

POLITECNICO DI TORINO

Anno Accademico 2020/2021

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Civile – Idraulica

Tesi di Laurea Magistrale

*Turbine Banki: analisi del comportamento e ottimizzazione
della procedura di progettazione*



Relatore: Prof. Roberto Revelli

Correlatore: Ing. Emanuele Quaranta

Candidato: Jean Pierre Perrier

Indice

Indice delle figure	5
Nomenclatura	12
Abstract	13
1. Energia idroelettrica	14
2. Impianti idroelettrici	18
2.1 <i>Struttura e funzionamento</i>	18
2.2 <i>Ciclo di vita di un impianto</i>	19
2.3 <i>Tipologie di impianti</i>	20
2.4 <i>Impatto ambientale</i>	24
2.4.1 <i>Grandi impianti</i>	24
2.4.2 <i>Piccoli impianti</i>	25
2.5 <i>Benefici dell'idroelettrico</i>	26
2.6 <i>Valutazione dell'investimento</i>	28
3. Turbine idroelettriche – Tipologia e scelta	31
3.1 <i>Pelton</i>	33
3.2 <i>Francis</i>	35
3.3 <i>Kaplan</i>	36
3.4 <i>Banki</i>	36
3.5 <i>Scelta della turbina</i>	37
3.5.1 <i>Salto, portata e potenza</i>	37
3.5.2 <i>Velocità specifica</i>	39
4. Le turbine Banki	41
4.1 <i>Cenni storici</i>	41
4.2 <i>Campi di applicazione</i>	41
4.3 <i>Struttura e componenti della turbina Banki</i>	46

4.4 Campo di lavoro.....	51
4.5 Parametri.....	52
4.6 Triangoli di velocità.....	54
4.7 Efficienza massima teorica.....	57
4.8 Materiale.....	63
4.9 Costruzione e vita utile.....	72
4.10 Aspetti economici.....	73
5. Analisi letteratura.....	80
5.1 Introduzione.....	80
5.2 Geometria della turbina.....	81
5.2.1 Forma del distributore.....	81
5.2.2 Dimensioni della girante.....	83
5.2.3 Angoli.....	85
5.2.4 Numero di pale e spessore.....	88
5.3 Sistemi di parzializzazione e controllo del flusso: tegolo e cursore.....	98
5.4 Andamento della curva di efficienza.....	103
5.5 Speed ratio.....	105
5.6 Contributo degli stage nella produzione di energia.....	108
5.7 Cavitazione.....	110
5.8 Comportamento ecologico della turbina al passaggio dei pesci.....	114
6. Metodologie di progetto in letteratura.....	116
6.1 Metodologie di progetto.....	116
6.1.1 Progetto originale secondo Banki.....	117
6.1.2 Progetto a due steps – Sammartano et al. [32] e Sinagra et al. [17],[31]....	132
6.1.3 Progetto standardizzato – Chattha et al. [21].....	141
6.1.4 Progetto a quattro steps per PRS – Hannachi et al. [68].....	146
7. Nuove equazioni e metodologie trovate.....	149

<i>7.1 Velocità di rotazione ottimale</i>	149
<i>7.2 Speed ratio ottimale</i>	154
<i>7.3 Numero di pale ottimale</i>	156
<i>7.4 Spessore delle pale</i>	157
8. Ottimizzazione della progettazione	159
9. Esempi di turbine progettate	165
Conclusione	166
Ringraziamenti	168
Allegati	170
Bibliografia	172
Sitografia	177

Indice delle figure

Figura 1: Fonti di energia e andamento della produzione dal 1985 al 2020 (fonte: bp-statistical review of world energy 2021 [71])	15
Figura 2: Fonti di energia e loro percentuale sulla produzione mondiale totale nel 2020 (fonte: bp-statistical review of world energy 2021 [71])	15
Figura 3: Energia idroelettrica prodotta in italia dal 1985 al 2020 (fonte: bp-statistical review of world energy 2021 [71])	16
Figura 4: Fonti di energia e loro percentuale sulla produzione italiana nel 2020 (fonte: bp-statistical review of world energy 2021 [71])	16
Figura 5: Utilizzazione dell'idroelettrico di piccola scala (potenza inferiore a 1000 kW) (fonte: Hydropower Technology Development Report 2018 [60])	17
Figura 6: Schema tipo di un impianto ad acqua fluente	21
Figura 7: Schema tipo impianto in canale (fonte: ESHA 2007 [58])	21
Figura 8: Schema tipo di un impianto a bacino (fonte: everenergy [96])	22
Figura 9: Schema tipo impianto di pompaggio (fonte: scienzaverde [97])	23
Figura 10: Schema tipo impianto in condotta (fonte: itimarconinocera [98])	23
Figura 11: Idrogramma di piena ed effetto della laminazione ad opera della diga (fonte: Direzione Generale per le dighe e le infrastrutture idriche ed elettriche Ministero delle infrastrutture e dei trasporti)	27
Figura 12: Ruota idraulica	32
Figura 13: Vite di Archimede	32
Figura 14: Sezione assiale della turbina e dettaglio della pala (fonte: vehiclecue [99])	34
Figura 15: Esempio di turbina Pelton a quattro ugelli (fonte: Misaitalia [100])	34
Figura 16: Sezione della turbina Francis	35
Figura 17: Dettaglio delle pale e dell'anello di regolazione (fonte: vehiclecue [99])	35
Figura 18: Sezione di una turbina Kaplan (fonte: listolade [101])	36
Figura 19: Sezione di una turbina Banki e traiettoria del flusso (fonte: Adhikari [49])	37
Figura 20: Campo di lavoro delle turbine (fonte: Adhikari [49])	38
Figura 21: Efficienza delle turbine al variare del rapporto tra portata e portata massima di progetto (fonte: Adhikari [49])	39
Figura 22: Turbina Banki installata in condotta come <i>PRS</i> (fonte: Sinagra et al. [27])	42
Figura 23: Turbina Banki installata a valle di una traversa (fonte: Clark [45])	44
Figura 24: Schema della turbina a cascata studiata (fonte: Shikama et al. [65])	44
Figura 25: Schema di impianto a doppia girante (fonte: Anand et al. [87])	45

Figura 26: Vista dall'alto di uno schema di turbina Banki utilizzata in campo eolico (fonte: Matias et al. [38])	45
Figura 27: Impianto con turbina Banki e principali componenti (fonte: Adhikari et al. [26])	46
Figura 28: Turbine con flusso orizzontale (sinistra) e verticale (destra) (fonte: Cink Hydro Energy [104])	46
Figura 29: Dettaglio dei dischi, pale e albero	47
Figura 30: Turbina in presenza di tegolo (a sinistra) e cursore (a destra) (fonte: Adhikari e Wood [23])	47
Figura 31: Sezione che permette di notare il sistema di parzializzazione 1/3-2/3-3/3 (fonte: Misaitalia [100]).....	48
Figura 32: Turbina Darrieus (A) e Savonius (B).....	48
Figura 33: Immagine <i>CFD</i> che evidenzia i due differenti stadi (fonte: Adhikari [49]).....	49
Figura 34: Immagine <i>CFD</i> di una turbina a doppio iniettore (fonte: Adhikari [28])	50
Figura 35: Efficienza della Banki in presenza di portate parzializzate (fonte: Cink Hydro Energy [104])	51
Figura 36: Parametri geometrici della Banki (fonte: Sammartano et al. [32]).....	52
Figura 37: Angoli della turbina Banki (fonte: Adhikari [49])	53
Figura 38: Triangoli di velocità (fonte: Sammartano et al. [32]).....	55
Figura 39: Parametri fondamentali e triangoli di velocità (fonte: Adhikari [49])	56
Figura 40: Configurazione studiata per ricavare l'equazione dell'efficienza massima teorica (fonte: Mockmore e Merryfield [44])	58
Figura 41: Composizione dei triangoli di velocità in ingresso e in uscita dalla girante (fonte: Mockmore e Merryfield [44])	58
Figura 42: Andamento del rapporto tra le efficienze in funzione dell'efficienza reale.....	61
Figura 43: Andamento del rapporto tra le efficienze in funzione dell'efficienza reale (per efficienze reali superiori al 70%)	61
Figura 44: Diagramma durezza-temperatura di un acciaio e influenza dei leganti (fonte: Maizza – Tecnologie dei materiali da costruzione)	65
Figura 45: Tensioni sulla pala (fonte: Win et al. [55])	
Figura 46: Deformazioni (fonte: Win et al. [55])	67
Figura 47: Vincoli e carichi caratteristici di una pala di turbina Banki (fonte: Das et al. [36])	67
Figura 48: Diagramma di momento per trave incastrata-incastrata con carico uniformemente distribuito	68

Figura 49: Dettaglio della pala e dei parametri che la caratterizzano (fonte: Verhaart [5])	69
Figura 50: Deformazioni della pala in AISI 1020 (sinistra) e alluminio 6061 (destra) (fonte: Naing et al. [67])	71
Figura 51: Esempio di girante costruita artigianalmente in Bangladesh (fonte: Das et al. [36])	72
Figura 52: Gruppo turbina-generatore relativo al preventivo del 2021	74
Figura 53: Grafico che correla prezzo e potenza di una turbina Banki dell'Azienda A	74
Figura 54: Grafico che correla il prezzo al kW e la potenza (Azienda A)	76
Figura 55: Grafico rappresentativo dei dati dell'Azienda B	77
Figura 56: Confronto tra i dati delle aziende A e B	77
Figura 57: Geolocalizzazione degli studi svolti sulle turbine Banki	80
Figura 58: Dettaglio del profilo del distributore e sezione della girante (Fonte: Adhikari e Wood [1])	81
Figura 59: Girante e sue grandezze fondamentali	83
Figura 60: Angoli e posizione nella girante (sinistra); dettaglio di una pala (destra) (fonte: Adhikari [49])	85
Figura 61: Grafico che mostra, per due diversi valori di β_2 , l'andamento dell'efficienza al variare dello speed ratio (fonte: Desai [52])	86
Figura 62: Dettaglio dell'angolo dell'arco d'ingresso (fonte: Sammartano et al. [32])	87
Figura 63: Dettaglio della girante (fonte: Mockmore e Merryfield [44])	89
Figura 64: Dettaglio delle grandezze utilizzate nell'equazione (65) (fonte: Sammartano et al. [22])	91
Figura 65: Grafico utile per ottenere L_c/S_c da usare nell'equazione 66) (fonte: Sammartano et al. [22])	92
Figura 66: Efficienza massima al variare del numero di pale e dell'angolo alfa; pallini per $B/b=1.5$, asterischi per $B/b=1$ (fonte: Totapally e Aziz [53])	93
Figura 67: Efficienza al variare del numero di pale (fonte: Castaneda et al. [95])	94
Figura 68: Grafico che correla l'efficienza massima e il numero di pale ottimale	95
Figura 69: Turbina Banki dotata di tegolo (fonte: Chen e Choi [2])	99
Figura 70: Andamento dell'efficienza al variare dell'angolo del tegolo (fonte: Chen e Choi [2])	99
Figura 71: Grafici di efficienza, potenza e portata al variare della velocità di rotazione della girante (fonte: Kokubu et al. [2] a sinistra, [13] a destra)	100

Figura 72: Flusso con tegolo $g_o=100\%$ (A) e tegolo $g_o=20\%$ (B) (fonte: Kokubu et al. [13])	100
Figura 73: Turbina dotata di cursore semicircolare (fonte: Sammartano et al. [17])	101
Figura 74: Efficienza al variare della portata in presenza di cursore e in assenza di sistemi di controllo (fonte: Adhikari e Wood [23])	102
Figura 75: Andamento dell'efficienza in funzione della portata in ingresso (fonte: Sinagra et al. [17])	103
Figura 76: Andamento dell'efficienza al variare di portata e apertura del cursore (fonte: Sinagra et al. [17])	104
Figura 77: Grafici efficienza-sr al variare di alfa, rapporto diametri, numero pale e rapporto larghezze (fonte: Aziz e Desai [6])	107
Figura 78: Influenza dello speed ratio sull'efficienza per diversi valori di salto (fonte: Pereira e Borges [51])	108
Figura 79: Suddivisione del flusso in cross-flow (A) e non cross-flow (B) (fonte: De Andrade et al. [4])	109
Figura 80: Contributo dei due stage al variare della portata (fonte: Adhikari [23])	109
Figura 81: Effetti della cavitazione sulle pale di una pompa idraulica	110
Figura 82: Grafico dell'andamento di C_p nell'intono di una pala (fonte: Adhikari et al. [26])	112
Figura 83: Pressione in condizioni di $N=450$ rpm (A) e $N=550$ rpm (B) (fonte: Adhikari et al. [26])	113
Figura 84: Condizioni di insorgenza della cavitazione (fonte: Adhikari et al. [26])	113
Figura 85: Scala di risalita per pesci costruita sul Po (fonte: Sole24Ore [102])	115
Figura 86: Turbina Alden (fonte: voith [103])	115
Figura 87: Dettaglio dei parametri geometrici (fonte: Mockmore e Merryfield [44])	121
Figura 88: Dettaglio delle distanze del flusso interno (fonte: Mockmore e Merryfield [44])	123
Figura 89: Dettaglio dei parametri relativi alla pala (fonte: Achebe et al. [24])	123
Figura 90: Grafico che correla il diametro esterno della girante e il salto netto	125
Figura 91: Grafico che correla la larghezza della girante e il salto netto	126
Figura 92: Confronto tra le curve del diametro e della larghezza in funzione del salto netto	127
Figura 93: Grafico che correla il diametro esterno e la velocità di rotazione	128
Figura 94: Grafico che correla la larghezza della girante e la velocità di rotazione	129

Figura 95: Grafico che correla diametro e larghezza alla portata	130
Figura 96: Grafico che correla diametro e larghezza alla velocità di rotazione	131
Figura 97: Triangoli di velocità (fonte: Sammartano et al. [32]).....	132
Figura 98: Parametri geometrici della turbina (fonte: Sammartano et al. [32]).....	134
Figura 99: Dettaglio del flusso nel distributore (fonte: Sammartano et al. [32]).....	136
Figura 100: Rappresentazione del profilo del distributore ottenuto in tabella 19.....	138
Figura 101: Dettaglio dei parametri geometrici della pala (fonte: Sammartano et al. [32])	139
Figura 102: Grafico che correla il diametro e la portata per salto pari a 5 m.....	142
Figura 103: Grafico che correla il diametro e la velocità di rotazione per salto pari a 5 m	143
Figura 104: Grafico che correla il diametro e la portata per salto pari a 16 m.....	143
Figura 105: Grafico che correla il diametro e la velocità di rotazione per salto pari a 16 m	144
Figura 106: Grafico che correla il diametro e la portata per salto pari a 50 m.....	144
Figura 107: Grafico che correla il diametro e la velocità di rotazione per salto pari a 50 m	145
Figura 108: Turbina Banki installata in condotta (fonte: Sinagra et al. [31]).....	146
Figura 109: Diagramma di flusso della progettazione a 4 steps per <i>PRS</i> (fonte: Hannachi et al. [68]).....	148
Figura 110: Grafico di N^* in funzione di Q^*	149
Figura 111: Grafico che confronta la velocità di rotazione calcolata con la (85) e la velocità di rotazione data dai papers.....	150
Figura 112: Grafico che confronta la velocità di rotazione calcolata con la (155) e la velocità di rotazione data dai papers.....	151
Figura 113: Grafico che confronta la velocità di rotazione calcolata con la (155) e la velocità di rotazione data dai papers, per valori di velocità specifica $N_s < 90$	151
Figura 114: Grafico che confronta la velocità di rotazione calcolata con la (155) e la velocità di rotazione data dai papers, per valori di velocità specifica $N_s > 90$	152
Figura 115: Grafico che correla il rapporto tra gli SR alla velocità specifica N_s	154
Figura 116: Grafico che correla il rapporto tra i numeri di pale e la velocità specifica N_s	157
Figura 117: Parametri geometrici fondamentali della girante.....	157

Indice delle tabelle

Tabella 1: Riepilogo delle caratteristiche generali delle turbine (fonte: Adhikari [49], Restrepo [46] per N_s).....	40
Tabella 2: Studi che hanno ricavato l'efficienza massima reale delle turbine ed efficienza massima teorica calcolata con l'equazione (20)	63
Tabella 3: Risultati della simulazione strutturale svolta da Naing et al. [67].....	71
Tabella 4: Esempi di turbine e loro prezzi legati alla potenza (elaborazione dati dell'Azienda A).....	76
Tabella 5: Dati ottenuti dall'Azienda B ed elaborati.....	76
Tabella 6: Confronto tra i prezzi delle aziende A e B	78
Tabella 7: Confronto tra i prezzi al kW delle aziende A e B	78
Tabella 8: Scelta del numero di pale N_b in funzione del diametro della turbina (fonte: Galvis-Holguin et al. [94]).....	91
Tabella 9: Riepilogo degli studi svolti sul numero di pale.....	94
Tabella 10: Studi e numero di pale assunto.....	95
Tabella 11: Riepilogo degli studi considerati e numero di pale ottimale, assunto e calcolato con le equazioni.....	96
Tabella 12: Riepilogo delle equazioni per il calcolo del numero di pale trovate in letteratura	96
Tabella 13: Riepilogo degli spessori delle pale presenti in letteratura	97
Tabella 14: Parametri fondamentali per il progetto di una turbina Banki.....	117
Tabella 15: Turbine progettate tenendo costante Q e variando H (fonte: Nasir [19]).....	124
Tabella 16: Valori del salto netto e dell'efficienza massima e reale calcolati elaborando i dati di Nasir [19].....	125
Tabella 17: Turbine progettate tenendo costante H e variando Q (fonte: Nasir [19]).....	129
Tabella 18: Riepilogo delle equazioni ricavate.....	131
Tabella 19: Esempio di calcolo del profilo del distributore	138
Tabella 20: Scelta del diametro conoscendo H , Q e N secondo Chattha et al. [21].....	141
Tabella 21: Tabella di Chattha et al. [21] valida per salto pari a 5 m	142
Tabella 22: Tabella di Chattha et al. [21] valida per salto pari a 16 m	143
Tabella 23: Tabella di Chattha et al. [21] valida per salto pari a 50 m	144
Tabella 24: Confronto tra la costante della linea di tendenza dei grafici $D1/N$ e la costante calcolata con l'equazione (88).....	145

Tabella 25: Dati trovati in letteratura	153
Tabella 26: Dati elaborati per ricavare il valore ottimale dello speed ratio	155
Tabella 27: Studi che hanno analizzato la variazione del numero di pale e determinato il valore ottimale	156
Tabella 28: Risultati ottenuti progettando dieci turbine con la metodologia proposta nel capitolo 8	165
Tabella 29: Dati della letteratura utilizzati per le elaborazioni svolte	171

Nomenclatura

A	Area	[m ²]
E	Energia	[kWh]
P	Potenza	[kW]
γ	Peso specifico dell'acqua = 9.81	[N/m ³]
g	Accelerazione di gravità = 9.81	[m/s ²]
Q	Portata	[m ³ /s]
Q'	Portata specifica	[-]
H	Salto lordo	[m]
H_n	Salto netto	[m]
η	Efficienza	[-]
V	Velocità assoluta dell'acqua	[m/s]
U	Velocità di trascinamento della particella	[m/s]
SR	Speed ratio	[-]
W	Velocità relativa rispetto alla ruota	[m/s]
N	Velocità di rotazione della girante	[rpm]
N_s	Velocità specifica	[-]
ω	Velocità angolare della girante	[rad/s]
c_v	Coefficiente di velocità	[-]
ε_r	Grado di reazione	[-]
ε	Deformazione	[-]
D_1	Diametro esterno della girante	[m]
D_2	Diametro interno della girante	[m]
R_1	Raggio esterno della girante	[m]
R_2	Raggio interno della girante	[m]
a	Larghezza del cerchio radiale	[m]
B	Larghezza della girante	[m]
b	Larghezza distributore	[m]
α	Angolo d'attacco dell'acqua	[deg]
β_1	Angolo all'ingresso delle pale	[deg]
β_2	Angolo all'uscita delle pale	[deg]
s	Spessore dell'ingresso del getto	[m]
t	Distanza tangenziale tra le pale	[m]
N_b	Numero di pale	[-]
t_b	Spessore delle pale	[m]
ρ	Raggio di curvatura delle pale	[m]
b_r	Larghezza ridotta della girante	[m]
S_0	Altezza iniziale del distributore	[m]
λ	Angolo dell'arco d'ingresso	[deg]
L_c	Lunghezza curvilinea delle pale	[m]
S_c	Larghezza del canale tra le pale	[m]
x	Numero di coppie polari	[-]
M	Momento dell'albero	[Nm]
C	Coefficiente di riduzione	[-]
ψ	Coefficiente di riduzione	[-]
σ	Resistenza meccanica	[MPa]

Abstract

La tesi si concentra sull'analisi della turbina Banki, una macchina a flusso incrociato utilizzata nel settore idroelettrico, tipicamente per potenze inferiori a 1000 kW, che deve il suo nome all'ingegnere *Donat Banki*, uno dei primi a occuparsene agli inizi del Novecento. La parte iniziale della tesi è rivolta alla descrizione del funzionamento, delle caratteristiche, del campo di lavoro e dei parametri geometrici e idraulici che caratterizzano la turbina, nonché alla descrizione dei numerosi studi presenti in letteratura. L'analisi della letteratura ha permesso di avere una visione generale sullo stato dell'arte, derivando alcune possibili metodologie di progettazione. Dal confronto e integrazione delle varie metodologie, nonché dall'analisi dei dati reperiti in letteratura, è stato possibile ricavare i parametri di progetto ottimali della turbina, e che ne massimizzano l'efficienza, stabilendo delle relazioni tra le varie grandezze che caratterizzano la macchina. È stata inoltre introdotta una metodologia di progettazione univoca e quanto più completa possibile, cercando di colmare le lacune esistenti e di individuare i settori in cui è necessaria ancora della ricerca.

1. Energia idroelettrica

L'enorme potenziale dell'acqua è conosciuto da migliaia di anni e, nel tempo, le innovazioni tecniche e tecnologiche, nonché il sempre maggiore bisogno di energia, hanno spinto e favorito una notevole evoluzione nel settore dello sfruttamento di questo elemento naturale. Già negli ultimi millenni avanti Cristo, civiltà quali quelle dei Greci, Romani ed Egizi, iniziarono ad avvalersi dell'acqua costruendo mulini tramite i quali macinavano il grano, sminuzzavano materiali e forgiavano il ferro. Nel Medioevo gli Arabi introdussero l'utilizzo delle ruote ad acqua per irrigare i campi e bonificare gli appezzamenti di terreno paludosi. Ma fu nel 1800, con la Rivoluzione Industriale, che l'acqua divenne una vera e propria fonte di energia, dapprima meccanica, utilizzata per la movimentazione dei macchinari industriali, successivamente, dal 1870, elettrica. Quella che è considerata la prima centrale idroelettrica della storia è situata negli Stati Uniti, presso le cascate del Niagara, ed entrò in funzione nel 1881. In Italia, la prima grande centrale fu costruita nel 1895 a Paderno Dugnano (Mi) dalla neonata società milanese *Edison (Civelli* [66]). Per più di mezzo secolo l'energia idroelettrica è stata largamente la tipologia di energia più prodotta in Italia, per via del fiorente periodo conosciuto come "Miracolo economico italiano" che vide, intorno agli anni '60, un'esplosione del settore delle costruzioni che portò, per esempio, alla nascita delle prime autostrade e, di nostro interesse, alla costruzione delle grandi dighe. Con "grandi dighe" si intendono tutti gli sbarramenti fluviali che superano i 15 metri di altezza o che determinano un volume di invaso superiore a un milione di metri cubi (legge 584/94). Per fare alcuni esempi si possono citare (*INGAM* – Ingegneria Ambiente Montagna) le dighe di Santa Giustina (Trentino, 1950), Lei (Lombardia-Svizzera, 1961), Place Moulin (Valle d'Aosta, 1963), Moncenisio (Piemonte-Svizzera, 1968) e quella del Vajont (Friuli Venezia e Giulia), la più grande diga mai costruita in Italia (256 m di altezza) e tristemente conosciuta per il tragico disastro del 1963.

Per quanto riguarda la produzione di energia a livello mondiale, analizzando i dati pubblicati nella *Statistical Review of World Energy (2021)* [71], si può osservare l'andamento della produzione di energia dal 1985 al 2020. Nel grafico riportato in *figura 1* si nota che l'idroelettrico ha pressoché raddoppiato il suo valore nel corso degli ultimi trentacinque anni, passando da una produzione di circa 2000 TWh a più di 4000 TWh. Da notare però che, sebbene a partire dal nuovo millennio abbiano timidamente preso piede nuove fonti rinnovabili quali eolico e solare, le fonti non rinnovabili come gas e carbone non hanno perso

la loro supremazia, anzi, hanno incrementato la produzione. Gli oli combustibili (distillati pesanti derivati dal petrolio), invece, hanno mantenuto un livello pressoché costante.

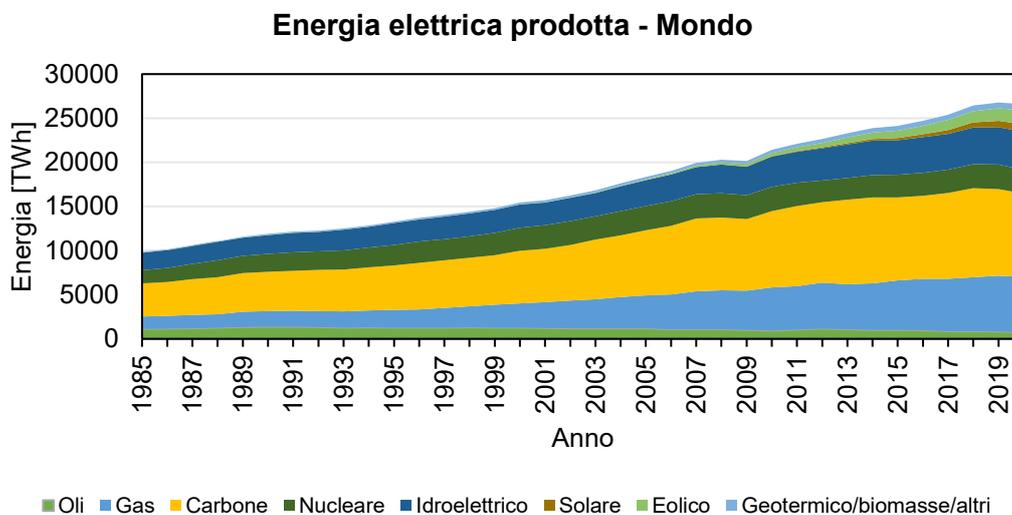


FIGURA 1: FONTI DI ENERGIA E ANDAMENTO DELLA PRODUZIONE DAL 1985 AL 2020 (FONTE: BP-STATISTICAL REVIEW OF WORLD ENERGY 2021 [71])

La *figura 2* riporta un diagramma a torta che evidenzia nel dettaglio la situazione energetica, sempre a livello mondiale, del periodo attuale: la fonte che la fa da padrone è nettamente il carbone, che copre il 35% della produzione di energia; seguono il gas, con il 24%, e l'idroelettrico, a cui compete il 16%; eolico e solare, sommati, non raggiungono il 10%.

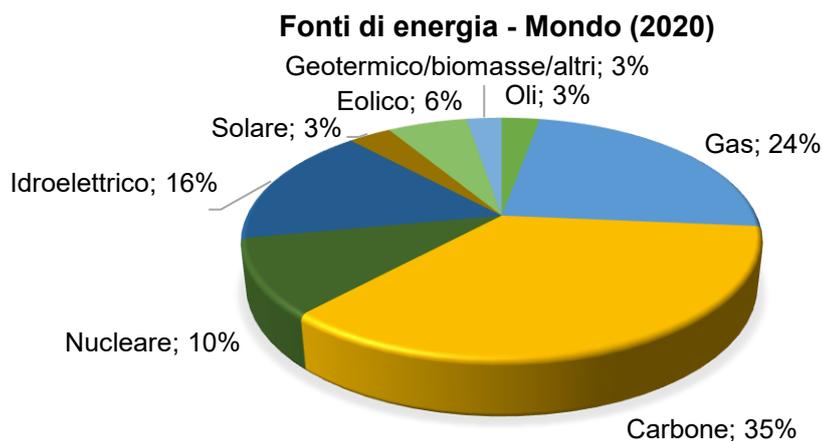


FIGURA 2: FONTI DI ENERGIA E LORO PERCENTUALE SULLA PRODUZIONE MONDIALE TOTALE NEL 2020 (FONTE: BP-STATISTICAL REVIEW OF WORLD ENERGY 2021 [71])

Per quanto concerne l'Italia, l'energia idroelettrica generata, negli ultimi trentacinque anni, non ha avuto una tendenza netta, né crescente né decrescente, rimanendo sempre nell'intervallo tra circa 35 TWh e 50 TWh, come si può osservare in *figura 3*:

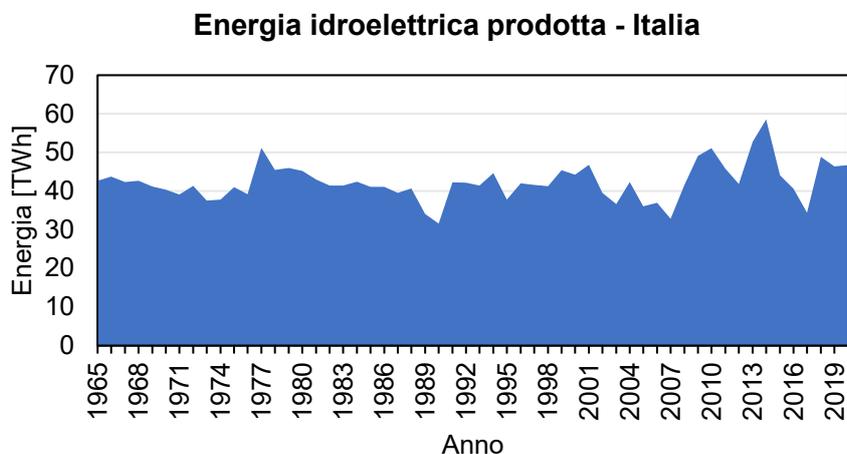


FIGURA 3: ENERGIA IDROELETTRICA PRODOTTA IN ITALIA DAL 1965 AL 2019 (FONTE: BP-STATISTICAL REVIEW OF WORLD ENERGY 2021 [71])

In *figura 4* si nota come al giorno d'oggi quella idroelettrica rappresenti il 17% dell'energia prodotta in Italia (*BP-Statistical Review of World Energy 2021 [71]*), dove a giocare il ruolo da protagonista è il gas, con quasi il 50%. In crescita e maggiori rispetto alla media globale, le rinnovabili, tra cui si trovano l'eolico e il solare.

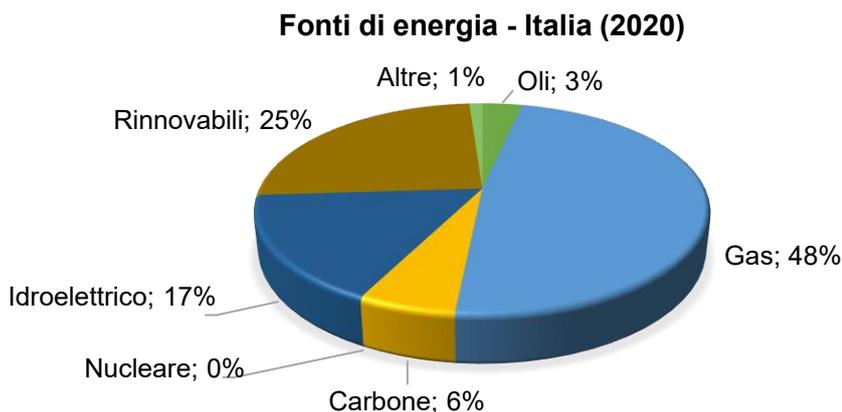


FIGURA 4: FONTI DI ENERGIA E LORO PERCENTUALE SULLA PRODUZIONE ITALIANA NEL 2020 (FONTE: BP-STATISTICAL REVIEW OF WORLD ENERGY 2021 [71])

Lo studio di *Couto e Olden* del 2018 [76], riguardante lo scenario attuale e lo sviluppo del settore idroelettrico, afferma che si sta assistendo a un notevole aumento dello sviluppo

diffuso di piccole centrali idroelettriche. A livello globale sono in funzione o in costruzione più di 80 mila piccole centrali (11 per ogni grande centrale) e questo numero è stimato triplicare se si dovesse sviluppare tutta la capacità di generazione potenziale. Per quanto riguarda il mini-idroelettrico, caratterizzato da impianti di potenza inferiore a 1000 kW, nel *Report sullo sviluppo delle tecnologie idroelettriche* redatto dalla Commissione Europea (Kougias [60]) emerge che in Italia c'è molto margine di sviluppo per questo settore e ciò è ben visibile nell'istogramma in *figura 5*, nel quale si può osservare in blu la potenza attualmente installata e in azzurro quella potenzialmente ancora producibile.

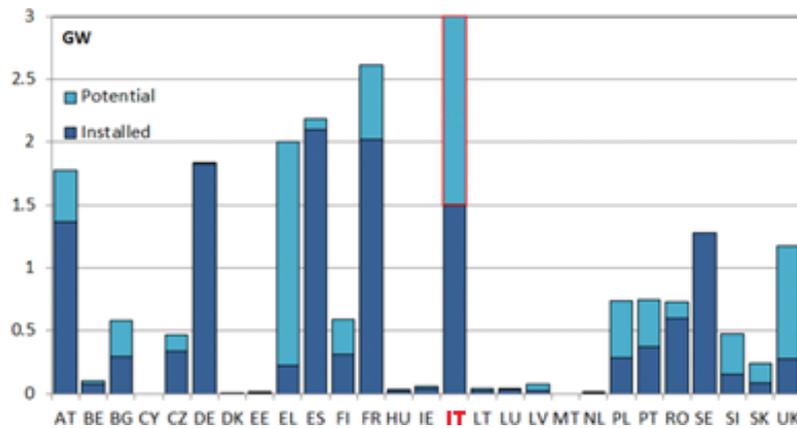


FIGURA 5: UTILIZZAZIONE DELL'IDROELETTRICO DI PICCOLA SCALA (POTENZA INFERIORE A 1000 kW) (FONTE: HYDROPOWER TECHNOLOGY DEVELOPMENT REPORT 2018 [60])

Dal punto di vista della convenienza, in termini di resa energetica, relativa alle varie tipologie di fonti di energia, risulta molto utile introdurre il coefficiente *EROEI* (Ritorno Energetico sull'Investimento Energetico). Esso è un valore che mette in rapporto l'energia ricavata da un determinato impianto e quella spesa per costruirlo, mantenerlo e tenerlo in funzione:

$$EROEI = \frac{E_{ricavata}}{E_{spesa}} \quad [-] \quad (1)$$

Osservando l'equazione (1) si comprende che un impianto con *EROEI* inferiore a 1 è del tutto inconveniente poiché l'energia spesa supera quella ricava. Al contrario, più è grande l'*EROEI* e più l'impianto è conveniente dal punto di vista energetico. Per quanto riguarda le fonti rinnovabili (secondo Elliott nell'articolo di Bardi [3]), si va dal solare, con *EROEI* inferiore a 9, all'eolico, *EROEI* 5-80, fino ad arrivare all'idroelettrico, caratterizzato da un *EROEI* che va dai 50 ai 250 e risulta essere, dal punto di vista energetico, la fonte di energia più conveniente.

2. Impianti idroelettrici

2.1 Struttura e funzionamento

Un impianto idroelettrico ha lo scopo di trasformare, completamente o in parte, l'energia potenziale dell'acqua in energia cinetica e, successivamente, tramite un alternatore, in energia elettrica. Gli elementi costitutivi tipici di un impianto sono:

- Opere di presa
- Opere di filtraggio dei materiali solidi
- Opere di convogliamento acque
- Opere elettromeccaniche (gruppo turbina-alternatore, trasformatore, contatori, quadri elettrici e sistemi di controllo)
- Opere di restituzione

Lo scopo di un impianto è quello di estrarre potenza dall'acqua per generare energia elettrica. La potenza teorica ricavabile da una massa d'acqua è data da:

$$P_{teorica} = \gamma \cdot Q \cdot H \quad [kW] \quad (2)$$

Dove:

- P = potenza teorica [kW]
- $\gamma = 9.81 \text{ [N/m}^3\text{]}$ peso specifico dell'acqua, dato dal prodotto tra la densità $\rho \text{ [kg/m}^3\text{]}$ e l'accelerazione di gravità $g \text{ [m/s}^2\text{]}$
- Q = portata [m^3/s]
- H = salto lordo [m] (è la differenza di altitudine fra il livello alla presa d'acqua e il livello a valle, dove l'acqua è restituita al torrente); il salto netto H_n è invece il salto depurato dalle perdite di carico

La potenza effettiva è minore della potenza teorica ed è definita da:

$$P_{effettiva} = \eta \cdot \gamma \cdot Q \cdot H \quad [kW] \quad (3)$$

Nell'equazione (3) compare l'efficienza η che rappresenta il rapporto tra potenza effettiva e potenza teorica ed è sempre inferiore a uno. Ciò è dovuto al fatto che a monte della turbina e all'interno della stessa si verificano perdite per urti e attrito e, inoltre, deve essere lasciata una certa energia cinetica al flusso a valle della turbina.

Una volta nota la potenza, misurata in kilowatt, moltiplicandola per il tempo, espresso in ore, si ottiene l'energia producibile E , definita come (Andreolli [80]):

$$E = \int QH\eta_t\eta_g\eta_m\gamma \cdot t dt \quad [kWh] \quad (4)$$

Dove:

- η_t = efficienza della turbina
- η_g = efficienza del generatore
- η_m = efficienza dell'eventuale moltiplicatore di giri

2.2 Ciclo di vita di un impianto

Il manuale *Impianti micro-idroelettrici* di Andreolli [80] fornisce anche un breve ma esaustivo schema che percorre tutte le fasi di vita di un impianto idroelettrico:

- Studi di fattibilità tecnica ed economica (costi, ricavi, finanziamenti necessari)
- Pianificazione per la realizzazione
- Definizione dei requisiti e richieste di offerta a fornitori
- Progettazione
- Ingegnerizzazione di dettaglio
- Approvvigionamento
- Costruzione e avviamento
- Esercizio e manutenzione
- Dismissione

2.3 Tipologie di impianti

La potenza producibile è il parametro che caratterizza gli impianti idroelettrici e permette di suddividerli in diverse categorie:

- Pico ($P < 5$ kW)
- Micro ($P < 100$ kW)
- Mini ($P < 1000$ kW)
- Piccoli ($P < 10000$ kW)
- Grandi ($P > 10000$ kW)

Prendendo invece in considerazione la loro configurazione, gli impianti idroelettrici possono essere classificati principalmente come:

- Impianti ad acqua fluente
- Impianti a bacino

Impianti ad acqua fluente

Sono impianti costruiti nelle vicinanze di un corpo idrico dal quale viene derivata una certa portata, che varia nel corso dell'anno per via della stagionalità di piogge e scioglimento dei ghiacciai. L'acqua prelevata raggiunge la turbina (o le turbine), che lavora con tempi e modi totalmente dipendenti dalla disponibilità d'acqua nel corpo idrico (*figura 6*). Vi è quindi una forte relazione con la stagionalità delle portate. Tipicamente, questi impianti sono caratterizzati da piccoli salti (qualche metro). La peculiarità di questi impianti sta nel fatto che non è presente un invaso a monte e sono quindi caratterizzati da un minor impatto ambientale. Dato il loro collocamento lungo tratti di fiume, risulta molto importante progettare adeguate scale di risalita per pesci che permettano alla fauna ittica di spostarsi lungo il corso d'acqua seguendo il proprio naturale ciclo di vita.

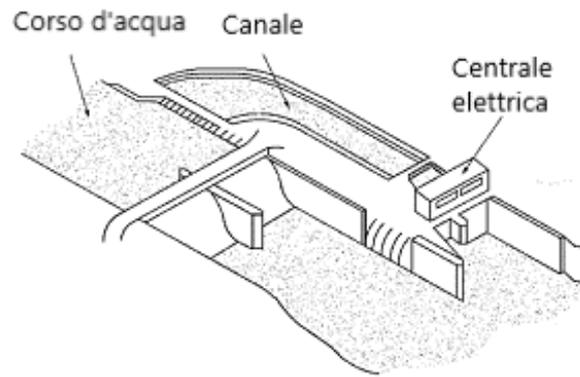


FIGURA 6: SCHEMA TIPO DI UN IMPIANTO AD ACQUA FLUENTE

Una sottocategoria degli impianti ad acqua fluente è rappresentata dagli impianti in canale. Essi vengono costruiti all'interno di canali irrigui e sono composti da una camera di carico, dal sistema turbina-alternatore, dal canale di restituzione e dal by-pass, utile per garantire la continuità della fornitura d'acqua per l'irrigazione anche in caso di sistema fuori funzione o in fase di manutenzione (*figura 7*). In genere, le macchine con funzionamento a superficie libera, come le ruote idrauliche e le viti idrodinamiche, non presentano una camera di carico (*Quaranta e Revelli [59]*).

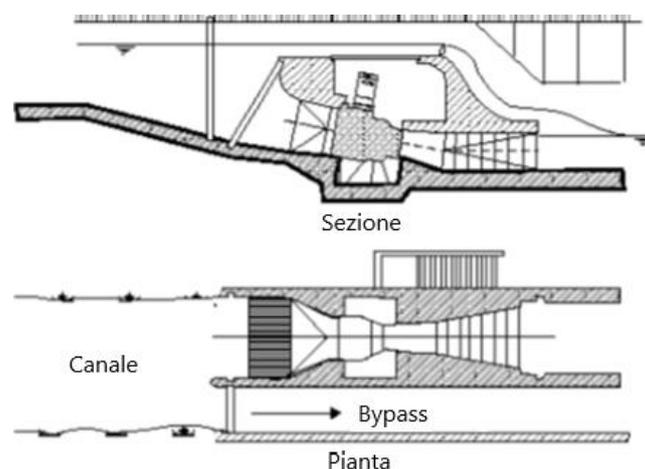


FIGURA 7: SCHEMA TIPO IMPIANTO IN CANALE (FONTE: ESHA 2007 [58])

Impianti a bacino

Sono caratterizzati dall'aver, a monte della centrale, un invaso che ha la funzione di accumulare acqua che viene poi utilizzata nei periodi in cui aumenta la richiesta di energia elettrica. Gli impianti a bacino hanno quindi la capacità di regolare la portata, cosa che non riescono a fare quelli ad acqua fluente, che dipendono strettamente dalla quantità d'acqua presente nel corpo idrico. Il grande volume d'acqua, sbarrato dalla diga, è collegato alla centrale tramite gallerie di derivazione e condotte forzate che convogliano l'acqua verso le turbine, installate nella centrale elettrica a valle dell'invaso (*figura 8*). Questi impianti sono caratterizzati da salti anche molto grandi (centinaia di metri).

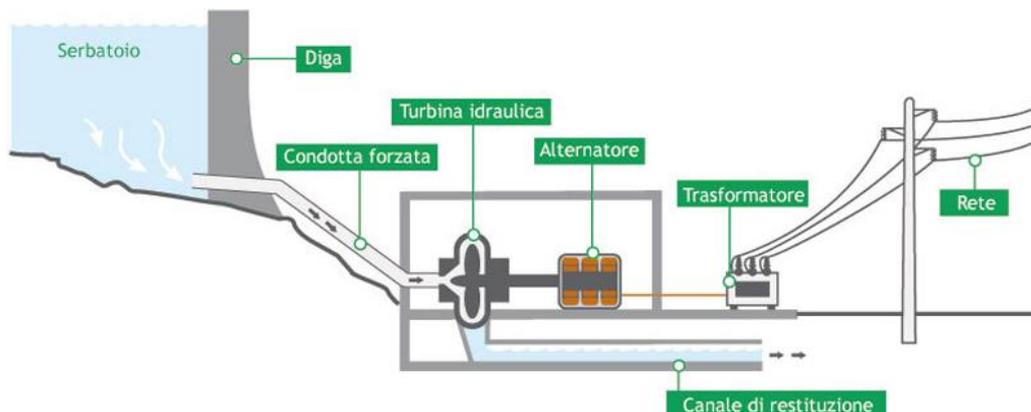


FIGURA 8: SCHEMA TIPO DI UN IMPIANTO A BACINO (FONTE: EVERENERGY [96])

Gli impianti a bacino possono lavorare in modo tradizionale (diga-condotta-turbina) oppure come impianti ad accumulazione tramite pompaggio. Questi sono costituiti da un bacino a monte e da una centrale che scarica l'acqua a valle, proprio come gli impianti a bacino, ma la differenza sta nel fatto che nelle ore di minor richiesta di energia (per esempio di notte) il ciclo può essere invertito: l'acqua del bacino a valle viene ripompata fino al bacino di monte, dando così via alla possibilità di produrre nuovamente energia con un nuovo ciclo (*figura 9*). Durante il pompaggio, l'alternatore consuma energia elettrica funzionando da motore sincrono e la turbina funge da pompa. Questo consumo di energia è però economicamente vantaggioso in quanto nei periodi di minor richiesta l'energia elettrica ha un valore commerciale minore rispetto a quella delle ore di punta e quindi tutto il procedimento risulta sostenibile. Gli impianti ad accumulazione stanno acquisendo sempre più importanza per via della loro capacità di regolare la produzione di energia e questo è un fattore chiave per

porre rimedio all'estrema irregolarità degli impianti eolici e solari. Questi ultimi, infatti, sono produttivi solamente per determinate condizioni meteorologiche, mentre gli impianti ad accumulazione possono funzionare su richiesta e andare quindi a colmare il gap energetico causato dalle altre tipologie di fonti.

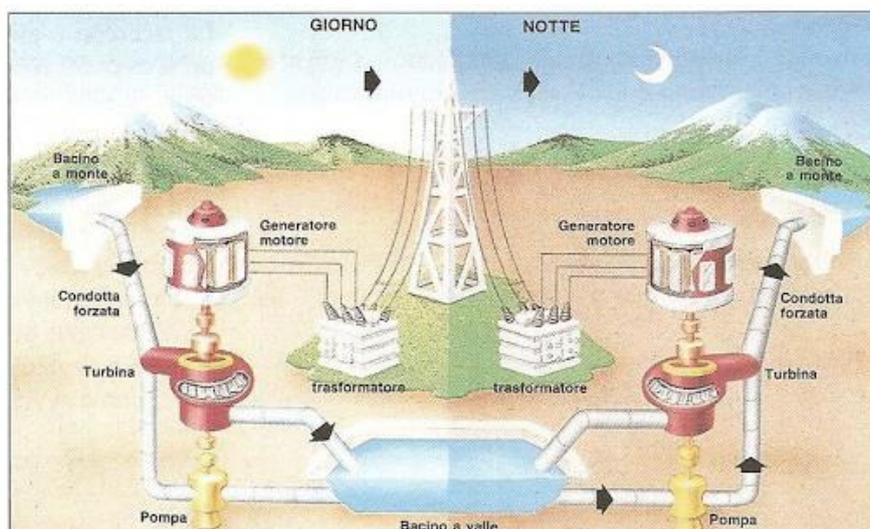


FIGURA 9: SCHEMA TIPO IMPIANTO DI POMPAGGIO (FONTE: SCIENZAVERDE [97])

Un'ultima tipologia di impianto, che sta prendendo piede negli ultimi anni, è quella degli impianti in condotta. Negli acquedotti, solitamente, per dissipare l'energia in prossimità dell'ingresso dell'impianto di trattamento acque o alla rete di distribuzione, vengono utilizzate delle valvole.

Recentemente, sono state introdotte le *PRS (Pressure Reducing System)*, che sono delle turbine che vengono inserite all'interno dell'acquedotto con il doppio scopo di ridurre le sovrappressioni e generare energia.



FIGURA 10: SCHEMA TIPO IMPIANTO IN CONDOTTA (FONTE: ITIMARCONINOCERA [98])

2.4 Impatto ambientale

Rispetto per l'ambiente, sostenibilità ed ecocompatibilità sono parole che nell'attuale scenario mondiale stanno giorno dopo giorno acquisendo maggiore importanza. La sostenibilità si basa sull'idea di "assicurare il soddisfacimento dei bisogni della generazione presente senza compromettere la possibilità delle generazioni future di realizzare i propri" (Treccani) e unisce la dimensione ecologica a quella economica e sociale. L'ecocompatibilità, invece, è "la capacità di accordarsi con le esigenze ecologiche" (Treccani). La sfida più difficile al giorno d'oggi, quindi, è quella di riuscire a soddisfare la sempre crescente domanda di energia e, contemporaneamente, salvaguardare la vita del pianeta.

2.4.1 Grandi impianti

Uno studio condotto da *Chen et al.* [74] ha messo in luce il fatto che la costruzione di grandi impianti, e nello specifico delle grandi dighe, abbia un enorme impatto sull'ambiente e, in particolare, sul fiume e sull'ecosistema. Risulta evidente che lo sbarramento vada a ridurre drasticamente la quantità d'acqua a valle e possa causare numerosi problemi quali quelli a livello irriguo (si ha a disposizione meno acqua nei campi) o zoologico (varia l'habitat naturale delle specie viventi nel e lungo il fiume). Per garantire a valle un flusso d'acqua sufficiente a non portare ad alterazioni esageratamente gravose nei confronti dell'uomo, degli animali e della vegetazione, dal 1989 si è iniziato a parlare di *DMV* (Deflusso Minimo Vitale), ovvero la portata minima che un impianto debba lasciar fluire a valle. Il Decreto del Ministro dell'Ambiente del 28 luglio 2004 riporta la seguente definizione: "Il minimo deflusso vitale *DMV* è la portata istantanea da determinare in ogni tratto omogeneo del corso d'acqua, che deve garantire la salvaguardia delle caratteristiche fisiche del corpo idrico, chimico-fisiche delle acque nonché il mantenimento delle biocenosi tipiche delle condizioni naturali locali". Con "biocenosi" si intendono le specie vegetali e animali che coesistono in un medesimo ambiente.

In un articolo scientifico scritto da *Collier* [75] si può leggere una frase che descrive in modo sintetico ma efficace i benefici del *DMV*: "Gli *environmental flows* apportano un grande

contributo sulla salute del fiume, sullo sviluppo economico e sulla mitigazione della povertà. Sono flussi non naturali ma mirano a trovare un equilibrio per soddisfare una grande varietà di esigenze idriche, come quelle degli ecosistemi e delle comunità a valle”.

Oltre ai disagi a valle dello sbarramento, possono essere osservati dei problemi anche a monte di esso. Il primo è quello più evidente: la diga va a formare un lago che modifica il territorio. Il secondo, quello più grave, è che dall’invaso viene sprigionato metano, un gas altamente tossico per l’ambiente. In particolare, come riportato da *Bossi* [78], “L’idroelettrico è stato sempre considerato una fonte di energia rinnovabile con emissioni prossime allo zero. Tuttavia, recenti studi mettono sempre più in discussione questa ipotesi, dimostrando che dagli impianti per produzione di energia idroelettrica, in particolare da quelli comprendenti un bacino di raccolta artificiale, vengono emesse grandi quantità di metano (CH_4), anidride carbonica (CO_2) e altri gas serra. I valori di intensità di carbonio delle dighe del bacino del Mekong si sono rivelati molto più alti del previsto, il 15% di essi supera quello degli impianti alimentati a combustibili fossili, in molti casi anche di un ordine di grandezza.”.

Infine, un altro problema, sebbene meno importante rispetto ai precedenti, è quello dell’impatto estetico: l’imponente muro di calcestruzzo si scontra in modo acuto con la natura circostante e le condotte forzate, soprattutto in ambito montano, deturpano il paesaggio scendendo lungo i versanti delle montagne. Interrare le tubazioni e nascondere il più possibile le opere ingegneristiche possono essere scelte positive per alleviare questo problema.

2.4.2 Piccoli impianti

I grandi impianti idroelettrici hanno dunque sì la capacità di produrre ingenti quantità di energia, ma anche, purtroppo, la sfavorevole caratteristica di essere altamente impattanti per l’ambiente. È per questo motivo che negli anni si è cercato di trovare delle soluzioni e delle alternative per produrre energia idroelettrica in modo più sostenibile. Uno studio effettuato da *Sachdev et al.* [77] ha affermato che in molti casi la miglior configurazione di impianto sia quella ad acqua fluente, ovvero quella che non comporta la creazione di un bacino a monte della centrale. In particolare, gli impianti di piccola scala sono quelli che

risultano avere i migliori benefici a livello sia economico che ambientale e sono particolarmente adatti per le zone rurali dei paesi meno sviluppati. L'*ESHA (European Small Hydropower Association)*, utilizza la denominazione “piccolo idroelettrico” per designare quegli impianti di potenza inferiore ai 10 MW). Anche *Moran et al.* [16] hanno messo in evidenza ed elogiato le qualità del piccolo idroelettrico ad acqua fluente, affermando che “richiede meno manutenzione, è maggiormente ecologico, rispetta la fauna ittica e fornisce energia alle comunità locali in modo green”, anche se il rispetto per la fauna ittica non è sempre automaticamente assicurato, ma solo quando vengono installate scale di risalita per i pesci e/o turbine *fish-friendly*.

L'attenzione nei confronti della mitigazione dei problemi relativi alla vita della fauna ittica sta prendendo sempre più piede e la tendenza è quella di costruire lungo i fiumi, in concomitanza con le infrastrutture idroelettriche, apposite scale di risalita, per permettere ai pesci di risalire la corrente, e di studiare nuove soluzioni progettuali per ridurre la mortalità ittica nel passaggio in turbina.

2.5 Benefici dell'idroelettrico

I grandi impianti idroelettrici a bacino non comportano solo dei risvolti negativi, ma hanno anche dei benefici, che possono essere riassunti in diverse categorie:

- Non vengono bruciati combustibili fossili per la produzione di energia
- Vengono laminate le piene
- La flessibilità degli impianti permette di sopperire alla mancanza di energia dovuta alla discontinuità di produzione del solare e dell'eolico
- L'acqua stoccata può essere utilizzata per diversi scopi, quali irrigazione, antincendio, balneazione

Negli impianti idroelettrici le macchine vengono azionate grazie alla semplice forza dell'acqua e non da vapori creati dal riscaldamento d'acqua ad opera di combustibili fossili. Quella idroelettrica è quindi una tipologia di energia completamente rinnovabile. Inoltre, la

capacità d'invaso delle dighe permette, in presenza di piene, "l'attenuazione del colmo dell'onda e la redistribuzione del volume su un orizzonte temporale più lungo" (*Baldin* [81]). Il disegno in *figura 11* permette di osservare un idrogramma di piena e l'effetto di laminazione della diga: l'onda laminata *L* risulta avere un picco nettamente ridotto rispetto a quella in arrivo *A* e, inoltre, il picco è spostato in avanti nel tempo e ciò permette di ritardare l'arrivo a valle di ingenti portate in situazioni alluvionali.

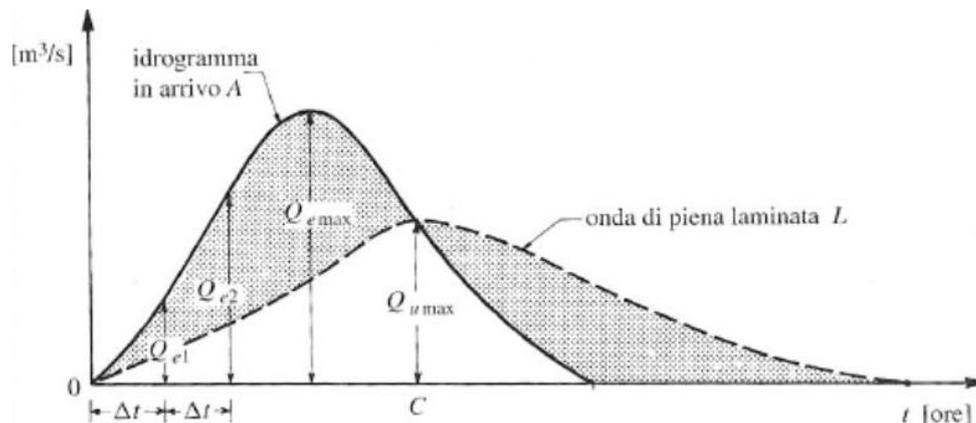


FIGURA 11: IDROGRAMMA DI PIENA ED EFFETTO DELLA LAMINAZIONE AD OPERA DELLA DIGA (FONTE: DIREZIONE GENERALE PER LE DIGHE E LE INFRASTRUTTURE IDRICHE ED ELETTRICHE MINISTERO DELLE INFRASTRUTTURE E DEI TRASPORTI)

Gli impianti idroelettrici sono dotati di un'altra qualità importante: la flessibilità. Infatti, essi, a differenza degli impianti solari ed eolici, possono essere regolati dal gestore e hanno quindi la capacità di adattarsi rapidamente alla domanda dell'utenza (*Colombo* [83]). Gli impianti ad accumulazione sono dotati di pompe che riportano a monte l'acqua, che verrà poi quindi nuovamente turbinata. In particolare, questi impianti consumano elettricità nei momenti di bassa richiesta e basso prezzo per ripompare a monte l'acqua così da renderla disponibile per la produzione di energia nei picchi di domanda (*Quaranta e Revelli* [59]). L'idroelettrico ha quindi il vantaggio di poter seguire e rispondere prontamente alla richiesta della rete mentre fotovoltaico ed eolico, come scritto da *Ballatore e Vantadori* [79], "Non essendo governabili e non potendo garantire stabilità della potenza erogata e quindi previsione produttiva, sono di difficile gestione all'interno della rete.". *Lirth* [85] ha messo in evidenza questo pregio degli impianti idroelettrici utilizzando la parola "compensazione" per descrivere ciò che l'idroelettrico è in grado di fare nei confronti dei divari lasciati aperti dalle altre fonti rinnovabili.

Oltre alla produzione di energia, laminazione delle piene e flessibilità, *Bonnet et al.* [86] hanno elencato altre quattro caratteristiche positive degli impianti idroelettrici a bacino, che mettono in luce la grande polivalenza di questi ultimi. La prima è quella che i grandi invasi diventano dei veri e propri laghi ed è quindi possibile la navigazione e il trasporto. Segue poi l'aspetto ricreativo: nei bacini possono per esempio essere praticati sport e pesca. Inoltre, aspetto molto importante, la diga crea un volume d'acqua che può essere utilizzato per scopi industriali, per la collettività o ancora per affrontare ed estinguere gli incendi. In ultimo, l'acqua stoccata può essere utilizzata in campo agricolo per irrigare i campi e avere sempre a disposizione una riserva da sfruttare nei periodi più secchi.

I benefici apportati dai grandi impianti idroelettrici appena descritti possono essere quindi riassunti utilizzando due parole: polivalenza e flessibilità. Termine, quest'ultimo, che può essere utilizzato anche per il piccolo idroelettrico, in grado di produrre energia in un'ampia gamma di ambiti, quali quello acquedottistico (installando delle piccole turbine ai nodi delle tubazioni), torrentizio (fornendo per esempio energia a rifugi montani e comunità isolate) oppure irriguo (i canali, oltre a trasportare l'acqua nei campi, conducono il flusso alle turbine) (*Brusa et al.* [88]). Infine, un altro notevole vantaggio che può essere apportato dal piccolo idroelettrico è quello dello "sviluppo economico a livello locale" (*Quaranta e Revelli* [59]): in zone rurali la disponibilità di energia elettrica può contribuire in modo importante al miglioramento della vita delle comunità locali.

2.6 Valutazione dell'investimento

La costruzione di un impianto richiede un investimento di denaro ed è quindi fondamentale effettuare, nelle fasi preliminari del progetto, la cosiddetta valutazione dell'investimento. Essa permette di valutare la convenienza economica di un progetto e/o di confrontare più scenari per andare poi a scegliere quello che risulta essere il migliore. Esistono diversi metodi di valutazione dell'investimento e possono essere definiti come riportato dall'*ESHA* [58]:

- Tempo di ritorno dell'investimento (*payback period*)

- Ritorno dell'investimento (*ROI*)
- Valore attuale netto (*VAN* o *NPV*)
- Tasso di rendimento interno (*TIR* o *IRR*)

Il *payback period* rappresenta il numero di anni necessari per far sì che il costo dell'investimento e i benefici risultino uguali. Esso è definito dal rapporto:

$$PBP = \frac{\text{Costo dell'investimento}}{\text{Ricavi annui netti}} \quad [\text{anni}] \quad (5)$$

Questo metodo non permette di capire la redditività di un progetto ma di valutarne la rischiosità in termini di tempo necessario a rientrare dell'investimento effettuato.

Il *ROI* (*Return Of Investment*) calcola i benefici medi annui, al netto dei costi annuali. Questi benefici vengono espressi come percentuale del valore dell'investimento iniziale:

$$ROI = \frac{\text{Risultato operativo}}{\text{Capitale investito}} \cdot 100 \quad [\%] \quad (6)$$

Questo rapporto è definito da *Treccani* come “un indicatore di efficienza nell'uso delle risorse a disposizione dell'azienda per produrre utili mediante la sua attività”.

Il *VAN*, Valore Attuale Netto, è dato dalla somma algebrica dei flussi di cassa attualizzati generati dal progetto, sia quelli positivi (ricavi) che negativi (investimento iniziale, costi di esercizio e manutenzione):

$$VAN = \sum_{t=1}^n \frac{F_t}{(1+k)^t} - F_0 \quad [€] \quad (7)$$

Dove:

- t = periodo temporale [anni]
- F_t = flusso finanziario (può essere positivo o negativo) [€]

- $\frac{1}{(1+k)^t}$ = fattore di attualizzazione al tempo t
- F_0 = flusso di cassa iniziale [€]

Quando il VAN ha valore positivo significa che l'investimento è conveniente dal punto di vista economico. Il *payback period* è quel tempo necessario ad annullare il VAN e, di conseguenza, a recuperare l'investimento iniziale.

Il tasso di rendimento interno (*TIR*) è invece quel tasso di attualizzazione che rende nullo il VAN:

$$TIR = \sum_{t=1}^n \frac{F_t}{(1+k)^t} - F_0 = 0 \quad (8)$$

Un progetto può essere intrapreso quando si ha $TIR > k$ ovvero quando il tasso interno di rendimento è maggiore del tasso di attualizzazione.

Nelle fasi di pianificazione e progettazione di un impianto idroelettrico vengono quindi utilizzati dei metodi per valutare attentamente e matematicamente la convenienza economica dell'investimento e per poter effettuare adeguatamente la scelta tra idee diverse.

3. Turbine idroelettriche – Tipologia e scelta

Negli impianti idroelettrici il ruolo chiave per trasformare l'energia dell'acqua in energia elettrica è giocato dalle turbine idrauliche, macchine motrici costituite fondamentalmente da un organo mobile, la girante, e, nella maggior parte dei casi, da un organo fisso, il distributore. Il primo ha il compito di mettere in rotazione il generatore di energia elettrica a cui è collegato, mentre il secondo ha sostanzialmente tre funzioni (*Evangelisti* [72]):

- Indirizzare la portata, in modo da far sì che l'acqua raggiunga la girante con direzione ottimale
- Regolare la portata tramite l'utilizzo di organi di regolazione o, più specificatamente, di parzializzazione
- Provocare una trasformazione reciproca tra energia potenziale e cinetica

Trasformazione dell'energia

Una prima distinzione tra le varie tipologie di turbine è quella riguardante la modalità di trasformazione dell'energia: una turbina è detta ad azione se l'energia potenziale è trasformata in cinetica in modo completo all'interno del distributore, altrimenti si parla di turbina a reazione. Esiste poi un'ulteriore tipologia che è quella delle turbine a gravità.

La velocità d'uscita V dal distributore è data dall'equazione di Torricelli:

$$V = c_v \sqrt{2gH} \quad [m/s] \quad (9)$$

Dove:

- c_v = coefficiente di velocità [-], relativo all'uscita dal distributore, dato da $c_v = \sqrt{1 - \epsilon_r}$, con ϵ_r grado di reazione della macchina
- $g = 9.81$ [m/s²] accelerazione di gravità
- H = salto [m]

Il grado di reazione, $\epsilon_r = 1 - c_v^2$, consente di valutare come il salto venga suddiviso tra la parte fissa e la girante ed è dato dal rapporto tra il salto nella parte mobile e quello totale. Le macchine ad azione pura hanno grado di reazione pressoché nullo, mentre quelle a reazione hanno ϵ_r compreso tra 0 e 1.

Di conseguenza, nelle le turbine ad azione c_v è molto prossimo all'unità (solitamente pari a 0.98), mentre nelle turbine a reazione può valere da 0.85 (turbine a basso grado di reazione) fino a 0.55 (turbine ad alto grado di reazione).

Infine, bisogna citare le turbine a gravità, come la ruota idraulica (*figura 12*) e la coclea (*figura 13*) (anche detta vite di Archimede), che sono macchine che vengono messe in movimento dal peso dell'acqua, che, tendendo naturalmente ad andare da una quota maggiore a una minore, va a gravare sulle pale o sull'elica della turbina e genera quindi una rotazione di quest'ultima.

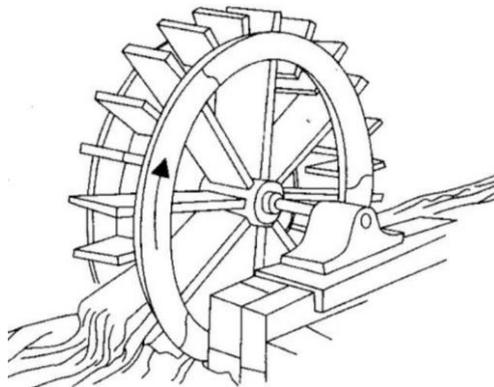


FIGURA 12: RUOTA IDRAULICA

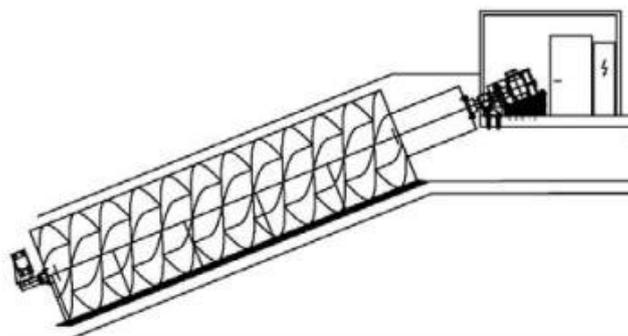


FIGURA 13: VITE DI ARCHIMEDE

Geometria del flusso

Le turbine sono suddivise in diverse categorie a seconda che il flusso d'acqua scorra lungo l'asse, lungo il raggio o tangenzialmente alla girante. Possono infatti essere fatte le seguenti distinzioni:

- Turbine radiali: la traiettoria dell'acqua ha la direzione del raggio della girante (Francis, Banki)
- Turbine assiali: l'acqua scorre lungo l'asse della turbina (Kaplan)
- Turbine miste (radiali-assiali)
- Turbine tangenziali: il flusso colpisce la girante tangenzialmente (Pelton)

Le tipologie di turbine più utilizzate nei siti con salti al di sopra dei 5 m sono: Pelton, Francis e Kaplan. Esistono anche altri tipi di macchina, quali la Turgo, derivata dalla Pelton (la Turgo smaltisce portate più elevate, ma ha un'efficienza leggermente minore), e la turbina Banki, argomento della tesi. Nei siti con salti al di sotto dei 5 m troviamo altri tipi di turbine, come la VLH (*Very Low Head*), la ruota idraulica, la vite idrodinamica e le micro-Kaplan e Francis che trovano attualmente impiego minore rispetto alle turbine classiche ma stanno prendendo sempre più piede grazie allo sviluppo del settore mini-idroelettrico.

3.1 Pelton

La turbina Pelton è una macchina ad azione, a flusso tangenziale, che può avere asse orizzontale o verticale. Lavora con salti molto elevati (50-1300 m) e ha il pregio di essere molto robusta ed efficiente. È composta principalmente dal distributore, dalla girante e dal canale di scarico (*figura 14-a*). Il distributore, collegato e raccordato con la condotta forzata, è costituito da un tubo convergente che produce un'accelerazione dell'acqua, che esce dall'ugello a pressione atmosferica e velocità $V = 0.98\sqrt{2gH}$ [m/s], in cui 0.98 è il coefficiente c_v che deriva dalle perdite di carico per attrito. All'interno del distributore è presente un elemento regolatore, chiamato ago doble (o spina), che, movimentato, permette di variare la portata in uscita verso la girante. Il getto colpisce la girante, costituita da un

certo numero di pale a doppio cucchiaio con spigolo centrale (*figura 14-b*), e viene scaricato assialmente.

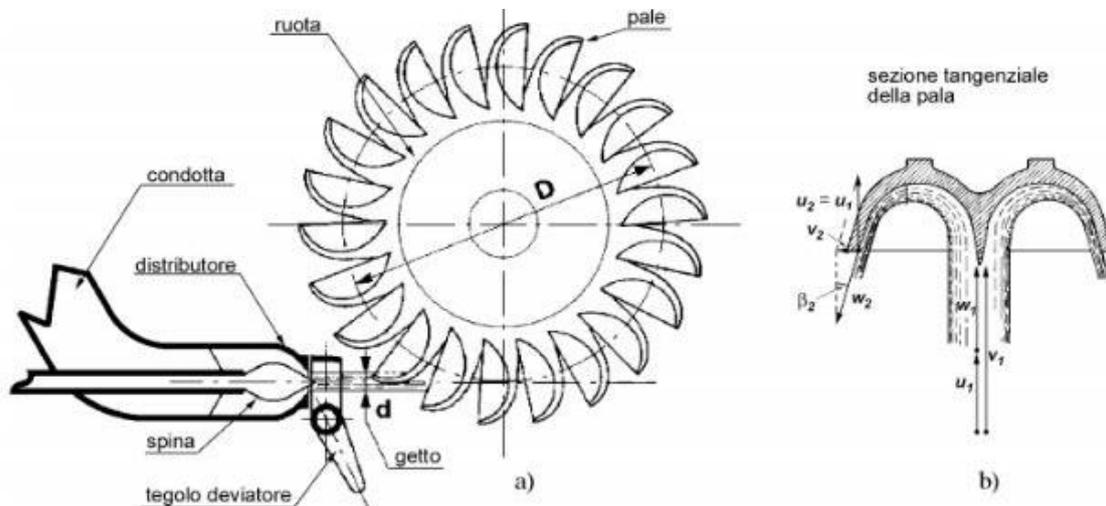


FIGURA 14: SEZIONE ASSIALE DELLA TURBINA E DETTAGLIO DELLA PALA (FONTE: VEHICLECUE [99])

La velocità d'uscita risulta molto piccola, a testimoniare il fatto che gran parte dell'energia cinetica dell'acqua viene ceduta alla girante. Uno dei principali vantaggi di questa tipologia di turbina è la possibilità di utilizzare contemporaneamente più ugelli (*figura 15*) in modo da ottimizzare l'efficienza facendo però attenzione a non esagerare con il numero di essi, in quanto troppi getti rischiano di interferire tra loro e peggiorare il rendimento della macchina. Un difetto delle turbine Pelton, invece, sta nel fatto che esse non usano completamente il carico disponibile, in quanto la differenza di quota tra getto d'acqua e canale di scarico viene persa.

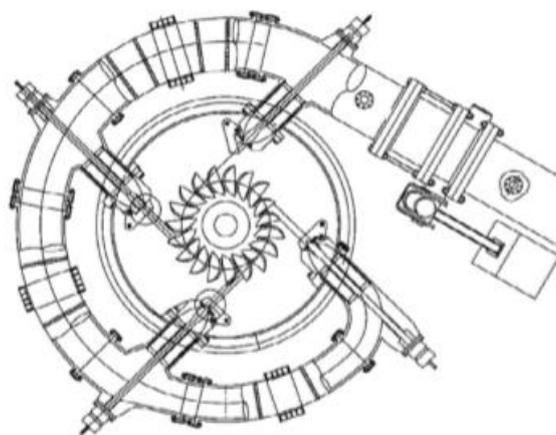


FIGURA 15: ESEMPIO DI TURBINA PELTON A QUATTRO UGELLI (FONTE: MISAITALIA [100])

3.2 Francis

La Francis è una turbina a reazione, a flusso radiale centripeto, che può avere asse orizzontale o verticale. Lavora per salti medi (25-350 m) ed è caratterizzata da un'efficienza elevata per un ampio campo di portate. La peculiarità di questa tipologia di macchina idraulica sta nell'avere un pre-distributore e un distributore (*figura 16*): il primo, che ha forma a spirale, riceve l'acqua dalla condotta di adduzione e la convoglia tutt'intorno la girante; il secondo, costituito da pale regolabili, direziona l'acqua verso le pale della girante.

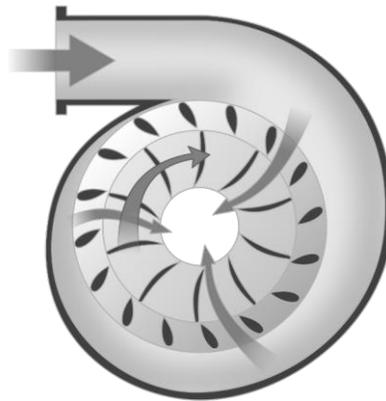


FIGURA 16: SEZIONE DELLA TURBINA FRANCIS

Le pale del distributore sono collegate tra loro tramite un anello capace di farle ruotare contemporaneamente cosicché possa essere regolata la portata (*figura 17*). I getti d'acqua, tanti quanti sono gli spazi tra le pale del distributore, vanno a colpire le pale della girante, caratterizzate da una superficie gobba, e vengono scaricati in direzione assiale.

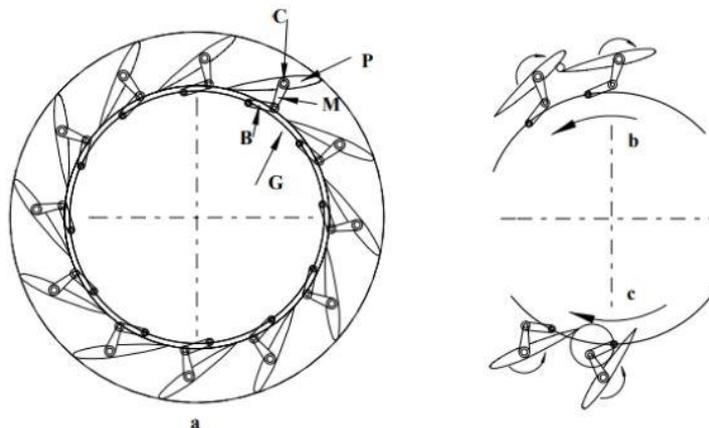


FIGURA 17: DETTAGLIO DELLE PALE E DELL'ANELLO DI REGOLAZIONE (FONTE: VEHICLECUE [99])

3.3 Kaplan

La Kaplan è turbina a reazione, a flusso assiale, che può avere asse orizzontale, verticale o inclinato, e può essere caratterizzata da camera asciutta o bagnata. Lavora con salti piccoli (2-40 m) e portate molto grandi, che possono arrivare fino a centinaia di metri cubi al secondo. Il distributore è dotato di deflettori che orientano il flusso verso le pale che sono calettate su un robusto mozzo centrale. La possibilità di regolare l'inclinazione delle pale permette di ottenere un rendimento alto e costante per gran parte delle portate.

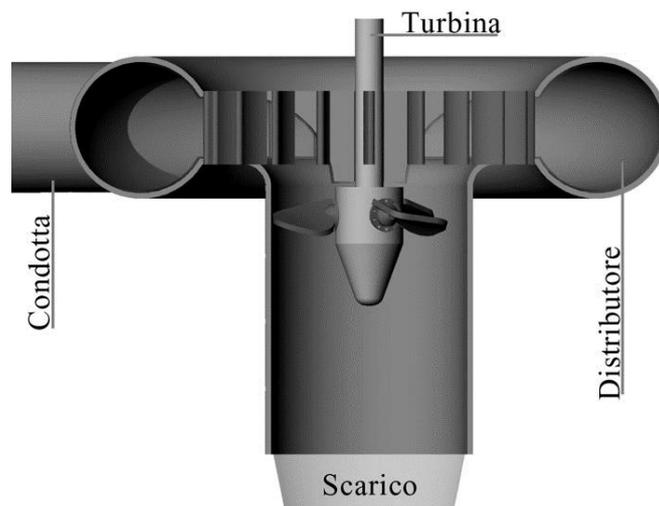


FIGURA 18: SEZIONE DI UNA TURBINA KAPLAN (FONTE: LISTOLADE [101])

3.4 Banki

La Banki è una turbina ad azione a flusso radiale incrociato e ad asse orizzontale. Lavora con salti compresi tra 5 m e 200 m e portate inferiori ai 10 m³/s. L'acqua viene immessa nella girante tramite un distributore e il flusso attraversa le pale in due stage successivi, sollecitandole quindi due volte. All'interno del distributore può essere presente un tegolo deviatore o un cursore semicircolare per permettere la regolazione della portata. A monte del distributore è presente una camera d'ingresso nella quale è possibile regolare l'apertura a 1/3, 2/3 o 3/3 e permettere quindi una grande flessibilità della macchina al variare della portata in arrivo.

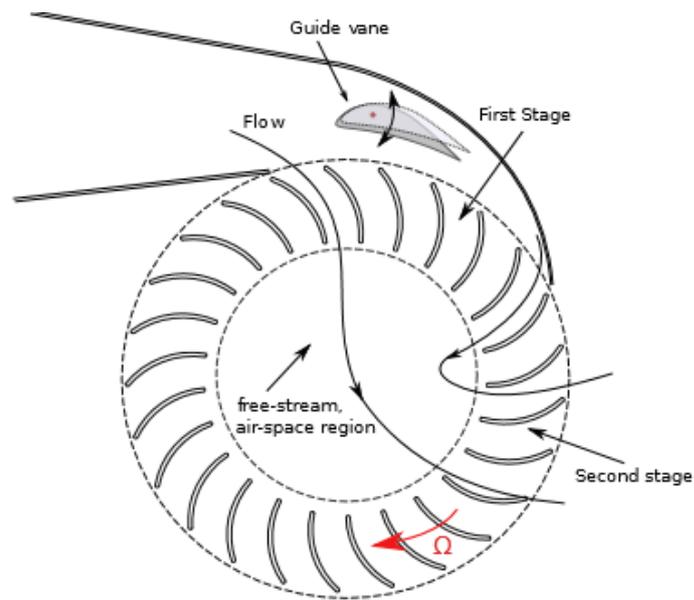


FIGURA 19: SEZIONE DI UNA TURBINA BANKI E TRAIETTORIA DEL FLUSSO (FONTE: ADHIKARI [49])

3.5 Scelta della turbina

Nel momento in cui si decide di costruire un impianto idroelettrico, la scelta della turbina più adatta al sito e alle esigenze del costruttore è un passaggio delicato e molto importante ai fini della riuscita ottimale del progetto.

3.5.1 Salto, portata e potenza

I primi dati di progetto fondamentali per la scelta della turbina più adeguata sono il salto e la portata disponibile e la potenza che si desidera ottenere dalla macchina. I grafici seguenti sono utili per notare visivamente in che condizioni lavorino le varie tipologie di macchine e quale sia la loro efficienza al variare della portata. Si nota che, per quanto riguarda il campo

di lavoro (figura 20), le Pelton sono ottime per condizioni di alti salti e portate relativamente piccole mentre le Kaplan sono diametralmente opposte, lavorando bene per salti relativamente piccoli e portate anche molto grandi. In condizioni intermedie, invece, spicca la funzionalità delle Francis, in grado di operare per un ampio campo di portate e salti. Infine, si può osservare il campo di lavoro delle Banki, delimitato da portate inferiori ai $10 \text{ m}^3/\text{s}$ e salti fino 200 m. Per quanto riguarda la potenza, risulta evidente lo strapotere, delle turbine classiche (Pelton, Francis e Kaplan), in grado di produrre fino a 10000 kW, nei confronti delle Banki, che sono macchine meno potenti. Quest'ultime possono trovare impiego solo nel settore micro/mini-idroelettrico mentre le altre occupano un range produttivo più ampio e sono le macchine installate nei grandi impianti. A livello di efficienza (figura 21), Pelton, Kaplan e Francis sono le turbine migliori (possono superare il 90% di efficienza in condizioni di portata massima di progetto Q_{max}) e, in particolare, le Pelton e le Kaplan sono in grado di mantenere alta e costante la propria efficienza per un ampio intervallo di portate. Questa è una qualità appartenente anche alle Banki, che però raggiungono efficienze massime minori, tra il 70% e l'80%, sebbene alcuni studi che saranno approfonditi in seguito abbiano raggiunto rendimenti anche intorno al 90%.

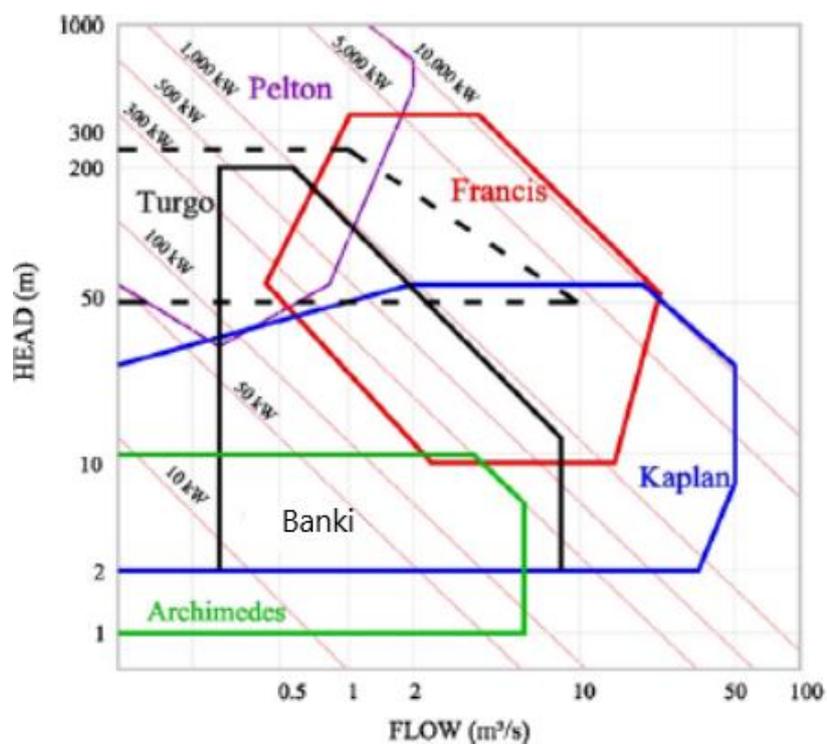


FIGURA 20: CAMPO DI LAVORO DELLE TURBINE (FONTE: ADHIKARI [49])

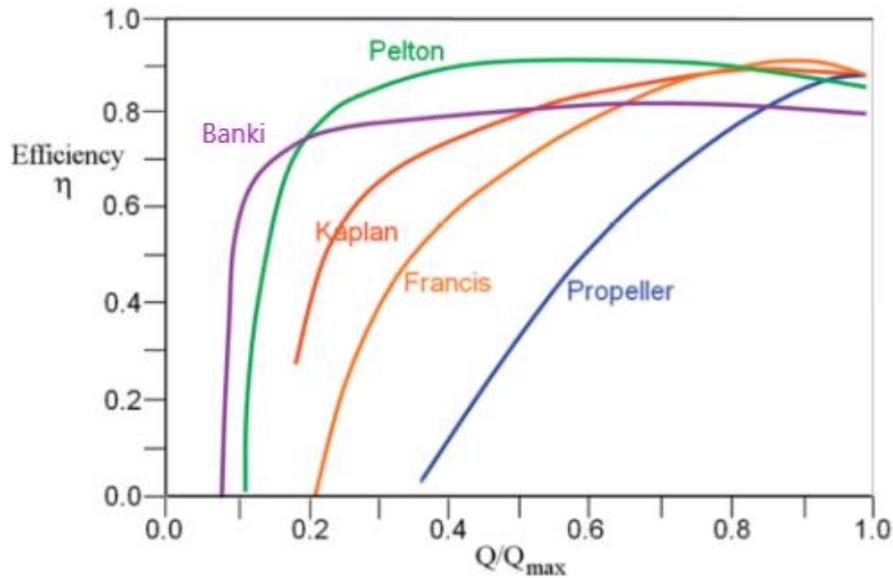


FIGURA 21: EFFICIENZA DELLE TURBINE AL VARIARE DEL RAPPORTO TRA PORTATA E PORTATA MASSIMA DI PROGETTO (FONTE: ADHIKARI [49])

3.5.2 Velocità specifica

Un altro parametro utile per la scelta della più appropriata tipologia di turbina è quello che viene chiamato velocità specifica N_s o anche numero di giri caratteristico. In letteratura sono presenti numerosi studi che ne forniscono la definizione e l'intervallo tipico delle varie turbine. *Khosrowpanah et al.* [7] e *Restrepo* [46] e *Quaranta* [54] riportano la seguente equazione:

$$N_s = \frac{N\sqrt{P}}{H^{\frac{5}{4}}} \quad [-] \quad (10)$$

Dove:

- N = velocità di rotazione della girante [rpm]
- P = potenza della macchina [kW]
- H = salto [m]

Esprimendo questo numero in funzione della portata Q anziché di P si può scrivere:

$$N_s = \frac{N\sqrt{Q}}{H^{\frac{5}{4}}} \quad [-] \quad (11)$$

Da cui si nota che per grandi salti e piccole portate (Pelton) si avrà una velocità specifica piccola rispetto alle condizioni di piccoli salti e grandi portate (Kaplan) caratterizzate da N_s grande.

Le caratteristiche principali e i valori tipici di salto, portata, potenza e velocità specifica sono riportati nella tabella seguente (per quanto riguarda Pelton e Francis sono prese in considerazione le turbine utilizzate per impianti di almeno 100 kW in quanto le micro-Pelton e micro-Francis lavorano in range differenti da quelli riportati):

Nome	Tipo	Flusso	H [m]	Q [m ³ /s]	P [kW]	N _s [-]
Pelton	Azione	Tangenziale	50-1300	< 2	75-10000	30-73
Francis	Reazione	Radiale	25-350	0.5-25	200-10000	69-450
Kaplan	Reazione	Assiale	2-40	<50	10-10000	350-1000
Banki	Azione	Radiale	5-200	0.01-10	10-1000	60-200

TABELLA 1: RIEPILOGO DELLE CARATTERISTICHE GENERALI DELLE TURBINE (FONTE: ADHIKARI [49], RESTREPO [46] PER N_s)

4. Le turbine Banki

4.1 Cenni storici

La turbina Banki fu inventata da *Anthony Michell*, ingegnere meccanico australiano, che depositò il brevetto della macchina nel 1903, e successivamente studiata dall'ungherese *Donat Banki*, da cui ha preso il nome. Ma fu grazie alle modifiche apportate dal tedesco *Fritz Ossberger* che questa tipologia di turbina iniziò a prendere piede: egli fu il primo a installare nell'iniettore un tegolo deviatore in grado di direzionare il getto e, contemporaneamente, di parzializzare la portata. Ancora oggi l'azienda tedesca *Ossberger* è uno dei maggiori produttori di questa tipologia di turbina con l'installazione di oltre dieci mila turbine in tutto il mondo (*Santolin, 2021*).

4.2 Campi di applicazione

La turbina Banki risulta essere molto adatta per la produzione di energia nelle aree rurali del terzo mondo, quali, per esempio, Camerun (*Ho-Yan e Lubitz [9]*), Tanzania (*Mtalo et al. [73]*), Pakistan (*Chattha [21]*, *Khan e Badshah [42]*), Bangladesh (*Das et al. [36]*), Nepal (*Jalswal [37]*), Myanmar (*Win et al. [55]*), Colombia (*Durali [50]*). Questo per via del suo costo, nettamente inferiore alle turbine classiche (Pelton, Francis e Kaplan), alla facilità di costruzione, alla scarsa necessità di manutenzione e alla sua capacità di lavorare “*stand alone*”, ovvero non necessariamente collegata a una grande rete elettrica. E' quindi evidente il potenziale di questa macchina per quanto riguarda quelle zone lontane dai grandi centri abitati, isolate e difficilmente raggiungibili, quelle che l'articolo di *Castaneda et al. [95]* denomina *NIZ (Non-Interconnected Zones)*.

Nella tesi verrà trattata l'applicazione e la progettazione delle turbine Banki nel campo dell'idroelettrico standard, ossia quello caratterizzato da opera di presa, condotta, turbina e scarico a valle.

Esistono però anche applicazioni sempre più frequenti nel settore acquedottistico: nelle reti sono presenti valvole di riduzione della pressione, le cosiddette *Pressure Reducing Valves (PRV)* che sono molto utili per quanto riguarda la salvaguardia delle condotte, in quanto

limitano le sovrappressioni, ma non apportano altri sostanziali benefici perché l'energia dissipata viene sostanzialmente sprecata. Le Banki, invece, possono essere utilizzate come *PRS* (*Pressure Reducing System*) e sostituire le classiche valvole apportando due notevoli benefici: ridurre la pressione in condotta e, contemporaneamente, trasformare l'energia dissipata in energia elettrica. La principale differenza tra le *PRS* e le turbine applicate in modo classico sta nel fatto che le prime lavorano in controcompressione in condotta (sono in pressione sia a monte che a valle), mentre le seconde a valle scaricano l'acqua in un condotto a pressione atmosferica. Lo schema tipo delle *PRS* è rappresentato nella seguente figura:

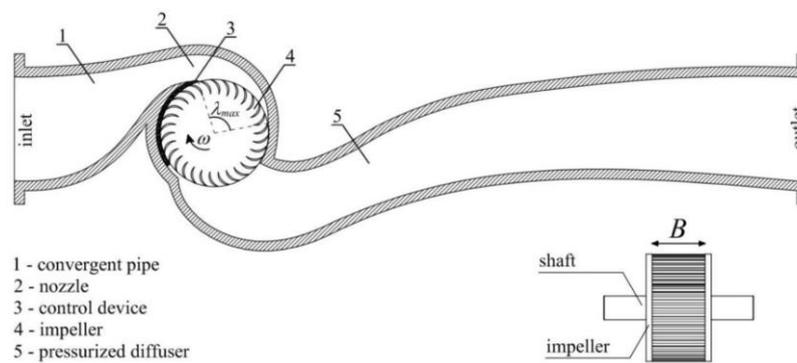


FIGURA 22: TURBINA BANKI INSTALLATA IN CONDOTTA COME *PRS* (FONTE: SINAGRA ET AL. [27])

Sinagra et al. [27][31] e *Sammartano et al.* [30] hanno trattato le *PRS* nei loro studi proponendo una metodologia di progettazione, che si basa fondamentalmente sul rapporto che loro chiamano *velocity ratio* (l'inverso dello *speed ratio* di cui si tratterà nel *paragrafo 5.5*):

$$\frac{V_U}{U} = \frac{V \cos \alpha}{\omega \frac{D_1}{2}} = \frac{2V \cos \alpha}{\omega D_1} \quad [-] \quad (12)$$

La differenza con le Banki da idroelettrico classico sta nel fatto che la velocità V , che nelle turbine classiche vale $V = c_v \sqrt{2gH}$, in questo caso tiene conto dell'energia specifica equivalente E :

$$V = c_v \sqrt{2gE} = 0.98 \sqrt{2gE} \quad \left[\frac{m}{s} \right] \quad (13)$$

Dove:

$$E = \Delta H - \xi \frac{\omega^2 D_1^2}{8g} \quad [m] \quad (14)$$

In cui:

- ΔH = differenza di salto tra ingresso e uscita della girante [m]
- ξ = coefficiente che tiene conto delle perdite d'energia [-]
- D_1 = diametro esterno della girante [m]
- ω = velocità angolare [rad/s]

Sammartano et al. [30] e *Sinagra et al.* [31] hanno affermato che, per ottimizzare l'efficienza, il valore ideale dello speed ratio è pari a 2. In uno studio successivo, *Sinagra et al.* [27], attraverso simulazioni fluidodinamiche (CFD), hanno osservato che il valore ottimale è invece uguale a 1.7.

Il *velocity ratio* è un rapporto molto utile in fase di progettazione perché, ponendolo pari al valore ottimale ed esplicitando D_1 , permette di determinare la grandezza ottimale del diametro esterno della girante.

Per trovare, invece, la larghezza della girante B , l'equazione proposta è la seguente:

$$B = \frac{2Q}{D_1 \cdot \lambda \cdot V \sin \alpha} \quad [m] \quad (15)$$

Dove:

- Q = portata [m³/s]
- λ = angolo dell'arco d'ingresso [rad]
- V = velocità definita con l'equazione (13) [m/s]
- α = angolo d'attacco [deg]

Un altro studio relativo alle turbine applicate come riduttori di pressione in condotta è quello di *Hannachi et al.* [68], in cui viene proposta una metodologia di progettazione che verrà

riassunta brevemente nel *paragrafo 6.1.4*, per confrontarla con i processi di progettazione delle Banki classiche.

Passando alla descrizione di altre applicazioni, *Clark* [45] ha svolto un lavoro di tesi trattando le turbine Banki installate nelle traverse (*figura 23*): l'acqua in parte supera la turbina senza interagire con essa e scivolando verso valle, in parte cade nella cavità e va ad attraversare la turbina mettendola in rotazione, per poi essere scaricata a valle e proseguire la sua corsa nel fiume.



FIGURA 23: TURBINA BANKI INSTALLATA A VALLE DI UNA TRAVERSA (FONTE: CLARK [45])

Uno studio di *Shikama et al.* [65] mostra invece l'esempio di una turbina Banki utilizzata "a cascata", come rappresentata nello schema in *figura 24*: studiando la turbina in modo sperimentale e simulativo è stata raggiunta un'efficienza massima di circa 60%.

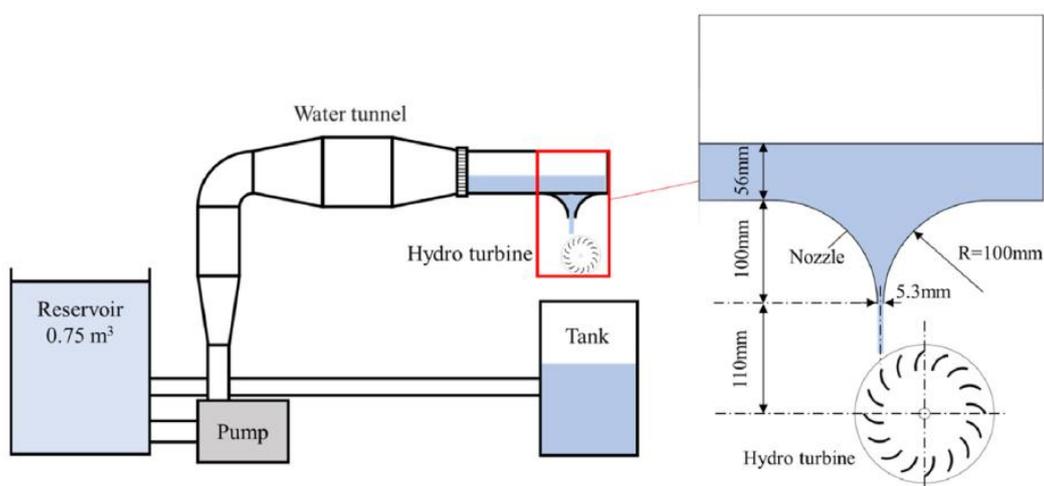


FIGURA 24: SCHEMA DELLA TURBINA A CASCATA STUDIATA (FONTE: SHIKAMA ET AL. [65])

Un'altra applicazione particolare è quella caratterizzata da due giranti ad asse orizzontale con l'acqua che fluisce attraverso entrambe contemporaneamente (come mostrato in *figura 25*). Questa particolare configurazione, come riportato nello studio di *Anand et al.* [87], è studiata per le applicazioni in canale e risulta quindi adatta per condizioni di velocità ridotta del flusso.

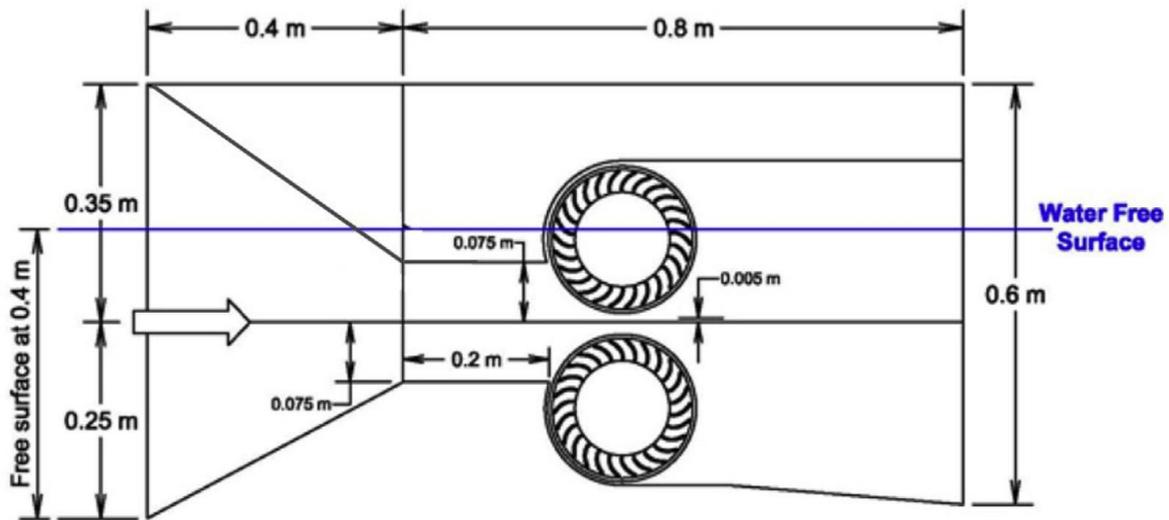


FIGURA 25: SCHEMA DI IMPIANTO A DOPPIA GIRANTE (FONTE: ANAND ET AL. [87])

Un'ultima applicazione è quella delle turbine Banki eoliche da utilizzare in campo autostradale (*figura 26*). Questa particolare tipologia, come riportato nello studio di *Matias et al.* [38], è chiamata *VAWT* (*Vertical Axis Wind Turbine*) e il suo funzionamento è molto simile a quello delle Banki per idroelettrico, ma in questo caso la rotazione della girante, posta sul bordo della carreggiata, è causata dal passaggio delle automobili e dal conseguente spostamento d'aria generato.

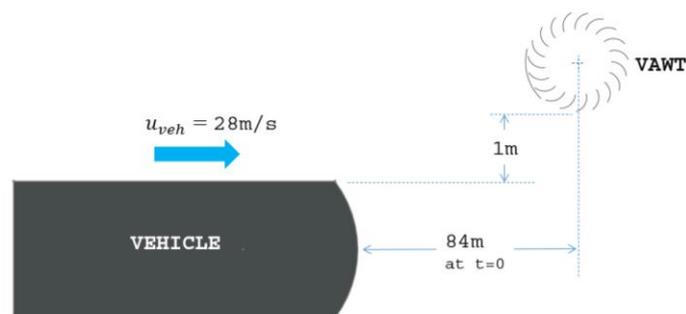


FIGURA 26: VISTA DALL'ALTO DI UNO SCHEMA DI TURBINA BANKI UTILIZZATA IN CAMPO EOLICO (FONTE: MATIAS ET AL. [38])

4.3 Struttura e componenti della turbina Banki

Un impianto idroelettrico standard dotato di turbina Banki ha solitamente la configurazione riportata in *figura 27*: da un serbatoio o un'opera di presa parte una condotta collegata per mezzo di un distributore alla girante, posta in una camera dotata di prese d'aria e sezione di scarico a valle dell'acqua.

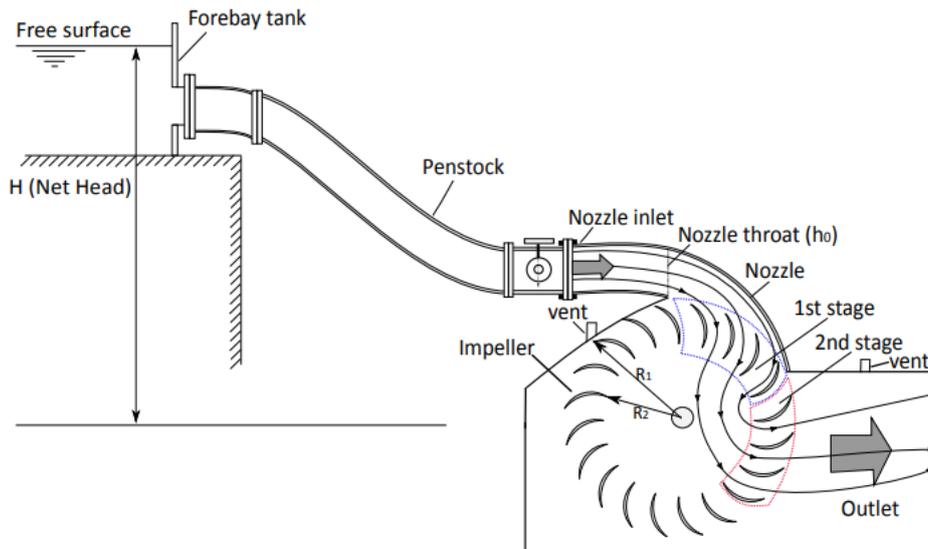


FIGURA 27: IMPIANTO CON TURBINA BANKI E PRINCIPALI COMPONENTI (FONTE: ADHIKARI ET AL. [26])

La turbina Banki è composta fondamentalmente da due parti: la girante, che è la parte mobile, posizionata all'interno di una camera, e il distributore, la parte fissa, dove possono essere presenti sistemi mobili per la regolazione della portata. La girante, quando viene colpita dal flusso, ruota attorno al proprio albero, che è collegato al generatore tramite un moltiplicatore di giri. Il flusso può raggiungere la girante seguendo una direzione orizzontale o verticale (*figura 28*). Sulla girante, parallelamente al proprio asse, sono disposte delle pale dotate di una certa curvatura.

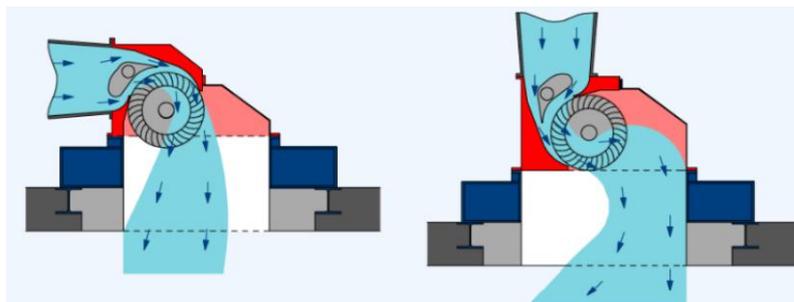


FIGURA 28: TURBINE CON FLUSSO ORIZZONTALE (SINISTRA) E VERTICALE (DESTRA) (FONTE: CINK HYDRO ENERGY [104])

La turbina Banki rientra nella categoria delle turbine ad azione in quanto tutta l'energia cinetica posseduta dal flusso all'ingresso della girante viene trasformata in energia meccanica. In particolare, la spinta sulla palettatura è dovuta alla variazione di quantità di moto esercitata dall'acqua durante l'interazione con le pale e la differenza di pressione nell'acqua a cavallo della palettatura risulta nulla. Tuttavia, come affermato in uno studio svolto da *Restrepo* [46], "classificare questa turbina come una macchina totalmente ad azione non è propriamente corretto vista la presenza di una leggera pressione positiva a cavallo tra distributore e girante."

La palettatura è semplicemente costituita da lastre sottili piegate e saldate alle estremità a dei dischi calettati all'albero della turbina.

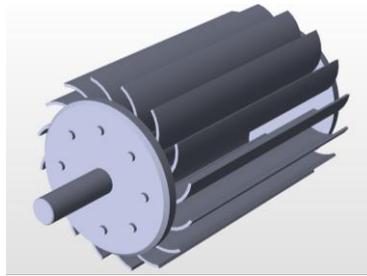


FIGURA 29: DETTAGLIO DEI DISCHI, PALE E ALBERO

All'interno dell'iniettore possono essere presenti due possibili sistemi di regolazione: un tegolo, o flap deviatore, che ha la forma simile a un'ala e permette, ruotando attorno a un perno, di regolare l'angolo di ammissione del flusso e la portata; oppure un cursore semicircolare, che scorre tangenzialmente alla girante ed è in grado di regolare l'apertura e di conseguenza la portata in ingresso.

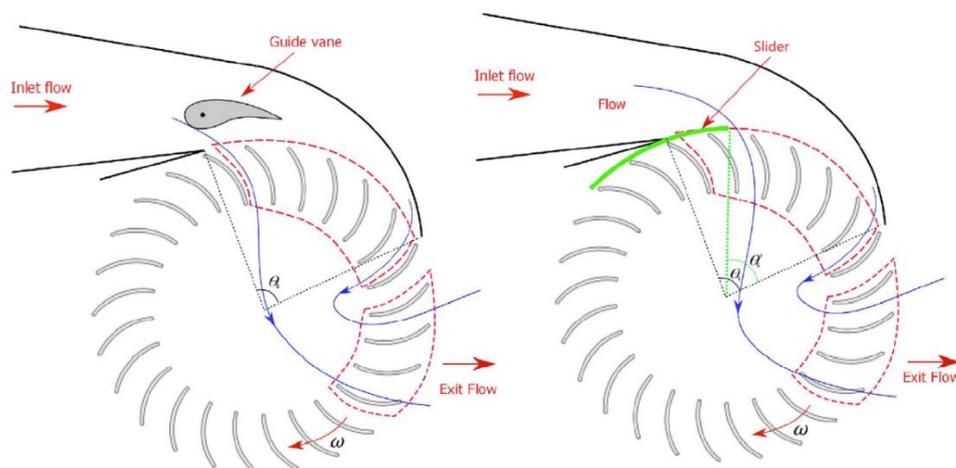


FIGURA 30: TURBINA IN PRESENZA DI TEGOLO (A SINISTRA) E CURSORE (A DESTRA) (FONTE: ADHIKARI E WOOD [23])

Molte turbine Banki sono dotate di un sistema di parzializzazione, che rende possibile il funzionamento della macchina con 1/3, 2/3 o 3/3 della portata in ingresso. Si tratta quindi di una turbina altamente regolabile e che lavora bene per un ampio range di portate.

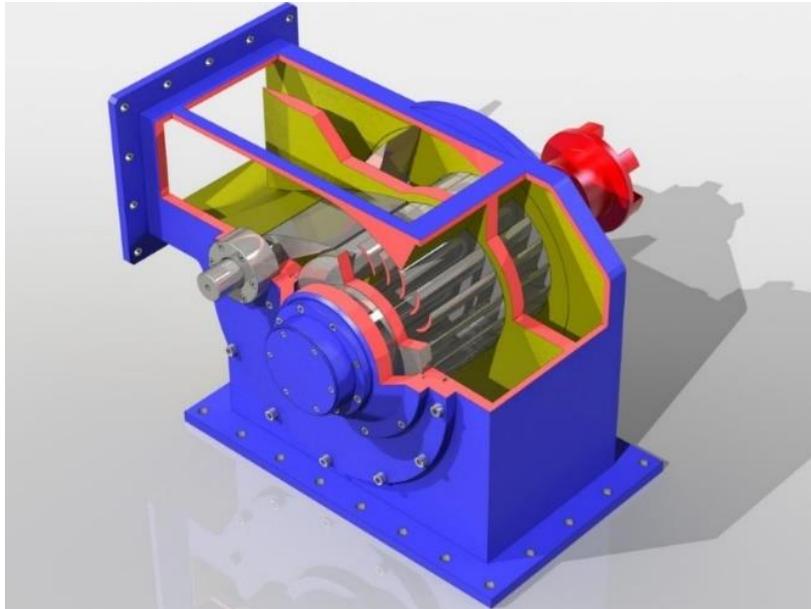


FIGURA 31: SEZIONE CHE PERMETTE DI NOTARE IL SISTEMA DI PARZIALIZZAZIONE 1/3-2/3-3/3 (FONTE: MISAITALIA [100])

La Banki è una turbina di tipo cross-flow, in italiano “a flusso incrociato”, che deriva dal fatto che questa turbina ha una caratteristica particolare: il flusso d’acqua interagisce con la turbina attraversandola e, nel caso specifico della Banki, dando vita a due stadi di generazione di potenza, comunemente chiamati stage 1 e stage 2. Esistono altre due turbine che rientrano nel campo delle cross-flow: la Darrieus (figura 32.A) e la Savonius (figura 32.B), che derivano dalle turbine eoliche e funzionano in acqua fluente (non lavorano grazie alla presenza di un salto, come invece caratteristico delle Banki).

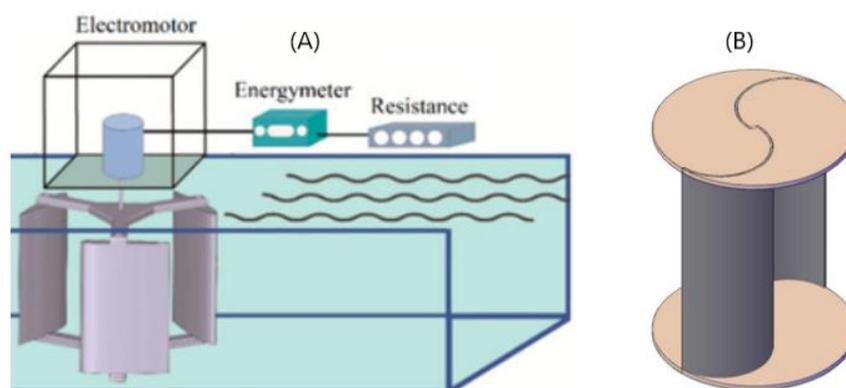


FIGURA 32: TURBINA DARRIEUS (A) E SAVONIUS (B)

Nelle Banki, seguendo passo passo il percorso del flusso nella girante (*figura 33*) si può osservare una prima fase (stage 1) in cui l'acqua passa dall'esterno all'interno del rotore e una seconda fase (stage 2) in cui passa dall'interno all'esterno interagendo una seconda volta con le pale. La regione interna della girante presenta una zona in cui è presente il flusso e una zona vuota in cui vi è aria.

I due differenti stage, la traiettoria del flusso e la regione interna vuota sono rappresentate nella seguente immagine derivante da una simulazione fluidodinamica:

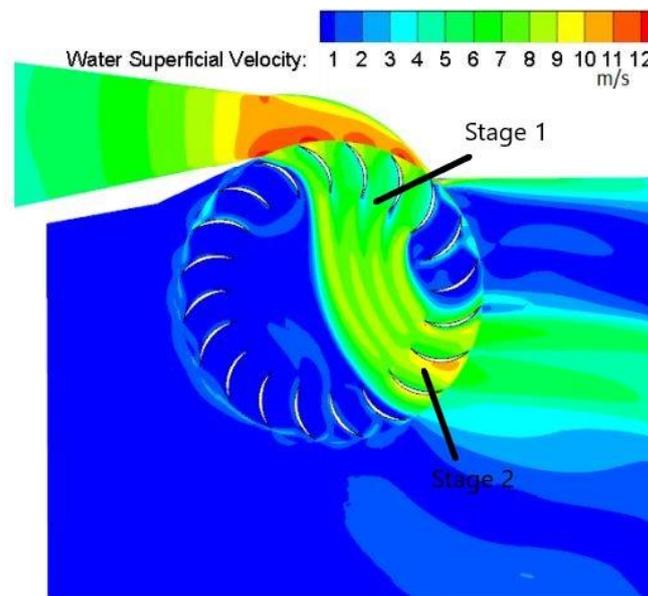


FIGURA 33: IMMAGINE CFD CHE EVIDENZIA I DUE DIFFERENTI STADI (FONTE: ADHIKARI [49])

Uno studio condotto da *De Andrade et al.* [4], ha dimostrato che l'energia prodotta nei due stage non è la stessa. E' infatti lo stage 1 a farla da padrone, producendo circa il 70% dell'energia totale, mentre allo stage 2 compete il restante 30%, questo perché con il primo impatto con le pale si genera una sostanziale perdita di carico, buona parte dell'energia è trasferita per far ruotare la girante, e di conseguenza il flusso raggiunge il secondo stage con decisamente meno forza rispetto a quella con cui attraversa il primo. Il flusso incrociato, oltre ad avere il vantaggio di colpire doppiamente le pale della girante, favorisce un altro aspetto positivo: l'autopulizia della turbina.

Esistono anche casi particolari di turbine a doppio distributore, come quella studiata da *Adhikari e Wood* [28] mostrata in *figura 34*. Essi, osservando gli studi presenti nella letteratura, si sono accorti del fatto che, nel caso di Banki classica a singolo distributore, solamente metà girante interagisce con il flusso, mentre l'altra metà non viene interessata.

Hanno quindi pensato di dotare la turbina di un secondo distributore, in modo da utilizzare completamente lo spazio disponibile. Con il loro studio hanno dimostrato che le turbine a doppio distributore hanno la capacità di raddoppiare la potenza e aumentare leggermente l'efficienza, in quanto alla girante arriva una portata doppia rispetto alla turbina a singolo distributore. Risulta quindi chiaro il vantaggio: la configurazione doppia, utilizzando un'unica girante e senza occupare uno spazio esageratamente maggiore rispetto al caso singolo, è in grado di raddoppiare l'energia prodotta. Un altro vantaggio di questa configurazione sta nella flessibilità: la presenza di due distributori dà la possibilità di regolare maggiormente la portata andando, per esempio, a chiuderne uno in caso di portata in arrivo minore e facendo quindi funzionare la macchina come se fosse a singolo distributore. La problematica di questa sottocategoria di turbina Banki sta nel riuscire a evitare che i flussi provenienti dai due iniettori entrino in conflitto tra loro e comportino delle perdite di carico che vanno a deprimere enormemente l'efficienza della macchina. Tuttavia, *Adhikari e Wood* [28], essendo riusciti a ottenere ottimi risultati in termini di potenza ed efficienza, non hanno analizzato a fondo questa problematica e non sono presenti studi in merito in letteratura. La *figura 34* è stata ricavata da uno studio *CFD (Computational Fluid Dynamics)* volto a determinare la traiettoria dei flussi e l'intensità della velocità dell'acqua, che è massima nelle zone colorate in rosso.

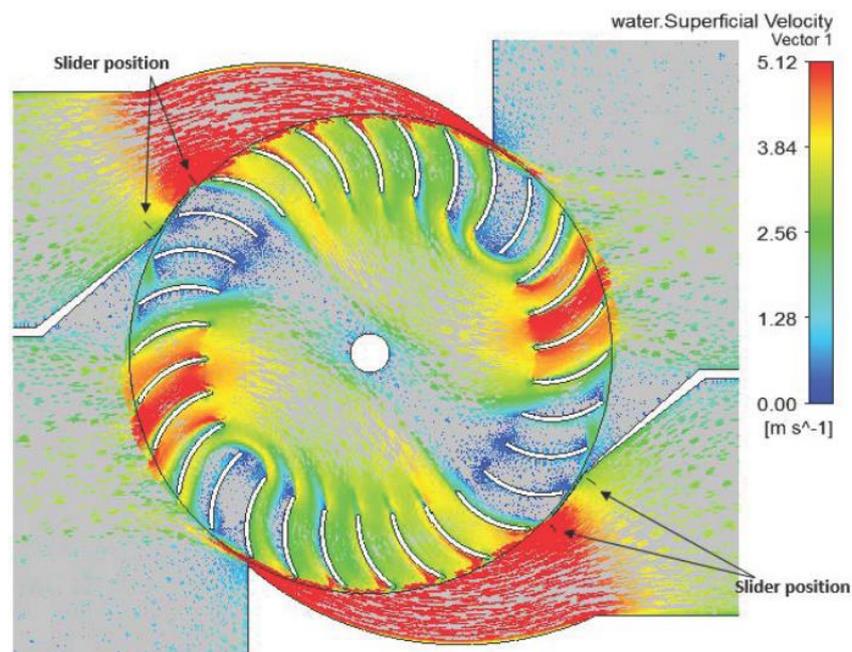


FIGURA 34: IMMAGINE *CFD* DI UNA TURBINA A DOPPIO INIETTORE (FONTE: ADHIKARI [28])

4.4 Campo di lavoro

La turbina Banki è una macchina in grado di operare per un ampio ventaglio di salti, da qualche metro fino a 200 m, e con portate basse, da circa $0.5 \text{ m}^3/\text{s}$ a $10 \text{ m}^3/\text{s}$ (Ahikari [49]). La potenza producibile va da 10 kW fino a 1000 kW e la velocità di rotazione caratteristica N_s (equazione (11)) si trova nell'intervallo di valori tra 60 e 200 (Restrepo [46]), fino a 255 secondo Kpordze (Desai [6]).

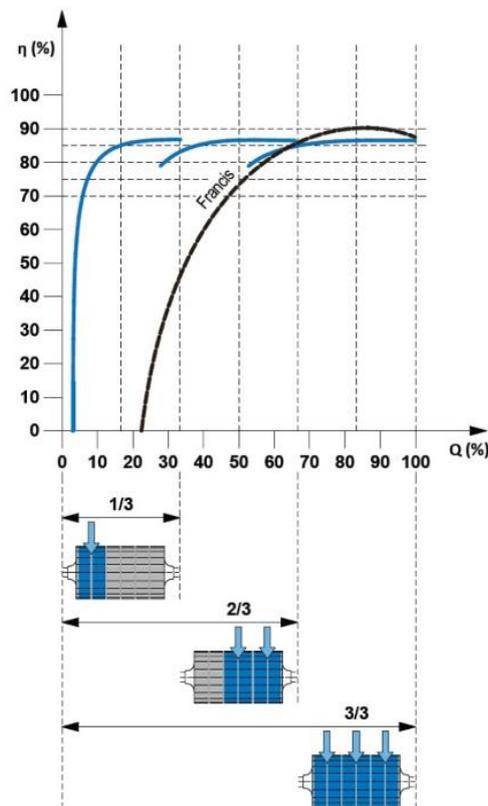


FIGURA 35: EFFICIENZA DELLA BANKI IN PRESENZA DI PORTATE PARZIALIZZATE (FONTE: CINK HYDRO ENERGY [104])

Una grande qualità di questa turbina è quella di essere in grado di mantenere alta l'efficienza (al di sopra dell'80% ma comunque praticamente sempre inferiore al 90%) anche per notevoli variazioni di portata rispetto alla portata massima di progetto. Ciò avviene grazie al sistema di parzializzazione che permette di regolare la portata in ingresso. Il grafico in *figura 35* mette in luce la capacità della Banki di mantenere alta e costante l'efficienza per un range di portata che va da circa 10-15% della portata nominale fino al 100% e, in particolare, dimostra l'efficace funzionamento della turbina in condizioni di portata parzializzata a 1/3, 2/3 o 3/3 della portata massima di progetto.

4.5 Parametri

I parametri principali che caratterizzano una turbina Banki sono i seguenti:

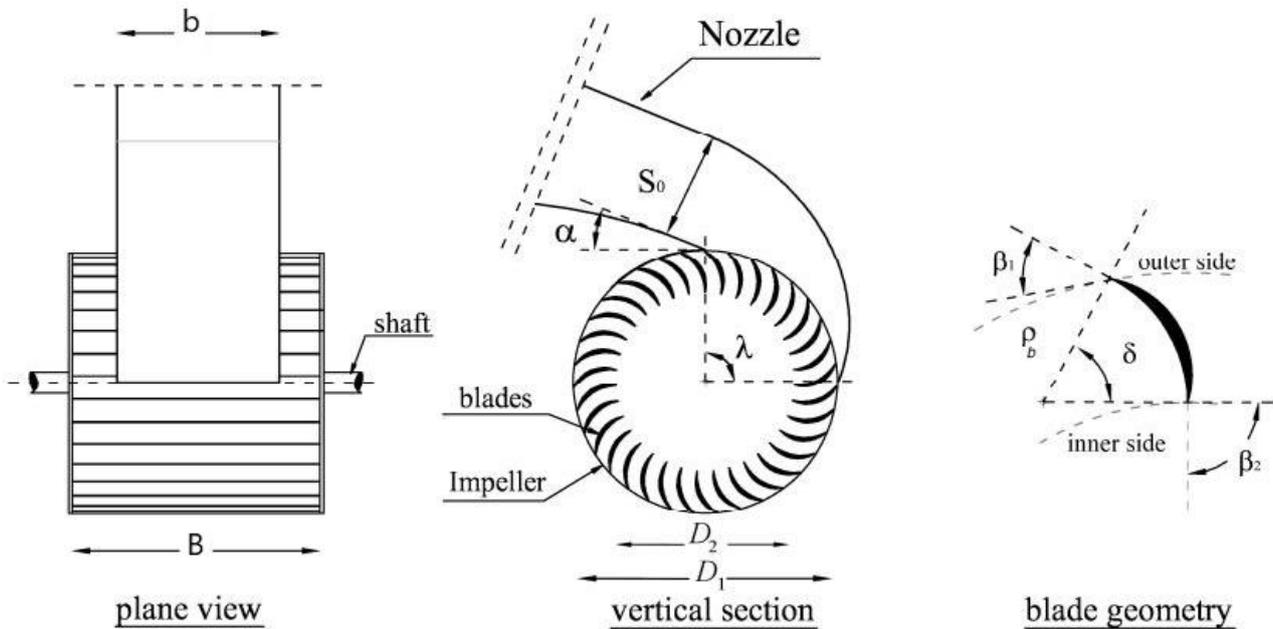


FIGURA 36: PARAMETRI GEOMETRICI DELLA BANKI (FONTE: SAMMARTANO ET AL. [32])

- B = larghezza della girante [m]
- b = larghezza del distributore [m]
- S_0 = altezza dell'iniettore [m], che varia al variare di λ con andamento descritto dall'equazione (26) riportata in seguito nel paragrafo 5.2.1
- α = angolo d'attacco [deg], tra la direzione della velocità dell'acqua V e la retta tangente all'ingresso della girante. È l'angolo col quale il flusso entra nella girante e vale per ogni punto d'ingresso in quanto la forma del profilo superiore del distributore è studiata per far sì che l'acqua entri nella turbina sempre con la medesima angolazione (paragrafo 6.1.2)
- D_1 = diametro esterno [m]
- D_2 = diametro interno [m]
- λ = angolo dell'arco di apertura, anche denominato θ_s [deg]
- β_1 = angolo tra il prolungamento esterno della pala e la tangente alla circonferenza esterna della girante [deg]

- β_2 = angolo tra il prolungamento interno della pala e la tangente alla circonferenza interna della girante [deg]
- δ = angolo al centro delle pale [deg]
- ρ_b = raggio di curvatura della pala [m]

La *figura 37* permette di identificare graficamente gli angoli che caratterizzano la turbina Banki:

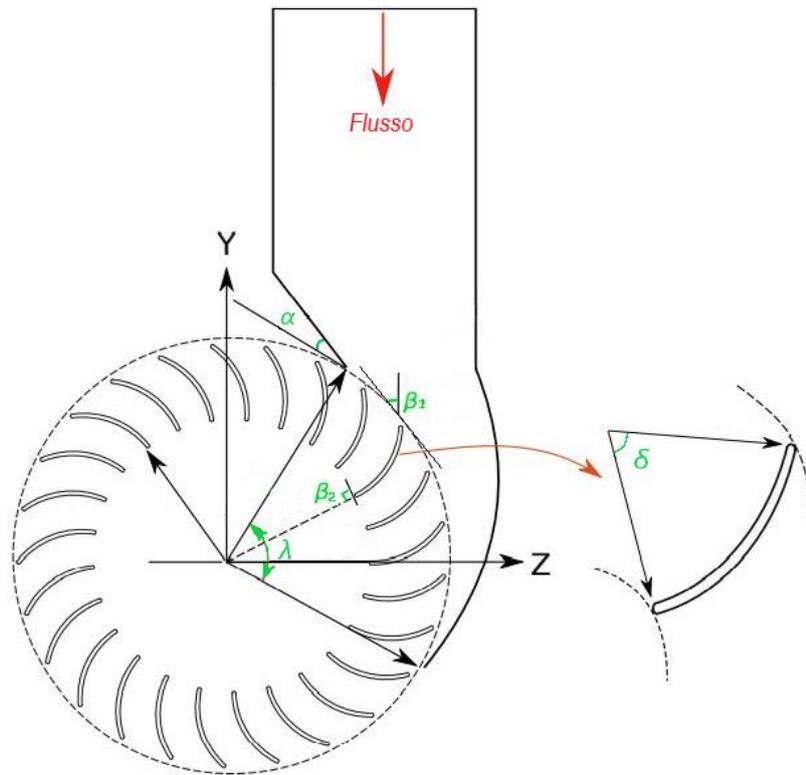


FIGURA 37: ANGOLI DELLA TURBINA BANKI (FONTE: ADHIKARI [49])

Secondo *Mockmore e Merryfield* [44], gli angoli α e β_1 sono legati tra loro dalla seguente relazione:

$$\tan\beta_1 = 2\tan\alpha \quad (16)$$

Questa equazione è dovuta al fatto che la velocità relativa W in entrata deve essere parallela alla pala se si vogliono evitare urti e attrito e aumentare di conseguenza l'efficienza della turbina (*figura 38*).

4.6 Triangoli di velocità

I triangoli di velocità sono diagrammi che rappresentano vettorialmente le velocità che entrano in gioco nella macchina. *Evangelisti* [72] definisce le diverse velocità nel modo seguente:

- V = velocità assoluta nello spazio, cioè la velocità con cui la particella d'acqua è vista muovere da un osservatore fisso [m/s];
- W = velocità relativa rispetto alla ruota [m/s];
- U = velocità di trascinamento della particella, supposta rigidamente collegata con la ruota [m/s];

Se si considera un osservatore esterno fisso, egli vede l'acqua arrivare alla girante con velocità V e le pale muoversi con velocità U . Invece, un osservatore supposto essere solidale con il rotore, vede le pale immobili e l'acqua attraversarle con velocità W .

Bisogna poi anche considerare un'ultima velocità, che non è legata al fluido ma alla girante ed è la velocità angolare ω [rad/s].

Dal punto di vista matematico, la velocità assoluta dell'acqua V viene definita grazie all'equazione di Torricelli, che afferma che la velocità del fluido dipende solo ed esclusivamente dal salto:

$$V = c_v \sqrt{2gH} \quad [m/s] \quad (17)$$

Dove

- c_v = coefficiente che tiene conto delle perdite per attrito e per la Banki è usualmente eguagliato a 0.98 [-]
- g = accelerazione di gravità = 9.81 [m/s²]
- H = salto (distanza verticale che separa l'ingresso nella girante e il pelo libero dell'acqua nell'opera di presa) [m]

La velocità di trascinamento U , che rappresenta la velocità delle pale, è invece definita dalla relazione:

$$U = \omega R \quad [m/s] \quad (18)$$

Dove:

- ω = velocità angolare di rotazione della girante [rad/s], definita da $\omega = N \cdot 2\pi/60$, in cui N è la velocità di rotazione in giri al minuto [rpm]
- R = raggio esterno della girante [m]

Per quanto riguarda le turbine Banki, i triangoli di velocità da prendere in considerazione per descrivere la dinamica del flusso sono quattro: due per il primo stage, in entrata e in uscita dalle pale, e due per il secondo stage, in entrata e in uscita. I triangoli di velocità tipici sono schematizzati nel seguente disegno:

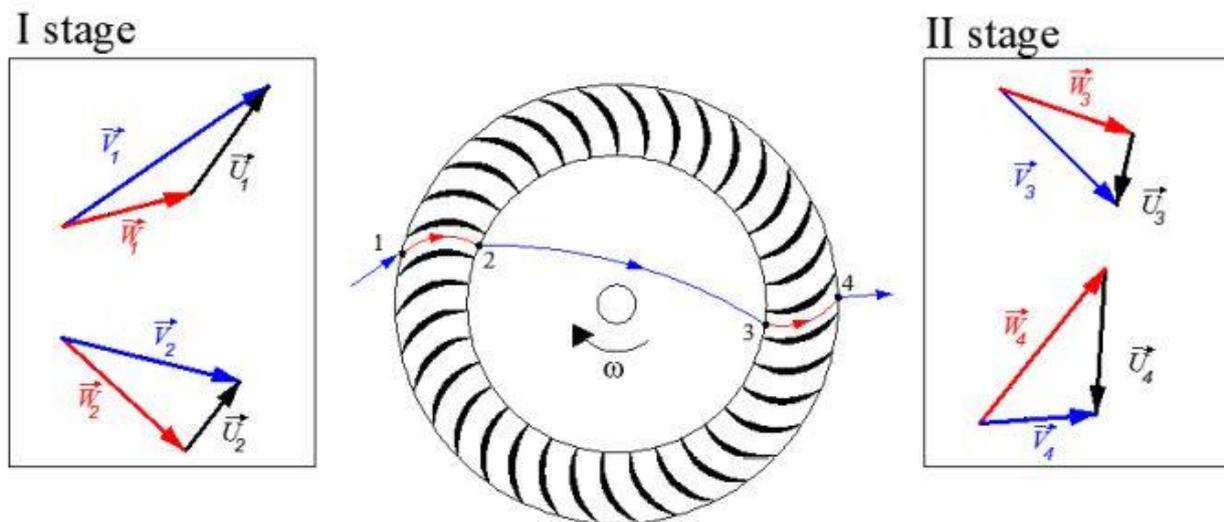


FIGURA 38: TRIANGOLI DI VELOCITÀ (FONTE: SAMMARTANO ET AL. [32])

La figura seguente riunisce in un'unica rappresentazione i parametri fondamentali e i triangoli di velocità:

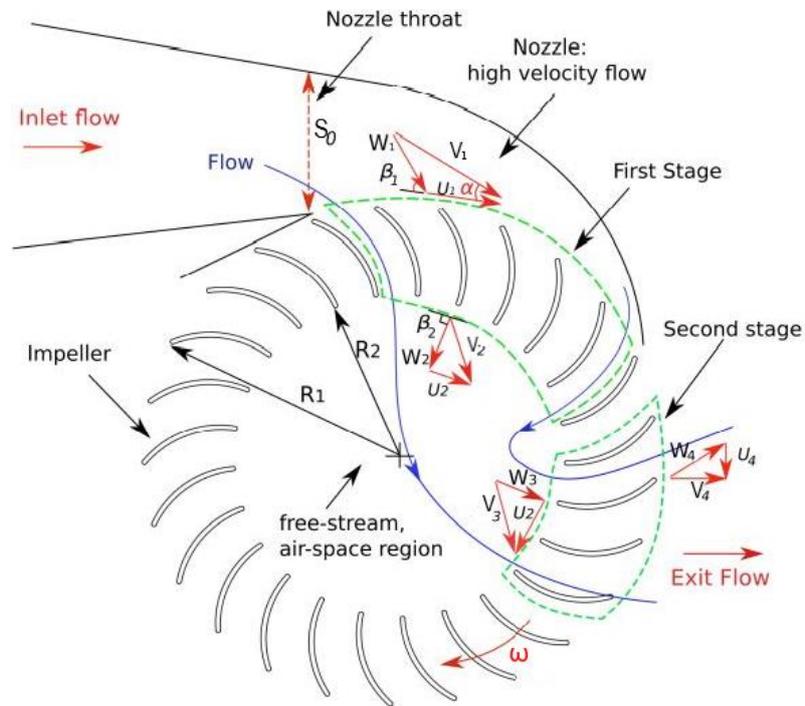


FIGURA 39: PARAMETRI FONDAMENTALI E TRIANGOLI DI VELOCITÀ (FONTE: ADHIKARI [49])

I vettori delle velocità, oltre a formare i triangoli, definiscono i tre angoli fondamentali nello studio delle turbine: l'angolo d'attacco α , che descrive la direzione con cui il flusso giunge alla girante; l'angolo d'ingresso nelle pale β_1 e l'angolo d'uscita dalle pale β_2 , che vale praticamente sempre 90° (figura 39).

Le linee tratteggiate verdi delimitano le due sezioni attraversate nei due stage dal flusso, rappresentato in figura come quella regione delimitata dalla linea continua blu.

4.7 Efficienza massima teorica

Un fattore molto importante, che permette di valutare la qualità di una turbina in termini di produttività, è l'efficienza η , data dal rapporto tra la potenza effettivamente prodotta e quella idealmente producibile.

L'efficienza di una turbina, come riportato anche da *Adhikari* [49], è data dall'equazione:

$$\eta = \frac{\text{Potenza dell'albero}}{\text{Potenza idraulica disponibile}} = \frac{M\omega}{\rho g H Q} \quad [-] \quad (19)$$

Dove:

- M = momento dell'albero [$\text{Nm}=\text{kg}\cdot\text{m}/\text{s}^2$]
- ω = velocità angolare della girante [rad/s]
- ρ = densità dell'acqua [kg/m^3]
- g = accelerazione gravitazionale [m/s^2]
- H = salto [m]
- Q = portata [m^3/s]

Per quanto concerne le turbine Banki, l'efficienza massima raggiungibile è stata definita da *Mockmore e Merryfield* [44] nel 1949 attraverso la seguente equazione:

$$\eta_{max,teorica} = \frac{C^2 \cdot (1 + \Psi) \cdot \cos^2 \alpha}{2} \quad [-] \quad (20)$$

Dove:

- C, Ψ = coefficienti di riduzione, entrambi posti uguali a 0.98, che dipendono dalle caratteristiche geometriche del distributore e della girante
- α = angolo d'attacco del flusso

La dimostrazione dell'equazione (20), riportata da *Das* [36], si basa sullo studio dei triangoli di velocità relativi all'ingresso e all'uscita dalla girante e sullo sviluppo del rapporto tra

potenza in uscita e in entrata. L'efficienza viene infatti considerata come il seguente rapporto:

$$\eta = \frac{P_{out}}{P_{in}} \quad [-] \quad (21)$$

Dove numeratore e denominatore vengono ricavati partendo, graficamente, dalla configurazione seguente:

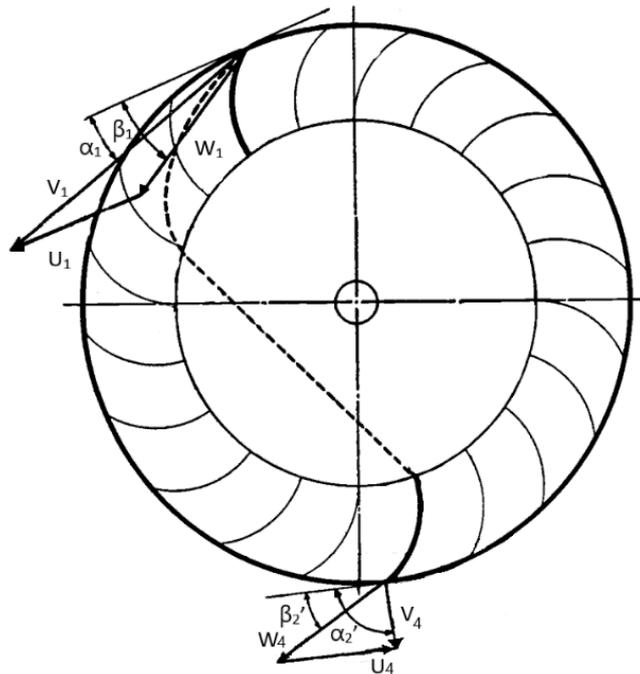


FIGURA 40: CONFIGURAZIONE STUDIATA PER RICAVARE L'EQUAZIONE DELL'EFFICIENZA MASSIMA TEORICA (FONTE: MOCKMORE E MERRYFIELD [44])

Dalla quale è possibile ricavare la composizione dei triangoli di velocità:

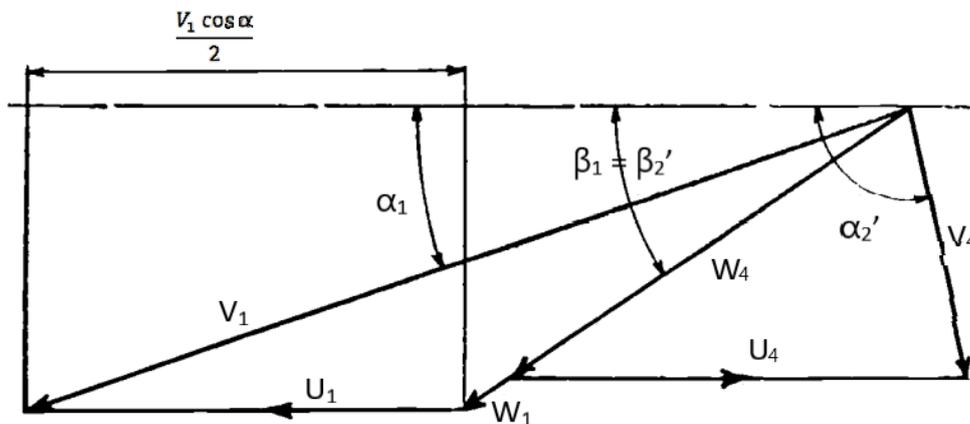


FIGURA 41: COMPOSIZIONE DEI TRIANGOLI DI VELOCITÀ IN INGRESSO E IN USCITA DALLA GIRANTE (FONTE: MOCKMORE E MERRYFIELD [44])

Innanzitutto, viene calcolata la forza F agente sulle pale nella direzione del moto, data da:

$$F = m_s(V_1 \cos \alpha_1 + V_4 \cos \alpha_2') \quad [N] \quad (22)$$

Dove:

- m_s = massa dell'acqua che colpisce le pale ogni secondo [kg/s]
- V_1 = velocità dell'acqua in ingresso nella girante [m/s]
- V_4 = velocità dell'acqua in uscita dalla girante [m/s]
- α_1 = angolo tra V_1 e la tangente alla circonferenza esterna della girante, in ingresso [deg]
- α_2' = angolo tra V_4 e la tangente alla circonferenza esterna della girante, in uscita [deg]

Successivamente viene ricavata la potenza in uscita:

$$P_{out} = (m_s \cdot U_1) \left[(V_1 \cos \alpha_1 - U_1) \left(1 + \Psi \frac{\cos \beta_2'}{\cos \beta_1} \right) \right] \quad \left[N \frac{m}{s} = W \right] \quad (23)$$

Dove U_1 è la velocità di trascinamento.

La potenza in ingresso, legata al salto e di conseguenza alla velocità con cui l'acqua giunge alla girante, è data da:

$$P_{in} = \frac{m_s \cdot V_1^2}{2gC} \quad \left[N \frac{m}{s} = W \right] \quad (24)$$

Sostituendo le (23) e (24) nella (21) è possibile esplicitare l'efficienza della turbina:

$$\eta = \frac{P_{out}}{P_{in}} = 2C^2 \cdot \frac{U_1}{V_1} \left(\cos \alpha_1 - \frac{U_1}{V_1} \right) \left(1 + \Psi \frac{\cos \beta_2'}{\cos \beta_1} \right) \quad [-] \quad (25)$$

Sapendo poi che, nelle Banki, l'angolo β_1 all'ingresso è uguale all'angolo β_2' all'uscita (*figura 40*), è possibile semplificare l'equazione e ottenere:

$$\eta = 2C^2 \cdot \frac{U_1}{V_1} \left(\cos \alpha_1 - \frac{U_1}{V_1} \right) (1 + \Psi) \quad [-] \quad (26)$$

Giunti a questo punto, per trovare il valore massimo dell'efficienza η , si procede derivando η in funzione del rapporto $\frac{U_1}{V_1}$, sostituendo U_1 con il valore $\frac{1}{2}V_1 \cos \alpha_1$ e ponendo il tutto uguale a zero. Si ottiene quindi un punto stazionario della funzione η e, per capire se esso sia un massimo o un minimo si deriva ulteriormente, ottenendo un risultato negativo. Questo risultato, per via della regola di Fermat, sta a indicare che il punto di stazionarietà precedentemente trovato è il massimo della funzione (*Canuto e Tabacco* [35]). Il massimo trovato è dato da:

$$\eta = \frac{1}{2} C^2 \cdot (1 + \Psi) \cdot \cos^2 \alpha \quad [-] \quad (27)$$

La (27) è proprio l'equazione dell'efficienza massima (20) introdotta da *Mockmore e Merryfield* [44]. Si nota che l'efficienza massima teorica delle turbine Banki dipende dall'angolo α con cui il flusso d'acqua giunge alla girante e, in particolare, minore è l'angolo e maggiore è l'efficienza. Teoricamente, l'angolo α che permetterebbe di ottenere il valore massimo dell'efficienza dovrebbe essere 0° , ma ciò risulta impraticabile perché significherebbe avere un'angolazione tale da non permettere l'ingresso dell'acqua tra le pale (il flusso sarebbe tangente alla circonferenza esterna della girante senza mai entrarvi).

Sempre per quanto riguarda l'efficienza massima, *Desai e Aziz* [6], attraverso regressioni lineari, hanno definito la seguente equazione, funzione di numerosi parametri geometrici della turbina:

$$\eta_{max} = 26.7 - 41.11 \frac{D_2}{D_1} + 0.86 \cdot N_b + \frac{2063.53}{\alpha} - 4.16 \cdot \frac{B}{b} + 0.31 \cdot \beta_2 \quad [-] \quad (28)$$

Dove:

- $\frac{D_2}{D_1}$ = rapporto tra diametro interno ed estrno [-]
- N_b = numero di pale [-]
- $\frac{B}{b}$ = rapporto tra larghezza della girante e del distributore [-]

Prendendo in considerazione quegli studi della *tabella 29 (Allegati)* nei quali viene data l'efficienza massima realmente ottenuta dalla turbina studiata, è stata costruita la *tabella 2*

per confrontare l'efficienza massima reale ($\eta_{max, reale}$) e l'efficienza massima teorica ($\eta_{max, teorica}$) calcolata con l'equazione (20). Come si può notare dalla *tabella 2*, le due efficienze sono praticamente sempre diverse, in quanto l'efficienza massima teorica è funzione del solo angolo α e dunque, considerando che in letteratura quest'ultimo assume valori praticamente sempre compresi tra 16° e 24° , essa sta sempre nell'intervallo che va da circa 80% a 90%. D'altro canto, l'efficienza massima reale ha valori che ricoprono un intervallo molto più elevato (da 50% a più di 90%) e questo perché, essendo un'efficienza ricavata da esperimenti e/o simulazioni, essa è legata in modo diretto al comportamento della turbina nello studio in esame: si suppone che una macchina che ha efficienza massima reale del 50% sia una turbina che è stata progettata in malo modo o ha lavorato in maniera sbagliata durante lo studio. I seguenti grafici riportano l'andamento del rapporto $\eta_{max, reale}/\eta_{max, teorica}$ in funzione di $\eta_{max, reale}$ per tutte le turbine in esame (*figura 42*) e successivamente solo per quelle dotate di $\eta_{max, reale}$ superiore al 70% (*figura 43*):

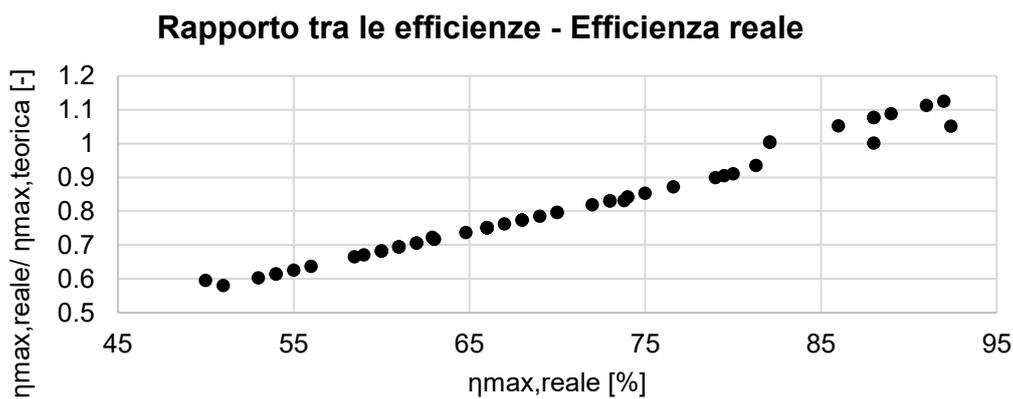


FIGURA 42: ANDAMENTO DEL RAPPORTO TRA LE EFFICIENZE IN FUNZIONE DELL'EFFICIENZA REALE

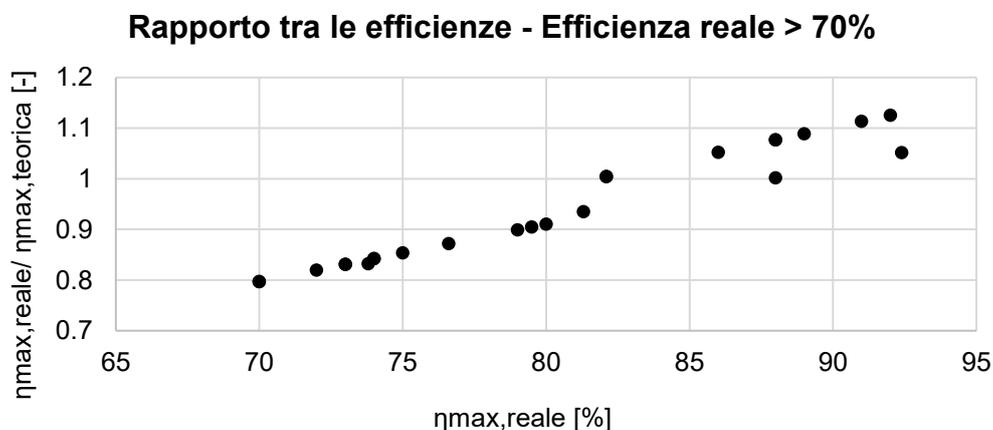


FIGURA 43: ANDAMENTO DEL RAPPORTO TRA LE EFFICIENZE IN FUNZIONE DELL'EFFICIENZA REALE (PER EFFICIENZE REALI SUPERIORI AL 70%)

Studio	Q [m ³ /s]	H [m]	α [deg]	D ₁ [m]	$\eta_{\max, reale}$ [%]	$\eta_{\max, teorica}$ [%]	$\eta_{\max, reale} / \eta_{\max, teorica}$ [-]
<i>Khosrowpanah et al. [7]</i>	0.02	0.94	16	0.152	62	88	0.706
	0.02	0.56	16	0.152	73	88	0.831
	0.02	0.396	16	0.152	79.5	88	0.905
	0.024	1.454	16	0.152	54	88	0.615
	0.024	0.908	16	0.152	62	88	0.706
	0.024	0.686	16	0.152	67	88	0.763
	0.029	1.31	16	0.152	54	88	0.615
	0.029	0.991	16	0.152	60	88	0.683
	0.029	1.22	16	0.305	70	88	0.797
	0.029	0.588	16	0.305	74	88	0.842
	0.029	0.335	16	0.305	80	88	0.911
	0.033	1.64	16	0.305	63	88	0.717
	0.033	0.854	16	0.305	66	88	0.751
	0.033	0.448	16	0.305	73	88	0.831
	0.04	2.604	16	0.305	55	88	0.626
	0.04	1.281	16	0.305	60	88	0.683
	0.04	0.744	16	0.305	66	88	0.751
	0.029	1.329	16	0.305	68	88	0.774
	0.029	0.61	16	0.305	74	88	0.842
	0.029	0.341	16	0.305	79	88	0.899
	0.033	2.196	16	0.305	61	88	0.694
	0.033	0.972	16	0.305	66	88	0.751
	0.033	0.603	16	0.305	70	88	0.797
	0.04	1.247	16	0.305	61	88	0.694
	0.04	0.732	16	0.305	66	88	0.751
	0.04	1.894	16	0.305	53	88	0.603
	0.04	0.756	16	0.305	61	88	0.694
	0.04	0.436	16	0.305	63	88	0.717
	0.043	2.315	16	0.305	51	88	0.580
	0.043	0.967	16	0.305	56	88	0.637
	0.043	0.542	16	0.305	60	88	0.683
	<i>Adhikari e Wood [23]</i>	0.02	1.37	22	0.305	86	82
0.03		1.37	22	0.305	88	82	1.077
0.04		1.37	22	0.305	89	82	1.089
<i>Sutikno et al. [25]</i>		0.546		0.197	88		
		0.243		0.197	88		
<i>Mockmore e M. [44]</i>	0.085	4.87	16	0.333	68	88	0.774
<i>Aziz e Desai [6]</i>	0.040	0.5	22	0.305	88	82	1.077
<i>Totapally e Aziz [53]</i>			22	0.305	92	82	1.126
<i>Joshi [14]</i>	0.072	5	16	0.300	65	88	0.738
<i>Pereira e Borges [15]</i>	0.080	3	15	0.300	74	89	0.832
<i>Olgun [10]</i>	0.082	15	16	0.170	72	88	0.820
<i>Chen e Choi [2]</i>	0.465	20	17	0.340	81	87	0.935
<i>Sammartano et al. [32]</i>	0.060	10	22	0.161	82	82	1.004
<i>Sinagra et al. [17]</i>	0.620	12	22	0.385	82	82	1.004

Fukutomi [18]		1.48	15	0.315		89	0.000
De Andrade et al. [4]	0.135	35	16	0.294	75	88	0.854
Kokubu et al. [11]	0.037	3.15	17	0.250	63	87	0.723
Khan e Badshah [42]	0.175	6	16	0.375	58	88	0.666
Adhikari [49]	0.105	10	22	0.316	91	82	1.113
Adhikari [49]	0.105	10	16	0.316	69	88	0.785
Chattha [21]	0.100	4.9	16	0.400	88	88	1.002
Sirojuddin [33]	0.033	5.5	16	0.200	92	88	1.052
Das [36]	0.120	2	16	0.470	59	88	0.672
Jaswal [37]	0.018	5	20	0.150	50	84	0.596
Acharya et al. [82]	0.100	10	16	0.300	77	88	0.872
Castaneda [95]	0.148	10		0.297	86		

TABELLA 2: STUDI CHE HANNO RICAVATO L'EFFICIENZA MASSIMA REALE DELLE TURBINE ED EFFICIENZA MASSIMA TEORICA CALCOLATA CON L'EQUAZIONE (20)

4.8 Materiale

Il materiale generalmente utilizzato per costruire le componenti delle turbine Banki è l'acciaio, lega ferro-carbonio molto apprezzata in campo ingegneristico per via delle sue ottime qualità di rigidità e resistenza.

Dati relativi all'azienda *Italperfo s.r.l.* (*Santolin*, 2021) definiscono i materiali utilizzati per la costruzione delle turbine Banki:

- Acciai 1.0503 e 1.0038 per la girante, l'albero e le pale
- Acciaio 1.0038 saldato elettricamente per la cassa turbina
- Acciaio 1.0038 per il tegolo
- Acciaio inox martensitico 1.4057 per il distributore

Altre informazioni, ottenute da *Ossberger GmbH-Co*, riportano le due tipologie di lega più utilizzate dall'azienda tedesca:

- Acciaio al carbonio standard, nel caso di impianti ad acqua fluente con salti piccoli (molto inferiori a 100 m)

- Acciaio 1.4571 (Acciaio austenitico inossidabile con aggiunta di titanio), in condizioni di salti più severi (circa uguali o superiori a 100 m)

L'utilizzo di acciai inossidabili nel campo idroelettrico si deve al fatto che si vuole impedire la corrosione, fenomeno di progressivo degrado del materiale dovuto fondamentalmente alla contemporanea presenza di ossigeno e acqua. Il motivo della differenziazione degli acciai utilizzati è da imputare al fatto che, per salti elevati, aumentano la velocità e la forza dell'acqua e, di conseguenza, la macchina deve possedere maggiori doti di resistenza, sia meccanica che all'abrasione. A questo scopo può entrare in gioco il titanio, elemento legante che viene aggiunto in lega durante la produzione. Il titanio ha, in questo caso, due fondamentali qualità: la prima è che, essendo un altofondente, garantisce una temperatura di solubilizzazione maggiore e un maggior affinamento dei grani, ovvero dei cristalli che si formano negli acciai in fase di solidificazione; la seconda, invece, consiste nella capacità di produrre, nella fase di rinvenimento, il cosiddetto indurimento secondario (*Callister e Rethwisch* [12]).

L'affinamento del grano causa un notevole aumento della superficie dei bordi di grano e di conseguenza accresce la capacità di frenare le dislocazioni e il flusso plastico del materiale, aumentandone la resistenza e anche la tenacità. Questo tipo di rafforzamento è descritto dalla legge di Hall-Petch (*Callister e Rethwisch* [12]):

$$\sigma = \sigma_0 + K_y \cdot \frac{1}{\sqrt{d}} \quad [MPa] \quad (29)$$

Dove:

- σ = resistenza dell'acciaio [MPa]
- σ_0 = tensione caratteristica del materiale [MPa]
- K_y = fattore che tiene conto di tutti i meccanismi di rafforzamento subiti dal materiale [MPa · m^{0.5}]
- d = semi-diametro del grano [m]

Si osserva quindi che, al diminuire delle dimensioni dei grani, aumenta la resistenza dell'acciaio.

L'indurimento secondario, invece, essendo la durezza linearmente dipendente dalla resistenza, fa sì che aumentando la durezza del metallo ne aumenti anche la resistenza (*Callister e Rethwisch* [12]):

$$\sigma \cong \frac{\text{Durezza Vickers}}{3} \quad [MPa] \quad (30)$$

Nel seguente grafico, la linea viola tratteggiata mette in evidenza il beneficio apportato dal titanio *Ti* (e da altri leganti) in termini di indurimento:

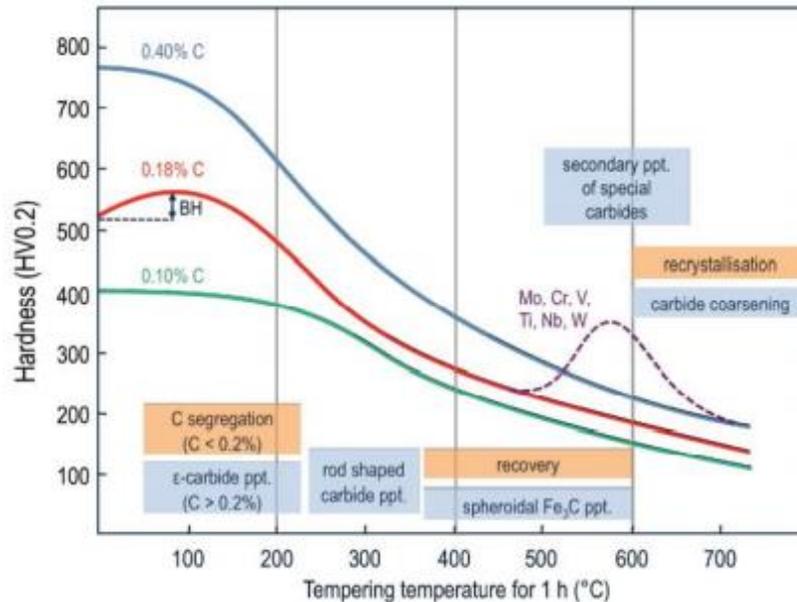


FIGURA 44: DIAGRAMMA DUREZZA-TEMPERATURA DI UN ACCIAIO E INFLUENZA DEI LEGANTI (FONTE: MAIZZA – TECNOLOGIE DEI MATERIALI DA COSTRUZIONE)

Achebe et al. [24], in uno studio volto alla costruzione di una piccola turbina Banki, hanno confrontato diversi materiali metallici per ricavarne il migliore dal punto di vista della resistenza, del peso e del costo. L'articolo mostra i passaggi, riportati di seguito, per arrivare a minimizzare la massa e il costo delle pale. La massa delle pale è data da:

$$m = \rho \cdot A \cdot t_b \quad [kg] \quad (31)$$

Dove:

- ρ = densità del metallo [kg/m^3]
- A = area della pala [m^2]
- t_b = spessore della pala [m]

L'area A è definita da:

$$\sigma_y = E\varepsilon = \frac{F}{A} \quad [MPa] \quad (32)$$

↓

$$A = \frac{F}{\sigma_y} \quad [mm^2] \quad (33)$$

Dove:

- σ_y = resistenza meccanica del materiale [MPa]
- E = modulo elastico del materiale [MPa]
- ε = deformazione [-]
- F = forza esercitata dall'acqua [N]

Sostituendo la (33) nella (31) e convertendo l'area da mm^2 a m^2 si ottiene l'equazione:

$$m = \rho \frac{F}{\sigma_y} t \quad [kg] \quad (34)$$

Il materiale con la massa minore è quello che ha il valore maggiore di M_1 , con M_1 dato da:

$$M_1 = \frac{\sigma_y}{\rho} \quad (35)$$

Mentre il minimo costo è ottenuto dal massimo di M_2 , definito da:

$$M_2 = \frac{\sigma_y}{C_m \cdot \rho} \quad (36)$$

Dove C_m è il prezzo espresso in [\$/kg].

Achebe et al. [24] hanno confrontato tra loro diversi metalli (acciaio inossidabile, acciaio a basso tenore di carbonio, acciaio legato, leghe a base nickel e nickel-cromo, carburo di tungsteno e bronzo) e, alla luce del procedimento e delle equazioni precedentemente citati,

hanno scelto un inox-austenitico ricotto per l'albero e un acciaio a basso contenuto di carbonio per le pale, la girante e il distributore.

Per scegliere il materiale più adatto a formare le pale della girante, *Win et al.* [55] hanno confrontato tre metalli (acciaio strutturale, lega di alluminio e lega di rame) creando il modello 3D di una turbina e simulando, usando il software *Ansys*, il suo comportamento durante l'esercizio. In particolare, concentrandosi sulle pale, hanno analizzato le deformazioni e le tensioni a cui esse sono soggette e hanno evidenziato il miglior materiale: l'acciaio strutturale. Esso, infatti, a parità di tensione con gli altri materiali, esplica deformazioni che sono almeno la metà di quelle relative alle leghe di alluminio e rame. Le immagini seguenti riportano i risultati tenso-deformativi della simulazione svolta utilizzando l'acciaio strutturale. I colori rappresentano l'intensità della tensione (*figura 45*) e della deformazione (*figura 46*), via via crescenti dal blu al rosso.

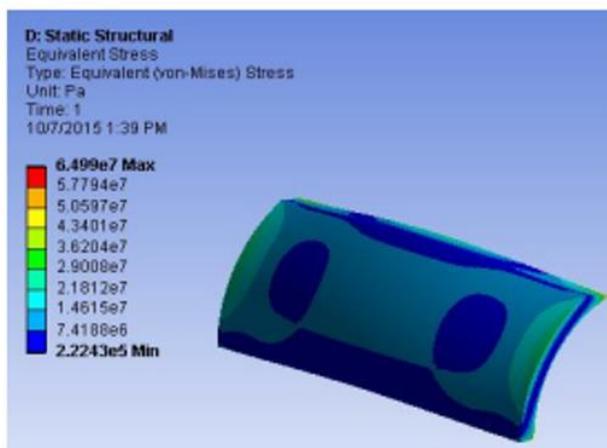


FIGURA 45: TENSIONI SULLA PALA (FONTE: WIN ET AL. [55])

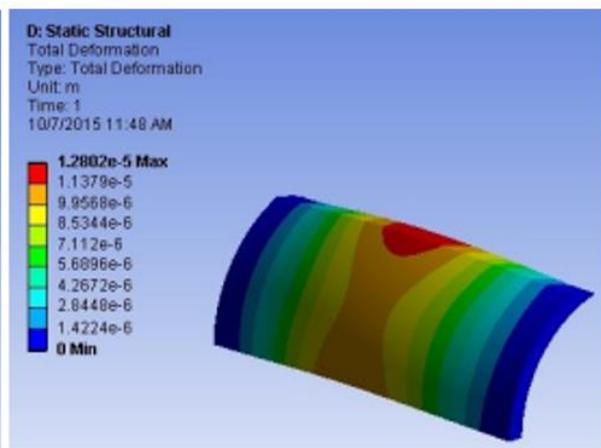


FIGURA 46: DEFORMAZIONI (FONTE: WIN ET AL. [55])

Das et al. [36], *Verhaart* [5] e *Naing et al.* [67] hanno affrontato il calcolo della sollecitazione di momento flettente sulla pala della girante, considerando quest'ultima come una trave doppiamente incastrata e sottoposta al carico dell'acqua uniformemente distribuito lungo la lunghezza della pala. Il carico è indicato con la lettera W_w e la *figura 45* mostra le condizioni ipotizzate nei tre studi:

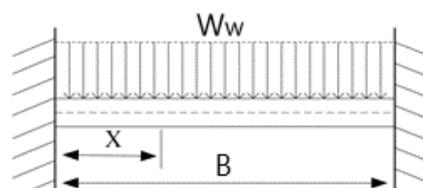


FIGURA 47: VINCOLI E CARICHI CARATTERISTICI DI UNA PALA DI TURBINA BANKI (FONTE: DAS ET AL. [36])

Verhaart [5] ha derivato la seguente equazione, utile per ricavare il carico dell'acqua W_w dati salto e alcuni parametri geometrici della pala:

$$W_w = 11217.4 \cdot \left(\frac{9.619 \cdot \rho_b}{N_b} - t_b \right) \cdot H \quad [N/m] \quad (37)$$

Dove:

- ρ_b = raggio di curvatura della pala [m]
- N_b = numero di pale [-]
- t_b = spessore della pala [m]
- H = salto [m]

Conoscere il carico coinvolto permette di calcolare il momento flettente M e di definirne il diagramma (*figura 48*):

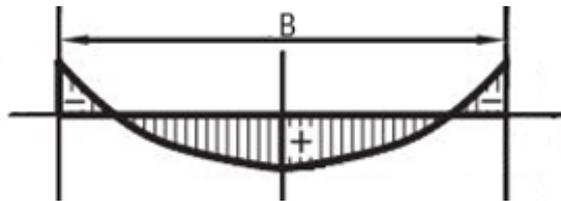


FIGURA 48: DIAGRAMMA DI MOMENTO PER TRAVE INCASTRATA-INCASTRATA CON CARICO UNIFORMEMENTE DISTRIBUITO

Alle estremità il momento flettente è dato da:

$$M = -\frac{W_w B^2}{12} \quad [Nm] \quad (38)$$

Mentre in mezzeria da:

$$M = +\frac{W_w B^2}{24} \quad [Nm] \quad (39)$$

Lo stress flessionale, come riportato dagli studi [5], [36] e [57], può essere calcolato tramite l'equazione:

$$\sigma = 934.78 \cdot \left(\frac{9.619\rho_b}{N_b} - t_b \right) \cdot \frac{H \cdot B^2 \cdot e}{I_x} \quad [N/m^2] \quad (40)$$

Dove e è la distanza tra le fibre estreme (*figura 49*) data da:

$$e = \frac{10^{-4}(2361\rho_b^2 + 10644\rho_b \cdot t_b + 6219t_b^2)}{(2\rho_b + t_b)} \quad [m] \quad (41)$$

E I_x è il momento d'inerzia rispetto all'asse neutro x-x (*figura 49*) ed è dato da:

$$I_x = \frac{10^{-4}(91\rho_b^4 \cdot t_b + 181\rho_b^3 \cdot t_b^2 + 2019\rho_b^2 \cdot t_b^3 + 1928\rho_b \cdot t_b^4 + 321t_b^5)}{(2\rho_b + t_b)} \quad [m^4] \quad (42)$$

La conoscenza del momento d'inerzia I_x e del modulo elastico E del materiale in esame permettono di definire il campo deformativo della pala e, in particolare, di calcolare la deformazione (freccia) massima f , che ha luogo in mezzeria:

$$f = \frac{1}{384} \cdot \frac{W_w B^4}{EI_x} \quad [m] \quad (43)$$

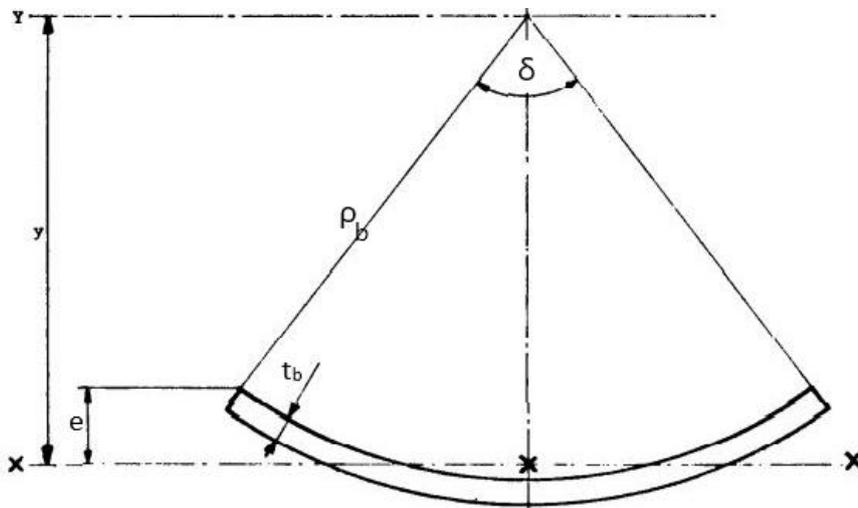


FIGURA 49: DETTAGLIO DELLA PALA E DEI PARAMETRI CHE LA CARATTERIZZANO (FONTE: VERHAART [5])

Naing et al. [67], oltre che sull'aspetto teorico, hanno posto la loro attenzione sulla simulazione del comportamento della pala soggetta a flessione. In particolare, hanno costruito un modello 3D di una turbina Banki da 50 kW utilizzando il software *Autodesk Inventor* e hanno confrontato due diversi materiali: l'acciaio AISI 1020 (modulo elastico $E=186$ GPa) e la lega di alluminio 6061 ($E=68$ GPa). La pala è stata vincolata alle estremità tramite due vincoli di tipo incastro e, una volta assegnato il materiale, è stata svolta l'analisi strutturale sottoponendo l'elemento al carico previsto. Le simulazioni sono risultate affidabili in quanto, confrontando i risultati ottenuti per via teorica e per via sperimentale, si è ottenuta una discrepanza massima del 3.1%. Nello specifico, i risultati hanno mostrato che, a parità di sforzi di Von Mises (tra 163 MPa e 166 MPa), la pala costituita da AISI 1020 si è deformata circa tre volte meno rispetto alla pala in lega di alluminio 6061.

La tensione di Von Mises rappresenta la massima energia di distorsione ed è data dalla seguente equazione (*Carpinteri* [93]):

$$\sigma_V = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2}} \quad [MPa] \quad (44)$$

Dove σ_1 , σ_2 e σ_3 rappresentano le tensioni dello stato tensionale triassiale.

La deformazione equivalente, invece, nella teoria di Von Mises, è data dalla seguente equazione (*Carpinteri* [93]):

$$\bar{\varepsilon} = \left[\frac{2}{3} (\varepsilon_1^2 + \varepsilon_2^2 + \varepsilon_3^2) \right]^{\frac{1}{2}} \quad [-] \quad (45)$$

Dove ε_1 , ε_2 e ε_3 rappresentano le deformazioni nelle tre direzioni dovute allo stato tensionale triassiale.

Naing et al. [67] hanno osservato che entrambi i materiali hanno lavorato in campo elastico in quanto la tensione di Von Mises non ha in nessun caso superato il valore della tensione di snervamento del materiale e attraverso la simulazione è stato ricavato un fattore di sicurezza minimo maggiore nel caso dell'AISI 1020 rispetto al 6061, trovando valori rispettivamente di 1.78 e 1.67.

I risultati dello studio sono riportati in *tabella 3*:

Materiale	AISI 1020	Lega di alluminio 6061
Modulo elastico [GPa]	200	69
Tensione di snervamento [MPa]	294.74	275
Tensione di rottura [MPa]	394.72	310
Tensione di Von Mises [MPa]	165.5	164.3
Deformazione [-]	0.0007431	0.002145
Fattore di sicurezza minimo [-]	1.78	1.67

TABELLA 3: RISULTATI DELLA SIMULAZIONE STRUTTURALE SVOLTA DA NAING ET AL. [67]

Le rappresentazioni riportate in *figura 50* mostrano il risultato grafico delle simulazioni svolte con i due differenti materiali e, in particolare, le deformazioni della pala:

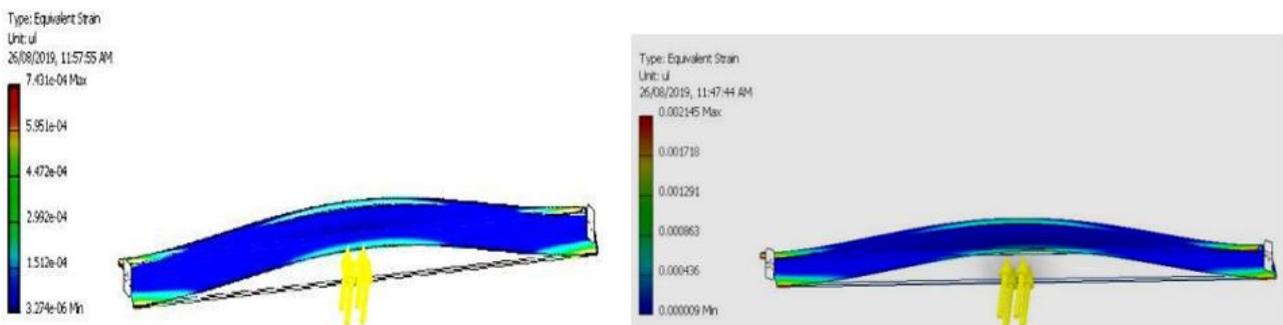


FIGURA 50: DEFORMAZIONI DELLA PALA IN AISI 1020 (SINISTRA) E ALLUMINIO 6061 (DESTRA) (FONTE: NAING ET AL. [67])

Naing et al. [67], in conclusione della loro analisi, hanno affermato che l'acciaio AISI 1020, più rigido della lega d'alluminio 6061 e, inoltre, dotato di un fattore di sicurezza minimo maggiore, è risultato essere un materiale migliore per la costruzione delle pale della turbina da 50 kW in esame.

4.9 Costruzione e vita utile

La fabbricazione delle turbine Banki risulta piuttosto semplice rispetto alle altre tipologie di turbine (basti pensare alle pale delle Pelton, che per via della loro forma a doppio cucchiaio risultano sicuramente di più complessa fattura) tanto che, oltre ovviamente nelle tradizionali fabbriche specializzate, possono essere realizzate anche artigianalmente ed è questo uno dei motivi per cui le cross-flow trovano un riscontro molto positivo nei paesi meno sviluppati dal punto di vista tecnologico. Lo testimoniano alcuni studi svolti in Bangladesh (*Das et al.* [36]) e in Tanzania (*Mtalo et al.* [73]) che riportano i passaggi seguiti dagli operai per fabbricare una turbina Banki. Note le caratteristiche geometriche della macchina, partendo da lamiera d'acciaio, sono sufficienti macchinari da taglio e foratura e strumenti da saldatura per ottenere la girante, in quanto essa è fondamentalmente costituita dall'unione, tramite pale longitudinali dotate di curvatura, di due dischi sottili di metallo, nel centro dei quali passa l'albero (*figura 51*). La parte mobile va poi inserita in una camera e posta in direzione del teorico flusso proveniente dal distributore, anch'esso costituito da lastre d'acciaio bullonate e/o saldate tra loro.



FIGURA 51: ESEMPIO DI GIRANTE COSTRUITA ARTIGIANALMENTE IN BANGLADESH (FONTE: DAS ET AL. [36])

Per quanto riguarda la vita utile di una turbina Banki, informazioni tecniche fornite da *Ossberger GmbH-Co* affermano che le macchine vengono progettate e costruite per rimanere in esercizio dai 40 ai 50 anni, dopodiché è obbligatoriamente necessaria una ristrutturazione o, nel caso peggiore, una sostituzione. Lungo tutta la durata di vita questa

tipologia di turbina non necessita una manutenzione eccessiva e questo è aiutato anche dal fatto che il flusso, attraversando la girante, va a favorire la capacità di autopulizia della macchina allontanando di continuo i sedimenti. Inoltre, come riportato in uno studio svolto da *Durali* [50] e nelle specifiche tecniche delle turbine prodotte da *CINK Hydro-Energy*, i cuscinetti non sono a diretto contatto con il flusso ma sono protetti da rivestimenti, e possono essere facilmente lubrificati e controllati, facilitando quindi la manutenzione e la durata. In particolare, l'azienda *Ossberger* dimensiona i propri cuscinetti in modo da garantire loro una vita operativa minima di 100 mila ore, ovvero più di 10 anni (*Santolin*, 2021).

4.10 Aspetti economici

Per quanto riguarda il prezzo di una turbina Banki, non esistono attualmente numerose e uniformi informazioni e ciò è dovuto principalmente a due motivi. Il primo è legato alla geografia: le applicazioni più usuali di questa tipologia di turbina hanno luogo in aree rurali di paesi debolmente sviluppati dal punto di vista tecnologico e ciò comporta che la costruzione di una Banki in questi luoghi abbia costi decisamente ridotti in quanto è prettamente artigianale. Per esempio, in letteratura esistono casi di turbine costruite in Nepal con meno di 30 € (*Jaiswal* [37]) con lo scopo di ricaricare batterie e/o accendere lampadine.

Il secondo motivo è legato alla mancanza di informazioni, in quanto praticamente la quasi totalità degli articoli presenti in letteratura si occupa essenzialmente degli aspetti tecnici e non di quelli economici e le aziende non sono solite rendere pubblici i loro listini. Inoltre, avendo le turbine Banki una configurazione che varia a seconda delle specifiche condizioni al contorno presenti nel sito dell'impianto (salto e portata), esse risultano essere dimensionate su misura per ogni particolare situazione e di conseguenza non esiste sul mercato un vero e proprio prezziario valido ovunque e in ogni circostanza. Tuttavia, i dati ottenuti da due aziende italiane, qui di seguito denominate *A* e *B*, hanno permesso di effettuare alcune elaborazioni. In un preventivo dell'*Azienda A*, ipotizzando un impianto caratterizzato da un salto $H=10$ m e portata $Q=1.2$ m³/s, è stato definito per il gruppo turbina-generatore (potenza $P=82$ kW) un prezzo di 121000 €, che arriva a 145000 € includendo il

quadro, i sistemi di controllo da remoto e i sensori. Sostituendo salto, portata e potenza nell'equazione (3) della potenza è possibile ricavare l'efficienza della turbina proposta:

$$\eta = \frac{P}{\gamma \cdot Q \cdot H} = \frac{82}{9.81 \cdot 1.2 \cdot 10} = 0.696 \quad [-] \quad (46)$$



FIGURA 52: GRUPPO TURBINA-GENERATORE RELATIVO AL PREVENTIVO DEL 2021

Bisogna però fare attenzione al fatto che, nella (46), è stato utilizzato il salto lordo H anziché il salto netto (ignoto ma sicuramente inferiore a quello lordo), e di conseguenza l'efficienza η dovrebbe essere teoricamente superiore al 70% trovato.

Il preventivo e un catalogo datato 2010, sempre dell'Azienda A, hanno permesso di diagrammare indicativamente la correlazione esistente tra prezzo del gruppo turbina-generatore e la potenza. In particolare, è stata ricavata l'equazione che governa questa relazione e che permette quindi, data una determinata potenza, di ricavare approssimativamente il prezzo della turbina. Il risultato grafico è riportato in figura 53.

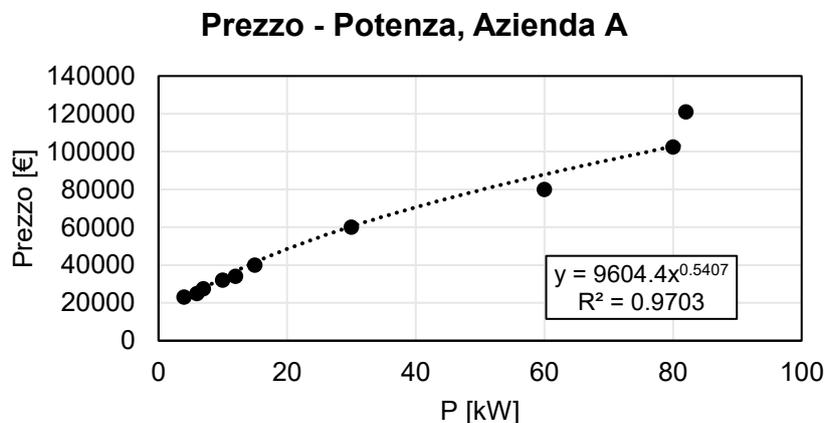


FIGURA 53: GRAFICO CHE CORRELA PREZZO E POTENZA DI UNA TURBINA BANKI DELL'AZIENDA A

Bisogna notare che l'equazione della linea di tendenza ha validità per l'intervallo di potenze considerato nelle elaborazioni (da 5 kW a 90 kW) e quindi può essere applicata solo in queste condizioni. Nel grafico compare il valore di R^2 , chiamato coefficiente di determinazione e che, come definito da *Treccani*, "è un valore che fornisce indicazioni riguardanti la bontà di adattamento di un modello statistico ai dati". In particolare, esso è un numero compreso tra zero e uno che definisce la qualità della linea di tendenza tanto più esso si avvicina al valore unitario. Ciò significa che in caso di $R^2=1$ si avrà un modello perfettamente allineato con i dati. Osservando, per esempio, il grafico in *figura 53*, si può notare che il coefficiente di determinazione è praticamente pari a uno e ciò è sintomo di elevata qualità del modello che è stato scelto per descrivere i dati.

Volendo testare l'affidabilità dell'elaborazione è possibile confrontare il valore fornito dal preventivo (121000 € per $P=82$ kW) con quello che si otterrebbe utilizzando l'equazione riportata nel grafico in *figura 53*, che può essere scritta come:

$$Prezzo = 9604.4 \cdot P^{0.5407} \quad [€] \quad (47)$$

Sostituendo nella (47) la potenza del preventivo $P=82$ kW si ottiene come risultato un prezzo di 104057 €, che però è un risultato ottenuto partendo da dati del 2010 e, conseguentemente, deve essere aggiustato moltiplicandolo per il coefficiente di rivalutazione relativo al 2010, legato all'inflazione, e che, secondo l'*ISTAT*, vale 1.102.

Così facendo si ottiene un risultato di 114671 € che, in effetti, non si discosta di molto dal valore preventivato. Applicando l'*equazione* (47) a turbine di diverse potenze è stato possibile ottenere una tabella indicativa dei prezzi dei gruppi turbina-generatore atualizzati al 2021:

Turbina	Potenza [kW]	Prezzo [€]
Turbina 1	5	25269
Turbina 2	10	36758
Turbina 3	15	45768
Turbina 4	20	53471
Turbina 5	25	60328
Turbina 6	30	66578
Turbina 7	35	72365
Turbina 8	40	77783
Turbina 9	45	82898
Turbina 10	50	87758

Turbina 11	55	92399
Turbina 12	60	96850
Turbina 13	65	101133
Turbina 14	70	105268
Turbina 15	75	109269
Turbina 16	80	113149
Turbina 17	85	116920
Turbina 18	90	120590
Turbina 19	95	124167
Turbina 20	100	127659

TABELLA 4: ESEMPI DI TURBINE E LORO PREZZI LEGATI ALLA POTENZA (ELABORAZIONE DATI DELL'AZIENDA A)

Il prezzo al kW delle turbine del preventivo e del catalogo dell'*Azienda A* diminuisce esponenzialmente all'aumentare della potenza della turbina. Entra quindi in gioco una sorta di fattore di scala che fa sì che maggiore è la potenza della turbina e minore è il suo prezzo relativo:

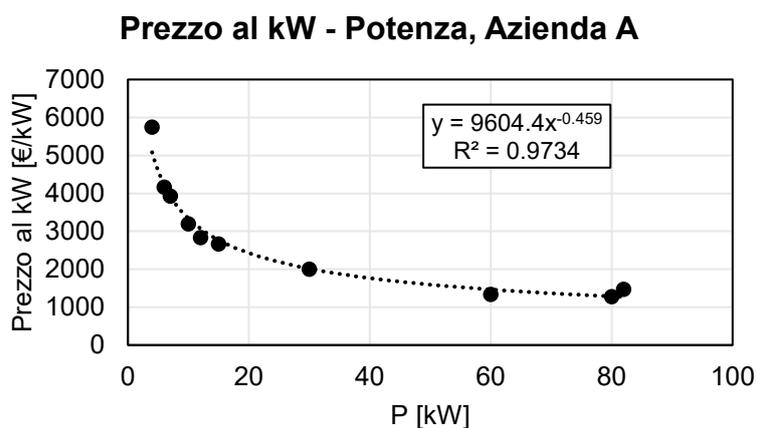


FIGURA 54: GRAFICO CHE CORRELA IL PREZZO AL kW E LA POTENZA (AZIENDA A)

Con altri dati ottenuti dall'*Azienda B* è stato possibile effettuare un'ulteriore analisi e successivamente confrontare i risultati con quelli precedenti. I dati a cui si fa riferimento sono i seguenti e sono relativi alla sola turbina (non viene considerato il generatore):

Turbina	H [m]	Q [m ³ /s]	η [-]	P [kW]	N [rpm]	Prezzo 2014 [€]	Prezzo Attualizzato [€]	Prezzo/kW [€/kW]
Turbina 1	20	0.644	0.83	105	428	46700	47727	445
Turbina 2	30.5	0.481	0.80	115	375	57200	58458	497

TABELLA 5: DATI OTTENUTI DALL'AZIENDA B ED ELABORATI

Nella *tabella 5*, con “prezzo attualizzato” si intende il prezzo del 2014 moltiplicato per il fattore di rivalutazione 1.022 (*ISTAT*).

La presenza di due soli prezzi fa sì che non si possa delineare il reale andamento della curva prezzo-potenza, ma la linea di tendenza risulta utile per stimare il prezzo delle turbine caratterizzate da potenze che si trovano nell’intervallo che va da circa 100 kW a 115 kW:

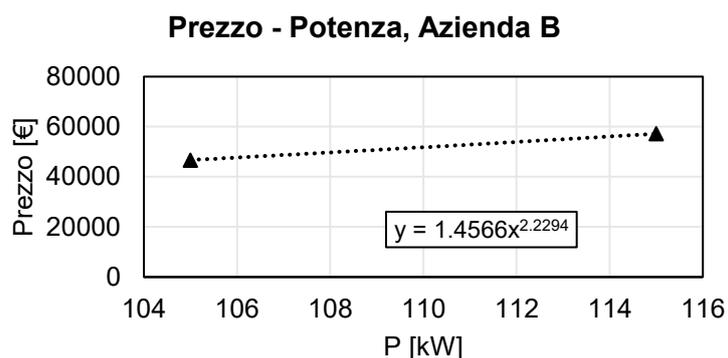


FIGURA 55: GRAFICO RAPPRESENTATIVO DEI DATI DELL’AZIENDA B

La *figura 56* riporta in un unico grafico gli andamenti delle curve prezzo-potenza per i casi delle aziende A e B:

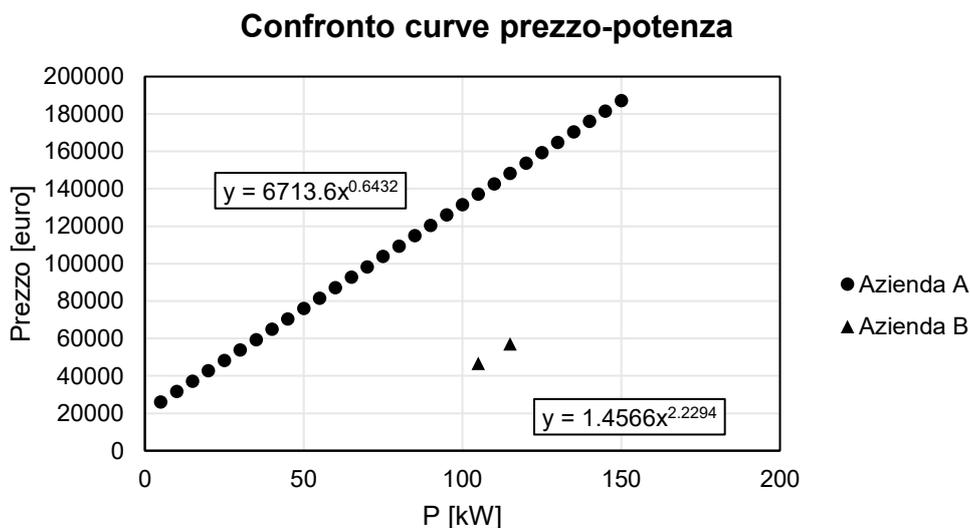


FIGURA 56: CONFRONTO TRA I DATI DELLE AZIENDE A E B

Osservando la *figura 56* e tenendo conto di quanto detto precedentemente, si possono fare alcune considerazioni:

- Le curve hanno pendenze molto simili
- I prezzi dell'*Azienda A* includono il costo del generatore mentre quelli dell'*Azienda B* solamente quello della turbina; a questo motivo si può imputare la grande differenza di prezzo dei due diversi gruppi di dati
- Si può azzardare l'ipotesi che il prezzo del generatore sia dato dalla differenza tra le due curve e, confrontando i prezzi per le due potenze di cui si hanno entrambi i dati (105 kW e 115 kW) si ottengono i seguenti risultati:

Potenza [kW]	Prezzo Azienda A [€]	Prezzo Azienda B [€]	Differenza [€]
105	131071	46700	84371
115	137680	57200	80480

TABELLA 6: CONFRONTO TRA I PREZZI DELLE AZIENDE A E B

- Per quanto riguarda il prezzo al kW, dalla tabella seguente si può notare l'importante differenza tra i valori (sempre dovuta all'inclusione ed esclusione del prezzo del generatore) e una differenza nell'andamento al variare della potenza (i prezzi dell'*Azienda A* diminuiscono al crescere della potenza mentre quelli dell'*Azienda B* aumentano):

Potenza [kW]	Prezzo/kW Azienda A [€/kW]	Prezzo/kW Azienda B [€/kW]	Differenza [€]
105	1248	444	804
115	1197	497	700

TABELLA 7: CONFRONTO TRA I PREZZI AL kW DELLE AZIENDE A E B

Per avvalorare i dati dell'*Azienda B* si può citare uno studio svolto in Bangladesh (*Das* [36]) che ha definito un prezzo indicativo di circa 430 € al kW per le turbine Banki da installare nel paese, avvicinandosi quindi al prezzo al kW dato dall'*Azienda B*. Lo studio di *Das* [36], inoltre, ha fornito un'altra indicazione importante in quanto ha confrontato le Banki costruite artigianalmente con turbine di tipo micro-Kaplan affermando che le prime, a parità di potenza generata, arrivano a costare fino a 7 volte meno e, di conseguenza, risultano essere più

vantaggiose per via della loro economicità e semplicità di costruzione, soprattutto nelle aree rurali.

Desai [52] ha indicato, per la sola turbina, un prezzo al kW di 304\$ (circa 260 €) datato primi anni '90 e che, attualizzato, si aggira sui 500 €.

È dunque ipotizzabile che, alla luce di quanto trovato in letteratura e sul mercato, il costo di una turbina Banki si attesti sui 400-500 €/kW ma sono stati trovati troppi pochi dati per poter svolgere un'analisi statistica precisa e corretta e fornire un valore di prezzo certo.

5. Analisi letteratura

5.1 Introduzione

A partire dagli anni dell'invenzione (*Michell*, 1903) sono stati effettuati numerosi studi nel campo delle turbine Banki. Questi, di natura numerica e/o sperimentale, hanno avuto luogo praticamente in tutto il mondo, come si può osservare nella seguente mappa, utile per geolocalizzare alcune delle ricerche svolte:



FIGURA 57: GEOLOCALIZZAZIONE DEGLI STUDI SVOLTI SULLE TURBINE BANKI

Osservando l'immagine si può notare che la Banki è stata studiata sia in paesi più sviluppati (Stati Uniti, Canada, Italia e Giappone, per citarne alcuni) ma anche, soprattutto, in paesi poveri o in via di sviluppo (Sudamerica, India, Sud-est asiatico, Africa) e ciò conferma la teoria secondo la quale questa specifica tipologia di turbina possa essere decisamente adatta per produrre energia a costi relativamente bassi e in aree rurali. A testimonianza di ciò, come precedentemente citato nel *paragrafo 4.2*, in letteratura sono presenti molti studi riguardanti l'applicazione di turbine Banki in paesi quali Camerun, Tanzania, Pakistan, Bangladesh, Nepal, Myanmar e Colombia.

L'obiettivo principale perseguito dai ricercatori è stato, ed è tuttora, fondamentalmente uno: migliorare l'efficienza della turbina. Ciò comporta infatti aumentare la potenza prodotta e, di conseguenza, incrementare l'energia generata. La gran parte degli articoli scientifici è improntata su questo obiettivo e sullo studio dell'ottimizzazione dei parametri geometrici della turbina. La restante parte prende in considerazione altri aspetti importanti delle Banki

quali la cavitazione, l'influenza del tegolo e del cursore, la velocità dell'acqua e le tante possibili applicazioni della turbina (idroelettrico classico, in acquedotto, a cascata, in traversa).

5.2 Geometria della turbina

Intorno all'anno 1920 l'ingegnere ungherese *Donat Banki* progettò e costruì una turbina Banki e, sperimentalmente, ricavò un'efficienza dell'80%, nettamente inferiore al 90% caratteristico delle Pelton. A partire dal secolo scorso molti ricercatori hanno quindi provato a migliorare il rendimento della Banki, concentrandosi sullo studio e l'ottimizzazione dei parametri geometrici della turbina.

5.2.1 Forma del distributore

Adhikari e Wood [1] hanno preso in considerazione una turbina da 7 kW e 69% di efficienza e, riprogettando la forma del distributore, hanno ottenuto un miglioramento fino all'87%, dimostrando l'elevata influenza posseduta dal distributore e dalla sua forma.

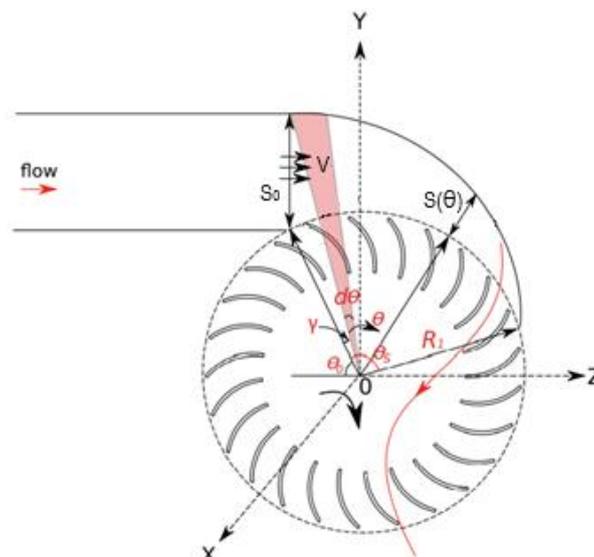


FIGURA 58: DETTAGLIO DEL PROFILO DEL DISTRIBUTORE E SEZIONE DELLA GIRANTE (FONTE: ADHIKARI E WOOD [1])

L'equazione seguente permette di ricavare il raggio del distributore $R(\theta)$ per qualsiasi distributore, sia orientato in orizzontale che in verticale:

$$R(\theta) = \left(\sqrt{(R_1 \sin \theta_0 + S_0)^2 + (R_1 \cos \theta_0)^2} - R_1 \right) \left(1 - \frac{\theta}{\theta_s - \gamma} \right) [m] \quad (48)$$

Dove:

- R_1 = raggio esterno della girante [m]
- S_0 = altezza del distributore [m]
- θ_s = angolo d'ingresso del flusso [deg] (anche chiamato λ)
- θ_0 , γ e θ = angoli specificati in *figura 58* [rad]

L'altezza iniziale del distributore, S_0 , può essere calcolata utilizzando l'equazione proposta da *Desai* [6]:

$$S_0 = R_1 \cdot \theta_s \cdot \sin \alpha [m] \quad (49)$$

Dove:

- θ_s = angolo dell'arco d'ingresso della girante [rad]
- α = angolo d'attacco [rad]
- $R_1 \cdot \theta_s$ = larghezza del distributore [m]

Uno studio di *Nakase* [70], volto a osservare gli effetti della forma del distributore sul funzionamento della girante, ha dimostrato tramite test sperimentali e simulazioni fluidodinamiche (*CFD*) che il miglior rapporto tra altezza e larghezza del distributore deve valere circa:

$$\frac{S_0}{R_1 \cdot \theta_s} = 0.26 \quad (50)$$

Questo valore, osservando l'*equazione (49)*, porta a scegliere per α un valore tra i 15° e i 16° .

5.2.2 Dimensioni della girante

I parametri fondamentali che caratterizzano la girante sono il diametro esterno D_1 , il diametro interno D_2 e la larghezza B , evidenziati nella figura seguente:

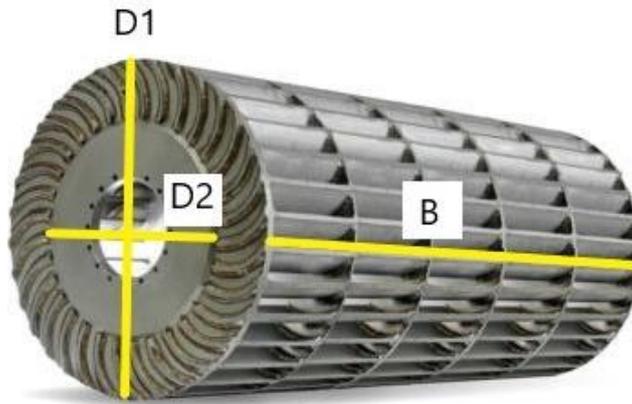


FIGURA 59: GIRANTE E SUE GRANDEZZE FONDAMENTALI

Mockmore e Merryfield [44] hanno definito le equazioni per ricavare i valori del diametro esterno e della larghezza della girante nel caso in cui siano note le caratteristiche idrauliche dell'impianto (salto netto e portata) e la velocità della girante N , misurata in rpm. La loro equazione approssimata per la scelta del diametro esterno, ipotizzando un angolo $\alpha=16^\circ$, è data da:

$$D_1 = \frac{40\sqrt{H_n}}{N} \quad [m] \quad (51)$$

Questa equazione è stata ricavata ponendo il rapporto U/V , denominato speed ratio, uguale a $0.5\cos\alpha$, con $\alpha=16^\circ$, ed esplicitando il diametro esterno D_1 (si veda *paragrafo 5.5*).

La larghezza della girante è definita dalla seguente relazione, ricavata da *Nasir* [19] convertendo in unità di misura del Sistema Internazionale l'omologa espressione proposta da *Mockmore e Merryfield* [44]:

$$B \cdot D_1 = \frac{0,80 \cdot Q}{\sqrt{H_n}} \quad [m^2] \quad (52)$$

Sostituendo la (51) nella (52) si ottiene la misura della lunghezza della girante per una turbina con angolo $\alpha=16^\circ$:

$$B = \frac{N \cdot Q}{50 \cdot H_n} \quad [m] \quad (53)$$

Le equazioni generali, invece, funzione anche dell'angolo d'attacco α , sono date da:

$$D_1 = \frac{42,31 \cdot \cos \alpha \cdot \sqrt{H_n}}{N} \quad [m] \quad (54)$$

$$B = 0.019 \frac{N \cdot Q}{H_n \cdot \cos \alpha} \quad [m] \quad (55)$$

Una volta noto il diametro esterno è possibile ricavare il diametro interno D_2 sfruttando il rapporto dei diametri D_2/D_1 che, per *Mockmore e Merryfield*, deve valere 0.66. Molti studi, quali, per esempio, quelli di *Durali* [50], *Khosrowpanah et al.* [7], *Fiuzat e Akerkar* [62], *Totapally e Aziz* [53] e *Desai* [6], hanno affermato che il rapporto dei diametri che massimizza l'efficienza è 0.68. Di conseguenza, il diametro interno della girante è ricavabile come:

$$D_2 = 0.68 D_1 \quad [m] \quad (56)$$

A livello di dimensioni della girante, un altro parametro importante è dato dal cosiddetto rapporto di forma, dato da D_1/B . *Adhikari e Wood* [23] hanno assegnato a questo rapporto valore 3, preferendo quindi una struttura più schiacciata, ottenendo un'efficienza massima dell'88%, mentre *Khosrowpanah et al.* [7] hanno progettato turbine con rapporto di forma 1, raggiungendo $\eta_{max}=79.5\%$ e 2, migliorando leggermente l'efficienza arrivando all'80%. Prendendo in considerazione gli studi riportati nella *tabella 29 (Allegati)* è stato possibile osservare che, in letteratura, il rapporto D_1/B , salvo alcuni casi estremi, risulta essere quasi sempre compreso tra 1 e 2. Di conseguenza, nella metodologia di progettazione proposta nel *capitolo 8*, si deciderà di prendere come riferimento il valor medio, ovvero $D_1/B=1.5$.

Infine, in letteratura, è stato spesso preso in considerazione anche il rapporto B/b (larghezza della girante/larghezza del distributore). *Sammartano et al.* [32], *Desai e Aziz* [6], *Nakase et al.* [8] e *Achebe et al.* [24] hanno affermato che, progettando una girante larga 1.5 volte il

distributore, si ottiene un incremento dell'efficienza. In particolare, lo studio svolto da *Desai e Aziz* [6] ha dimostrato che, aumentando il rapporto da 1 a 1.5, c'è il 73.4% di probabilità che l'efficienza aumenti. Dall'altro lato, *Mockmore e Merryfield* [44], *Nasir* [19] e *Castaneda* [95] hanno progettato una turbina con rapporto $B/b=1$. Quest'ultimo valore teoricamente porta all'ottenimento di una turbina meno efficiente ma anche meno costosa (progettando una girante meno larga si riduce il materiale impiegato per la costruzione e quindi risulta inferiore anche il costo di fabbricazione).

5.2.3 Angoli

Numerosi studi si sono concentrati sull'analisi dell'angolo d'attacco α , dell'angolo d'ingresso nelle pale β_1 e di quello d'uscita β_2 , cercando di dimostrare l'influenza del loro valore sull'efficienza della turbomacchina. L'angolo α è quello descritto dalla direzione della velocità dell'acqua V e la retta tangente all'ingresso della girante; β_1 quello tra il prolungamento esterno della pala e la tangente alla circonferenza esterna della girante; β_2 quello tra il prolungamento interno della pala e la tangente alla circonferenza interna della girante (*figura 60*).

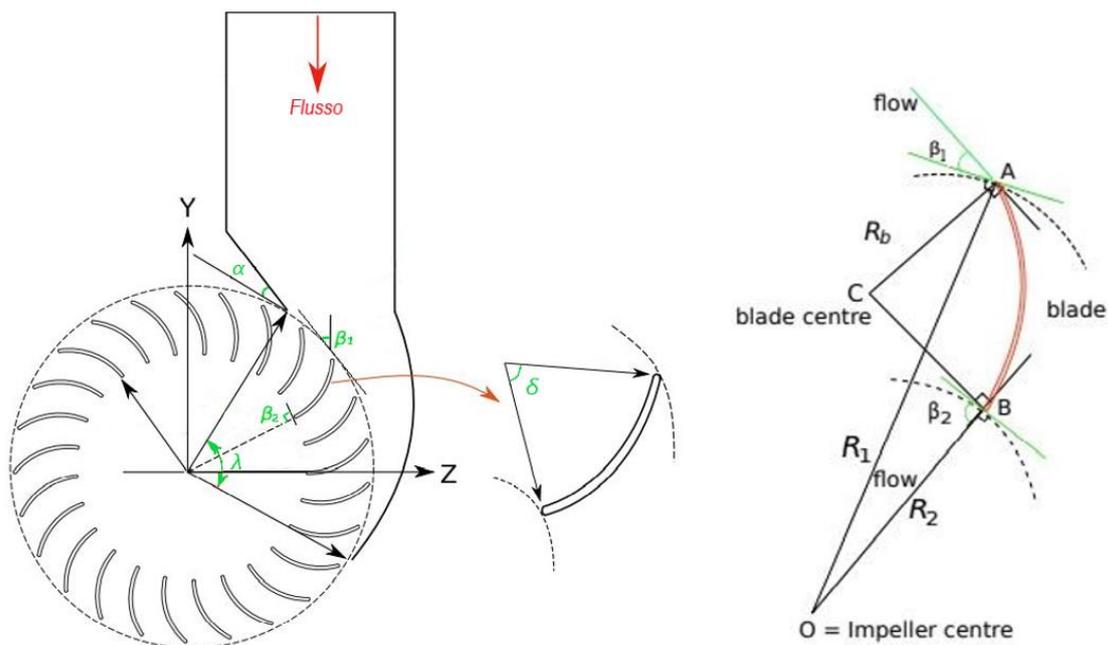


FIGURA 60: ANGOLI E POSIZIONE NELLA GIRANTE (SINISTRA); DETTAGLIO DI UNA PALA (DESTRA) (FONTE: ADHIKARI [49])

Per quanto riguarda l'angolo β_2 , la letteratura vede praticamente tutti i ricercatori di comune accordo: *Michell* nel 1904 e successivamente *Mockmore e Merryfield* [44], *Durali* [50], *Fiuzat e Akerkar* [62], *Khosrowpanah et al.* [7], *Desai* [6] e *Adhikari e Wood* [23] hanno attribuito a quest'angolo il valore di 90° , ottenendo efficienze massime fino a 89%. La spiegazione, come si evince dalla *figura 60*, sta nel fatto che se il flusso in uscita dalle pale assume direzione perpendicolare rispetto alla circonferenza interna, allora ha direzione radiale rispetto alla girante e giungerà al secondo stage perfettamente parallelo alla palettatura, in modo da creare il minimo attrito possibile. Solamente *Desai* [52] ha effettuato simulazioni numeriche utilizzando $\beta_2=55^\circ$ e ottenenuto un'efficienza migliore (circa 85%) rispetto a quella ottenuta con β_2 pari a 90° (*figura 61*):

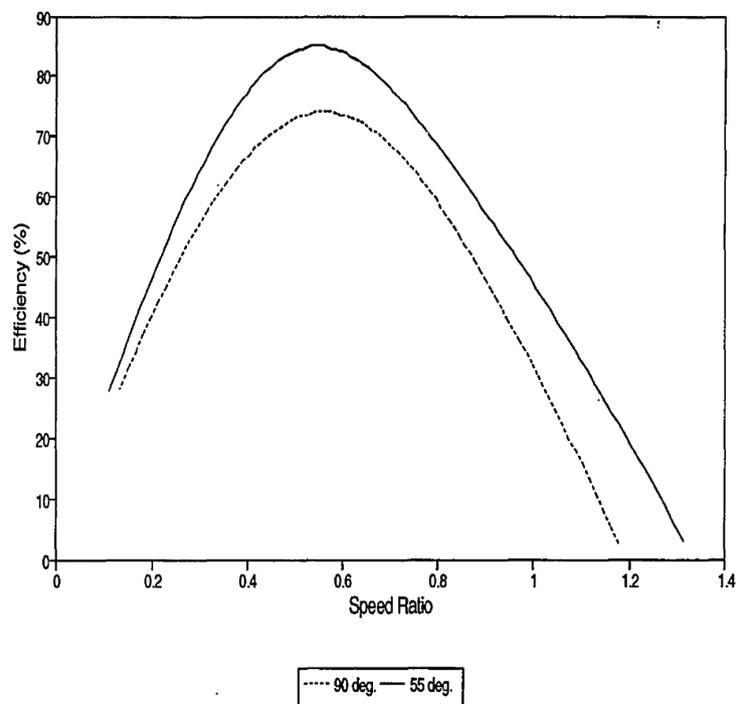


FIGURA 61: GRAFICO CHE MOSTRA, PER DUE DIVERSI VALORI DI BETA2, L'ANDAMENTO DELL'EFFICIENZA AL VARIARE DELLO SPEED RATIO (FONTE: DESAI [52])

Relativamente all'angolo β_1 , invece, in letteratura sono presenti sostanzialmente tre diversi valori. *Mockmore e Merryfield* [44] e *Durali* [50] hanno attribuito all'angolo un valore di 30° , ottenendo come efficienza massima rispettivamente 68% e 76%. *Michell* [63] 38° con un'efficienza del 92%. Mentre *Khosrowpanah et al.* [7], *Fiuzat e Akerkar* [62], *Desai* [6], *Totapally e Aziz* [53], *Adhikari e Wood* [23] 39° , raggiungendo efficienze massime che vanno da 80% fino a 90%.

Infine, all'angolo α sono stati dati valori che vanno da 16° (*Michell* [63], *Mockmore e Merryfield* [44], *Durali* [50], *Khosrowpanah et al.* [7]) fino a 24° (*Fiuzat e Akerkar* [62]), passando per 22° (*Desai* [6] e *Totapally e Aziz* [53]). Le efficienze massime, dall'88% al 90%, sono state raggiunte con angoli tra 22° e 24° .

L'angolo dell'arco d'ingresso, solitamente denominato λ o θ_s , definisce, come osservabile in *figura 62*, l'arco di circonferenza attraversato dal flusso d'acqua:

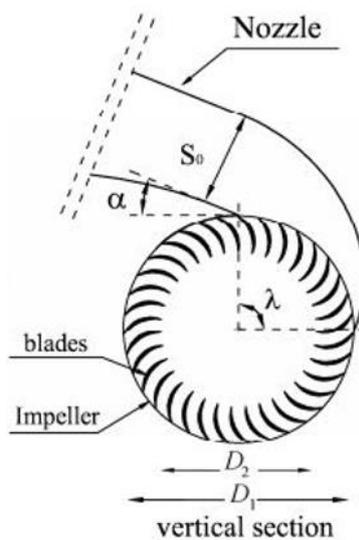


FIGURA 62: DETTAGLIO DELL'ANGOLO DELL'ARCO D'INGRESSO (FONTE: SAMMARTANO ET AL. [32])

La maggior parte degli studi effettuati, quali quelli di *Michell* [63], *Khosrowpanah et al.* [7], *Fiuzat e Akerkar* [62], *Desai* [6] e *Totapally e Aziz* [53] hanno dimostrato che il valore da assumere per quest'angolo ai fini di ottimizzare l'efficienza sia 90° , esattamente come riportato in *figura 62*. Ciò significa che il flusso d'acqua in ingresso interessa un quarto della superficie della girante.

Adhikari [49], studiando l'influenza di λ sull'efficienza, ha confrontato due turbine caratterizzate da valori dell'angolo pari a 69° e 80° e ha dimostrato che nel primo caso l'efficienza raggiungeva solo il 69% mentre nel secondo ha raggiunto un picco del 91%.

Sutikno et al. [25] hanno studiato una turbina variando l'angolo d'ingresso (75° , 90° e 120°), la velocità di rotazione della girante (50, 100, 150, 250, 300 e 500 rpm) e mantenendo costanti diametro, salto e portata. Ciò che hanno osservato è che il comportamento legato a un angolo di 120° è sempre nettamente il peggiore e si raggiunge un rendimento massimo del 78% ma scendendo anche fino al 22% in condizioni di velocità di rotazione basse (50

rpm). L'efficienza massima raggiunta è stata pari a 88% ed è stata ottenuta in due diverse condizioni: $\lambda=90^\circ$ e velocità 100 rpm; $\lambda=75^\circ$ e velocità 150 rpm. Hanno quindi dimostrato che l'efficienza della turbina è influenzata contemporaneamente dall'ampiezza dell'angolo dell'arco d'ingresso e dalla velocità di rotazione della girante.

5.2.4 Numero di pale e spessore

5.2.4.1 Numero di pale

Un altro aspetto progettuale importante per quanto riguarda le caratteristiche della girante è il numero di pale. In letteratura non si trova un valore comune o comunque simile per tutti i ricercatori e quindi non esiste una strada univoca da seguire per scegliere questo valore.

Khosrowpanah et al. [7], nel loro studio, hanno osservato che un numero elevato di pale può apportare alcuni svantaggi, quali perdite viscosive, peso elevato della macchina e maggior costo di produzione, mentre, dall'altro lato, un numero troppo ridotto può comportare ingenti perdite per via della separazione del flusso dopo il passaggio tra le pale. Queste considerazioni sono valide anche, per esempio, per quanto riguarda le ruote idrauliche, come riportato da *Quaranta e Revelli* [41]. È chiaro quindi che è necessario trovare un equilibrio e far sì che la palettatura sia efficace e non provochi problemi di perdite d'energia.

Mockmore e Merryfield [44] e poi *Nasir* [19] e *Chattha et al.* [21] hanno definito l'equazione per ricavare il numero di pale:

$$N_b = \frac{\pi \cdot D_1}{t} \quad [-] \quad (57)$$

Dove t è la distanza tangenziale tra le pale (*figura 63*), data dal rapporto tra lo spessore del getto in ingresso s e il seno dell'angolo β_1 :

$$t = \frac{s}{\sin \beta_1} = \frac{k \cdot D_1}{\sin \beta_1} \quad [m] \quad (58)$$

Dove k è una costante che varia tra 0.075 e 0.1 e da *Mockmore e Merryfield* [44] è assunta pari a 0.085.

Sostituendo la (58) nella (57) si può notare come, secondo questa formulazione, il numero di pale sia funzione esclusivamente dell'angolo β_1 e, di conseguenza, dell'angolo α (si veda equazione (16)).

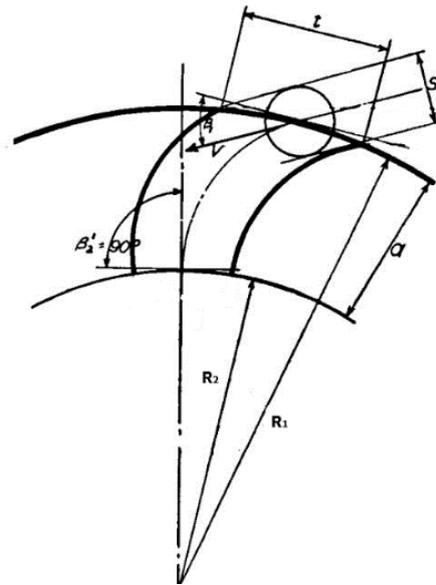


FIGURA 63: DETTAGLIO DELLA GIRANTE (FONTE: MOCKMORE E MERRYFIELD [44])

Mockmore e Merryfield [44] hanno affermato che questo numero di pale è solamente teorico, in quanto il valore che ottimizza l'efficienza può essere determinato solamente tramite simulazioni numeriche ed esperimenti.

Khosrowpanah et al. [7] hanno proposto un procedimento, di tipo strutturale, per determinare il numero ottimale di pale. Hanno, innanzitutto, definito il "rapporto di solidità" come parametro che rappresenta il numero di pale, dato dalla relazione:

$$\sigma_s = \frac{a}{t} \quad [-] \quad (59)$$

Dove:

- a = distanza radiale tra l'estremo interno e quello esterno delle pale

$$a = \frac{D_1 - D_2}{2} = \frac{D_1}{2} \left(1 - \frac{D_2}{D_1} \right) \quad [m] \quad (60)$$

- t = distanza tangenziale tra le pale

$$t = \frac{\pi D_1}{N_b} \quad [m] \quad (61)$$

Successivamente hanno definito il “rapporto di forma”:

$$\frac{D_1}{B} = \frac{\cos\beta_1 \sqrt{2g\eta\lambda}}{6Q'} \quad [-] \quad (62)$$

Dove:

- B = larghezza della girante [m]
- Q' = portata unitaria [-], definita come $Q/(D_1^2 \cdot H^{1/2})$
- λ = angolo dell'arco d'ingresso [rad]

Infine, hanno sostituito a , t e D_1/B nell'equazione (59) del rapporto di solidità e affermato che, nel caso in cui venisse scoperto in futuro il rapporto di solidità ottimale, allora l'equazione risulterebbe molto utile per ricavare il numero di pale N_b esplicitandolo da:

$$\sigma_s = \frac{N_b D_1}{2\pi B} \left(1 - \frac{D_2}{D_1}\right) \frac{6Q'}{\cos\beta_1 \sqrt{2g\eta} \cdot \lambda} \quad [-] \quad (63)$$

Khan e Badshah [42] hanno proposto un'equazione, unicamente funzione del diametro esterno della girante, da applicare per determinare il numero di pale:

$$N_b = k_2(\pi \cdot D_1) \quad [-] \quad (64)$$

Dove:

- $k_2 = 32.7$ (costante ricavata elaborando i dati dell'articolo [42])
- D_1 = diametro esterno della girante [m]

Bisogna però fare attenzione al fatto che il valore di k_2 appena dato è specifico per il caso studiato, caratterizzato da $H=6$ m, $Q=0.175$, $D_1=0.350$ m, quindi, l'equazione (64) può essere considerata valida solo per condizioni simili e non è detto che rimanga coerente per altre combinazioni di salto e portata.

Galvis-Holguin et al. [94] hanno riportato una tabella per la scelta speditiva del numero di pale a seconda del diametro della turbina. La tabella è stata ricavata da uno studio volto alla standardizzazione del progetto delle Banki (*Paz et al.* [40]) e non viene riportato il metodo attraverso il quale i valori seguenti siano stati determinati:

D₁ [m]	N_b [-]
0.200	22
0.300	24
0.400	26
0.500	28

TABELLA 8: SCELTA DEL NUMERO DI PALE N_b IN FUNZIONE DEL DIAMETRO DELLA TURBINA (FONTE: GALVIS-HOLGUIN ET AL. [94])

Sammartano et al. [22] hanno cercato di stabilire una relazione tra salto, caratteristiche geometriche delle pale e numero di pale. Il procedimento da loro proposto si basa sul fattore di forma L_c/S_c definito dalla seguente relazione:

$$\frac{L_c}{S_c} = \rho \delta \left[\frac{\pi \left(\frac{D_1 + D_2}{2} \right) - (B \cdot N_b)}{N_b} \right]^{-1} \quad [-] \quad (65)$$

Dove:

- L_c = lunghezza curvilinea delle pale [m]
- S_c = larghezza dello spazio tra due pale consecutive [m]
- ρ = raggio di curvatura delle pale [m]
- δ = angolo al centro delle pale [
- B = larghezza della girante (e quindi lunghezza delle pale) [m]

La figura seguente mostra il significato geometrico di S_c ed L_c :

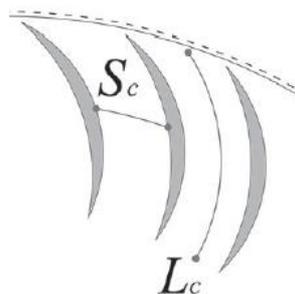


FIGURA 64: DETTAGLIO DELLE GRANDEZZE UTILIZZATE NELL'EQUAZIONE (65) (FONTE: SAMMARTANO ET AL. [22])

La procedura inizia con il calcolo del rapporto tra il salto e il diametro esterno della girante. Simulando il comportamento di cinque diverse turbine, *Sammartano et al.* [22] hanno ricavato graficamente la relazione esistente tra H/D_1 e L_c/S_c ; nel grafico in *figura 65*, per ogni punto rappresentato, è riportata l'efficienza massima ottenuta:

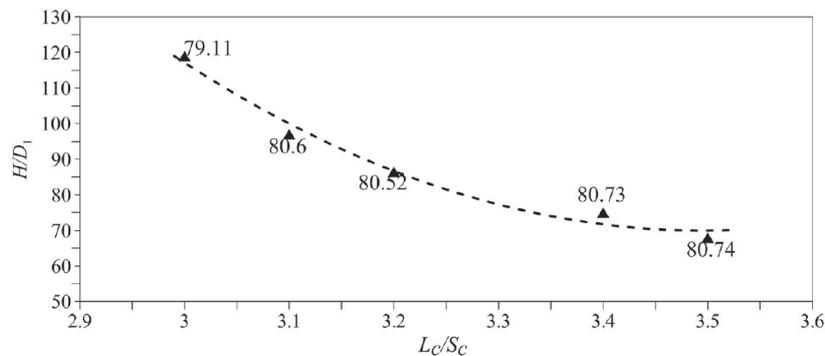


FIGURA 65: GRAFICO UTILE PER OTTENERE L_c/S_c DA USARE NELL'EQUAZIONE 66) (FONTE: SAMMARTANO ET AL. [22])

Entrando nel grafico con il rapporto H/D_1 è possibile ricavare il corrispondente valore di L_c/S_c che, sostituito nell'equazione (65) permette di calcolare il numero di pale ottimale esplicitando N_b :

$$N_b = \frac{L_c/S_c}{\rho\delta} \pi \left(\frac{D_1 + D_2}{2} \right) \left[1 + \frac{L_c/S_c}{\rho\delta} B \right]^{-1} \quad [-] \quad (66)$$

Anche in questo caso bisogna notare che queste equazioni sono state ricavate per particolari condizioni, ovvero rapporti H/D_1 che vanno da 70 a 120, e non è detto quindi che questo procedimento sia valido per qualsiasi altra condizione.

Lo studio di *Verhaart* [5], datato 1983, propone una metodologia per la determinazione del numero di pale basandosi sulle esigenze costruttive dell'epoca. Le attuali tecnologie di fabbricazione sono cambiate e ciò potrebbe comportare un'evoluzione delle equazioni di progetto. L'equazione empirica introdotta da *Verhaart* [5] è la seguente:

$$N_b = \frac{\pi \cdot D_1}{0,11 \cdot D_1 + t_b} + 0,5 \quad [-] \quad (67)$$

L'equazione (67) è stata ricavata partendo da considerazioni strutturali e, di conseguenza, non è detto che il numero ottimale di pale dal punto di vista della resistenza meccanica sia anche quello che ottimizza l'efficienza idraulica della turbina.

Dopo aver elencato e descritto le equazioni e metodologie presenti in letteratura riguardo al numero di pale, si passa ora al riassunto dei vari valori ricavati negli studi. *Khosrowpanah et al.* [7], effettuando delle prove sperimentali su tre diverse giranti di diametro 0.300 m e facendo variare portata, angolo d'ingresso e numero di pale (10, 15, 20), hanno mostrato che il numero di pale ottimale per rendere massima l'efficienza sia 15. *Totapally e Aziz* [53], nel loro studio volto alla determinazione del numero di pale che massimizza l'efficienza, hanno osservato sperimentalmente un aumento dell'efficienza nel passaggio da 15 a 35 pale in caso di α pari a 24° , e da 25 a 35 con α uguale a 22° . In *figura 66* si può osservare come la curva dell'efficienza in funzione del numero di pale assuma un andamento a campana: al crescere del numero di pale si nota un aumento dell'efficienza (fino a $N_b=35$) mentre superato questo valore si osserva un decremento (in linea teorica causato dall'aumento dell'ostruzione delle pale al passaggio del flusso). Come si può osservare in *figura 66.b*, con 35 pale e angolo α pari a 24° , è stata ottenuta addirittura un'efficienza massima superiore al 90%. Nei grafici, i pallini rappresentano una turbina con rapporto $B/b=1.5$ mentre gli asterischi una girante con $B/b=1$.

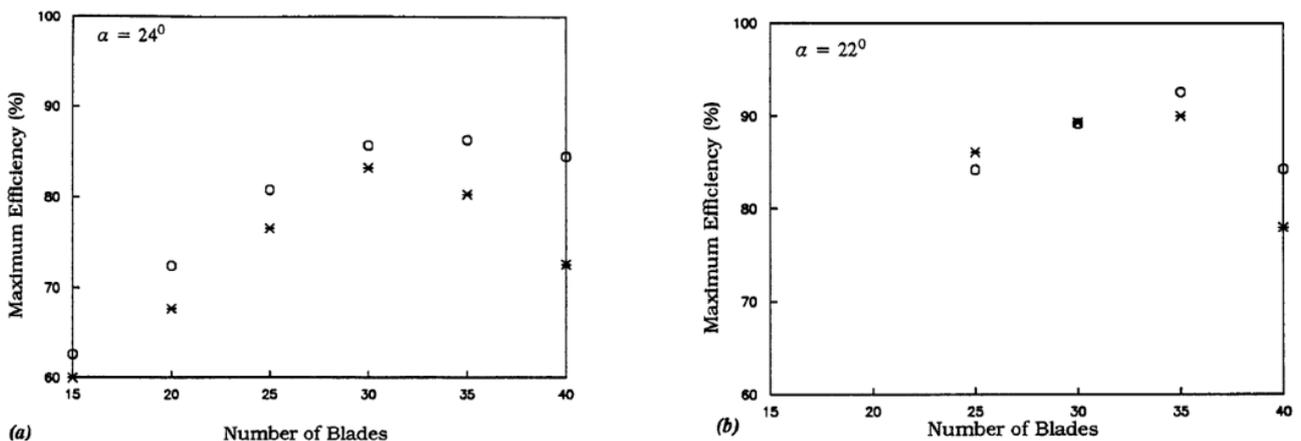


FIGURA 66: EFFICIENZA MASSIMA AL VARIARE DEL NUMERO DI PALE E DELL'ANGOLO ALFA; PALLINI PER $B/b=1.5$, ASTERISCHI PER $B/b=1$ (FONTE: TOTAPALLY E AZIZ [53])

Joshi et al. [14] hanno fatto diversi test su una turbina variando il salto, l'angolo d'ingresso e il numero di pale da 8 a 30, trovando 20 come valore ideale del numero di pale N_b . *Costa Pereira e Borges* [15] hanno affermato che non si notano grandi differenze variando le pale da 10 a 25. *Adhikari* [49] nel suo esperimento, ha analizzato il comportamento di una Banki

variando il numero di pale da 20 a 40 ottenendo un'efficienza massima del 90% in presenza di 35 pale mentre con 40 l'efficienza scende a 86%. *Castaneda et al.* [95] hanno svolto simulazioni *CFD* su sei differenti turbine analizzando il comportamento con 16, 20, 23, 25, 28 e 32 pale. Come si può osservare in *figura 67*, è stata ottenuta un'efficienza massima dell'86% in corrispondenza di $N_b=28$ mentre, aumentando ulteriormente il numero di pale, si è osservato un netto decremento dell'efficienza.

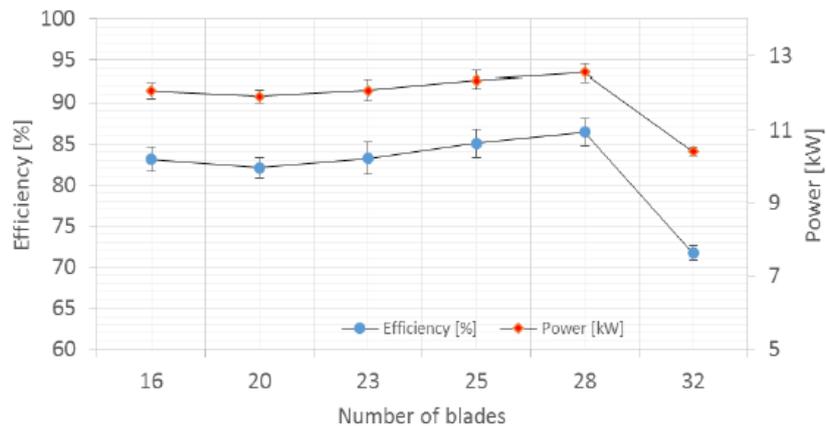


FIGURA 67: EFFICIENZA AL VARIARE DEL NUMERO DI PALE (FONTE: CASTANEDA ET AL. [95])

Prendendo in considerazione gli studi svolti per determinare il numero di pale ottimale che massimizza l'efficienza, è stato possibile costruire la seguente tabella e rappresentare i dati sul grafico in *figura 68*. Tendenzialmente, si può osservare che, al crescere del numero di pale da 15 a 35, aumenta l'efficienza della turbina.

Studio	H [m]	Q [m ³ /s]	N [rpm]	N_s [-]	η_{max} [%]	D_1 [m]	B [m]	$N_{b,studati}$ [-]	$N_{b,opt}$ [-]
<i>Khosrowpanah [7]</i>	1.79	0.030	176	51.63	70	0.304	0.15	10,15,20	15
<i>Aziz e Desai [6]</i>	0.5	0.040	94	92.90	88	0.305	0.15	15,20,25,30	25
<i>Totapally e Aziz [53]</i>					92	0.305	0.15	15,20,25,30,35,40	35
<i>Joshi [14]</i>	5	0.072	298	60.50	65	0.300	0.33	8,10,16,20,24,30	20
<i>Pereira e Borges [15]</i>	3	0.080	231	77.10	74	0.300	0.22	10,25	25
<i>Olgun [10]</i>	15	0.082	911	91.17	72	0.170	0.11	20,24,28,32	24
<i>Acharya et al. [82]</i>	10	0.100	422	65.00	77	0.300	0.21	16,18,20,22,24,26,28,32	22
<i>Castaneda [95]</i>	10	0.148	450	89.42	86	0.297		16,20,23,25,28,32	28

TABELLA 9: RIEPILOGO DEGLI STUDI SVOLTI SUL NUMERO DI PALE

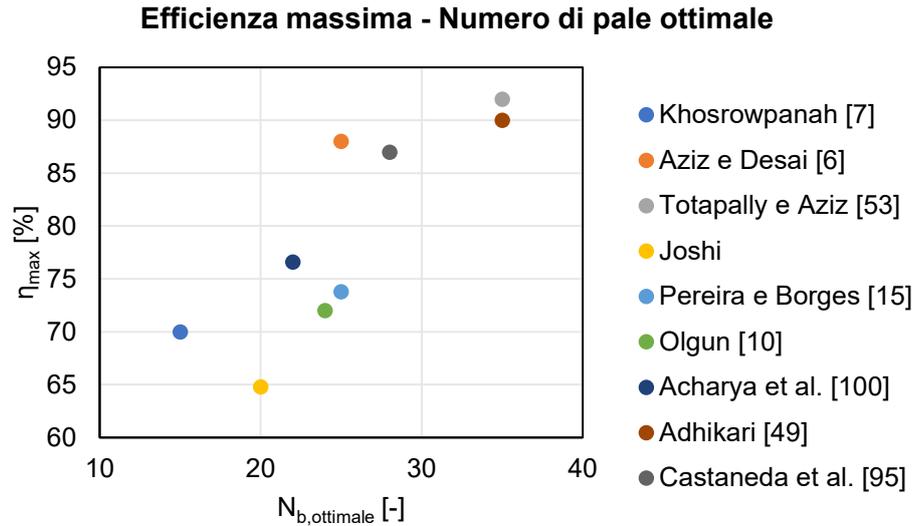


FIGURA 68: GRAFICO CHE CORRELA L'EFFICIENZA MASSIMA E IL NUMERO DI PALE OTTIMALE

La tabella seguente, invece, riporta i dati di alcuni studi che non hanno analizzato la variazione del numero di pale ma ne hanno assunto un determinato valore per svolgere esperimenti e simulazioni numeriche:

Studio	H [m]	Q [m ³ /s]	N [rpm]	N_s [-]	η_{max} [%]	D_1 [m]	B [m]	$N_{b,assunto}$ [-]
Mockmore e Merryfield [44]	4.87	0.085	263	60.41	68	0.333	0.31	20
Chen e Choi [2]	20	0.465	526	107.13	81	0.340	0.50	30
Sammartano et al. [32]	10	0.060	786	97.12	82	0.161	0.14	35
Sinagra et al. [17]	10	0.060	786	97.12	82	0.161	0.14	35
Fukutomi [18]	1.48		154			0.315	0.10	26
De Andrade et al. [4]	35	0.135	805	55.75	75	0.294	0.15	24
Kokubu et al. [11]	3.15	0.037	284	57.53	63	0.250	0.34	30
Khan e Badshah [42]	6	0.175	261	68.28	58	0.375	0.27	36
Adhikari [49]	10	0.105	400	68.92	91	0.316	0.20	35
Adhikari [49]	10	0.105	400	60.01	69	0.316	0.22	20
Chattha [21]	4.9	0.100	221	62.45	88	0.400	0.59	30
Sirojuddin [33]	5.5	0.033	469	71.43	92	0.200	0.20	18
Das [36]	2	0.120	120	59.64	59	0.470	0.47	18
Jaswal [37]	5	0.018	596	52.99	50	0.150	0.09	18

TABELLA 10: STUDI E NUMERO DI PALE ASSUNTO

Riunendo tutti gli studi appena citati e aggiungendo le colonne relative ai risultati delle equazioni di *Mockmore e Merryfield* [44], *Khan e Badshah* [42] e *Verhaart* [5] si ottiene:

Studio	$t_{b,data}$ [m]	$N_{b,studati}$ [-]	$N_{b,ott}$ [-]	$N_{b,assunto}$ [-]	$N_{b,Mockmore}$ [-]	$N_{b,Khan}$ [-]	$N_{b,Verhaart}$ [-]
Mockmore e M. [44]	0.003			20	18	34	27
Khosrowpanah [7]		10,15,20	15		18	31	
Aziz e Desai [6]	0.0032	15,20,25,30	25		23	31	27
Totapally e Aziz [53]		15,20,25,30,35,40	35		23	31	
Joshi [14]	0.003	8,10,16,20,24,30	20		18	31	27
Pereira e Borges [15]		10,25	25		18	31	
Olgun [10]		20,24,28,32	24		18	17	
Chen e Choi [2]				30	20	35	
Sammartano et al. [32]				35	23	17	
Sinagra et al. [17]				35	23	17	
Fukutomi [18]	0.0057			26	18	32	25
De Andrade et al. [4]				24	18	30	
Kokubu et al. [11]	0.003			30	18	26	26
Khan e Badshah [42]	0.0061			36	18	39	25
Adhikari [49]	0.0032			35	23	32	27
Adhikari [49]	0.0032			20	18	32	27
Chattha [21]				30	18	41	
Sirojuddin [33]				18	18	21	
Das [36]	0.003			18	18	48	27
Jaswal [37]	0.003			18	21	15	25
Acharya et al. [82]		16,18,20,...,28,32	22		18	31	
Castaneda [95]		16,20,23,25,28,32	28			31	

TABELLA 11: RIEPILOGO DEGLI STUDI CONSIDERATI E NUMERO DI PALE OTTIMALE, ASSUNTO E CALCOLATO CON LE EQUAZIONI

Le equazioni della letteratura per la determinazione del numero di pale sono:

Studio	Equazione
Mockmore e Merryfield [44]	$N_b = \frac{\pi \cdot D_1}{t} \quad [-]$
Khan e Badshah [42]	$N_b = k_2(\pi \cdot D_1) \quad [-]$
Verhaart [5]	$N_b = \frac{\pi \cdot D_1}{0,11 \cdot D_1 + t_b} + 0,5 \quad [-]$
Sammartano et al. [22]	$N_b = \frac{L_c/S_c}{\rho\delta} \pi \left(\frac{D_1 + D_2}{2} \right) \left[1 + \frac{L_c/S_c}{\rho\delta} B \right]^{-1} \quad [-]$

TABELLA 12: RIEPILOGO DELLE EQUAZIONI PER IL CALCOLO DEL NUMERO DI PALE TROVATE IN LETTERATURA

5.2.4.2 Spessore delle pale

Per quanto riguarda lo spessore delle pale t_b , in letteratura non sono presenti molti dati ma tutti gli articoli che ne trattano riportano valori che vanno da 3 mm a circa 6 mm. Oltre a dipendere dalle caratteristiche strutturali del materiale, lo spessore è teoricamente correlato all'entità di salto e portata e, di conseguenza, agli sforzi a cui deve resistere. Come si può notare dall'equazione (37) di Verhaart [5], al crescere del salto cresce il carico che le pale devono sopportare e, di conseguenza, esse devono possedere una resistenza maggiore.

La seguente tabella riassume i valori dello spessore t_b trovati in letteratura:

Studio	H_n [m]	Q [m ³ /s]	Spessore t_b [m]
Mockmore e Merryfield [44]	4.637	0.085	0.003
Aziz e Desai [6]	0.534	0.040	0.0032
Joshi [14]	4.836	0.072	0.003
Fukutomi [18]	1.418		0.0057
Kokubu et al. [11]	3.079	0.037	0.003
Khan e Badshah [42]	5.804	0.175	0.0061
Adhikari [49]	10.397	0.105	0.0032
Adhikari [49]	9.673	0.105	0.0032
Das [36]	1.935	0.120	0.003
Jaswal [37]	5.061	0.018	0.003

TABELLA 13: RIEPILOGO DEGLI SPESSORI DELLE PALE PRESENTI IN LETTERATURA

A livello di equazioni, per ricavare lo spessore delle pale può essere presa in considerazione l'equazione (67) di Verhaart [5] tramite la quale, scegliendo un determinato numero di pale, è possibile esplicitare lo spessore, trovando:

$$t_b = \frac{0,11 \cdot D_1 \cdot N_b - 0,055 \cdot D_1 - \pi \cdot D_1}{0,5 - N_b} \quad [m] \quad (68)$$

Immettendovi valori di D_1 e N_b trovati in letteratura, si è osservato che la (68) conduce a risultati sensati per valori di N_b tra 24 e 30, per i quali si ottengono spessori coerenti con i valori tipici (tra 3 mm e 6 mm), mentre in caso di numero di pale inferiore a 24 o superiore a 30 l'equazione perde di significato in quanto si ottengono rispettivamente valori troppo grandi (dell'ordine del centimetro e superiori) e valori negativi.

Khan e Badshah [42], progettando una turbina in acciaio inossidabile caratterizzato da tensione di snervamento pari a 245 Mpa (valore simile a quelli caratteristici degli acciai elencati nel *paragrafo 4.8* sui materiali) hanno introdotto un'equazione empirica per il calcolo dello spessore delle pale, legata a una costante chiamata k_1 :

$$t_b = k_1 \cdot D_1 \quad [m] \quad (69)$$

Dove k_1 vale tra 0,0177 e 0,0185 (assumendo quest'ultimo valore si progetta la macchina a favore di sicurezza in quanto porta a uno spessore maggiore e quindi resistenza maggiore, ma non è detto che questo spessore sia anche quello ottimale dal punto di vista fluidodinamico).

Riassumendo quanto riportato da *Khan e Badshah* [42], lo spessore non deve essere né troppo ridotto (la pala deve essere in grado di resistere al carico dell'acqua), né troppo elevato (altrimenti si rischia un impedimento esagerato nei confronti del passaggio dell'acqua).

5.3 Sistemi di parzializzazione e controllo del flusso: tegolo e cursore

Migliorare l'efficienza delle turbine è da sempre uno dei più importanti obiettivi perseguiti dai ricercatori del settore. Per quanto riguarda le Banki, si è capito che uno dei modi attraverso i quali possa essere incrementato il rendimento sia quello di porre molta attenzione al flusso dell'acqua e, in particolare, alla quantità e alla traiettoria. È per questo che, nel corso degli anni, sono stati ideati e studiati dei sistemi che permettono di far fluire l'acqua nel modo più conveniente possibile: il tegolo e il cursore semicircolare.

Il tegolo (o *flap* o *guide vane*), visibile in *figura 69*, è un componente mobile della turbina installato nel distributore in prossimità dell'ingresso nella girante. Variando la sua angolazione è possibile modificare l'area di passaggio dell'acqua, in quanto il tegolo va a

suddividere in due il flusso e, di conseguenza, modifica la portata, oltre che la direzione con cui l'acqua giunge alla girante.

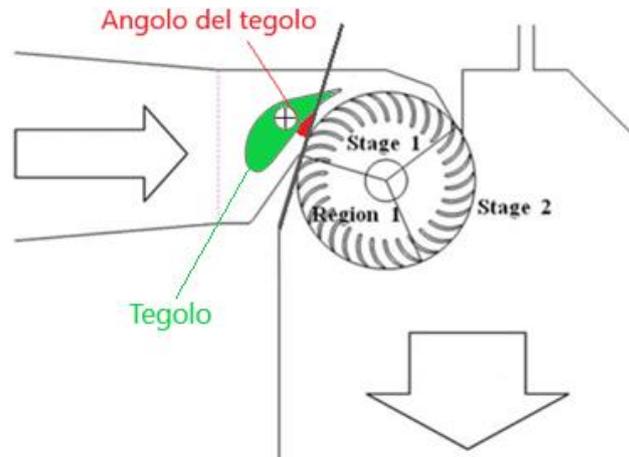


FIGURA 69: TURBINA BANKI DOTATA DI TEGOLO (FONTE: CHEN E CHOI [2])

Chen e Choi [2] hanno studiato una turbina dotata di tegolo che si trova a 0° in condizioni di chiusura totale e 32° in apertura totale. Mantenendo costante il salto H , hanno fatto variare l'angolo del tegolo da 15° a 25° e hanno notato sia sperimentalmente che tramite simulazione fluidodinamica che il miglior angolo possibile fosse quello di 20° , con il quale si è ottenuta l'efficienza massima di circa 80%, osservabile nella curva blu in *figura 70*. La curva rossa rappresenta invece la portata, che aumenta ovviamente all'aumentare dell'angolo del tegolo (all'aumentare dell'apertura dell'ingresso).

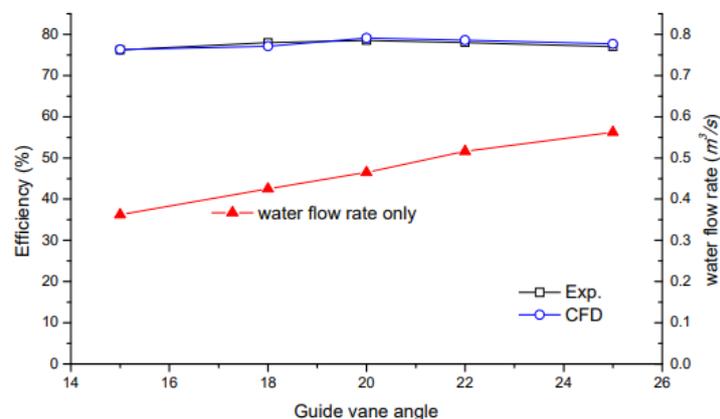


FIGURA 70: ANDAMENTO DELL'EFFICIENZA AL VARIARE DELL'ANGOLO DEL TEGOLO (FONTE: CHEN E CHOI [2])

Kokubu et al. hanno analizzato l'effetto dell'apertura del tegolo in due studi ([11], [13]), nei quali hanno mantenuto costante il valore del salto e modificato la portata in arrivo nella

girante facendo variare l'apertura del tegolo. Esso, infatti, può essere totalmente chiuso (GO=0/10 o 0%) o completamente aperto (GO=10/10 o 100%). Entrambi gli studi hanno dimostrato che l'efficienza e la potenza massime vengono ottenute in condizioni di apertura massima, ovvero di portata massima (*figura 71*).

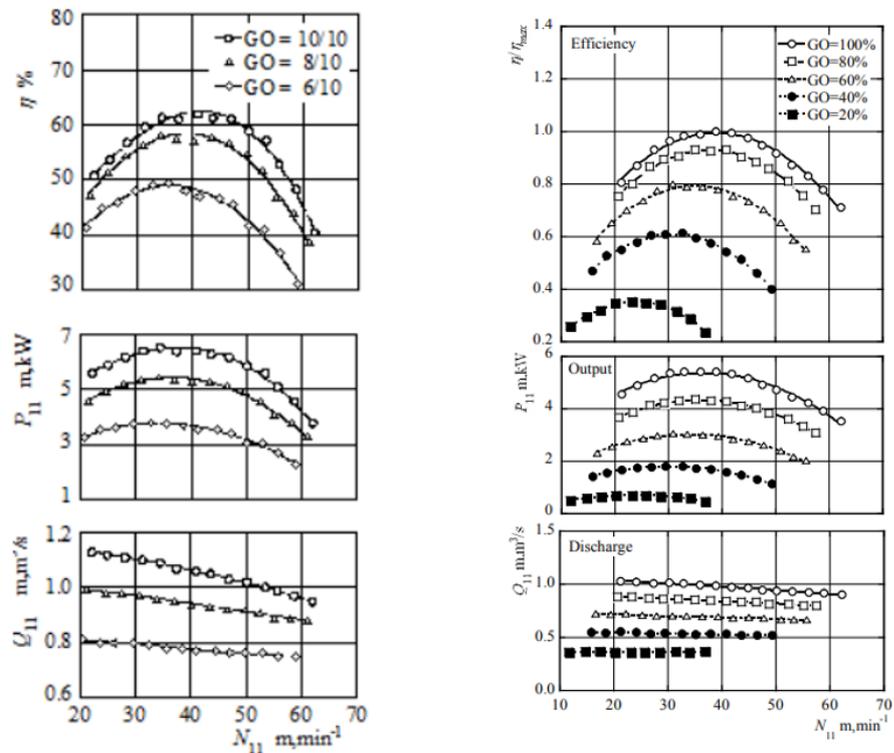


FIGURA 71: GRAFICI DI EFFICIENZA, POTENZA E PORTATA AL VARIARE DELLA VELOCITÀ DI ROTAZIONE DELLA GIRANTE (FONTE: KOKUBU ET AL. [2] A SINISTRA, [13] A DESTRA)

Il peggioramento dell'efficienza allo scostarsi del tegolo dalla posizione ottimale è dovuto alle perdite che vengono a generarsi per via della non ideale traiettoria del flusso. In *figura 72* è possibile osservare le differenti traiettorie in condizioni di tegolo aperto al 100% (72.a) e al 20% (72.b):

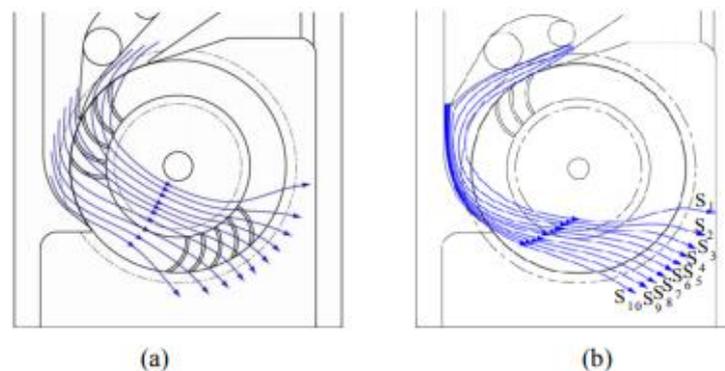


FIGURA 72: FLUSSO CON TEGOLO GO=100% (A) E TEGOLO GO=20% (B) (FONTE: KOKUBU ET AL. [13])

Come si può notare dalla *figura 72*, in caso di tegolo completamente aperto le traiettorie risultano uniformemente distribuite lungo l'ingresso della girante e dotate della corretta angolazione d'attacco, mentre nel caso di tegolo in larga parte chiuso le traiettorie tendono a mal distribuirsi e a creare un forte attrito sulla parete esterna del distributore, provocando quindi una decrescita dell'efficienza della turbina.

Sammartano et al. [17] hanno a loro volta descritto due effetti negativi del tegolo:

- L'acqua, a valle di esso, subisce una decelerazione e di conseguenza vi è una perdita di energia
- La modifica della traiettoria del flusso dà luogo a un profilo delle velocità irregolare all'ingresso della girante e uno scostamento dalla direzione ottimale (come osservabile in *figura 72* di *Kokubu et al.* [13])

Il risultato di questi effetti è quello di ottenere curve di efficienza ridotte, soprattutto in condizioni di chiusura parziale.

Le perdite causate dalla rotazione del tegolo hanno spinto i ricercatori a cercare nuove soluzioni per migliorare il sistema di regolazione delle Banki. Un'alternativa al tegolo può essere il cursore semicircolare, inventato dal ceco *Miroslav Cink* negli anni '80. Egli fu il primo a ideare un sistema che permettesse di ampliare o ridurre l'angolo dell'arco d'ingresso e, di conseguenza l'area d'ingresso nella girante. Questo sistema di controllo, come si può osservare in *figura 73*, non è altro che una lastra metallica curva di sezione semicircolare che, fatta ruotare tangenzialmente alla girante, permette di regolare la portata mantenendo costante il carico a monte. Risulta quindi essere un sistema molto utile per adeguare il funzionamento della turbina alla stagionalità delle portate in ingresso.

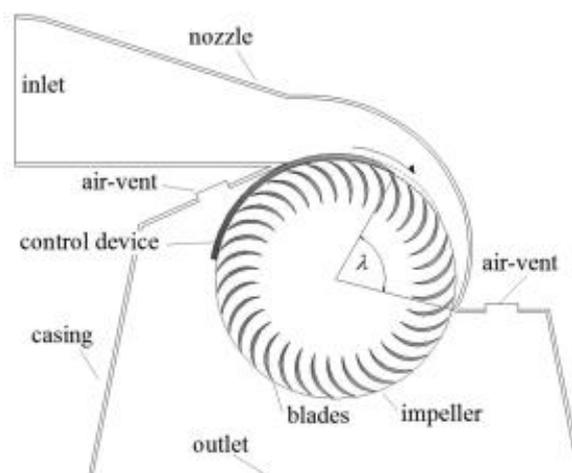


FIGURA 73: TURBINA DOTATA DI CURSORE SEMICIRCOLARE (FONTE: SAMMARTANO ET AL. [17])

La principale differenza tra il tegolo e il cursore è che in presenza di quest'ultimo l'acqua supera il sistema di regolazione ed entra direttamente nella girante senza subire una decelerazione e senza dissipazioni di energia nel distributore, cosa che, invece, avviene in presenza del tegolo. Infatti, *Adhikari e Wood* [23] hanno evidenziato la seguente criticità: il tegolo riduce drasticamente la qualità del flusso in ingresso nella girante in quanto va a dividerlo in due getti, producendo delle perdite e un conseguente decremento dell'efficienza. Nel loro studio hanno dimostrato che un'ottima progettazione della turbina può portare a efficienze intorno all'88% in caso di assenza di tegolo e in condizioni di pieno carico (efficienza ottenuta da *Desai* [6] studiando una turbina da 0.53 kW con $Q_{max}=0.046$ m³/s e $H=1.337$ m). Rimaneva però da risolvere la questione del raggiungimento di efficienze elevate in condizioni di carico parziale ed è stato in queste circostanze che è entrato in gioco il cursore semicircolare. Esso, come riportato da *Adhikari e Wood* [23], è capace di mantenere le componenti della velocità del flusso a valori eguali a quelli in condizioni di pieno carico senza modificare la velocità ottimale dell'albero. I ricercatori, aggiungendo il cursore alla turbina semplice studiata da *Desai* [6], hanno dimostrato la capacità del cursore di mantenere alta l'efficienza anche in condizioni di carico parziale e di essere un sistema di controllo migliore rispetto al tegolo. Questa qualità è messa in evidenza nel grafico in *figura 74*, che mostra come il cursore (*slider*) sia in grado di rendere alta e costante l'efficienza al variare della portata in ingresso, mentre una turbina priva di sistemi di controllo può lavorare solo per un intervallo ridotto di portate.

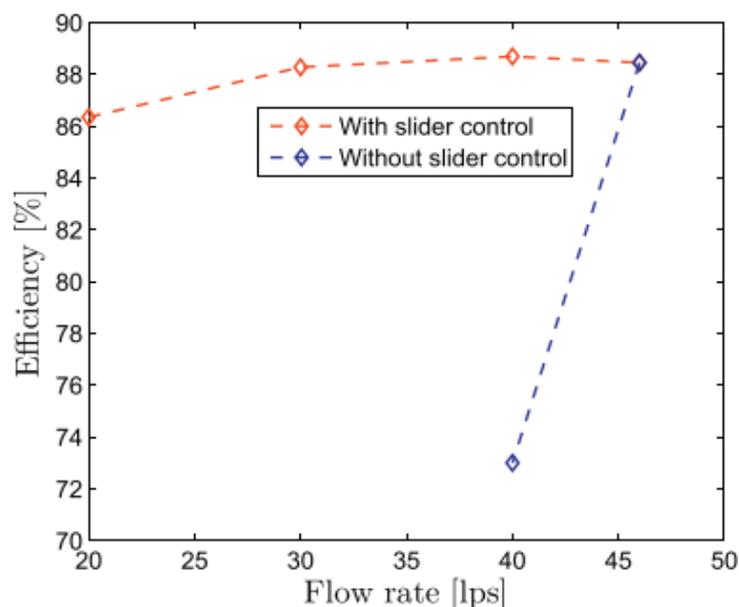


FIGURA 74: EFFICIENZA AL VARIARE DELLA PORTATA IN PRESENZA DI CURSORE E IN ASSENZA DI SISTEMI DI CONTROLLO (FONTE: ADHIKARI E WOOD [23])

5.4 Andamento della curva di efficienza

Una peculiarità delle turbine Banki, come anticipato nel *paragrafo 4.4* ed evidenziato nel *5.3*, è quella di avere la capacità di mantenere pressoché costante l'efficienza per ampie variazioni di portata rispetto alla portata massima di progetto Q_{max} . Come si può notare in *figura 75*, la Banki è la turbina che riesce a garantire la curva di efficienza più piatta, seguita dalla Pelton, mentre Kaplan e Francis non hanno questa caratteristica.

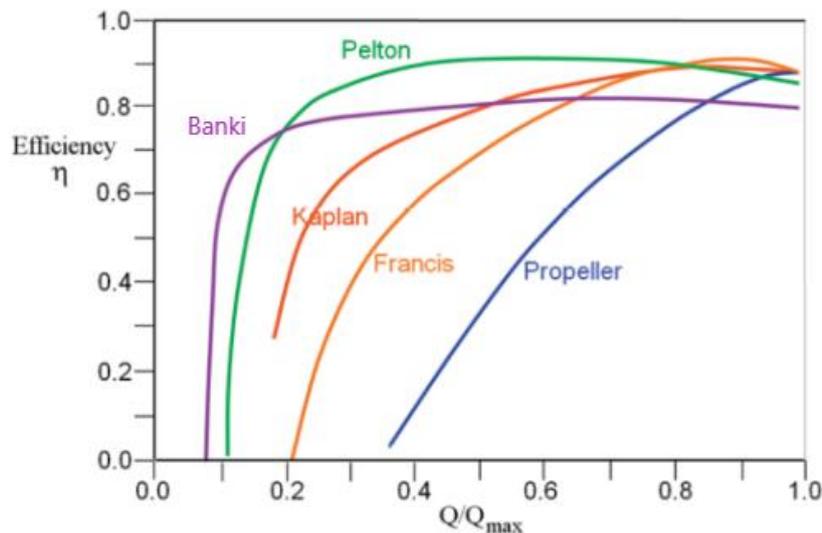


FIGURA 75: ANDAMENTO DELL'EFFICIENZA IN FUNZIONE DELLA PORTATA IN INGRESSO (FONTE: SINAGRA ET AL. [17])

Questa è considerata una qualità per una turbina, in quanto una curva di efficienza piatta è sinonimo di flessibilità nei confronti delle condizioni di portata nel sito dell'impianto. Infatti, come si può osservare nel grafico in *figura 75*, la Banki è in grado di raggiungere valori di efficienza prossimi ai massimi anche per portate uguali al 15-20% della portata massima di progetto e ciò significa che questa turbina può garantire un buon funzionamento anche in presenza di sbalzi di portata in ingresso, dovuti per esempio alla stagionalità delle portate nei corsi d'acqua.

Questa qualità delle turbine Banki è dovuta alla presenza dei sistemi di parzializzazione 1/3-2/3-3/3 (*paragrafo 4.3*) e ai sistemi di controllo quali tegolo e cursore (*paragrafo 5.3*), che permettono di regolare la portata in ingresso mantenendo costante il carico a monte.

Sinagra et al. [17] hanno dimostrato sperimentalmente questa caratteristica valutando l'efficienza al variare della portata, strettamente legata alla posizione del cursore

semicircolare che va a influenzare il rapporto λ/λ_{max} . Il grafico in *figura 76* permette di cogliere visivamente i risultati del loro studio: muovendo il cursore in modo da incrementare l'apertura dell'angolo di ingresso λ , aumentano la portata in ingresso Q (e quindi il rapporto Q/Q_{max}), il rapporto λ/λ_{max} (in questo caso $\lambda_{max}=90^\circ$) e l'efficienza. Quest'ultima raggiunge il proprio valore di picco di 89% in condizioni di $Q/Q_{max}=0.78$ e $\lambda/\lambda_{max}=0.9$.

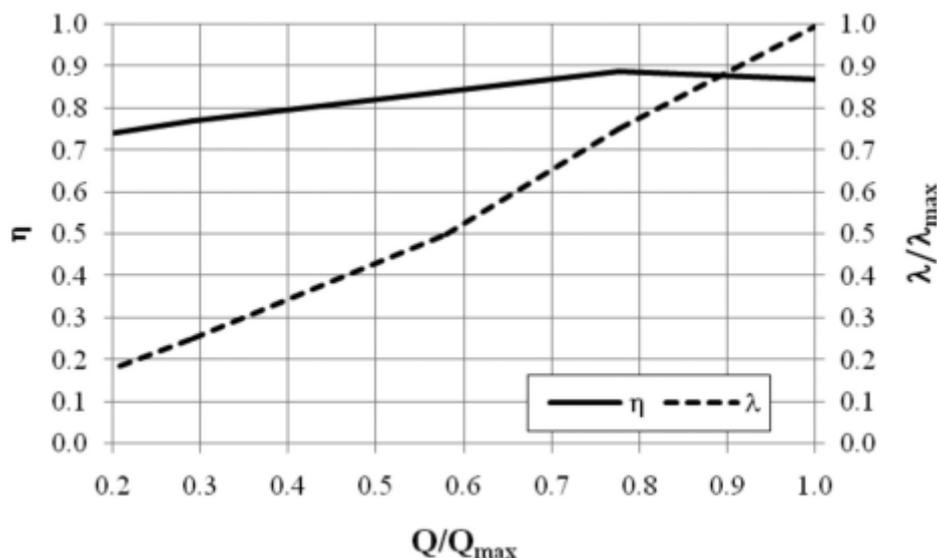


FIGURA 76: ANDAMENTO DELL'EFFICIENZA AL VARIARE DI PORTATA E APERTURA DEL CURSORE (FONTE: SINAGRA ET AL. [17])

Il grafico mette in risalto il pregio delle Banki, in quanto si nota che per valori di portata che vanno dal 20% al 100% della portata massima di progetto la curva di efficienza rimane tra valori compresi tra 75% e quasi 90%. Ciò significa che la turbina studiata è in grado di garantire buoni rendimenti anche in condizioni di scarsa portata (sarà sufficiente chiudere il cursore per ridurre la sezione d'ingresso nella girante).

Dati riportati da *Cesoniene et al.* [34] affermano che le Banki possono lavorare con una portata minima pari al 16% della portata massima di progetto; ciò significa che, oltre alla parzializzazione ottenibile aprendo la turbina solo per il 33% (1/3 della portata massima di progetto), è possibile, tramite sistemi di controllo quali il cursore semicircolare, ridurre la portata in ingresso ancora della metà.

Infine, un altro studio, quello di *Jaiswal* [37], volto alla descrizione dei processi di progettazione e costruzione di una Banki, ha messo in evidenza la notevole capacità di regolazione di questa turbina, indicata quindi come decisamente adatta per piccoli fiumi che variano in modo notevole la loro portata durante l'anno.

5.5 Speed ratio

Lo *speed ratio*, ovvero il rapporto di velocità, è un altro fattore molto importante nel campo delle turbine. Esso è definito come il rapporto tra la velocità tangenziale delle pale U e la velocità assoluta dell'acqua V , descritte dalle equazioni già introdotte nel *paragrafo 4.6* riguardante i triangoli di velocità:

$$U = \omega R_1 = \frac{N \cdot 2\pi}{60} \cdot R_1 \quad \left[\frac{m}{s} \right] \quad (70)$$

$$V = c_v \sqrt{2gH} \quad \left[\frac{m}{s} \right] \quad (71)$$

In particolare, come riportato nello studio di *Desai* [52], per calcolare lo *speed ratio* teorico bisogna considerare la componente della velocità V parallela a U :

$$V_U = V \cos \alpha \quad \left[\frac{m}{s} \right] \quad (72)$$

Desai [52], studiando l'effetto dei parametri sull'efficienza della macchina, ha affermato che essa viene massimizzata quando si verifica la seguente uguaglianza (come precedentemente citato nella dimostrazione al *paragrafo 4.7*):

$$\frac{U}{V_U} = \frac{1}{2} \quad [-] \quad (73)$$

Di conseguenza il rapporto teorico che massimizza l'efficienza di una turbina Banki, definito come *speed ratio* teorico ottimale e funzione dell'angolo α , è dato da:

$$SR_{teorico,ottimale} = \frac{U}{V} = \frac{1}{2} \cos \alpha \quad [-] \quad (74)$$

Sapendo quindi che in letteratura l'angolo α è sempre compreso nell'intervallo 16° - 24° , lo *speed ratio* teorico ottimale ha un valore che va da 0.4567 a 0.4806. Bisogna fare molta attenzione al fatto che il rapporto appena trovato è quello teorico e può risultare diverso da

quello realmente ottenuto dalla macchina. Quest'ultimo è dato dall'equazione seguente ed è calcolabile a partire dai risultati ricavati dallo studio della turbina:

$$SR_{reale} = \frac{U}{V} = \frac{2\pi \cdot N \cdot R_1}{60 \cdot c_v \sqrt{2gH}} \quad [-] \quad (75)$$

In letteratura c'è molta discrepanza di dati per quanto riguarda il valore dello speed ratio reale ottimale ed è per questo motivo che, nel *capitolo 7*, verranno mostrate alcune elaborazioni svolte utilizzando i dati trovati, con il fine ultimo di ricavare $SR_{ottimale}$. Questo valore è molto importante in quanto permette di calcolare il diametro esterno ottimale della girante, su cui si basa buona parte della progettazione della turbina. Di seguito vengono riassunti i valori di $SR_{ottimale}$ ricavati da quegli studi che hanno indagato la relazione esistente tra *speed ratio* ed efficienza massima della turbina.

Khosrowpanah et al. [7] hanno studiato quattro diverse giranti sottoponendole a differenti combinazioni di salto e portata e, una volta ottenuta l'efficienza massima, hanno osservato il corrispondente speed ratio. Facendo una media degli $SR_{ottimale}$ trovati è stato ottenuto un valore pari a 0.54.

Adhikari e Wood [23], mantenendo costante il salto e studiando una turbina soggetta a tre portate differenti, hanno ottenuto tre efficienze massime diversi ma in corrispondenza della stessa velocità di rotazione $N=200$ rpm. A questa $N_{ottimale}$, nel caso in esame, corrisponde uno speed ratio ottimale pari a 0.616.

Balje [64] ha indicato per lo speed ratio ottimale un valore compreso nell'intervallo tra 0.4 e 0.5.

Sammartano et al. [22] hanno affermato che, teoricamente, per massimizzare l'efficienza, la velocità V_U deve valere circa il doppio della velocità tangenziale delle pale, e ciò riporta all'*equazione (73)*. Svolgendo simulazioni numeriche hanno però ottenuto un'efficienza massima dell'80.6% in corrispondenza di uno speed ratio pari a 0.555. In un altro studio, *Sammartano et al.* [32] hanno invece ricavato uno speed ratio ottimale pari a 0.509.

Fiuzat e Akerkar [61], analizzando due turbine caratterizzate da $\lambda=90^\circ$ e $\lambda=120^\circ$ hanno raggiunto un'efficienza massima rispettivamente del 78.8% e 72.2% in corrispondenza di uno speed ratio di 0.5.

Galvis-Holguin et al. [94] hanno raggiunto l'efficienza massima di 83% utilizzando un rapporto U/V_U pari a 0.588.

Uno studio svolto da Aziz e Desai [6] ha analizzato diverse combinazioni di parametri per ricavare dei grafici efficienza-speed ratio (figura 77), nei quali è possibile notare quale sia il valore ottimale di questo rapporto, ovvero quello che massimizza l'efficienza al variare dei parametri in gioco. Esso risulta essere sempre superiore a 0.5 e inferiore a 0.6. I seguenti diagrammi mostrano il comportamento della turbina al variare di alfa, rapporto tra i diametri D_2/D_1 , numero di pale e rapporto B/b (larghezza girante e larghezza distributore):

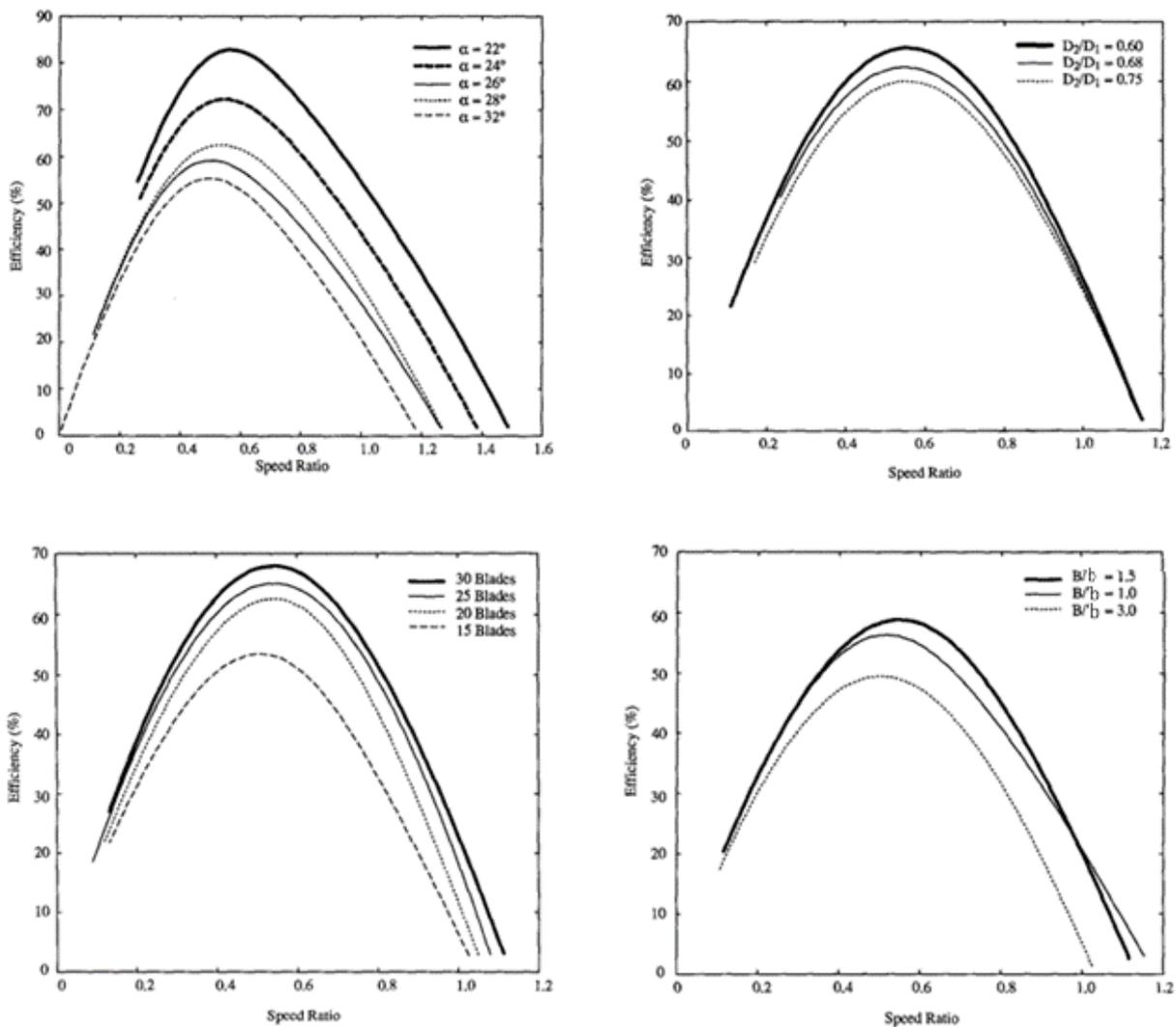


FIGURA 77: GRAFICI EFFICIENZA-SR AL VARIARE DI ALFA, RAPPORTO DIAMETRI, NUMERO PALE E RAPPORTO LARGHEZZE (FONTE: AZIZ E DESAI [6])

Anche Pereira e Borges [51] hanno studiato l'influenza del rapporto di velocità sull'efficienza della turbina (figura 78) e hanno dimostrato, studiando tre configurazioni di carico differenti,

che è possibile ottenere un picco di efficienza (in questo caso di 84.8%) in condizioni di speed ratio uguale a 0.464, trovato facendo variare, a parità di salto e portata, la velocità di rotazione N della turbina, che influenza lo speed ratio come visto nell'equazione (75).

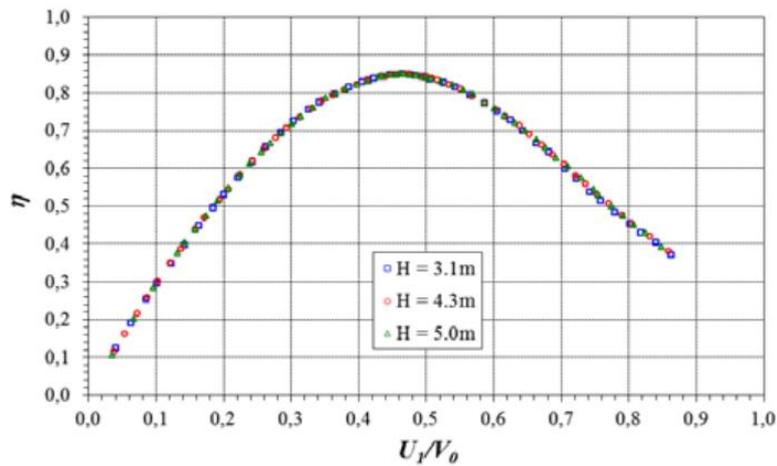


FIGURA 78: INFLUENZA DELLO SPEED RATIO SULL'EFFICIENZA PER DIVERSI VALORI DI SALTO (FONTE: PEREIRA E BORGES [51])

5.6 Contributo degli stage nella produzione di energia

Come introdotto nel *paragrafo 4.3*, la turbina Banki ha la caratteristica particolare del doppio passaggio del flusso tra le pale della girante, che fa sì che vi siano due fasi di generazione di energia. Questi due stage, però, non contribuiscono in modo eguale e alcuni studi hanno cercato di quantificare le frazioni di energia prodotte nel primo e nel secondo passaggio attraverso la palettatura. Sostanzialmente, nel primo stage vi è maggior produzione in quanto il flusso in ingresso è maggiormente controllato (si conosce l'angolo α) e uniforme (*Adhikari e Wood [23]*) mentre esso arriva nel secondo stage in modo difficile da controllare e subendo perdite dovute a urti e attrito. *Fiuzat e Akerkar [61][62]* hanno attribuito a questa differenza di contributo al fatto che una parte del flusso che attraversa il primo stage non va poi a fluire nel secondo e viene così trasferita meno energia. Essi, come riportato anche in un'analisi di *De Andrade et al. [4]*, hanno introdotto una vera e propria suddivisione del flusso che interagisce con la girante: esso si divide in flusso "cross-flow", quello che attraversa sia il primo che il secondo stage (A in *figura 79*) e "non cross-flow", quella frazione d'acqua che

viene trascinata all'interno delle pale non raggiungendo il secondo stage e viene sostanzialmente persa (B in figura 79).

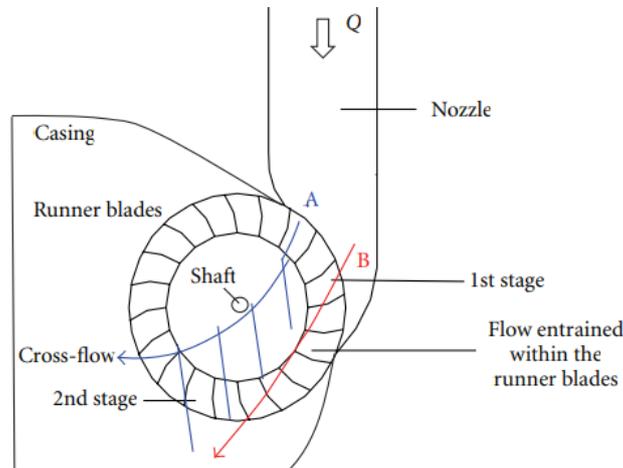


FIGURA 79: SUDDIVISIONE DEL FLUSSO IN CROSS-FLOW (A) E NON CROSS-FLOW (B) (FONTE: DE ANDRADE ET AL. [4])

Per quanto riguarda la quantificazione di questa differenza di trasferimento di energia possono essere presi in considerazione diversi studi.

De Andrade et al. [4] hanno svolto delle simulazioni fluidodinamiche con lo scopo di evidenziare il contributo dei due stage. Studiando una turbina attraversata da una portata di 135 l/s hanno dimostrato che nel primo viene generato il 68.5% di energia, mentre nel secondo il rimanente 31.5%. *Shepherd* [91] ha ricavato valori di 75% e 25%. *Adhikari e Wood* [23] hanno non solo dimostrato la differenza di contributo ma anche che questa differenza si riduce all'aumentare della portata: in *figura 80* si può notare come, raddoppiando la portata in ingresso, le percentuali di energia prodotta nel primo e nel secondo stage passano da 88%-12% a 70%-22%.

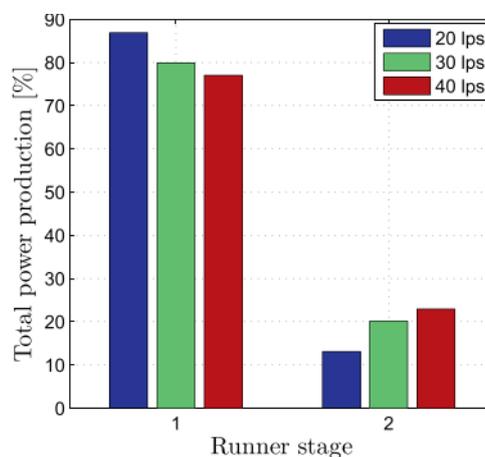


FIGURA 80: CONTRIBUTO DEI DUE STAGE AL VARIARE DELLA PORTATA (FONTE: ADHIKARI [23])

Woldermariam e Lemu [29], nel loro studio volto all'ottimizzazione delle turbine Banki, hanno ricavato sperimentalmente valori discordanti da quelli della letteratura: secondo i loro risultati il secondo stage contribuisce dal 36.4% al 53.7% alla generazione di energia.

5.7 Cavitazione

La cavitazione è un fenomeno legato strettamente alla pressione e che si verifica sovente nei macchinari idraulici. Come riportato da *Damato* [90], essa ha luogo in concomitanza di un abbassamento locale della pressione fino al di sotto della tensione di vapore (3.17 kPa a 25°, *Adhikari et al.* [26]) e si manifesta con un cambiamento di fase e la formazione di bolle di vapore che, una volta ristabilite le condizioni di pressione originarie, implodono generando onde d'urto e valori elevati e localizzati di pressione e temperatura. La cavitazione, se prolungata nel tempo, può provocare danni importanti in quanto comporta una notevole usura del materiale con il quale è a contatto. La *figura 81* mostra un esempio degli effetti di questo fenomeno sulle pale di una pompa idraulica.



FIGURA 81: EFFETTI DELLA CAVITAZIONE SULLE PALE DI UNA POMPA IDRAULICA

Per quanto riguarda la cavitazione nelle turbine Banki, *Adhikari et al.* [26] sono gli unici, nella letteratura specifica di questa tipologia di macchina, ad aver affrontato e studiato il fenomeno, conducendo delle prove sperimentali e delle simulazioni fluidodinamiche. Il motivo di questa mancanza di studi, a parer loro, sta nel fatto che questa tipologia di turbina

sia molto utilizzata soprattutto nei paesi meno sviluppati e negli anni non sia stata riposta sufficiente attenzione all'importante fenomeno della cavitazione. Inoltre, il fenomeno della cavitazione è tipico delle turbine a reazione (Kaplan e Francis) mentre solitamente non ha luogo nelle macchine ad azione quali la Banki, per esempio. *Adhikari et al.* [26] hanno messo in evidenza il fatto che, in confronto alle altre tipologie di turbine, le Banki hanno una caratteristica peculiare: la girante si relaziona con un fluido costituito da più fasi: acqua, che attraversa la turbina nei due stage, aria, che occupa la parte non investita dal flusso, e vapore, presente solamente in presenza di cavitazione. Risulta quindi importante andare ad analizzare il comportamento di queste fasi, soprattutto se esso può comportare delle problematiche alla macchina, come nel caso del vapore che dà vita alla cavitazione. I fattori che influenzano questo fenomeno sono la portata Q , il salto H e la velocità di rotazione N e le analisi sono state svolte manipolando i loro valori andando alla ricerca delle cause e condizioni che portino all'insorgenza della cavitazione.

L'articolo riporta l'equazione del cosiddetto numero di cavitazione σ_c , definito come:

$$\sigma_c = \frac{p_\infty - p_v}{\frac{1}{2} \rho_w \cdot W_\infty^2} \quad [-] \quad (76)$$

Dove:

- $p_\infty = p_{atm} + \rho_w g H$ = pressione di riferimento del flusso a monte [Pa]
- p_{atm} = pressione atmosferica [Pa]
- p_v = tensione di vapore saturo [Pa]
- ρ_w = densità dell'acqua [kg/m³]
- W_∞ = velocità relativa di riferimento all'ingresso della girante [m/s]

L'inizio della cavitazione, indicato con σ_i ha luogo quando il numero di cavitazione σ_c è uguale al minimo valore del coefficiente di pressione C_p , definito come:

$$C_p = \frac{p - p_\infty}{\frac{1}{2} \rho_w \cdot W_\infty^2} \quad [-] \quad (77)$$

Dove p è la pressione locale sulla superficie della pala [Pa].

La cavitazione, quindi, avviene quando:

$$\sigma_i = -C_{p,min} [-] \quad (78)$$

Di conseguenza, per minimizzare o eliminare l'insorgenza di questo fenomeno, in fase di progettazione si può utilizzare il seguente criterio:

$$C_{p,min} + \sigma_i \geq 0 \quad (79)$$

Il coefficiente C_p dipende dalla geometria delle pale e ha l'andamento raffigurato nel grafico in *figura 82*, in cui si può notare che la cavitazione ha luogo nella parte della pala caratterizzata da pressione minore (quella posteriore, non colpita direttamente dal flusso), nella quale si raggiunge il $C_{p,min}$ e vengono a formarsi le bolle di vapore che, successivamente, implodono causando forti rilasci di energia:

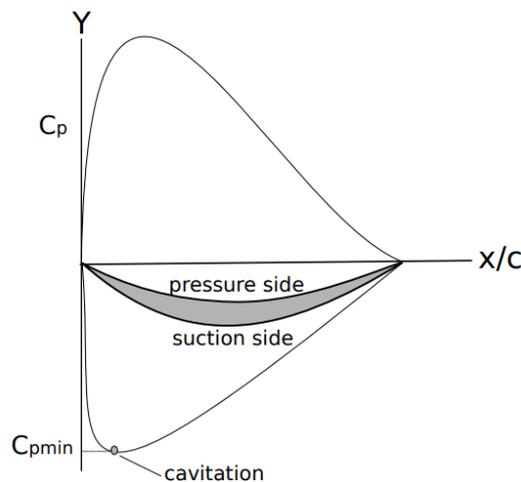


FIGURA 82: GRAFICO DELL'ANDAMENTO DI C_p NELL'INTONO DI UNA PALA (FONTE: ADHIKARI ET AL. [26])

Tramite simulazioni fluidodinamiche, *Adhikari et al.* [26] hanno studiato una turbina da 7 kW variando portata, carico e velocità di rotazione per ricavare una visione completa degli effetti di questi parametri sulla cavitazione e hanno osservato che questo fenomeno si riscontra solamente nel secondo stage. Nello specifico, una prima simulazione è stata svolta mantenendo costanti la portata ($Q=0.105 \text{ m}^3/\text{s}$) e il salto ($H=10 \text{ m}$) e facendo variare N da 400 rpm, velocità a cui corrisponde la massima efficienza (69%), a 550 rpm. È stato osservato che la cavitazione insorge per $N=450 \text{ rpm}$ (*figura 83.A*) e aumenta d'intensità all'aumentare della velocità di rotazione N (*figura 83.B*).

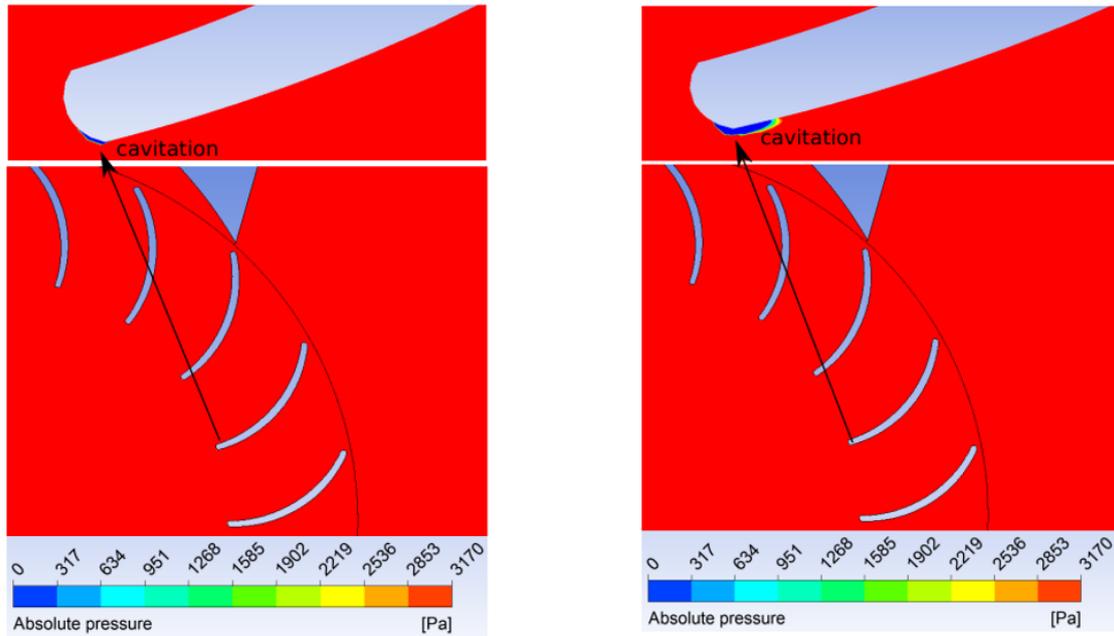


FIGURA 83: PRESSIONE IN CONDIZIONI DI $N=450$ RPM (A) E $N=550$ RPM (B) (FONTE: ADHIKARI ET AL. [26])

Le due immagini *CFD* mostrano come la pressione nel retro di una pala del secondo stage aumenti sia in estensione che in intensità all'aumentare della velocità della girante. Mantenendo poi costante la velocità di rotazione ($N=450$ rpm) e diminuendo sia la portata ($Q=0.094$ m³/s) che il salto ($H=8$ m), è stato dimostrato che la cavitazione aumenta, in confronto alle condizioni precedenti o a condizioni di portata e salto inferiori. Svolgendo varie combinazioni di questi tre parametri, i ricercatori hanno costruito un grafico, riportato in *figura 84*, che risulta essere molto utile per predire se, in determinate condizioni di carico, portata e velocità della girante, possa presentarsi o meno il problema della cavitazione.

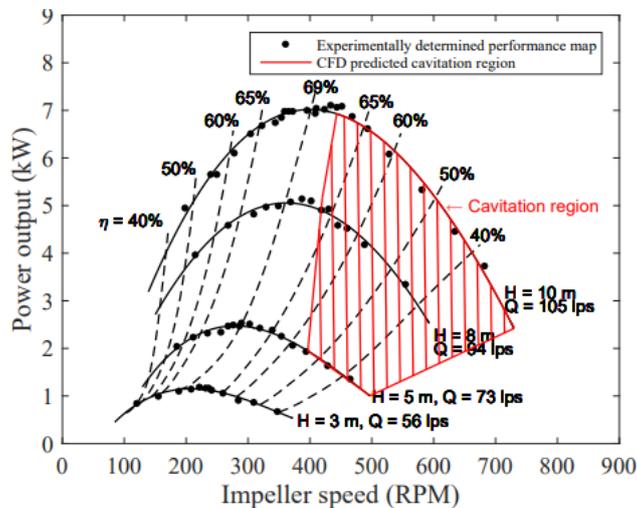


FIGURA 84: CONDIZIONI DI INSORGENZA DELLA CAVITAZIONE (FONTE: ADHIKARI ET AL. [26])

5.8 Comportamento ecologico della turbina al passaggio dei pesci

Un ultimo argomento importante da trattare quando si parla di turbine è quello dell'interazione tra esse e i pesci che vivono nelle acque a monte e a valle degli impianti.

Come riportato da *Klopries* [48], che ha studiato tramite simulazioni *CFD* la mortalità delle anguille europee adulte nel passaggio in una Kaplan, le turbine sono un elemento molto pericoloso per la fauna ittica, che rischia di perdere la vita per via di urti (contro il distributore, il tegolo o le pale), tagli e traumi causati da sbalzi repentini di pressione.

Airody [84] ha confrontato la mortalità dei grandi impianti idroelettrici (potenza superiore a 10000 kW) e dei piccoli impianti, affermando che i primi raggiungono percentuali attorno al 30%, mentre i secondi si fermano a una mortalità tra il 2% e il 20%. Lo studio ha aggiunto altre due possibili cause di morte per la fauna ittica: la turbolenza e la cavitazione.

Passando alle turbine Banki, *Dainys et al.* [56] hanno stimato la mortalità delle anguille al passaggio attraverso quattro diverse turbine: due Kaplan, una di potenza superiore a 100 MW e una inferiore a 1 MW; e due Banki, di potenza una inferiore all'altra e comunque non superiore a 1 MW. Ciò che hanno riscontrato, utilizzando sistemi *RFID* (di identificazione a radiofrequenza) e di telemetria acustica, è che la mortalità aumenta considerevolmente dal 25% nella Kaplan più grande fino al 100% nella Banki più piccola. È ipotizzabile, dunque, che la dimensione e la conformazione della turbina influenzino in maniera profonda la mortalità dei pesci.

Gloss e Wall [69] hanno, invece, concentrato il loro studio esclusivamente sulle turbine Banki e, analizzando la loro interazione con i salmoni, hanno ottenuto i seguenti risultati: la mortalità dipende anche dalla taglia dei pesci e, in particolare, passa dal 25% al 70% confrontando salmoni lunghi 85 mm con altri lunghi 280 mm.

Dopo aver analizzato i problemi, si può passare alle soluzioni che possono essere adottate. Il rispetto per la fauna ittica locale sta diventando sempre più importante per quanto riguarda la progettazione degli impianti idroelettrici, che devono sì essere efficienti, ma al contempo salvaguardare la vita dei pesci e le loro periodiche migrazioni. La soluzione per eccellenza è quella di costruire in situ delle scale (*figura 85*) che permettano ai pesci di nuotare senza interagire con le macchine idrauliche (*Paish* [20], *Piper et al.* [47]).



FIGURA 85: SCALA DI RISALITA PER PESCI COSTRUITA SUL PO (FONTE: SOLE24ORE [102])

Un'altra soluzione riguarda l'introduzione di turbine ottimizzate chiamate *EETs* (*Environmental Enhanced Turbines*) e, in particolare le *FFT*s (*Fish Friendly Turbines*). *Quaranta et al.* [43] hanno descritto due esempi di queste turbine: le *Alden* (*figura 86*), evoluzione delle Francis, e le *MGR* (*Minimum Gap Runner*), derivanti dalle Kaplan. Queste due tipologie, come riportato nell'articolo sopra citato, riescono a garantire un tasso di sopravvivenza dei pesci rispettivamente del 98% e 97%.



FIGURA 86: TURBINA ALDEN (FONTE: VOITH [103])

Lo studio di *Quaranta et al.* [43] sottolinea però il fatto che, innanzitutto, queste turbine sono utilizzabili solo per le configurazioni a piccolo salto e, inoltre, il fatto che la mortalità dei pesci non venga del tutto azzerata ammette la possibilità di apportare ulteriori miglioramenti e di lasciare aperte le porte per nuovi studi volti al miglioramento delle turbine dal punto di vista del rispetto della vita della fauna ittica.

6. Metodologie di progetto in letteratura

Il progetto di una Banki deve necessariamente iniziare con la valutazione delle caratteristiche del sito nel quale la si vuole installare. Occorre innanzitutto analizzare e definire il salto H e la portata Q , che permettono di avere un'idea approssimata della potenza generabile.

In generale, la potenza massima generabile da un impianto idroelettrico viene definita dall'equazione:

$$P = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H_n \cdot \eta \quad [kW] \quad (80)$$

Dove:

- P = potenza [kW]
- Q = portata [m^3/s]
- H_n = salto netto [m]
- η = efficienza, che generalmente varia tra 0.6 e 0.9 a seconda del tipo di impianto e può superare 0.9 nei grandi impianti

La portata di progetto Q è solitamente assunta come il 90% della portata massima smaltibile dalla turbina e il salto netto H_n è dato dalla differenza tra il salto lordo, misurabile attraverso strumenti topografici, e le perdite di carico, che avvengono in condotta e nel distributore.

6.1 Metodologie di progetto

In letteratura sono presenti numerosi articoli riguardanti il processo di progettazione di una turbina Banki e i paragrafi seguenti si pongono come obiettivo quello di riassumere le diverse metodologie e, successivamente, di proporre una unificata.

Progettare una turbina consiste sostanzialmente, partendo da dati di input, nel determinare i parametri che la caratterizzano. Solitamente i dati noti, su cui si basa la progettazione, sono il salto H e la portata Q . La tabella seguente riassume le caratteristiche principali da definire nella progettazione di una Banki:

Parametro	Simbolo	Unità di misura
Velocità di rotazione della girante	N	rpm
Diametro esterno della girante	D_1	m
Diametro interno della girante	D_2	m
Larghezza del cerchio radiale	a	m
Larghezza della girante	B	m
Larghezza del distributore	b	m
Angolo α	α	deg
Angolo β_1	β_1	deg
Angolo β_2	β_2	deg
Spessore dell'ingresso del getto	s	m
Distanza tangenziale tra le pale	t	m
Numero di pale	N_b	-
Spessore delle pale	t_b	m
Raggio di curvatura delle pale	ρ_b	m
Angolo al centro delle pale	δ	deg
Altezza iniziale del distributore	S_0	m

TABELLA 14: PARAMETRI FONDAMENTALI PER IL PROGETTO DI UNA TURBINA BANKI

6.1.1 Progetto originale secondo Banki

Nel 1949 *Mockmore e Merryfield* [44] hanno tradotto e scritto in un documento la metodologia progettuale ideata da *Banki* agli inizi del '900. Il loro lavoro è risultato molto importante nel settore, tant'è che è diventato un punto di riferimento per molti altri ricercatori, quali, per esempio, *Nasir* [19], *Chattha et al.* [21], *Achebe et al.* [24], *Das* [36], *Jalswal* [37] e *Win* [55], che hanno riportato nei loro studi i passaggi da seguire per la progettazione di una turbina Banki.

In primo luogo, devono essere definite le condizioni del sito in esame, ovvero la portata Q e il salto H , in particolare il salto netto:

$$H_n = H_{lordo} - H_{perdite} \quad [m] \quad (81)$$

Dove:

- H_n = salto netto [m]
- H_{lordo} = salto lordo [m]
- $H_{perdite}$ = perdite di carico [m], approssimate da *Nasir* [19] come il 6% di H_{lordo}

Conoscere la portata Q e il carico H permette di calcolare la potenza effettiva ricavabile dalla turbina:

$$P_{effettiva} = \eta \cdot \gamma \cdot Q \cdot H_n \quad [kW] \quad (82)$$

In cui l'efficienza massima raggiungibile è data dalla seguente equazione:

$$\eta = \frac{C^2 \cdot (1 + \Psi) \cdot \cos^2 \alpha}{2} \quad [-] \quad (83)$$

Dove:

- C , Ψ = coefficienti di riduzione, entrambi posti da *Mockmore e Merryfield* [44] uguali a 0.98, che dipendono dalle caratteristiche geometriche del distributore e della girante [-]
- α = angolo d'attacco del flusso [deg]

Assumendo per α un valore tipico della letteratura si può dunque stimare la potenza producibile dalla turbina in esame. In letteratura, all'angolo α sono stati dati valori che vanno da 16° (*Michell* [63], *Mockmore e Merryfield* [44], *Durali* [50], *Khosrowpanah et al.* [7]) fino a 24° (*Fiuzat e Akerkar* [62]), passando per 22° (*Desai* [6] e *Totapally e Aziz* [53]). Di conseguenza, solitamente, in fase di progettazione si assume un valore tra 16° e 24° .

Una volta noti il salto netto H_n e la potenza P , può essere definita la velocità di rotazione della girante, N . Per calcolarla si parte dall'equazione riportata da *Quaranta* [54]:

$$N_s = \frac{N\sqrt{P}}{H_n^{5/4}} \quad [-] \quad (84)$$

Successivamente si sostituisce a N_s il valore $513,25/H^{0,505}$ definito da *Kpordze e Warnick* e riportato da *Penche* [92] e si esplicita N , trovando:

$$N = \frac{513,25 \cdot H_n^{0,745}}{\sqrt{P}} \quad [rpm] \quad (85)$$

Dove il fattore 513.25 dipende dalla tipologia di turbina e assume questo valore per le Banki. È da notare, però, che per questo valore non viene definito un range di validità (salto e portata) e, di conseguenza, non si può avere la certezza che valga per ogni condizione. Nel capitolo 7 verrà introdotta un'equazione generalizzata per il calcolo della velocità di rotazione N .

Mockmore e Merryfield [44], per trovare il diametro esterno D_1 , sono partiti da V_U , componente della velocità V parallela a U e dalla velocità tangenziale delle pale U :

$$V_U = c_v \sqrt{2gH_n} \cdot \cos \alpha \quad \left[\frac{m}{s} \right] \quad (86)$$

$$U = \omega \frac{D_1}{2} = \frac{2\pi N}{60} \cdot \frac{D_1}{2} = \frac{2\pi N D_1}{120} \quad \left[\frac{m}{s} \right] \quad (87)$$

Ponendo il rapporto $U/V_U=0.5$ (per massimizzare l'efficienza, vedi paragrafo 5.5) e sviluppando i conti per $\alpha=16^\circ$ hanno ottenuto l'equazione approssimata:

$$D_1 = \frac{40\sqrt{H_n}}{N} \quad [m] \quad (88)$$

L'equazione generale, funzione del salto, della velocità di rotazione della girante e dell'angolo α è data da:

$$D_1 = \frac{42,31 \cdot \cos \alpha \cdot \sqrt{H_n}}{N} \quad [m] \quad (89)$$

Il valore del diametro interno D_2 è ricavabile prendendo in considerazione il fatto che in letteratura il rapporto tra i diametri è sempre compreso tra 0.65 e 0.68. In particolare, di seguito sono elencati i valori proposti da vari studi:

- 0.65 *Sinagra* [17], *Nasir* [19]

- 0.66 *Mockmore e Merryfield* [44], *Chattha* [21]
- 0.67 *Adhikari* [1]
- 0.68 *Durali* [50], *Khosrowpanah et al.* [7], *Fiuzat e Akerkar* [62], *Totapally e Aziz* [53] e *Desai* [6]

Di conseguenza, una volta noto il diametro esterno e assunto un determinato valore di D_2/D_1 , è possibile ricavare il diametro interno D_2 utilizzando la relazione:

$$D_2 = 0.65 - 0.68 D_1 \quad [m] \quad (90)$$

La lunghezza della girante B è definita dalla seguente relazione, ricavata da *Nasir* [19] convertendo in unità di misura del Sistema Internazionale l'omologa espressione proposta da *Mockmore e Merryfield* [44]:

$$B \cdot D_1 = \frac{0.80 \cdot Q}{\sqrt{H_n}} \quad [m^2] \quad (91)$$

Sostituendo la (89) nella (91) si ottiene la misura della lunghezza della girante in condizioni di angolo $\alpha=16^\circ$:

$$B = \frac{N \cdot Q}{50 \cdot H_n} \quad [m] \quad (92)$$

L'equazione generale è invece data da:

$$B = 0.019 \frac{N \cdot Q}{H_n \cdot \cos \alpha} \quad [m] \quad (93)$$

Conoscendo l'angolo d'attacco α , il cui valore, negli articoli, è sempre assunto da principio (per esempio da *Mockmore e Merryfield* [44] è posto uguale a 16°), è possibile ricavare l'angolo d'ingresso nelle pale β_1 tramite l'equazione:

$$\tan \beta_1 = 2 \tan \alpha \quad (94)$$

Dalla quale si ottiene:

$$\beta_1 = \tan^{-1}(2 \tan \alpha) \quad [\text{deg}] \quad (95)$$

Per quanto riguarda l'angolo β_2 , la letteratura riporta un valore pressoché univoco di 90° (*Mockmore e Merryfield* [44], *Durali* [50], *Fiuzat e Akerkar* [62], *Khosrowpanah et al.* [7], *Desai* [6] e *Adhikari e Wood* [23], *Nasir* [19]).

Lo spessore del getto in ingresso tra due pale, indicato in *figura 87* con la lettera s , è dato dall'equazione:

$$s = k \cdot D_1 \quad [m] \quad (96)$$

Dove k è un coefficiente costante al quale *Nasir* [19] assegna valore 0.087, mentre, in generale, *Mockmore e Merryfield* [44] hanno definito che il valore si trova sempre all'interno dell'intervallo 0.075-0.1.

La distanza tangenziale tra le pale, indicata in *figura 87* con la lettera t , è data da:

$$t = \frac{s}{\sin \beta_1} \quad [m] \quad (97)$$

Nasir [19] ha indicato un'equazione sintetica per trovare t in condizioni di $\alpha=16^\circ$, $\beta_1=30^\circ$ e $k=0.087$:

$$t = 0.174D_1 \quad [m] \quad (98)$$

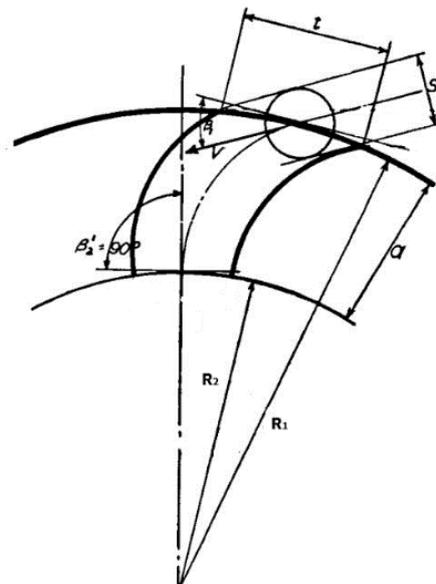


FIGURA 87: DETTAGLIO DEI PARAMETRI GEOMETRICI (FONTE: MOCKMORE E MERRYFIELD [44])

Nota t è possibile calcolare N_b , dato dal rapporto tra circonferenza e spazio tra le pale:

$$N_b = \frac{\pi D_1}{t} \quad [-] \quad (99)$$

La larghezza del cerchio radiale, indicata in *figura 87* con la lettera a , è data dalla differenza tra i due raggi R_1 e R_2 (o dalla metà della differenza tra i due diametri). *Nasir* [19], considerando un rapporto $D_2/D_1=0.66$ ha fornito la seguente relazione:

$$a = \frac{1}{2}(D_1 - D_2) = \frac{1}{2}(D_1 - 0.66D_1) = 0.174D_1 \quad [m] \quad (100)$$

Il flusso totale che entra nella girante ha uno spessore S che dipende dal rapporto tra l'area che attraversa (ricavabile conoscendo portata e velocità dell'acqua) e la larghezza della girante:

$$S = \frac{A}{B} = \frac{Q/V}{B} = \frac{Q}{c_v \sqrt{2gH_n} \cdot B} \quad [m] \quad (101)$$

Sostituendo la (92) nella (101), assegnando al coefficiente c_v valore 0.98 e svolgendo i conti si ottiene la seguente equazione:

$$S = \frac{11.7\sqrt{H_n}}{N} \quad [m] \quad (102)$$

Se in essa si sostituisce il rapporto $\frac{\sqrt{H_n}}{N}$ con $\frac{D_1}{40}$ (da *equazione (88)*) si ottiene:

$$S = 0.29D_1 \quad [m] \quad (103)$$

Nasir [19] ha poi fornito ancora alcune equazioni sintetiche per calcolare y_1 (distanza tra il flusso e l'albero della girante) e y_2 (distanza tra il flusso e la circonferenza interna della girante):

$$y_1 = 0.116 D_1 \quad [m] \quad (104)$$

$$y_2 = 0.05 D_1 \quad [m] \quad (105)$$

Nasir [19], Khan et al. [42] e Jalswal [37], prendendo spunto da Mockmore e Merryfield [44], hanno proposto una formulazione sintetica in caso di $\beta_1=30^\circ$ e rapporto $D_2/D_1=0.66$:

$$\rho_b = 0.326 R_1 \quad [m] \quad (109)$$

Per quanto riguarda l'angolo al centro delle pale, indicato con il simbolo δ in figura 89, Achebe et al. [24] hanno utilizzato la seguente equazione di Mockmore e Merryfield [44]:

$$\tan \frac{\delta}{2} = \frac{\cos \beta_1}{\sin \beta_1 + \frac{R_2}{R_1}} \quad [-] \quad (110)$$

Da cui è possibile ricavare il valore dell'angolo al centro:

$$\delta = 2 \left[\tan^{-1} \left(\frac{\cos \beta_1}{\sin \beta_1 + \frac{R_2}{R_1}} \right) \right] \quad [deg] \quad (111)$$

ESEMPI

Nasir [19] ha riportato alcuni esempi di turbine, progettate dapprima mantenendo costante la portata Q e facendo variare il salto H e, successivamente, seguendo il procedimento inverso. Le tabelle e i grafici seguenti riportano i risultati ottenuti.

- Q costante, H variabile

Turbina	H [m]	Q [m ³ /s]	P [kW]	N [rpm]	D ₁ [m]	B [m]
Turbina 1	1	1	8	172	0.225	3.700
Turbina 2	2		16	204	0.270	2.170
Turbina 3	3		24	226	0.300	1.600
Turbina 4	4		32	242	0.320	1.300
Turbina 5	5		40	255	0.340	1.100
Turbina 6	6		48	267	0.350	0.950
Turbina 7	7		56	277	0.370	0.840
Turbina 8	8		64	287	0.380	0.760
Turbina 9	9		73	295	0.390	0.700
Turbina 10	10		81	303	0.400	0.640
Turbina 11	11		89	310	0.410	0.600

TABELLA 15: TURBINE PROGETTATE TENENDO COSTANTE Q E VARIANDO H (FONTE: NASIR [19])

Bisogna prestare attenzione nel prendere in considerazione la colonna dei salti H in quanto sono riportati i valori lordi, mentre i calcoli svolti da *Nasir* [19] considerano un 6% di perdite e, di conseguenza, il salto netto H_n risulta essere pari al 94% del salto lordo H . Il diametro esterno D_1 e la larghezza della girante B sono stati infatti calcolati utilizzando le equazioni (88) e (92) usando il salto netto H_n riportato nella *tabella 16*. *Nasir* [19], utilizzando la *equazione (83)* dell'efficienza massima teorica e scegliendo un angolo α di 16° , ha determinato per le turbine della *tabella 15* un'efficienza massima dell'88%. Tuttavia, invertendo l'*equazione (82)* della potenza ed esplicitando η sono stati trovati valori reali leggermente inferiori, tranne che nel caso della turbina da 73 kW.

Turbina	H [m]	H_n [m]	Q [m ³ /s]	P [kW]	$\eta_{\max, \text{teor}}$ [-]	η_{reale} [-]
Turbina 1	1	0.94	1	8	0.88	0.868
Turbina 2	2	1.88		16	0.88	0.868
Turbina 3	3	2.82		24	0.88	0.868
Turbina 4	4	3.76		32	0.88	0.868
Turbina 5	5	4.70		40	0.88	0.868
Turbina 6	6	5.64		48	0.88	0.868
Turbina 7	7	6.58		56	0.88	0.868
Turbina 8	8	7.52		64	0.88	0.868
Turbina 9	9	8.46		73	0.88	0.880
Turbina 10	10	9.40		81	0.88	0.878
Turbina 11	11	10.34		89	0.88	0.877

TABELLA 16: VALORI DEL SALTO NETTO E DELL'EFFICIENZA MASSIMA E REALE CALCOLATI ELABORANDO I DATI DI NASIR [19]

Prendendo in considerazione i salti netti e i corrispondenti diametri è stato possibile rappresentare il loro andamento sul seguente grafico:

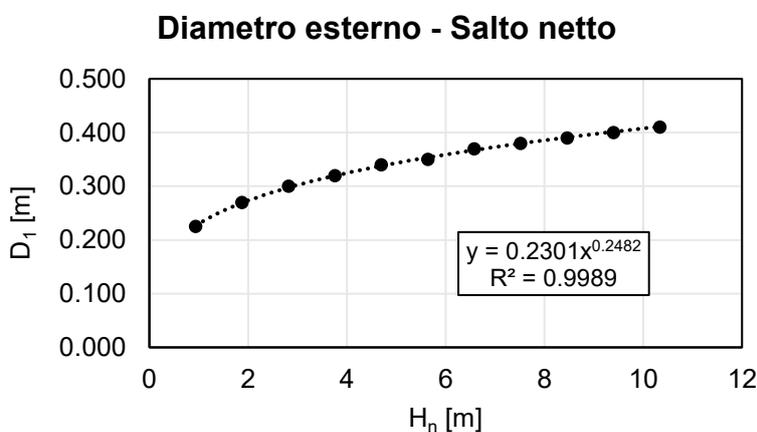


FIGURA 90: GRAFICO CHE CORRELA IL DIAMETRO ESTERNO DELLA GIRANTE E IL SALTO NETTO

Il grafico in *figura 90* permette di trovare il diametro esterno della girante D_1 conoscendo il salto H_n , utilizzando l'equazione esponenziale descrittiva della linea di tendenza:

$$D_1 = 0.2301 \cdot H_n^{0.2482} \quad [m] \quad (112)$$

L'equazione ottenuta è però specifica per i risultati ottenuti da *Nasir* [19] ed è quindi valida solo per portata $Q=1 \text{ m}^3/\text{s}$. Per trovare un'equazione generale che valga per ogni portata si può partire dall'equazione (88) e sostituirci la N con la sua definizione (85), in cui la potenza P è scritta tenendo conto della (82). Sviluppando l'equazione si ottiene:

$$D_1 = 0.244 \cdot Q^{0.5} \cdot \eta^{0.5} \cdot H_n^{0.255} \quad [m] \quad (113)$$

In cui compaiono il salto lordo, la portata e l'efficienza e può essere per esempio utile per ricavare il limite superiore del valore del diametro esterno della girante: è sufficiente sostituire in η il valore di $\eta_{max,teorica}$ trovato con la (83) e, definendo una portata e un salto, si ottiene il valore massimo di D_1 .

Il grafico seguente mostra invece la relazione tra la larghezza della girante e il salto netto:

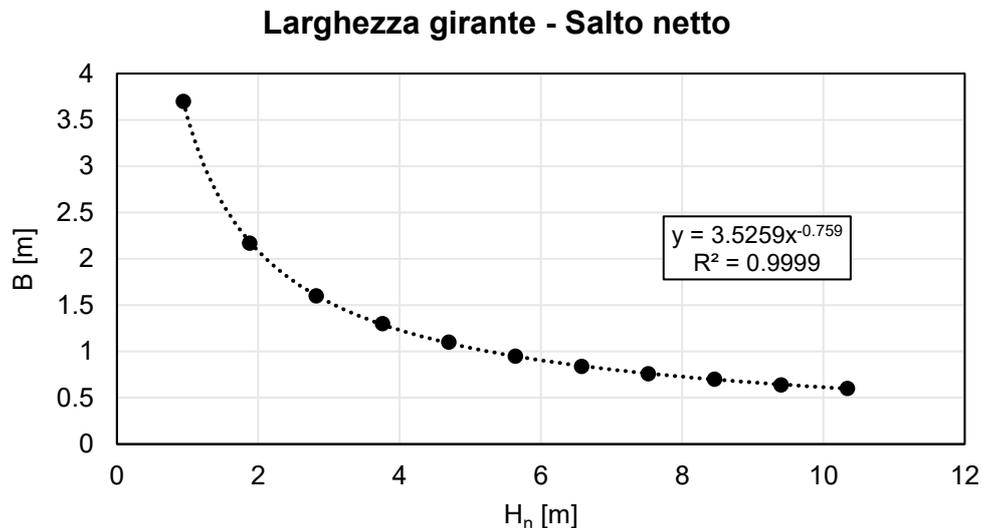


FIGURA 91: GRAFICO CHE CORRELA LA LARGHEZZA DELLA GIRANTE E IL SALTO NETTO

Come per il caso del diametro e del salto, tramite l'equazione riportata in *figura 89* è possibile ricavare la larghezza della girante B in funzione del salto (per portata $Q=1 \text{ m}^3/\text{s}$):

$$B = 3.5259 \cdot H_n^{-0.759} \text{ [m]} \quad (114)$$

L'equazione generale, invece, valida per ogni portata, è ricavabile partendo dalla (92) e sostituendovi la (85) e la (82):

$$B = 3.277 \cdot \eta^{-0.5} \cdot Q^{0.5} \cdot H_n^{-0.755} \text{ [m]} \quad (115)$$

Conoscendo le curve del diametro e della larghezza della girante è stato possibile confrontarle in un unico grafico in funzione del salto netto (*figura 90*). Si può notare che le due grandezze hanno valori nettamente discordi per piccoli salti (si ha una turbina molto allungata in quanto è B a prevalere su D_1) mentre quando il salto tende a 10 m le due curve tendono asintoticamente a un valore di circa 0.500 m andando quindi a delineare una configurazione di girante più compatta (nessuna grandezza prevale sull'altra).

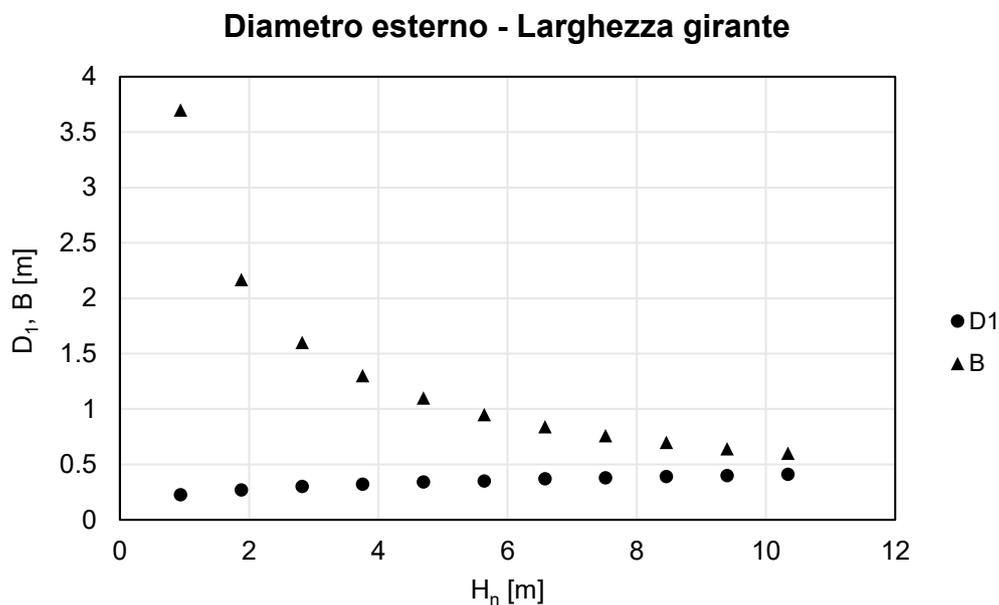


FIGURA 92: CONFRONTO TRA LE CURVE DEL DIAMETRO E DELLA LARGHEZZA IN FUNZIONE DEL SALTO NETTO

Le stesse correlazioni trovate in precedenza possono essere determinate anche tra diametro esterno D_1 e velocità di rotazione della girante N . I risultati sono riportati di seguito:

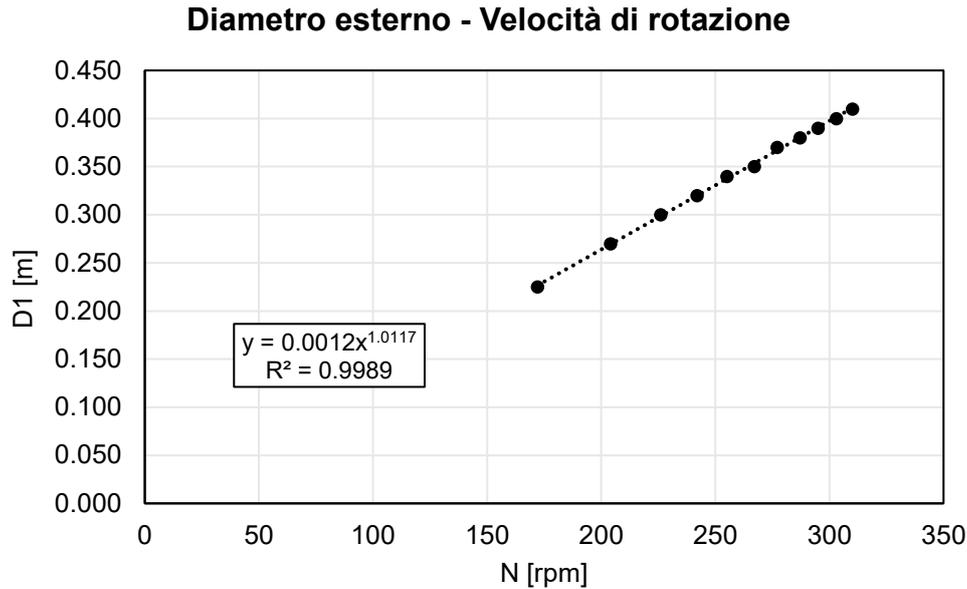


FIGURA 93: GRAFICO CHE CORRELA IL DIAMETRO ESTERNO E LA VELOCITÀ DI ROTAZIONE

L'equazione descrittiva della linea di tendenza può essere trovata analiticamente scrivendo la (88) interamente in funzione di N (si scrive H_n invertendo la (85), al cui interno si scrive la P con la (82) sostituendovi la Q e la η con quelle data da tabella). Come riportato sul grafico, il diametro può essere calcolato, per portata $Q=1 \text{ m}^3/\text{s}$, con l'equazione:

$$D_1 = 0.0012 \cdot N^{1.0117} \quad [m] \quad (116)$$

Per trovare l'equazione generale che lega il diametro e determinate efficienze, portate e velocità di rotazione si segue lo stesso percorso ma senza inserire i valori numerici e lasciando quindi in forma letterale le variabili. Facendo ciò si ottiene:

$$D_1 = 0.00121 \cdot \eta \cdot Q \cdot N^{1.04} \quad [m] \quad (117)$$

Le stesse considerazioni possono essere fatte per la larghezza della girante B partendo dalla (92). Per il caso specifico degli esempi di *Nasir* [19] si ottiene l'equazione della linea di tendenza in *figura 92*, mentre per il caso generale può essere ricavata:

$$B = 2 \cdot 10^7 \cdot \eta^{-2.04} \cdot Q^{-1.04} \cdot N^{-3.08} \quad [m] \quad (118)$$

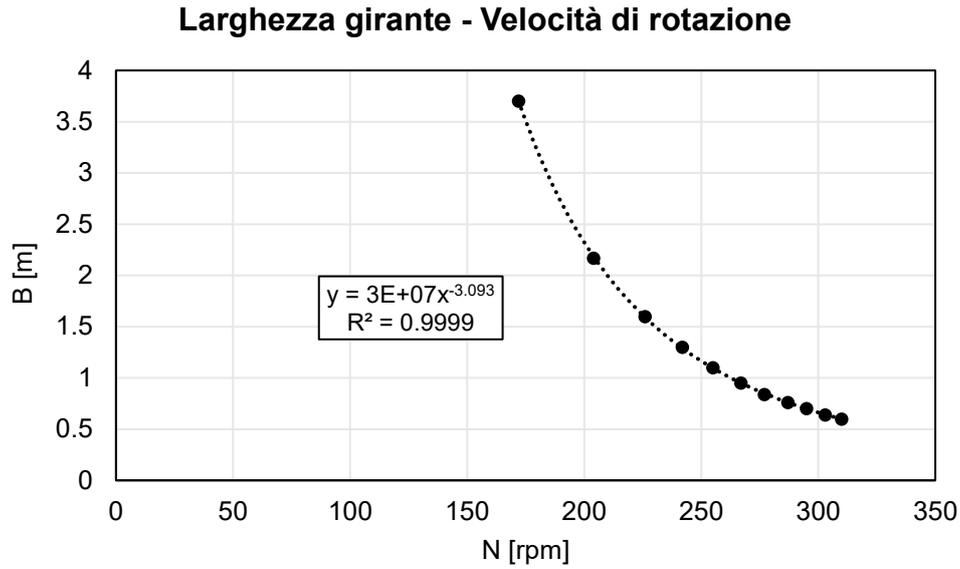


FIGURA 94: GRAFICO CHE CORRELA LA LARGHEZZA DELLA GIRANTE E LA VELOCITÀ DI ROTAZIONE

- H costante, Q variabile

Turbina	H_n [m]	Q [m ³ /s]	P [kW]	N [rpm]	D_1 [m]	B [m]	$\eta_{max, teor}$ [-]	η_{reale} [-]
Turbina 1	9.4	0.1	8	957	0.130	0.200	0.88	0.868
Turbina 2		0.2	16	677	0.180	0.300	0.88	0.868
Turbina 3		0.3	24	553	0.220	0.350	0.88	0.868
Turbina 4		0.4	32	479	0.250	0.400	0.88	0.868
Turbina 5		0.5	40	428	0.280	0.450	0.88	0.868
Turbina 6		0.6	48	391	0.310	0.500	0.88	0.868
Turbina 7		0.7	56	362	0.330	0.540	0.88	0.868
Turbina 8		0.8	65	338	0.360	0.570	0.88	0.881
Turbina 9		0.9	73	319	0.380	0.610	0.88	0.880
Turbina 10		1.0	81	303	0.400	0.640	0.88	0.878
Turbina 11		1.1	89	289	0.420	0.680	0.88	0.877
Turbina 12		1.2	97	277	0.440	0.700	0.88	0.877
Turbina 13		1.3	105	266	0.460	0.730	0.88	0.876
Turbina 14		1.4	113	256	0.480	0.760	0.88	0.875
Turbina 15		1.5	121	247	0.490	0.790	0.88	0.875

TABELLA 17: TURBINE PROGETTATE TENENDO COSTANTE H E VARIANDO Q (FONTE: NASIR [19])

Anche per questo caso sono state svolte le elaborazioni precedenti ed è stato possibile ricavare le relazioni che legano il diametro esterno e la larghezza della girante con la portata e con la velocità di rotazione in condizioni di salto costante e portata variabile.

I valori di D_1 e B in funzione di Q specifici per il caso in questione possono essere ricavati tramite le equazioni riportate sul grafico in *figura 95*.

Invece, i valori di D_1 e B in funzione di N specifici per il caso in questione possono essere ricavati tramite le equazioni riportate sul grafico in *figura 96*.

Per quanto riguarda D_1 e B in funzione di Q e N generiche, si sono verificate valide le equazioni ricavate precedentemente: (113), (115), (117), (118).

Come si può notare dai seguenti grafici, all'aumentare della portata la girante tende ad allargarsi (B prevale nettamente su D_1) mentre per portate inferiori a $0.5 \text{ m}^3/\text{s}$ si osserva una configurazione più compatta. Considerando il variare della velocità di rotazione, invece, la differenza tra larghezza e diametro si assottiglia leggermente all'aumentare di N .

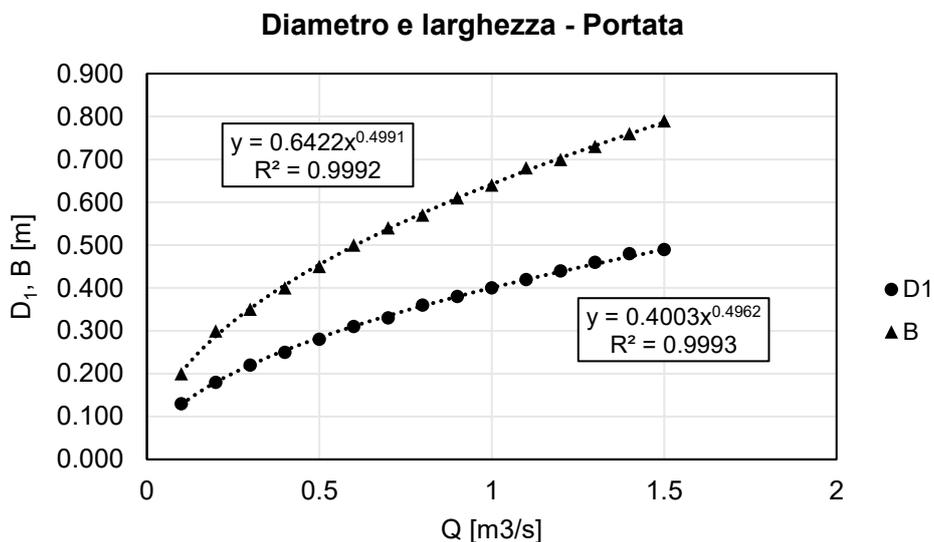


FIGURA 95: GRAFICO CHE CORRELA DIAMETRO E LARGHEZZA ALLA PORTATA

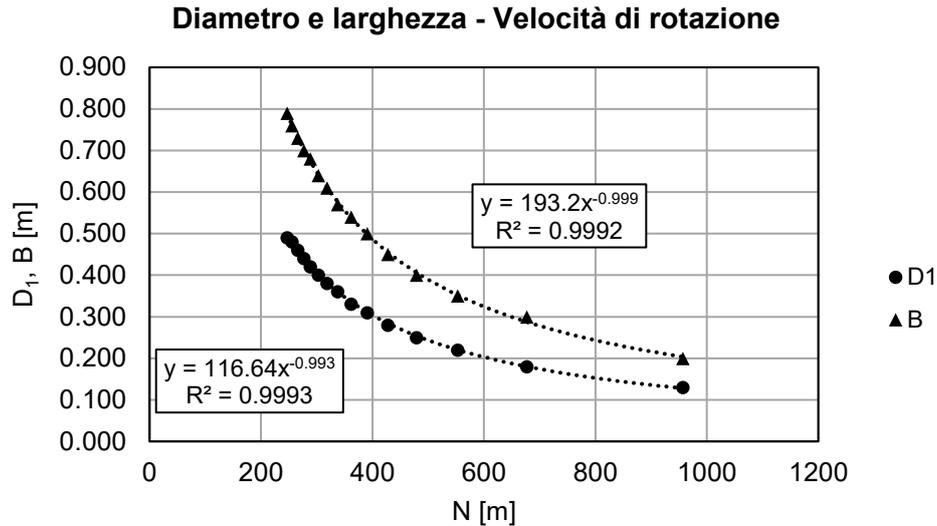


FIGURA 96: GRAFICO CHE CORRELA DIAMETRO E LARGHEZZA ALLA VELOCITÀ DI ROTAZIONE

Ricapitolando, nei passaggi precedenti sono stati mostrati i grafici ottenuti dalle tabelle di *Nasir* [19] e sono state introdotte quattro nuove equazioni, ricavate partendo dalle equazioni di *Mockmore e Merryfield* [44] ed esplicitando diametro e larghezza in funzione di diversi parametri. Le equazioni sono raccolte nella seguente tabella:

$D_1 (\eta, Q, H_n)$ [m]	$D_1 = 0.244 \cdot Q^{0.5} \cdot \eta^{0.5} \cdot H_n^{0.255}$
$D_1 (\eta, Q, N)$ [m]	$D_1 = 0.00121 \cdot \eta \cdot Q \cdot N^{1.04}$
$B (\eta, Q, H_n)$ [m]	$B = 3.277 \cdot \eta^{-0.5} \cdot Q^{0.5} \cdot H_n^{-0.755}$
$B (\eta, Q, N)$ [m]	$B = 2 \cdot 10^7 \cdot \eta^{-2.04} \cdot Q^{-1.04} \cdot N^{-3.08}$

TABELLA 18: RIEPILOGO DELLE EQUAZIONI RICAVATE

È da specificare che, prendendo in considerazione la prima e la terza equazione, bisogna fare attenzione al fatto che esse considerano implicitamente la velocità di rotazione N teorica e non quella ammessa (data dall'equazione $3000/x$, spiegata nel capitolo 7) e quindi sono equazioni solamente preliminari da utilizzare per avere un'idea speditiva del diametro e della larghezza e, in particolare, sono valide solamente per turbine con angolo α pari a 16° in quanto le elaborazioni sono state fatte a partire dai dati di *Nasir* [19] e dalle equazioni di *Mockmore e Merryfield* [44] che sono relative a questo specifico angolo d'attacco.

6.1.2 Progetto a due steps – Sammartano et al. [32] e Sinagra et al. [17],[31]

Sammartano et al. [32] hanno implementato una procedura di progettazione basata su due passaggi consecutivi:

- 1) Dati portata e salto, vengono determinati il diametro esterno D_1 , l'angolo β_1 e il profilo del distributore
- 2) Gli altri parametri vengono scelti effettuando dei test con lo scopo di ricavare la configurazione che permetta di raggiungere la massima efficienza

Preliminarmente, essi hanno fatto alcune considerazioni sulla potenza generabile dalla turbina, definita come:

$$P = \rho \cdot Q \cdot [(\vec{V}_1 \cdot \vec{U}_1 - \vec{V}_2 \cdot \vec{U}_2) + (\vec{V}_3 \cdot \vec{U}_3 - \vec{V}_4 \cdot \vec{U}_4)] \quad [kW] \quad (119)$$

Dove V e U sono la velocità dell'acqua e la velocità tangenziale delle pale all'ingresso e all'uscita degli stage 1 e 2 (figura 97). I pedici delle velocità forniscono le seguenti indicazioni:

- 1 → ingresso dello stage 1
- 2 → uscita dello stage 1
- 3 → ingresso dello stage 2
- 4 → uscita dello stage 2

L'ipotesi di fondo è che esista una simmetria radiale delle velocità lungo tutto l'arco di ingresso e di uscita delle circonferenze della girante interna ed esterna.

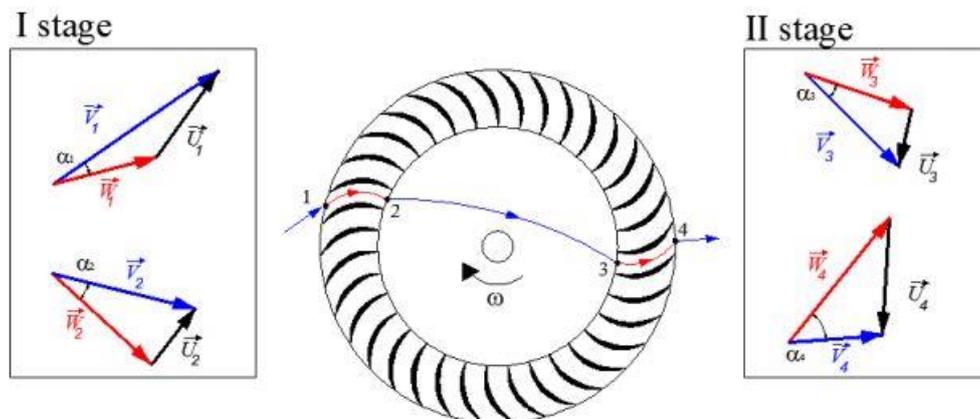


FIGURA 97: TRIANGOLI DI VELOCITÀ (FONTE: SAMMARTANO ET AL. [32])

La potenza P può essere vista come la somma di quattro componenti: P_1 , P_2 , P_3 e P_4 . Assumendo per β_2 valore uguale a 90° , usuale nella letteratura, si può semplificare ulteriormente l'equazione, in quanto le componenti di potenza all'uscita dal primo stage e all'entrata del secondo, sommate, si annullano:

$$P_2 + P_3 = \rho \cdot Q \cdot \left(-\overline{U_2}^2 + \overline{U_3}^3 \right) = 0 \quad (120)$$

Se poi viene fatta un'ulteriore ipotesi trascurando la quarta componente di potenza P_4 (assumendo che quasi tutta l'energia del fluido sia stata trasferita o dissipata prima di lasciare la girante), l'unica componente che influisce sull'efficienza della turbina rimane la prima. La potenza viene, in definitiva, rappresentata con l'equazione:

$$P = \rho \cdot Q \cdot (\overline{V_1} \cdot \overline{U_1}) \quad [kW] \quad (121)$$

Questa equazione vale solo se la velocità V è uguale immediatamente all'interno e all'esterno delle pale. Inoltre, siccome viene assunto per semplificare che la velocità ha simmetria radiale all'ingresso della girante, l'equazione (121) è valida solo se la velocità U all'ingresso (U_1) è uguale alla componente tangenziale della velocità V ($V_1 \cos \alpha$) meno la componente tangenziale della velocità relativa W ($W_{1,t}$):

$$U_1 = V_1 \cos \alpha - W_{1,t} \quad [m/s] \quad (122)$$

Di conseguenza, l'equazione (121) può essere riscritta come:

$$P = \rho \cdot Q \cdot V_1 \cos \alpha (V_1 \cos \alpha - W_{1,t}) \quad [kW] \quad (123)$$

Tutta l'energia del flusso può essere trasferita alla girante se:

$$W_{1,t} = \frac{V_1 \cos \alpha}{2} \quad [m/s] \quad (124)$$

E, nel caso ideale di $\cos \alpha = 1$:

$$W_{1,t} = \frac{V_1}{2} \quad [m/s] \quad (125)$$

Infine, se si assume che la velocità W soddisfi l'equazione (123), si può notare dalla (122) che l'efficienza η della turbina ha un valore limite teorico superiore:

$$\eta = \cos^2 \alpha \quad [-] \quad (126)$$

A seguito di questa premessa, *Sammartano et al.* [32] hanno descritto i passaggi utili per la progettazione della turbina.

1) Determinazione D_1, β_1 profilo del distributore

Inizialmente vengono assunti, come dati di input, la portata Q , il salto H , la velocità angolare ω e l'angolo dell'arco d'ingresso nella girante λ (*figura 98*). La velocità angolare ω dipende dal numero di poli elettrici del generatore e dalla frequenza della rete elettrica (*Sinagra et al.* [17]).

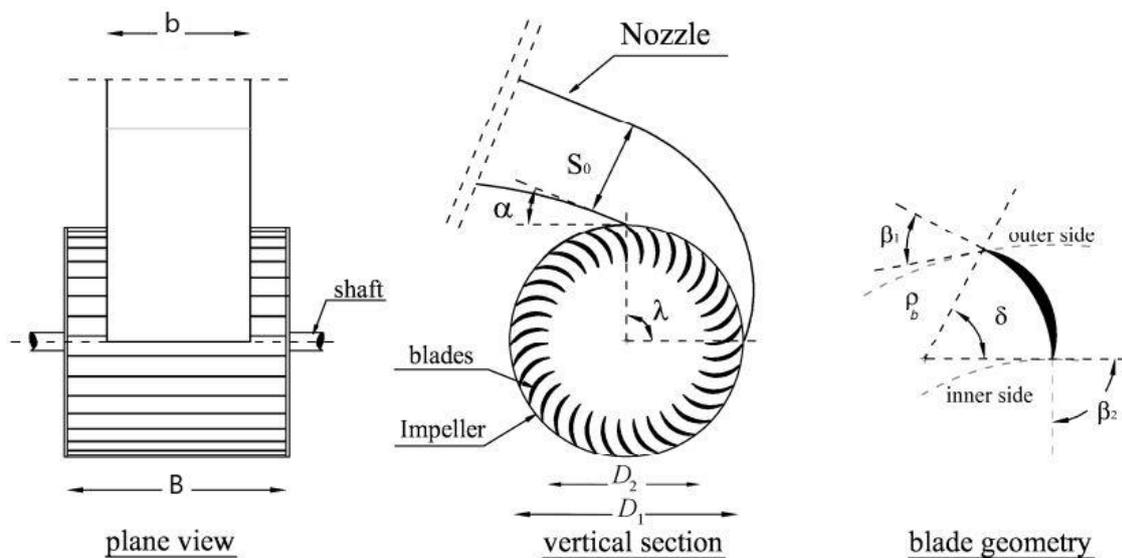


FIGURA 98: PARAMETRI GEOMETRICI DELLA TURBINA (FONTE: SAMMARTANO ET AL. [32])

La prima uguaglianza che entra in gioco è quella per ottimizzare l'efficienza ($U/V_U=0.5$), da cui:

$$\frac{V \cos \alpha}{2} = \omega \frac{D_1}{2} \quad (127)$$

Dalla (127), scegliendo l'angolo α , si può ricavare il diametro (o viceversa).

La conoscenza dell'angolo α permette di determinare l'angolo β_1 tramite la seguente equazione:

$$\beta_1 = \tan^{-1} \left(\frac{V \sin \alpha}{V \cos \alpha - \omega \cdot D_1/2} \right) \quad [deg] \quad (128)$$

Si può notare che, essendo il fattore $\omega \cdot D_1/2$ uguale a $\frac{V \cos \alpha}{2}$ per la (127), l'equazione si riconduce a quella di *Mockmore e Merryfield* [44]:

$$\beta_1 = \tan^{-1}(2 \tan \alpha) \quad [deg] \quad (129)$$

Si procede poi con la progettazione del distributore e la determinazione del suo profilo superiore, parte che non viene indagata nella metodologia descritta nel *paragrafo 6.1.2*. Il distributore è caratterizzato dall'altezza iniziale S_0 , la larghezza b e un certo profilo che varia lungo l'angolo λ (*figura 97*):

$$S_0 = \frac{q}{V} \quad [m] \quad (130)$$

$$b = \frac{Q}{q} \quad [m] \quad (131)$$

Entrambe le grandezze sono funzioni della portata specifica per unità di larghezza q , definita imponendo l'equazione di continuità all'ingresso della girante:

$$q = V \sin \alpha \cdot \lambda \cdot \frac{D_1}{2} \quad [m^2/s] \quad (132)$$

Per determinare la forma del profilo superiore del distributore viene adottata una relazione lineare tra il raggio di curvatura r e l'angolo θ , definito come l'angolo tra le direzioni radiali e orizzontali. Il profilo curvo ha lo scopo di far sì che il flusso d'acqua entri sempre con angolazione pari ad α tra le pale (*figura 99*).

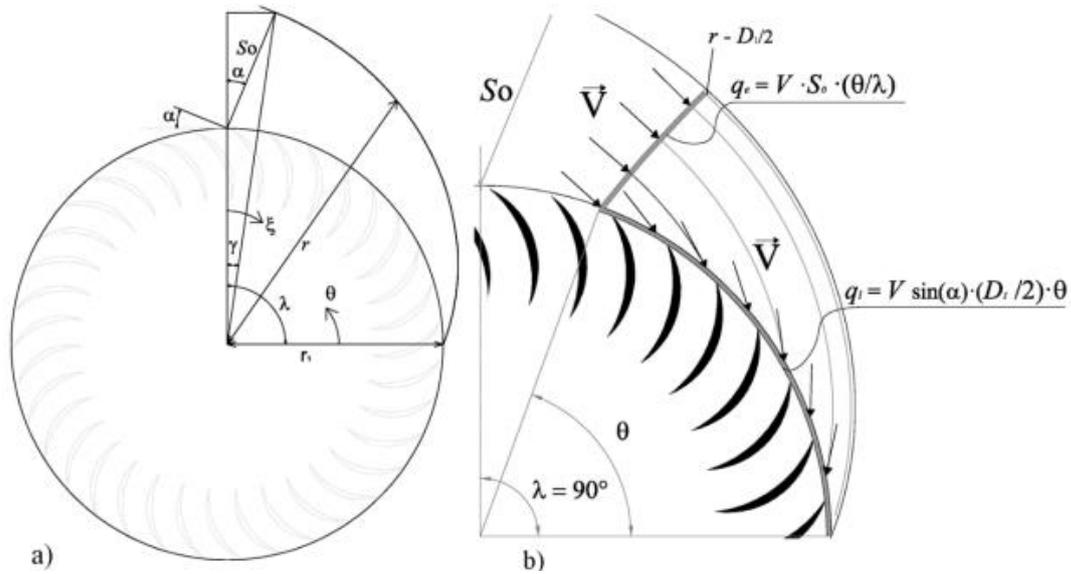


FIGURA 99: DETTAGLIO DEL FLUSSO NEL DISTRIBUTORE (FONTE: SAMMARTANO ET AL. [32])

Il flusso nel distributore può essere suddiviso in flusso entrante q_e e flusso uscente q_l (figura 99).

$$q_e = V \cdot S_0 \frac{\theta}{\lambda} \quad [m^2/s] \quad (133)$$

$$q_l = q_e = (V \sin \alpha) \cdot \frac{D_1}{2} \cdot \theta = V_r \cdot \frac{D_1}{2} \cdot \theta \quad [m^2/s] \quad (134)$$

Dove V_r è la componente radiale della velocità V .

L'equazione per il calcolo del profilo del distributore al variare dell'angolo θ è data da:

$$r(\theta) = K \cdot \theta + \frac{D_1}{2} \quad [m] \quad (135)$$

Dove K è una costante che verrà calcolata in seguito.

Il raggio di curvatura nel punto iniziale in cui il distributore ha altezza costante S_0 può essere calcolato utilizzando l'equazione:

$$r_{(\lambda-\gamma)} = \frac{S_0 \cdot \cos \alpha + \frac{D_1}{2}}{\cos \gamma} \quad [m] \quad (136)$$

In cui l'angolo γ , quello che ha come estremi il punto interno e il punto esterno di S_0 (*figura 99*), vale:

$$\gamma = \tan^{-1} \left(\frac{S_0 \cdot \sin \alpha}{S_0 \cdot \cos \alpha + \frac{D_1}{2}} \right) \quad [deg] \quad (137)$$

Queste due ultime equazioni permettono di calcolare la K come:

$$K = \frac{1}{\lambda - \gamma} \left[\frac{S_0 \cdot \cos \alpha + \frac{D_1}{2}}{\cos \gamma} - \frac{D_1}{2} \right] \quad [-] \quad (138)$$

DISEGNO DEL PROFILO

Una volta definito l'andamento del raggio $r(\theta)$ per mezzo dell'*equazione (48)* è possibile disegnare il profilo superiore del distributore. Per farlo è sufficiente impostare una tabella *Excel* caratterizzata dalle seguenti componenti:

θ [rad]	$r(\theta)$ [m]	X [m]	Y [m]
----------------	-----------------	-------	-------

Dove:

- θ va da λ meno γ a zero (si veda *figura 99*)
- X è l'ascissa di un punto costituente il profilo, relativa al corrispondente θ , e indica la distanza orizzontale del punto dal centro della girante
- Y è l'ordinata del punto, relativa al corrispondente θ , e indica la distanza verticale del punto dal centro della girante

Le coordinate, che permettono di identificare la posizione dei punti che costituiscono il profilo del distributore, sono determinate attraverso l'uso delle equazioni delle coordinate polari:

$$X = r(\theta) \cos \theta \quad [m] \quad (139)$$

$$Y = r(\theta) \sin \theta \quad [m] \quad (140)$$

Per fare un esempio delle elaborazioni e dei risultati appena descritti vengono riportati di seguito la tabella e il disegno di un profilo di un'ipotetica turbina di 0.400 m di diametro:

θ [rad]	$r(\theta)$ [m]	X [m]	Y [m]
1.487	0.290	0.024	0.289
1.399	0.285	0.049	0.281
1.312	0.280	0.072	0.271
1.225	0.275	0.093	0.259
1.138	0.270	0.113	0.245
1.050	0.265	0.132	0.230
0.963	0.260	0.148	0.213
0.876	0.255	0.163	0.196
0.789	0.250	0.176	0.177
0.701	0.245	0.187	0.158
0.614	0.240	0.196	0.138
0.527	0.235	0.203	0.118
0.440	0.230	0.208	0.098
0.352	0.224	0.211	0.077
0.265	0.219	0.212	0.057
0.178	0.214	0.211	0.038
0.090	0.209	0.209	0.019
0.003	0.204	0.204	0.001
0.000	0.204	0.204	0.000

TABELLA 19: ESEMPIO DI CALCOLO DEL PROFILO DEL DISTRIBUTORE

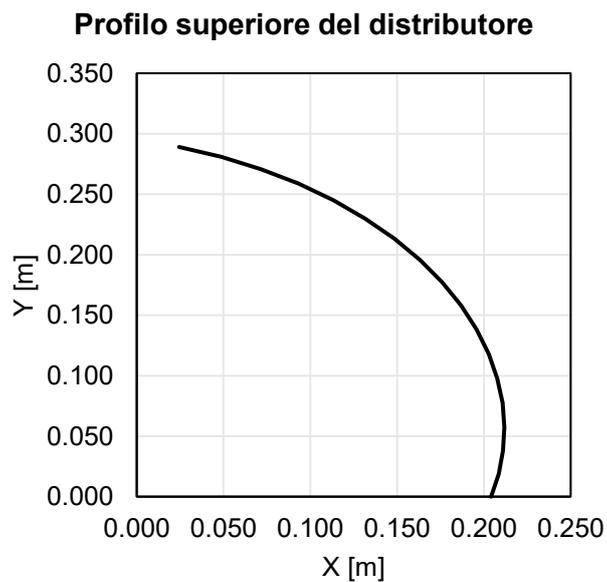


FIGURA 100: RAPPRESENTAZIONE DEL PROFILO DEL DISTRIBUTORE OTTENUTO IN TABELLA 19

2) Ottimizzazione dei parametri tramite studi numerici

La metodologia di progetto di *Sammartano et al.* [32] procede poi con l'ottimizzazione dei parametri geometrici e, in particolare, con la scelta del miglior rapporto tra i diametri D_2/D_1 , il cui valore, come riportato nello studio, influenza l'efficienza della turbina: se il rapporto cresce diminuiscono il raggio di curvatura delle pale e la superficie delle stesse, comportando una minor regione di trasferimento dell'energia. Per scegliere l'appropriato valore di D_2 si procede quindi con un'analisi fluidodinamica volta alla ricerca del rapporto tra i diametri che massimizzi l'efficienza. Lo studio ha dimostrato che, queste analisi, portano tendenzialmente sempre a un valore del rapporto D_2/D_1 molto prossimo all'usuale 0.68 della letteratura. La conoscenza del rapporto tra i diametri permette di calcolare il raggio di curvatura delle pale (*figura 101*):

$$\rho = \frac{D_1}{4} \cdot \left[1 - \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^2 \right] \cdot \cos(\beta_1)^{-1} \quad [m] \quad (141)$$

L'angolo al centro δ delle pale (*figura 101*) può essere calcolato partendo dalla relazione:

$$\tan\left(\frac{\delta}{2}\right) = \frac{\cos(\beta_1)}{\sin(\beta_1)} \quad [-] \quad (142)$$

Dalla quale si può esplicitare:

$$\delta = 2 \cdot \tan^{-1}\left(\frac{\cos(\beta_1)}{\sin(\beta_1)}\right) \quad [deg] \quad (143)$$

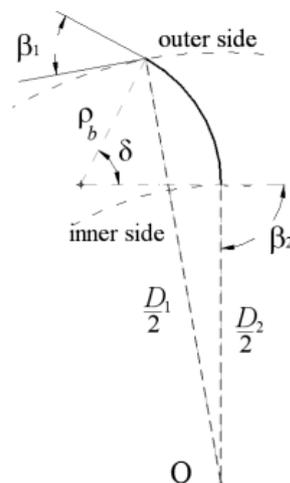


FIGURA 101: DETTAGLIO DEI PARAMETRI GEOMETRICI DELLA PALA (FONTE: SAMMARTANO ET AL. [32])

Infine, l'ultima fase di progettazione consiste nello svolgere simulazioni numeriche e di dinamica strutturale con lo scopo di ottimizzare i valori del numero di pale N_b e del loro spessore. *Sammartano et al.* [32], cercando di raggiungere la massima efficienza, hanno assunto un angolo $\alpha=22^\circ$ e come rapporto tra larghezza della girante B e larghezza del distributore b un valore di 1,5, spesso in uso in letteratura (*Aziz e Desai* [6], *Achebe* [24], *Fukutomi et al.* [18]). Di conseguenza la larghezza della girante vale:

$$B = 1,5 \cdot b \quad [m] \quad (144)$$

Sinagra et al. [17] hanno infine aggiunto alcune precisazioni sullo svolgimento dello step 2 di progetto, in particolare sulla determinazione dei parametri D_2 e N_b . La loro procedura prevede innanzitutto di prendere in considerazione la portata massima Q_{max} e la portata della moda Q_{mod} . La moda, in statistica, rappresenta quel valore che compare con frequenza maggiore.

La proporzione:

$$\frac{\lambda_{mod}}{Q_{mod}} = \frac{\lambda_{max}}{Q_{max}} \quad [-] \quad (145)$$

Permette di ricavare l'ampiezza dell'angolo dell'arco d'ingresso λ_{mod} in condizioni di portata della moda:

$$\lambda_{mod} = \frac{\lambda_{max}}{Q_{max}} \cdot Q_{mod} \quad [deg] \quad (146)$$

Che è funzione dell'angolo dell'arco d'ingresso massimo λ_{max} , della portata massima Q_{max} e della portata della moda Q_{mod} , e dipende dal grado di apertura del cursore semicircolare.

A questo punto, assumendo λ_{mod} e Q_{mod} , vengono testati diversi valori di N_b e D_2/D_1 attraverso simulazioni fluidodinamiche, con lo scopo di trovare la configurazione che massimizzi l'efficienza.

6.1.3 Progetto standardizzato – Chattha et al. [21]

Chattha et al. [21], prendendo in considerazione le condizioni tipiche dei siti micro-idroelettrici del Pakistan, hanno cercato di sviluppare una progettazione standard per le turbine Banki in modo da facilitare la scelta della macchina. In particolare, seguendo la metodologia di Mockmore e Merryfield [44] (paragrafo 6.1.1), hanno ricavato una tabella che può essere utile in fase di scelta approssimata del diametro della turbina (tabella 20): conoscendo salto, portata e velocità di rotazione della girante è possibile avere istantaneamente un'idea della grandezza di D_1 . Siccome nella tabella originale di Chattha et al. [21] veniva indicato solamente un range approssimativo di salto, è stato calcolato il salto preciso considerato per ricavare i diametri in tabella. Ciò è stato fatto invertendo l'equazione (88) ed esplicitando H :

$$H = \left(\frac{D_1 \cdot N}{40} \right)^2 \quad [m] \quad (147)$$

Turbina	H [m]	Q [m³/s]	N [rpm]	D1 [m]	H calcolato [m]
Turbina 1	3-10	0.08-0.17	222	0.400	5
Turbina 2		0.17-0.21	178	0.500	5
Turbina 3		0.25-0.34	150	0.600	5
Turbina 4		0.34-0.48	127	0.700	5
Turbina 5		0.48-0.62	111	0.800	5
Turbina 6		0.62-0.79	100	0.900	5
Turbina 7		0.79-0.99	89	1.000	5
Turbina 8	10-30	0.08-0.28	398	0.400	16
Turbina 9		0.28-0.45	318	0.500	16
Turbina 10		0.45-0.65	265	0.600	16
Turbina 11		0.65-0.91	227	0.700	16
Turbina 12		0.91-1.42	199	0.800	16
Turbina 13	30-80	0.08-0.51	703	0.400	50
Turbina 14		0.51-1.02	563	0.500	50

TABELLA 20: SCELTA DEL DIAMETRO CONOSCENDO H, Q E N SECONDO CHATTHA ET AL. [21]

Partendo dalla tabella 18 di Chattha et al. [21] e calcolando innanzitutto la portata media di ognuna delle quattordici turbine studiate, è stato possibile costruire dei grafici che permettono, mediante interpolazione, di ricavare il diametro esterno della turbina in funzione della portata o della velocità di rotazione. Infatti, lo sviluppo dell'equazione della linea di

tendenza ricavata nei vari grafici seguenti consente di determinare la grandezza del diametro sostituendo la variabile x con il valore di portata o di velocità di rotazione di progetto.

I risultati ottenuti dall'elaborazione della tabella, suddivisi a seconda del salto considerato, sono riportati di seguito.

- Salto 5 m

Turbina	Salto [m]	Portata media [m ³ /s]	Velocità rotazione [rpm]	Diametro esterno [m]
Turbina 1	5	0.13	222	0.400
Turbina 2		0.21	178	0.500
Turbina 3		0.30	150	0.600
Turbina 4		0.41	127	0.700
Turbina 5		0.55	111	0.800
Turbina 6		0.71	100	0.900
Turbina 7		0.89	89	1.000

TABELLA 21: TABELLA DI CHATTHA ET AL. [21] VALIDA PER SALTO PARI A 5 M

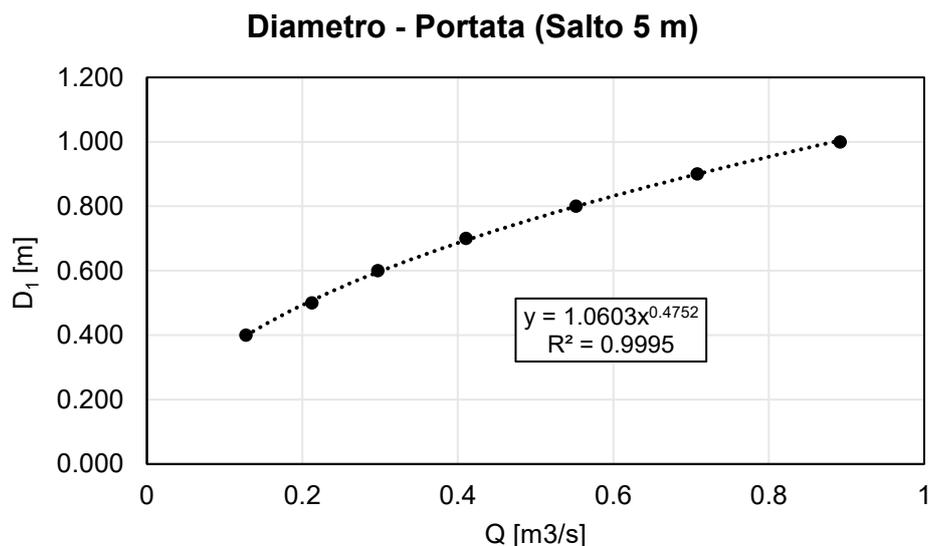


FIGURA 102: GRAFICO CHE CORRELA IL DIAMETRO E LA PORTATA PER SALTO PARI A 5 M

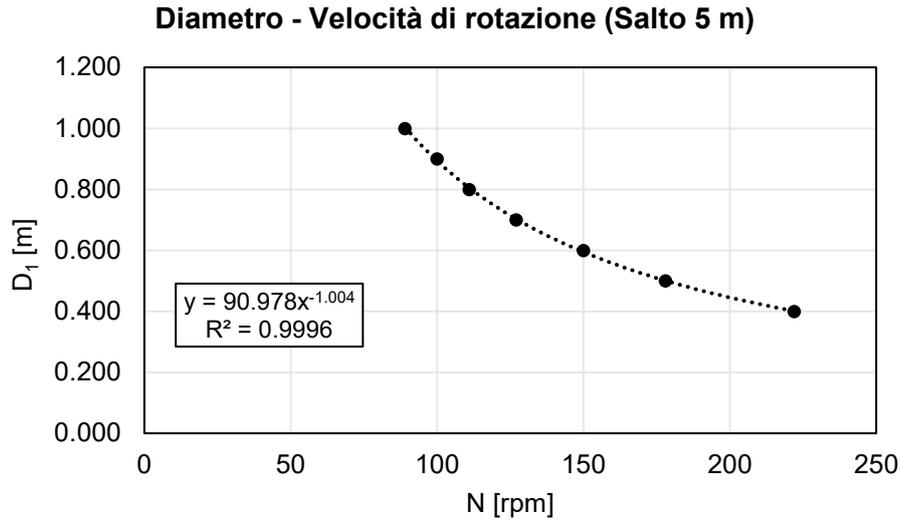


FIGURA 103: GRAFICO CHE CORRELA IL DIAMETRO E LA VELOCITÀ DI ROTAZIONE PER SALTO PARI A 5 M

- Salto 16 m

Turbina	Salto [m]	Portata media [m ³ /s]	Velocità rotazione [rpm]	Diametro esterno [m]
Turbina 8	16	0.18	398	0.400
Turbina 9		0.37	318	0.500
Turbina 10		0.55	265	0.600
Turbina 11		0.78	227	0.700
Turbina 12		1.16	199	0.800

TABELLA 22: TABELLA DI CHATTHA ET AL. [21] VALIDA PER SALTO PARI A 16 M

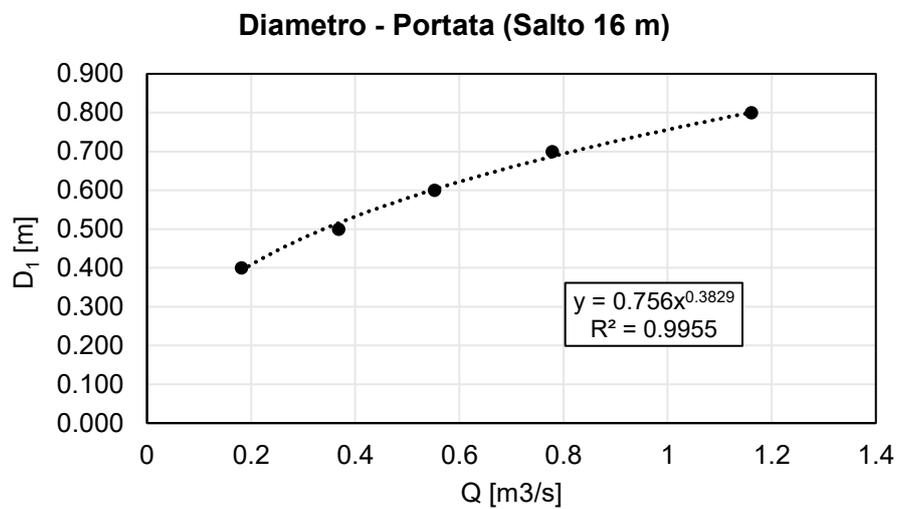


FIGURA 104: GRAFICO CHE CORRELA IL DIAMETRO E LA PORTATA PER SALTO PARI A 16 M

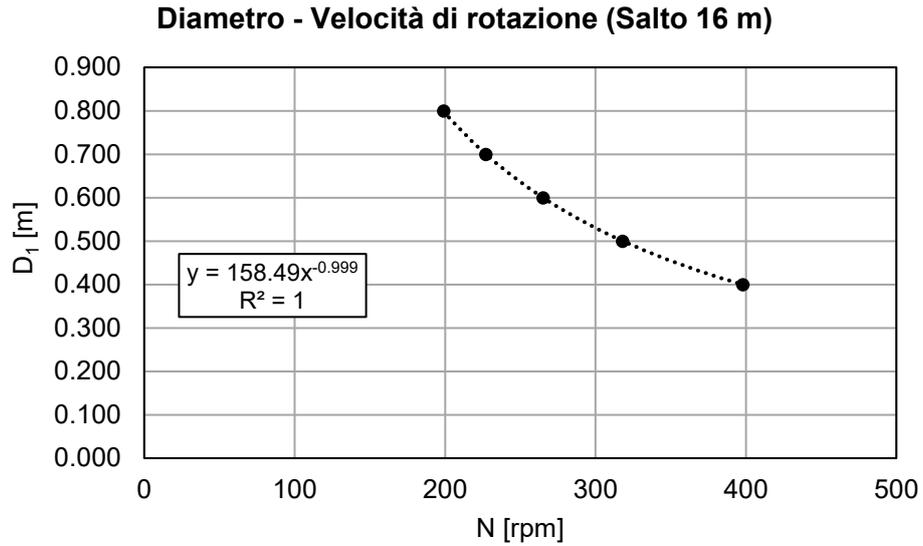


FIGURA 105: GRAFICO CHE CORRELA IL DIAMETRO E LA VELOCITÀ DI ROTAZIONE PER SALTO PARI A 16 M

- Salto 50 m

Turbina	Salto [m]	Portata media [m ³ /s]	Velocità rotazione [rpm]	Diametro esterno [m]
Turbina 13	50	0.30	703	0.400
Turbina 14		0.76	563	0.500

TABELLA 23: TABELLA DI CHATTHA ET AL. [21] VALIDA PER SALTO PARI A 50 M

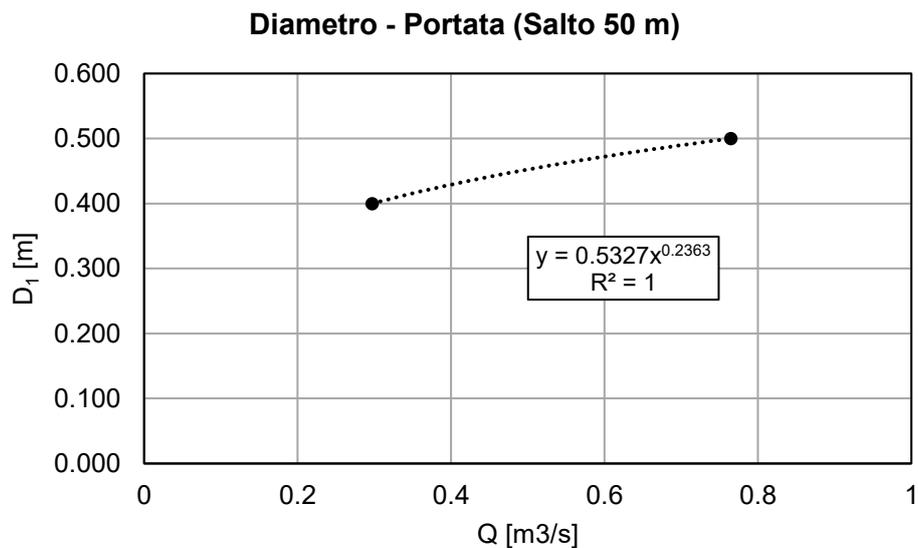


FIGURA 106: GRAFICO CHE CORRELA IL DIAMETRO E LA PORTATA PER SALTO PARI A 50 M

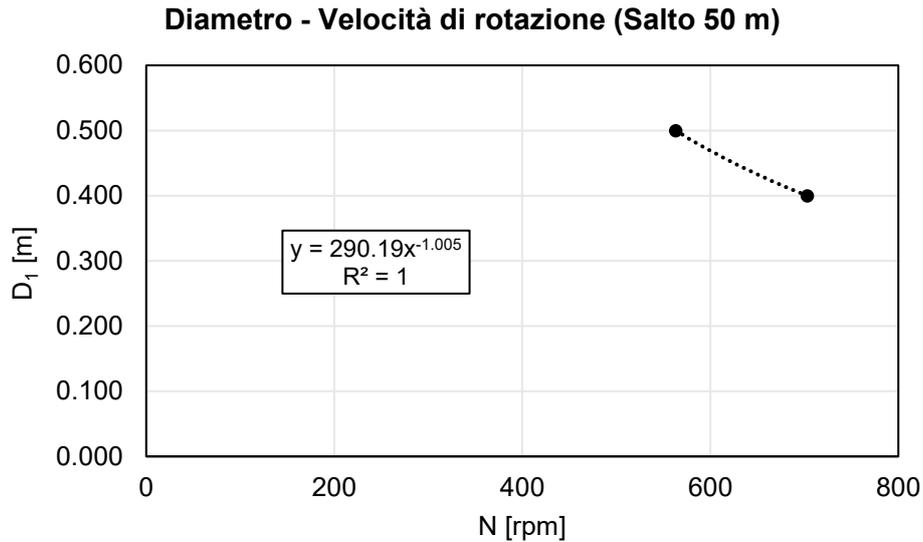


FIGURA 107: GRAFICO CHE CORRELA IL DIAMETRO E LA VELOCITÀ DI ROTAZIONE PER SALTO PARI A 50 M

Alla luce dei risultati ottenuti possono essere fatte alcune considerazioni:

- Le linee di tendenza determinate risultano essere decisamente affidabili in quanto si sono ottenuti valori di R^2 superiori a 0.99
- A parità di salto, il diametro cresce al crescere della portata e al decrescere della velocità di rotazione
- La correttezza delle linee di tendenza della relazione tra diametro D_1 e velocità di rotazione N è stata verificata utilizzando l'equazione (88) e sostituendovi il valore del salto considerato. Le equazioni riportate sui grafici, a prima vista, risultano essere coerenti in quanto appare la x elevata a circa meno uno e, in effetti, osservando l'equazione (88), ci si può accertare del fatto che compare la N al denominatore, e quindi è N^{-1} . Per quanto riguarda la costante che precede la x sono stati ottenuti i seguenti risultati:

H [m]	Costante da grafico [-]	Costante calcolata con equazione (88) [-]
5	90.98	89.44
16	158.49	160
50	290.19	282.84

TABELLA 24: CONFRONTO TRA LA COSTANTE DELLA LINEA DI TENDENZA DEI GRAFICI D_1/N E LA COSTANTE CALCOLATA CON L'EQUAZIONE (88)

Si può notare che per quanto concerne il caso con salto 50 m la costante calcolata risulta essere abbastanza imprecisa e ciò è ipoteticamente imputabile alla scarsità di dati relativi al caso in questione (da *Chattha et al.* [21] sono riportati solo due valori di diametro ricavati da questo salto).

- Bisogna sempre ricordare il fatto che tutti i risultati appena ottenuti sono specifici per casi caratterizzati da $\alpha=16^\circ$ e per i salti, portate e velocità di rotazione considerati

6.1.4 Progetto a quattro steps per PRS – *Hannachi et al.* [68]

Hannachi et al. [68] hanno proposto una procedura per la progettazione di una turbina Banki da utilizzare in ambito acquedottistico (*figura 106*) come sistema di riduzione della pressione interna (PRS): la turbina, in questo caso, gioca il doppio ruolo di generatrice di energia e dissipatrice di pressione, il cui valore, se troppo elevato, potrebbe comportare problemi alla struttura della condotta. Lo studio in questione ha dimostrato che la Banki risulta essere un'ottima alternativa ai sistemi già in uso quali le PAT (Pump As Turbine) e le PRV (Pressure Reducing Valves).

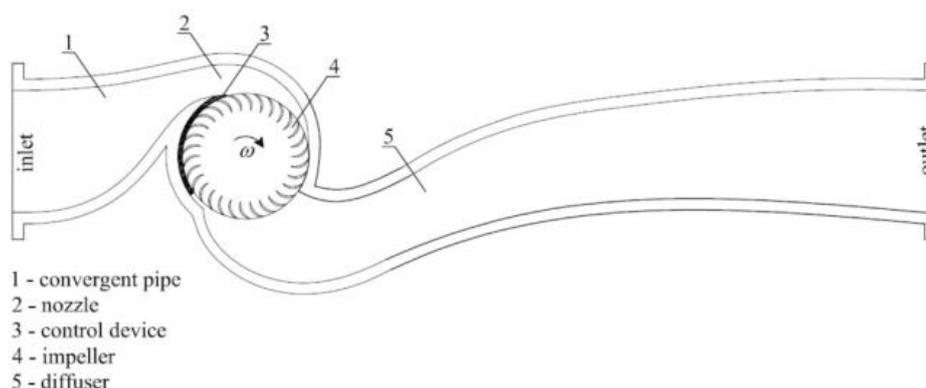


FIGURA 108: TURBINA BANKI INSTALLATA IN CONDOTTA (FONTE: SINAGRA ET AL. [31])

La loro metodologia di progettazione si basa su quattro passaggi (*figura 107*):

- 1) Selezione dell'angolo α (da loro assunto pari a 16°), del numero di pale N_b e della velocità angolare ω

2) Selezione del rapporto tra i diametri D_2/D_1 (assunto pari a 0.65, in accordo con Sammartano et al. [32]) e del coefficiente di velocità c_{in} (in questo caso preso uguale a 0.85). Conoscendo il salto H , è possibile ricavare il valore della velocità:

$$V = c_{in}\sqrt{2gH} \quad \left[\frac{m}{s}\right] \quad (148)$$

3) Calcolo del diametro D_1 :

$$V = c_{in}\sqrt{2gH} = \frac{\omega D_1}{\cos \alpha} \quad \left[\frac{m}{s}\right] \quad (149)$$

Da cui:

$$D_1 = \frac{V \cos \alpha}{\omega} \quad [m] \quad (150)$$

Una volta noto il diametro può essere svolto il calcolo della larghezza della girante B :

$$B = \frac{Q_{max}}{\lambda_{max} \cdot D_1 \cdot c_{in}\sqrt{2gH} \cdot \sin \alpha} \quad [m] \quad (151)$$

Dove:

- Q_{max} = portata massima in condizioni di massima apertura della turbina [m^3/s]
- λ_{max} = angolo dell'arco d'ingresso in condizioni di massima apertura [rad]

Utilizzando l'equazione (151) si ottengono risultati decisamente inferiori rispetto alla metodologia di Sammartano et al. [32] (paragrafo 6.1.2) e ciò, ipoteticamente, è dovuto al fatto che la turbina di *Hannachi et al.* [68] è da installare in acquedotto e, di conseguenza, per ragioni costruttive, deve essere più compatta di una turbina da idroelettrico classico.

Con i parametri finora ricavati viene poi modellata su CAD (Computed Aided Design) una turbina e vengono svolte delle simulazioni, dalle quali è determinato un nuovo valore del coefficiente di velocità c_v . Si confrontano quindi c_v e c_{in} e, in caso di discrepanza, si ripetono

i passaggi 2 e 3 fino a convergenza di c_v con c_{in} . A questo punto, possono essere calcolati i valori definitivi di D_1 e B .

4) Conoscendo il diametro esterno e la larghezza del distributore, si svolge una simulazione assumendo un determinato numero di pale N_b e si determina l'efficienza, fino alla determinazione di quella massima

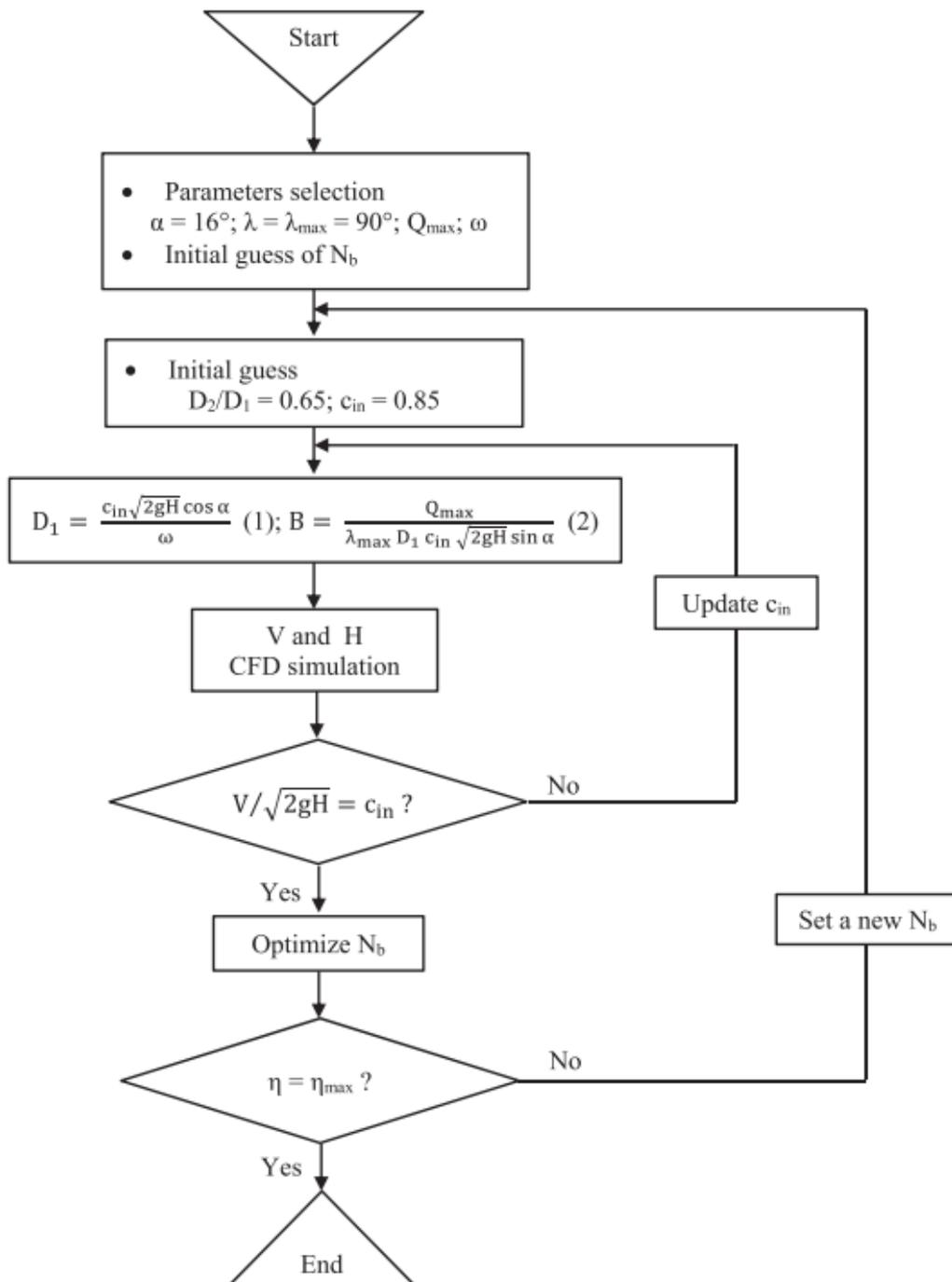


FIGURA 109: DIAGRAMMA DI FLUSSO DELLA PROGETTAZIONE A 4 STEPS PER PRS (FONTE: HANNACHI ET AL. [68])

7. Nuove equazioni e metodologie trovate

7.1 Velocità di rotazione ottimale

La metodologia si fonda sui procedimenti ricavati in passato per le Francis e le Kaplan (Quaranta [54]) e per le Deriaz (Quaranta e Hendrick [39]). I dati di partenza, riportati in *tabella 25*, sono quelli ottenuti prendendo in considerazione quegli studi della *tabella 29* (Allegati) che si sono occupati della ricerca e determinazione della velocità di rotazione N corrispondente all'efficienza massima e/o dello speed ratio ottimale.

- Attraverso un'analisi dimensionale (teorema di Buckingham- π), nello studio svolto da Quaranta [54], sono state ricavate le equazioni adimensionali della velocità di rotazione N e della portata Q :

$$N^* = \frac{N}{\frac{\sqrt{2gH}}{H}} \quad [-] \quad (152)$$

$$Q^* = \frac{Q}{H^2 \sqrt{2gH}} \quad [-] \quad (153)$$

- Sono state calcolate N^* e Q^* per le turbine della *tabella 25* e sono stati plottati i valori di Q^* sulle ascisse (in scala logaritmica) e di N^* sulle ordinate, ottenendo il grafico di N^* in funzione di Q^* (*figura 108*); come si può notare dal grafico, si è trovata una linea di tendenza che si adatta molto bene ai valori ottenuti, in quanto il valore di R^2 supera 0.9

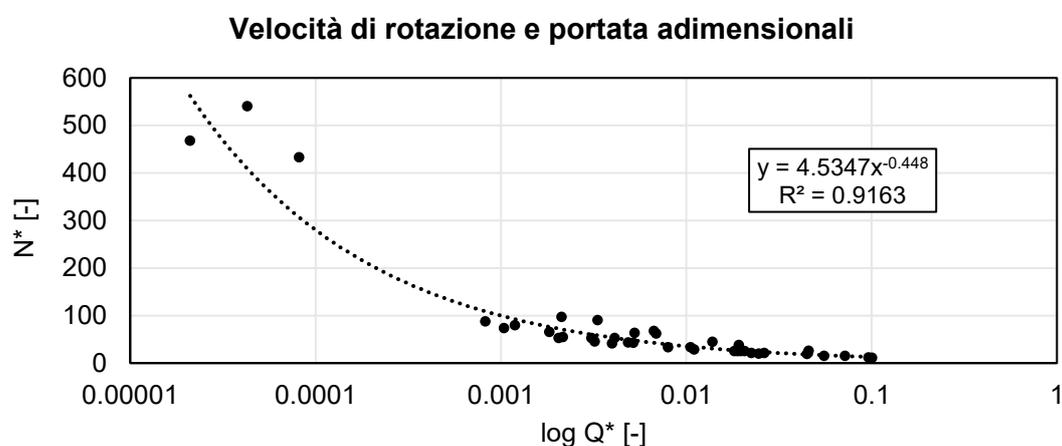


FIGURA 110: GRAFICO DI N^* IN FUNZIONE DI Q^*

- Si è quindi trovata la relazione tra N^* e Q^* valida per le Banki:

$$N^*_{stimata} = 4.5347 \cdot Q^{*-0.448} \quad [-] \quad (154)$$

- Di conseguenza, si può stimare la velocità N invertendo l'equazione (152):

$$N_{stimata} = \frac{N^*_{stimata} \cdot \sqrt{2gH}}{H} \quad [rpm] \quad (155)$$

- Sempre per le turbine della *tabella 25* è stata calcolata la velocità di rotazione N tramite l'equazione (85), introdotta nel *paragrafo 6.1.1* e giudicata affidabile solo per un determinato intervallo di valori di salto e portata di cui, però, non sono definiti i limiti
- Sono successivamente stati confrontati i risultati della (85) (colonna 8 della *tabella 25*) con le velocità di rotazione date dagli studi e relative alla condizione di efficienza massima (colonna 4 della *tabella 25*); il confronto è stato fatto graficamente e il risultato è riportato in *figura 111*: a livello teorico, se la (85) fosse sempre valida e adatta, i punti dovrebbero allinearsi sulla retta 1:1, ma ciò non accade. Questa osservazione consolida la teoria secondo la quale l'equazione (85) non può essere utilizzata come equazione generale per determinare N , in quanto i valori che si ottengono si discostano enormemente dai valori reali riportati dai papers

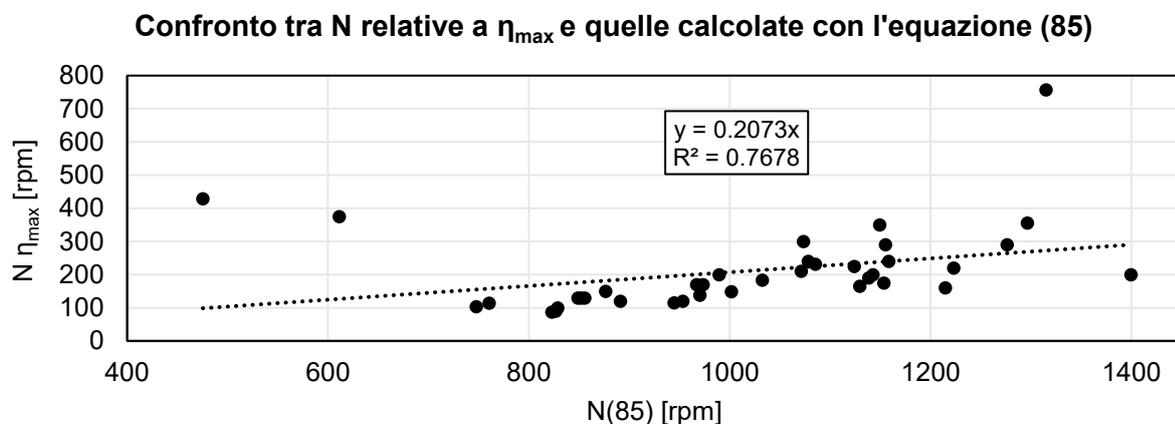


FIGURA 111: GRAFICO CHE CONFRONTA LA VELOCITÀ DI ROTAZIONE CALCOLATA CON LA (85) E LA VELOCITÀ DI ROTAZIONE DATA DAI PAPERS

- Si è quindi cercato di trovare un modo più corretto per stimare la velocità di rotazione e, confrontando i risultati ottenuti con la (155) e le velocità di rotazione $N_{\eta_{max}}$ riportate nei vari studi si è osservato che i valori risultano meglio allineati rispetto al caso precedente, in quanto la linea di tendenza (figura 112) è caratterizzata da coefficiente angolare molto prossimo a 1 e ciò significa che i punti sono disposti lungo la retta 1:1

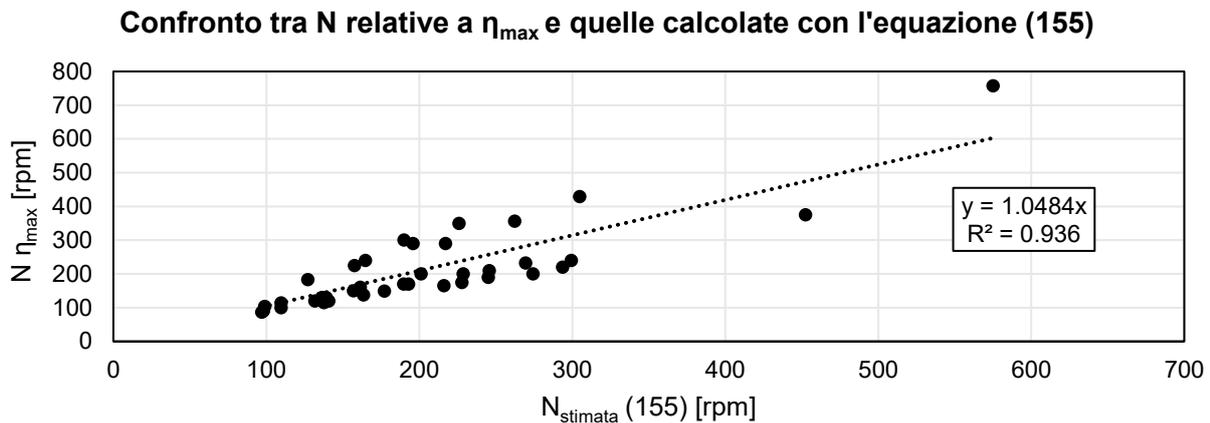


FIGURA 112: GRAFICO CHE CONFRONTA LA VELOCITÀ DI ROTAZIONE CALCOLATA CON LA (155) E LA VELOCITÀ DI ROTAZIONE DATA DAI PAPERS

- Osservando il grafico in figura 112 e i dati in tabella 25 si è notato che i valori seguono fondamentalmente due linee di tendenza a seconda che la velocità specifica N_s sia inferiore o superiore a 90. Si suppone quindi che a $N_s=90$ ci sia un cambio di comportamento della turbina e questo potrebbe essere argomento d'indagine di studi futuri. I risultati del confronto sono riportati nei seguenti grafici:

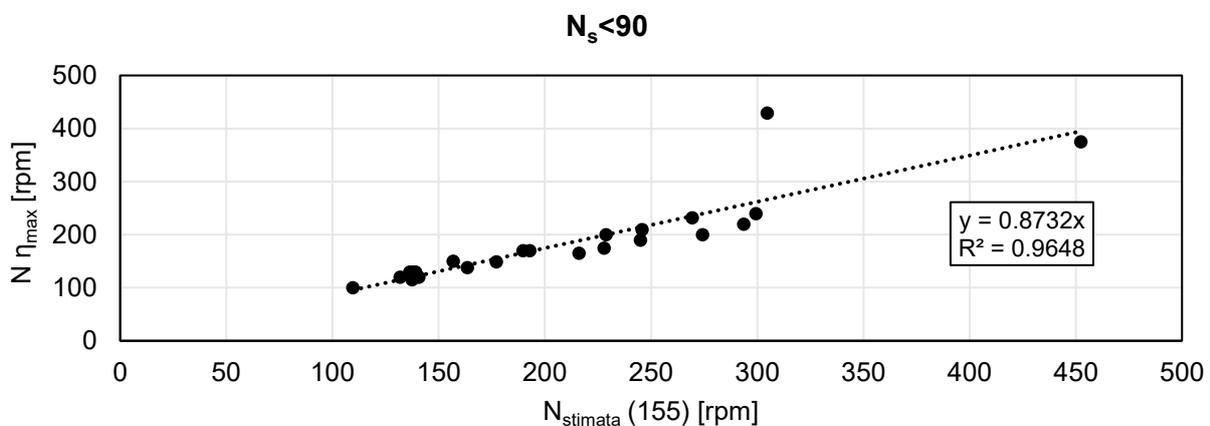


FIGURA 113: GRAFICO CHE CONFRONTA LA VELOCITÀ DI ROTAZIONE CALCOLATA CON LA (155) E LA VELOCITÀ DI ROTAZIONE DATA DAI PAPERS, PER VALORI DI VELOCITÀ SPECIFICA $N_s < 90$

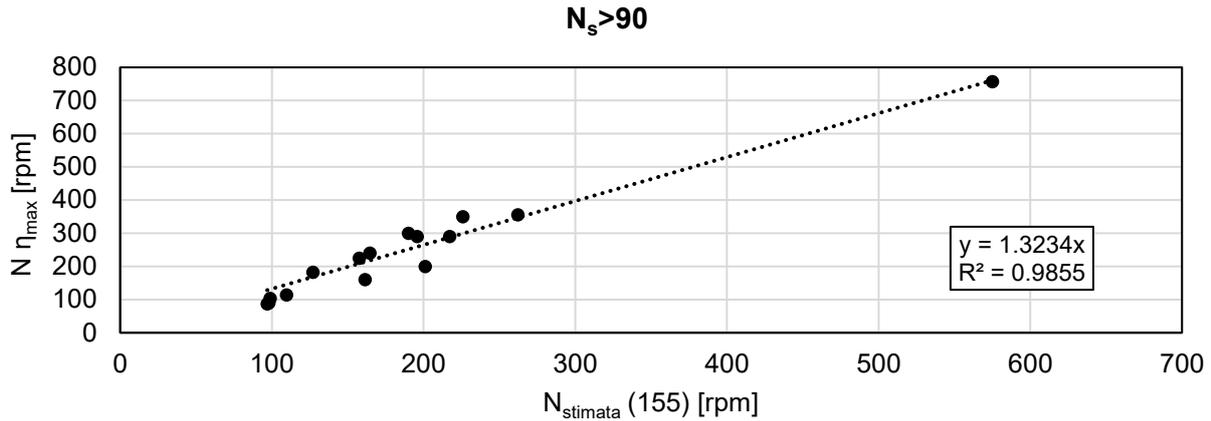


FIGURA 114: GRAFICO CHE CONFRONTA LA VELOCITÀ DI ROTAZIONE CALCOLATA CON LA (155) E LA VELOCITÀ DI ROTAZIONE DATA DAI PAPERS, PER VALORI DI VELOCITÀ SPECIFICA $N_s > 90$

Le equazioni delle linee di tendenza riportate in *figura 113* e *114* sono quelle che permettono, nelle prime fasi della progettazione, di determinare la velocità di rotazione ottimale. I passaggi principali da effettuare sono riassunti di seguito:

- 1) Stima della velocità di rotazione $N_{stimata}$ attraverso l'equazione (155)
- 2) Calcolo della velocità specifica N_s tramite l'equazione (84)
- 3) Calcolo della velocità di rotazione ottimale:

➤ Se $N_s < 90$

$$N_{ottimale} = N_{stimata} \cdot 0.87 \text{ [rpm]} \quad (156)$$

➤ Se $N_s > 90$

$$N_{ottimale} = N_{stimata} \cdot 1.32 \text{ [rpm]} \quad (157)$$

Di seguito è riportata la tabella in cui sono stati riuniti gli studi volti alla determinazione della velocità di rotazione ottimale e che è stata la base delle elaborazioni effettuate nel presente paragrafo:

Studio	Q [m ³ /s]	H [m]	N _{ηmax} [rpm]	N _s [-]	N* [-]	Q* [-]	N (85) [rpm]	N (155) [rpm]
Khosrowpanah [7]	0.02	0.94	290	105.95	63.509	0.005	1276.000	217.08
	0.02	0.56	225	131.54	38.032	0.019	1123.933	157.46
	0.02	0.396	183	144.78	26.012	0.046	1032.452	127.01
	0.024	1.454	356	95.87	96.963	0.002	1296.200	262.18
	0.024	0.908	290	119.12	62.418	0.007	1154.981	195.8
	0.024	0.686	240	126.46	44.900	0.014	1078.309	164.56
	0.029	1.31	350	112.03	90.485	0.003	1149.428	225.79
	0.029	0.991	300	124.79	67.457	0.007	1073.467	189.91
	0.029	1.22	165	63.43	41.166	0.004	1129.558	216.04
	0.029	0.588	115	78.58	19.919	0.025	944.600	137.4
	0.029	0.335	87	94.26	11.374	0.101	822.975	96.94
	0.033	1.64	190	59.21	54.960	0.002	1138.490	244.94
	0.033	0.854	138	71.8	28.806	0.011	970.286	163.44
	0.033	0.448	100	88.78	15.119	0.055	828.430	109.56
	0.04	2.604	240	54.39	87.479	0.001	1158.115	299.31
	0.04	1.281	170	68.51	43.461	0.005	973.350	192.8
	0.04	0.744	130	82.58	25.328	0.019	852.030	137.66
	0.029	1.329	175	62.18	45.569	0.003	1153.491	227.81
	0.029	0.61	120	79.77	21.170	0.023	953.139	140.57
	0.029	0.341	90	95.61	11.871	0.096	826.562	98.02
	0.033	2.196	220	54.19	73.639	0.001	1222.904	293.53
	0.033	0.972	149	70.36	33.181	0.008	1001.546	177.09
	0.033	0.603	120	83.48	21.048	0.026	890.985	131.72
	0.04	1.247	170	70.48	42.880	0.005	966.956	189.61
	0.04	0.732	130	83.6	25.123	0.02	848.642	136.27
	0.04	1.894	210	59.32	65.280	0.002	1071.217	245.69
	0.04	0.756	130	78.45	25.531	0.018	855.376	139.03
	0.04	0.436	104	96.37	15.511	0.072	747.470	98.83
0.043	2.315	232	57.34	79.733	0.001	1085.251	269.38	
0.043	0.967	150	74.76	33.318	0.011	876.284	156.79	
0.043	0.542	114	90.79	18.957	0.045	760.405	109.5	
Adhikari e Wood [23]	0.02	1.37	200	64.88	52.876	0.002	1399.365	274.19
	0.03	1.37	200	80.38	52.876	0.003	1142.577	228.64
	0.04	1.37	200	93.34	52.876	0.004	989.500	201
Sammartano et al. [32]	0.06	10	757	95.78	540.714	0.00004	1314.843	574.82
Galvis-Holguin et al. [94]	0.0162	0.5	160	97.73	25.555	0.021	1214.618	161.3
Azienda B	0.644	19.95	429	10.22	432.813	0.00008	475.327	304.6
	0.48	30.52	375	5.61	467.946	0.00002	611.015	452.26

TABELLA 25: DATI TROVATI IN LETTERATURA

7.2 Speed ratio ottimale

Come anticipato nel *paragrafo 5.5*, conoscere lo *speed ratio* ottimale significa, in fase di progettazione, determinare il diametro ottimale della turbina per determinate condizioni di salto e portata, ovvero quel diametro che permetta di massimizzare l'efficienza della macchina. Per ricavare il valore ideale dello speed ratio sono stati presi in considerazione quegli studi, tra quelli riportati in *tabella 29 (Allegati)*, che hanno indagato riguardo la relazione esistente tra *speed ratio* ed efficienza massima. I dati estrapolati sono stati riuniti nella *tabella 26* e, in aggiunta, è stato calcolato lo *speed ratio* teorico ottimale con l'*equazione (74)* e il rapporto tra l' $SR_{ottimale}$ dato dai vari papers e quest'ultimo. È stato costruito il grafico in *figura 113* per cercare una relazione che unisca la velocità specifica N_s e il rapporto $SR_{ottimale}/SR_{teorico}$:

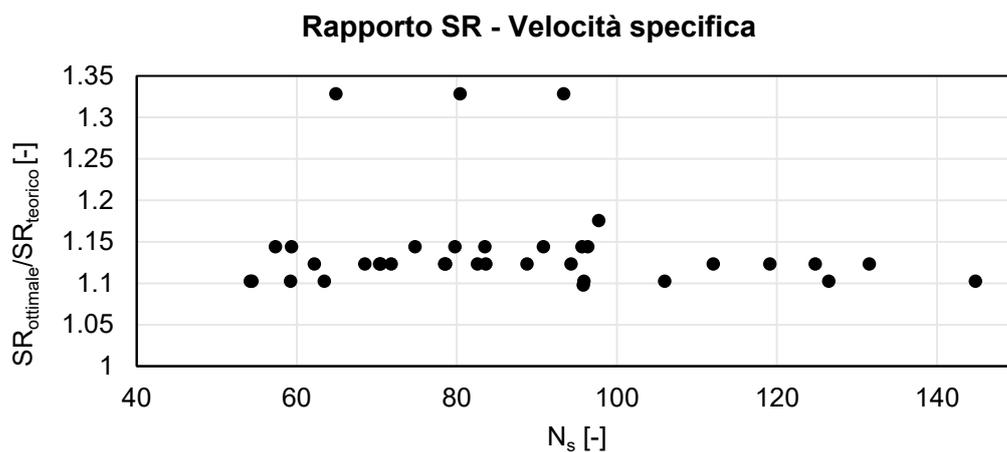


FIGURA 115: GRAFICO CHE CORRELA IL RAPPORTO TRA GLI SR ALLA VELOCITÀ SPECIFICA N_s

Osservando il grafico è stato possibile trarre alcune considerazioni:

- Il rapporto tra gli speed ratio non dipende dalla velocità specifica N_s
- C'è molta confusione in letteratura (ogni linea di punti nel grafico corrisponde a uno studio) e saranno quindi necessari ulteriori studi in futuro
- Si può notare che, trascurando i tre punti in alto, i valori sono sempre compresi tra 1.1 e 1.15 e, di conseguenza, facendo una media, lo speed ratio ottimale può essere trovato applicando l'equazione:

$$SR_{ottimale} = SR_{teorico} \cdot 1.13 [-] \quad (158)$$

Studio	α [deg]	N_s [-]	$SR_{ottimale\ dato}$ [-]	$SR_{teorico}$ [-]	$SR_{ottimale}/SR_{teorico}$ [-]
<i>Khosrowpanah [7]</i>	16	105.95	0.53	0.4806	1.1027
	16	131.54	0.54	0.4806	1.1235
	16	144.78	0.53	0.4806	1.1027
	16	95.87	0.53	0.4806	1.1027
	16	119.12	0.54	0.4806	1.1235
	16	126.46	0.53	0.4806	1.1027
	16	112.03	0.54	0.4806	1.1235
	16	124.79	0.54	0.4806	1.1235
	16	63.43	0.53	0.4806	1.1027
	16	78.58	0.54	0.4806	1.1235
	16	94.26	0.54	0.4806	1.1235
	16	59.21	0.53	0.4806	1.1027
	16	71.80	0.54	0.4806	1.1235
	16	88.78	0.54	0.4806	1.1235
	16	54.39	0.53	0.4806	1.1027
	16	68.51	0.54	0.4806	1.1235
	16	82.58	0.54	0.4806	1.1235
	16	62.18	0.54	0.4806	1.1235
	16	79.77	0.55	0.4806	1.1443
	16	95.61	0.55	0.4806	1.1443
	16	54.19	0.53	0.4806	1.1027
	16	70.36	0.54	0.4806	1.1235
	16	83.48	0.55	0.4806	1.1443
	16	70.48	0.54	0.4806	1.1235
	16	83.60	0.54	0.4806	1.1235
	16	59.32	0.55	0.4806	1.1443
	16	78.45	0.54	0.4806	1.1235
	16	96.37	0.55	0.4806	1.1443
	16	57.34	0.55	0.4806	1.1443
	16	74.76	0.55	0.4806	1.1443
16	90.79	0.55	0.4806	1.1443	
<i>Adhikari e Wood [23]</i>	22	64.88	0.616	0.4636	1.3288
	22	80.38	0.616	0.4636	1.3288
	22	93.34	0.616	0.4636	1.3288
<i>Sammartano et al. [32]</i>	22	95.78	0.509	0.4636	1.0979
<i>Fiuzat e Akerkar [61]</i>	22		0.5	0.4636	1.0785
	22		0.5	0.4636	1.0785
<i>Galvis-Holguin et al. [94]</i>	22	97.73	0.545	0.4636	1.1756
<i>Pereira e Borges [51]</i>	13		0.454	0.4872	0.9319
	13		0.454	0.4872	0.9319
	13		0.454	0.4872	0.9319

TABELLA 26: DATI ELABORATI PER RICAVARE IL VALORE OTTIMALE DELLO SPEED RATIO

7.3 Numero di pale ottimale

Prendendo in considerazione la *tabella 29* riportata negli *Allegati* ed estrapolando i dati degli studi svolti per determinare il numero ottimale di pale, si è ottenuta la seguente tabella:

Studio	N_s [-]	D_1 [m]	α [deg]	N_b studiati [-]	$N_{b,ott}$ [-]	$N_{b,Mockmore}$ [-]	$N_{b,ott}/N_{b,Mock}$ [-]
Khosrowpanah [7]	51.63	0.304	16	10,15,20	15	18	0.83079
Aziz e Desai [6]	92.90	0.305	22	15,20,25,30	25	23	1.10011
Totapally e Aziz [53]		0.305	22	15,20,25,30,35,40	35	23	1.54016
Joshi [14]	60.50	0.300	16	8,10,16,20,24,30	20	18	1.10772
Pereira e Borges [15]	77.10	0.300	15	10,25	25	18	1.38465
Olgun [10]	91.17	0.170	16	20,24,28,32	24	18	1.32926
Acharya et al. [82]	65.00	0.300	16	16,18,20,22,24,26,28,32	22	18	1.21849
Castaneda [95]	89.42	0.297		16,20,23,25,28,32	28		

TABELLA 27: STUDI CHE HANNO ANALIZZATO LA VARIAZIONE DEL NUMERO DI PALE E DETERMINATO IL VALORE OTTIMALE

Al valore di N_b ottimale riportato dagli studi è stato affiancato il risultato ottenuto applicando ai vari casi l'*equazione (99)* del numero di pale di Mockmore e Merryfield [44] e, come riportato nell'ultima colonna della *tabella 27*, è stato fatto il rapporto tra N_b ottimale e N_b di Mockmore e Merryfield [44]. Questo rapporto è stato successivamente plottato in funzione della velocità specifica N_s e la curva trovata è rappresentata in *figura 116*. I risultati ottenuti permettono, in fase di progettazione, di definire il numero di pale ottimale attraverso un breve procedimento:

- Si calcola $N_{b,Mockmore}$ con l'*equazione (99)*
- Si calcola N_s con l'*equazione (84)* utilizzando la N ottimale trovata nel *paragrafo 7.1*
- Si sostituisce N_s al posto di x nell'*equazione della linea di tendenza in figura 116*
- Si ottiene come risultato il rapporto $N_{b,ottimale}/N_{b,Mockmore}$
- Conoscendo $N_{b,Mockmore}$ (calcolato al primo punto del procedimento) è possibile ricavare il valore di $N_{b,ottimale}$ esplicitandolo nell'*equazione della linea di tendenza*

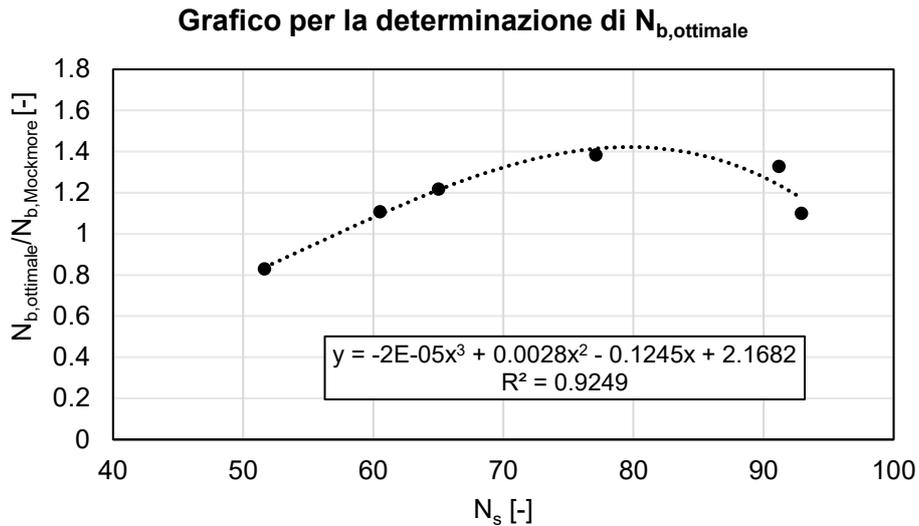


FIGURA 116: GRAFICO CHE CORRELA IL RAPPORTO TRA I NUMERI DI PALE E LA VELOCITÀ SPECIFICA N_s

7.4 Spessore delle pale

È stato possibile definire una metodologia che riunisce sia gli aspetti strutturali che quelli idraulici e si basa sulla seguente assunzione: la larghezza della girante da considerare per ricavare lo spessore non è l'intera larghezza B ma la larghezza ridotta b_r (figura 117), ovvero la distanza tra le corone circolari. Questi elementi sono sovente presenti nella girante con lo scopo di irrobustirla, in quanto riducono la lunghezza della pala da vincolo a vincolo, e solitamente sono in linea con il sistema di parzializzazione e, di conseguenza, le corone sono spesso poste a $1/3$ e $2/3$ della larghezza della girante.

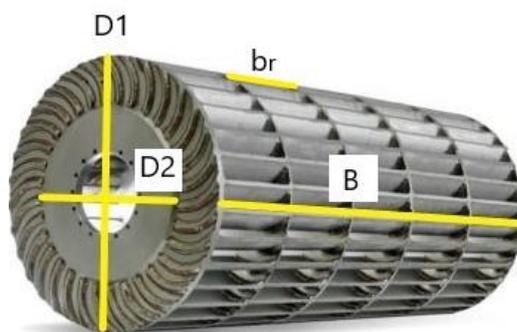


FIGURA 117: PARAMETRI GEOMETRICI FONDAMENTALI DELLA GIRANTE

I passaggi per la determinazione dello spessore delle pale sono i seguenti:

- Si fissa il numero di pale $N_{b,ottimale}$ calcolato nel *paragrafo 7.1*
- Si fissa il numero di corone circolari interne $c=2$ ipotizzate essere posizionate a $1/3$ e $2/3$ di B
- Si calcola la larghezza ridotta $b_r=B/(c+1)$
- Si calcola il raggio di curvatura ρ_b (*equazione (108)*)
- Si calcola lo spessore delle pale di primo tentativo con l'*equazione (63)* di *Khan e Badshah* [42]
- Si calcola la tensione agente sulle pale con l'*equazione (40)* di *Verhaart* [5]
- Una volta calcolata la tensione agente, la si confronta con la tensione ammissibile, data dalla resistenza allo snervamento del materiale prescelto divisa per un fattore di sicurezza; quest'ultimo, in letteratura, è stato preso pari a 1.7 (*tabella 3, paragrafo 4.8*)

A questo punto ci sono due casi possibili:

- Se la tensione agente è inferiore alla tensione ammissibile → Si assume per le pale lo spessore trovato con l'*equazione (63)* di *Khan e Badshah* [42]
- Se la tensione agente è superiore alla tensione ammissibile → Si aumenta lo spessore e/o il numero di corone (compatibilmente con le necessità costruttive) e si reiterano i procedimenti descritti sopra finché si ottiene una tensione agente inferiore a quella ammissibile

Infine, il passaggio ideale da fare sarebbe quello di verificare che il rapporto t_b/b_r stia all'interno dell'intervallo di valori tipici della letteratura, ma ciò risulta impraticabile poiché gli studi non riportano mai il numero di corone scelte e, di conseguenza, non è stato possibile definire un range ideale di valori per questo rapporto.

8. Ottimizzazione della progettazione

Alla luce di quanto trovato in letteratura e ricavato tramite l'elaborazione dei dati, questo capitolo si pone come obiettivo quello di suggerire una metodologia di progettazione che permetta di definire in modo ottimale i parametri geometrici della turbina.

1) Dati input

La fase preliminare di progetto consiste nella definizione dei dati input:

- Salto lordo H e relativo salto netto H_n (la relazione tra i due è molto sito specifica e in letteratura non viene fornito un valore preciso del loro rapporto, se non da *Nasir* [19], che afferma che il salto netto sia il 94% del salto lordo)
- Portata Q (nel *paragrafo 5.4* si è messa in luce la capacità delle Banki di lavorare in modo efficiente per un ampio range di portate, che va dal 15-16% al 100% della portata massima turbinabile)
- Coefficiente di velocità $c_v=0.98$
- Angolo d'attacco α secondo la letteratura: in una tabella riassuntiva degli studi della letteratura, riportata da *Perez-Rodriguez et al.* [89], si nota che per valori di α tra 22° e 24° si ottengono efficienze maggiori rispetto a quelle in presenza di valori di α minori; si decide quindi di utilizzare:

$$\alpha = 22^\circ \quad (159)$$

- Angolo β_1 (*paragrafi 4.5 e 5.2.3*):

$$\tan\beta_1 = 2\tan\alpha \quad [-] \quad (160)$$

$$\beta_1 = \arctan(2\tan\alpha) = 39^\circ \quad [deg] \quad (161)$$

- Angolo β_2 secondo la letteratura (*paragrafo 5.2.3*):

$$\beta_2 = 90^\circ \quad (162)$$

- Angolo dell'arco d'ingresso λ secondo la letteratura (*paragrafo 5.2.3*):

$$\lambda = 90^\circ \quad (163)$$

- L'efficienza massima teorica, assumendo $\alpha=22^\circ$ e applicando l'*equazione (83)*, è di 0.82; nella progettazione proposta si decide di utilizzare l'efficienza media della letteratura (da *Anand et al. [87]*), che vale circa:

$$\eta = 0.8 \quad [-] \quad (164)$$

2) Velocità di rotazione N

La velocità di rotazione N ottimale è calcolata seguendo il procedimento descritto nel *paragrafo 7.1*, utilizzando al posto di H il salto netto H_n ricavato nel punto 1.

Bisogna però fare attenzione al fatto che la $N_{ottimale}$ trovata è una velocità di rotazione solamente teorica, in quanto nella realtà le macchine idrauliche operano con velocità di rotazione definita dall'equazione:

$$N_{ammessa} = \frac{3000}{x} \text{ [rpm]} \quad (165)$$

Dove:

- 3000 = prodotto tra 50 Hz (la frequenza della rete elettrica) e 60 (fattore usato per convertire da giri a secondo a giri a minuto) [rpm]
- x = numero di coppie polari presenti negli alternatori accoppiati alla turbina, che va da 1 a 30 circa [-]

Ne consegue che, dopo aver calcolato la $N_{ottimale}$ con l'*equazione (156)* o *(157)* (*paragrafo 7.1*), la velocità di rotazione ammessa sarà quella, nella tabella seguente, che più si avvicina a quella ottimale calcolata:

Coppie polari [-]	N ammessa [rpm]	Coppie polari [-]	N ammessa [rpm]
1	3000	16	188
2	1500	17	176
3	1000	18	167
4	750	19	158

5	600	20	150
6	500	21	143
7	429	22	136
8	375	23	130
9	333	24	125
10	300	25	120
11	273	26	115
12	250	27	111
13	231	28	107
14	214	29	103
15	200	30	100

TABELLA 27: VELOCITÀ DI ROTAZIONE AMMESSE CALCOLATE TRAMITE L'EQUAZIONE (165)

3) Diametro esterno D_1 e interno D_2 della girante

- Si determina lo *speed ratio* ottimale seguendo il procedimento descritto nel *paragrafo* 7.2, ovvero calcolando lo *speed ratio* teorico e moltiplicandolo per il fattore 1.13
- Si pone il rapporto U/V pari allo *speed ratio* ottimale:

$$\frac{U}{V} = \frac{\frac{2\pi N D_1}{120}}{c_v \sqrt{2gH_n}} = SR_{ottimale} \quad [-] \quad (166)$$

- Si esplicita D_1 e si svolgono i calcoli utilizzando come N la $N_{ammessa}$ trovata al punto 2:

$$D_1 = \frac{120 \cdot SR_{ottimale} \cdot c_v \sqrt{2gH_n}}{2\pi \cdot N_{ammessa}} \quad (167)$$

- Si calcola il diametro interno considerando il rapporto D_2/D_1 medio della letteratura (0.665):

$$D_2 = 0.665 \cdot D_1 \quad [m] \quad (168)$$

4) Larghezza del distributore

- Si calcola la larghezza del distributore seguendo la definizione di *Sammartano et al.* [32]:

$$b = \frac{Q}{q} [m] \quad (169)$$

Dove q è la portata specifica, data da:

$$q = V \sin \alpha \cdot \lambda \cdot \frac{D_1}{2} [m^2/s] \quad (170)$$

5) Larghezza della girante B

- Metodologia standard: La larghezza della girante B è posta uguale alla larghezza del distributore b calcolata al punto 4:

$$B = b [m] \quad (171)$$

- Metodologia alternativa: *Sammartano et al.* [32] hanno affermato che, adottando un rapporto $B/b=1.5$, si ottiene un miglioramento dell'efficienza; secondo loro la larghezza è dunque ricavabile tramite la relazione:

$$B = 1.5 \cdot b [m] \quad (172)$$

6) Controllo del rapporto D_1/B ed eventuali modifiche

- Metodologia standard: Come giustificato nel *paragrafo 5.2.2*, il rapporto D_1/B di riferimento in fase di progettazione è assunto uguale a 1.5; di conseguenza, dopo aver calcolato il diametro esterno e la larghezza della girante tramite i punti 3,4 e 5, bisogna controllare che il rapporto tra i due valori sia prossimo a quello di riferimento.

Se così non fosse, risulterebbe necessario modificare il numero di coppie polari finché non si trova quel valore di $N_{ammessa}$ che, ripetendo i punti 3,4 e 5, consenta di ottenere un rapporto D_1/B prossimo a 1.5; i valori così trovati di $N_{ammessa}$, D_1 e B sono quelli con cui si procede nei successivi passaggi di progettazione

- Metodologia alternativa: In questo caso il rapporto D_1/B da prendere come riferimento non è 1.5 ma è il valore ottenuto da Sammartano et al. [32] nel loro studio, ovvero 1.15; i passaggi da effettuare sono i medesimi della metodologia standard, ciò che cambia è solamente il valore di riferimento di D_1/B

7) Numero di pale N_b

- Il numero di pale N_b è calcolato seguendo il procedimento descritto nel *paragrafo* 7.3

8) Raggio di curvatura delle pale ρ_b

- Il raggio di curvatura delle pale è calcolato in accordo con l'equazione di Sammartano et al. [32] (diversa formalmente da quella di Mockmore e Merryfield [44] ma che dà ugual risultato):

$$\rho_b = \frac{D_1}{4} \cdot \left[1 - \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^2 \right] \cdot \cos(\beta_1)^{-1} \quad [m] \quad (173)$$

9) Angolo al centro delle pale

- L'angolo al centro delle pale è determinato tramite l'equazione data da *Mockmore e Merryfield* [44]:

$$\delta = 2 \cdot \tan^{-1} \left(\frac{\cos(\beta_1)}{\sin(\beta_1) + \frac{D_2}{D_1}} \right) \quad [deg] \quad (174)$$

10) Spessore pale

- Lo spessore delle pale t_b è calcolato seguendo il procedimento descritto nel *paragrafo 7.4*

11) Profilo del distributore

- Il profilo superiore del distributore è calcolato e rappresentato seguendo la metodologia proposta da Sammartano et al. [32] nel *paragrafo 6.1.2*

9. Esempi di turbine progettate

Utilizzando la metodologia descritta nel capitolo 8, sono state progettate dieci diverse turbine Banki. Il salto e la portata di progetto sono stati scelti osservando il campo di lavoro tipico delle Banki mostrato nel grafico in figura 20: per H sono stati scelti valori da 2 m a 200 m, per Q da 0.25 m³/s a 5 m³/s.

I risultati ottenuti sono riportati nella seguente tabella:

Turbina	H [m]	Q [m ³ /s]	N [-]	N _s [-]	D ₁ [m]	B [m]
Turbina 1	2	0.25	136	114	0.450	0.307
Turbina 2	10	0.5	333	117	0.458	0.270
Turbina 3	50	0.5	1000	105	0.307	0.180
Turbina 4	100	0.5	1500	94	0.290	0.135
Turbina 5	200	0.5	3000	112	0.205	0.135
Turbina 6	10	1	214	107	0.641	0.386
Turbina 7	25	1	429	107	0.507	0.309
Turbina 8	50	2	500	105	0.614	0.361
Turbina 9	5	2	100	118	0.971	0.721
Turbina 10	10	5	100	111	1.373	0.901

TABELLA 28: RISULTATI OTTENUTI PROGETTANDO DIECI TURBINE CON LA METODOLOGIA PROPOSTA NEL CAPITOLO 8

Osservando la tabella è possibile trarre alcune considerazioni:

- A parità di portata, il diametro D_1 e la larghezza B si riducono al crescere del salto; questo è dovuto al fatto che, aumentando H , aumenta conseguentemente la velocità V e, rimanendo costante la portata, si riduce l'area attraversata dal flusso (e quindi le grandezze D_1 e B)
- A parità di salto, il diametro e la larghezza aumentano al crescere della portata; il ragionamento è analogo a quello del punto precedente (se H rimane costante, rimane costante anche V e quindi, se si vuole turbinare una maggiore portata, l'area della girante attraversata dall'acqua deve necessariamente aumentare e conseguentemente aumentano D_1 e B)
- Le velocità specifiche N_s ottenute ricadono sempre nell'intervallo 94-118
- Le velocità di rotazione N ricavate coprono interamente il range definito dalla tabella 27, toccando sia il limite inferiore di 100 rpm, sia quello superiore di 3000 rpm

Conclusione

Il presente lavoro di tesi si è concentrato sull'analisi della letteratura relativa alle turbine Banki, con l'obiettivo di evidenziarne le caratteristiche, descrivere le diverse procedure progettuali e proporre una ottimale. Dopo una breve panoramica sull'energia idroelettrica, gli impianti e le turbine, si è passati alla descrizione del funzionamento e delle caratteristiche della Banki, mettendo in luce la sua notevole capacità di mantenere alta l'efficienza (mediamente pari a 80%) per portate anche 85% inferiori a quella massima turbinabile; questa qualità è dovuta al fatto che nella turbina sono presenti dei sistemi di parzializzazione e controllo del flusso in ingresso. Successivamente si è passati all'analisi della letteratura concentrandosi sui parametri geometrici notevoli, definendo le equazioni per la loro determinazione e traendo delle conclusioni circa i valori ottimali da adottare in fase di progettazione. Analizzando gli studi riguardanti le Banki, è stato possibile mostrare che, mediamente, nel primo stage viene generata il 70% dell'energia, mentre la restante deriva dal secondo passaggio dell'acqua attraverso le pale. Si è inoltre dimostrata l'elevata percentuale di mortalità che colpisce la fauna ittica nel passaggio attraverso questa turbina. Analizzando alcuni articoli ed elaborando i dati riportati da preventivi e cataloghi di alcune aziende, si è stimato come circa 400-500 € il prezzo al kilowatt delle Banki. Dalla letteratura sono state estrapolate e descritte differenti metodologie di progettazione, tra cui una inerente alle turbine da installare in acquedotto. Il punto saliente della tesi è stato quello dell'elaborazione dei dati della letteratura finalizzata alla determinazione di equazioni e/o valori di riferimento da utilizzare in fase di progettazione: in particolare, sono state proposte nuove relazioni e metodologie riguardanti la velocità di rotazione ottimale, lo speed ratio ottimale, il numero di pale ottimale e lo spessore delle pale. Alla luce di quanto osservato, elaborato e ricavato, è stata infine proposta una metodologia ottimizzata di progettazione, tramite la quale sono stati sviluppati dieci esempi di turbine partendo da salti e portate tipici del campo di lavoro della Banki.

I punti forti della tesi sono quelli di aver raccolto in un unico documento le molteplici informazioni riportate dai più importanti articoli della letteratura, averle analizzate e successivamente elaborate per ricavare nuove relazioni e metodologie utili per la determinazione di alcuni parametri. Leggendo questo documento è possibile capire al meglio il funzionamento delle Banki, venire a conoscenza dei valori ottimali dei parametri fondamentali e, infine, adottare la metodologia proposta per ottimizzare la progettazione.

Risulta tuttavia necessario mettere in luce il fatto che, nel settore delle Banki, vi sono ancora ampi margini di miglioramento, poiché alcuni parametri necessitano di ulteriori e specifiche indagini al fine di ottimizzare il funzionamento della turbina. Basti pensare, per esempio, al fatto che in letteratura esistono davvero pochi studi che si sono dedicati all'analisi dello spessore delle pale, alla determinazione di un'equazione generale per trovare il numero di pale ottimale o alla valutazione degli aspetti economici legati alle Banki. Inoltre, ciò che bisogna notare, è che non sempre le turbine studiate sono di dimensioni realistiche e, conseguentemente, sarebbe interessante dar luogo a esperimenti e simulazioni prendendo più in considerazione turbine in grandezza reale, in modo da osservare il comportamento che poi effettivamente avranno le macchine una volta installate.

Per concludere il discorso, si può affermare che unendo gli studi del passato con quelli del futuro, i ricercatori avranno la possibilità di migliorare ulteriormente il comportamento delle Banki, le quali, come già riportato nella tesi, potranno giocare un ruolo decisamente importante sia installate in zone rurali difficilmente raggiungibili dalla rete elettrica, sia utilizzate in acquedotto per la contemporanea dissipazione della pressione e generazione di energia.

Ringraziamenti

Queste ultime righe sono dedicate ai ringraziamenti di coloro che mi hanno affiancato, aiutato e guidato nel mio lavoro.

Vorrei innanzitutto ringraziare il mio relatore, il Professor Roberto Revelli, per avermi dato la possibilità di imparare, crescere e migliorare attraverso la stesura della tesi. I suoi consigli e le sue critiche costruttive sono stati un importante stimolo durante questi mesi di lavoro.

Un ringraziamento speciale va al mio correlatore, l'Ing. Emanuele Quaranta, per l'aiuto e il supporto ricevuto a partire dalla nascita di questa tesi fino alla sua conclusione. Grazie per avermi insegnato ad avere spirito critico e trasmesso l'idea che non si debba mai dare nulla per scontato, e che porsi delle domande sia sempre sintomo di intelligenza.

Ringrazio inoltre Alberto Santolin di *45 Engineering* e le aziende *Ossberger*, *Italperfo* e *Irem* per le preziose informazioni tecniche fornitemi, grazie alle quali ho avuto modo di sostenere le mie analisi ed elaborazioni con dati precisi.

E poi vorrei ringraziare le persone più importanti, a cui voglio un gran bene, quelle che hanno condiviso con me questi anni di università...

I miei genitori, che con sacrifici, discrezione e amore, mi hanno sostenuto giorno dopo giorno. Se oggi siamo qui a festeggiare è grazie a voi, che mi avete dato la possibilità di studiare e mi avete sempre supportato, sia dopo gli esami superati che, soprattutto, dopo quelli falliti.

Il mio fratellino Mato, che quando ho iniziato l'università mi arrivava sotto le spalle e ora mi guarda dall'alto verso il basso. Tornare a casa da Torino e ritrovarti è sempre stato un momento di gioia e spensieratezza, anzi, di vero e proprio "chilling".

I miei nonni, con cui sono cresciuto. Nonna "Gialana", per tutti i messaggi che mi mandi e per preoccuparti sempre per me, anche quando vado a fare una semplice passeggiata. E nonno Cimino, per avermi insegnato tante cose usando poche parole.

La mia Val, per avermi supportato e soprattutto sopportato in questi mesi molto impegnativi. La tua determinazione e voglia di vivere e scoprire sono un grande esempio per me, e il tuo amore e i tuoi sorrisi una fonte quotidiana di energia.

E infine i miei amici, con i quali ho condiviso momenti pieni di gioia e, spesso e volentieri, ebbrezza. Feste, risate, studi disperati, chiacchiere, pompate, mangiate e bevute... Gli attimi trascorsi insieme a voi mi hanno regalato, regalano e regaleranno sempre sensazioni meravigliose.

Quindi grazie a tutti voi!

Oggi siamo qui a festeggiare quello che, come si dice spesso, "è solo un pezzo di carta"...

Ma il brindisi più grande lo desidero fare per voi e con voi, che siete un pezzo del mio cuore...

Allegati

Studio	H [m]	Q [m ³ /s]	N [rpm]	N _s [-]	SR _{ott} [-]	SR _{teor} [-]	η _{max} [%]	D ₁ [m]	B [m]	D ₁ /B [-]	Nb _{ott} [-]	Nb _{assunto} [-]	t _b [m]	α [deg]	β ₁ [deg]	β ₂ [deg]	λ [deg]
[44]	4.87	0.085	263	60.41		0.481	68.0	0.333	0.305	1.09		20	0.003	16	30	90	
[7]	1.79	0.030	176	51.63		0.481	70.0	0.304	0.152	2.00	15			16	30	90	90
[6]	0.5	0.040	94	92.90		0.464	88.0	0.305	0.152	2.01	25		0.0032	22	39	90	90
[53]						0.464	92.0	0.305	0.152	2.01	35			22	39	90	90
[14]	5	0.072	298	60.50		0.481	64.8	0.300	0.325	0.92	20		0.003	16	30	90	
[15]	3	0.080	231	77.10		0.483	73.8	0.300	0.215	1.40	25			15	30	90	80
[10]	15	0.082	911	91.17		0.481	72.0	0.170	0.114	1.49	24			16	30	90	90
[2]	20	0.465	526	107.13		0.478	81.3	0.340	0.500	0.68		30		17	34	92.5	120
[17]	12	0.620	360	124.74		0.464	82.1	0.385	0.139	2.77		35		22	38.9	90	90
[18]	1.48		154			0.483		0.315	0.100	3.15		26	0.0057	15	30	90	90
[4]	35	0.135	805	55.75		0.481	75.0	0.294	0.150	1.96		24		16	30	90	70
[11]	3.15	0.037	284	57.53		0.478	62.9	0.250	0.335			30	0.003	17	30	97	109
[42]	6	0.175	261	68.28		0.481	58.5	0.375	0.271	1.38		36	0.0061	16	30	90	90
[49]	10	0.105	400	68.92		0.464	91.0	0.316	0.196			35	0.0032	22	39	90	80
[49]	10	0.105	400	60.01		0.481	69.0	0.316	0.225			20	0.0032	16	30	90	69
[21]	4.9	0.100	221	62.45		0.481	88.0	0.400	0.591	0.68		30		16	30	90	
[33]	5.5	0.033	469	71.43		0.481	92.4	0.200	0.200	1.00		18		16	30	90	
[36]	2	0.120	120	59.64		0.481	59.0	0.470	0.470	1.00		18	0.003	16	30	90	
[37]	5	0.018	596	52.99		0.470	50.0	0.150	0.090	1.67		18	0.003	20	36	90	
[82]	10	0.100	422	65.00		0.481	76.6	0.300	0.208	1.44	22			16	30	90	
[95]	10	0.148	450	89.42			86.0	0.297			28						
[7]	0.94	0.020	290	105.95	0.53	0.481	62	0.152	0.152	1.00		20		16	30	90	58
	0.56	0.020	225	131.54	0.54	0.481	73	0.152	0.152	1.00		20		16	30	90	78
	0.40	0.020	183	144.78	0.53	0.481	79.5	0.152	0.152	1.00		20		16	30	90	90
	1.45	0.024	356	95.87	0.53	0.481	54	0.152	0.152	1.00		20		16	30	90	58
	0.91	0.024	290	119.12	0.54	0.481	62	0.152	0.152	1.00		20		16	30	90	78
	0.69	0.024	240	126.46	0.53	0.481	67	0.152	0.152	1.00		20		16	30	90	90
	1.31	0.029	350	112.03	0.54	0.481	54	0.152	0.152	1.00		20		16	30	90	78
	0.99	0.029	300	124.79	0.54	0.481	60	0.152	0.152	1.00		20		16	30	90	90
	1.22	0.029	165	63.43	0.53	0.481	70	0.305	0.152	2.01		20		16	30	90	58
	0.59	0.029	115	78.58	0.54	0.481	74	0.305	0.152	2.01		20		16	30	90	78
	0.34	0.029	87	94.26	0.54	0.481	80	0.305	0.152	2.01		20		16	30	90	90
	1.64	0.033	190	59.21	0.53	0.481	63	0.305	0.152	2.01		20		16	30	90	58
	0.85	0.033	138	71.80	0.54	0.481	66	0.305	0.152	2.01		20		16	30	90	78
	0.45	0.033	100	88.78	0.54	0.481	73	0.305	0.152	2.01		20		16	30	90	90
	2.60	0.040	240	54.39	0.53	0.481	55	0.305	0.152	2.01		20		16	30	90	58
	1.28	0.040	170	68.51	0.54	0.481	60	0.305	0.152	2.01		20		16	30	90	78
	0.74	0.040	130	82.58	0.54	0.481	66	0.305	0.152	2.01		20		16	30	90	90
	1.33	0.029	175	62.18	0.54	0.481	68	0.305	0.152	2.01		15		16	30	90	58
	0.61	0.029	120	79.77	0.55	0.481	74	0.305	0.152	2.01		15		16	30	90	78
0.34	0.029	90	95.61	0.55	0.481	79	0.305	0.152	2.01		15		16	30	90	90	

	2.20	0.033	220	54.19	0.53	0.481	61	0.305	0.152	2.01		15		16	30	90	58
	0.97	0.033	149	70.36	0.54	0.481	66	0.305	0.152	2.01		15		16	30	90	78
	0.60	0.033	120	83.48	0.55	0.481	70	0.305	0.152	2.01		15		16	30	90	90
	1.25	0.040	170	70.48	0.54	0.481	61	0.305	0.152	2.01		15		16	30	90	78
	0.73	0.040	130	83.60	0.54	0.481	66	0.305	0.152	2.01		15		16	30	90	90
	1.89	0.040	210	59.32	0.55	0.481	53	0.305	0.152	2.01		10		16	30	90	58
	0.76	0.040	130	78.45	0.54	0.481	61	0.305	0.152	2.01		10		16	30	90	78
	0.44	0.040	104	96.37	0.55	0.481	63	0.305	0.152	2.01		10		16	30	90	90
	2.32	0.043	232	57.34	0.55	0.481	51	0.305	0.152	2.01		10		16	30	90	58
	0.97	0.043	150	74.76	0.55	0.481	56	0.305	0.152	2.01		10		16	30	90	78
	0.54	0.043	114	90.79	0.55	0.481	60	0.305	0.152	2.01		10		16	30	90	90
[23]	1.37	0.020	200	64.88	0.62	0.464	86	0.305	0.203	1.50		30		22	39	90	90
	1.37	0.030	200	80.38	0.62	0.464	88	0.305	0.203	1.50		30		22	39	90	90
	1.37	0.040	200	93.34	0.62	0.464	89	0.305	0.203	1.50		30		22	39	90	90
[32]	10.00	0.060	757	95.78	0.51	0.464	86	0.161	0.093	1.73		35		22	39	90	90
[61]					0.50	0.464	78.8	0.203	0.152	1.34		20		22	39	90	90
					0.50	0.464	72.2	0.203	0.152	1.34		20		22	39	90	120
[94]	0.50	0.016	160	97.73	0.55	0.464	83	0.200						22	39	90	90
[51]	3.10			0.00	0.45	0.487	84.8	0.300	0.215	1.40				13	25	90	80
	4.30			0.00	0.45	0.487	84.8	0.300	0.215	1.40				13	25	90	80
	5.00			0.00	0.45	0.487	84.8	0.300	0.215	1.40				13	25	90	80

TABELLA 29: DATI DELLA LETTERATURA UTILIZZATI PER LE ELABORAZIONI SVOLTE

Bibliografia

- [1] Adhikari R.C., Wood D.H., A new nozzle design methodology for high efficiency crossflow hydro turbines, in *Energy for Sustainable Development*, 41, 139-148, 2017
- [2] Chen Z.M., Choi Y.D., *Performance and internal flow characteristics of a cross-flow turbine by guide vane angle*, 6th International Conference on Pumps and Fans with Compressors and Wind Turbines, 052031, 2013
- [3] Bardi U., *Il conto in banca dell'energia: il ritorno energetico sull'investimento energetico (EROEI)*, Aspoitalia, 2005
- [4] De Andrade J., Curiel C., Kenyery F., Aguillón O., Vásquez A., Asuaje M., *Numerical Investigation of the Internal Flow in a Banki Turbine*, in *International Journal of Rotating Machinery*, ID 841214, 2011
- [5] Nishi Y., Inagaki T., Li Y., Hatano K., Omiya R., *Research on the flow field of undershot cross-flow water turbines using experiments and numerical analysis*, 27th IAHR Symposium on Hydraulics Machinery and Systems, 062006, 2014
- [6] Desai V.R., Aziz N.M., *Parametric Evaluation of Cross-Flow Turbine Performance*, in *ASCE Journal of Energy Engineering*, vol. 120:17-34, 1994
- [7] Khosrowpanah S., Fiazat A.A., Albertson M.L., *Experimental Study of Cross-Flow Turbine*, in *ASCE Journal of Hydraulic Engineering*, vol. 114:299-314, 1998
- [8] Adhikari R., Wood D., *The Design of High Efficiency Crossflow Hydro Turbines: A Review and Extension*, in *MDPI Energies*, 11 267, 2018
- [9] Ho-Yan B., Lubitz W. D., *Performance evaluation of cross-flow turbine for low head application*, in *World Renewable Energy Congress*, Sweden, 2011
- [10] Olgun H., *Effect of interior guide tubes in cross-flow turbine runner on turbine performance*, in *International Journal of Energy Research*, 24:953-964, 2000
- [11] Kokubu K., Yamasaki K., Honda K., Kanemoto T., *Effect of inner guide on performances of cross flow turbine*, in *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, 15, 042035, 2012
- [12] Callister W.D., Rethwisch D.G., *Scienza e ingegneria dei materiali*, Edises, 2019
- [13] Kokubu K., Kanemoto T., Yamasaki K., *Guide Vane with Current Plate to Improve Efficiency of Cross Flow Turbine*, in *Open Journal of Fluid Dynamics*, 3, 28-35, 2013
- [14] Joshi C.B., Seshadri V., Singh S.N., *Parametric Study on Performance of Cross-Flow Turbine*, in *ASCE Journal of Energy Engineering*, vol.121, 1995
- [15] Costa Pereira N.H., Borges J.E., *Study of the nozzle flow in a cross-flow turbine*, in *International Journal of Mechanic Science*, vol.38, No.3, 283-302, 1996
- [16] Moran E.F., Lopez M.C., Moore N., Muller N., Hyndman D.W., *Sustainable hydropower in the 21st century*, *Proceedings of the National Academy of Sciences*, 115(47) 11891-11898, 2018
- [17] Sinagra M., Sammartano V., Aricò C., Collura A., Tucciarelli T., *Cross-Flow turbine design for variable operating conditions*, in *12th International Conference on Computing and Control for the Water Industry*, *Procedia Engineering* 70, 1539-1548, 2014

- [18] Fukutomi J., Nakase Y., Ichimiya M., Ebisu H., *Unsteady Fluid Forces on a Blade in a Cross-Flow Turbine* in *JSME International Journal, Series B*, Vol. 38, No.3, 1995
- [19] Nasir B.A., *Design of High Efficiency Cross-Flow Turbine for Hydro-Power Plant*, in *International Journal of Engineering and Advanced Technology*, Volume-2, Issue-3, 2013
- [20] Paish O., *Small hydro power: technology and current status*, in *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Volume 6, 537-556, 2002
- [21] Chattha J.A., Khan M.S., Iftikhar H., Shahid S., *Standardization of cross-flow turbine design for typical micro-hydro site conditions in Pakistan*, in *ASME Power Conference*, 32049, 2014
- [22] Sammartano V., Morreale G., Sinagra M., Tucciarelli T., *Numerical and experimental investigation of a cross-flow water turbine*, in *Journal of Hydraulic Research*, 54:3, 321-331, 2016
- [23] Adhikari R.C., Wood D.H., *Computational analysis of a part-load flow control for crossflow hydro-turbines*, in *Energy for Sustainable Development*, 45, 38-45, 2018
- [24] Achebe C.H., Okafor O.C., Obika E.N., *Design and implementation of a crossflow turbine for Pico hydropower electricity generation*, in *Science Direct Heliyon*, 6, e04523, 2020
- [25] Sutikno D., Soenoko R., Soeparman S., Wahyudi S., *Flow visualization of water jet passing through the empty space of cross-flow turbine runner*, in *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, ISSN 1729-3774, 2019
- [26] Adhikari R.C., Vaz J., Wood D., *Cavitation Inception in Crossflow Hydro Turbines*, in *MDPI Energies*, 9, 237, 2016
- [27] Sinagra M., Picone C., Aricò C., Pantano A., Tucciarelli T., Hannachi M., Driss Z., *Impeller Optimization in Crossflow Hydraulic Turbines*, in *MDPI Water*, 12, 313, 2021
- [28] Adhikari R., Wood D., *Computational Analysis of a Double-Nozzle Crossflow Hydroturbine*, in *MDPI Energies*, 11, 3380, 2018
- [29] Woldermariam E.T., Lemu H.G., *Numerical Simulation-Based Effect Characterization and Design Optimization of a Micro Cross-Flow Turbine*, in *Journal of Mechanical Engineering*, 65, 2019
- [30] Sammartano V., Sinagra M., Filianoti P., Tucciarelli T., *A Banki-Michell turbine for in-line water supply systems*, in *Journal of Hydraulic Research*, 55:5, 686-694, 2017
- [31] Sinagra M., Aricò C., Tucciarelli T., Morreale G., *Experimental and numerical analysis of a backpressure Banki inline turbine for pressure regulation and energy production*, in *Renewable Energy*, 149, 980-986, 2020
- [32] Sammartano V., Aricò C., Carravetta A., Fecarotta O., Tucciarelli T., *Banki-Michell Optimal Design by Computational Fluid Dynamics Testing and Hydrodynamic Analysis*, in *Energies*, 6, 2362-2385, 2013
- [33] Sirojuddin, Wardhana L.K., Rizky O., Ibnawati R., Syahri J.R., *Modification of Blade Profile the Banki Water Turbine to Increase Power*, in *Proceedings of the 5th International Conference and Exhibition on Sustainable Energy and Advanced Materials*, 2020
- [34] Cesoniene L., Dapkiene M., Punys P., *Assessment of the Impact of Small Hydropower Plants on the Ecological Status Indicators of Water Bodies: A Case Study in Lithuania*, in *MDPI Water*, 13, 433, 2020
- [35] Canuto C., Tabacco A., *Analisi matematica 1*, Pearson, 2021

- [36] Das N.K., Islam M.T., Basher E, *Design and fabrication of a cost effective cross flow hydro turbine for low head micro hydro power system*, in *International Conference on Mechanical Engineering and Renewable Energy*, PI-147, 2013
- [37] Jalswal N., *Design and fabrication of crossflow turbine for rural areas*, in *Research Gate*, 350072110, 2019
- [38] Matias I.J.T., Danao L.A.M., Abuam B.E., *Numerical Investigation on the effect of Varying the Arc lenght of a Windshield on the Performance of Highway Installed Banki Wind Turbine*, in *MDPI Fluids*, 6, 285, 2021
- [39] Quaranta E., Hendrick P., *Rotational speed estimation of Deriaz turbines: trend and dataset collection*, 6th *IAHR Europe Congress*, Warsaw, Poland, 2020
- [40] Paz E.P., Carrocci L.R., Filho P.M., Luna C.R., *Metodologia de diseno hidraulico y mecanico de una turbina Michell-Banki*, 8° *Congreso Iberoamericano de Ingenieria Mecanica*, Cusco, Perú, 2007
- [41] Quaranta E., Revelli R., *Hydraulic Behavior and Performance of Breastshot Water Wheels for Different Numbers of Blades*, in *ASCE Journal of Hydraulic Engineering*, Volume 13, Issue 1, 2017
- [42] Khan M.A., Badshah S., *Design and analysis of crossflow turbine for micro hydro power application using sewerage water*, in *Research Journal of Applied Sciences - Engineering and Technology*, 2014
- [43] Quaranta E., Pérez-Diaz J.I., Romero-Gomez P., Pistocchi A., *Environmentally Enhanced Turbines for Hydropower Plants: Current Technology and Future Perspective*, in *Frontiers in Energy Research – Sustainable Energy Systems and Policies*, 2021
- [44] Mockmore C.A., Merryfield F., *The Banki Water Turbine*, *Bulletin Series No.25*, Engineering Experiment Station, Oregon State College, 1949
- [45] Clark A.M., *Computation Analysis of Nozzle Designs for a Novel Low Head Hydroturbine*, *Thesis*, Ohio State University, 2020
- [46] Restrepo J.D.P., *Study of the Effect of the Geometrical Parameters of the Runner and Operation Conditions on Performance and Flow Characteristics in a Cross Flow Turbine*, *Thesis*, Universidad Eafit Department of Mechanical Engineering, 2014
- [47] Piper A.T., Rosewarne P.J., Wright R.M., Kemp P.S., *The impact of an Archimedes screw hydropower turbine on fish migration in a lowland river*, in *Ecological Engineering*, vol. 118, 31-42, 2018
- [48] Klopries E.M., Holger S, *Mortality assessment for adult European eels during turbine passage using CFD modelling*, in *Renewable Energy*, vol.147, 1481-1490, 2020
- [49] Adhikari R., *Design Improvement of Crossflow Hydro Turbine*, *Ph.D. Thesis*, University of Calgary, Calgary, AB, Canada, 2016
- [50] Durali M., *Design of Small Water Turbines for Farms and Small Communities*, Department of Mechanical Engineering, Master of Science, 1976
- [51] Pereira N.H.C., Borges J.E., *A study on the efficiency of a Cross-Flow Turbine based on experimental measurements*, ISBN: 978-960-474-402-2, 2014
- [52] Desai V.R., *A parametric study of the cross-flow turbine performance*, in *Journal of Energy Engineering*, April 1995 [53] Totapally H.G.S., Aziz N.M., *Refinement of Cross-Flow Turbine Design Parameters*, in *ASCE Journal of Energy Engineering*, vol.120, Issue 3, 1994

- [54] Quaranta E., Optimal Rotational Speed of Kaplan and Francis Turbines with Focus on Low-Head Hydropower Applications and Dataset Collection, in *Journal of Hydraulic Engineering*, 2019
- [55] Win Z.N.T., Win H.H., Thein M., *Design, Construction and Performance Test Of Cross-Flow Turbine*, in *International Journal of Mechanical And Production Engineering*, vol.4, Issue-12, 2016
- [56] Dainys J., Stakėnas S., Gorfine H., Lozys L., *Mortality of silver eels migrating through different types of hydropower turbines in Lithuania*, in *River Research and Applications*, 2017
- [57] Chapallaz J.M., Eichenberger P., *Guida pratica per la realizzazione di piccole centrali idroelettriche, Programma d'impulso PACER - Energie rinnovabili Ufficio federale dei problemi congiunturali*, 1992
- [58] *Guide on How to Develop a Small Hydropower Plant*, European Small Hydropower Association – ESHA, 2004
- [59] Quaranta E., Revelli R., *Gravity water wheels as a micro hydropower energy source: A review based on historic data, design methods, efficiencies and modern optimizations*, in *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 97, 414-427, 2018
- [60] Kougias I., *Hydropower Technology Development Report 2018*, Low Carbon Energy Observatory – European Commission, 2019
- [61] A. A. Fiuzat and B. P. Akerkar, *Power outputs of two stages of cross-flow turbine*, in *Journal of Energy Engineering*, vol. 117, no. 2, pp. 57–70, 1991
- [62] Fiuzat, A. and Akerkar, B., *The use of interior guide tube in cross flow turbines*, in *Waterpower'89*, 1111–1119, ASCE, 1989
- [63] A.G.M. Michell, *Impulse turbine*, n.760, 898, 1903
- [64] O.E. Balje, *Turbomachines*, John Wiley & Sons Inc., New York, N.Y. Feasibility studies for small-scale hydropower additions, U.S. Army Corps of Engineers, Hydrologic Engineering Center, Davis, California., Jul. 1979
- [65] Shikama H., Wang T., Yamagata T., Fujisawa N., *Experimental and numerical studies on the performance of a waterfall-type cross-flow hydraulic turbine*, in *Energy for Sustainable Development*, 64, 128-138, 2021
- [66] S. Civelli, *Impianti mini-idroelettrici su reti irrigue: layout innovativi e riduzione dell'impatto ambientale*, Tesi di laurea magistrale, Politecnico di Milano, 2016
- [67] K.S.S. Naing, M.M. Thwe, A. Aung, *Analysis of Structural Behaviors on Cross-Flow Turbine Runner Blade with Two Different Materials*, International Journal of Scientific Engineering and Technology Research, Volume 08, 535-539, 2019
- [68] M. Hannachi, A. Ketata, M. Sinagra, C. Aricò, T. Tucciarelli, Z. Driss, *A novel pressure regulation system based on Banki hydro turbine for energy recovery under in-range and out-range discharge conditions*, *Energy Conversion and Management* 243, 2021
- [69] Gloss S.P., Wahl J.R., *Mortality of Juvenile Salmonids Passing through Ossberger Crossflow Turbines at Small-Scale Hydroelectric Sites*, 2012, in *Transactions of the American Fisheries Society*, Volume 112, Issue 2A, 1983
- [70] Y. Nakase, *A study of Cross-Flow Turbine (Effects of Nozzle Shape on its Performance)*, 1982
- [71] bp, *Statistical Review of World Energy*, 2021

- [72] Evangelisti G., *Impianti idroelettrici*, Vol.2, Pàtron, Bologna, 2007
- [73] Mtalo F., Wakati R., Towo A., Makhanu S.K., Munyaneza O., Abate B., *Design and Fabrication of Cross flow Turbine*, in *Nile Basin Capacity Building Network*, 2010
- [74] Chen S., Chen B., Fath B.D., *Assessing the cumulative environmental impact of hydropower construction on river systems based on energy network model*, in *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Volume 42, 78-92, February 2015
- [75] Collier U., *Hydropower and Environment: Towards better decision-making Paper submitted to the United Nations Symposium on Hydropower and Sustainable Development*, 2004
- [76] Couto T.B.A., Olden J.D., *Global proliferation of small hydropower plants – science and policy*, in *Frontiers in ecology and the environment*, 2018
- [77] Sachdev H.S., Akella A.K., Kumar N., *Analysis and evaluation of small hydropower plants: a bibliographical survey*, in *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Volume 51, 1013-1022, 2015
- [78] Bossi, *Strategic dam planning accounting for greenhouse gases emissions and river sediment connectivity*, Polimi, 2021
- [79] Bellatore S., Vantadori F., *Integrazione fra energie prodotte da fonti rinnovabili: il futuro dell'idroelettrico*, XXXIII Convegno Nazionale di Idraulica e Costruzioni Idrauliche Brescia, 2012
- [80] Andreolli F., *Impianti micro-idroelettrici: progetto e installazione*, Dario Flaccovio Editore, 2012
- [81] Baldin M., *Sulla possibilità di moderare le piene con i serbatoi esistenti - Applicazione degli studi di Giulio Supino*, Collegio degli Ingegneri di Venezia, 2017
- [82] Acharya N., Kim C.G., Thapa B., Lee Y.H., *Numerical analysis and performance enhancement of a crossflow hydro turbine*, in *Renewable Energy*, 80, 819-826, 2015
- [83] Colombo S., *L'importanza della produzione idroelettrica nel mercato liberalizzato europeo*, in *Swiss review of architecture, engineering and urban planning*, p.24, 2008
- [84] Airody A., *A numerical and experimental study on a prototype "fish-friendly" water turbine swirl injector*, Thesis, University of Waterloo, 2017
- [85] Hirth L., *The benefits of flexibility: The value of wind energy with hydropower*, in *Applied Energy*, Volume 181, 210-223, 2016
- [86] Bonnet M., Witt A., Stewart K., Hadjerioua B., Mobley M., *The economic benefits of multipurpose reservoirs in the United States – Federal Hydropower Fleet*, in *Environmental Sciences Division*, 2015
- [87] Anand R.S., Jawahar C.P., Bellos E., Malmquist A., *A comprehensive review on Crossflow turbine for hydropower applications*, in *Ocean Engineering*, 240, 2021
- [88] Brusa A., Guarnone E., Smedile E., *Dossier Micro-Idroelettrico - Progetto RES & RUE Dissemination*, A.P.E.R., 2012
- [89] Perez-Rodriguez A.J., Sierra-Del Rio J., Grisales L.F., Galvis S., *Optimization of the Efficiency of a Michell-Banki Turbine Through the Variation of Its Geometrical Parameters Using a PSO Algorithm*, WSEAS Transactions on Applied and Theoretical Mechanics, 2021

- [90] Damato V., *Disinfezione dell'acqua per mezzo della cavitazione idrodinamica*, Tesi di laurea magistrale, Politecnico di Torino, 2020
- [91] Shepherd D.G., *Principles of Turbomachinery*, Macmillan, New York, NY, USA, 1956
- [92] Penche C., *Layman's Guide book on how to develop a small hydro site*, ESHA, Second Edition, Belgium, 1998
- [93] Carpinteri A., *Scienza delle costruzioni 1*, Pitagora, 1995
- [94] Galvis-Holguin S., Sierra-Del-Rio J., Hincapié-Zuluaga D., Chica-Arrieta E., *Numerical validation of a design methodology for cross-flow type Michel-Banki*, Instituto Mexicano de Tecnología del Agua, 2021
- [95] Castaneda Y., Sierra J., Hincapié-Zuluaga D.A., Vélez Garcia S., *Influence of the Number of Blades in the Power Generated by a Michell Banki Turbine*, in *International Journal of Renewable Energy Research*, July 2017

Sitografia

- [96] www.everenergy.it
- [97] www.scienzaverde.it
- [98] www.itimarconocera.org
- [99] www.vehiclecue.it
- [100] www.misaitalia.it
- [101] www.listolade.it
- [102] www.ilsole24ore.com
- [103] www.voith.com
- [104] www.cink-hydro-energy.com