variazione massima del 6%), senza un trend ricono-

Tabella 6.2.3: Valori dei C_d al variare del numero di Reynolds.

d (m)	v (m/s)	ν (m ² /s)	Re (-)	C_d (-)
0,06	0,1	0,000 001	6000	686,20
0,06	0,33	0,000 001	19 800	720,12
0,06	0,42	0,000 001	25 200	711,31
0,06	0,5	0,000 001	30 000	711,00
0,06	0,75	0,000 001	45 000	710,20
0,06	1	0,000 001	60 000	694,60

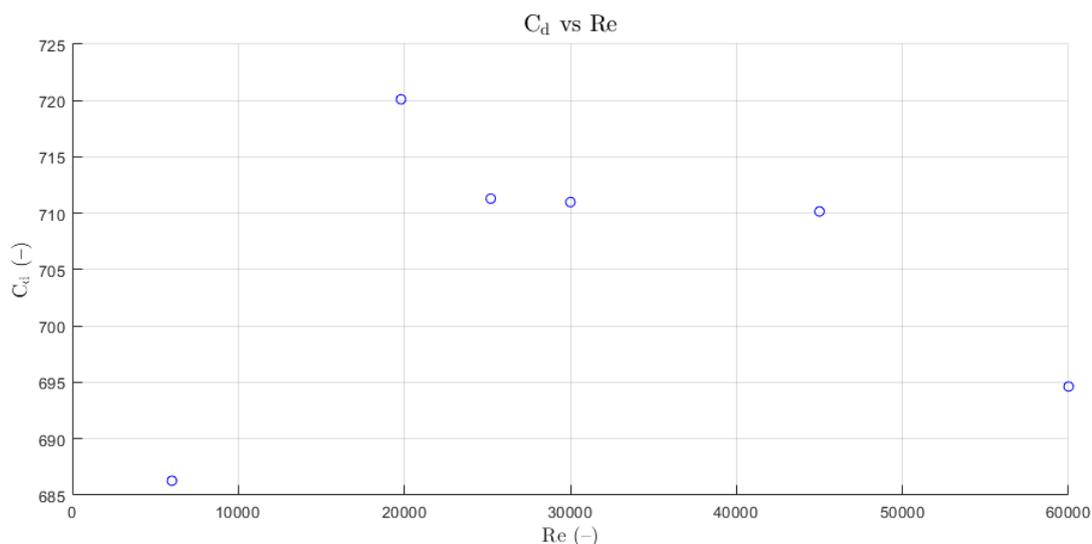


Figura 6.2.8: Andamento del coefficiente di *drag* con il numero di Reynolds.

scibile; pertanto il coefficiente di *drag* può essere ritenuto costante, indicando che il moto è puramente turbolento e quindi gli effetti della viscosità sono effettivamente trascurabili [12].

6.3 RIEPILOGO

In questo capitolo sono state illustrate le simulazioni numeriche eseguite per verificare le ipotesi di progetto adottate nel capitolo 4. Nella prima parte sono state descritte le fasi operative seguite per realizzare le simulazioni; nella seconda parte sono stati riportati i risultati delle simulazioni, riguardanti le potenze dissipate (che sono state confrontate con quelle ricavate dalle relazioni empiriche) e la dipendenza delle resistenze fluidodinamiche dal numero di Reynolds.

7 | CONCLUSIONI E SVILUPPI FUTURI

Nel 2010, l'Assemblea Generale delle Nazioni Unite ha riconosciuto l'accesso ad acqua sicura da bere e adeguata igiene domestica come un diritto dell'uomo. Tuttavia, nel 2015 solo il 39% della popolazione mondiale (2,9 miliardi di persone) aveva accesso a impianti igienici sicuri, come gabinetti e latrine collegati a sistemi di smaltimento dei reflui, mentre 2,3 miliardi di persone non disponevano di tali servizi fondamentali [46].

Ogni anno, nei Paesi a medio e basso reddito, le cosiddette *malattie diarroiche* (causate da differenti microorganismi patogeni) sono responsabili di 280 000 decessi [46], la maggior parte dei quali tra i bambini al di sotto dei cinque anni [8]. In tali regioni del mondo, infatti, la contaminazione fecale dell'acqua è molto frequente per l'assenza di infrastrutture igienico-sanitarie e la mancanza di risorse necessarie per i normali trattamenti di disinfezione rende il consumo di acqua molto pericoloso per la salute umana [7].

Lo scopo di questa tesi era la progettazione di un dispositivo per la disinfezione a basso costo dell'acqua attraverso la cavitazione idrodinamica, che crea delle condizioni estreme nel fluido a cui i microorganismi patogeni non sopravvivono. Nello specifico, il dispositivo è stato pensato come una ruota collegata a una bicicletta e contenente al suo interno una pala sagomata la quale, azionata dalla pedalata, produce la cavitazione.

Facendo riferimento agli obiettivi dichiarati all'inizio di questo lavoro di tesi:

1. Per quanto riguarda il progetto di massima, questo è stato realizzato sulla base di studi pregressi sulla cavitazione idrodinamica, i quali hanno dimostrato l'efficacia dei venturimetri nella generazione del fenomeno; pertanto la sagoma della pala, ispirata a una geometria già esistente, è stata scelta in modo che, accostata alle pareti interne della ruota, formi un tratto convergente seguito da uno divergente.

Poiché l'azionamento della pala è affidato a una bicicletta, è stato necessario determinare la massima velocità angolare ottenibile con una trasmissione commerciale e una certa cadenza di pedalata; sulla base di questa velocità e dell'intensità di cavitazione (descritta dal numero adimensionale σ) sono state ricavate le dimensioni della ruota (cioè il suo spessore e la larghezza del restringimento in cui far avvenire la cavitazione).

2. Vista la variazione di geometria nel flusso, attraverso delle relazioni empiriche sono state stimate le perdite di carico nell'espansione, le quali generano delle dissipazioni che devono essere compensate dalla potenza erogata da un

ciclista amatoriale; poiché è presente una rotazione rigida (quella della pala), le dissipazioni sono state determinate per un profilo di velocità che aumenta linearmente con il raggio della ruota. Assumendo una potenza massima a disposizione di 200 W, è stato scartato un profilo dritto della pala (cioè con larghezza del restringimento costante), il quale dava origine a dissipazioni troppo elevate, in favore di uno rastremato, in cui la larghezza della strozzatura aumenta con il raggio, permettendo di mantenere la velocità nel restringimento costante (e di conseguenza anche l'intensità di cavitazione). Per contenere ulteriormente le dissipazioni è stato inserito un tamburo interno; con questa configurazione finale, è stato ricavato il raggio esterno della ruota, dalla cui differenza con il raggio del tamburo interno deriva l'altezza della pala.

3. Al fine di validare le ipotesi di progetto, sono state eseguite delle simulazioni numeriche di CFD (fluidodinamica computazionale) su un dominio fluido semplificato rispetto a quello reale, grazie alle quali sono state determinate le dissipazioni da confrontare con quelle ricavate dalle relazioni empiriche. Da questo confronto è risultato che le ipotesi di progetto sono conservative rispetto agli esiti delle simulazioni numeriche e quindi sono da considerarsi valide per un'eventuale costruzione del dispositivo.

Sulla base dei risultati ottenuti si può quindi affermare che il dispositivo progettato, rispettando il limite di potenza assunto, potrebbe costituire una tecnologia alternativa per la disinfezione dell'acqua da usare nei Paesi in via di sviluppo; tuttavia, la geometria ricavata potrebbe limitare l'efficacia del dispositivo e rendere complicata la sua costruzione in assenza di strumenti di precisione. Per questi motivi gli studi futuri devono essere volti all'ottimizzazione della geometria della pala e alla realizzazione di un prototipo, al fine di verificare la fattibilità del progetto e il reale funzionamento del dispositivo.



SCRIPT MATLAB

A.1 PALA NON RASTREMATA

```
1 function [ncav,Pw,delta_h] = nc(sig,P_valle,s,L,T0,R,csi,N)
   % funzione che ricava sigma al variare di r
2
3 % INPUT
4
5 % sigma = n cavitazione in cima alla pala;
6 % vol = 20 l;
7 % P_valle = P atmosferica;
8 % s = larghezza strozzatura;
9 % L = larghezza ruota;
10 % T0 = temperatura acqua;
11 % R = raggio della ruota;
12
13 % OUTPUT
14
15 % ncav = numero di cavitazione al variare di r;
16 % Pw = potenza lungo r;
17 % delta_h = perdita di carico lungo r;
18
19
20 %% costati
21
22 P_vap = @(T) 100*exp(53.67957-6743.69./(T+273.16)-4.8451.*
   log(T+273.16)); % [Pa]
23
24 rho = 1000; % rho = densità dell'acqua [kg/m^3];
25
26
27 %% calcoli
28
29 v_str = ((P_valle-P_vap(T0))/(0.5*rho*sig))^0.5; % velocità
   nella strozzatura in cima
30
31 v_0 = v_str*s/L*2; % velocità media in cima
```

```

32
33 w = v_0/R;    % velocità angolare per ottenere sigma in cima
34
35 r = linspace(R,0.05,N); % discretizzazione raggio da R al
    centro
36
37 v = w.*r;     %velocità che varia lungo il raggio
38
39 v_s2 = v.*L./(2*s); % velocità nella strozzatura lungo
    il raggio
40
41 ncav = ((P_valle-P_vap(T0))./(0.5*rho.*v_s2.^2)); % numero
    cavitazione che varia con r
42
43 delta_h = csi*((v_s2-v).^2)./(2*9.81); % perdita di carico
44
45 dr = ((R-0.05)/(N-1)); % discretizzazione
    raggio
46
47 Pw = (delta_h.*rho.*9.81.*L.*v.*dr); % potenza lungo r

```

A.2 PALA RASTREMATA

```

1 function [P] = resist(sigma,vol,P_valle,s0,L,T0,csi,delta_r,
    r_int)
2 % resist = funzione che calcola la potenza che deve erogare
    il ciclista
3     %INPUT
4     % sigma = n. di cavitazione [-];
5     % vol = volume di acqua trattato [m^3];
6     % T = temperatura dell'acqua [°C];
7     % csi = coefficiente correttivo delle perdite di
    Borda [-];
8     % delta_r = ampiezza dell'intervallo di
    discretizzazione del
9     % raggio [m];
10
11
12     %OUTPUT
13     %Power = potenza dissipata durante la rotazione
    della pala e che

```

```

14                                     %deve essere erogata dal ciclista
15 %% Costanti
16 P_vap = @(T) 100*exp(53.67957-6743.69./(T+273.16) -4.8451.*
    log(T+273.16)); % [Pa]
17 rho = 1000;          % rho = densità dell'acqua [kg/m^3]
18
19 row = size(sigma,1);
20 col = size(sigma,2);
21 P = zeros(row,col);
22
23 %% Calcoli
24
25 for i = 1:row
26     for j = 1:col
27         v_str = ((P_valle-P_vap(T0))./(rho.*sigma(i,j)/2))
                .^0.5; % velocità nella strozzatura, costante
                lungo r;
28
29         v0 = v_str.*s0/L*2; % velocità dell'acqua per r=
                r_int;
30
31         omega = v0/r_int; % velocità angolare;
32
33         r_est = (vol(i,j)/pi/L+r_int^2).^0.5; % raggio del
                guscio
34
35         N = ceil ((r_est-r_int)/delta_r)+1;
36
37         dr = (r_est-r_int)/(N-1);
38
39         R = r_est-dr; % perché non devo considerare v(r_est)
40
41         r = linspace (r_int,R,N-1); % raggio discretizzato
42
43         v = omega*r; % velocità lungo il raggio;
44
45         delta_H = csi*(((v_str-v).^2)./(2*9.81)); % perdite
                di carico dovute all'allargamento;
46
47         P(i,j) = sum(delta_H.*rho*9.81*L.*v*dr); %potenza
                dissipata
48     end
49 end

```


RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI

- [1] Edward Alyanak et al. «Structural response and optimization of a supercavitating torpedo». In: *Finite Elements in Analysis and Design* 41 (2005), pp. 563–582.
- [2] Bengt Andersson et al. *Computational Fluid Dynamics for Engineer*. Cambridge University Press, 2011.
- [3] S. Arrojo, Y. Benito e A. Martínez Tarifa. «A parametrical study of disinfection with hydrodynamics cavitation». In: *Ultrasonics Sonochemistry* 15 (2008), pp. 903–908.
- [4] Peter Atkins e Loretta Jones. *Chimica generale*. Zanichelli, 1998.
- [5] Mandar Badve, Mihir Bhagar e Aniruddha Pandit. «Microbial disinfection of seawater using hydrodynamic cavitation». In: *Separation and Purification Technology* 151 (2015), pp. 31–38.
- [6] Mikhail Pavlovich Bulat e Pavel Victorovich Bulat. «Comparison of Turbulence Models in the Calculation of Supersonic Separated Flows». In: *World Applied Sciences Journal* 27.10 (2013), pp. 1263–1266.
- [8] João P. S. Cabral. «Water Microbiology. Bacterial Pathogens and Water». In: *International Journal of Environmental Research and Public Health* 7 (2010).
- [9] Jitendra Carpenter et al. «Hydrodynamic cavitation: an emerging technology for the intensification of various chemical and physical processes in a chemical process industry». In: *Reviews in Chemical Engineering* 33 (2016).
- [10] Frédéric Caupin e Eric Herbert. «Cavitation in water: a review». In: *C.R. Physique* 7 (2006), pp. 1000–1017.
- [12] Yonus A. Çengel e John M. Cimbala. *Meccanica dei fluidi-III edizione*. McGraw-Hill Education, 2015.
- [13] Duilio Citrini e Giorgio Nosedà. *Idraulica*. Casa Editrice Ambrosiana, 2000.
- [14] Maria Cristina Collivignarelli et al. «Overview of the Main Disinfection Processes for Wastewater and Drinking Water Treatment Plants». In: *sustainability* 10.86 (2017).
- [16] Matevž Dular e Martin Petkovšek. «On the mechanisms of cavitation erosion – Coupling high speed videos to damage patterns». In: *Experimental Thermal and Fluid Science* 68 (2015), pp. 359–370.

- [17] Matevž Dular et al. «Use of hydrodynamic cavitation in (waste)water treatment». In: *Ultrasonics Sonochemistry* 29 (2015), pp. 577–588.
- [18] Carlo Ferraresi e Terenziano Raparelli. *Meccanica applicata*. CLUT, 2007.
- [20] Corrado Gisonni e Willi H. Hager. *Idraulica dei sistemi fognari: Dalla teoria alla pratica*. Springer-Verlag Italia, 2012.
- [22] K. Hanjalić. *Closure Models for Incompressible Turbulent Flows*. 2004.
- [23] Ann Hyvärinen. «Investigation of blockage correction methods for full-scale wind tunnel testing of trucks». Master Thesis. KTH, Royal Institute of Technology, 2015.
- [24] I.E. Idel'chik. *HANDBOOK OF HYDRAULIC RESISTENCE-Coefficients of Local Resistance and of Friction*. Washington Hemisphere, Berlin Springer, 1986.
- [25] E.C. Maskell. «A theory of the Blockage Effects on Bluff Bodies and Stalled Wings in a Closed Wind Tunnel». In: *AERONAUTICAL RESEARCH COUNCIL-REPORTS AND MEMORANDA* 3400 (1965).
- [26] J. M. McDonough. *INTRODUCTORY LECTURES on TURBULENCE-Physics, Mathematics and Modeling*. 2007.
- [30] Guido P. Rubino. *LA BICICLETTA DA CORSA-Manutenzione-Meccanica-Elettronica-Materiali-Messa a punto*. HOEPLI, 2015.
- [31] Pavel Rudolf et al. «Characterization of the cavitating flow in converging-diverging nozzle based on experimental investigations». In: *EPJ Web of Conferences* 67 (2014).
- [32] Sandro Salsa, Federico M.G. Vegni e Anna Zaretti. *Invito alle equazioni a derivate parziali-Metodi, modelli e simulazioni*. Springer-Verlag, 2009.
- [33] Andrej Šarc, Oder Martina e Matevž Dular. «Can rapid pressure decrease induced by supercavitation efficiently eradicate *Legionella pneumophila* bacteria?» In: *Desalination and Water Treatment* (2014), pp. 1–11.
- [34] Subhash Shivram Sawant et al. «Effect of hydrodynamic cavitation on zooplankton: A tool for disinfection». In: *Biochemical Engineering journal* 42 (2008), pp. 320–328.
- [35] Fabio Sergio. *LA BICI PERFETTA come scegliere la bici più adatta*. Mondadori Xs, 2014.
- [42] Yifei Wang et al. «Disinfection of Bore well water with chlorine dioxide/sodium hypochlorite and hydrodynamic cavitation». In: *Environmental Technology* 36.4 (2015), pp. 479–486.
- [43] Leen van Wijngaarden. «Mechanics of collapsing cavitation bubbles». In: *Ultrasonics Sonochemistry* 29 (2016), pp. 524–527.

RISORSE ONLINE

- [7] *Burden of disease and cost-effectiveness estimates*. URL: http://web.archive.org/web/20140213190013/http://www.who.int/water_sanitation_health/diseases/burden/en/index.html.
- [11] *Cavitation*. URL: <https://www.britannica.com/science/cavitation>.
- [15] *Diagramma di stato dell'acqua*. URL: <http://antincendio-italia.it/acqua-questa-sconosciuta-pensieri-in-liberta-intorno%20-allacqua/>.
- [19] *Gain In-Depth Knowledge on Cavitation*. URL: <https://hevypumps.com/blog/tech-talk/gain-in-depth-knowledge-on-cavitation/21/68364>.
- [21] *Global Health Observatory (GHO) data-Mortality and burden of disease from water and sanitation*. URL: http://www.who.int/gho/phe/water_sanitation/burden/en/.
- [27] World Health Organization. *Guidelines for drinking-water quality-4th edition*. 2011. URL: http://apps.who.int/iris/bitstream/handle/10665/44584/9789241548151_eng.pdf?sequence=1.
- [28] *Piano di Allenamento per il Ciclismo: le Categorie dei Ciclisti*. URL: http://www.pianetaciclismo.com/categoria/training/allenamento_categorie_ciclisti/5.html.
- [29] *Potters for Peace*. URL: http://pottersforpeace.org/?page_id=8.
- [36] *Solvatten*. URL: <https://solvatten.org/what-is-solvatten/>.
- [37] *Ten low-cost ways to treat water*. URL: <http://www.who.int/en/news-room/fact-sheets/detail/sanitation>.
- [38] *Trasmissione della bicicletta*. URL: <https://cjalzumit.wordpress.com/2017/01/08/cambio-della-bicicletta-parte-1/>.
- [39] *Typhoid*. URL: <http://www.who.int/news-room/fact-sheets/detail/typhoid>.
- [40] *Vocabolario online Treccani*. URL: <http://www.treccani.it/vocabolario/oocisti/>.
- [41] *Vocabolario online Treccani*. URL: <http://www.treccani.it/vocabolario/elminti/>.
- [44] World Health Organization, 2017. *Fact Sheets The top 10 causes of death*. URL: <http://www.who.int/news-room/fact-sheets/detail/the-top-10-causes-of-death>.
- [45] World Health Organization, 2017. *Fact Sheets-Diarrhoeal disease*. URL: <http://www.who.int/news-room/fact-sheets/detail/diarrhoeal-disease>.
- [46] World Health Organization, 2018. *Sanitation Fact Sheet*. URL: <http://www.who.int/en/news-room/fact-sheets/detail/sanitation>.