POLITECNICO DI TORINO

Corso di laurea Magistrale in Ingegneria Energetica

"Progettazione e gestione di impianti energetici"



Analisi numerica di una turbina idraulica ad acqua fluente

Studente:

Matteo Campanelli

Relatori: Haikel Ben Hamed (Relatore Francia) Andrea Lanzini (Relatore Italia) Roberto Lombardi (Referente IKO Power)

INTRODUZIONE

Il presente lavoro di tesi si pone come obiettivo di analizzare le prestazioni energetica di una turbina ad acqua fluente basata sul principio della vite di Archimede. La tesi è stata sviluppata durante un periodo di studio ad Amiens (Francia) ed è il risultato della collaborazione tra Politecnico di Torino, l'UPJV (Université de Picardie Jules Verne), LTI (Laboratoire des Technologies Innovantes) e IKO Power, la Start-up che propone la tecnologia studiata. Il progetto si basa sulla produzione di una turbina basata sul principio della vite di Archimede (Coclea) stampata tramite fabbricazione additiva. L'obiettivo è quello di sviluppare una turbina "modulare" e assemblabile; dunque, di facile trasporto e installabile nel lungo di collocamento della turbina. Per via delle sue caratteristiche, l'intallazione di questi micro-impianti è proponibile sia in aree rurali e di difficile accesso, sia in aree urbane. IKO power pone nelle sue priorità raggiungere il mercato africano, oltre che europeo.

La prima parte del lavoro offre una panoramica dell'energia idroelettrica in Italia, in Francia e in Africa; successivamente vengono analizzate le turbine usate nell'ambito della microgenerazione di idroelettrico. La tesi prosegue con un'introduzione del progetto IKO Power e della tecnologia suddetta.

La seconda parte della tesi si concentra sull'analisi tecnica della turbina. In primo luogo, vengono spiegati i modelli matematici utilizzati. I modelli introdotti si basano sugli studi di Lubitz e Dellinger. Successivamente si illustrano i risultati ottenuti, le problematiche incontrate e le possibilità di miglioramento del lavoro fatto.

Indice

TRANSIZIONE ENERGETICA E STRATEGIE	10
ENERGIA IDROELETTRICA	14
IDROELETRICO NEL MONDO	20
IDROELETTRICO IN ITALIA, FRANCIA E AFRICA Italia	26
FranciaAfrica	31 34
MINI IDROELETTRICO	36
TECNOLOGIE CHE SVILUPPANO IL MINI IDROELETTRICO	 40
Hydrostatic pressure machine	41 42
Turbina VHL (Very Low Head)	42
PRINCIPIO DI FUNZIONAMENTO DI UNA COCLE DI ARCHIMEDE	44
PROGETTO IKO POWER	47
MODELLI DI CALCOLO	50
POTENZA TEORICA E MECCANICA	50
MODELLO DI CALCOLO DI LUBITZ Modello matematico geometria della turbina	52
Modello di calcolo del volume Modello di calcolo della coppia	54 56
MODELLO DI CALCOLO DI DELLINGER Modello matematico geometria della turbina	57 57
Modello matematica del livello dell'acqua Modello di calcolo volume Modello matematico di calcolo connia	58 60
MODELLO DI CALCOLO DELLE PERDITE Perdita di potenza per attrito	66 67
Perdite meccaniche Perdite per impatto	69 70
RISULTATI	71
VALIDAZIONE MATEMATICA DEI MODELLI DI CALCOLO DI LUBITZ E DELLUNGER	71
Validazione del modello di calcolo di Lubitz	71
Validazione modello di calcolo di Dellinger	74
OTTIMIZZAZIONE DELLA GEOMETRIA DELLA TURBINA	77

RENDIMENTO	80
POTENZA	87
MODELLI A CONFRONTO	88
CONCLUSIONI	
BIBLIOGRAFIA	
SITOGRAFIA	
ALLEGATO A	
ALLEGATO B	
ALLEGATO C	
ALLEGATO D	102
ALLEGATO E	104

Indice delle figure

Figura 1 Andamento della temperatura media e delle emissioni di CO2 (Fonte: IPCC) 1	0
Figura 2 Andamento della temperatura media (Fonte:IPCC)1	1
Figura 3 Tipico impianto idroelettrico1	5
Figura 4 Dominio di utilizzo di diverse turbine idrauliche	6
Figura 5 Distribuzione di potenza produzione idroelettrica nel mondo (Fonte: IHA) 2	0
Figura 6 Andamento generazione idroelettrica nel mondo (Fonte: IRENA)	1
Figura 7 Andamento capacità idroelettrica nel mondo (Fonte: IRENA)2	1
Figura 8 Andamento generazione elettrica da fonti rinnovabili (Fonte: IRENA)	2
Figura 9 Incremento capacità idroelettrica nel mondo per Nazione/Regione (Fonte: IEA	.)
	2
Figura 10 Incremento occupazione per tecnologia rinnovabile (Fonte: IRENA)2	3
Figura 11 Andamento degli investimenti annuali nelle tecnologie rinnovabili2	4
Figura 12 Stato dell'arte delle installazioni idroelettriche nel mondo (Fonte: IHA) 2	5
Figura 13 Generazione elettrica da fonti rinnovabili in Italia nel 20202	6
Figura 14 Potenza elettrica da fonti rinnovabili in Italia nel 2020	7
Figura 15 Tipologia di Impianti idroelettrici in Italia (Fonte: GME)2	8
Figura 16 Andamento potenza elettrica generata da fonti rinnovabili in Italia2	9
Figura 17 Andamento generazione di energia elettrica da fonti rinnovabili in Italia	
(Fonte: IRENA)	9
Figura 18 Andamento potenza elettrica da Idroelettrico in Italia (Fonte: IRENA) 3	0
Figura 19 Andamento energia elettrica da idroelettrico in Italia (Fonte: IRERA)	0
Figura 20 generazione elettrica da fonti rinnovabili in Francia nel 2020. (Fonte: IRERA	.)
	1
Figura 21 Potenza elettrica da fonti rinnovabili in Francia nel 2020. (Fonte: IRERA) 3	2
Figura 22 Andamento energia elettrica prodotta da idroelettrico in Francia (Fonte:	
IRERA)	3
Figura 23 Andamento della potenza idroelettrica installata in Francia (Fonte: IRERA) 3	3
Figura 24 Andamento generazione energia elettrica divisa per fonti (Fonte: IEA) 3	4
Figura 25 Elenco nazioni africane per installazione di potenza da idroelettrico	5
Figura 26 Mappa Africa con indicazioni di potenza da idroelettrico	5
Figura 27 Classificazione impianti idroelettrici per potenza (Lubitz)	6
Figura 28 Panoramica di potenza installata e potenza potenziale di micro-idroelettrico	
(Fonte: WSHPDR)	7
Figura 29 Potenza di micro idroelettrico installata tra il 2016 e 2019(Fonte: WSHPDR)	
	8
Figura 30 Potenza di micro idroelettrico installato per regioni(Fonte: WSHPDR) 3	8
Figura 31 Tre configurazioni di ruota idraulica	0
Figura 32 Hydrostatic pressure machine[22]4	1
Figura 33 Turbina Francis e Kaplan(6)	2
Figura 34 Turbina VHL 4	3

Figura 35 Classificazioni di turbine utilizzate nel micro-idroelettrico [11]	.3
Figura 36 Turbina a vite d'Archimede	-5
Figura 37 Impianto idroelettrico a vite idraulica	6
Figura 38 Turbina IKO	7
Figura 39 Modulo turbina IKO 4	.7
Figura 40 Laboratorio di stampaggio dei moduli della turbina (UPJV Amiens)	8
Figura 41 Stampaggio modulo della turbina	9
Figura 42 Caratteristiche fluidodinamiche di una vite idraulica (Fonte: Dellinger) 5	0
Figura 43 Modello geometrico di una vite idraulica (Fonte: Lubitz) 5	2
Figura 44 Modello delle coordinate del sistema (Fonte: Lubitz)5	3
Figura 45 Variabili di riempimento e livello d'acqua (Fonte:Lubitz)5	4
Figura 46 Protezione piana del profilo di una vite d'Archimede con indicazione in grigie	0
del volume d'acqua5	7
Figura 47 Rappresentazione delle diverse superfici e dei punti di intersezione necessarie	0
per il calcolo del volume di un bucket	0
Figura 48 Rappresentazione di una vite d'Archimede con i diversi parametri necessari a	1
calcolo della coppia	3
Figura 49 Volume di un bucket in funzione del fattore di riempimento e	
dell'inclinazione di una turbina7	2
Figura 50 Coppia di un bucket in funzione del fattore di riempimento e dell'inclinazione	e
di una turbina7	3
Figura 51 Volume di un bucket in funzione dell'angolo di inclinazione e del numero di	
7	
pare	'4
Figura 52 Coppia di un bucket in funzione dell'angolo di inclinazione e del numero di	'4
Figura 52 Coppia di un bucket in funzione dell'angolo di inclinazione e del numero di pale	'4 '5
Figura 52 Coppia di un bucket in funzione dell'angolo di inclinazione e del numero di pale	'4 '5 i
Figura 52 Coppia di un bucket in funzione dell'angolo di inclinazione e del numero di pale	'4 '5 i 7
Figura 52 Coppia di un bucket in funzione dell'angolo di inclinazione e del numero di pale	'4 i '7 '8
Figura 52 Coppia di un bucket in funzione dell'angolo di inclinazione e del numero di pale	'4 i '7
Figura 52 Coppia di un bucket in funzione dell'angolo di inclinazione e del numero di pale	'4 '5 i '7 '8
Figura 52 Coppia di un bucket in funzione dell'angolo di inclinazione e del numero di pale	'4 '5 i '7 '8 1
Figura 52 Coppia di un bucket in funzione dell'angolo di inclinazione e del numero di pale	24 175 177 18 1
Figura 52 Coppia di un bucket in funzione dell'angolo di inclinazione e del numero di pale	4 5 7 8 1 1 2
Figura 52 Coppia di un bucket in funzione dell'angolo di inclinazione e del numero di pale	4 5 7 8 1 2 3
Figura 52 Coppia di un bucket in funzione dell'angolo di inclinazione e del numero di pale	4 5 7 8 1 2 3 4
Figura 52 Coppia di un bucket in funzione dell'angolo di inclinazione e del numero di pale	4 5 i 7 8 1 2 3 4 5
Figura 52 Coppia di un bucket in funzione dell'angolo di inclinazione e del numero di pale	4 5 i 7 8 1 1 2 3 4 5 5
Figura 52 Coppia di un bucket in funzione dell'angolo di inclinazione e del numero di pale	4 5 i 78 1 1234556
Figura 52 Coppia di un bucket in funzione dell'angolo di inclinazione e del numero di pale	4 5 i 7 8 1 1 2 3 4 5 5 6 7
Figura 52 Coppia di un bucket in funzione dell'angolo di inclinazione e del numero di pale	4 5 i 7 8 1 12345567

TRANSIZIONE ENERGETICA E STRATEGIE

Con il termine transizione energetica si intende il passaggio verso economie sostenibili, attraverso l'uso di energie rinnovabili, e l'adozione di tecniche di risparmio energetico e di sviluppo sostenibile. (1) La transizione energetica è necessaria per salvare il nostro Pianeta dagli effetti del cambiamento climatico. Per "cambiamenti climatici" si intendono i cambiamenti a lungo termine delle temperature e dei modelli meteorologici. Le attività umane sono state il fattore principale all'origine dei cambiamenti climatici. (2) La domanda di energia e servizi, per soddisfare lo sviluppo sociale ed economico e migliorare il benessere e salute dell'uomo, è in aumento. Tutte le società richiedono servizi energetici per soddisfare i bisogni umani di base (ad es. illuminazione, cucina, comfort degli spazi, mobilità e comunicazione) e al servizio dei processi produttivi. Dal 1850 circa, l'uso globale di combustibili fossili (carbone, petrolio e gas) è aumentato fino a dominare l'approvvigionamento energetico, portando a una rapida crescita delle emissioni di anidride carbonica (CO2). [1]

Cumulative emissions of CO₂ and future non-CO₂ radiative forcing determine the probability of limiting warming to 1.5°C



 a) Observed global temperature change and modeled responses to stylized anthropogenic emission and forcing pathways

Figura 1 Andamento della temperatura media e delle emissioni di CO2 (Fonte: IPCC)

Il biossido di carbonio è uno tra gli esempi di gas serra (Greenhouse gas - GHG) che provocano i cambiamenti climatici ed è anche un indicatore dell'attività antropologica che ha determinato un innalzamento delle temperature medie del pianeta. Dopo le prime evidenze scientifiche le Nazioni Unite hanno istituito l'IPCC. L' Intergovernmental Panel on Climate Change (IPCC) è il principale organismo internazionale per la valutazione dei cambiamenti climatici. E' stato istituito allo scopo di fornire al mondo una visione chiara e scientificamente fondata dello stato attuale delle conoscenze sui cambiamenti cimatici e sui loro potenziali impatti ambientali e socioeconomici. (3)

Le emissioni continuano a crescere e le concentrazioni di CO2 sono aumentate a oltre 390 ppm, il 39% al di sopra dei livelli preindustriali, entro la fine del 2010. Nel 2015 sono state raggiunte 400 ppm. La temperatura media del pianeta è aumentata di 1 °C rispetto ai livelli industriali. Il limite di +1,5 °C è la temperatura da non superare, per scongiurare le conseguenze più irreversibili della crisi climatica. Per contenere il riscaldamento globale entro la soglia dei +1,5 °C (ma anche entro quella dei + 2 °C), le emissioni globali dovrebbero raggiungere un picco entro il 2025 al massimo, per poi calare del 43% entro il 2030 e dell'84% entro il 2050.[1]



Figura 2 Andamento della temperatura media (Fonte:IPCC)

Tra le conseguenze principali, una riduzione del ghiaccio artico che non ha uguali negli ultimi 2 000 anni, il livello del mare è cresciuto a una velocità mai osservata negli ultimi 3 000 anni e l'acidificazione delle acque dei mari sta procedendo a ritmi mai visti negli ultimi 26 000 anni. Alcuni degli effetti dei cambiamenti climatici in atto sono irreversibili e proseguiranno per centinaia di anni.

L'interesse verso questo tema, in Europa soprattutto, è testimoniato dalle direttive che mirano a rendere più 'Green' e sostenibile il nostro pianeta; le previsioni suggeriscono come l'Europa potrebbe liberarsi del tutto dei combustibili fossili entro il 2050. Il Green Deal europeo è un pacchetto di iniziative strategiche che mira ad avviare l'UE sulla strada di una transizione verde, con l'obiettivo ultimo di raggiungere la neutralità climatica entro il 2050.

Il pacchetto di azioni che compongono il Green deal europeo si articola su una strategia ampia e dettagliata che coinvolge settori specifici e macroaree e richiede un approccio intersettoriale in cui tutti gli ambiti lavorano sinergicamente per raggiungere una transizione verde e inclusiva. Il primo obiettivo è stabilito per il 2030, anno in cui la riduzione delle emissioni di gas serra nell'Unione dovrà essere almeno del 55% rispetto ai livelli registrati nel 1990: si tratta di un obiettivo stabilito giuridicamente per cui, quella di raggiungere la neutralità climatica, non è solo un'intenzione politica ma un vero obbligo giuridico per l'intera Unione. Il regolamento prevede, infatti, che fino al 2050 il ritmo della riduzione delle emissioni sarà sistematico e cadenzato per garantire prevedibilità nel lungo tempo e una transizione verde efficiente ed equa che indirizzi verso la neutralità climatica.

Per far sì che ciò avvenga, la Commissione prevede di:

- investire in tecnologie che rispettano l'ambiente;
- promuovere l'impiego di energie rinnovabili per decabornizzare il settore energetico;
- ripristinare gli ecosistemi degradati e allargare sempre di più le aree terrestri e marine protette;
- ridurre l'uso dei pesticidi;
- favorire la sostenibilità della produzione alimentare;
- sostenere l'industria attraverso l'innovazione affinché sia motore di cambiamento e crescita;
- realizzare prodotti di uso comune con un minor impatto ambientale;
- incentivare una costruzione edilizia con prestazione energetica efficiente;
- introdurre forme di trasporto pulite ed economiche.

Il pacchetto, con le sue linee guida, si propone di revisionare la legislazione degli Stati membri in materia di clima, energia e trasporti per fare in modo che tutti possano allinearsi alla strategia europea per il raggiungimento degli obiettivi climatici. (4)

ENERGIA IDROELETTRICA

L'energia idroelettrica è stata utilizzata dall'umanità fin dall'antichità. I Greci furono i primi a sfruttare l'energia dell'acqua per azionare dei sistemi di macina per trasformare il grano in farina. Il primo impianto idroelettrico fu realizzato nel 1870 a Cragside, in Inghilterra, mentre nel 1880 a Grand Rapids, nel Michigan, inizia l'era del commercio dell'energia idroelettrica grazie ad una dinamo azionata da una turbina ad acqua fluente per fornire l'illuminazione di un teatro e di un negozio. Queste prime centrali idroelettriche avevano capacità ridotte standard odierni, ma hanno aperto la strada allo sviluppo della moderna industria idroelettrica. Gli schemi di energia idroelettrica variano in dimensioni da pochi watt per pico-idro a diversi GW o più per su larga scala progetti. I due più grandi progetti idroelettrici del mondo sono: la Diga di Itaipu da 14 GW in Brasile e la Diga delle tre Gole in Cina con 22,4 GW. Questi due progetti da soli producono da 80 a 100 TWh/anno. I grandi sistemi idroelettrici tendono ad essere collegati a reti centralizzate per garantire che ci sia sufficiente domanda per soddisfare la propria capacità di generazione. Le piccole centrali idroelettriche possono essere, e spesso sono, utilizzate in luoghi isolati e con sistemi off-grid o mini-grid. Nei sistemi off-grid, se non sono possibili grandi bacini idrici, a causa della variazione stagionale delle portate d'acqua è necessario combinare la generazione idroelettrica con altre fonti.[3] In linea generale, lo schema funzionale comprende un'opera di sbarramento una diga o una traversa - che intercetta il corso d'acqua, creando un invaso che può essere un serbatoio o un bacino idroelettrico. Attraverso opere di adduzione, canali e gallerie di derivazione, l'acqua viene convogliata in vasche di carico e, mediante condotte forzate, viene indirizzata verso le turbine idroelettriche, attraverso l'utilizzo di valvole di immissione (di sicurezza) e organi di regolazione della portata (distributori), a seconda della domanda di energia. L'acqua mette in azione le turbine, generando energia meccanica, e ne esce finendo in un canale di scarico, attraverso il quale viene restituita al corso d'acqua. Direttamente collegato alla turbina è montato il generatore elettrico rotante (alternatore), che trasforma in energia elettrica l'energia meccanica ricevuta dalla turbina. L'elettricità così ottenuta deve essere trasformata per poter essere trasmessa a grande distanza: prima di essere convogliata nelle linee di trasmissione, l'energia elettrica passa quindi attraverso il trasformatore, che abbassa l'intensità della corrente prodotta dal generatore elettrico rotante, elevandone però la tensione. Una volta giunta sul luogo d'impiego, prima di essere utilizzata, l'energia passa di nuovo in un trasformatore, che questa volta alza l'intensità di corrente ed abbassa la tensione, così da renderla adatta agli utilizzi industriali, commerciali o domestici. (5).



(Picture adapted from Hydropower News and Information (<u>http://www.alternative-energy-news.info/technology/hydro/</u>)

Figura 3 Tipico impianto idroelettrico

Il componente più importante in impianto idroelettrico è la turbina; per ogni progetto è necessario fare una analisi specifica per capire quale turbina sia più efficiente e prestante. I parametri principali nella scelta di una turbina sono il salto e la portata. Negli impianti idroelettrici tradizionali è possibile dividere le turbine idrauliche in 3 categorie: *turbine a basso* salto, sono le turbine che operano con un salto minore di 45m (se il salto è minore di 3 metri si parla di micro-impianti che verranno affrontati successivamente) un esempio di turbine a basso salto è la Kaplan; *turbine a medio salto*, sono le turbine che operano con salti maggiori di 250m come la Pelton.



Figura 4 Dominio di utilizzo di diverse turbine idrauliche

Questa divisione è una semplificazione al fine di comprendere le diverse caratteristiche di un impianto idroelettrico, in realtà la scelta di una turbina prevede l'analisi di altri parametri come la velocità di rotazione e la frequenza di produzione di energia; generalmente la scelta di una turbina e della geometria ottimale passa per l'analisi del numero di giro caratteristico.

Una prima distinzione tra gli impianti idroelettrici può essere fatta in funzione della loro conformazione, identificando le seguenti tipologie:

- Impianti a bacino o serbatoio;
- Impianti a pompaggio;
 - Pompaggio di gronda;
 - Pompaggio puro o misto;
- Impianti ad acqua fluente;
- Impianti inseriti in condotta idrica.

Gli impianti idroelettrici a bacino o serbatoio sfruttano il dislivello esistente tra un lago artificiale con afflusso naturale e una centrale posta più a valle. L'acqua scorre attraverso condotte forzate o gallerie, passando per un pozzo piezometrico in modo da evitare gli effetti disastrosi derivanti dal colpo di ariete, per giungere fino alle turbine situate nella centrale idroelettrica. Tali centrali vengono impiegate per coprire i fabbisogni energetici nei periodi di punta, compatibilmente con la disponibilità idrica e, più specificatamente, in funzione del rapporto tra portata nominale della turbina e portata media affluente nel bacino. Per definizione l'energia elettrica si deve produrre contemporaneamente al suo utilizzo dal momento che non è possibile conservarla, per cui il fabbisogno altalenante viene compensato collegando, scollegando e modulando l'energia proveniente da questo tipo di centrali. Questa tipologia di impianto è in grado di sviluppare potenze superiori ai 1000 MW, tuttavia, le imponenti opere civili necessarie per la messa in funzione causano generalmente un forte impatto ambientale.

Gli impianti idroelettrici a pompaggio, invece, convogliano l'acqua in un bacino, solitamente artificiale, posto a monte della centrale. Di norma la fase di pompaggio avviene nelle ore notturne, in modo da poter sfruttare momenti in cui la richiesta energetica è inferiore, e convertire l'energia elettrica, prodotta in eccesso, sotto forma di energia potenziale idrica. Nel momento in cui aumenta il fabbisogno energetico, solitamente durante le ore diurne, l'acqua torna a fluire dal bacino artificiale alle turbine della centrale idroelettrica generando energia elettrica. Dagli impianti a pompaggio ne deriva un vantaggio in termini di dispacciabilità e un guadagno di tipo economico derivante dalla differenza di prezzo dell'energia elettrica tra le ore diurne e le ore notturne. A seconda di come le pompe sono collegate al serbatoio o ai serbatoi inferiori si distinguono due tipologie di impianti di pompaggio:

- Impianti con stazioni di pompaggio di gronda, nei quali le pompe sono collegate ad un serbatoio inferiore fisicamente distinto da quello in cui scaricano le turbine. In questo caso i cicli di pompaggio sono subordinati alla disponibilità della risorsa idrica presente nel serbatoio ad accumulo naturale e le pompe, che possono essere installate nello stesso edificio della centrale di produzione o in un altro diverso, hanno il solo scopo di sollevare nel serbatoio superiore gli apporti captati dal serbatoio che le alimenta.
- Impianti di pompaggio puro o misto sono impianti nei quali le pompe e le turbine sono collegate allo stesso serbatoio inferiore. In questo caso il ciclo di pompaggio può essere ripetuto a volontà, un gran numero di volte. Questi impianti sono designati col termine impianti di pompaggio puro o impianti di pompaggio misto quando, rispettivamente, gli apporti naturali che alimentano il serbatoio superiore siano in media inferiori o superiori al 5% del volume d'acqua mediamente turbinata in un anno. Il pompaggio effettuato con questi impianti è definito "pompaggio volontario".

Gli impianti ad acqua fluente sono il tipo di impianto idroelettrico più diffuso e, compatibilmente con la disponibilità di acqua, possono garantire un funzionamento continuo lungo tutto l'arco della giornata. Sono impianti che sfruttano salti geodetici abbastanza ridotti, se paragonati a quelli sfruttati dagli impianti ad accumulo, e una portata discontinua, che risente di grandi variazioni stagionali. Pertanto, le tecnologie utilizzate in questa tipologia di impianti devono essere in grado di garantire una buona efficienza in un ampio range di portate. Sono impianti che non necessitano di grandi bacini di accumulo e di lunghe condotte forzate; tuttavia, possono necessitare di canali di derivazione anche molto lunghi; in generale si può dire che, a parità di potenza, un impianto ad acqua fluente abbia un impatto ambientale inferiore rispetto a un impianto ad accumulo.

Gli impianti inseriti in condotta ibrida sono piccoli impianti idroelettrici inseriti in canali o in condotti utilizzati per altre finalità, come ad esempio i canali irrigui o i canali per l'approvvigionamento idrico: sono tuttavia impianti in via di sviluppo e di sperimentazione. [4]

Secondo quanto è stato stabilito dalla ESHA (European Small Hydro Association), un'altra possibile classificazione degli impianti idroelettrici può essere fatta in base alla loro potenza nominale, al salto disponibile e alla portata utilizzata. [5]

In funzione della potenza installata si possono distinguere:

- Micro Impianti: Potenza < 100 kW;
- Mini Impianti: Potenza compresa tra i 100 ed i 1000 kW;
- Piccoli Impianti: Potenza compresa tra 1 e 10 MW;
- Grandi Impianti: Potenza > 10 MW (in Italia si considerano grandi impianti quelli con potenza superiore a 3 MW).

La seguente classificazione non è universale, è possibile riscontare della classificazione di taglia diversa in base all'ente di riferimento o alla regione di interesse.

Un'ultima possibile classificazione degli impianti idroelettrici può essere effettuata in base alla durata di invaso dei serbatoi, in tre categorie: a serbatoio, a bacino, ad acqua fluente. La durata di invaso di un serbatoio è il tempo necessario per accumulare un volume d'acqua pari alla sua capacità utile, considerando come afflusso la portata media annua dei corsi d'acqua che in esso si riversano, escludendo gli eventuali apporti da pompaggio. In base alle rispettive "durate di invaso" i serbatoi sono classificati in:

- serbatoi di regolazione stagionale, con una durata di invaso maggiore o uguale a 400 ore;
- bacini di modulazione settimanale o giornaliera, con una durata di invaso minore di 400 ore e maggiore di 2 ore.

Le tre categorie di impianti sono pertanto così definite:

• impianti a serbatoio: gli impianti dotati di un serbatoio classificato come "serbatoio di regolazione" stagionale;

- impianti a bacino: gli impianti dotati di un serbatoio classificato come "bacino di modulazione" settimanale o giornaliera;
- impianti ad acqua fluente: gli impianti che non hanno un serbatoio di accumulo o hanno un serbatoio con durata di invaso uguale o minore di 2 ore.

Quando due o più impianti, tra loro in serie, a breve distanza e senza apporti intermedi apprezzabili, sono collegati a uno stesso serbatoio a monte, essi sono classificati nella categoria definita dal tempo di riempimento di questo serbatoio.[4]

IDROELETRICO NEL MONDO

Un rapporto speciale dell'Agenzia Internazionale di Parigi (IEA) ha definito la tecnologia idroelettrica come il "gigante dimenticato" dell'elettricità rinnovabile. In effetti, soprattutto in Europa, gli sforzi impiegati per lo sviluppo delle tecnologie fotovoltaica ed eolica al fine di perseguire gli obiettivi di decarbonizzazione rischiano di far passare in secondo piano la centralità dell'industria idroelettrica nella transizione, sia come contributo diretto agli obiettivi di produzione da FER (fonte energetica rinnovabile), sia come strumento per fornire al sistema elettrico la flessibilità e sicurezza necessarie a favorire la crescita delle fonti rinnovabili non programmabili. [2] L'idroelettrico è oggigiorno la più grande risorsa di energia elettrica mondiale.[6] La seguente infografica mostra la suddivisione di potenza installata nei diversi paesi del mondo; Cina, Brasile e Stati uniti guidano la classifica.



Figura 5 Distribuzione di potenza produzione idroelettrica nel mondo (Fonte: IHA)

¹ Si noti che nella trattazione ci sono dei dati contrastanti; difatti l'IHA (International hydropower association) stima una potenza mondiale di circa 1300GW mentre l'IRERA (International renewable energy agency) stima una potenza di circa 1200GW.

Secondo i dati raccolti dall'IRERA (Internation Renewable Energy Agency), l'installazione di impianti di potenza da energia idroelettrica è in costante crescita. Nel 2020 si stima una produzione di 4,3 milioni di GWh (circa il 58% dell'energia elettrica rinnovabile e circa 15% energia elettrica totale). La capacità elettrica è passata da poco meno di 1 milione di MW installati a 1.2 milioni di MW² (si considerano in questa analisi anche gli impianti idroelettrici misti) in soli 10 anni. I forti investimenti in questi impianti ha inevitabilmente determinato un aumento dell'energia elettrica prodotta da 3.5 milioni di GWh a 4.3milioni di GWh.



Figura 7 Andamento capacità idroelettrica nel mondo (Fonte: IRENA)





Questi numeri, che non dicono nulla se analizzati singolarmente, acquisiscono un'importanza notevole se affiancati ai dati della produzione di energia rinnovabile nel mondo; dei 7.5 milioni di GWh prodotti da fonti rinnovabili la quota di idroelettrico supera il 50%.

² Si noti che nella trattazione ci sono dei dati contrastanti; difatti l'IHA (International hydropower association) stima una potenza mondiale di circa 1300GW mentre l'IRERA(International renewable energy agency) stima una potenza di circa 1200GW.



Figura 8 Andamento generazione elettrica da fonti rinnovabili (Fonte: IRENA)

L'incremento della Potenza installata annua vede come nazione protagonista la Cina, seguita dall'Asia Pacifica, l'Occidente (nord America ed Europa) ed infine Africa, Medio Oriente e America Latina.



Global net hydropower capacity additions by region, 1991-2030

Open 🖉



La centralità dell'industria idroelettrica a livello mondiale è confermata dalla forte occupazione che questa tecnologia genera; l'IRENA stima 2,37 milioni di lavoratori in questo settore. L'interna filiera energetica rinnovabile genera 12,6 milioni di posti di lavoro; dunque, il settore idroelettrico occupa il 18,7% dei lavoratori totali nel campo dell'energie rinnovabili.



Una tecnologia consolidata come quella dell'idroelettrica non è finanziariamente attrattiva come altre tecnologie. Tra il 2013 e il 2018 il fotovoltaico e l'eolico onshore hanno dominato gli investimenti delle energie rinnovabile (rispettivamente il 46 % e il 29% sul totale); l'idroelettrico ha avuto finanziamenti che oscillano tra i 3 e i 14 miliardi di dollari negli ultimi anni, pari al 2/5% sugli investimenti totali.



Annual Financial Commitments in Renewable Energy

In 2013-2018, solar PV and onshore wind consolidated their dominance, attracting, respectively, 46% and 29% of global renewable energy investments. Investment in offshore wind has picked up, attracting 7% of the total, followed by solar thermal at 6%. Other renewable energy technologies (including hydropower, biomass, biofuels, geothermal and marine energy) altogether contributed only 7% of total investment in 2013-2018, with hydropower making up a relatively significant portion of the total.

Source: IRENA and CPI (2020), Global Landscape of Renewable Energy Finance 2020, 2020, International Renewable Energy Agency, Abu Dhabi. Details of the methodology used to track global renewable energy investment can be found here: https://www.inrena.org//-media/Files/IRENA/Agency/Publication/2020/Mov/IRENA_GIREF_2020_Methodology.pdf



Nonostante l'energia idroelettrica sia la tecnologia rinnovabile più matura e consolidata, ci sono ancora grandi margini di crescita e la potenza installabile nel mondo è stimata a 1923 GW. La seguente infografica mette insieme la capacità installata attuale, la crescita prevista (conduttura) e il potenziale indicativo. Questo mostra la portata della sfida che ci attende. Esso non intende essere prescrittivo e questa relazione non afferma dove dovrebbero essere costruiti nuovi impianti. Piuttosto, il grafico mostra le possibilità future dell'energia idroelettrica per affrontare il cambiamento climatico.[6]



Figura 12 Stato dell'arte delle installazioni idroelettriche nel mondo (Fonte: IHA)

IDROELETTRICO IN ITALIA, FRANCIA E AFRICA

Italia

La prima centrale idroelettrica in Italia fu costruita nel 1895 a Paderno Dugnano (MI). La fonte idrica ha costituito storicamente una base fondamentale per lo sviluppo del sistema economico e del sistema elettrico, la generazione idroelettrica favorì l'industrializzazione del Paese fornendo fra il 1915 e il 1960 circa il 90% del fabbisogno elettrico nazionale.[2] Nel 2020 l'energia idroelettrica in Italia ha prodotto 46318 GWh di energia elettrica, pari al 40% della produzione da fonti rinnovabili totali e al 15% del fabbisogno elettrico nazionale.



Renewable Energy Technologies

Figura 13 Generazione elettrica da fonti rinnovabili in Italia nel 2020.

La potenza installata è di 19 GW, pari al 28,1% della potenza di fonti rinnovabili installate.



Renewable Energy Technologies

Figura 14 Potenza elettrica da fonti rinnovabili in Italia nel 2020.

Nel 2020 gli impianti erano complessivamente 4.509, ma il 72% è relativo ad istallazioni con potenza fino a 1 MW per appena il 3,8% della capacità complessiva e il 6,9% della producibilità. Il piccolo o mini-idroelettrico rappresenta oggi la fascia più dinamica grazie al ridotto impatto ambientale e al recente sviluppo di tecnologie in grado di sfruttare in modo efficiente piccoli salti e portate molto ridotte. Tuttavia, sono gli impianti di medio-grande taglia a costituire la parte preponderante del comparto. Le installazioni superiori ai 30 MW rappresentano il 71% in termini di potenza e il 54% in termini di producibilità dell'intero settore. Gli impianti a serbatoio e a bacino, generalmente di medio-grandi dimensioni, costituiscono il 74% della potenza installata e il 53% in termini di producibilità annua. Quelli ad acqua fluente rispettivamente il 26% e il 47%. Il peso degli impianti a serbatoio e a bacino si è ridotto nel tempo, mentre è aumentato quello delle installazioni ad acqua fluente. Tuttavia, i primi oltre a contribuire ancora in modo prevalente alla produzione idroelettrica nazionale, possono servire in misura maggiore servizi al sistema.[2]

2020	Impianti	Potenza efficiente lorda	Producibilità lorda media annua	Impianti	Potenza efficiente lorda	Producibilità lorda media annua
	n.	MW	GWh	%	%	%
Impianti a serbatoio	191	12.081	15.205	4,2%	52,3%	27,7%
di cui pompaggio puro e misto	23	7.329	5.631	0,5%	31,8%	10,3%
Impianti a bacino	204	4.923	13.992	4,5%	21,3%	25,5%
Impianti ad acqua fluente	4.114	6.077	25.689	91,2%	26,3%	46,8%
TOTALE	4.509	23.081	54.886	100,0%	100,0%	100,0%

Figura 15 Tipologia di Impianti idroelettrici in Italia (Fonte: GME)

I trend di crescita di installazione sono negli ultimi anni stabili, nei grafici seguenti è possibile verificare le potenze installate e la producibilità degli ultimi 10 anni in Italia.

Electricity Capacity Trends

Navigate through the filters to explore trends in renewable energy



Figura 16 Andamento potenza elettrica generata da fonti rinnovabili in Italia



Electricity Generation Trends

Navigate through the filters to explore trends in renewable energy

Figura 17 Andamento generazione di energia elettrica da fonti rinnovabili in Italia (Fonte: IRENA)



Figura 18 Andamento potenza elettrica da Idroelettrico in Italia (Fonte: IRENA)



Electricity Generation **Trends**

Figura 19 Andamento energia elettrica da idroelettrico in Italia (Fonte: IRERA)

Francia

Nel 2020 l'energia idroelettrica in Francia ha prodotto 62061 GWh di energia elettrica, pari al 49,8% della produzione da fonti rinnovabili totali e al 12% del fabbisogno elettrico nazionale.



Renewable Energy Technologies

Figura 20 generazione elettrica da fonti rinnovabili in Francia nel 2020. (Fonte: IRERA)

La potenza installata è di 19 GW, pari al 33,9% della potenza di fonti rinnovabili installate.



Renewable Energy Technologies

Figura 21 Potenza elettrica da fonti rinnovabili in Francia nel 2020. (Fonte: IRERA)

I trend di crescita di installazione sono negli ultimi anni stabili, nei grafici seguenti è possibile verificare le potenze installate e la producibilità degli ultimi 10 anni in Francia.



Figura 23 Andamento della potenza idroelettrica installata in Francia (Fonte: IRERA)



Electricity Generation Trends

33

Africa

L'Africa è il continente con il maggio potenziale per lo sviluppo dell'idroelettrico nel mondo. L'IHA stima che la potenza installata è di 38 GW, i futuri progetti da realizzare prevedono l'installazione di 118 GW di potenza idroelettrica e nonostante l'impulso per la realizzazione di nuove opere la risorsa di idroelettrico non sfruttata è di circa 474GW, pari al 75% del totale. È il primo continente ad avere la possibilità di sviluppare un'economia basata sulle fonti rinnovabili. Nonostante ospiti il 17% della popolazione mondiale, rappresenta solo il 4% della produzione di energia elettrica nel mondo. Il continente nero ha vaste risorse naturali ma l'accesso all'elettricità è limitato ed irregolare. Secondo l'IEA l'accesso all'elettricità alla popolazione africana è aumentato nel 2021 ma negli ultimi sei anni si è registrato un calo. Attualmente il



potenziale sviluppo dell'energia idroelettrica supera la domanda di elettricità, e secondo l'IRERA il costo dell'energia elettrica prodotta da idroelettrico rimane tra le più economiche tra le fonti rinnovabili.[6] Attualmente il mix energetico africano è fortemente supportato dalla produzione idroelettrica; è la prima fonte rinnovabile per la produzione di energia elettrica e la terza dopo gas naturale e carbone.



Figura 24 Andamento generazione energia elettrica divisa per fonti (Fonte: IEA)

I paesi con maggior installazioni sono l'Etiopia, l'Angola e il Sudafrica. La seguente tabella mostra una panoramica delle nazioni in cui questa tecnologia è più sviluppata.

Rank	Country/Territory	Installed capacity (MW)*	Rank	Country/Territory	Installed capacity (MW)
1	Ethiopia	4,074	16	Cameroon	822
2	Angola	3,836	17	Guinea	706
3	South Africa	3,600	18	Tanzania	562
4	Egypt	,2876	19	Malawi	371
5	Democratic Republic of the Congo	2,760	20	Namibia	347
6	Zambia	2,703	21	Gabon	331
7	Mozambique	2,216	22	Algeria	269
8	Nigeria	2,111	23	Mali	220
9	Sudan	1,923	24	Congo	218
10	Morocco	1,770	25	Madagascar	186
11	Ghana	1,584	26	Reunion	134
12	Zimbabwe	1,081	27	Equatorial Guinea	128
13	Uganda	1,073	28	Rwanda	111
14	Cote D'Ivoire	879	29	Liberia	93
15	Kenva	837	30	Senegal	81

Rank	Country/Territory	Installed capacity (MW)*
31	Lesotho	73
32	Tunisia	66
33	Sierra Leone	64
34	Mauritius	61
35	Eswatini	60
36	Burundi	57
37	Togo	49
38	Mauritania	48
39	Burkina Faso	34
40	Benin	33
41	Central African Republic	19
42	Sao Tome And Principe	2
43	Comoros	1

Figura 25 Elenco nazioni africane per installazione di potenza da idroelettrico



Figura 26 Mappa Africa con indicazioni di potenza da idroelettrico

Nel 2021 i tre paesi che hanno incrementato maggiormente la loro potenza idroelettrica sono lo Zambia(+150MW), l'Uganda(+24MW) e il Burundi(+9MW).

MINI IDROELETTRICO

La taglia per definire un mini-impianto idroelettrico non è universalmente definita. Mini-idraulica è il termine con cui la UNIDO (Organizzazione delle Nazioni Unite per lo Sviluppo Industriale) indica le centrali idroelettriche di potenza inferiore a 10 MW. All'interno della mini-idraulica vale la seguente classificazione:

- pico centrali P< 5 kW
- micro-centrali P< 100 kW
- mini-centrali P< 1.000 kW
- piccole centrali P< 10.000 Kw



Figura 27 Classificazione impianti idroelettrici per potenza (Lubitz)

Questa convenzione è adottata anche da Commissione Europea, UNIPEDE (Unione Internazionale dei Produttori e Distributori di Energia Elettrica) ed ESHA (European Small Hydro Association). Nella realtà italiana invece l'Autorità per l'Energia Elettrica e il Gas (AEEG) pone come limite tra le mini e le grandi centrali il valore di 3000 kW (3 MW). Per via dei suoi bassi costi, l'energia idroelettrica rimane al centro degli sforzi internazionali per combattere il cambiamento climatica e stimolare la transizione energetica verso un futuro di energia pulita. Il mini-idroelettrico è parte integrante di una strategia più ampia per promuovere sviluppo economico riducendo al tempo stesso l'effetto serra emissioni di gas e promuovere una maggiore indipendenza energetica.[7] Questa tecnologia potrebbe diffondersi sia nei paesi in via di sviluppo che nei paesi sviluppati. La facilità di installazione permette, anche ai paesi tecnologicamente meno all'avanguardia, di produrre energia a basso costo, soprattutto nelle aree rurali. La domanda di elettricità delle aree rurali deve essere soddisfatta con urgenza, in modo che lo sviluppo chiave esigenze, come un'illuminazione affidabile, una migliore informazione e comunicazione, una maggiore sicurezza, e si possono realizzare una maggiore produttività e un'elaborazione del prodotto più avanzata. Nelle zone rurali con bassa densità di domanda di energia, il mini-idroelettrico è particolarmente adatto perché può essere distribuito in varie dimensioni e schemi adattandosi al particolare bisogno di una comunità. Le soluzioni SHP off-grid sono emerse come un'opzione per
espandere l'accesso alle energie rinnovabili in modo tempestivo ed ecosostenibile. La popolazione servita da mini-reti basate su SHP è più che raddoppiata dal 2007, raggiungendo 6,4 milioni nel 2016, principalmente grazie alla crescita in Asia. [8]. Nei paesi tecnologicamente avanzati gli impianti di medio-grande taglia costituiscono la parte preponderante del comparto idroelettrico, tuttavia, il piccolo o mini-idroelettrico rappresenta oggi la fascia più dinamica grazie al ridotto impatto ambientale e al recente sviluppo di tecnologie in grado di sfruttare in modo efficiente piccoli salti e portate molto ridotte. Nonostante l'attrattiva e i vantaggi delle soluzioni di piccolo idroelettrico (SHP), gran parte del potenziale mondiale di idroelettrico rimane non sfruttato (66%). La capacità globale installata di SHP per impianti fino a 10 MW è stimata a 78 GW secondo il World Small Hydropower Development Report (WSHPDR) 2019, un aumento di circa il 10 per cento rispetto ai dati del WSHPDR 2013 e 4,7 per cento dal WSHPDR 2016.



Figura 28 Panoramica di potenza installata e potenza potenziale di micro-idroelettrico (Fonte: WSHPDR)

Il maggiore aumento della capacità installata di SHP è stato in Asia ed Europa con il 5,2 per cento cent ciascuno. Le Americhe hanno subito un leggero calo dovuto all'aggiornamento delle informazioni per SHP fino a 10 MW, mentre in Oceania il decremento è dovuto ad aggiornamenti e catastrofi naturali. L'Africa ha registrato solo un aumento dell'1,5 per cento (figura 3). SHP rappresenta solo circa l'1,5 per cento della capacità totale installata di elettricità nel mondo, il 4,5 per cento del totale capacità di energia rinnovabile e il 7,5 per cento (< 10 MW) della capacità idroelettrica totale. Tuttavia, svolge un ruolo importante in migliorare molte vite Questo impatto è mostrato nei casi di studio WSHPDR 2019.



Figura 29 Potenza di micro idroelettrico installata tra il 2016 e 2019(Fonte: WSHPDR)

L'Asia continua ad avere la più grande capacità installata e potenziale per SHP fino a 10 MW. L'Europa ha la percentuale più alta di Sviluppo idroelettrico, con l'Europa occidentale che ha già sviluppato l'85% del suo potenziale (seguita dall'Asia orientale con 61 per cento sviluppato). Nelle Americhe, la maggior parte dell'SHP è concentrata nelle regioni del Nord America e del Sud America. Nel 2019, le Americhe hanno raggiunto un tasso di sviluppo di SHP del 15%.





Figura 30 Potenza di micro idroelettrico installato per regioni(Fonte: WSHPDR)

Tra i principali vantaggi che caratterizzano un impianto mini-idroelettrico possiamo citare: [9]

• La risorsa idrica è una fonte di energia sicura in quanto inesauribile e disponibile sul territorio italiano in modo capillare. La piovosità media annua sui territori

italiano è di 1000 mm/mq, ciò rende il territorio particolarmente propenso all'installazione di questo tipo di impianti. L'energia idroelettrica 19

- L'idroelettrico gode di una comprovata tecnologia. Il principio di sfruttamento delle acque prima per la produzione di forza meccanica e poi con finalità elettriche è di antica data.
- L'idroelettrico spesso facilita la regionalizzazione della produzione. La possibilità di installare impianti mini-idroelettrici su tutto il territorio italiano consente di produrre energia vicino alle utenze.
- Necessita di poca manutenzione. Il fatto di lavorare a basse velocità ed esigue temperature rende un impianto idroelettrico affidabile e duraturo nel tempo.
- Le applicazioni mini-idroelettriche sono a basso impatto ambientale. Le ridotte dimensioni degli impianti mini-idroelettrici consentono di ridurre l'impatto visivo e paesaggistico; nel caso di impianti ad acqua fluente l'assenza delle condotte forzate permette all'impianto di restituire l'acqua subito a valle delle opere di presa.
- Favorisce la manutenzione del territorio. Le installazioni idroelettriche favoriscono la pulizia degli alvei e un'accurata gestione delle acque.
- Una semplificazione nella gestione degli impianti da un punto di vista operativo. L'automatizzazione e il telecontrollo consentono di ridurre il personale di gestione.
- Benefici economici a lungo termine. Il costo dell'energia idroelettrica è molto contenuto soprattutto se confrontato con il costo dei combustibili fossili (energia termoelettrica) e con le sue prospettive di continua crescita.

Nonostante i numerosi vantaggi prima citati, è d'obbligo riportare alcune problematiche spesso inevitabili. Si deve accettare che la produzione di piccoli impianti idroelettrici è, dal punto di vista ambientale, delicata poiché, a causa delle localizzazioni in aree sensibili, gli impianti possono indurre a impatti non trascurabili su scala locale.[9]

TECNOLOGIE CHE SVILUPPANO IL MINI IDROELETTRICO

Il mini e micro-idroelettrico si sviluppa grazie a diversi tipi di turbine, alcune utilizzate anche per l'idroelettrica convenzione, altre che sono utilizzate dall'uomo da secoli o millenni, ma negli ultimi tempi sono diventate protagoniste del settore delle micro e mini-turbine. Le turbine più citata e studiate in letteratura sono:

- La ruota idraulica
- Hydrostatic pressure machine (HPM)
- Francis
- Kaplan
- VHL
- Turbina a vite d'Archimede (verrà introdotta in un capitolo specifico)

La ruota idraulica

Tra i dispositivi usati nella la ruota idraulica è la più antica, difatti è sempre stata utilizzata dall'uomo nei mulini o per l'azionamento di dispositivi meccanici. Le ruote idrauliche hanno una geometria relativamente semplice, i principi di funzionamento cambiano a seconda della configurazione impostata. Le configurazioni più rilevanti sono: la ruota inferiore (undershot), se il livello dell'acqua è inferiore alla lunghezza radiale della ruota; la ruota (breastshot) se il livello della superficie libera a monte è in un punto qualsiasi del mezzo; la ruota di (overshot) che ha un flusso d'acqua proveniente da sopra la ruota. La ruota undershot estrae energia principalmente per l'impulso del flusso d'acqua, la ruota breastshot e overshot sono potenziali convertitori di energia.[11]



Figura 31 Tre configurazioni di ruota idraulica

Le "Undershot" vengono usate con salti di 0,5-1,5m con portate minori di 1,2 m³/s, rendimenti compresi tra 75-85%. Hanno costi medi, basso impatto per la fauna e permetto il passaggio dei sedimenti. Le "Breastshot" vengono usate con salti di 0,5-4m con portate minori di 0,8 m³/s, rendimenti compresi tra 75-85%. Hanno costi bassi, basso impatto per la fauna e permettono il passaggio dei sedimenti. Le "Overshot" vengono usate con salti di 3-6m con portate minori di 0,2 m³/s, rendimenti compresi tra 75-85%. Hanno costi bassi, basso impatto per la fauna e permettono il passaggio dei sedimenti compresi tra 75-85%. Hanno costi bassi, basso impatto per la fauna e permettono il passaggio dei sedimenti compresi tra 75-85%. Hanno costi bassi, basso impatto per la fauna e permettono il passaggio dei sedimenti compresi tra 75-85%. Hanno costi bassi, basso impatto per la fauna e permettono il passaggio dei sedimenti compresi tra 75-85%.

Hydrostatic pressure machine

Hydrostatic Pressure Machine ("HPM") è una tecnologia che si basa sulla ruota idraulica di un mulino ad acqua, con albero rotante orizzontale. Rispetto alle altre ruote idraulica l'HPM è un convertitore di pressione. È per questo motivo è chiamata "macchina a pressione idrostatica" (HPM), poiché è progettata per convertire principalmente energia di pressione.



Figura 32 Hydrostatic pressure machine[22]

L'HPM vengono usate con salti di 1.2.5 m con portate minori di 1-5 m³/s, rendimenti compresi tra 50-60%. Hanno costi bassi, basso impatto per la fauna e permettono il passaggio dei sedimenti.

Francis e Kaplan

Anche le turbine più convenzionali Francis e Kaplan sono utilizzate per i microimpianti, sia nella loro forma convenzionale che tramite modiche o adattamenti a turbine gravitazionali. La turbina **Francis** è una turbina flusso centripeto, difatti l'acqua entra radialmente in girante mediante un diffusore a chiocciola ed esce assialmente dopo che il flusso è stato raddrizzato dalle pale. Utilizzate anche nell'ambito del microidroelettrico con salti fino ai 5m, il problema è l'alto impatto sulla fauna acquatica. La **Kaplan** è una turbina di tipo assiale. Il grande pregio è di regolare l'angolo di incidenza delle pale giranti; ha il pregio di fornire un ottimo rendimento con piccoli dislivelli. Utilizzate anche nell'ambito del micro-idroelettrico con salti dai 1.8 ai 5m, con portate dai 1 a 25 m³/s e rendimenti fino al 92%.



Figura 33 Turbina Francis e Kaplan(6)

Turbina VHL (Very Low Head)

La Very Low Head è una turbina gravitazionale geometricamente ispirata alla turbina Kaplan. E' l'unica turbina idrostatica ad avere un distributore, difatti raggiungono dei rendimenti superiori rispetto alle precedenti dispositivi analizzati. L'HPM vengono usate con salti di 1.2.5 m con portate minori di 1-5 m³/s, rendimenti compresi tra 50-60%. Hanno costi bassi, basso impatto per la fauna e permettono il passaggio dei sedimenti.



Figura 34 Turbina VHL

Nella seguente tabella una panoramica delle caratteristiche sulle turbine idroelettriche a bassissima prevalenza. Vengono indicate l'efficienza della macchina, le caratteristiche in relazione al passaggio dei pesci (impatti: alto, basso, medio), costi (alti, medi, bassi) e consentire il passaggio dei sedimenti (Sì o No). Il tipo di turbina può essere Idrostatico/Gravità (H), Reazione (R) o Azione (A). La turbina a vortice può essere A o R a seconda del design. [10]

Туре	H (m)	Q (m ³ /s)	η (%)	costs	fish	sediments	type
Overshot wheel	3–6	≼0.2	75–85	L	L	Y	Η
Breastshot wheel	0.5–4	≼0.8	75–85	L	L	Y	Η
Undershot wheel	0.5–1.5	≤1.2	75–85	Μ	L	Y	Η
Archimedes screw	1.0-6	0.1–5.5	75–85	М	L	Y	Η
Hydrostatic Pressure machine	1.0-2.5	1.0-5.0	50–60	L	L	Y	Η
Low head Francis	0.75–5.0	1.0-10.0	75–85	М	Н	Ν	R
Low head Kaplan	1.8-5.0	1.0-25.0	82–92	Н	М	Ν	R
VLH turbine	1.4-4.5	10.0-30.0	80–91	L–M	L	Ν	R

Figura 35 Classificazioni di turbine utilizzate nel micro-idroelettrico [11]

Oltre a turbine citate è possibile trovare in letteratura altre turbine come la Banki, la Vortex, la Mariucci. In questo capitolo non sono approfondite in quanto sono delle variate delle turbine già citate.

PRINCIPIO DI FUNZIONAMENTO DI UNA COCLE DI ARCHIMEDE

La vite idraulica di Archimede, detta anche còclea è un dispositivo elementare usato per sollevare un liquido (ad esempio acqua) 0 un materiale granulare (ad esempio sabbia, ghiaia o solidi frantumati) o per sfruttare l'energia cinetica associata alla discesa del fluido lungo tale dispositivo. Sebbene si tratti in genere di una macchina operatrice in quanto per definizione assorbe energia per lo svolgimento di un lavoro che è quello di sollevare il fluido, in alcune applicazioni può essere utilizzata come macchina motrice e in questo caso si parla di turbina a vite (il liquido scorre nel tubo dall'alto verso il basso e il suo moto di discesa aziona la vite di Archimede mettendola in rotazione producendo energia cinetica che può essere raccolta per generare energia elettrica).[12] L'uso più comune che se ne fa è come macchina operatrice per sollevare liquidi (tipicamente acqua, in impianti di irrigazione o nel drenaggio continuo dai polder) o materiali granulari (ad esempio per sollevare cereali e confinarli nei silo), ma anche fanghi. Si compone di una grande vite all'interno di un tubo la cui parte inferiore è immersa nel liquido o nel materiale granulare da sollevare. Attraverso la rotazione della vite si raccoglie una certa quantità di materiale che per ogni giro avanza di una distanza pari al passo della vite finché arrivata in cima non viene scaricata in un serbatoio di immagazzinamento. L'energia necessaria alla rotazione può essere fornita dalla rotazione di una maniglia, da animali, da eliche di mulini a vento o da un trattore agricolo. Poiché la capacità di sollevamento è limitata dalla lunghezza del dispositivo, spesso vengono utilizzate più viti che lavorano in serie sollevando l'acqua su livelli successivo. La vite di Archimede può venir utilizzata anche in forma di macchina motrice, per trasformare l'energia potenziale di un liquido in energia meccanica, in maniera simile a quanto fatto con la ruota idraulica. Il massimo rendimento è di circa 85% [12]. In tale forma un rotore tubolare, con saldata una vite senza fine, ruota in un contenitore metallico tubolare chiamato "trogolo"(ame centrale). Il liquido scorre nella turbina e, per gravità, spinge la spirale, che ha funzione di pala, facendo ruotare la turbina sul suo asse. Si tratta perciò di una turbina a gravità, in cui la pressione idrostatica generata dal volume d'acqua nei vani genera il movimento. Ciò consente a questa tipologia di turbine di operare senza necessità di essere intubate, ma utilizzando ad esempio corsi d'acqua a pelo libero. L'acqua fluisce liberamente dall'imbocco a monte fino allo scarico a valle. In centrali idroelettriche di bassa potenza (piccolo idroelettrico) il movimento rotatorio della turbina, alimentato da un flusso d'acqua, viene trasformato in energia elettrica attraverso l'applicazione in serie, di un moltiplicatore e di un alternatore. Il volume compreso tra due pale di una turbina è detto "sacca", "tasca", "secchio" ("bucket" o "poche d'eau"). Ogni bucket è delimitato dall'albero centrale ("trogolo" o "ame"o"inner cylinder") e dalle superfici inferiore e superiore di due pale successive. Il fluido che attraversa la turbina, esercita un pressione sulle pale della vite, che ruotando può trasformare l'energia meccanica in energia elettrica con l'utilizzo di un generatore.



Figura 36 Turbina a vite d'Archimede

Nella figura seguente è possibile visualizzare i componenti di una micro centrale a Vite d'Archimede. I principali elementi all'interno di una micro centrale sono:

- Griglia (1);
- Vasca di regolazione (2);
- Vite idraulica (3);
- Generatore e apparecchiature elettriche (4);
- Trogolo o canache ospitante la turbina (5);
- Canale passaggio pesci (6).



Figura 37 Impianto idroelettrico a vite idraulica

PROGETTO IKO POWER



IKO POWER è un progetto che propone una turbina idraulica a vite di archimede; essa è stata denominata IKO-HYDRO POWER KIT. La turbina è un sistema modulare finalizzata all'installazione lungo flussi d'acqua per lo sviluppo di un impianto basato sul micro-idroelettrico.



Figura 38 Turbina IKO

La start-up si pone come obiettivo produrre un prodotto aventi le seguenti caratterische:

- Una turbina installabile con un genio civile limitato;
- Una struttura di ancoragio adattabile a diverse tipologie di terreno;
- Facilità di trasporto e di installazione per via della sua concezione come "turbina modulare."

Con "turbina modulare" si fa riferimento ad una turbina costituita da diversi moduli (vedi figura) facili da trasportare e installabili nel luogo di produzione di energia elettrica. La turbina andrebbe, quindi, inanzitutto "montata" in loco e poi installata lungo un corso d'acqua.



Figura 39 Modulo turbina IKO

Ogni modulo della turbina è realizzato mediante fabbricazione additiva. La tecnologia di stampa è la modellazione a deposizione fusa (FDM - Fused deposition modeling). Il materiale. Il materiale viene riscaldato fino alla fusione e quindi spinto attraverso l'ugello. Non appena il materiale esce dall'ugello, si solidifica. La temperatura della camera di riscaldamento deve essere mantenuta costante, altrimenti possono verificarsi disomogeneità o porosità nella parte stampata.



Figura 40 Laboratorio di stampaggio dei moduli della turbina (UPJV Amiens)

L'obiettivo è di produrre i pezzi con dei materiali polimerici (PCM polimeri a matrice composita) riciclabili e\o di origine biologica. Per via delle sue caratteristiche, l'intallazione di questi micro-impianti è proponibile sia in aree rurali e di difficile accesso, sia in aree urbane. Il progetto pone nelle sue priorità raggiungere il mercato Africano.



Figura 41 Stampaggio modulo della turbina

La turbina IKO si basa sui principi fisici di una Vite Idraulica ma le due tecnologie si differenziano ed è, dunque, necessario creare dei modelli matematici che tengano conto delle modifiche effettuate. Non ci sono articoli scientifici che narrano e descrivono una turbina IKO, si è partititi dallo studio di articoli per le viti idrauliche convenzionali e si è construito un modello ad hoc per le esigenze di questa turbina. Le due turbine seguono lo stesso modello di coppia e volume ma si differenziano per il modello delle perdite, dunque, per il calcolo del rendimento. Una turbina convenzionale è costituita da 2 elementi principali che sono l'albero e le pale, queste sono "ospitate dal trogolo" o "canale"; una turbina IKO è constituita da 3 elementi che sono l'albero, le pale e il cilindro di contentimento che è un pezzo unico con pala e albero.

MODELLI DI CALCOLO

POTENZA TEORICA E MECCANICA

Considerando un fluido incomprimibile, il primo principio della termodinamica in forma euleriana assume la seguente forma (escludendo la quota di energia dissipata per attrito):

$$E_{hyd} = E_H + E_P + E_C$$

Sappiamo che un fluido contiene energia in tre forme diverse:

- Energia potenziale gravitazione : $E_H = m g z$
- Energia della pressione $E_P = \frac{m p}{\rho}$
- Energia cinetica $E_C = \frac{1}{2}m V^2$

Dove, m è la massa di fluido espressa in kg, g è l'accelerazione gravitazionale pari a 9,81 m/s^2 , z è l'altezza del fluido espresso in m, P è la pressione espressa in bar, ρ è la densità dell'acqua paria a 980 kg/m^3 e V è la velocita in m/s.

Applicando il teorema il teorema di Bernoulli tra due punti (A e B in figura), all'entrata e all'uscita della cocle, è possibile qunatificare l'energia idraulica.



Figura 42 Caratteristiche fluidodinamiche di una vite idraulica (Fonte: Dellinger)

L'equazione di Bernoulli può essere scritta come:

$$E_{hyd} = m g \left((Z_1 - Z_2) + \frac{p_1 - p_2}{\rho g} + \frac{V_1^2 - V_2^2}{2g} \right)$$

Notiamo che all'entrata e all'uscita della turbina possiamo applicare l'ipotesi di serbatoio largo, inoltre le dimensioni del canale non cambiano, quindi:

$$p_1 = p_2 = p_{atm}$$
$$V_1^2 \simeq V_2^2$$

La pressione nei punti di ingresso ed usvita è pari alla presseione atmosferica; non vi è alcuna variazione rilevante di velocità tra i due punti considerati. Il primo principio appplicato ad una cocle diventa dunque:

$$E_{hyd} = (Z_1 - Z_2) = H$$

Dunque, è possibile scrivere l'equazione della potenza idraulica come:

$$P_{hvd} = \rho g Q H$$

Dove H è la quota geogedica o altezza della turbina, ρ è la densità dell'acqua pari a 980 kg/m^3 e Q è la portata della turbina (m^3/s) .

Per determinare la potenza idraulica, che è fondametale per capire il rendimento di una turbina, è necessario calcolare la portata Q.

Trascurando le perdite di portata, la portata che attraversa la turbina è calcolabile come il volume di una sacca di cocle per il numero di pale (quindi il numero di volumi) per la velocità di rotazione.

$$Q = N V_B \frac{n}{60}$$

Dove N è il numero delle pale, V_B il volume di una tasca d'acqua in m^3 e n la velocita in rotazione in rpm (giri per minuto). La determinazione del volume di una sacca d'acqua è afffontata successivamente analizzando diversi metodo di calcolo.

La cocle trasforma l'energia potenziale di un fluido in energia meccanica. La caduta del flusso d'acqua, precedentemente racconto in una bacino, genera una rotazione della turbina e si trasforma in energia meccanica. La potenza meccanica generata da una cocle è espressa come:

$P_{coclea} = C_{coclea} \omega$

Dove la potenza P è espressa in W, la coppa C in N.m e la velocità di rotazione ω in rad/s. La determinazione della coppia motrice è affontata successivamente analizzando diversi metodo di calcolo.

MODELLO DI CALCOLO DI LUBITZ

Modello matematico geometria della turbina

Il modello geometrico "Lubitz-Lyons" prevede che la turbina sia rappresentata da delle curve sinusoidali discendenti. Il livello dell'acqua invece è rappresentato da delle rette spezzate, ogni sacca d'acqua è caratterizzato da un livello d'acqua differente.



Figura 43 Modello geometrico di una vite idraulica (Fonte: Lubitz)

La geometria della turbina è caratterizzata dal passo P, dal numero di pale N, dal diametro interno ed esterno e dalla lunghezza totale L. L'inclinazione dalla vita è espressa con il parametro $\boldsymbol{\beta}$; definito come l'angolo compresso tra l'asse della turbina e il piano del terreno. Il modello è in coordinate cilindriche; w è la direzione assiale, r è la distanza dall'asse della vite, θ è l'angolo lungo la direzione assiale.



Figura 44 Modello delle coordinate del sistema (Fonte: Lubitz)

La geometria è definita dai seguenti parametri:

$$r(w) = r$$
$$\theta(w) = 2\pi \left(\frac{w}{P}\right)$$

`

Il valore del raggio è indipendente dalla posizione assiale, r è compreso tra il raggio interno ed esterno.

La particolarità di questo modello è l'introduzione del parametro f (fattore di riempimento) che descrive il tasso di riempimento della sacca di una turbina. Se f è 0 allora la turbina è vuota, f=1 il livello dell'acqua ha raggiunto l'altezza dell'asse. Il parametro f può essere anche maggiore di 1, a tal punto però la turbina sarebbe troppo piena. Il modello del calcolo del volume è strettamente dipendete da questo fattore di riempimento.

Modello di calcolo del volume

Il massimo valore del livello d'acqua si ottiene quando la sacca è completamente piena, quindi il livello coincide con r=Ri e $\theta = 2pi$. Il massimo livello d'acqua è definito nel punto in cui r=Ro e e $\theta = pi$.



Figura 45 Variabili di riempimento e livello d'acqua (Fonte:Lubitz)

Le equazioni seguenti rappresentano il livelli d'acqua minimo, massimo e il livello d'acqua influenzato dal livello di riempimento:

$$z_{min} = R_o \cos\beta - \frac{P}{2} \sin\beta$$
$$z_{max} = R_i \cos\beta - P \sin\beta$$
$$z_{wl} = z_{min} + f(z_{max} - z_{min})$$

La geometria della pala è descritta lungo l'asse z da due parametri z1 e z2, che rappresentano i profili delle due pale che "ospitano" un volume d'acqua. Quindi esprimono la pala superiore ed inferiore di ogni sacca.

$$z_{1} = r \cos\theta \cos\beta - \frac{P\theta}{2\pi} \sin\beta$$
$$z_{2} = r \cos\theta \cos\beta - \left(\frac{P\theta}{2\pi} - \frac{P}{N}\right) \sin\beta$$

Le relazioni del livello d'acqua sono usate per calcolare il volume di una sacca tramite integrazione numerica. Lo spazio tra due pale successive viene espresso come una rotazione totale. Il volume elementare è espresso in funzione delle variabili $r \in \theta$. Nel punti sopra il livello dell'acqua il volume elementare dV è zero. Nei punti completamente immersi sotto il livello d'acqua il volume infinitesi è espresso come $dV=(P/N) r dr d\theta$. Nei punti intermedi invece si applica un coefficiente di correzione espresso come $\left(\frac{z_{wl}-z_1}{z_2-z_1}\right)$, ovvero una espressione che determina un valore proporzionale alla distanza verticale tra un il punto analizzata e il livello d'acqua.

$$dV = \begin{cases} 0 & z_2 > z_{wl}, z_1 > z_{wl} \\ \left(\frac{z_{wl} - z_1}{z_2 - z_1}\right) \frac{P}{N} r \, dr \, d\theta & z_2 \ge z_{wl}, z_{wl} \ge z_1 * \\ \frac{P}{N} r dr d\theta & z_2 < z_{wl}, z_1 < z_{wl} \end{cases}$$

Dopo aver ottenuto una matrice di numeri in funzione delle variabili $r \in \theta$, si calcola il volume totale di acqua di una sacca integrando numericamente:

$$V = \int_{r=R_i}^{r=R_o} \int_{\theta=0}^{\theta=2\pi} dV$$

L'integrazione numerica è stata fatta con il metodo di Simpson.

Modello di calcolo della coppia

Il modello del calcolo della coppia è molto simile a quello del volume. Il modello che esprime il livello dell'acqua e i profili geometrici delle pale non cambiano. La pressione idrostatica è direttamente proporzionale alla profondità di ogni punto rispetto al livello dell'acqua. La correlazione per il calcolo della pressione sulle due superfici è le seguenti:

$$p_{1} = \begin{cases} \rho g(z_{wl} - z_{1}) & z_{1} \\ 0 & z_{1} \ge z_{wl} \end{cases}$$
$$p_{2} = \begin{cases} \rho g(z_{wl} - z_{2}) & z_{2} \\ 0 & z_{2} \ge z_{wl} \end{cases}$$

Anche la coppia elementare è espressa in funzione delle variabili $r \in \theta$:

$$dT = (p_1 - p_2) \frac{P}{2\pi} r \, dr \, d\theta$$

Dopo aver ottenuto una matrice di numeri in funzione delle variabili $r \in \theta$, si calcola la coppia totale di una sacca integrando numericamente:

$$T = \int_{r=R_i}^{r=R_o} \int_{\theta=0}^{\theta=2\pi} dT$$

Come già detto il modello matematico presentato in questo capitolo è tratto dall'artico di Lubitz [14].

MODELLO DI CALCOLO DI DELLINGER

Modello matematico geometria della turbina

La modello geometrico di "*Dellinger*" prevede che la turbina sia rappresentata da delle curve sinusoidali, la geometria della vite è modellizzata come un insieme di curve elicoidali che ruotano attorno ad un cilindro. Le curve elicoidali rappresentano le pale della turbina, il cilindro l'albero centrale. Il livello dell'acqua è rappresentato da una retta inclinata di un angolo Beta, anche se in realtà il livello dell'acqua è orizzontale.

Il grafico preso dall'articolo di *Dellinger* mostra un volume d'acqua (in grigio) compreso tra due pale successive (i=1 e i=2).



Figura 46 Protezione piana del profilo di una vite d'Archimede con indicazione in grigio del volume d'acqua

La geometria della pala di una turbina a vite di Archimede è rappresentata dalle formule che seguono. E' possibile rappresentare la pala nelle tre coordinate x,y,z. Le formule trigonometriche rappresentano il profilo lungo il raggio interno ed esterno della pala in funzione della variabile φ e della numerazione della pala (i =1 pala numero 1). La variabile φ può essere sostituita, per semplicità, da z, il passaggio da una espressione all'altra è immediata tramite la formula: $\varphi = \frac{2 \pi z}{S}$. La variabile φ è compresa tra 0 e 2π mentre z è compreso tra zero e il passo della vita S ($\varphi \in [0, 2\pi]$; $z \in [0, S]$) Dunque, la rappresentazione del profilo della turbina è fatta assialmente. Il profilo della pala lungo il raggio interno (corrisponde alla parte interna della pala) è espresso dalle seguenti formule matematiche:

$$\begin{cases} x_i(\varphi, i) = R_i \cos\left[\varphi - (i-1)\frac{2\pi}{N}\right] \\ y_i(\varphi, i) = R_i \sin\left[\varphi - (i-1)\frac{2\pi}{N}\right] \\ z_i(\varphi, i) = \varphi \frac{S}{2\pi} - (i-1)\frac{S}{N} \end{cases}$$

Il profilo della pala lungo il raggio esterno (corrisponde alla parte esterna della pala della pala) è espresso dalle seguenti formule matematiche:

$$\begin{cases} x_e(\varphi, i) = R_e \cos\left[\varphi - (i-1)\frac{2\pi}{N}\right] \\ y_e(\varphi, i) = R_e \sin\left[\varphi - (i-1)\frac{2\pi}{N}\right] \\ z_e(\varphi, i) = \varphi \frac{S}{2\pi} - (i-1)\frac{S}{N} \end{cases}$$

Quindi Ri ed Re sono rispettivamente il raggio interno ed esterno della pala, S è il passo, N è il numero di pale di una turbina. Sono i parametri geometrici principali della turbina.

Modello matematica del livello dell'acqua

In una turbina a coclea in ogni "bucket" abbiamo un livello d'acqua diverso che scende nello spazio successivo fruttando l'energia potenziale gravitazionale e facendo ruotare la vite. Il modello matematico della geometria non prevede l'inclinazione della coclea, dunque, è necessario modellizzare il livello dell'acqua come una retta inclinata, la cui pendenza rispetti quella della coclea.

Il modello matematico del livello dell'acqua va sovrapposto a quello della geometria, per tanto le variabili indipendenti non cambiano. La retta è rappresentata sempre su un piano (0.y,z) come nel caso precedente. (figura). Nella figura precedente è possibile visualizzare tre rette che corrispondo a tre condizioni diverse della coclea:

- 1) Coclea sotto-riempita;
- 2) Riempimento ottimale della coclea;
- 3) Coclea sovra-riempita.

Queste tre condizioni di lavoro possono essere espresse anche da un tasso di riempimento. Il seguente modello tratta il caso di una coclea che lavora in condizioni ottimali, la retta che rappresenta il livello d'acqua è dunque tangente al profilo del raggio interno, ed è espressa come:

$$h(\varphi, i) = -\frac{\tan(\beta)}{2\pi} \left[\varphi - \varphi_0 - (i-1)\frac{2\pi}{N} \right] + y_0$$

La variazione del livello d'acqua viene calcolato giocando sul valore y_0 (termine noto dell'equazione di una generica retta). Diminuendo il valore di y_0 si analizza il caso di sotto riempimento della turbina; aumentando il valore di y_0 si analizza il caso di sovrariempimento della turbina. In figura, il punto A rappresenta il punto di "attacco" dell'acqua alla coclea, ovvero il punto di intersezione tra la retta che rappresenta il livello dell'acqua e la curva che rappresenta il raggio interno della turbina. Sul piano cartesiano il punto A è rappresentato come $A(x_0, y_0, z_0)$. Per trovare questo punto di intersezione si eguagliano la derivata prima delle due funzioni. Si considera il caso di analisi della pala numero 1 (i=1); dunque a derivazione è solo riferita alla lunghezza della pala. (come già detto si può lavorare utilizzando la variabile φ o z ottenendo gli stessi risultati).

$$\frac{dy_i(\varphi, i)}{d\varphi} = \frac{dh(\varphi, i)}{d\varphi} \Leftrightarrow$$
$$R_i \cos(\varphi_0) = -\frac{S \tan(\beta)}{2\pi}$$

Da questa equazione è possibile determinare il varo di φ_0 che rappresenta l'ascissa del punto A.

$$\varphi_0 = \arccos\left(-\frac{S\tan\left(\beta\right)}{2\,\pi\,R_i}\right)$$

Conoscendo φ_0 è facile determinare le coordinate del punto A.

$$x_0 = R_e \cos(\varphi_0)$$
$$y_0 = R_i \sin(\varphi_0)$$
$$z_0 = \varphi_0 \frac{S}{2\pi}$$

A partire da questi parametri è possibile conoscere l'equazione della retta in funzione della sola variabile φ . Dopo aver introdotto il modello della geometria e del livello d'acqua, è possibile introdurre il metodo di calcolo del volume di una tasca d'acqua, detto anche "bucket", ovvero lo spazio riempito d'acqua compreso tra due pale successive.

Modello di calcolo volume

Il calcolo della portata d'acqua passante per una turbina è effettuato studiando il volume d'acqua due pale successione (tasca o "bucket"). La portata d'acqua sarà indispensabile per calcolare la potenza idraulica spendibile da una turbina, esso varia in funzione del tasso di riempimento della coclea come precedentemente detto.

Per calcolare il volume di una sacca d'acqua è necessario suddividere il volume in una somma di superfici elicoidali. La prima di queste superficie corrisponde alla superfice inferiore bagnata della prima pala(S1) superiore, l'ultima di queste superfici corrisponde alla superfice superfice superiore bagnata della pala successiva (S3).



Figura 47 Rappresentazione delle diverse superfici e dei punti di intersezione necessario per il calcolo del volume di un bucket

Il volume di una sacca d'acqua tra due pale successive è calcolata come:

$$V_B = \int_0^{2\pi} S(k) dk$$

Il volume d'acqua è suddiviso in k-esime superfici, comprese tra $0 e 2\pi$ che vengono poi integrate per determinare un volume. E' necessario dunque identificare tutte le superfici comprese tra due pale. Ogni superficie è rappresentata da due curve una superiore e una inferiore (o meglio, una che disegna l'andamento della curva lungo il raggio interno, e una che disegna l'andamento della curva lungo il raggio esterno). Le curve interne ed esterne delle k-esime superfici sono espresse dalle seguenti correlazioni:

$$C_a = \begin{cases} x_a(\varphi, k) = R_a \cos\left[\varphi - \frac{k_2}{N}\right] \\ y_a(\varphi, k) = R_a \sin\left[\varphi - \frac{k_2}{N}\right] \\ z_a(\varphi, k) = \varphi \frac{S}{2\pi} \end{cases}$$

$$C_{i} = \begin{cases} x_{i}(\varphi, k) = R_{i} \cos\left[\varphi - \frac{k_{2}}{N}\right] \\ y_{i}(\varphi, k) = R_{i} \sin\left[\varphi - \frac{k_{2}}{N}\right] \\ z_{i}(\varphi, k) = \varphi \frac{S}{2 \pi} \end{cases}$$

Le curve su descritte non sono sufficienti per identificare la k-esima superficie, esse devono considerare anche il livello dell'acqua. Si intersecano, dunque, le k-esime curve (superiori ed inferiori) con il livello d'acqua descritto dalla retta precedentemente introdotta. Si può dire che si cerca di identificare la superficie "*bagnata*" compresa tra le due curve. La *figura 45* mostra i punti di intersezione P1 P2 P3 P4, ovvero i punti di intersezioni delle curve interne ed esterne con la retta. Determinare questi punti permette di stabile dei limiti inferiori e superiore per la ricerca dei punti di intersezione delle curve elicoidali con le rette dell'acqua. L'equazione per determinare i seguenti punti è la seguente:

$$y_i(\varphi, k) = h(\varphi, 1)$$
$$R_i sin\left[\varphi - \frac{k_2}{N}\right] + \frac{\tan(\beta)}{2\pi} [\varphi - \varphi_0] + y_0 = 0$$

Analiticamente risolvere l'equazione che esprime l'intersezione tra una retta e una curva è banale, su *Matlab* questo processo di complica.

Quindi la l'area di ogni superficie viene espressa come:

$$S_2 = \int_{R_i}^{R_e} \left(\int_{\varphi_a(r)}^{\varphi_e(r)} db \right) dr$$

db è la lunghezza curvilinea elementare della curva elicoidale C_r e *dr* è la lunghezza radiale elementare. I valori di $\varphi_a(r)$ e $\varphi_e(r)$ corrispondono ai valori di P_a e P_e sono calcolati con il metodo di intersezione precedentemente utilizzato. Per una

superficie S₂ compresa tra le superfici S₁ e S₃, la curva elicoidale C_r parametrizzata con il sistema seguente,

$$C_r = \begin{cases} x_r(\varphi, k) = r \cos\left[\varphi - \frac{k_2}{N}\right] \\ y_r(\varphi, k) = r \sin\left[\varphi - \frac{k_2}{N}\right] \\ z_r(\varphi, k) = \varphi \frac{S}{2\pi} \end{cases}$$

La lunghezza curvilinea elementare è espressa dalla seguente formula:

$$db = \sqrt{\left(\frac{dx_r(\varphi, k)}{d\varphi}\right)^2 + \left(\frac{dy_r(\varphi)}{d\varphi}\right)^2 + \left(\frac{dz_r(\varphi, k)}{d\varphi}\right)^2}$$

Allora la lunghezza curvilinea db della curva Cr è uguale a:

$$db = r \, d\varphi = \sqrt{1 + \left(\frac{S}{2 \, \pi \, r}\right)^2}$$

Quindi è possibile determinare S₂ come:

$$S_2 = \int_{R_i}^{R_a} \left(\int_{\varphi_a(r)}^{\varphi_e(r)} r \sqrt{1 + \left(\frac{S}{2\pi r}\right)^2} \, d\varphi \right) dr$$

Dato che non esiste una espressione analitica per il calcolo di $\varphi_a(r)$ e $\varphi_e(r)$, il calcolo integrale della superficie S₂ si ottiene mediante l'aiuto del metodo di bisezione.

$$V_B = \int_0^{2\pi} S(k)dk \simeq \frac{h}{3} \left[S(k_0) + 2\sum_{j=1}^{\frac{p}{2}-1} S(k_{2j}) + 4\sum_{j=1}^{\frac{p}{2}} S(k_{2j-1}) + S(k_p) \right]$$

Con $h = \frac{S/N}{p}$ e p è il numero di superfici utilizzate per il calcolo del volume di un bucket. Il calcolo integrale del volume è ottenuto mediante il metodo di Simpson.

Modello matematico di calcolo coppia

Per determinare la coppia assiale fornita da una coclea, si presuppone che la pressione del fluido su pala della turbina sia idrostatica. Ogni pala è spinta dalla pressione generata dalla sacca d'acqua. Difatti la sacca d'acqua superiore genera una coppia motrice, mentre la sacca d'acqua inferiore alla pala generare una coppia frenante.



Figura 48 Rappresentazione di una vite d'Archimede con i diversi parametri necessari al calcolo della coppia

Dunque, la coppia totale che agisce sull'asse della vite è data dalla differenza delle due coppie. I punti M appartengono alla superficie bagnata della pala, ovvero quella porzione di pala che subisce la pressione dell'acqua. In figura è possibile notare il volume d'acqua superiore ed inferiore che generano la coppia motrice e frenante. Le coordinate spaziali della superfice bagnata sono espresse dalle seguenti correlazioni:

$$\begin{cases} x_M = r_M \cos \left(\varphi_M\right) \\ y_M = r_M \sin \left(\varphi_M\right) \\ z_M = \varphi_M \frac{S}{2 \pi} \end{cases}$$

Come è ben noto in figura, per ogni sacca d'acqua cambia il livello del flusso. Il livello di fluido di ogni singola tasca è descritto da un'equazione lineare diversa, avente lo stesso coefficiente angolare ma traslata verso l'alto o il basso di un valore pari a S/N.

La superficie del volume superiore è rappresentata dalla retta h2 e la sua equazione è:

$$h_1(z) = -tan(\beta)(z - z_0) + y_0$$

La superficie del volume inferiore è rappresentata dalla retta h1 e la sua equazione è:

$$h_1(z) = -tan(\beta)\left(z - z_0 + \frac{S}{N}\right) + y_0$$

Come già accennato, per determinare la coppia sull'asse della vite è necessario determinare le pressioni che esercitano sulla pala, esse sono espresse nel seguente modo:

$$P(M) = \begin{cases} \varphi g h_1(z_M) \cos(\beta), & y_M > h_2(z_M) \\ g[h_1(z_M) - h_2(z_M)] \cos(\beta) = \varphi g dh, & y_M \le h_2(z_M) \end{cases}$$

La pressione esercita su una superficie elementare dA una forza elementare df; essa è espressa come:

$$df(M) = P(M)dA n$$

Dove n è un vettore unitario nella direzione perpendicolare alla pala.

A sua volta la forza elementare genera una coppia assiale elementare:

$$dC = (OM \wedge df(M))z = df(M)r_M \sin(\alpha_r)$$

Con α_r in funzione di r, l'inclinazione delle pale rispetto all'asse della vite. Gli angoli per $r = R_a$ e $r = R_i$ sono rappresentati in figura con gli angoli α_{Ra} e α_{Ri} .

$$\alpha_r = atan\left(\frac{S}{2\,\pi\,r}\right)$$

Infine, è possibile esprimere la formulazione della coppia agente sulla pala di una vite:

$$C_{th,pale} = \iint_{S_m}^{\cdot} dC$$

= $\iint_{S_m}^{\cdot} r \sin(\alpha_r) P(\varphi, r) dA$
= $\iint_{S_m}^{\cdot} r \sin(\alpha_r) P(\varphi, r) db dr$
 $C_{th,pale} = \int_{R_i}^{R_a} \left(r^2 \sin(\alpha_r) P(\varphi, r) \sqrt{1 + \left(\frac{S}{2\pi r}\right)^2} d\varphi \right) dr$

La coppia fornita da una coclea è calcolata come la coppia fornita da una pala moltiplicata per il numero di pale della turbina. La coppia totale fornita è uguale a:

$$C_{th,turbina} = \frac{L_B N}{S} C_{pala}$$

Il rapporto L_BN/S rappresenta un numero medio di pale che forniscono coppia. Si ricordi che la prima e l'ultima pala di una turbina non lavora con la stessa efficienza delle altre, nel modello questo fenomeno è considerato trascurabile.

Come già detto il modello matematico presentato in questo capitolo è tratto dalla tesi di Dellinger [15].

MODELLO DI CALCOLO DELLE PERDITE

In una turbina a Vite D'Archimede convenzionale il modello per il calcolo del rendimento è descritto da Nuernberhk e Rorres [16]. Le perdite di potenza considerate sono le seguenti:

- Dispersione di portata tra il trogolo (canale che ospita la turbina) e le pale di una vite: *P*_{leakage}
- Dispersioni di portata per sovra-alimentazione: Pover
- Perdite per attrito viscoso dell'acqua sulle pale della vite: *P*_{loss,plan,friction};
- Perdite per attrito viscoso dell'acqua sull'albero centrale della vite: *P*_{loss shaft friction;}
- Perdite per attrito viscoso dell'acqua sul trogolo: *P*_{loss,wall,friction}
- Perdite all'uscita: *P*outlet

Il rendimento idraulico è calcolato come:

$$\eta = 1 - \frac{\sum P_{loss+leakage}}{P_{hydraulic}} = 1 - \frac{P_{leakage} + P_{over} + P_{loss,plan,friction} + P_{loss,shaft\,friction} + P_{loss,wall,friction} + P_{outlet}}{\varphi g \ Q \ H}$$

La portata totale è pari alla somma della portata nominale e le dispersioni di portata:

$$Q = Q_{nom} + Q_{over} + Q_{leakage}$$

Dove Q_{nom} è la portata nominale calcolata dal volume di un bucket; Q_{over} è la portata persa per il sovra riempimento della turbina e $Q_{leakege}$ è la perdita di portata dovuta al passaggio dell'acqua tra il canale(trogolo) e le pale.

Questo modello valido per una turbina convenzionale non è adatto al nostro caso. Difatti la turbina IKO prevede solo perdite per attrito e perdite meccaniche, che in questo modello non sono nemmeno citate. Nel nostro modello, inoltre, trascuriamo per il momento le perdite per sovra riempimento della turbina. Nel nostro caso le perdite di potenza considerate sono:

- Perdite per attrito viscoso dell'acqua sulle pale della vite: *P*_{loss,plan,friction};
- Perdite per attrito viscoso dell'acqua sull'albero centrale della vite: *P*_{loss shaft friction};
- Perdite per attrito viscoso dell'acqua sul trogolo: *P*_{loss,wall,friction}
- Perdite meccaniche: P_{mecc}
- Perdite per impatto *P_{imp}*

Dunque, il rendimento idraulico è calcolato come:

$$\begin{split} \eta &= 1 - \frac{\sum P_{loss}}{P_{hydraulic}} = \\ &= 1 - \frac{P_{mecc} + P_{loss,plan,friction} + P_{loss\,shaft\,friction} + P_{loss,wall,friction}}{\varphi g \, Q \, H} \end{split}$$

Dove la portata d'acqua coincide con la portata nominale determinata attraverso il calcolo del volume di bucket. Nelle righe seguenti vengono illustrate le perdite di potenza nello specifico.

Perdita di potenza per attrito

Le perdite di attrito per attrito volvente si divide in tre categorie: attrito tra l'acqua e le pale, attrito tra l'acqua e l'albero, attrito tra l'acqua e il canale. Una delle difficoltà nel calcolo di queste perdite è la determinazione del fattore di attrito volvente. Il fattore di attrito di Darcy si riferisce ad un flusso stazionario completamente sviluppato per un tubo o un canale in cui l'acqua si muove parallelamente alle pareti di un tubo. La velocità relativa tra l'albero e l'acqua nella direzione del movimento è:

$$v_{r,c} = r_i \omega$$

Lo sforzo di taglio è:

$$\tau_s = f_{DW,1} \frac{\varphi v_{r,c}^2}{8}$$

Dove $f_{DW,1}$ è il coefficiente d'attrito nella direzione di movimento dell'albero centrale. Si ottiene dunque la perdita di potenza per attrito tra l'albero e il flusso d'acqua:

$$P_{loss \, shaft \, friction} = f_{DW,1} \frac{\varphi v_{r,c}^2}{8} \, NA_c$$

L'area dell'albero è calcolata integrando:

$$dA_{c} = \begin{cases} 0 & z_{2} > z_{wl}, z_{1} > z_{wl} \\ \left(\frac{z_{wl} - z_{1}}{z_{2} - z_{1}}\right) \frac{P}{N} r_{i} \ d\theta & z_{2} \ge z_{wl}, z_{wl} \ge z_{1} * \\ \frac{P}{N} r_{i} d\theta & z_{2} < z_{wl}, z_{1} < z_{wl} \end{cases}$$

$$A_c = \int_{\theta=0}^{\theta=2\pi} dA_c$$

In una turbina convenzionale perdite per attrito del trogolo sono considerate come "perdite di trasporto"; nella turbina IKO il canale è un componente rotante che segue l'albero della turbina, dunque, il calcolo delle perdite per attrito segue il modello applicato per l'attrito tra acqua e albero. La velocità relativa tra il canale rotante e l'acqua nella direzione del movimento è:

$$v_{r,t} = r_e \omega$$

Lo sforzo di taglio è:

$$\tau_s = f_{DW,2} \frac{\varphi v_{r,c2}^2}{8}$$

Dove $f_{DW,2}$ è il coefficiente d'attrito nella direzione di movimento del canale rotante. Si ottiene dunque la perdita di potenza per attrito tra l'albero e il flusso d'acqua:

$$P_{loss \ shaft \ friction} = f_{DW,2} \frac{\varphi v_{r,t}^2}{8} \ NA_t$$

L'area del canale rotante è calcolata integrando:

$$dA_{t} = \begin{cases} 0 & z_{2} > z_{wl}, z_{1} > z_{wl} \\ \left(\frac{z_{wl} - z_{1}}{z_{2} - z_{1}}\right) \frac{P}{N} r_{o} d\theta & z_{2} \ge z_{wl}, z_{wl} \ge z_{1} * \\ \frac{P}{N} r_{o} d\theta & z_{2} < z_{wl}, z_{1} < z_{wl} \end{cases}$$
$$A_{t} = \int_{\theta=0}^{\theta=2\pi} dA_{t}$$

Nel caso di perdita d'attrito tra l'acqua e le pale, o sforzo di taglio in un dato punto sul piano elicoidale è nella direzione opposta alla rotazione, ad una distanza r dall'albero centrale. In questo caso la velocità relativa non è costante. L'unica componente da considerare è lungo la direzione radiale poiché il moto è rotatorio. E' necessario dunque integrale lungo le superfici del piano elicoidale poiché la velocità relativa varia radialmente:

$$P_{loss,plane,friction} = N \int_{r=r_o}^{r_o} \int_{\theta}^{\theta=2\pi} f_{DW,3} \frac{\varphi r^3 \omega^3}{8} dA_1 + N \int_{r=r_o}^{r_o} \int_{\theta}^{\theta=2\pi} f_{DW,3} \frac{\varphi r^3 \omega^3}{8} dA_2$$

 $f_{DW,3}$ è il coefficiente di Darcy nella direzione del movimento delle pale. Per il calcolo della potenza è necessario innanzitutto calcolare la superficie di contatto dell'acqua sull'elica sia sul lato superiore che inferiore:

$$dA_{1} = \begin{cases} 0 & z_{1} > z_{wl} \\ \frac{(4\pi^{2}r^{2} + S^{2})}{2\pi r} r dr d\theta & z_{1} \le z_{wl} \end{cases}$$
$$dA_{2} = \begin{cases} 0 & z_{2} > z_{wl} \\ \frac{(4\pi^{2}r^{2} + S^{2})}{2\pi r} r dr d\theta & z_{2} \le z_{wl} \end{cases}$$

Le aree sono l'integrale delle aree infiitesime:

$$A_{1} = \int_{r=r_{o}}^{r_{o}} \int_{\theta=0}^{\theta=2\pi} dA_{1}$$
$$A_{2} = \int_{r=r_{o}}^{r_{o}} \int_{\theta=0}^{\theta=2\pi} dA_{2}$$

Dunque, la perdita di potenza per attrito volvente tra l'acqua e le pale di una turbina può essere calcolata come:

$$P_{loss,plan,friction} = n_b f_{DW,3} \frac{\varphi r^3 \omega^3}{8} (\overline{r_1^3} A_1 + \overline{r_2^3} A_2)$$

Dove $\overline{r_1}$ e $\overline{r_2}$ sono il raggio medio della parte superiore ed inferiore di una pala:

$$\overline{r_1} = \left(\frac{\int_{r=r_0}^{r_0} \int_{\theta=0}^{\theta=2\pi} r^3 dA_1}{A_1}\right)^{1/3} \overline{r_2} = \left(\frac{\int_{r=r_0}^{r_0} \int_{\theta=0}^{\theta=2\pi} r^3 dA_2}{A_2}\right)^{1/3}$$

Il modello illustrato è tratto dell'artico presentato da Lubitz e Kozyn, la perdita del canale o cilidro della turbina IKO è stato modella sulla base del modello di questo articolo.[18]

Perdite meccaniche

La turbina IKO rispetto ad una Vite d'Archimede deve supportare il peso di tutta la struttura girante e dell'acqua che transita. Questa peculiarità determina un incremento delle perdite meccaniche notevole; difatti il calcolo delle perdite meccaniche in una turbina convenzionale è trascurato o si limita alle sole perdite dei cuscinetti. Il peso

della Turbina IKO va a gravare sull'albero generando delle perdite meccaniche per attrito notevoli. Il modello utilizzato fa riferimento alle perdite meccaniche di una "Overshot water wheel" (Ruota idraulica); tratto dall'articolo di Emanuele Quaranta e Roberto Revelli. [19] Le perdite meccaniche sono espresse come:

$$P_{mecc} = C_{friction}\omega = W f r \omega = (W_{water} + W_{turbine}) f r \omega$$

Dove C_{friction} è la coppia resistente a causa dell'attrito tra la turbina stessa e l'albero; ω è la velocità angolare della turbina; W=W_{water} +W_{turbine} è il peso totale della turbina, dove W_{water} è il peso dell'acqua di transito e W_{turbine} è il peso della turbina; f è il cpefficiente d'attrito ($\simeq 1/16$ prt una superficie d'acciaio lubrificata) è il raggio interno della turbina. [19]

Perdite per impatto

Le perdite per impatto possono verificarsi sia nella parte superiore che nella parte inferiore della turbina. Nel caso della turbina IKO si studiano solo le perdite per impatto all'ingresso della turbina; questo perché questa turbina non è immersa e non soffre il contatto con il flusso d'acqua all'uscita. A velocità assoluta è definita come \vec{v} , la velocità tangenziale \vec{u} è la velocità della turbina in un punto dell'impatto; la velocità relativa è invece definita come la differenza vettoriale della velocità assoluta e tangenziale $\vec{w} = \vec{v} - \vec{u}$. La perdita di potenza per impatto può essere scritta come:

$$P_{imp} = \xi \gamma Q \frac{w^2}{2g}$$

Dove ξ è il coefficiente di impatto e $|\vec{v}| = \sqrt[2]{|\vec{v_u}|^2 + 2g(h_u + h_s/2)}$ è la velocità assoluta del flusso d'acqua entrate nella turbina; h_u è la quota d'acqua del canale d'ingresso, h_s è la quota d'acqua all'ingresso della turbina. Le perdite per impatto sono momentaneamente trascurante in quanto non impattanti rispetto alle altre perediote studiate.[19]

RISULTATI

VALIDAZIONE MATEMATICA DEI MODELLI DI CALCOLO DI LUBITZ E DELLUNGER

Validazione del modello di calcolo di Lubitz

Per la valutazione del modello di calcolo di Lubitz p, si è ritenuto opportuno svolgere le previsioni utilizzando i parametri geometrici e le condizioni al contorno dell'articolo.

Inclinazione della turbina	β	Variabile
Diametro esterno	Do	0,146 m
Diametro interno	Di	O,55*0,146 m
Passo	Р	0,146 m
Numero di pale	Ν	3
Lunghezza turbina	L	4*0,146 m
Salto	Н	0,25 m
Fattore di riempimento	f	Variabile
Numero di elementi radiali	$(R_o - R_i)/dr$	400
Numero di elementi angolari	$2\pi/d\theta$	360

Il modello matematico è stato implementato su *MATLAB*. l'analisi numerica è stata condotto mediante integrazione numerica; si basa su 400 elementi radiali e 360 elementi angolari; $[dr=(R_o - R_i)/400; d\theta=2\pi]$. Le figure seguenti mostrano il volume d'acqua e la coppia per un singolo "Bucket".Il grafico seguente mostra come cambia il volume di una turbina al variare del fattore di riempimento e dell'angolo di inclinazione



Figura 49 Volume di un bucket in funzione del fattore di riempimento e dell'inclinazione di una turbina

Il volume del bucket cresce, in maniera quasi lineare, al crescere del fattore di riempimento. Diminuendo l'angolo di inclinazione della turbina il riempimento di un bucket aumenta. Difatti il valore β influenza il calore z_{wl} ovvero il livello dell'acqua. Questo grafico non deve trarre in inganno, difatti fissando la lunghezza della turbina, una diminuzione di beta determinerebbe una diminuzione del salto, dunque, della potenza idraulica. Il grafico seguente mostra come la coppia di un bucket cambia in funzione del fattore di riempimento e dell'inclinazione.


Figura 50 Coppia di un bucket in funzione del fattore di riempimento e dell'inclinazione di una turbina

E' interessante notare come il grafico della coppia e del volume sono completamente diversi. Come nel caso del volume, la coppia cresce, in maniere grossomodo lineare, all'aumento del fattore di riempimento. Facendo variare l'inclinazione della turbina si nota come per bassa inclinazione la coppia generata è molto bassa, è necessario avere delle inclinazioni comprese tra i 20° e i 30° per massimizzare la potenza generata di una turbina. Se si presume che non ci siano perdite di perdita di gap, il modello prevede una vite funzionerà con efficienza η = 1 a tutti i livelli di riempimento minore di f, a tutte le velocità di rotazione ω , a tutte le combinazioni di pendenza β , rapporto diametrale Di/Do e rapporto P/Do. Il seguente modello pone le basi per il modello di rendimento i cui risultati saranno mostrati successivamente. Attraverso il modello di Lubitz si è deciso basare l'analisi di ottimizzazione di volume e coppia in funzione del rapporto di

Validazione modello di calcolo di Dellinger

Anche per la valutazione del modello di calcolo di Dellinger, si è ritenuto opportuno svolgere le previsioni utilizzando i parametri geometrici e le condizioni al contorno dell'articolo.

Inclinazione della turbina	β	Variabile
Diametro esterno	Do	0,25 m
Diametro interno	Di	0,5 m
Passo	Р	1 m
Numero di pale	Ν	Variabile
Salto	Н	1 m
Lunghezza turbina	L	L*sin(beta)
Numero di elementi radiali	$(R_o - R_i)/dr$	400
Numero di elementi angolari	$2\pi/d\theta$	360

Il grafico seguente mostra l'evoluzione del volume di un "bucket" in funzione dei parametri geometrici di una turbina.



Variazione del volume in funzione dei parametri

Figura 51 Volume di un bucket in funzione dell'angolo di inclinazione e del numero di pale

Anche il modello di calcolo di Dellinger conferma i risultati ottenuti con il modello precedentemente illustrato. Il volume aumenta al diminuire dell'inclinazione della turbina. Dunque, a parità di diametro diminuendo l'inclinazione un "bucket" può ospitare una quantità d'acqua maggiore, tuttavia a parità di salto d'acqua è necessario aumentare la lunghezza della Vite d'Archimede con controindicazione di carattere strutturale ed economico.



Figura 52 Coppia di un bucket in funzione dell'angolo di inclinazione e del numero di pale

La validazione del modello di calcolo della Coppia di Dellinger permette di analizzare degli aspetti che precedentemente non erano stati discussi. Anche questo metodo permette di capire che all'aumentare dell'inclinazione la coppia diminuisce; inoltre notiamo che la coppia aumenta all'aumentare del numero di pale. Si nota un netto aumento della coppia passando da 2 a 3 pale; questo incremento diminuisce in maniera importante passando dalla terza pala in su. Per un inclinazione di 28°, passando da una turbina a due pale ad una a tre pale abbiamo un incremento di 110 Nm (+33%); passando da una turbina a tre pale ad una a quattro pale abbiamo un incremento di 35 Nm (+8%). Il grafico ci mostra, quindi, che per avere la più alta coppia possibile è necessario avere un alto numero di pale ed un'inclinazione bassa. Questa condizione però rende la turbina più grande e quindi più pesante. Nella Turbina IKO rispetto ad una turbina convenzionale la componente peso è di principale importanza in quantoo determina un incremento delle perdite meccaniche notevole. Oltre alla componente peso, è necessario

ricordare che l'aumento delle pale aumenta anche le perdite di potenza dovute all'attrito dell'acqua sulle pale.

OTTIMIZZAZIONE DELLA GEOMETRIA DELLA TURBINA

Con ottimizzazione della geometria si intende la valutazione del volume e della coppia della turbina in funzione di due parametri geometrici: il rapporto di raggio e il rapporto di passo. Il rapporto di raggio è definito come il rapporto tra il raggio interno e il raggio esterno; il rapporto di passo, invece, è definito come il passo di una pala diviso il diametro esterno.

- Rapporto di raggio: $\varphi = \frac{R_i}{R_o}$ Rapporto di passo: $s = \frac{s}{2R_o}$

Queste definizioni sono state definite da Dellinger ma i risultati seguenti seguono il modello di calcolo di Lubitz. Le caratteristiche geometriche della turbina per l'ottimizzazione della geometria sono le seguenti:

Raggio esterno	Ro	0.5 m
Inclinazione della turbina	β	25°
Numero di pale	Ν	3
Fattore di riempimento	f	1

Il grafico seguente mostra l'evoluzione del volume in funzione del rapporto di passo e del rapporto di raggio.



Figura 53 Ottimizzazione del volume di un bucket in funzione dei parametri geometrici

I risultati mostrano all'aumentare del passo la vite per mette di aumentare il volume ma per passi troppo alti il volume diminuisce. Utilizzando dei rapporti di passo maggiori di 1 è possibile ancora il volume, ma è necessario diminuire anche il numero delle pale. I valori ottimali del rapporto di raggio oscillano tra 0.5 e 0.6. Nelle tabelle seguenti è possibile verificare la coppia di valori per ottimizzare il volume di una turbina.

Valori ottimali per massimizzazione del volume (Ro=0.5m)	
s_max (Rapporto di passo)	1.24m
φ _max (Rapporto di raggio)	0.594m

Il grafico seguente mostra l'evoluzione della coppia in funzione del rapporto di passo e del rapporto di raggio.



Figura 54 Ottimizzazione della coppia in funzione dei parametri geometrici

Il grafico mostra che al variare del rapporto di passo la coppia subisce delle variazioni importanti. Difatti, all'aumentare del rapporto di passo la coppia aumenta di conseguenza; tuttavia, aumentando troppo il rapporto di passo la coppia diminuisce. L'influenza del rapporto di raggio è meno evidente; come nell'ottimizzazione del volume i valori migliori per ottimizzare la coppia oscillano tra 0,5 e 0,6.

Valori ottimali per massimizzazione della coppia (Ro=0.5m)	
s_max (Rapporto di passo)	1.06m
φ_{max} (Rapporto di raggio)	0.6m

Al variare della taglia della turbina, dunque al variare del raggio esterno, il rapporto di passo resta circa costante; al contrario, il rapporto di raggio tende a variare. Non vi sono, dunque, dei parametri universali che garantiscano la miglior geometria; è necessario ottimizzare ogni turbina in funzione della taglia (raggio esterno) e delle condizioni al contorno (angolo di inclinazione, salto e lunghezza turbina). Notiamo che i parametri per ottimizzare la coppia o il volume sono diversi; questo risultato influisce sul risultato teorico in base al modello di calcolo che si vuole utilizzare; difatti è possibile calcolare la potenza di turbina tramite la coppia o tramite la portata. Questi risultati vanno dunque confermati da delle prove sperimentali; tuttavia si preferisce analizzare i risultati seguenti mediate l'ottimizzazione della coppia.

RENDIMENTO

A partire dal modello di calcolo spiegato precedentemente è stato possibile determinare un rendimento teorico al variare di alcuni parametri. I primi grafici sono stati realizzati al variare della velocità di rotazione e della portata; legati fra di loro con la seguente correlazione: $Q = N V_B \frac{n}{60}$. Successivamente sono stati studiati i rendimenti fissando la portata **Q** al varaire della velocità di rotazione **n** (o ω); o all'inverso fissando la velocità di rotazione **n** (o ω) al variare della portata **Q**. Nella seguente tabella sono indicati i parametri geometrici della turbina studiate.

Raggio esterno	Ro	0.5 m
Raggio interno	Ri	0.3 m
Passo	S	1.2 m
Lunghezza della turbina	L	3.6 m
Numero di pale	Ν	3
Angolo di inclinazione	β	25°
Fattore di riempimento	f	1

Il primi due grafici mostrano come varia il rendimento di una turbina al variare della portata e della velocità di rotazione. Abbiamo un andamento decrescente al variare della velocità (dunque della portata) che determina un incremento delle perdite per attrito e perdite meccaniche.



Figura 55 Rendimento di una turbina in funzione della velocità di rotazione (velocità e portata correlati tra loro)



Figura 56 Rendimento di una turbina in funzione della velocità di rotazione (velocità e portata correlati tra loro)

Il grafico seguente mostra come varia il rendimento di una turbina al variare della portata e con velocità di rotazione fissata a 35rpm. Abbiamo un andatamento crescente al crescere del rendimento con l'incremento della portata di esercizio. L'analisi seguente

cosidera le sole perdite meccaniche e d'attrito; vengono momentaneamente trascurate le perdite per sovralimento di portata. Questo andamento è giustificato dall'aumento della potenza idraulica definita come $P_{hyd} = \rho g Q H$. La portanza idraulica aumenta con l'incremento della portata; mentre le perdite per attrito e le perdite meccaniche sono sono circa costanti. (Si ricordi che il fattore di riempimento è anch'esso fissato a 1).



Figura 57 Rendimento al variare della portata a velocità fissa a 35rpm

Facendo variare la portata in funzione del fattore di riempimento, otteniamo un andamento simile ma con risultati leggermente diversi. Il grafico seguente è più accurato di quello precedentemente proposto poiché considera le perdite che variano in funzione del volume. Si ricordi che al variare del fattore di riempimento varia il volume di un "Bucket" quindi anche la portata della turbina.



Figura 58 Rendimento al variare del fattore di riempimento a velocità fissa a 35rpm

Questi andamenti fanno riflettere sulle condizioni ottimali di funzionamento della turbina. Le prestazioni migliori sono raggiunte a bassi valori di velocità di rotazione con la portata più alta possibile. Questa riflessione si limita sono ad analizzare il rendimento della turbina; difatti si trascura la potenza meccanica prodotta, anch'essa fortemente influenzata dalla velocità di rotazione. Il ragionamento appena espresso viene confermato bloccando la portata a $0.2m^3/s$ e facendo variare la velocità.



Figura 59 Rendimento al variare della velocità di rotazione con portata fissa.

Il grafico seguente mostra una divisione delle perdite di potenza al variare della velocità di rotazione. Si nota come tutte le perdite sia per attrito che meccaniche aumentano al variare della portata; questa rappresentazione conferma le analisi precedentemente esposte. La quota preponderante è la perdita di potenza meccanica; difatti la turbina studiata rispetto ad una convenzionale soffre sia peso della struttura che il peso dell'acqua. Con l'aumentare della velocità di rotazione anche l'attrito delle pale determina un calore dei rendimenti con un aumento importante; crescono in maniera quasi "lineare" le perdite per attrito dell'involucro e dell'albero.



Figura 60 Distribuzione delle perdite al variare della velocità di rotazione

Si mostra nel seguente grafico la distribuzione delle perdite alla velocità di 40rpm. Il grafico mette in luce la grande quota di energia persa a causa del peso della turbina; il 47% delle perdite sono causate dalle perdite meccaniche. A questa velocità di rotazione le perdite delle pale e dell'involucro sono prevalenti rispetto a quello dell'albero.



Figura 61 Distribuzione delle perdite a 40rpm

Si mostra nel seguente grafico la distribuzione delle perdite alla velocità di 70rpm. Il grafico mette in luce la grande quota di energia come l'attrito delle pale pesa pesantemente all'aumentare della velocità rispetto alle perdite per attrito dell'involucro e del cilindro; rispetto al caso precedente la percentuale delle pale passa dal 21% al 31%.



Figura 62 Distribuzione delle perdite a 70rpm

POTENZA

In questo sotto-capitolo mostriamo l'andamento della potenza utile generata della turbina dopo le considerazioni di rendimento fatta. Potenza utile è calcolata come il prodotto del rendimento e la potenza idraulica:

$$P_{utile} = \eta P_{idraulica} = \eta \varphi g Q H$$

La potenza utile è calcolata sulla turbina aventi le seguenti caratteristiche (già mostrate precedentemente):

Raggio esterno	Ro	0.5 m
Raggio interno	Ri	0.3 m
Passo	S	1.2 m
Lunghezza della turbina	L	3.6 m
Numero di pale	Ν	3
Angolo di inclinazione	β	25°

Il grafico seguente mostra come la potenza diminuisce all'aumentare della velocità di rotazione della turbina. La portata è stata fissata a 0.16 m^3 /s che corrisponde a fattore di riempimento 1.



Figura 63 Andamento della potenza utile al variare della velocità a portata fissata.

MODELLI A CONFRONTO

Si mostra ora un confronto tra i risultati ottenuti su una turbina IKO e i risultati ottenuti da Lubitz e Kozyn nell'articolo già citato precedentemente. [18] I risultati seguenti sono stati fatti a partire dai dati geometrici della turbina analizzata dall'università di Guelph-Canada. I parametri geometrici vengono proposti nella tabella seguente:

Raggio esterno	Ro	0.073 m
Raggio interno	Ri	0.040 m
Passo	S	0.146 m
Lunghezza della turbina	L	0.584 m
Numero di pale	Ν	3
Angolo di inclinazione	β	24.9°
Fattore di riempimento	f	1

Nel seguente grafico è possibile valutare le prestazioni in termine di potenza utile della turbina IKO rispetto ad una vite idraulica convenzionale studiata da Lubitz (i seguenti risultati sono tratti dall'articolo precedentemente discusso [18]). Si fa variare la velocità di rotazione fissando la portata a 4L/s.



Figura 64 Confronto turbina Lubitz e turbina IKO (Potenza utile in funzione della velocità con portata fissa)

Il confronto ottenuto mostra che, a parità di condizioni, una turbina convenzionale è più prestante di una turbina IKO. Dunque, da un lato i risultati mostrano che gli andamenti prestazionali sono simili, quindi i risultati lasciano ben sperare che l'approccio metodico rispetto a questa nuova tecnologia sia quello da seguire.

CONCLUSIONI

La presente tesi si pone come obiettivo di studiare le prestazioni idrauliche della microturbina IKO Power. La turbina proposta dalla start-up francese si basa sui principi fisici di una coclea o Vite d'Archimede con delle opportune modifiche. Difatti questa turbina si presenta come un blocco costituito da pale, albero e cilindro che ruotano simultaneamente. Il progetto prevede lo stampaggio della turbina mediante fabbricazione additiva; la turbina risulta essere modulare, ovvero costituita da tanti blocchi assemblabili sul luogo dell'installazione.

La tesi introduce nei primi capitoli una panoramica dell'energia idroelettrica. Attualmente la potenza idroelettrica installata nel mondo è di circa 1360 GW, con una produzione annua di circa 4.3 milioni di GWh, ovvero circa il 15% della produzione annua di energia elettrica. Gli unici paese che negli ultimi anni hanno incrementato in maniera importante la loro potenza installata sono la Cina e il Brasile. Nello scenario di crescita della produzione di energia elettrica mondiale i mini e micro-impianti idroelettrici assumono nei prossimi anni un ruolo fondamentale. Nei paesi occidentali, che necessitano di tanta energia elettrica possibilmente rinnovabile, incrementare la potenza elettrica mediante impianti idroelettrici di grossa taglia è complicato per via del forte impatto ambientale e paesaggistico di queste gigantesche opere. Inoltre, il potenziale rimanente è molto basso. Nei paesi in via di sviluppo, abbiamo una situazione contraria. Una grande possibilità di potenza installabile ma poche possibilità tecnologiche e poca richiesta di energia elettrica. Nei prossimi anni dunque l'incremento del pacco macchine idroelettrico mondiale potrà essere sviluppato solo con l'installazione di queste micro-opere; sia in aree urbane con connessioni in rete sia in aree rurali in modalità off-grin.

Le tecnologie installabili in un impianto micro-idroelettrico sono numerose; la presente tesi introduce alcune di esse come la ruota idraulica (nelle sue diverse installazioni), l'HPM, e la VHL. Successivamente si presenta la vite idraulica o turbina a vite d'Archimede. La coclea ha il vantaggio di avere una facile installazione della turbina, ed è in grado di funzionare anche a carichi parziali mantenendo un buon rendimento. I capitoli successivi presentano il cuore della tesi; vengono infatti presentati i modelli matematici studiati e i modelli proposti per il calcolo del rendimento della turbina IKO.

I modelli studiati Lubitz (Universita di Guelph-Canada) e Dellinger (Università di Strasburgo) sono stati validati e commentanti. Entrambi i modelli sono hanno dato risultati soddisfacenti, si è deciso di approfondire il modello di Lubitz perché più semplice e snello; Il modello di Dellinger ha dato problemi per l'analisi di turbine di diverso taglio, inoltre il codice Matlab sviluppato è molto più pesante e correggibile. Successivamente a partire dall'artico di Lubitz/Kozyn è stato sviluppato un modello che raggruppasse tutte le perdite della turbina IKO. Nella sezione "Perdite di potenza" sono spiegate le differenze tra una vite idraulica convenzionale e una turbina IKO. Sono

successivamente illustrati i risultati ottenuti: i valori geometrici ottimali e i risultati del rendimento ottenuti con un occhio alle perdite di potenza.

Trattandosi di un modello teorico, nonché di una sintesi di articoli scientifici sul tema, è necessario verificare che i modelli proposti siano attendibili mediante un lavoro sperimentale sulla turbina illustrata; attualmente non ci sono articoli scientifici che trattato le peculiarità e le ipotesi fatte. Si raccomanda anche una analisi CFD per verificare il funzionamento della turbina in regime transitorio. La perplessità riscontrata è che la turbina possa avere un transitorio molto lungo e che si avvii solo per portate più elevate rispetto ad una turbina convenzionale; questo perché l'acqua entrante in turbina non ha uno spazio di transito ma si accumula nei diversi Bucket.

La seguente tesi è solo il primo passo nell'analisi prestazionale di una turbina IKO, questo studio ha permesso alla start-up di avere una panoramica sulle prestazioni ideali della turbina.

Circa il progetto IKO, si consiglia una analisi strutturale della turbina. Il progetto propone una turbina modulare (montabile e smontabile) stampata mediante fabbricazione additiva con materiali di origine naturale o riciclabili; questo obiettivo molto arduo deve scontrarsi però con la capacità della turbina di supportare i carichi e l'usura dei materiali nel tempo.

BIBLIOGRAFIA

[1] Slides del corso "Energy economics" Politecnico di Torino - Prof.Chiaramonti

[2]"Idroelettrico fonte cruciale per la transizione" di Gian Paolo Repetto (Newletter "Gestore Mercati Energetici S.p.a.")

[3] IRENA (International Renewable Energy Agency) "Renewable energy technologies-Hydropower"

[4] Stefano Mazzetti, "Revisione critica delle tecnologie utilizzate in ambiti di mini idroelettrico, studio del potenziale e sviluppo di un caso pratico lungo il Naviglio Bareguardo", Tesi di laurea, rel.Paolo Silva. Politecnico di Milano 2011-2012.

[5] ESHA (European Small Hydro Association), Guida alla realizzazione di un piccolo impianto idroelettrico, pp 3-8, 202-234, anno pubblicazione: 2007; versione aggiornata di "Layman"s Guidebook on How to Develop a Small Hydro Site" di Celso Penche nel 1998.

[6] IHA- International hydropower association - Report "Hydropower 2050"

[7] UNIDO-United Nations Industrial Development Organization (Small Hydro Power)

[8] ICSHP-World Small Hydropower Development Report 2019

[9] Alessandro Davitti, Fattibilità tecnico-economiche di impianti mini-idro: software e applicazioni, tesi di laurea, rel. Alberto Bianchi; co-rel. Maximo Aurelio Peviani, Politecnico di Milano 2006/07.

[10] Emanuele Quaranta Amir Bahreini Alireza Riasi Roberto Revelli"The Very Low Head Turbine for hydropower generation in existing hydraulic infrastructures: State of the art and future challenges".

[11] Marco Licari "Hydrostatic pressure machine" Tesi di laurea, rel. Vincenzo Dossena Politecnico di Milano,2019.

[12] Emanuele Quaranta, Coclea idraulica: la lunga storia da Archimede alla corrente elettrica.

[13] William David Lubitz; Murray Lyons; Scott Simmons "Performance Model of Archimedes Screw Hydro Turbines with Variable Fill Level" Journal of Hydraulic Research, 2014.

[15] Thèse Guilhem DELLINGER "Etude expérimentale et optimisation des performances hydrauliques des vis d'Archimède utilisées dans les micro centrales hydroélectriques", Université des Strasbourg, 2015.

[16] D. Nuernbergk and C. Rorres, "Analytical Model for Water Inflow of an Archimedes Screw Used in Hydropower Generation," Journal of Hydraulic Engineering, 2013.

[17] Guilhem Dellinger, Abdelali Terfous, Pierre-Andre Garambois, Abdallah Ghenaim "Experimental investigation and performance analysis of Archimedes screw generator", HAL,2019.

[18] Andrew Kozyn, William David Lubitz, "A power loss model for Archimedes screw generators", Renewable Energy, 2017.

[19] Emanuele Quaranta, Roberto Revelli "Output power and power losses estimation for an overshot water wheel", Renewable Energy, 2015.

[20] Arianna Passamonti, "Investigation of energy losses in laboratory and full-scale Archimedes screw generators", Tesi di laurea, rel. Paolo Silva, William Lubitz, Politecnico di Milano, 2017.

[21] C. Rorres, "The Turn of the Screw: Optimal Design of an Archimedes Screw," Journal of Hydraulic Engineering , 2000.

[22] James SENIOR, Patrick WIEMANN, Gerald MÜLLER, "The rotary hydraulic pressure machine for very low head hydropower sites" Research Gate, 2008.

SITOGRAFIA

- (1) www.sorgenia.it
- (2) www.unric.org
- (3) www.ipccitalia.cmcc.it
- (4) www.gruppoiren.it
- (5) www.enelgreenpower.com
- (6) www.siedenergia.it

ALLEGATO A

Codice Matlab calcolo del volume secondo il modello matematico di Lubitz

```
function [Volume]=funzione_volume(f,b,S,Ro,Ri,N)
k=360;
RR=400;
b rad=b*pi/180;
th_grad_1=linspace(0, 360, k);
r1=linspace(Ri,Ro,RR);
z min= -[Ro*cos(b rad)]-[S/2*sin(b rad)];
z_max= [Ri*cos(b_rad)]-[S*sin(b_rad)];
z_wl= f*(z_max-z_min)+z_min;
kk=1;
for h=1:RR
    r(h)=r1(h);
for i=1:k
th_grad(i)=th_grad_1(i);
th(i)=th_grad(i)*pi/180;
w(i)=th(i)*S/(pi*2);
z_1(h,i)=[r(h)*cos(th(i))*cos(b_rad)]-[sin(b_rad)*S*th(i)/(2*pi)];
z_2(h,i)=[r(h)*cos(th(i))*cos(b_rad)]-[sin(b_rad)*((S*th(i)/(2*pi))-(S/N))];
 if z_2(h,i)>z_wl & z_1(h,i)>z_wl;
    dV(h,i)=0;
 end
 if z 2(h,i)>=z wl & z wl>=z 1(h,i);
    dV(h,i)=([(z_wl-z_1(h,i))/(z_2(h,i)-z_1(h,i))]*S/N*r(h));
 end
 if z_2(h,i)<=z_wl & z_1(h,i)<=z_wl;</pre>
    dV(h,i)=S/N*r(h);
 end
end
%METODO DI SIMPSON (Integrazione in funzione dei gradi)
ii=1;
for jj=1:(k/2-1)
    superficie_new_1(ii)=dV(h,2*jj);
    ii=ii+1;
end
Y=sum(superficie_new_1)-dV(h,360);
```

```
ii=1;
for jj=1:(k/2)
    superficie_new_2(ii) = dV(h,2*jj-1);
    ii=ii+1;
end
X=sum(superficie_new_2)-dV(h,1);
Larghezze(h)=((2*pi/k)/3)*[dV(h,1)+dV(h,k)+2*Y+4*X];
Larghezze1(kk)=Larghezze(h);
kk=kk+1;
end
%METODO DI SIMPSON (Integrazione in funzione del raggio)
ii=1;
for jj=1:(RR/2-1)
    Sup_1(ii)=Larghezze1(2*jj);
    ii=ii+1;
end
Y=sum(Sup_1)-Larghezze1(360);
ii=1;
for jj=1:(RR/2)
    Sup_2(ii)= Larghezze1(2*jj-1);
    ii=ii+1;
end
X=sum(Sup_2)-Larghezze1(1);
Volume=1000*(((Ro-Ri)/RR)/3)*[Larghezze1(1)+Larghezze1(RR)+2*Y+4*X];
```

```
end
```

ALLEGATO B

Codice Matlab calcolo della coppia secondo il modello matematico di Lubitz

```
function [Coppia]=funzione_coppia(f,b,S,Ro,Ri,N,L)
k=360;
RR=400;
b rad=b*pi/180;
rho=1000;
g=9.81;
th_grad_1=linspace(0, 360, k);
r1=linspace(Ri,Ro,RR);
z_min= -[Ro*cos(b_rad)]-[S/2*sin(b_rad)];
z_max= [Ri*cos(b_rad)]-[S*sin(b_rad)];
z_wl= f*(z_max-z_min)+z_min;
for h=1:RR
    r(h)=r1(h);
for i=1:k
th_grad(i)=th_grad_1(i);
th(i)=th_grad(i)*pi/180;
w(i)=th(i)*S/(pi*2);
z_1(h,i)=[r(h)*cos(th(i))*cos(b_rad)]-[sin(b_rad)*S*th(i)/(2*pi)];
z_2(h,i)=[r(h)*cos(th(i))*cos(b_rad)]-[sin(b_rad)*((S*th(i)/(2*pi))-(S/N))];
end
end
%%%%%CALCOLO COPPIA%%%%%%%%%
kk=1:
for h=1:RR
    r(h)=r1(h);
for i=1:k
    if z_1(h,i)>=z_wl;
        dP1(h,i)=0;
    else
        dP1(h,i)=rho*g*[z_wl-z_1(h,i)];
    end
 if z_2(h,i)>=z_wl;
        dP2(h,i)=0;
    else
```

```
dP2(h,i)=rho*g*[z_wl-z_2(h,i)];
```

end

```
dT(h,i)=(dP1(h,i)-dP2(h,i))*(S/(2*pi))*r(h);
```

end

```
%MEDOTO DI SIMPSON (Variazione lungo l'angolo/lunghezza)
ii=1;
for jj=1:(k/2-1)
    coppia1(ii)=dT(h,2*jj);
    ii=ii+1;
end
Y=sum(coppia1)-dT(h,360);
ii=1;
for jj=1:(k/2)
    coppia2(ii)= dT(h,2*jj-1);
    ii=ii+1;
end
X=sum(coppia2)-dT(h,1);
Totale_theta1(h)=((2*pi/k)/3)*[dT(h,1)+dT(h,k)+2*Y+4*X];
Totale_theta(kk)=Totale_theta1(h);
kk=kk+1;
end
%METODO DI SIMPSON (Variazione lungo il raggio)
ii=1;
for jj=1:(RR/2-1)
    Coppia_raggio_1(ii)=Totale_theta(2*jj);
    ii=ii+1;
end
Y=sum(Coppia_raggio_1)-Totale_theta(360);
ii=1;
for jj=1:(RR/2)
    Coppia_raggio_2(ii) = Totale_theta(2*jj-1);
    ii=ii+1;
end
X=sum(Coppia raggio 2)-Totale theta(1);
Coppia=(((Ro-Ri)/RR)/3)*[Totale_theta(1)+Totale_theta(RR)+2*Y+4*X];
Coppia_totale=Coppia*L*N/S;
end
```

ALLEGATO C

Codice Matlab calcolo del Volume secondo il modello matematico di Dellinger

```
close all
clear all
clc
Re=0.5;
Ri=0.25;
S=1;
N=3;
b grad=22;
beta=b_grad*pi/180;
rpm=35;
L=4*S;
H=L*sin(beta);
l=200; %divisione raggi
kk=200; %numero di superfici
yi1=@(th) Ri*sin(th);
ye1=@(th) Re*sin(th);
yi2=@(th) Ri*sin(th-2*pi/N);
ye2=@(th) Re*sin(th-2*pi/N);
th0=acos(-S*tan(beta)/(2*pi*Ri));
y0=Ri*sin(th0);
h1=@(th) [-tan(beta)/(2*pi)]*(th-th0)+y0;
%creo la curva r che cambia in funzione della superfici e del raggio
r1=linspace(Ri,Re,l);
% SUPERFICI DELLE PALE INTERMEDIE
for h=1:kk
 for p=1:1
 r(p)=r1(p);
kn=(6.28/kk)*h;
C_r=@(th) r*sin(th-kn/N);
f=@(th) r(p)*sin(th-kn/N)-[[-tan(beta)/(2*pi)]*(th-th0)+y0];
j=1;
for i=1:95
a=0.1*i;
b=a+0.1;
```

```
if (f(a)*f(b)) <= 0</pre>
 k0=[a,b];
x1=fzero(f,k0);
   A(h,p,j)=x1;
    j=j+1;
  end
end
second_interp=A(:,:,2);
third_interp=A(:,:,3);
  end
 end
 for h=1:kk
 for p=1:1
  d_phi(h,p)=third_interp(h,p)-second_interp(h,p);
  db(h,p)=d_phi(h,p)*r(p)*[[1+(S/(2*pi*r(p)))^2]^(1/2)];
%
  dS(h,p)=db(h,p)*[(Re-Ri)/1];
 end
end
%METODO DI SIMPSON
for h=1:kk
    for p=1:1
        ii=1;
 for jj=1:(1/2-1)
    superficie_new_1(ii)=db(h,2*jj);
    ii=ii+1;
 end
Y=sum(superficie_new_1);
ii=1;
 for jj=1:(1/2)
    superficie_new_2(ii)= db(h,2*jj-1);
    ii=ii+1;
end
X=sum(superficie_new_2);
d_superfici(h)=[((Re-Ri)/1)/3]*[db(h,1)+db(h,1)+2*Y+4*X];
  end
end
```

```
%CALCOLO FINALE DEL VOLUME
```

SUP=[d_superfici];

```
ii=1;
for jj=1:(length(SUP)/2-1)
    superficie_new_1(ii)=SUP(2*jj);
    ii=ii+1;
end
Y=sum(superficie_new_1);
ii=1;
for jj=1:(length(SUP)/2)
    superficie_new_2(ii)= SUP(2*jj-1);
    ii=ii+1;
end
X=sum(superficie_new_2);
```

VOLUME=[(S/N/kk)/3]*[SUP(1)+SUP(length(SUP))+2*Y+4*X]; %m3

```
Q=N*VOLUME*rpm/60;
Q_litri=Q*1000;
H=L*sin(beta);
```

```
P_hyd=1000*9.81*Q*L*sin(beta)/1000; %kW
P=P_hyd*0.8*0.9;
```

ALLEGATO D

Codice Matlab calcolo della Coppia secondo il modello matematico di Dellinger

```
function [Coppia,Coppia_vite]=funzione_coppia(S,Re,Ri,N,H,b_grad)
```

```
beta=b_grad*pi/180;
kk=99;
1=100;
r1=linspace(Ri,Re,kk);
th1=linspace(0,2*pi,1);
rho=1000;
g=9.81;
for j=1:kk
    r(j)=r1(j);
for i=1:1
th(i)=th1(i);
y(j,i)= r(j)*sin(th(i));
th0=acos(-S*tan(beta)/(2*pi*Ri));
y0=Ri*sin(th0);
z0=th0*S/(2*pi);
h1(i)= -tan(beta)*S/(2*pi)*[th(i)-th0]+y0;
h2(i)= -tan(beta)*S/(2*pi)*[th(i)-th0+(2*pi/N)]+y0;
 if th(i) < th0</pre>
   P(j,i)=0;
 else
 if y(j,i) > h2(i)
     P(j,i)=rho*g*(abs(h1(i)))*cos(beta);
  end
 if y(j,i) <= h2(i)</pre>
     P(j,i)=rho*g*((h1(i)-h2(i)))*cos(beta);
 end
end
if y(j,i) > h1(i)
     P(j,i)=0;
end
end
end
for j=1:kk
    r(j)=r1(j);
```

```
for i=1:1
dC(j,i)=[r(j)^2]*sin( atan( S/(2*pi*r(j)) ) )*P(j,i)*[
[1+(S/(2*pi*r(j)))^2]^(1/2) ];
end
end
%APPLICO SIMPSON
for h=1:kk
    for p=1:1
        ii=1;
 for jj=1:(1/2-1)
    superficie_new_1(ii)=dC(h,2*jj);
    ii=ii+1;
end
Y=sum(superficie_new_1);
ii=1;
 for jj=1:(1/2)
    superficie_new_2(ii)= dC(h,2*jj-1);
    ii=ii+1;
 end
X=sum(superficie_new_2);
d_Cop(h)=[((6.28)/1)/3]*[dC(h,1)+dC(h,1)+2*Y+4*X];
  end
end
 ii=1;
                      for jj=1:(length(d_Cop)/2-1)
                          superficie_new_1(ii)=d_Cop(2*jj);
                          ii=ii+1;
                      end
                     Y=sum(superficie_new_1);
                     ii=1;
                      for jj=1:(length(d_Cop)/2)
                          superficie_new_2(ii)= d_Cop(2*jj-1);
                          ii=ii+1;
                     end
                    X=sum(superficie_new_2);
Coppia=[((Re-Ri)/kk)/3]*[d_Cop(1)+d_Cop(length(d_Cop))+2*Y+4*X];
Lb=H/sin(beta);
Coppia_vite= Coppia*(Lb*N/S);
```

end

ALLEGATO E

Codice Matlab calcolo del Rendimento (modello matematico proposto in tesi)

```
lose all
clear all
clc
f=1;
b=20;
S=1;
Ro=S/2;
Ri=0.55*Ro;
N=3;
L=S*3;
g=9.81;
rpm=60;
rho=1000;
omega=rpm*pi/30;
k=360;
RR=400;
b rad=b*pi/180;
H=L*sin(b rad);
th_grad_1=linspace(0, 360, k);
r1=linspace(Ri,Ro,RR);
z_min= -[Ro*cos(b_rad)]-[S/2*sin(b_rad)];
z_max= [Ri*cos(b_rad)]-[S*sin(b_rad)];
z_wl= f*(z_max-z_min)+z_min;
%CALCOLO DEL VOLUME
kk=1;
for h=1:RR
    r(h)=r1(h);
for i=1:k
th_grad(i)=th_grad_1(i);
th(i)=th_grad(i)*pi/180;
w(i)=th(i)*S/(pi*2);
z_1(h,i)=[r(h)*cos(th(i))*cos(b_rad)]-[sin(b_rad)*S*th(i)/(2*pi)];
z_2(h,i)=[r(h)*cos(th(i))*cos(b_rad)]-[sin(b_rad)*((S*th(i)/(2*pi))-(S/N))];
%CALCOLO DEL VOLUME
 if z_2(h,i)>z_wl & z_1(h,i)>z_wl;
    dV(h,i)=0;
 end
```

```
if z 2(h,i)>=z wl & z wl>=z 1(h,i);
    dV(h,i)=([(z_wl-z_1(h,i))/(z_2(h,i)-z_1(h,i))]*S/N*r(h));
 end
 if z_2(h,i)<=z_wl & z_1(h,i)<=z_wl;</pre>
    dV(h,i)=S/N*r(h);
 end
end
%Simpson lungo l'angolo
ii=1;
for jj=1:(k/2-1)
    superficie_new_1(ii)=dV(h,2*jj);
    ii=ii+1;
end
Y=sum(superficie new 1)-dV(h,360);
ii=1;
for jj=1:(k/2)
    superficie_new_2(ii)= dV(h,2*jj-1);
    ii=ii+1;
end
X=sum(superficie_new_2)-dV(h,1);
Larghezze(h)=((2*pi/k)/3)*[dV(h,1)+dV(h,k)+2*Y+4*X];
Larghezze1(kk)=Larghezze(h);
kk=kk+1;
end
%Simpson lungo il raggio
ii=1;
for jj=1:(RR/2-1)
    Sup_1(ii)=Larghezze1(2*jj);
    ii=ii+1;
end
Y=sum(Sup_1)-Larghezze1(360);
ii=1;
for jj=1:(RR/2)
    Sup_2(ii)= Larghezze1(2*jj-1);
    ii=ii+1;
end
X=sum(Sup_2)-Larghezze1(1);
Volume=(((Ro-Ri)/RR)/3)*[Larghezze1(1)+Larghezze1(RR)+2*Y+4*X];
%CALCOLO PARAMETRI PERDITA DELLE PALE
%CALCOLO AREA DELLE PALA 1
kk=1:
for h=1:RR
    r(h)=r1(h);
for i=1:k
th_grad(i)=th_grad_1(i);
th(i)=th_grad(i)*pi/180;
```

```
w(i)=th(i)*S/(pi*2);
z_1(h,i)=[r(h)*cos(th(i))*cos(b_rad)]-[sin(b_rad)*S*th(i)/(2*pi)];
z_2(h,i)=[r(h)*cos(th(i))*cos(b_rad)]-[sin(b_rad)*((S*th(i)/(2*pi))-(S/N))];
 if z_1(h,i)>z_wl;
    dA1(h,i)=0;
 end
 if z_1(h,i)<=z_wl;</pre>
    dA1(h,i)=((4*pi^2*r(h)^2+S^2)^(1/2))/(2*pi*r(h))*r(h);
 end
end
%Implementiamo ora la formula di SIMPSON
ii=1;
for jj=1:(k/2-1)
    superficie_new_1(ii)=dA1(h,2*jj);
    ii=ii+1;
end
Y=sum(superficie_new_1)-dA1(h,360);
ii=1;
for jj=1:(k/2)
    superficie_new_2(ii) = dA1(h,2*jj-1);
    ii=ii+1;
end
X=sum(superficie_new_2)-dA1(h,1);
Larghezze(h)=((2*pi/k)/3)*[dA1(h,1)+dA1(h,k)+2*Y+4*X];
Larghezze1(kk)=Larghezze(h);
kk=kk+1;
end
ii=1;
for jj=1:(RR/2-1)
    Sup_1(ii)=Larghezze1(2*jj);
    ii=ii+1;
end
Y=sum(Sup_1)-Larghezze1(360);
ii=1;
for jj=1:(RR/2)
    Sup_2(ii)= Larghezze1(2*jj-1);
    ii=ii+1;
end
X=sum(Sup 2)-Larghezze1(1);
A1=(((Ro-Ri)/RR)/3)*[Larghezze1(1)+Larghezze1(RR)+2*Y+4*X];
%CALCOLO AREA DELLA PALA 2
kk=1;
```

```
for h=1:RR
    r(h)=r1(h);
for i=1:k
th_grad(i)=th_grad_1(i);
th(i)=th_grad(i)*pi/180;
w(i)=th(i)*S/(pi*2);
z_1(h,i)=[r(h)*cos(th(i))*cos(b_rad)]-[sin(b_rad)*S*th(i)/(2*pi)];
z_2(h,i)=[r(h)*cos(th(i))*cos(b_rad)]-[sin(b_rad)*((S*th(i)/(2*pi))-(S/N))];
if z_2(h,i)>z_wl;
    dA2(h,i)=0;
 end
 if z_2(h,i)<=z_wl;</pre>
    dA2(h,i)=((4*pi^2*r(h)^2+S^2)^(1/2))/(2*pi*r(h))*r(h);
end
end
%Implementiamo ora la formula di SIMPSON
ii=1;
for jj=1:(k/2-1)
    superficie_new_1(ii)=dA2(h,2*jj);
    ii=ii+1;
end
Y=sum(superficie_new_1)-dA2(h,360);
ii=1;
for jj=1:(k/2)
    superficie_new_2(ii)= dA2(h,2*jj-1);
    ii=ii+1;
end
X=sum(superficie_new_2)-dA2(h,1);
Larghezze(h)=((2*pi/k)/3)*[dA2(h,1)+dA2(h,k)+2*Y+4*X];
Larghezze1(kk)=Larghezze(h);
kk=kk+1;
end
ii=1;
for jj=1:(RR/2-1)
    Sup_1(ii)=Larghezze1(2*jj);
    ii=ii+1;
end
Y=sum(Sup_1)-Larghezze1(360);
ii=1;
for jj=1:(RR/2)
    Sup_2(ii)= Larghezze1(2*jj-1);
    ii=ii+1;
```

```
end
X=sum(Sup_2)-Larghezze1(1);
A2=(((Ro-Ri)/RR)/3)*[Larghezze1(1)+Larghezze1(RR)+2*Y+4*X];
%CALCOLO MEDIA PONDERATA RAGGIO 1
kk=1;
for h=1:RR
    r(h)=r1(h);
for i=1:k
th_grad(i)=th_grad_1(i);
th(i)=th_grad(i)*pi/180;
w(i)=th(i)*S/(pi*2);
z_1(h,i)=[r(h)*cos(th(i))*cos(b_rad)]-[sin(b_rad)*S*th(i)/(2*pi)];
z_2(h,i)=[r(h)*cos(th(i))*cos(b_rad)]-[sin(b_rad)*((S*th(i)/(2*pi))-(S/N))];
 if z_1(h,i)>z_wl;
    dA1(h,i)=0;
 end
 if z_1(h,i)<=z_wl;</pre>
    dA1(h,i)=((4*pi^2*r(h)^2+S^2)^(1/2))/(2*pi*r(h))*r(h)*r(h)^3;
 end
end
%Implementiamo ora la formula di SIMPSON
ii=1;
for jj=1:(k/2-1)
    superficie_new_1(ii)=dA1(h,2*jj);
    ii=ii+1;
end
Y=sum(superficie_new_1)-dA1(h,360);
ii=1;
for jj=1:(k/2)
    superficie_new_2(ii)= dA1(h,2*jj-1);
    ii=ii+1;
end
X=sum(superficie new 2)-dA1(h,1);
Larghezze(h)=((2*pi/k)/3)*[dA1(h,1)+dA1(h,k)+2*Y+4*X];
Larghezze1(kk)=Larghezze(h);
kk=kk+1;
end
ii=1;
for jj=1:(RR/2-1)
    Sup_1(ii)=Larghezze1(2*jj);
    ii=ii+1;
```
```
end
Y=sum(Sup_1)-Larghezze1(360);
ii=1;
for jj=1:(RR/2)
    Sup_2(ii)= Larghezze1(2*jj-1);
    ii=ii+1;
end
X=sum(Sup 2)-Larghezze1(1);
A1_R=(((Ro-Ri)/RR)/3)*[Larghezze1(1)+Larghezze1(RR)+2*Y+4*X];
r_1av=(A1_R/A1)^(1/3);
%CALCOLO MEDIA PONDERATA RAGGIO 1
kk=1;
for h=1:RR
    r(h)=r1(h);
for i=1:k
th_grad(i)=th_grad_1(i);
th(i)=th_grad(i)*pi/180;
w(i)=th(i)*S/(pi*2);
z_1(h,i)=[r(h)*cos(th(i))*cos(b_rad)]-[sin(b_rad)*S*th(i)/(2*pi)];
z_2(h,i)=[r(h)*cos(th(i))*cos(b_rad)]-[sin(b_rad)*((S*th(i)/(2*pi))-(S/N))];
 if z_2(h,i)>z_wl;
    dA2(h,i)=0;
 end
 if z 2(h,i)<=z wl;
    dA2(h,i)=((4*(pi^2)*(r(h)^2)+S^2)^(1/2))/(2*pi*r(h))*r(h)*r(h)^3;
 end
end
%Implementiamo ora la formula di SIMPSON
ii=1;
for jj=1:(k/2-1)
    superficie_new_1(ii)=dA2(h,2*jj);
    ii=ii+1;
end
Y=sum(superficie new 1)-dA2(h,360);
ii=1:
for jj=1:(k/2)
    superficie_new_2(ii)= dA2(h,2*jj-1);
    ii=ii+1;
end
X=sum(superficie_new_2)-dA2(h,1);
Larghezze(h)=((2*pi/k)/3)*[dA2(h,1)+dA2(h,k)+2*Y+4*X];
Larghezze1(kk)=Larghezze(h);
```

```
kk=kk+1;
end
ii=1;
for jj=1:(RR/2-1)
    Sup_1(ii)=Larghezze1(2*jj);
    ii=ii+1;
end
Y=sum(Sup_1)-Larghezze1(360);
ii=1;
for jj=1:(RR/2)
    Sup_2(ii)= Larghezze1(2*jj-1);
    ii=ii+1;
end
X=sum(Sup 2)-Larghezze1(1);
A2_R=(((Ro-Ri)/RR)/3)*[Larghezze1(1)+Larghezze1(RR)+2*Y+4*X];
r_2av=(A2_R/A2)^(1/3);
%CALCOLO PARAMETRI PERDITE DELL'ALBERO
v rc=Ri*omega;
%CALCOLO DI At
for i=1:k
th_grad(i)=th_grad_1(i);
th(i)=th_grad(i)*pi/180;
w(i)=th(i)*S/(pi*2);
z 1(i)=[Ro*cos(th(i))*cos(b rad)]-[sin(b rad)*S*th(i)/(2*pi)];
z_2(i)=[Ro*cos(th(i))*cos(b_rad)]-[sin(b_rad)*((S*th(i)/(2*pi))-(S/N))];
 if z_2(i)>z_wl & z_1(i)>z_wl;
    dAt(i)=0;
 end
 if z_2(i)>=z_wl & z_wl>=z_1(i);
    dAt(i)=([(z_wl-z_1(i))/(z_2(i)-z_1(i))]*S/N*Ro);
 end
 if z_2(i)<=z_wl & z_1(i)<=z_wl;</pre>
    dAt(i)=S/N*Ro;
 end
end
%Implementiamo ora la formula di SIMPSON
ii=1;
for jj=1:(k/2-1)
    superficie_new_1(ii)=dAt(2*jj);
    ii=ii+1;
end
Y=sum(superficie_new_1)-dAt(360);
```

```
ii=1;
```

```
for jj=1:(k/2)
    superficie_new_2(ii)= dAt(2*jj-1);
    ii=ii+1;
end
X=sum(superficie_new_2)-dAt(1);
At=((2*pi/k)/3)*[dAt(1)+dAt(k)+2*Y+4*X];
%CALCOLO DI As
for i=1:k
th_grad(i)=th_grad_1(i);
th(i)=th_grad(i)*pi/180;
w(i)=th(i)*S/(pi*2);
z_1(i)=[Ri*cos(th(i))*cos(b_rad)]-[sin(b_rad)*S*th(i)/(2*pi)];
z_2(i)=[Ri*cos(th(i))*cos(b_rad)]-[sin(b_rad)*((S*th(i)/(2*pi))-(S/N))];
 if z_2(i)>z_wl & z_1(i)>z_wl;
    dAs(i)=0;
 end
 if z_2(i)>=z_wl & z_wl>=z_1(i);
    dAs(i)=([(z_wl-z_1(i))/(z_2(i)-z_1(i))]*S/N*Ri);
 end
 if z_2(i)<=z_wl & z_1(i)<=z_wl;</pre>
    dAs(i)=S/N*Ri;
 end
end
%Implementiamo ora la formula di SIMPSON
ii=1;
for jj=1:(k/2-1)
    superficie_new_1(ii)=dAs(2*jj);
    ii=ii+1;
end
Y=sum(superficie_new_1)-dAs(360);
ii=1;
for jj=1:(k/2)
    superficie_new_2(ii)= dAs(2*jj-1);
    ii=ii+1;
end
X=sum(superficie new 2)-dAs(1);
As=((2*pi/k)/3)*[dAs(1)+dAs(k)+2*Y+4*X];
%CALCOLO DEI COEFFICINTI DI PERDITA
rho=1000;
mu=1.002*10^(-3); %viscosita dinamica in mPa*s a 20°C
omega=rpm*pi/30; %velocita angolare
Vi=omega*Ri;
Ve=omega*Ro;
rug=1; %rugosità in mm è 2 la metto in metri quindi divido per 1000
```

```
Re_i=rho*Vi*Ri/mu;
Re o=rho*Ve*Ro/mu;
Coef_f_i= [1/[4*log10( (rug/(3.7*4*Ri)) - (5.02/Re_i)*log10( (rug/(3.7*4*Ri))
- (5.02/Re_i)*log10( (rug/(3.7*4*Ri)) + 13/Re_i) ))]]^2;
Coef_f_o= [1/[4*log10( (rug/(3.7*4*Ro)) - (5.02/Re_o)*log10( (rug/(3.7*4*Ro)))
- (5.02/Re_o)*log10( (rug/(3.7*4*Ro)) + 13/Re_o) ))]]^2;
hf i=(Coef f i*L*Vi^2)/(4*Ri*2*g);
hf_e=(Coef_f_o*L*Ve^2)/(4*Ro*2*g);
tau_i= (Coef_f_i*rho*Vi^2)/8;
tau_e= (Coef_f_o*rho*Ve^2)/8;
h_tr=L*(tau_i*As+tau_e*At)/(rho*Volume);
%Pertite meccaniche
Wacqua=rho*Volume*N;
AreaTOT= ( (
                   ((Ro+0.02)<sup>2</sup>)-(Ro<sup>2</sup>))+ ((Ri+0.02)<sup>2</sup> -(Ri<sup>2</sup>)
                                                                          )
)*pi*L;
rho mate=2000;%(kg/m3)
Wturbina=AreaTOT*rho_mate+1.1;
Wtot=Wacqua+Wturbina;
Pmec=Wtot*(1/16)*Ro*omega;
%CALCOLO PERDITA DI POTENZA
%Perdita attrito pale
Ptr=(((r 1av^3)*A1)+((r 2av^3)*A2))*(((Ro+Ri)/2)^3)*(omega^3)*1000/8*N;
%Perdita attrito albero e cilindro
Pal=1000*(Vi^2)/8*As*N*Coef f i;
Pcil=1000*(Ve^2)/8*At*N*Coef_f_o;
Q=N*Volume*omega/(2*pi);
Pavail=rho*g*Q*L*sin(b_rad);
RENDIMENTO=1-[(Ptr+Pal+Pcil 1+Pmec)/Pavail];
```