UNIVERSITA' POLITECNICA DELLE MARCHE

FACOLTÀ DI INGEGNERIA

Corso di Laurea triennale in

INGEGNERIA PER LA SOSTENIBILITÀ INDUSTRIALE

PROGETTAZIONE PRELIMINARE DI UN SISTEMA DI GENERAZIONE ELETTRICA SOTTOMARINA BASATO SULLE "VORTEX-INDUCED VIBRATIONS" (VIV)

PRELIMINARY DESIGN OF A SUBSEA ELECTRICAL POWER GENERATION SYSTEM BASED ON "VORTEX-INDUCED VIBRATIONS" (VIV)

Relatore:

Dott. Ing. Mosè Rossi

Correlatori:

Prof. Gabriele Comodi

Ing. Giulio Monacchi

Tesi di Laurea di:

Davide Pierotti

A.A. 2025/2026

Un ringraziamento speciale va ai miei genitori che, nonostante l'inizio brusco e complicato, sono sempre stati al mio fianco sostenendomi in ogni momento.

A mio fratello, per essere un esempio di dedizione e impegno a cui guardare con ammirazione.

A tutti i miei amici, che hanno saputo alleggerire questo percorso accademico, ricordandomi che a volte è necessario fermarsi e liberare la testa dai pensieri.

INDICE

INTRODUZIONE 1

CAPITOLO 1 – ANALISI DEL CASO STUDIO E DELLE TECNOLOGIE DISPONIBILI 6

1.1 Possibili fonti di energia 6

1.1.1 Energia associata al moto ondoso 6

1.1.2 Energia delle correnti marine 7

1.1.3 Energia associata alla differenza di temperatura 8

1.1.4 Confronto preliminare delle fonti energetiche 9

1.2 Descrizione dello scenario e dei requisiti progettuali 9

1.2.1 Requisito elettrico 10

1.2.2 Determinazione della velocità di progetto 10

1.2.3 Requisiti progettuali 12

1.3 Generazione termoelettrica 12

1.3.1 Principio di funzionamento 13

1.3.2 Modello termico della “pipeline” 13

1.3.3 Configurazioni analizzate 15

1.3.4 Risultati per il salto termico di sito 16

1.3.5 Valutazione preliminare 17

1.4 Generazione mediante Venturi 18

1.4.1 Principio di funzionamento 18

1.4.2 Modello fluidodinamico del condotto 19

1.4.3 Influenza del rapporto di contrazione 21

1.4.4 Scelta preliminare della turbina 22

1.4.5 Valutazione preliminare 23

1.5 Generazione mediante tecnologia “Whatever Input to Torsion Transfer” (WITT) 23

1.5.1 Principio di funzionamento 23

1.5.2 Configurazione del sistema sottomarino 24

1.5.3 Prestazioni sperimentali disponibili 25

1.5.4 Confronto con il caso di studio 25

1.5.5 Valutazione preliminare 26

1.6 Generazione mediante “Vortex-Induced Vibrations” (VIV) 26

1.6.1 Principio di funzionamento 26

1.6.2 Configurazione ispirata al convertitore VIVACE 27

1.6.3 Prestazioni sperimentali e condizioni operative 28

1.6.4 Confronto con il caso di studio 28

1.6.5 Valutazione preliminare 28

1.7 Scelta della soluzione progettuale 29
1.7.1 Ulteriori tecnologie considerate 29
1.7.2 Confronto complessivo delle soluzioni 29
1.7.3 Motivazione della scelta finale 31
CAPITOLO 2 – DIMENSIONAMENTO PRELIMINARE DEL SISTEMA VIV 35
2.1 Dati di progetto 35
2.2 Modello matematico del cilindro oscillante 38
2.2.1 Frequenza di distacco dei vortici 38
2.2.2 Frequenza naturale e accordatura 40
2.2.3 Massa efficace 41
2.2.4 Smorzamento del sistema 41
2.2.5 Potenza associata al PTO 43
2.2.6 Forza trasversale e risposta armonica 44
2.2.7 Limiti del modello 45
2.3 Dimensionamento preliminare della configurazione a singolo cilindro 46
2.3.1 Geometria e caratteristiche del cilindro 46
2.3.2 Parametri fluidodinamici e frequenza di distacco 48
2.3.3 Massa efficace e accordatura dinamica 49
2.3.4 Risposta dinamica e dimensionamento preliminare del “Power Take-Off” (PTO) 51
2.3.5 Sintesi dei risultati e criticità della configurazione a singolo cilindro adottata 54
2.4 Analisi preliminare della configurazione multicilindro 55
2.4.1 Configurazione multicilindro nella tecnologia VIVACE 55
2.4.2 Interazioni fluidodinamiche nei sistemi multicilindro 56
2.4.3 Modularità e ipotesi per il dimensionamento preliminare 59
2.5 Dimensionamento preliminare della configurazione multicilindro 60
2.5.1 Geometria del modulo elementare 60
2.5.2 Massa efficace e accordatura dinamica del modulo 61
2.5.3 Prestazioni nominali e requisiti del PTO 63
2.5.4 Stima preliminare del numero di moduli al punto nominale 64
2.5.5 Configurazione geometrica preliminare del sistema multicilindro 66
2.6 Valutazione delle incertezze e limiti del modello preliminare 68
2.6.1 Origine e classificazione delle incertezze 68
2.6.2 Incertezze idrodinamiche e della risposta dinamica 69
2.6.3 Incertezze meccaniche, elettriche e della configurazione multicilindro 70
2.6.4 Analisi locale di sensitività 71
2.6.5 Campo di validità 72

2.7 Verifica complessiva dei requisiti di progetto e sintesi del dimensionamento preliminare 72
CAPITOLO 3 – PROGETTAZIONE PRELIMINARE DEL SISTEMA 77
3.1 Dimensionamento geometrico preliminare del condotto convergente 78
3.1.1 Definizione delle sezioni e della geometria del convergente 79
3.1.2 Stima preliminare delle perdite e limiti del modello monodimensionale 82
3.1.3 Risultati e limiti della configurazione geometrica preliminare 83
3.2 Integrazione della configurazione multicilindro 84
3.2.1 Verifica degli ingombri statici e dinamici 85
3.2.2 Criteri di integrazione di moduli e supporti 87
3.3 Definizione preliminare dell'architettura e dei requisiti meccanici 87
3.3.1 Architettura preliminare di telaio e moduli 88
3.3.2 Requisiti funzionali preliminari degli elementi mobili 89
3.3.3 Materiali, ambiente marino e verifiche successive 91
3.4 Modellazione CAD e verifica degli ingombri 92
3.4.1 Sviluppo del modello CAD 92
3.4.2 Confronto geometrico preliminare tra inviluppi e dimensioni del CAD 94
3.5 Configurazione complessiva e criteri di installazione 95
3.5.1 Configurazione complessiva del sistema 95
3.5.2 Criteri di installazione sul fondale 96
3.6 Valutazione preliminare della fattibilità costruttiva 99
3.6.1 Stima preliminare della massa del sistema 99
3.6.2 Confronto dei componenti industriali terrestri 100
3.7 Conclusioni del capitolo 100
CAPITOLO 4 – SISTEMA ELETTRICO E BILANCIO ENERGETICO 103
4.1 Architettura della catena elettrica 103
4.1.1 Configurazione dei canali di generazione 104
4.1.2 Integrazione dei canali sul bus DC comune 105
4.2 "Power Take-Off" e conversione elettromeccanica 106
4.2.1 Requisiti funzionali del PTO 106
4.2.2 Valutazione preliminare della tipologia di generatore 107
4.3 Sistema di accumulo 108
4.3.1 Requisiti e scelta preliminare della batteria 108
4.3.2 Stima preliminare della capacità e dell'autonomia 110
4.4 Alimentazione del sensore e modalità operative 111
4.4.1 Interfaccia di alimentazione del sensore 111
4.4.2 Modalità di funzionamento del sistema 112

4.5 Bilancio energetico del sistema 112
4.5.1 Valutazione preliminare della compatibilità di potenza nel punto nominale 113
4.5.2 Stima dell'energia disponibile nel tempo e limiti della valutazione 115
CONCLUSIONI 118

INTRODUZIONE

Negli ultimi anni si è registrata una crescente diffusione di dispositivi elettronici e sistemi di monitoraggio destinati all'ambiente marino. Questi dispositivi vengono impiegati sia nella ricerca oceanografica e ambientale sia nel monitoraggio di infrastrutture "offshore". Possono misurare grandezze quali temperatura, pressione, salinità e velocità delle correnti, nonché raccogliere informazioni utili alla valutazione dello stato di strutture, "pipeline", cavi e apparecchiature sommerse. La disponibilità di dati acquisiti in modo continuativo consente di individuare eventuali variazioni o anomalie nel corso del tempo [1,2].

Lo sviluppo di tali sistemi è legato anche alla progressiva digitalizzazione delle attività industriali. Il monitoraggio continuo consente infatti di controllare da remoto delle infrastrutture difficili da raggiungere, migliorare la sicurezza operativa e pianificare gli interventi di manutenzione sulla base delle condizioni effettive dei componenti. Per essere realmente utile, tuttavia, un dispositivo installato sul fondale deve poter funzionare in autonomia e con sufficiente affidabilità per periodi prolungati [1].

L'ambiente sottomarino rende questo obiettivo particolarmente impegnativo. Le apparecchiature installate sul fondale devono resistere alla salinità, alla pressione idrostatica e alle condizioni termiche del sito; i componenti devono inoltre essere protetti dalla corrosione e dalle infiltrazioni d'acqua. Il recupero o la manutenzione possono richiedere personale qualificato, imbarcazioni e attrezzature dedicate, con un conseguente aumento dei tempi e dei costi di intervento. La progettazione deve pertanto privilegiare autonomia e affidabilità, riducendo al minimo la necessità di interventi esterni [1,3].

In questo contesto, l'alimentazione elettrica assume un ruolo centrale. Il sensore, l'unità di acquisizione e memorizzazione dei dati e gli eventuali sistemi di comunicazione devono disporre di una sorgente di energia affidabile e compatibile con le condizioni operative previste. Alcuni sensori devono essere installati in aree "offshore" remote, prive di collegamenti mediante cavi, ombelicali o altre infrastrutture sottomarine. La realizzazione di un collegamento dedicato per alimentare carichi di potenza relativamente ridotta può risultare tecnicamente complessa e poco conveniente; risulta quindi opportuno valutare l'impiego di una sorgente locale e autonoma ed ecosostenibile [2].

La soluzione più immediata consiste nell'impiego di batterie, la cui autonomia dipende dall'energia immagazzinata e dal profilo di consumo del dispositivo. Una volta esaurita l'energia disponibile, è necessario ricaricare o sostituire l'accumulatore oppure recuperare l'intero sistema. Il dimensionamento della capacità deve inoltre tenere conto della potenza media, dei picchi di assorbimento, dell'autoscarica, del degrado e delle condizioni ambientali [2,4].

Nel caso di un'installazione "offshore" remota, la sostituzione periodica delle batterie costituisce un'operazione tecnicamente e logisticamente complessa. Può essere necessario organizzare una campagna in mare, utilizzare un mezzo navale e impiegare un "Remotely Operated Vehicle" (ROV) per raggiungere il

dispositivo. Interventi di questo tipo richiedono personale specializzato e un'adeguata finestra meteo-marina [3,5]. La loro ripetizione nel corso della vita utile del sistema può pertanto determinare costi operativi, o "Operating Expenditures" (OPEX), significativi.

La riduzione dei consumi dell'elettronica ha permesso di aumentare progressivamente l'autonomia di molti sistemi di monitoraggio. Questo miglioramento, tuttavia, non risolve completamente il problema, soprattutto quando il sensore deve rimanere operativo per lunghi periodi. Una possibile soluzione consiste nel produrre energia direttamente nel luogo di installazione, utilizzandola per compensare almeno in parte quella consumata durante il funzionamento. La batteria può quindi svolgere una funzione di accumulo e compensazione, adattando la produzione variabile del generatore al profilo di assorbimento del carico [2,4].

Una sorgente locale sufficientemente affidabile potrebbe aumentare l'autonomia del sistema e ridurre la frequenza degli interventi. Il vantaggio non sarebbe esclusivamente economico: la riduzione del numero di campagne "offshore" comporterebbe anche un minore impiego di mezzi navali, personale specializzato e attrezzature dedicate. Questo aspetto assume un'importanza crescente all'aumentare della distanza del sito dalla costa e delle difficoltà di accesso [2,3].

Il processo di conversione dell'energia disponibile nell'ambiente circostante in energia elettrica utilizzabile viene generalmente indicato con il termine "energy harvesting". Tale approccio è particolarmente interessante per dispositivi a basso consumo installati in luoghi difficilmente accessibili. La produzione dipende tuttavia dalla disponibilità della risorsa naturale e può variare nel tempo; il generatore deve quindi essere integrato con un sistema di conversione, gestione e accumulo dell'energia [2].

In ambiente marino le fonti di energia più promettenti comprendono il moto ondoso, le maree, le correnti e i gradienti di temperatura. La loro effettiva disponibilità dipende tuttavia dal sito, dalla profondità e dalle condizioni operative. Di conseguenza, la scelta della tecnologia deve considerare non soltanto la potenza producibile e l'energia ottenibile nel tempo, ma anche gli ingombri, la massa, la semplicità costruttiva, l'affidabilità e l'efficienza di conversione [2].

Da queste considerazioni ha preso avvio l'attività di tirocinio svolta presso Saipem S.p.A., dedicata allo studio di una possibile soluzione per la generazione elettrica in ambiente sottomarino. Il caso di studio riguarda un sistema residente sul fondale, destinato a ricaricare la batteria di un sensore installato in un'area "offshore" remota e priva di una sorgente elettrica disponibile.

Il requisito preliminare dell'utenza prevede una potenza nominale di 100 W a una tensione continua di 24 V. Tale dato esprime la potenza richiesta dal sensore durante il funzionamento, ma non ne determina, da solo, il fabbisogno energetico. Quest'ultimo dipende infatti dal profilo operativo del dispositivo, ossia dalla durata e dalla frequenza dei periodi di attività nell'intervallo temporale considerato. Analogamente, la potenza e l'energia effettivamente prodotte dal sistema di "energy harvesting" dipendono dalla disponibilità e dalla variabilità della risorsa ambientale, nonché dal rendimento complessivo della catena di conversione. La

valutazione richiede quindi un confronto tra l'energia prodotta dal generatore e quella assorbita dal sensore e dal sistema di raccolta e memorizzazione dati, tenendo conto dei rispettivi profili temporali. Lo scenario di riferimento prevede un'installazione a circa 50 m di profondità e considera tre possibili risorse energetiche: il moto ondoso, le correnti prossime al fondale e la differenza di temperatura tra l'acqua marina e una "pipeline" sottomarina.

L'obiettivo del lavoro è sviluppare il dimensionamento preliminare di un sistema di generazione elettrica e valutarne il contributo al soddisfacimento del fabbisogno energetico assegnato. In particolare, si intende valutarne preliminarmente la capacità di contribuire al prolungamento dell'autonomia della batteria e alla conseguente riduzione della frequenza degli interventi di sostituzione mediante ROV.

Il lavoro è stato articolato in più fasi. Inizialmente è stata condotta una ricerca sulle tecnologie di generazione compatibili con lo scenario di riferimento. Sono state considerate la generazione termoelettrica, una turbina inserita all'interno di un condotto di Venturi, la tecnologia "Whatever Input to Torsion Transfer" (WITT) e la generazione mediante "Vortex-Induced Vibrations" (VIV). Le alternative sono state confrontate tenendo conto delle condizioni di installazione, del fabbisogno energetico e dei principali vincoli operativi.

Al termine del confronto è stata selezionata la soluzione basata sulle VIV, sulla quale si è concentrato il successivo sviluppo della configurazione meccanica. In tale configurazione è stato introdotto anche un condotto di Venturi, con una funzione diversa da quella prevista nella soluzione alternativa inizialmente esaminata.

Le VIV sono oscillazioni che possono insorgere quando un corpo immerso in un fluido viene investito da una corrente. Il distacco alternato dei vortici nella scia genera forze variabili, che possono indurre l'oscillazione del corpo. In numerose applicazioni "offshore" il fenomeno rappresenta una criticità, poiché può produrre vibrazioni e sollecitazioni cicliche nelle strutture. Nel presente lavoro si è invece valutata la possibilità di sfruttare il moto indotto dalle VIV per azionare un sistema di conversione e generare energia elettrica [6,7].

È stato quindi definito un modello matematico del sistema oscillante, in modo da mettere in relazione le caratteristiche della corrente con i principali parametri dinamici e meccanici. Il modello è stato applicato a una prima configurazione a singolo cilindro, al fine di stimarne la produzione energetica. Le criticità emerse da questa prima analisi hanno condotto allo studio di una configurazione multicilindro, finalizzata ad aumentare la produzione complessiva e ad avvicinarla al valore obiettivo. Nel dimensionamento preliminare sono stati esaminati la massa efficace, la rigidezza elastica e lo smorzamento associato al sistema di presa di potenza, parametri che influenzano la risposta dinamica degli "harvester" basati sulle VIV [7].

I risultati del dimensionamento sono stati successivamente utilizzati per definire una possibile configurazione meccanica del dispositivo. Sono stati considerati il condotto di Venturi, la disposizione dei cilindri, il telaio, i supporti e gli elementi necessari a consentire il moto oscillatorio. La soluzione individuata è stata quindi rappresentata mediante un modello di progettazione assistita dal calcolatore, o "Computer-Aided Design"

(CAD), utile per verificare l'integrazione complessiva dei componenti e valutare gli ingombri del dispositivo. Il modello non costituisce una progettazione esecutiva, ma una base per eventuali sviluppi successivi.

Parallelamente agli aspetti meccanici, è stata studiata l'architettura elettrica del sistema. L'analisi ha riguardato il sistema di presa di potenza, la conversione dell'energia meccanica in energia elettrica, il trasferimento dell'energia prodotta alla batteria e l'alimentazione del sensore. La parte finale del lavoro è stata dedicata al bilancio energetico complessivo, ottenuto confrontando l'energia potenzialmente prodotta con quella richiesta dal carico. Tale confronto consente di valutare la compatibilità tra generatore, sistema di accumulo e profilo di funzionamento del sensore.

Data la natura preliminare dello studio, i risultati ottenuti hanno lo scopo di fornire una prima indicazione sulla fattibilità della soluzione nell'ambito delle ipotesi adottate, definire gli ordini di grandezza dei principali parametri e individuare gli aspetti che richiedono ulteriori simulazioni, attività di ottimizzazione e prove sperimentali.

La tesi è organizzata in quattro capitoli. Nel primo viene presentato il caso di studio e vengono confrontate le tecnologie di generazione considerate, fino alla scelta della soluzione basata sulle VIV. Il secondo capitolo rappresenta la parte centrale del lavoro ed è dedicato al modello matematico e al dimensionamento preliminare, dalla prima configurazione a singolo cilindro alla configurazione finale multicilindro. Nel terzo capitolo viene descritta la progettazione preliminare del sistema, comprendente il condotto di Venturi, la disposizione dei cilindri, il sistema meccanico e il modello CAD. Il quarto capitolo riguarda infine il sistema elettrico, il sistema di presa di potenza, la batteria, l'alimentazione del sensore e il bilancio energetico complessivo. Nelle conclusioni vengono riassunti i risultati raggiunti, i limiti dello studio e i possibili sviluppi futuri.

Riferimenti Bibliografici

[1] M. Ho, S. El-Borgi, D. Patil e G. Song, "Inspection and monitoring systems subsea pipelines: A review paper", Structural Health Monitoring, vol. 19, n. 2, pp. 606-645, 2020, doi: 10.1177/1475921719837718.

[2] S. J. Nordfjord, S. E. Thorsteinsson e K. Andersen, "Powering Underwater Robotics Sensor Networks Through Ocean Energy Harvesting and Wireless Power Transfer Methods: Systematic Review", Journal of Marine Science and Engineering, vol. 13, n. 9, art. 1728, 2025, doi: 10.3390/jmse13091728.

[3] AGR, "Subsea Inspection, Repair & Maintenance / ROV", pagina web. Disponibile: https://agr.com/agr-services/marine-solutions/subsea-inspection-repair-maintenance-rov/. [Ultimo accesso: 7 agosto 2026].

[4] Y. Yu, Q. Yang, F. Ji e W. Zhou, “Research advances in energy management and harvesting technologies for autonomous profiling floats”, Frontiers in Marine Science, vol. 12, art. 1598701, 2025, doi: 10.3389/fmars.2025.1598701.

[5] OEG, “Subsea Inspection, Repair, and Maintenance Services”, pagina web. Disponibile: https://www.oeg.group/services/subsea-services/inspection-repair-maintenance. [Ultimo accesso: 7 agosto 2026].

[6] G. K. Chhaparwal e R. Dayal, “Vortex-Induced Vibrations for Energy Harvesting: A Review”, in Emerging Trends in Energy Conversion and Thermo-Fluid Systems, D. Sharma e S. Roy, a cura di, Springer, pp. 275-288, 2023, doi: 10.1007/978-981-19-3410-0_22.

[7] P. Xu, S. Jia, D. Li, O. el Moctar e C. Jiang, “Optimization Study of Marine Energy Harvesting from Vortex-Induced Vibration Using a Response-Surface Method”, Journal of Marine Science and Engineering, vol. 11, n. 3, art. 668, 2023, doi: 10.3390/jmse11030668.

CAPITOLO 1 – ANALISI DEL CASO STUDIO E DELLE TECNOLOGIE DISPONIBILI

Il presente capitolo ha l'obiettivo di individuare la tecnologia più idonea alla generazione elettrica sottomarina nel caso di studio considerato. A tal fine, vengono dapprima analizzate le risorse energetiche disponibili e definiti i principali requisiti progettuali del sistema. Sono quindi esaminate diverse tecnologie di conversione: generatori termoelettrici, turbine inserite in un condotto Venturi, sistemi WITT e dispositivi basati sulle vibrazioni indotte da vortici. Il confronto considera la potenza producibile, l'adattabilità alle condizioni del sito, gli ingombri e l'affidabilità operativa. L'analisi conduce infine alla selezione della tecnologia VIV come riferimento per il successivo sviluppo progettuale.

1.1 Possibili fonti di energia

In ambiente marino sono presenti diverse forme di energia, tra cui il moto ondoso, le maree, le correnti, i gradienti termici e i gradienti di salinità [2,8]. Nella documentazione relativa al caso di studio vengono considerate tre risorse potenzialmente accessibili vicino al fondale: correnti e accelerazioni indotte dal moto ondoso in superficie, le correnti sottomarine e lo scambio termico tra la "pipeline" e l'acqua marina. È opportuno distinguere la fonte energetica dalla tecnologia impiegata per sfruttarla. Ad esempio, la corrente marina rappresenta una risorsa, mentre una turbina costituisce una possibile tecnologia di conversione.

1.1.1 Energia associata al moto ondoso

Le onde marine di superficie sono generate principalmente dall'azione del vento sulla superficie dell'acqua. Il trasferimento di energia dipende dalla velocità del vento, dalla durata della sua azione e dal "fetch", cioè dalla distanza sulla quale il vento soffia con direzione approssimativamente costante. Una volta generate, le onde possono propagarsi anche al di fuori dell'area nella quale ha agito il vento, trasportando energia lungo la superficie marina [8,9].

Il passaggio dell'onda non corrisponde a uno spostamento uniforme dell'intera massa d'acqua nella direzione di propagazione. Le particelle descrivono invece un moto oscillatorio: in acque profonde le traiettorie sono approssimativamente circolari, mentre quando la profondità diminuisce il moto verticale si riduce vicino al fondale e le orbite diventano ellittiche. L'ampiezza del moto diminuisce inoltre procedendo dalla superficie verso il basso.

Uno stato reale di mare è formato dalla sovrapposizione di onde con ampiezze, periodi e direzioni differenti e viene descritto mediante uno spettro. Tra i parametri più utilizzati si trovano l'altezza significativa H_s e il periodo di picco T_p. H_s è una grandezza statistica rappresentativa delle onde più energetiche, mentre T_p identifica il periodo corrispondente al massimo dello spettro. Questi parametri sono utilizzati per definire le condizioni ondose del sito di riferimento.

I dati di sito assegnano in superficie un'altezza significativa di 1,5 m e 2,0 m con un periodo di picco pari a 10 s. Per tali condizioni sono state ricavate le grandezze cinematiche del moto ondoso a una profondità di circa 50 m, riportate nella Tabella 1.1. Questi valori consentono di quantificare la risorsa ondosa effettivamente disponibile alla quota del sistema, anziché fare riferimento soltanto alle condizioni osservate in superficie.

Tabella 1.1 – Grandezze cinematiche del moto ondoso alla profondità di 50 m

H_s [m]	T_p [s]	Velocità orizzontale [m/s]	Velocità verticale [m/s]	Accelerazione orizzontale [m/s²]	Accelerazione verticale [m/s²]
1,5	10	0,1200	0,0108	0,0755	0,0066
2,0	10	0,1600	0,0131	0,1010	0,0089

I valori cinematici della tabella rappresentano ampiezze, valori massimi o moduli delle rispettive componenti, e non valori istantanei dotati di segno. Nella teoria lineare del moto ondoso, le componenti della velocità e dell'accelerazione variano periodicamente con la fase e cambiano verso durante il ciclo. Il segno dipende quindi dall'istante e dal sistema di riferimento, mentre il valore massimo della velocità orbitale è, per definizione, una quantità non negativa [10,11]. Per le elaborazioni successive è stato scelto il valore massimo della componente orizzontale della velocità, pari a 0,160 m/s, relativo alla condizione con H_s = 2,0 m. Pur essendo disponibili i dati sulla frequenza degli stati di mare, la scelta di una condizione di riferimento semplificata è stata mantenuta per garantire coerenza metodologica tra il confronto delle tecnologie e il successivo dimensionamento preliminare della soluzione selezionata. Il valore massimo è stato pertanto utilizzato come riferimento per il dimensionamento preliminare, considerando una condizione favorevole per la produzione di energia e allo stesso tempo cautelativa per la valutazione dei carichi sul sistema. Tale valore non rappresenta quindi una condizione sempre presente nel sito, ma un'ipotesi di progetto adottata per confrontare le diverse tecnologie.

1.1.2 Energia delle correnti marine

Le correnti marine consistono nel movimento organizzato di masse d'acqua. La loro origine può essere legata a più fenomeni: l'azione del vento, le differenze di densità prodotte da variazioni di temperatura e salinità, la circolazione oceanica e le maree. Le correnti di marea sono generalmente periodiche e prevedibili, mentre le correnti generate dal vento o dalla circolazione locale possono mostrare una maggiore variabilità [9]. In prossimità del fondale il flusso è influenzato dall'attrito con il terreno, dalla morfologia locale e dalla presenza di infrastrutture. La velocità tende a ridursi avvicinandosi al fondale e può variare anche in direzione. "Pipeline", telai e altre strutture possono inoltre generare accelerazioni locali, scie, ricircoli e turbolenza.

La potenza cinetica contenuta in una corrente uniforme che attraversa una superficie A può essere espressa mediante:

$$P = \frac{1}{2}\rho A U^3 \quad (1)$$

dove ρ è la densità dell'acqua e U è la velocità. La relazione mostra che la potenza cresce con il cubo della velocità: una variazione apparentemente modesta di U produce quindi una variazione molto più elevata dell'energia disponibile. Per il caso di studio è considerata una corrente omnidirezionale valutata a 2 m sopra il fondale e descritta mediante cinque classi di velocità comprese tra 0,05 e 0,25 m/s. La distribuzione è riportata nella tabella 1.2. Le condizioni più frequenti sono 0,10 e 0,15 m/s, che insieme rappresentano il 76% dei casi. La presenza di una distribuzione, invece di un solo valore nominale, permette di descrivere meglio la variabilità della risorsa.

Tabella 1.2 – Distribuzione della velocità della corrente a 2 m sopra il fondale

Velocità [m/s]	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25
Occorrenza [%]	8,7	37,0	39,0	14,0	1,3

L'intervallo indicato evidenzia comunque una risorsa a bassa velocità. Per dare un ordine di grandezza, assumendo una densità dell'acqua marina di 1025 kg/m^3, la densità teorica di potenza passa da circa 0,06 W/m^2 a 0,05 m/s, a circa 8,0 W/m^2 a 0,25 m/s. La corrente presenta il vantaggio di poter essere sfruttata direttamente sul fondale, senza introdurre un collegamento con la superficie. D'altra parte, la bassa velocità e la variazione della direzione rappresentano vincoli importanti.

1.1.3 Energia associata alla differenza di temperatura

Una terza possibilità consiste nello sfruttamento della differenza di temperatura tra una "pipeline" e l'acqua marina circostante. Se il fluido trasportato dalla condotta si trova a una temperatura diversa da quella dell'ambiente, attraverso la parete e i rivestimenti si stabilisce un flusso termico. Parte di questa energia può essere convertita direttamente in energia elettrica mediante moduli termoelettrici basati sull'effetto Seebeck.

La disponibilità della risorsa dipende dal salto termico effettivo e non soltanto dalla temperatura del fluido interno. La parete della pipeline, il rivestimento e le resistenze di contatto determinano infatti una riduzione della differenza di temperatura applicata al modulo. Anche il funzionamento della condotta è determinante: se la temperatura della pipeline si avvicina a quella dell'acqua, la produzione si riduce. Nei dati forniti, la differenza di temperatura tra la superficie esterna dell'acciaio della "pipeline" e l'acqua marina è di 10°C. Questa fonte di energia presenta comunque il possibile vantaggio di una maggiore continuità e dell'impiego di convertitori privi di parti mobili.

1.1.4 Confronto preliminare delle fonti energetiche

Le tre fonti presentano caratteristiche fisiche e temporali differenti. Il moto ondoso è oscillatorio e tende ad attenuarsi con la profondità; la corrente può essere intercettata direttamente sul fondale, ma la potenza disponibile è fortemente dipendente dalla velocità; il gradiente termico può risultare più continuo durante il funzionamento della pipeline, ma richiede un salto di temperatura sufficiente.

In questa fase, la sola natura della fonte non consente di individuare la soluzione più idonea. La scelta dipende anche dagli ingombri, dalla presenza di parti mobili e dalla semplicità di installazione. Il confronto tra le risorse energetiche permette pertanto di associare a ciascuna di esse le tecnologie di conversione applicabili, evidenziandone vantaggi e limiti principali, come riportato nella Tabella 1.3.

Tabella 1.3 – Confronto qualitativo delle fonti considerate

Fonte	Aspetto favorevole	Limite principale	Tecnologia associata
Moto ondoso	Risorsa diffusa e potenzialmente energetica	Attenuazione con la profondità e variabilità	WITT
Correnti marine	Disponibilità diretta vicino al fondale	Bassa velocità e direzione variabile	Venturi, WITT e VIV
Gradiente termico	Possibile continuità e assenza di parti mobili	Salto termico effettivo disponibile	Termoelettrico

Nel caso delle risorse idrodinamiche, la velocità locale dell'acqua può essere rappresentata mediante la sovrapposizione della corrente e della velocità orbitale indotta dalle onde. Nel modello preliminare adottato, i due contributi orizzontali sono assunti collineari e concordi. Si tratta di una condizione favorevole, nella quale la somma vettoriale si riduce alla somma aritmetica dei moduli e la velocità risultante raggiunge il valore massimo. Poiché la componente orbitale cambia verso durante il ciclo ondoso, tale condizione non è necessariamente persistente. Il paragrafo successivo descrive lo scenario di installazione e i requisiti progettuali e, a partire dai dati presentati, determina la velocità locale impiegata nei successivi calcoli di progetto.

1.2 Descrizione dello scenario e dei requisiti progettuali

Il caso di studio riguarda il dimensionamento preliminare di un sistema residente sul fondale, destinato a contribuire alla ricarica della batteria di un sensore sottomarino installato in un'area offshore remota. Il generatore deve sfruttare le risorse disponibili nel sito e operare senza un collegamento elettrico già disponibile. La profondità di riferimento è pari a circa 50 m. Il sistema deve quindi essere compatibile con un'installazione permanente in acqua marina e con le operazioni di posa, collegamento, ispezione ed eventuale

recupero. In questa sezione sono utilizzati i dati riportati nel Paragrafo 1.1 per ricavare i parametri necessari al dimensionamento.

1.2.1 Requisito elettrico

Il sensore descritto nel caso di studio necessita di un'alimentazione a una potenza di 100 W a una tensione nominale di 24 V in corrente continua (DC). Il requisito elettrico deve distinguere tra la potenza richiesta e l'energia necessaria nel tempo. Il valore di 100 W indica la potenza assorbita dal sensore durante il funzionamento, mentre l'energia dipende dalla durata e dalla frequenza di attivazione.

$$E_{richiesta} = P_{richiesta} * t \tag{2}$$

La potenza viene utilizzata per dimensionare il generatore e la catena elettrica, mentre il fabbisogno energetico nel tempo sarà considerato nel successivo bilancio energetico.

Considerando il valore nominale di 100 W, la corrente richiesta dal sensore durante il funzionamento risulta:

$$I_{DC} = \frac{P_{richiesta}}{V_{DC}} = \frac{100\ W}{24\ V} = 4{,}17\ A \tag{3}$$

Il valore di circa 4,2 A rappresenta quindi la corrente richiesta dal sensore nelle condizioni nominali di funzionamento. La potenza meccanica o termica da prelevare dalla risorsa deve essere maggiore dei 100 W richiesti dal sensore, poiché la catena di conversione presenta un rendimento complessivo inferiore all'unità:

$$P_{ingresso} = \frac{P_{richiesta}}{\eta_{totale}} \tag{4}$$

Il rendimento complessivo (η_{tot}) dipende dalla tecnologia considerata e comprende le perdite associate alla cattura della risorsa, alla conversione meccanica o termoelettrica, al generatore, all'elettronica di potenza e al trasferimento dell'energia alla batteria. Il requisito di 100 W viene quindi utilizzato come valore in uscita rispetto al quale confrontare le diverse tecnologie.

1.2.2 Determinazione della velocità di progetto

Per ottenere un singolo valore rappresentativo da utilizzare nel dimensionamento preliminare è stata calcolata la media pesata delle velocità delle correnti marine, presentata nella Tabella 1.2, associando a ciascuna classe la relativa frequenza di occorrenza:

$$U_C = \sum(f_i * U_i)$$

$$U_C = 0{,}087 * 0{,}05 + 0{,}37 * 0{,}10 + 0{,}39 * 0{,}15 + 0{,}14 * 0{,}20 + 0{,}013 * 0{,}25$$

$$U_C = 0{,}1311\,{}^{m}/_{S} \approx 0{,}131\ {}^{m}/_{S} \quad (5)$$

La media pesata tiene conto della diversa frequenza delle classi e permette di evitare l'impiego del solo valore massimo di 0,25 m/s che è associato al solo 1,3% dei casi. La media pesata è stata scelta per ottenere un unico valore della corrente. Tale valore non è necessariamente rappresentativo dal punto di vista energetico, poiché la potenza cinetica disponibile dipende dal cubo della velocità. Di conseguenza, le velocità maggiori, anche se meno frequenti, forniscono un contributo più rilevante alla produzione di energia. Il valore di 0,131 m/s viene quindi utilizzato come parametro semplificativo per il dimensionamento preliminare.

In presenza simultanea di corrente e moto ondoso, la velocità locale dell'acqua può essere rappresentata mediante la sovrapposizione vettoriale dei due contributi:

$$\overrightarrow{U_{progetto}} = \overrightarrow{U_C} + \overrightarrow{U_O} \quad (6)$$

La combinazione delle velocità dovute all'onda ($\overrightarrow{U_O}$) e alla corrente ($\overrightarrow{U_C}$) è utilizzata nelle analisi idrodinamiche offshore. In un modello unidimensionale, se le componenti considerate sono parallele, il contributo della corrente può risultare concorde oppure opposto a quello ondoso [12,13]. Nel presente dimensionamento preliminare la velocità media della corrente e la componente orizzontale indotta dal moto ondoso sono state assunte collineari e concordi. Con questa ipotesi la somma vettoriale si riduce alla somma aritmetica dei moduli:

$$U_{progetto} = U_C + U_O \quad (7)$$

Per il contributo ondoso viene adottato il valore massimo della componente orizzontale riportato nella Tabella 1.1, pari a 0,160 m/s. Sommando tale valore alla velocità media pesata della corrente si ottiene:

$$U_{progetto} = 0{,}131 + 0{,}160 = 0{,}291\ {}^{m}/_{S} \quad (8)$$

Il valore di 0,291 m/s viene assunto come velocità di progetto nei calcoli successivi, ma non rappresenta una condizione media permanente del sito. Esso deriva dalla somma tra la velocità media pesata della corrente e il massimo contributo orizzontale del moto ondoso, assunti collineari e concordi. Costituisce pertanto una condizione favorevole alla produzione energetica, presente soltanto nella parte del ciclo in cui la velocità orbitale è orientata nello stesso verso della corrente. Nel resto del ciclo, il contributo ondoso diminuisce, si annulla e può temporaneamente opporsi alla corrente. Il valore adottato è quindi impiegato come parametro comune per il confronto preliminare tra le tecnologie, non come velocità costantemente disponibile sul fondale. A fini di sensibilità sono state considerate anche due condizioni alternative: la sola corrente media pesata, pari a 0,131 m/s, e la combinazione con il contributo ondoso relativo a Hs = 1,5 m, pari a 0,251 m/s. Il confronto con 0,291 m/s, ottenuto per Hs = 2,0 m, evidenzia la sensibilità del risultato alla condizione ondosa. Poiché la potenza cinetica varia con il cubo della velocità, il valore di progetto fornisce una stima favorevole della risorsa e non è rappresentativo della produzione energetica media nel tempo.

1.2.3 Requisiti progettuali

Oltre ai parametri energetici, la soluzione deve essere compatibile con la permanenza sul fondale e con la difficoltà di accesso tipica delle installazioni sottomarine. I requisiti principali, riassunti nella Tabella 1.4, saranno utilizzati per confrontare le tecnologie non soltanto in base alla potenza producibile, ma anche considerando affidabilità, ingombri, massa, scalabilità e complessità di integrazione.

Tabella 1.4 – Requisiti progettuali e criteri di valutazione

Categoria	Requisito o criterio
Prestazione elettrica	100 W a 24 V DC
Condizione idrodinamica: corrente media	0,131 m/s
Condizione idrodinamica: corrente media e onda con H_s = 1,5 m	0,251 m/s
Condizione idrodinamica: corrente media e onda con H_s = 2,0 m	0,291 m/s
Installazione	Sistema residente circa a 50 m di profondità
Ambiente	Resistenza a pressione idrostatica, corrosione e infiltrazioni
Affidabilità	Funzionamento prolungato con manutenzione limitata
Ingombri e massa	Compatibilità con trasporto, posa e stabilità sul fondale
Scalabilità	Possibilità di aumentare la produzione mediante più elementi

Lo scenario così definito costituisce la base per l'analisi delle tecnologie considerate nel seguito del capitolo.

1.3 Generazione termoelettrica

La prima tecnologia analizzata è la generazione termoelettrica, scelta perché consente di convertire direttamente un flusso di calore in energia elettrica senza usare organi meccanici in movimento. Nel caso di studio, la sorgente termica è rappresentata dalla differenza di temperatura tra la superficie esterna in acciaio della pipeline e l'acqua marina. Il salto termico assegnato è pari a 10°C, valore che non coincide necessariamente con la differenza di temperatura applicata al modulo di generazione, poiché tra le due sorgenti possono essere presenti FBE, concrete coating, resistenze di contatto e fenomeni convettivi.

1.3.1 Principio di funzionamento

Un generatore termoelettrico (TEG) sfrutta l'effetto Seebeck: una differenza di temperatura applicata ai materiali con proprietà termoelettriche differenti genera una forza elettromotrice. In forma semplificata:

$$V = S * \Delta T_{TEG} \tag{9}$$

dove S è il coefficiente di Seebeck equivalente del modulo e ΔT_{TEG} è la differenza di temperatura effettivamente presente tra il lato caldo e il lato freddo del generatore. Un modulo commerciale contiene generalmente numerose coppie di semiconduttori di tipo p e di tipo n, collegate elettricamente in serie e termicamente in parallelo, così da aumentare la tensione utile mantenendo il trasferimento di calore attraverso il dispositivo [14].

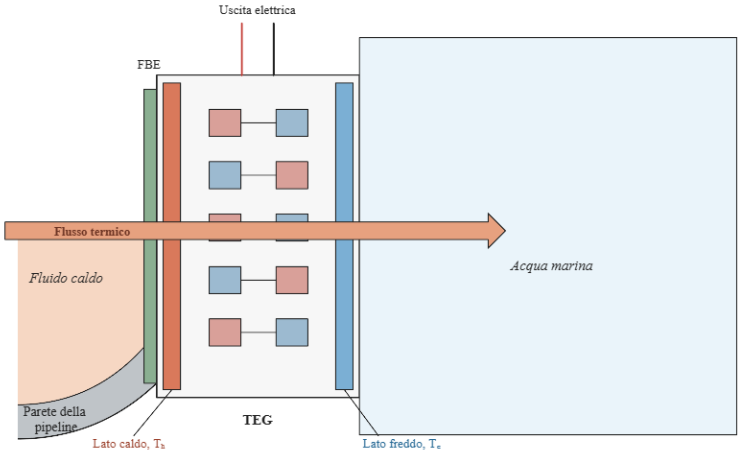
I TEG sono dispositivi allo stato solido e non richiedono parti in movimento, caratteristica favorevole in ambiente sottomarino. Il limite principale è la bassa efficienza con piccoli salti termici. Le prestazioni dipendono dal coefficiente di Seebeck, dalla conducibilità elettrica e da quella termica, riassunte nel fattore di merito ZT [14,15].

È stato assunto un fattore di merito ZT = 1,2, valore rappresentativo di materiali termoelettrici a base di tellurio di bismuto con buone prestazioni nell'intervallo prossimo alla temperatura ambiente [15,17]. La scelta è da considerarsi favorevole per la tecnologia, poiché si colloca nella parte alta dei valori tipicamente associati ai materiali convenzionali. Il parametro non è riferito a uno specifico dispositivo commerciale, ma è utilizzato per una valutazione preliminare; il dimensionamento definitivo richiederebbe le proprietà del modulo in funzione della temperatura e del carico.

1.3.2 Modello termico della "pipeline"

Per determinare il salto termico effettivamente applicato al TEG è stata costruita una rete di resistenze termiche. Il modello parte dalla superficie esterna in acciaio della "pipeline", per la quale è assegnata la temperatura calda, e considera gli strati esterni fino all'acqua. La configurazione fisica assunta nel modello termico è rappresentata schematicamente nella Figura 1.1. Il lato caldo del TEG è posto a contatto con la superficie esterna della pipeline, mentre il lato freddo è direttamente esposto all'acqua marina.

Figura 1.1 – Schema concettuale dell'installazione del generatore termoelettrico sulla pipeline



Non viene quindi modellata la conduzione attraverso l'acciaio, perché la differenza di temperatura disponibile è già definita tra la superficie esterna dell'acciaio e l'acqua. Il diametro interno della "pipeline" in acciaio, preso in considerazione per i calcoli, vale 917,8 mm, con uno spessore di 26,7 mm.

Per uno strato cilindrico di conducibilità k, raggio interno r_1 e raggio esterno r_2, la resistenza termica riferita a un metro di lunghezza vale:

$$R_{conduzione} = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi * k} \tag{10}$$

La resistenza convettiva tra la superficie esterna e l'acqua è invece stimata mediante:

$$R_{convezione} = \frac{1}{h * 2\pi * r_{esterno}} \tag{11}$$

Il flusso termico lineare e il salto termico sul generatore sono quindi:

$$q' = \frac{\Delta T_{acciaio-acqua}}{R_{totale}} \tag{12}$$

$$\Delta T_{TEG} = q' * R_{TEG} \tag{13}$$

Per rappresentare lo scambio convettivo tra la condotta e l'acqua marina è stato adottato un coefficiente medio h = 400 W/(m^{2}K). Il valore è stato scelto come riferimento intermedio sulla base dell'ordine di grandezza ottenibile mediante la correlazione Churchill-Bernstein, considerando la geometria della "pipeline", una temperatura dell'acqua pari a 7°C e le velocità caratteristiche del sito [18]. In particolare, il coefficiente varia in funzione della velocità incidente e assume valori inferiori considerando la sola corrente media e maggiori nella condizione favorevole di sovrapposizione tra onda e corrente. Il valore del coefficiente convettivo influenza direttamente la resistenza termica tra la superficie esterna della "pipeline" e l'acqua marina. Un aumento di h comporta una riduzione della resistenza convettiva e modifica la distribuzione del salto termico tra i diversi

elementi del sistema. I risultati ottenuti dipendono quindi anche dall'ipotesi adottata per questo parametro e devono essere considerati come stime preliminari.

Per il singolo generatore sono state considerate un'area di scambio di $1{,}6*10^{-3}$ m^2 e una resistenza termica areica di $2{,}4*10^{-3}$ m^2*K/W. I diversi materiali che ricoprono la "pipeline" dopo l'acciaio esterno vengono riassunti nella Tabella 1.5, con i loro valori di spessore e resistenza termica utili per il calcolo della temperatura effettiva che cadrebbe sul generatore termoelettrico.

Tabella 1.5 – Materiali del modello termico

Materiale	**Spessore [mm]**	**Conducibilità termica [W/m*K]**
FBE	0,45	0,3
Concrete	0; 44; 66	1,5

1.3.3 Configurazioni analizzate

Sono state considerate tre configurazioni: assenza di "concrete coating", rivestimento di 44 mm e rivestimento di 66 mm. Il lato caldo del TEG è posto in contatto termico con l'acciaio. Nei casi rivestiti, il calcestruzzo entra nel percorso termico e riduce il flusso e il salto disponibile sul generatore.

Le resistenze calcolate mostrano che il "concrete coating" introduce un contributo molto maggiore rispetto al generatore e alla convezione esterna. Di conseguenza, pur mantenendo 10 K di differenza tra acciaio e acqua, soltanto una frazione ridotta del salto cade sul modulo nei casi rivestiti.

Tabella 1.6 – Resistenze termiche lineari

Materiale	**Resistenza termica [K*m/W]**
FBE	$4{,}91*10^{-4}$
Concrete coating 44 mm	$9{,}10*10^{-3}$
Concrete coating 66 mm	$1{,}35*10^{-2}$
TEG	$7{,}86*10^{-4}$
Acqua, senza concrete	$8{,}19*10^{-4}$
Acqua, concrete 44 mm	$7{,}51*10^{-4}$
Acqua, concrete 66 mm	$7{,}21*10^{-4}$

1.3.4 Risultati per il salto termico di sito

Per ricavare la potenza elettrica del singolo modulo è necessario determinare innanzitutto la potenza termica che lo attraversa. A tale scopo, la resistenza termica areica del TEG viene riferita alla superficie effettiva del dispositivo, ottenendo la resistenza termica del singolo modulo:

$$R_{th,mod} = \frac{R_{th,areica}}{A_{mod}} = \frac{2{,}4 * 10^{-3}}{1{,}6 * 10^{-3}} = 1{,}50\ K/W \quad (14)$$

La potenza termica trasferita attraverso il modulo può quindi essere calcolata dividendo il salto termico effettivamente applicato al TEG per la sua resistenza termica:

$$\dot{Q}_{mod} = \frac{\Delta T_{TEG}}{R_{th,mod}} \quad (15)$$

Non tutta la potenza termica che attraversa il modulo può essere convertita in energia elettrica. L'efficienza massima teorica dipende infatti dal salto termico, dalle temperature assolute dei lati caldo e freddo e dal fattore di merito del materiale termoelettrico. Il rendimento viene pertanto stimato mediante:

$$\eta_{max} = \frac{T_h - T_c}{T_h} * \frac{\sqrt{1 + ZT} - 1}{\sqrt{1 + ZT} + \frac{T_c}{T_h}} \quad (16)$$

Nel calcolo viene assunto un fattore di merito ZT pari a 1,2 e una temperatura del lato freddo T_c corrispondente a quella dell'acqua marina. La temperatura del lato caldo T_h viene ottenuta aggiungendo a quest'ultima il salto termico presente sul TEG. La potenza elettrica massima teorica del modulo è infine data dal prodotto tra la potenza termica trasferita e l'efficienza di conversione:

$$P_{el,mod} = \eta_{max} * \dot{Q}_{mod} \quad (17)$$

Nella configurazione priva di "concrete coating", il TEG beneficia del salto termico più elevato tra i casi analizzati. Applicando il procedimento descritto, la potenza termica che attraversa il singolo modulo risulta pari a circa 2,50 W. Tuttavia, a causa della ridotta differenza di temperatura tra i due lati, l'efficienza teorica rimane inferiore allo 0,3%. La potenza elettrica massima ottenibile è quindi limitata a circa 6,46 mW per modulo. Per raggiungere il requisito di 100 W sarebbero necessari circa 15 500 moduli, distribuiti su una superficie complessiva prossima a 25 m². Nell'ipotesi di ricoprire l'intera circonferenza della condotta, tale superficie corrisponderebbe a una lunghezza di pipeline di poco superiore a 8 m.

L'introduzione del rivestimento in calcestruzzo determina un'ulteriore e significativa riduzione delle prestazioni. La sua elevata resistenza termica limita il flusso di calore e riduce il salto termico effettivamente disponibile sul TEG. Con uno spessore di 44 mm, la potenza elettrica teorica del modulo scende a circa 0,23 mW; aumentando lo spessore a 66 mm, essa si riduce ulteriormente a circa 0,12 mW. In entrambe le configurazioni rivestite, il numero di moduli necessario per raggiungere 100 W diventa dell'ordine delle centinaia di migliaia. Le superfici richieste risultano pertanto incompatibili con una soluzione compatta e facilmente installabile. I risultati numerici complessivi sono riportati nella Tabella 1.7. Le potenze calcolate rappresentano inoltre un limite superiore teorico. La relazione adottata restituisce infatti l'efficienza massima

raggiungibile nelle condizioni considerate, mentre un sistema reale sarebbe soggetto a ulteriori perdite dovute alle resistenze termiche di contatto, alla distribuzione non uniforme delle temperature, al funzionamento fuori dal punto elettrico ottimale e all'elettronica di conversione. La produzione effettiva risulterebbe quindi presumibilmente inferiore ai valori indicati.

Tabella 1.7 – Risultati per $\Delta T_{acciaio\text{-}acqua}$ = 10 K, T_c = 7 °C, T_h = 17 °C

Configurazione	q' [W/m]	ΔT TEG [K]	Rendimento teorico η_{TEG} [%]	P modulo [W]	Moduli per 100 W	Area occupata [m²]	L pipeline [m]
Senza "concrete"	4771	3,75	0,258	0,00646	15 479	24,77	8,12
"Concrete" 44 mm	898	0,71	0,049	0,000233	429021	686,43	206,34
"Concrete" 66 mm	645	0,51	0,035	0,000120	831132	1329,81	383,71

È stata inoltre esaminata, in via esplorativa, l'introduzione di ponti di rame per ridurre la resistenza termica del calcestruzzo. L'incremento del salto termico sul TEG è risultato trascurabile, poiché l'area complessiva dei ponti è ridotta rispetto alla superficie della condotta. La maggiore complessità costruttiva non risulta quindi compensata da un miglioramento significativo delle prestazioni.

1.3.5 Valutazione preliminare

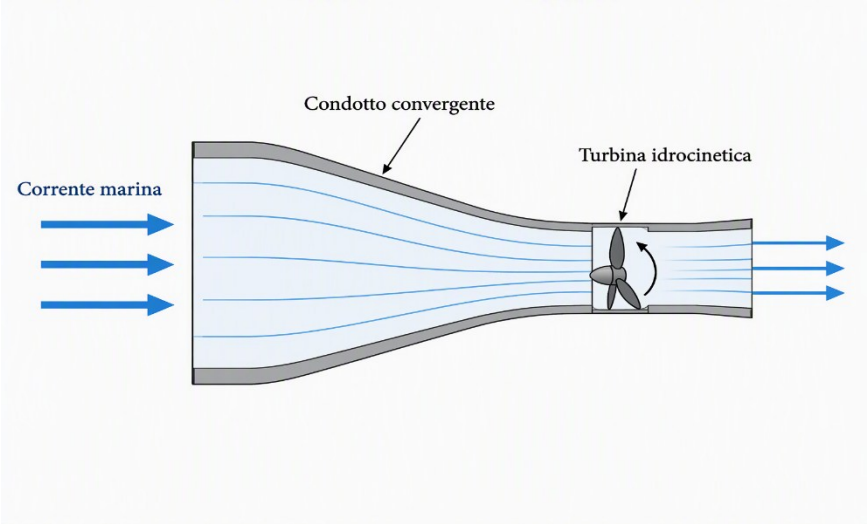
L'impiego di decine o centinaia di migliaia di moduli richiederebbe numerosi collegamenti in serie e in parallelo, oltre a un'adeguata elettronica DC/DC. La definizione dell'architettura reale richiederebbe le curve tensione-corrente, la resistenza interna, il rendimento ai carichi parziali e una strategia di inseguimento del punto di massima potenza. L'elevato numero di connessioni e tenute aumenterebbe inoltre i possibili punti di guasto. Array prefabbricati potrebbero semplificare la posa, ma dovrebbero essere qualificati per la pressione, l'acqua salata e l'integrazione con i rivestimenti. L'installazione diretta sull'acciaio richiederebbe infatti un intervento sui rivestimenti protettivi, con possibili conseguenze sulla protezione meccanica e sull'integrità della condotta. Anche le resistenze di contatto e la qualità dell'accoppiamento termico sono determinanti per le prestazioni del modulo [19]. La tecnologia offre l'assenza di parti mobili, la modularità e la possibilità di sfruttare una risorsa continua durante l'esercizio della condotta [14,16]. Nelle condizioni analizzate, tuttavia, il ridotto salto termico e, soprattutto, il "concrete coating", limitano fortemente la potenza ottenibile: anche nel caso più favorevole sarebbero necessari circa 15 479 moduli. La soluzione risulta pertanto tecnicamente realizzabile, ma non compatibile con il requisito di 100 W e con i vincoli di integrazione del caso di studio.

Potrebbe invece risultare interessante per carichi molto inferiori, in tratti caratterizzati da un salto termico maggiore o in configurazioni che consentano l'integrazione diretta sulla superficie metallica.

1.4 Generazione mediante Venturi

La seconda tecnologia considerata per lo sfruttamento delle risorse idrodinamiche presenti nel sito consiste nell'impiego di una turbina installata all'interno di un condotto convergente, indicato come condotto di Venturi, come mostrato schematicamente nella Figura 1.2.

Figura 1.2 – Schema concettuale del sistema costituito dalla turbina all'interno del condotto convergente



La corrente viene convogliata attraverso una sezione progressivamente ridotta, in modo da aumentare localmente la velocità dell'acqua in corrispondenza della gola, dove può essere posizionato il rotore della turbina. Il condotto non costituisce di per sé un generatore, ma è un componente fluidodinamico destinato a modificare il campo di moto incidente sul convertitore. L'energia cinetica del flusso viene trasformata dalla turbina in energia meccanica di rotazione e successivamente convertita in energia elettrica mediante un generatore. L'energia prodotta deve essere infine condizionata mediante un raddrizzatore e un convertitore DC/DC prima di essere trasferita alla batteria del sistema. L'analisi è stata sviluppata per verificare se l'aumento della velocità nella gola possa compensare le perdite di carico introdotte dal condotto e migliorare la produzione rispetto a una turbina investita direttamente dalla corrente.

1.4.1 Principio di funzionamento

Considerando un flusso stazionario e incomprimibile, la portata volumetrica si conserva lungo il condotto. Indicando con A_1 e v_1 l'area e la velocità nella sezione di ingresso e con A_2 e v_2 le corrispondenti grandezze nella gola, si può scrivere [20]:

$$Q = A_1 * v_1 = A_2 * v_2 \tag{18}$$

La velocità teorica nella gola risulta quindi:

$$v_2 = {}^{A_1}/_{A_2} * v_1 \tag{19}$$

La relazione mostra che, nel modello monodimensionale, la velocità aumenta al crescere del rapporto di contrazione A_1/A_2. Tale incremento è accompagnato da una diminuzione della pressione statica. In assenza di differenze di quota e trascurando inizialmente le dissipazioni, l'equazione di Bernoulli può essere scritta come [20]:

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} = \frac{p_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2} \tag{20}$$

dove p_1 e p_2 rappresentano le pressioni statiche all'ingresso e nella gola, mentre ρ è la densità dell'acqua marina. L'aumento della velocità non determina quindi la creazione di energia, ma deriva dalla trasformazione di una parte dell'energia di pressione in energia cinetica. Nel sistema reale devono inoltre essere considerate anche le dissipazioni associate alla variazione geometrica e all'attrito sulle pareti [20]. La potenza cinetica trasportata da una corrente uniforme attraverso una superficie A è espressa dall'equazione (1), qui richiamata per comodità [20]:

$$P_{fluido} = \frac{1}{2}\rho A v^3$$

La dipendenza cubica della velocità potrebbe far apparire vantaggiosa una forte riduzione della sezione. Tuttavia, per valutare correttamente il sistema occorre considerare contemporaneamente la riduzione dell'area di passaggio, il campo di pressione e le perdite introdotte dal condotto. Non è quindi corretto stimare il beneficio moltiplicando semplicemente la potenza iniziale per il cubo del rapporto tra le velocità.

1.4.2 Modello fluidodinamico del condotto

Per confrontare diverse geometrie è stato adottato un modello monodimensionale semplificato. I risultati ottenuti, e in particolare le conclusioni relative all'influenza del rapporto di contrazione, dipendono dalle ipotesi del modello e dai coefficienti di perdita adottati. Tali risultati devono pertanto essere interpretati come indicazioni preliminari, la cui validità è limitata nell'ambito del modello monodimensionale utilizzato. Una valutazione definitiva delle prestazioni delle diverse configurazioni richiederebbe una verifica mediante simulazioni CFD o prove sperimentali. La sezione di ingresso è stata mantenuta costante pari a $A_1 = 1{,}00\ m^2$. A tale area corrisponde un diametro equivalente:

$$D_1 = \sqrt{(4A_1/\pi)} = 1{,}128\ m \tag{21}$$

Assumendo una velocità di ingresso v_1 = 0,291 m/s, la portata volumetrica risulta Q = 0,291 m^3/s. Con una densità dell'acqua marina pari a 1025 kg/m^3, la potenza cinetica associata al flusso in ingresso è:

$$P_{fluido} = \frac{1}{2} * 1025 * 1 * 0{,}291^3 = 12{,}61\ W \tag{22}$$

Il valore evidenzia che, nonostante la sezione di ingresso pari a 1 m^2, la potenza disponibile è limitata dalla bassa velocità della corrente. Per ciascun rapporto di contrazione $k = A_1/A_2$, l'area e il diametro della gola sono stati calcolati mediante:

$$A_2 = \frac{A_1}{k} \tag{23}$$

$$D_2 = \sqrt{(4A_2/\pi)} \tag{24}$$

Il convergente è stato rappresentato mediante un tronco di cono con semi angolo θ = 10°. La sua lunghezza è stata calcolata come:

$$L_{convergente} = \frac{(D_1 - D_2)}{(2 * tan\theta)} \tag{25}$$

La scelta di una contrazione graduale è finalizzata a limitare le perdite rispetto a una variazione brusca di sezione. Le perdite sono state suddivise in una componente localizzata nel convergente e in una componente distribuita per attrito nella gola. La perdita specifica nel convergente è stata espressa mediante:

$$e_{p,conv} = \zeta \frac{v_2^2}{2} \tag{26}$$

$$\zeta = \frac{1}{2}[1 - (A_2/A_1)^2] \tag{27}$$

Il coefficiente di perdita localizzata ζ cresce con la contrazione e, poiché i coefficienti reali dipendono dalla geometria, dall'angolo e dalle condizioni del flusso, la relazione adottata è utilizzata esclusivamente come ipotesi di confronto preliminare [20]. Il regime di moto è stato caratterizzato mediante il numero di Reynolds [20]:

$$Re = \frac{\rho v D}{\mu} \tag{28}$$

Dove μ è la viscosità dinamica del fluido, che rappresenta la resistenza interna del fluido allo scorrimento. Nella configurazione priva di contrazione il numero di Reynolds è circa $3{,}37*10^5$; nelle configurazioni convergenti rimane ampiamente in regime turbolento. Per il fattore di attrito di Darcy è stata utilizzata la correlazione esplicita di Swamee-Jain [21]:

$$\lambda = \frac{0{,}25}{[log_{10}(\frac{\varepsilon}{3{,}7D} + \frac{5{,}74}{Re^{0{,}9}})]^2} \tag{29}$$

La correlazione fornisce un'approssimazione esplicita dell'equazione di Colebrook-White per il moto turbolento, in funzione del numero di Reynolds e della rugosità relativa [21]. Nel calcolo è stata assunta una rugosità $\varepsilon = 5*10^{-6}$ m. La perdita specifica per attrito nella gola è stata calcolata con la relazione di Darcy-Weisbach [20]:

$$e_{p,gola} = \lambda * \frac{L_{gola}}{D_2} * \frac{v_2^2}{2} \tag{30}$$

Per applicare un criterio geometrico uniforme, la lunghezza della gola è stata assunta pari al relativo diametro. L'energia specifica e la potenza idraulica residue sono state quindi determinate come:

$$e_{utile} = \frac{v_1^2}{2} - e_{p,convergente} - e_{p,gola} \tag{31}$$

$$P_{gola} = \rho Q e_{utile} \tag{32}$$

1.4.3 Influenza del rapporto di contrazione

Sono stati analizzati rapporti compresi tra 1 e 5. Il rapporto unitario rappresenta un condotto cilindrico privo di convergente, impiegato esclusivamente per convogliare la corrente verso il rotore. Quando le perdite stimate risultano maggiori dell'energia cinetica iniziale, nell'ambito del presente modello preliminare, l'energia utile viene posta pari a zero. Tale risultato deriva dalle ipotesi del modello monodimensionale e dalle correlazioni adottate per stimare le perdite e non deve essere interpretato come una proprietà generale dei condotti di Venturi. I risultati principali sono riportati nella Tabella 1.8.

Tabella 1.8 – Effetto del rapporto di contrazione sulle prestazioni del condotto

A_1/A_2	v_2 [m/s]	D_2 [m]	Perdite totali [J/kg]	Energia utile [J/kg]	Potenza in gola [W]
1	0,291	1,128	0,0006	0,0417	12,45
2	0,582	0,798	0,0234	0,0189	5,64
3	0,873	0,651	0,0896	0	0
4	1,164	0,564	0,1991	0	0
5	1,455	0,505	0,3518	0	0

Nel caso senza contrazione, le sole perdite nella gola sono pari a circa $6{,}0*10^{-4}$ J/kg. La potenza residua disponibile in corrispondenza della turbina è quindi 12,45 W, valore prossimo ai 12,61 W associati al flusso in

ingresso. Con un rapporto tra sezioni uguale a due la velocità teorica nella gola aumenta fino a 0,582 m/s. Allo stesso tempo, l'energia utile si riduce a 0,0189 J/kg, cui corrisponde una potenza di 5,64 W. Per rapporti uguali o superiori a 3, le perdite stimate dal modello superano l'energia cinetica inizialmente disponibile e, secondo il criterio adottato, l'energia utile viene pertanto posta pari a zero. Questo risultato dipende tuttavia dalle ipotesi del modello monodimensionale utilizzato. In particolare, la portata attraverso il condotto è assunta costante e indipendente dal rapporto di contrazione. Per un condotto immerso in una corrente libera, invece, la geometria modifica il campo di pressione e può influenzare la portata effettivamente catturata. Di conseguenza, il risultato ottenuto per rapporti uguali o superiori a tre non rappresenta una proprietà generale dei condotti di Venturi, ma una conseguenza delle ipotesi e delle correlazioni adottate nel presente modello. Una valutazione più completa richiederebbe simulazioni CFD o prove sperimentali. Nell'ambito del modello adottato, il risultato mostra che il beneficio non può essere valutato solo considerando la velocità nella gola. L'incremento della velocità viene accompagnato da dissipazioni che crescono rapidamente con la contrazione, poiché sia le perdite localizzate sia quelle distribuite contengono un termine proporzionale al quadrato della velocità [20,21]. La configurazione più favorevole tra quelle analizzate nell'ambito del modello adottato risulta quindi quella con rapporto unitario, assimilabile a un semplice convogliatore. Il condotto può comunque indirizzare il flusso verso il rotore e proteggerlo parzialmente, ma nelle condizioni considerate il modello non evidenzia un vantaggio energetico nell'introduzione di una contrazione significativa.

1.4.4 Scelta preliminare della turbina

La potenza meccanica estraibile dalla turbina è espressa come:

$$P_{turbina} = C_P * P_{gola} \tag{33}$$

dove C_P è il coefficiente di potenza del rotore [20,22]. Per la configurazione senza contrazione è stata assunta come riferimento una turbina idrocinetica ad asse orizzontale progettata per basse velocità. Tian, Mao e Ding hanno sviluppato un prototipo caratterizzato da una velocità di avviamento di 0,25 m/s e da un coefficiente di potenza massimo $C_P = 0{,}33$ [22]. Questi valori sono compatibili, in una valutazione preliminare, con la velocità di progetto di 0,291 m/s, sebbene quest'ultima sia vicina alla soglia di avviamento. Il valore $C_P = 0{,}33$ rappresenta il massimo misurato sperimentalmente sul prototipo e non necessariamente il coefficiente di potenza ottenibile alla velocità di 0,291 m/s. La sua applicazione al caso di studio costituisce pertanto un'ipotesi favorevole, adottata per ricavare una stima preliminare della potenza producibile. Adottando tale valore massimo, la potenza meccanica ottenibile è:

$$P_{turbina} = 12{,}45 * 0{,}33 = 4{,}11\,W \tag{34}$$

Per la catena elettrica è stato considerato un rendimento elettrico complessivo $\eta = 0{,}60$, che include rendimento del generatore, raddrizzatore e convertitore DC/DC. La potenza elettrica stimata per una singola unità è pertanto:

$$P_{elettrica} = P_{turbina} * \eta_{elettrico} = 4{,}11 * 0{,}60 \approx 2{,}46\,W \quad (35)$$

Il numero teorico di turbine necessarie per raggiungere il target di 100 W è pari a 40,7. Arrotondando all'intero superiore, sarebbero necessarie almeno 41 turbine. Il risultato rappresenta una stima favorevole, poiché deriva dall'applicazione del valore massimo sperimentale di C_P alla velocità di progetto, prossima alla soglia di avviamento [22].

1.4.5 Valutazione preliminare

Nelle condizioni del sito e nell'ambito del modello monodimensionale adottato, una forte contrazione non risulta vantaggiosa. La potenza cinetica associata a una sezione di ingresso di 1 m² è pari a soli 12,61 W e le dissipazioni nel convergente e nella gola riducono ulteriormente la potenza disponibile al rotore. Tra le configurazioni analizzate, quella priva di contrazione è la più favorevole: l'aumento della velocità in gola non determina infatti un incremento dell'energia complessivamente disponibile e, nel modello, comporta perdite maggiori. Anche assumendo una turbina ottimizzata per basse velocità e il valore massimo del coefficiente di potenza, sarebbero necessarie almeno 41 unità per raggiungere 100 W. Un insieme di tali dimensioni, con area di ingresso pari a 1 m² per unità, comporterebbe massa, ingombri e superficie esposta alla corrente rilevanti. La tecnologia è quindi fisicamente applicabile, ma poco adatta al requisito considerato. Il limite principale è la ridotta energia cinetica disponibile in prossimità del fondale. Una singola turbina potrebbe risultare più interessante in aree con velocità maggiori o a una quota superiore, qualora il profilo verticale della corrente fosse più favorevole.

1.5 Generazione mediante tecnologia "Whatever Input to Torsion Transfer" (WITT)

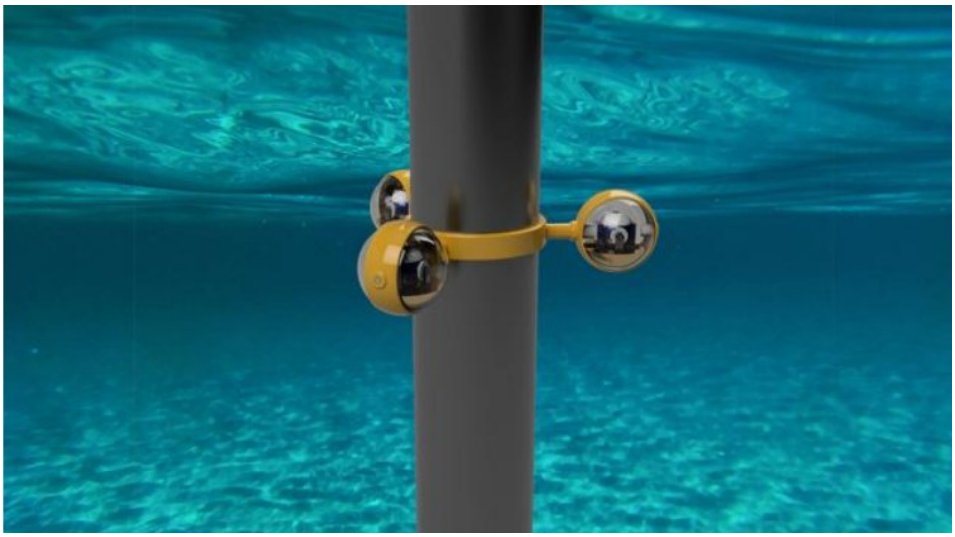
La terza tecnologia analizzata per lo sfruttamento delle risorse idrodinamiche è il sistema WITT, acronimo di "Whatever Input to Torsion Transfer". La corrente mette in oscillazione una struttura cilindrica attraverso le vibrazioni indotte dal distacco dei vortici, indicati come Vortex-Induced Vibrations (VIV). Il movimento della struttura viene trasmesso a un meccanismo interno, che lo converte in una rotazione unidirezionale e aziona un generatore elettrico [6,23]. L'interesse per questa soluzione deriva soprattutto dalla possibilità di racchiudere gli organi di conversione in un involucro sigillato e di evitare pale rotanti esposte all'acqua. La tecnologia è stata sviluppata per applicazioni di piccola potenza, tra cui la ricarica delle batterie associate a sensori e strumenti oceanografici installati in aree remote [23,24].

1.5.1 Principio di funzionamento

Il convertitore WITT contiene due pendoli collegati a una trasmissione meccanica. Il movimento dell'involucro provoca l'oscillazione dei pendoli; la trasmissione rettifica il moto alternato e fornisce una rotazione in un solo verso, utilizzata per azionare un volano e un generatore elettrico. L'uscita del generatore deve successivamente

essere condizionata mediante elettronica di potenza e può essere trasferita a un sistema di accumulo [23,25]. Il WITT viene descritto come un dispositivo capace di raccogliere movimenti provenienti dai sei gradi di libertà di un corpo rigido. Questa espressione non significa che ciascun grado di libertà contribuisca sempre con la stessa efficacia. La documentazione tecnica, infatti, specifica che la trasmissione rettifica due movimenti bidirezionali attorno a due assi ortogonali e li converte in una rotazione unidirezionale. La potenza prodotta dipende quindi dal moto effettivamente trasmesso ai pendoli, dalla frequenza e dall'ampiezza dell'oscillazione, dalle perdite meccaniche e dal carico elettrico applicato [23,25]. Una rappresentazione concettuale del dispositivo WITT integrato su una struttura cilindrica sottomarina è riportata nella Figura 1.3.

Figura 1.3 – Rappresentazione concettuale dei convertitori WITT integrati su una struttura cilindrica sottomarina. Fonte: riprodotta da Wickett et al. [23]



1.5.2 Configurazione del sistema sottomarino

Il concetto presentato nel 2019 è formato da un collegamento al fondale, un tratto cilindrico flessibile, uno o più convertitori WITT e un galleggiante superiore. Il galleggiante mantiene la struttura in tensione, mentre la corrente induce l'oscillazione trasversale del cilindro. La frequenza naturale e le forme modali dipendono dalla sua lunghezza, dal diametro, dallo spessore, dal materiale, dalla massa immersa e dalla tensione. I convertitori devono essere collocati in prossimità degli "antinodes" della forma modale considerata, ossia nelle regioni in cui l'ampiezza dello spostamento è massima [23].

Per i primi studi è stato scelto un tubo in polietilene ad alta densità (HDPE), principalmente per la resistenza alla corrosione, le proprietà a fatica, il costo contenuto e la facilità di giunzione. Il tubo può inoltre contenere i cavi di potenza e comunicazione. Gli autori indicano comunque che, in funzione del sito e delle dimensioni richieste, potrebbero essere impiegati anche materiali compositi o acciaio, con verifiche specifiche di fatica e protezione dalla corrosione [23]. La risposta del sistema può essere regolata su due livelli. Il convertitore interno può essere modificato variando la lunghezza e la distribuzione di massa dei pendoli; la struttura esterna può essere adattata intervenendo su geometria, rigidezza e tensione. Per il dispositivo studiato nel 2019, di diametro

esterno prossimo a 250 mm e capacità indicata di 5 W, la condizione operativa ricercata era prossima a 2 Hz, con spostamenti di ampiezza fino a circa 100 mm. Si tratta di valori riferiti a quella specifica configurazione e non di requisiti universali della tecnologia [23]. L'assenza di pale esterne elimina il rischio di blocco del rotore, ma non rende il sistema privo di parti mobili. Pendoli, ingranaggi, albero, volano e generatore rimangono soggetti ad attrito, usura e cicli ripetuti. L'involucro, i collegamenti, il cavo e l'elettronica devono inoltre essere qualificati per pressione idrostatica, infiltrazioni e corrosione. La struttura oscillante, il collegamento al fondale e il galleggiante richiedono una verifica a fatica e rispetto ai carichi estremi [23,26].

1.5.3 Prestazioni sperimentali disponibili

Nel lavoro di Wickett e Hindley viene analizzato un convertitore di circa 250 mm di diametro, indicato come dispositivo da 5 W. Gli autori associano il valore di 5 W alla potenza di picco ottenibile con una massa pendolare di 1 kg, mentre indicano come più rappresentativi valori tipici attesi compresi tra 2 e 3 W [23]. Di conseguenza, i 5 W non possono essere assunti come una produzione continua del dispositivo. Una successiva prova in un canale di marea, presentata a OCEANS 2022, ha dimostrato che il WITT può produrre energia elettrica e caricare una batteria in ambiente reale. Durante il test la generazione è stata osservata per velocità del flusso comprese tra 0,27 e 2,82 m/s [24]. Misure dirette di potenza sono disponibili in una successiva campagna sperimentale TEAMER-PNNL. Nel secondo test, il dataset pubblico riporta valori massimi che raggiungono circa 16,2 W prima del convertitore DC/DC e circa 15,8 W dopo il convertitore. Sono presenti anche diversi massimi compresi approssimativamente tra 5 e 12 W [26,27]. I valori rappresentano tuttavia picchi e non una produzione media o continua. Non è quindi possibile adottare un unico valore di potenza come prestazione nominale del WITT. Per una valutazione preliminare, i 2-3 W possono essere mantenuti come ordine di grandezza tipico indicato per il convertitore del 2019. I valori superiori della campagna successiva confermano che la produzione può aumentare quando il sistema è opportunamente accordato, ma non possono essere trasferiti direttamente alle condizioni del sito.

1.5.4 Confronto con il caso di studio

La velocità di progetto di 0,29 m/s è dello stesso ordine di grandezza della minima velocità, pari a 0,27 m/s, alla quale la prova in canale di marea ha dimostrato la produzione elettrica e la ricarica di una batteria [24]. La differenza tra i due valori è tuttavia di soli 0,02 m/s e non costituisce un margine operativo significativo. Inoltre, la velocità di progetto deriva da una condizione favorevole, nella quale la velocità media pesata della corrente e il massimo contributo orizzontale del moto ondoso sono assunti collineari e concordi. La velocità può risultare inferiore al valore di progetto e scendere al di sotto della minima velocità osservata nella prova sperimentale. Non è quindi possibile assumere che il convertitore operi con continuità nelle condizioni richieste per la produzione elettrica. Per stimare il numero di unità necessario al raggiungimento dei 100 W si possono ricavare soltanto ordini di grandezza. Assumendo valori tipici attesi di 2-3 W per convertitore, sarebbero

necessarie teoricamente da circa 34 a 50 unità. L'eventuale introduzione di un condotto convergente a monte della struttura potrebbe aumentare localmente la velocità del flusso e, in linea di principio, incrementare la potenza prodotta dal singolo convertitore. Tale riduzione non può tuttavia essere quantificata mediante i dati disponibili, poiché la potenza del WITT non dipende soltanto dalla velocità incidente, ma anche dall'accordatura della struttura oscillante, dall'ampiezza e dalla frequenza del moto e dal rendimento del meccanismo interno.

1.5.5 Valutazione preliminare

Il convertitore e il generatore possono essere racchiusi in un involucro sigillato, senza pale rotanti esposte all'acqua. Le prove in canale di marea hanno dimostrato la produzione elettrica e la ricarica di una batteria in ambiente reale. I dati disponibili non consentono tuttavia di attribuire al sistema una potenza continua univoca: la produzione dipende dall'accordatura tra struttura e convertitore e varia con la lunghezza e la rigidezza del tubo, la tensione, la velocità della corrente e il carico elettrico [23,25]. Nel caso di studio, la ridotta velocità non offre un margine sufficiente rispetto alla soglia minima osservata sperimentalmente per assumere un funzionamento continuo a 2-3 W per unità [23,24]. Nelle condizioni considerate e in assenza di un sistema di accelerazione del flusso validato, il raggiungimento di 100 W richiederebbe quindi numerosi convertitori, con un conseguente aumento degli ingombri, dei collegamenti elettrici, degli ancoraggi e delle operazioni di posa e recupero. Sarebbe inoltre necessario verificare la vita a fatica della struttura oscillante, l'affidabilità della trasmissione interna, la tenuta dell'involucro e gli effetti di corrosione, turbolenza e biofouling sull'accordatura del sistema [23]. La tecnologia WITT è pertanto promettente, ma non dimensionabile con sufficiente affidabilità per garantire un'alimentazione continua di 100 W. Risulta più adatta alla ricarica lenta o intermittente di batterie associate a sensori con consumo medio inferiore.

1.6 Generazione mediante "Vortex-Induced Vibrations" (VIV)

L'ultima tecnologia considerata utilizza le oscillazioni indotte dal distacco di vortici per convertire parte dell'energia della corrente in energia elettrica. Il principio riprende il convertitore "Vortex Induced Vibration Aquatic Clean Energy" (VIVACE), nel quale un cilindro sostenuto elasticamente viene lasciato oscillare trasversalmente al flusso e viene collegato a un sistema di presa di potenza [28,29].

1.6.1 Principio di funzionamento

Quando una corrente investe un cilindro, i vortici si distaccano alternativamente dai due lati della superficie. Il distacco produce una forza trasversale che può mettere in oscillazione il corpo, se questo è vincolato mediante supporti elastici. La frequenza caratteristica del fenomeno è descritta dal numero di Strouhal [20,30]:

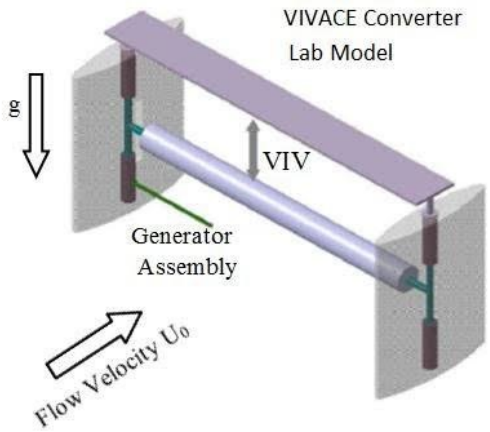
$$St = f_s * \frac{D}{U} \tag{36}$$

dove f_s è la frequenza di distacco dei vortici, D è il diametro del cilindro e U è la velocità della corrente. Per un cilindro circolare il numero di Strouhal è dell'ordine di 0,2, ma il valore effettivo dipende dal regime di moto, dalla rugosità e dalla risposta del corpo [20,30]. In un determinato intervallo di velocità, la frequenza di distacco può sincronizzarsi con quella di oscillazione del sistema. Questa condizione, indicata come lock-in, consente al fluido di trasferire energia alla struttura e può produrre ampiezze elevate. Negli "harvester" VIV il fenomeno non viene quindi soppresso, ma controllato per alimentare il sistema di conversione [28,30]. Il sistema può essere rappresentato del tipo massa-molla-smorzatore. La massa efficace comprende il cilindro, le parti mobili e la massa aggiunta dall'acqua; gli elementi elastici forniscono la forza di richiamo e contribuiscono a determinare la frequenza naturale. Lo smorzamento totale comprende invece le dissipazioni meccaniche e idrodinamiche e il contributo del "Power Take-Off" (PTO), cioè il sistema di presa di potenza [7,28,30]. Il PTO oppone al moto una forza resistente controllata e preleva una parte dell'energia meccanica dell'oscillazione. Nel modello dinamico può essere rappresentato mediante uno smorzatore equivalente [7,29].

1.6.2 Configurazione ispirata al convertitore VIVACE

Nella configurazione elementare del VIVACE, un cilindro rigido con asse trasversale alla corrente è sostenuto elasticamente e vincolato a oscillare principalmente nella direzione perpendicolare al flusso. Molle e guide controllano il movimento, mentre il PTO estrae l'energia meccanica associata all'oscillazione [28,29]. La configurazione elementare del convertitore VIVACE e le direzioni del flusso e dell'oscillazione sono rappresentate schematicamente nella Figura 1.4. La figura rappresenta la configurazione sperimentale di riferimento con cilindro orizzontale; nella configurazione preliminare sviluppata nel presente lavoro il cilindro viene invece disposto verticalmente, mantenendo comunque l'asse trasversale alla corrente e il moto oscillatorio perpendicolare alla direzione del flusso.

Figura 1.4 – Schema del modulo elementare del convertitore VIVACE nella configurazione sperimentale con cilindro orizzontale. Fonte: riprodotta da Bernitsas et al. [29].



Il moto alternato può azionare direttamente un generatore lineare oppure essere trasformato in rotazione mediante una trasmissione collegata a un generatore rotativo. L'energia elettrica prodotta deve successivamente essere raddrizzata e regolata prima del trasferimento alla batteria. Il telaio deve inoltre mantenere l'allineamento del cilindro e consentire la corsa trasversale. Il concetto è modulare e può essere esteso a più cilindri. La configurazione VIVACE viene utilizzata come riferimento concettuale e non come soluzione da riprodurre senza modifiche [28,31].

1.6.3 Prestazioni sperimentali e condizioni operative

Le prove sul primo modulo VIVACE hanno dimostrato la produzione di energia elettrica mediante un cilindro sottoposto a VIV. Una presentazione tecnica del 2024 riassume oltre quindici anni di prove di laboratorio e in campo e indica che il comportamento è stato studiato su ampi intervalli di numero di Reynolds, rigidezza, rapporto di massa, smorzamento e spaziatura [33]. Lo stesso documento riporta sviluppi con rugosità superficiale controllata, transizione verso il "galloping" e smorzamento adattivo. I valori pubblicati non costituiscono prestazioni nominali del sistema in esame. La potenza dipende dalla velocità della corrente e dall'accordatura dinamica del convertitore. Nel funzionamento reale devono essere considerati anche turbolenza, "biofouling" e tolleranze nei vincoli meccanici, che possono modificare la risposta rispetto alle prove [6,32,33].

1.6.4 Confronto con il caso di studio

La velocità di progetto pari a 0,29 m/s è dello stesso ordine di grandezza della velocità minima di 0,25 m/s indicata nel lavoro VIVACE. La ridotta differenza rispetto a 0,25 m/s non costituisce un margine operativo sufficiente per assumere un funzionamento continuo. Considerata anche la variabilità della velocità effettiva rispetto al valore di progetto, il raggiungimento e il mantenimento del regime utile di oscillazione, incluso il lock-in, non possono essere considerati garantiti nelle condizioni reali. Il documento tecnico del 2024 indica avvii a velocità ancora inferiori per configurazioni VIVACE evolute, ma tali risultati dipendono dall'impiego di specifiche geometrie, stimolazione della turbolenza e strategie di smorzamento [33]. La tecnologia presenta il vantaggio di non richiedere pale rotanti esposte e di poter essere organizzata in moduli.

1.6.5 Valutazione preliminare

La generazione mediante VIV consente di trasformare la corrente in un moto oscillatorio regolabile attraverso i parametri del sistema massa-molla-smorzatore. Il PTO collega la risposta dinamica del cilindro alla potenza estratta e permette di sviluppare quindi un modello coerente con i dati del sito [7,28,29]. La modularità consente inoltre di passare dal singolo cilindro a più elementi. Le prove e gli studi disponibili mostrano che le interazioni tra cilindri possono migliorare la produzione, ma il beneficio dipende dalla spaziatura e dai parametri dinamici

[31-33]. Le principali criticità riguardano il funzionamento alla bassa velocità disponibile, l'ottimizzazione del PTO, la fatica dei componenti oscillanti e l'affidabilità di molle, guide, tenute e collegamenti elettrici in ambiente marino. Il principale elemento favorevole delle VIV non consiste soltanto nella potenza attesa, ma nella possibilità di intervenire progettualmente sulla massa efficace, sulla rigidezza, sullo smorzamento e sulle caratteristiche del PTO, oltre che sulla geometria e sulla disposizione dei cilindri. La regolazione congiunta di questi parametri consente di accordare la risposta dinamica del convertitore alle condizioni idrodinamiche del sito e costituisce quindi un aspetto determinante nella selezione della tecnologia.

1.7 Scelta della soluzione progettuale

1.7.1 Ulteriori tecnologie considerate

La letteratura propone altre tecnologie per l'alimentazione autonoma di dispositivi sottomarini, tra cui convertitori piezoelettrici e triboelettrici, sistemi basati sui gradienti di salinità e celle a combustibile microbiche bentoniche. Queste alternative non vengono approfondite poiché risultano più adatte a sensori a basso consumo o a funzionamento intermittente [2,4]. Tra queste, le "Benthic Microbial Fuel Cells" (BMFC) sfruttano l'attività dei microorganismi presenti nei sedimenti: l'anodo è collocato nello strato anossico, mentre il catodo è posto nell'acqua sovrastante. La tecnologia può funzionare per periodi prolungati con manutenzione limitata ed è stata sperimentata per alimentare sensori oceanografici. Il limite principale è la ridotta densità di potenza, fortemente dipendente dalle caratteristiche del sedimento e dalle condizioni ambientali [34-36]. Assumendo il valore continuo di circa 35 mW/m^2 riportato in una sperimentazione in ambiente profondo, la produzione di 100 W richiederebbe un'area attiva teorica di 2857 m^2 [34]. L'ingombro risulta quindi incompatibile con l'applicazione considerata.

1.7.2 Confronto complessivo delle soluzioni

Il confronto finale considera la capacità di soddisfare il requisito elettrico, la compatibilità con la velocità di progetto, gli ingombri, la complessità di installazione, l'affidabilità in ambiente sottomarino e la possibilità di adattare il sistema alle condizioni del sito. I risultati numerici non definiscono una graduatoria basata esclusivamente sulla potenza, ma consentono di individuare il principale limite di ciascuna tecnologia e l'ordine di grandezza delle unità richieste. Per rendere l'analisi più sistematica, le soluzioni sono state valutate anche rispetto ai criteri progettuali definiti nella Tabella 1.4. La valutazione, di carattere qualitativo, si basa sui risultati delle analisi preliminari sviluppate nelle sezioni precedenti.

Dal confronto emerge che tutte le tecnologie presentano specifici vantaggi e criticità. Nelle condizioni analizzate, la soluzione termoelettrica, la turbina con condotto Venturi e il sistema WITT sono penalizzati soprattutto dall'elevato numero di unità richiesto e dai conseguenti ingombri e difficoltà di integrazione. Per la tecnologia VIV, il numero di dispositivi sarà definito nel successivo dimensionamento. La selezione deriva

principalmente dalla modularità e dalla possibilità di intervenire sui parametri dinamici del sistema per adattarne la risposta alle condizioni del sito. Per tali ragioni, la generazione mediante VIV è scelta come tecnologia di riferimento per il successivo sviluppo progettuale. Per la tecnologia VIV viene assunto, ai fini del confronto, un intervallo preliminare indicativo di 5-10 dispositivi; il numero effettivo sarà determinato mediante il dimensionamento sviluppato nel capitolo successivo.

Tabella 1.9 – Confronto delle tecnologie considerate

Tecnologia	**Numero di Dispositivi per 100 W**	**Affidabilità**	**Ingombri e Massa**	**Scalabilità**	**Complessità di integrazione**
Termoelettrica	15 479 nella condizione più favorevole	Assenza di parti mobili, ma elevato numero di connessioni e tenute	Elevata superficie complessiva richiesta, nonostante la limitata lunghezza di "pipeline" occupata	Elevata, grazie alla possibilità di aggiungere moduli	Elevata, per l'intervento sui rivestimenti, garantire il contatto termico e collegare moduli
Turbina con Venturi	41 nella stima più favorevole	Rotore e componenti meccanici immersi soggetti a usura	Elevati, dovuti al numero di unità e alla sezione di ingresso di ciascun condotto	Possibile mediante l'aggiunta di dispositivi, ma limitata dall'aumento degli ingombri	Elevata, per operazioni di posa, ancoraggio e collegamento delle numerose unità
WITT	34-50, sulla base della potenza tipica indicata	Organi mobili protetti dall'involucro, ma soggetti a usura	Ingombri rilevanti per la presenza di strutture oscillanti, galleggianti e sistemi di ancoraggio	Possibile mediante più convertitori, ma condizionata dall'accordatura e dalla struttura oscillante	Elevata, per la necessità di dimensionare la struttura oscillante e il posizionamento dei convertitori

VIV	Indicativamente 5-10 cilindri*	Componenti oscillanti soggetti a fatica	Dipendenti dalla corsa e dalla disposizione dei cilindri	Elevata, grazie alla possibilità di impiegare più cilindri	Significativa, per i vincoli elastici, PTO e telaio, ma adattabile alle condizioni del sito

* il numero esatto deriverà dal successivo dimensionamento

1.7.3 Motivazione della scelta finale

Una volta individuata la tecnologia VIV come soluzione più adatta, si considera l'introduzione di un condotto Venturi a monte dei cilindri. A differenza della configurazione con turbina analizzata in precedenza, il condotto non viene introdotto con l'obiettivo di aumentare l'energia disponibile, ma per modificare localmente la velocità del flusso incidente sui cilindri. L'aumento locale della velocità può infatti favorire la risposta dinamica del sistema e il raggiungimento del regime di "lock-in" nelle condizioni di bassa corrente del sito. Il Venturi assume quindi una funzione di supporto al funzionamento del convertitore VIV, anziché rappresentare direttamente il sistema di conversione energetica [20,21,28-30]. Il rapporto di contrazione e la geometria del condotto dovranno essere definiti insieme al diametro dei cilindri e ai parametri del sistema massa-molla-smorzatore, ricercando un compromesso tra incremento della velocità locale, perdite di carico e regolarità del flusso in uscita.

Riferimenti Bibliografici

[8] X. Su, J. Chen, L. Yuan, W. Xu, C. Xiong e X. Wang, "Current Status of Development and Application of Ocean Renewable Energy Technology", Sustainability, vol. 17, n. 12, art. 5648, 2025, doi: 10.3390/su17125648.

[9] F. He, Y. Liu, J. Pan, X. Ye e P. Jiao, "Advanced Ocean Wave Energy Harvesting: Current Progress and Future Trends", Journal of Zhejiang University-SCIENCE A, vol. 24, n. 2, pp. 91–108, 2023, doi: 10.1631/jzus.A2200598.

[10] D. D. Apsley, "Linear Wave Theory", lecture notes, University of Manchester, 2025.

[11] A. Karimpour, "waveorbitalvelocity: Calculation of Maximum Wave Orbital Velocity and Maximum Orbital Excursion Using Linear Wave Theory", ScientiMate 2.0 documentation, risorsa online.

[12] J. M. Smith, "One-Dimensional Wave-Current Interaction", Coastal Engineering Technical Note CETN IV-9, U.S. Army Engineer Waterways Experiment Station, Coastal Engineering Research Center, 1997.

[13] J. R. Morison, M. P. O'Brien, J. W. Johnson e S. A. Schaaf, "The Force Exerted by Surface Waves on Piles", Petroleum Transactions, AIME, vol. 189, pp. 149–154, 1950.

[14] M. A. Zoui, S. Bentouba, J. G. Stocholm e M. Bourouis, "A Review on Thermoelectric Generators: Progress and Applications", Energies, vol. 13, n. 14, art. 3606, 2020, doi: 10.3390/en13143606.

[15] H. S. Kim, W. Liu, G. Chen, C.-W. Chu e Z. Ren, "Relationship between thermoelectric figure of merit and energy conversion efficiency", Proceedings of the National Academy of Sciences, vol. 112, n. 27, pp. 8205–8210, 2015, doi: 10.1073/pnas.1510231112.

[16] L. Li, H. Li, J. Wei, R. Li, J. Sun, C. Zhao e T. Chen, "Water-Resistant Thermoelectric Ionogel Enables Underwater Heat Harvesting", Polymers, vol. 15, n. 7, art. 1746, 2023, doi: 10.3390/polym15071746.

[17] M. Hong, Z.-G. Chen e J. Zou, "Fundamental and Progress of Bi_2Te_3-Based Thermoelectric Materials", Chinese Physics B, vol. 27, n. 4, art. 048403, 2018, doi: 10.1088/1674-1056/27/4/048403.

[18] S. W. Churchill e M. Bernstein, "A Correlating Equation for Forced Convection from Gases and Liquids to a Circular Cylinder in Crossflow", Journal of Heat Transfer, vol. 99, n. 2, pp. 300–306, 1977, doi: 10.1115/1.3450685.

[19] S. Lv, Z. Qian, D. Hu, X. Li e W. He, "A Comprehensive Review of Strategies and Approaches for Enhancing the Performance of Thermoelectric Module", Energies, vol. 13, n. 12, art. 3142, 2020, doi: 10.3390/en13123142.

[20] Y. A. Çengel e J. M. Cimbala, Fluid Mechanics: Fundamentals and Applications, 4ª ed., New York, NY, USA: McGraw-Hill Education, 2018. ISBN: 978-1-259-69653-4.

[21] P. K. Swamee e A. K. Jain, "Explicit Equations for Pipe-Flow Problems", Journal of the Hydraulics Division, vol. 102, n. 5, pp. 657–664, 1976, doi: 10.1061/JYCEAJ.0004542.

[22] W. Tian, Z. Mao e H. Ding, "Design, test and numerical simulation of a low-speed horizontal axis hydrokinetic turbine", International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering, vol. 10, n. 6, pp. 782–793, 2018, doi: 10.1016/j.ijnaoe.2017.10.006.

[23] M. J. Wickett, S. Hindley e M. B. Wickett, "WITT: Harvesting Energy From Subsea, Vortex-Induced Vibration", Marine Technology Society Journal, vol. 53, n. 4, pp. 17–25, 2019, doi: 10.4031/MTSJ.53.4.1.

[24] R. A. Branch, R. J. Cavagnaro, A. M. Turpin, J. R. McVey, M. Wickett, M. B. Wickett, W. Boult et al., "Vortex Induced Vibration Test of the WITT Device in a Tidal Channel", in OCEANS 2022 Hampton Roads, Hampton, VA, USA, pp. 1–7, 2022, doi: 10.1109/OCEANS47191.2022.9977026.

[25] WITT Limited, "How It Works", pagina web. Disponibile: https://www.witt-energy.com/howitworks. [Ultima data di accesso: 14 Agosto 2026]

[26] R. A. Branch, “TEAMER – Harvesting Subsea Water Motion to Provide Clean Electrical Power (CRADA #608) Abstract”, Pacific Northwest National Laboratory, Richland, WA, USA, Rep. PNNL-37502, 2025, doi: 10.2172/3008787.

[27] R. Branch, J. McVey ed E. Geon, “TEAMER: WITT Vortex Induced Vibration”, dataset, Marine and Hydrokinetic Data Repository, Pacific Northwest National Laboratory, 2025. Disponibile: https://mhkdr.openei.org/submissions/671. [Ultima data di accesso: 14 agosto 2026]

[28] M. M. Bernitsas, K. Raghavan, Y. Ben-Simon ed E. M. H. Garcia, “VIVACE (Vortex Induced Vibration Aquatic Clean Energy): A New Concept in Generation of Clean and Renewable Energy From Fluid Flow”, Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering, vol. 130, n. 4, art. 041101, 2008, doi: 10.1115/1.2957913.

[29] M. M. Bernitsas, Y. Ben-Simon, K. Raghavan ed E. M. H. Garcia, “The VIVACE Converter: Model Tests at High Damping and Reynolds Number Around 10^5”, Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering, vol. 131, n. 1, art. 011102, 2009, doi: 10.1115/1.2979796.

[30] C. H. K. Williamson e R. Govardhan, “Vortex-Induced Vibrations”, Annual Review of Fluid Mechanics, vol. 36, pp. 413–455, 2004, doi: 10.1146/annurev.fluid.36.050802.122128.

[31] Y. Lv, L. Sun, M. M. Bernitsas, M. Jiang e H. Sun, “Modelling of a Flow-Induced Oscillation, Two-Cylinder, Hydrokinetic Energy Converter Based on Experimental Data”, Energies, vol. 14, n. 4, art. 827, 2021, doi: 10.3390/en14040827.

[32] J. Wang, L. Geng, L. Ding, H. Zhu e D. Yurchenko, “The State-of-the-Art Review on Energy Harvesting from Flow-Induced Vibrations”, Applied Energy, vol. 267, art. 114902, 2020, doi: 10.1016/j.apenergy.2020.114902.

[33] M. M. Bernitsas, “Using Natural Instabilities in Fluid-Structure Interaction and Fish-Bioinspired Passive Control to Harness Hydrokinetic Energy (VIVACE: a No-Blade, No-Rotor, Hydrokinetic Energy Converter)”, MIT Mechanical Engineering Colloquium, 1 marzo 2024, presentazione tecnica.

[34] P. S. Schrader et al., “Independent Benthic Microbial Fuel Cells Powering Sensors and Acoustic Communications with the MARS Underwater Observatory”, Journal of Atmospheric and Oceanic Technology, vol. 33, n. 3, pp. 607–617, 2016, doi: 10.1175/JTECH-D-15-0102.1.

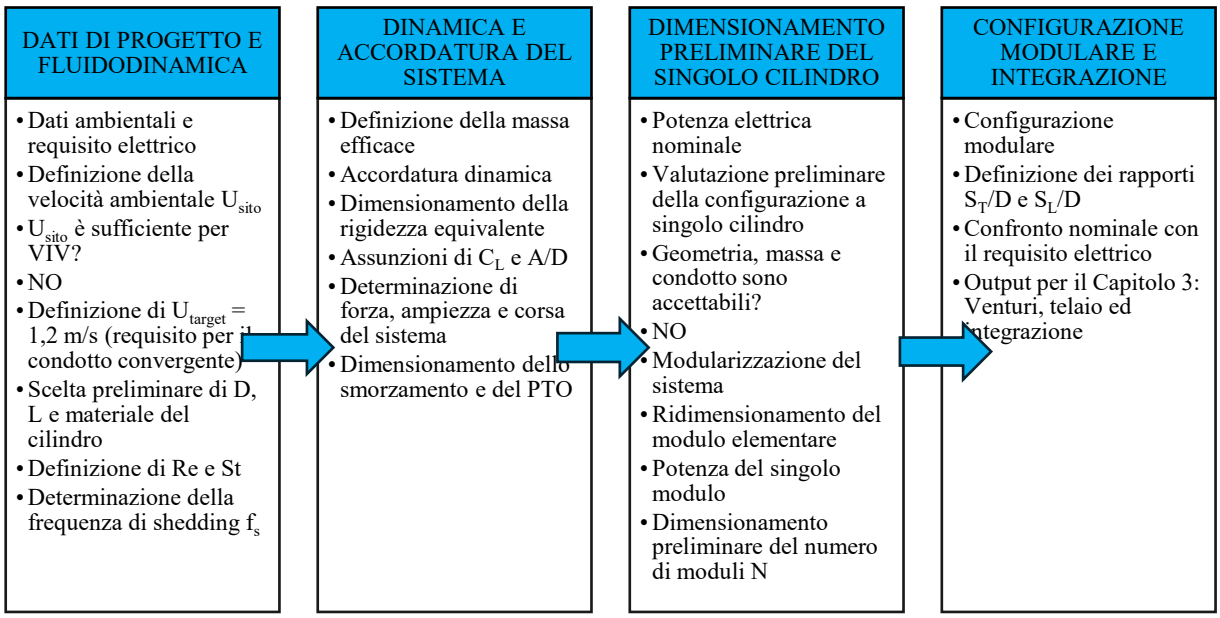
[35] K. L. Joiner, G. L. Tukeman, A. Y. Obraztsova e Y. M. Arias-Thode, “Impact of sediment parameters in the prediction of benthic microbial fuel cell performance”, RSC Advances, vol. 10, n. 44, pp. 26220–26228, 2020, doi: 10.1039/D0RA03459B.

[36] N. N. Volchenko et al., “Application of Benthic Microbial Fuel Cells in Systems of Year-Round Monitoring of Water Environment Parameters”, Oceanology, vol. 63, n. 6, pp. 915–924, 2023, doi: 10.1134/S0001437023060164.

CAPITOLO 2 – DIMENSIONAMENTO PRELIMINARE DEL SISTEMA VIV

Il presente capitolo sviluppa il dimensionamento preliminare del sistema di generazione elettrica basato sulle vibrazioni indotte da vortici, individuato nel Capitolo 1 come soluzione di riferimento per il caso di studio. A partire dai dati ambientali e dai requisiti progettuali già definiti, viene formulato il modello matematico del cilindro oscillante e sono analizzati i parametri che ne governano la risposta dinamica e la capacità di conversione energetica. L'analisi considera dapprima una configurazione a singolo cilindro e viene successivamente estesa a una soluzione multicilindro, della quale sono valutate le prestazioni e le principali criticità. Il dimensionamento del condotto destinato all'accelerazione locale del flusso viene invece sviluppato nel Capitolo 3. L'obiettivo del presente capitolo è definire una configurazione preliminare del convertitore VIV e valutarne, nelle condizioni di riferimento adottate, la capacità teorica di contribuire al soddisfacimento del requisito elettrico stabilito. La procedura adottata per il dimensionamento preliminare del sistema VIV è sintetizzata nella Figura 2.1.

Figura 2.1 – Schema metodologico per il dimensionamento preliminare del sistema VIV



2.1 Dati di progetto

Il sistema è destinato a contribuire alla ricarica della batteria di un sensore sottomarino, il cui requisito elettrico è pari a 100 W a una tensione nominale di 24 V in corrente continua. L'installazione è prevista in prossimità del fondale, a una profondità di riferimento di circa 50 m. È necessario distinguere tra i requisiti assegnati al

sistema, i dati ambientali del sito e le ipotesi introdotte per il dimensionamento preliminare. La potenza di 100 W e la tensione di 24 V DC costituiscono requisiti progettuali dell'utenza; non definiscono, da sole, il fabbisogno energetico nel tempo, che dipende dal profilo di funzionamento del sensore. La profondità di circa 50 m e la distribuzione delle velocità della corrente descrivono invece lo scenario di installazione e la risorsa disponibile.

La risorsa idrodinamica considerata deriva dalla sovrapposizione della corrente marina e della componente orizzontale della velocità orbitale associata al moto ondoso. Come definito nel Capitolo 1, le velocità della corrente riportate nella Tabella 1.2 sono riferite a una quota di 2 m sopra il fondale. Dalla distribuzione delle classi di velocità e delle relative frequenze di occorrenza è stata ricavata una velocità media pesata pari a 0,131 m/s. Tale valore è un dato ambientale elaborato, ottenuto dalla distribuzione di sito, ed è adottato come parametro semplificativo; non coincide necessariamente con una velocità energeticamente equivalente, poiché la potenza cinetica dipende dal cubo della velocità. Per il contributo ondoso viene invece adottato il valore massimo della componente orizzontale della velocità orbitale, pari a 0,160 m/s relativo alla condizione con altezza significativa H_s = 2,0 m e periodo di picco T_p = 10 s. Questo valore viene assunto come riferimento favorevole per il dimensionamento preliminare. Il valore scelto, come precisato nel Capitolo 1, rappresenta un'ampiezza massima della componente orbitale e cambia verso durante il ciclo ondoso; costituisce pertanto un'ipotesi di progetto basata su un dato ambientale, non una condizione costantemente presente nel sito.

In continuità con l'ipotesi adottata nel Capitolo 1, la corrente marina e la componente orizzontale della velocità orbitale sono considerate collineari e concordi. In questa condizione, la velocità locale di progetto è ottenuta sommando i due contributi, secondo l'Equazione (8), e risulta pari a 0,291 m/s, approssimata nel seguito a 0,29 m/s. Per evitare ambiguità con la successiva velocità obiettivo, nel presente capitolo tale grandezza viene indicata come velocità ambientale favorevole di riferimento U_{sito}. Il valore così determinato viene assunto come condizione idrodinamica di ingresso per il primo dimensionamento del convertitore. Esso descrive tuttavia soltanto la fase favorevole del ciclo ondoso, nella quale i due contributi hanno lo stesso verso, e non rappresenta una velocità costantemente disponibile nel sito. L'adozione di un unico valore di riferimento costituisce pertanto un'ipotesi semplificativa, della quale occorre tenere conto nella successiva valutazione delle prestazioni e della continuità di funzionamento del sistema.

La ridotta velocità disponibile in prossimità del fondale rappresenta una delle principali criticità per l'impiego della tecnologia VIV. Il valore di 0,29 m/s è infatti prossimo alla soglia minima di funzionamento indicata per sistemi analoghi e, poiché deriva da una condizione favorevole, non garantisce un margine operativo sufficiente [28,29]. Per il dimensionamento preliminare del convertitore viene pertanto introdotta una seconda condizione di riferimento, caratterizzata da una velocità locale obiettivo pari a circa 1,2 m/s. Questo valore, indicato come U_{target}, non deriva dalla distribuzione delle correnti del sito, non è ottenuto dalla combinazione tra onda e corrente e non rappresenta una prestazione già dimostrata del condotto. Esso costituisce un'ipotesi di dimensionamento del convertitore VIV e, contemporaneamente, il target fluidodinamico richiesto al sistema

di accelerazione del flusso. Il convertitore viene quindi accordato nominalmente assumendo che, nella regione occupata dai cilindri e lungo la relativa corsa trasversale, sia disponibile una velocità locale prossima a U_{target} = 1,20 m/s. La possibilità di raggiungere questa velocità mediante un condotto convergente viene valutata nel Capitolo 3, nel quale sono definite la geometria del condotto, le perdite di carico e la velocità effettivamente ottenibile. Il condotto non rappresenta quindi un convertitore energetico, ma svolge una funzione di supporto al funzionamento del sistema VIV, modificando localmente il flusso incidente sui cilindri.

Per la descrizione del distacco dei vortici viene inoltre assunto un numero di Strouhal pari a 0,2, valore comunemente adottato per cilindri a sezione circolare [20,30].

I dati ambientali e i requisiti assunti per il dimensionamento preliminare sono riassunti nella Tabella 2.1. A partire da tali grandezze, nel paragrafo successivo viene definito il modello matematico del cilindro oscillante, necessario per collegare le caratteristiche del flusso alla risposta dinamica del sistema e alla potenza estraibile mediante il PTO.

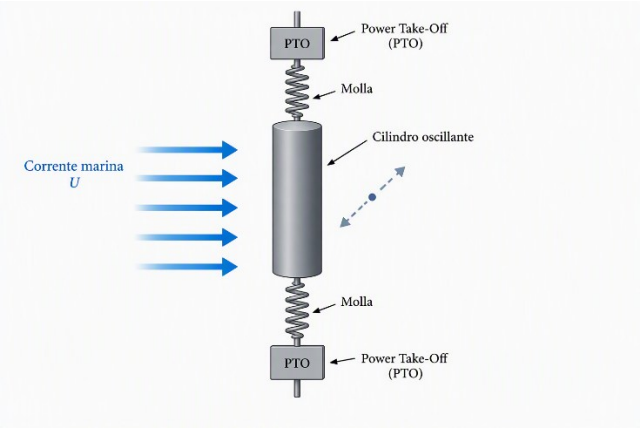
Tabella 2.1 – Dati ambientali e requisiti del sito

Parametro	Valore	Unità	Classificazione
Potenza elettrica richiesta	100	W	Requisito progettuale
Tensione nominale	24	V DC	Requisito progettuale
Profondità d'installazione	50	m	Dato di progetto
Quota di valutazione della corrente dal fondale marino	2	m	Dato di progetto
Densità dell'acqua marina	1025	kg/m^3	Da letteratura
Viscosità dell'acqua marina	0,001	Pa · s	Da letteratura
Numero di Strouhal	0,2	-	Da letteratura
Velocità media pesata della corrente	0,131	m/s	Dato ambientale elaborato
Componente orizzontale massima della velocità orbitale (H_s = 2,0 m; T_p = 10 s)	0,160	m/s	Dato ambientale usato come ipotesi favorevole
Velocità favorevole di riferimento U_{sito}	0,29	m/s	Dato ambientale/condizione favorevole
Velocità obiettivo ipotizzata all'ingresso del convertitore VIV U_{target}	1,2	m/s	Target progettuale/ipotesi per il dimensionamento

2.2 Modello matematico del cilindro oscillante

Il convertitore viene rappresentato mediante un modello a un grado di libertà, nel quale il cilindro rigido è vincolato a oscillare nella direzione trasversale al flusso. La coordinata y(t) descrive lo spostamento del cilindro rispetto alla posizione di equilibrio. Il sistema comprende la massa efficace, la rigidezza equivalente dei vincoli elastici e il coefficiente complessivo di smorzamento viscoso equivalente, nel quale è incluso il contributo del "Power Take-Off" (PTO). Il moto nella direzione della corrente, le rotazioni del cilindro e le deformazioni lungo l'asse sono trascurati. Questa schematizzazione consente di collegare le caratteristiche del flusso alla risposta dinamica e alla potenza meccanica estraibile, mantenendo un livello di dettaglio coerente con il dimensionamento preliminare [28-30,32,37]. La Figura 2.2 rappresenta schematicamente il modello fisico considerato, costituito da un cilindro verticale investito dalla corrente marina e vincolato mediante elementi elastici a un sistema di conversione dell'energia.

Figura 2.2 – Schema del modello fisico del cilindro oscillante collegato agli elementi elastici e al sistema di "Power Take-Off" (PTO)



L'equazione del moto del sistema è espressa nella forma [37]:

$$m_{eff} * \ddot{y}(t) + c_{tot} * \dot{y}(t) + k_{eq} * y(t) = F_L(t) \quad (37)$$

dove m_{eff} è la massa efficace, c_{tot} il coefficiente complessivo di smorzamento viscoso equivalente, k_{eq} la rigidezza equivalente e $F_L(t)$ la forza idrodinamica trasversale. Il modello è utilizzato nel seguito per definire le relazioni necessarie al dimensionamento.

2.2.1 Frequenza di distacco dei vortici

In presenza di un flusso incidente, i vortici si distaccano alternativamente dai due lati del cilindro e generano una forza periodica nella direzione trasversale. Per un cilindro circolare fisso, la frequenza caratteristica di distacco può essere stimata mediante la relazione di Strouhal, definita nell'Equazione (36) [20,30]. Esplicitando tale relazione rispetto alla frequenza, si ottiene:

$$f_s = St * \frac{U}{D} \tag{38}$$

dove f_s è la frequenza nominale del distacco dei vortici, U la velocità incidente e D il diametro esterno del cilindro. La frequenza di distacco risulta quindi direttamente proporzionale alla velocità del flusso e inversamente proporzionale al diametro del cilindro. A parità di velocità, una riduzione del diametro comporta pertanto un aumento della frequenza di eccitazione e, di conseguenza, della frequenza naturale richiesta per l'accordatura del sistema.

Per caratterizzare in forma adimensionale la relazione tra la velocità del flusso e la dinamica propria dell'oscillatore viene inoltre introdotta la velocità ridotta, definita come [28-30,38-40]:

$$U_r = \frac{U}{(f_n * D)} \tag{39}$$

Dove U_r è la velocità ridotta e f_n la frequenza naturale del sistema. La grandezza di velocità ridotta confronta il tempo caratteristico associato al passaggio del flusso sul diametro del cilindro con il periodo naturale dell'oscillatore e costituisce uno dei principali parametri adimensionali utilizzati per descrivere la risposta VIV. A parità di diametro e frequenza naturale, U_r aumenta linearmente con la velocità incidente; a parità di velocità, invece, aumenta al diminuire di f_n o di D [28-30,38-40]. Combinando la definizione di velocità ridotta con la relazione di Strouhal, il rapporto tra la frequenza nominale di distacco e la frequenza naturale può essere espresso come:

$$\frac{f_s}{f_n} = St * U_r \tag{40}$$

La relazione evidenzia che la condizione nominale $f_s \approx f_n$ corrisponde, nel modello semplificato, a $U_r = 1/St$. Con il valore St = 0,20 adottato nel presente dimensionamento, la coincidenza nominale tra le due frequenze si verifica pertanto in corrispondenza di $U_r = 5$. Tale risultato rappresenta un riferimento iniziale e non identifica da solo l'intero intervallo di sincronizzazione, poiché nel regime di "lock-in" la frequenza della scia e quella del corpo si influenzano reciprocamente. L'estensione effettiva dell'intervallo di "lock-in" dipende anche dallo smorzamento, dall'ampiezza di oscillazione e dall'accoppiamento fluido-struttura [28-30,38-40].

La relazione di Strouhal fornisce una frequenza nominale riferita al distacco dei vortici da un cilindro circolare. Quando il corpo è libero di oscillare, l'interazione tra la scia e la struttura può modificare la frequenza effettiva del fenomeno. Il valore calcolato mediante l'Equazione (38) viene pertanto utilizzato come riferimento per il dimensionamento preliminare, mentre la velocità ridotta definita nell'Equazione (39) sarà impiegata per collocare il punto di progetto rispetto al regime VIV. La risposta effettiva dipende inoltre dalla massa efficace, dalla rigidezza, dallo smorzamento complessivo e dall'accoppiamento tra fluido e struttura [28-30,38-40].

2.2.2 Frequenza naturale e accordatura

La frequenza naturale rappresenta la frequenza alla quale il sistema oscillerebbe in seguito a una perturbazione iniziale, in assenza di una forzante esterna. A partire dall'Equazione (37), la pulsazione naturale non smorzata del sistema massa-molla equivalente è espressa nella relazione:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k_{eq}}{m_{eff}}} \tag{41}$$

$$f_n = \frac{\omega_n}{2\pi} \tag{42}$$

Le relazioni mostrano che la frequenza naturale aumenta con la rigidezza e diminuisce all'aumentare della massa efficace. Per una geometria e una massa assegnate, l'accordatura del convertitore può pertanto essere effettuata intervenendo principalmente sulla rigidezza equivalente dei vincoli elastici [37]. Per favorire la risposta VIV, la frequenza naturale deve essere prossima alla frequenza nominale di distacco f_s. Nel modello preliminare viene pertanto adottata la condizione di accordatura:

$$f_n \approx f_s \tag{43}$$

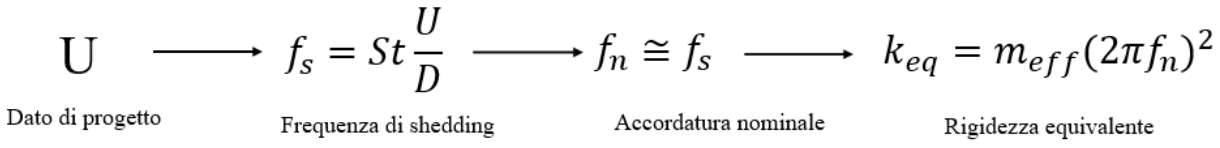
Imponendo, ai fini del dimensionamento, l'uguaglianza tra le due frequenze, la rigidezza equivalente si ricava come:

$$k_{eq} = m_{eff} * (2\pi * f_s)^2 \tag{44}$$

L'uguaglianza tra f_n e f_s rappresenta tuttavia una condizione nominale di progetto. Nel regime di "lock-in", la frequenza della scia e quella del cilindro si influenzano reciprocamente e la sincronizzazione può mantenersi all'interno di un intervallo di velocità, la cui estensione dipende dal rapporto di massa, dal rapporto di smorzamento e dall'interazione fluido-struttura [28-30].

La catena di dimensionamento adottata, dai parametri di progetto alla rigidezza equivalente, viene sintetizzata nella Figura 2.3.

Figura 2.3 – Schema del procedimento di accordatura



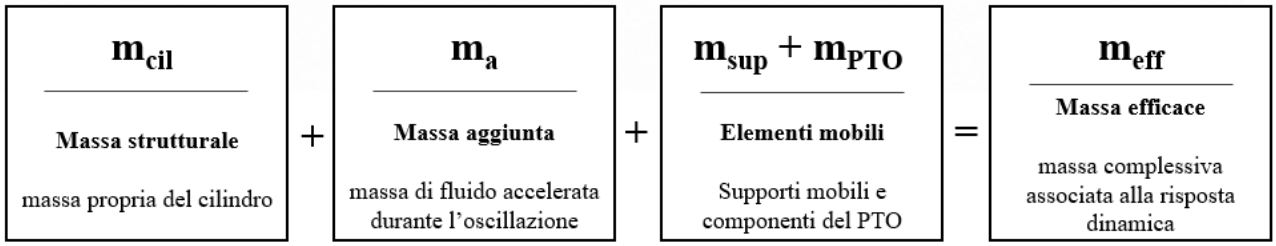
2.2.3 Massa efficace

La massa che governa la risposta dinamica non coincide con la sola massa strutturale del cilindro. Al contributo del corpo, dei supporti mobili e degli elementi del PTO deve essere aggiunta la massa di fluido accelerata durante l'oscillazione, indicata come massa aggiunta [30,38].

$$m_{eff} = m_{cil} + m_{sup} + m_{PTO} + m_a \tag{45}$$

La scomposizione della massa efficace nei diversi contributi è rappresentata nella Figura 2.4.

Figura 2.4 – Scomposizione della massa efficace nei suoi contributi



Per un cilindro rigido di lunghezza L, la massa aggiunta può essere stimata mediante [30,38]:

$$m_a = C_A * \rho \frac{\pi D^2}{4} * L \tag{46}$$

dove C_A è il coefficiente di massa aggiunta. Nel modello più semplice il coefficiente viene assunto costante; nella risposta VIV reale esso può variare con la velocità ridotta, l'ampiezza e la fase tra forza e spostamento [30,38]. Nel presente dimensionamento viene adottato un valore rappresentativo di C_A; l'influenza qualitativa dell'incertezza associata a tale parametro sui risultati sarà discussa nel Paragrafo 2.6.

2.2.4 Smorzamento del sistema

Lo smorzamento complessivo rappresenta le dissipazioni strutturali e idrodinamiche e l'azione resistente introdotta dal PTO. Assumendo che tali contributi possano essere ricondotti a una rappresentazione viscosa lineare equivalente, il coefficiente complessivo di smorzamento viscoso equivalente può essere espresso come [28,29,37]:

$$c_{tot} = c_{str} + c_f + c_{PTO} \tag{47}$$

dove c_{str} rappresenta il coefficiente di smorzamento viscoso equivalente associato alle dissipazioni strutturali e meccaniche, c_f quello relativo alle dissipazioni idrodinamiche e c_{PTO} il coefficiente equivalente introdotto dal sistema di presa di potenza. Il termine c_{tot} deve essere interpretato come un coefficiente di smorzamento viscoso equivalente, mediante il quale i diversi meccanismi dissipativi associati alla struttura, al fluido e al PTO vengono ricondotti a una rappresentazione lineare con forza resistente proporzionale alla velocità [37,38]. Per rappresentare lo smorzamento complessivo del sistema in forma adimensionale viene introdotto il rapporto di smorzamento complessivo ζ_{tot}, definito come il rapporto tra il coefficiente di smorzamento viscoso equivalente

e il coefficiente di smorzamento critico. Quest'ultimo rappresenta, nel modello lineare, il valore minimo del coefficiente di smorzamento per il quale il sistema ritorna alla posizione di equilibrio senza presentare oscillazioni libere [37].

$$c_{crit} = 2\sqrt{k_{eq} * m_{eff}} \tag{48}$$

$$\zeta_{tot} = \frac{c_{tot}}{c_{crit}} = \frac{c_{tot}}{2\sqrt{k_{eq} * m_{eff}}} \tag{49}$$

Per valori di ζ_{tot} inferiori all'unità il sistema è sottosmorzato e mantiene una risposta oscillatoria, condizione necessaria per il funzionamento del convertitore VIV. Assegnato il rapporto di smorzamento complessivo, il corrispondente coefficiente complessivo di smorzamento viscoso equivalente può essere ricavato invertendo l'Equazione (49):

$$c_{tot} = 2\zeta_{tot}\sqrt{k_{eq} * m_{eff}} \tag{50}$$

Una volta determinato c_{tot}, il coefficiente di smorzamento viscoso equivalente associato al PTO viene ricavato sottraendo i coefficienti equivalenti relativi alle dissipazioni strutturali e fluidodinamiche:

$$c_{PTO} = c_{tot} - c_{str} - c_f \tag{51}$$

Affinché c_{PTO} risulti positivo, è necessario che il coefficiente complessivo c_{tot} sia maggiore della somma dei contributi strutturale e fluidodinamico. Il coefficiente c_{PTO}, tuttavia, non deve essere interpretato soltanto come una grandezza calcolata per differenza mediante l'Equazione (51), ma anche come una variabile progettuale del convertitore. La scelta del suo valore modifica, infatti, lo smorzamento complessivo del sistema ed influenza direttamente la risposta VIV, intervenendo sull'ampiezza e sulla velocità di oscillazione del cilindro, sulla fase della risposta rispetto alla forza idrodinamica e sull'estensione dell'intervallo di "lock-in" [28,29,32].

L'influenza di c_{PTO} sull'estrazione energetica è caratterizzata da due effetti contrapposti. Per valori molto bassi, il PTO esercita una forza resistente limitata e preleva soltanto una piccola parte dell'energia meccanica disponibile, anche se il cilindro può mantenere un'ampiezza di oscillazione elevata. Aumentando c_{PTO}, cresce la capacità del sistema di presa di potenza di assorbire energia dal moto; contemporaneamente, tuttavia, aumenta lo smorzamento complessivo del sistema e la risposta dinamica del cilindro tende ad essere attenuata. Un valore eccessivo di c_{PTO} può quindi ridurre sensibilmente l'ampiezza e la velocità di oscillazione, limitando la potenza effettivamente estraibile e restringendo l'intervallo di funzionamento utile del convertitore [28,29,32]. Per una determinata configurazione e condizione di flusso, esiste pertanto un valore intermedio dello smorzamento introdotto dal PTO in corrispondenza del quale la potenza media estratta raggiunge un massimo. Tale valore ottimale non coincide necessariamente né con la condizione di massima ampiezza di oscillazione né con il massimo smorzamento applicabile; deriva invece dal compromesso tra l'intensità dell'azione resistente esercitata dal PTO e la riduzione della risposta dinamica causata dalla stessa azione. Di conseguenza, un aumento di c_{PTO} non determina necessariamente un incremento della potenza estratta, poiché può essere

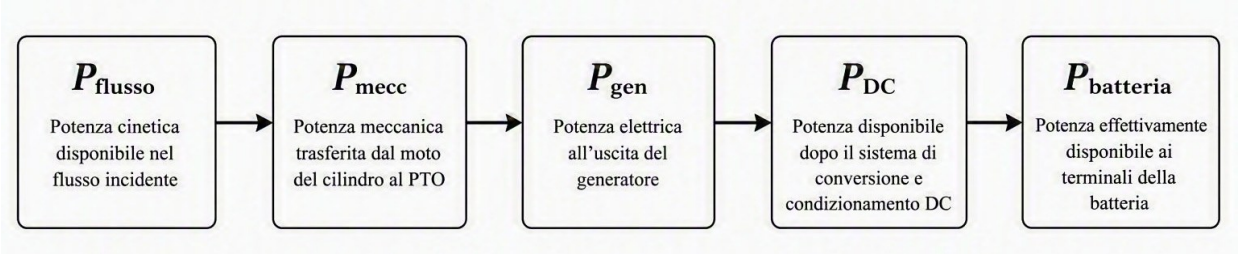
accompagnato da una diminuzione della velocità di oscillazione [28,29,32,41]. La determinazione effettiva del valore ottimale di c_{PTO} richiederebbe analisi fluido-strutturali o prove sperimentali, valutando l'effetto dello smorzamento sulla risposta VIV e sulla potenza estratta [32,41].

Nel presente dimensionamento preliminare, il valore di c_{PTO} viene determinato a partire dalla condizione nominale di risposta assunta e deve essere interpretato come un primo valore progettuale e non come il valore ottimale dello smorzamento del convertitore.

2.2.5 Potenza associata al PTO

Prima di definire la potenza assorbita dal sistema di presa di potenza è opportuno distinguere i diversi livelli di potenza coinvolti nella conversione energetica, dalla risorsa idrodinamica disponibile fino all'energia effettivamente fornita alla batteria del sensore. La Figura 2.5 rappresenta la catena di conversione energetica adottata nel presente lavoro.

Figura 2.5 – Catena di conversione energetica del sistema VIV



Nel presente capitolo il modello dinamico consente di stimare direttamente la potenza meccanica associata al PTO e, mediante un rendimento di conversione elettromeccanica assegnato, la corrispondente potenza elettrica all'uscita del generatore. Le ulteriori perdite della catena elettrica saranno invece considerate nella valutazione complessiva del sistema.

Rappresentando il PTO mediante uno smorzatore viscoso equivalente, il modulo della forza resistente esercitata sul cilindro può essere espresso come [28,29,37]:

$$F_{PTO}(t) = c_{PTO} * \dot{y}(t) \tag{52}$$

La corrispondente potenza meccanica istantanea assorbita risulta:

$$P_{PTO} = F_{PTO} * \dot{y}(t) = c_{PTO} * \dot{y}^2(t) \tag{53}$$

A parità di velocità di oscillazione, un incremento di c_{PTO} determina un aumento della potenza assorbita [37]; allo stesso tempo, la maggiore azione resistente modifica la risposta dinamica e può ridurre l'ampiezza del moto. La potenza estraibile non può essere quindi valutata indipendentemente dalla risposta dinamica del cilindro [29,32]. Per un moto armonico descritto da y(t) = A * sen(ωt), la velocità massima del cilindro è:

$$v_{max} = A * \omega \tag{54}$$

Il corrispondente valore efficace risulta quindi:

$$v_{rms} = \frac{A * \omega}{\sqrt{2}} \tag{55}$$

Introducendo questo valore efficace, la potenza meccanica media assorbita dal PTO può essere espressa come:

$$\bar{P}_{mecc} = c_{PTO} * v_{rms}^2 = \frac{1}{2} c_{PTO} * (A * \omega)^2 \tag{56}$$

La potenza elettrica viene infine stimata applicando alla potenza meccanica media il rendimento complessivo del PTO:

$$\bar{P}_{el} = \eta_{PTO} * \bar{P}_{mecc} \tag{57}$$

Le Equazioni (53)-(57) consentono di trasformare la risposta dinamica del cilindro in requisiti preliminari di forza, corsa e potenza del PTO. Il modello adottato descrive il funzionamento in regime oscillatorio stabilizzato e non la fase transitoria di innesco. In presenza di attriti di primo distacco, smorzamento del PTO o disaccordo iniziale del sistema, l'avvio di una risposta VIV significativa potrebbe richiedere temporaneamente una velocità locale superiore al valore nominale di 1,20 m/s. Tale eventualità non può tuttavia essere quantificata mediante il presente modello preliminare e dovrà essere verificata mediante analisi fluido-strutturali transitorie o prove sperimentali.

2.2.6 Forza trasversale e risposta armonica

Nel modello lineare la forza trasversale viene rappresentata mediante una componente armonica alla frequenza di eccitazione [30,37]:

$$F_L(t) = F_0 * sen(\omega t) \tag{58}$$

La sua ampiezza è stimata a partire dal coefficiente di portanza C_L [20,30]:

$$F_0 = \frac{1}{2} \rho * U^2 * D * L * C_L \tag{59}$$

Il coefficiente C_L non è una costante, ma varia con il numero di Reynolds, l'ampiezza, la frequenza ridotta, la turbolenza e il moto del cilindro [30,32]. Nel presente modello esso viene assunto sulla base dei valori disponibili in letteratura e utilizzato per stimare la forza trasversale agente sul cilindro [30,32]. La risposta dinamica del cilindro non viene tuttavia determinata risolvendo in modo accoppiato l'interazione tra il moto della struttura e l'evoluzione della scia. In particolare, l'ampiezza di oscillazione A non costituisce un risultato del modello dinamico adottato, ma viene imposta mediante l'assunzione di un valore del rapporto adimensionale A/D, successivamente definito nel Paragrafo 2.3 [32,39,40]. Il procedimento seguito deve pertanto essere interpretato come un dimensionamento inverso. Una volta assegnata l'ampiezza A, insieme alla frequenza di oscillazione e all'ampiezza nominale di forza trasversale, vengono determinati lo smorzamento complessivo compatibile con tale risposta, il contributo equivalente attribuibile al PTO e la corrispondente potenza estraibile. Di

conseguenza, i valori di smorzamento del PTO e di potenza successivamente ottenuti rappresentano requisiti teorici del sistema necessari a sostenere la risposta armonica assunta nel punto nominale di funzionamento e non una previsione della risposta reale del cilindro [28,29,32,39,40]. La compatibilità effettiva tra forza idrodinamica, ampiezza, fase, smorzamento e potenza estratta dovrebbe essere verificata mediante un modello fluido-struttura accoppiato oppure attraverso dati sperimentali riferiti a una condizione equivalente [30,32,39,40]. Nel presente dimensionamento preliminare, il rapporto A/D viene quindi utilizzato esclusivamente come ipotesi progettuale per definire la corsa e i requisiti nominali del sistema di presa di potenza.

2.2.7 Limiti del modello

Il modello sviluppato costituisce una rappresentazione preliminare della dinamica del convertitore VIV, finalizzata a collegare le caratteristiche del flusso ai principali parametri strutturali e alle prestazioni nominali del PTO. La Tabella 2.2 sintetizza i fenomeni inclusi, parzialmente inclusi e non inclusi nel modello.

Tabella 2.2 – Fenomeni inclusi ed esclusi nel modello preliminare

Fenomeno	Inclusione	Descrizione
Moto trasversale del cilindro	Sì	Cilindro rigido rappresentato mediante un modello lineare a un grado di libertà
Azioni idrodinamiche	Sì	La massa aggiunta, la forza trasversale e la frequenza di distacco sono stimate assumendo costanti C_A, C_L e St
Risposta oscillatoria e accordatura	Sì	Accordatura riferita a un solo punto nominale; ampiezza assegnata mediante A/D e non calcolata nel modello
PTO e potenza estraibile	Sì	Il PTO è rappresentato mediante uno smorzamento viscoso equivalente e un rendimento assegnato
Variabilità del flusso ed effetti tridimensionali	No	-
Accoppiamento fluido-struttura e interazioni tra i cilindri	No	-

Le semplificazioni adottate consentono di stimare gli ordini di grandezza della massa efficace, della rigidezza equivalente, dello smorzamento, della corsa e della potenza nominale associata al PTO. Il modello non consente invece di prevedere autonomamente l'ampiezza reale delle oscillazioni, l'estensione dell'intervallo di "lock-in" e la produzione energetica al variare delle condizioni ambientali. I risultati devono pertanto essere interpretati come valori preliminari riferiti al punto nominale di funzionamento. Una valutazione più accurata richiederebbe simulazioni fluido-strutturali accoppiate o prove sperimentali sulla configurazione selezionata [30,32,38-40].

2.3 Dimensionamento preliminare della configurazione a singolo cilindro

Sulla base dei dati di progetto e del modello matematico adottato, viene effettuato il dimensionamento preliminare di un convertitore VIV a singolo cilindro. La configurazione analizzata, caratterizzata da un cilindro con diametro esterno D = 0,20 m e lunghezza L = 5,0 m, viene assunta come configurazione di riferimento per verificare l'ordine di grandezza della potenza teoricamente estraibile e valutare i principali requisiti geometrici, dinamici e meccanici del convertitore. Il cilindro da 5 m non rappresenta pertanto la configurazione definitiva del sistema, ma un caso di studio iniziale volto a verificare se, nelle condizioni nominali adottate, un singolo corpo oscillante possa fornire una potenza confrontabile con il requisito elettrico di 100 W.

Il calcolo assume una velocità uniforme pari a 1,2 m/s lungo l'intero cilindro, adottata come condizione progettuale preliminare. Oltre alla prestazione energetica nominale, l'analisi consente di quantificare la massa efficace, la rigidezza equivalente, la corsa trasversale e gli ingombri richiesti dal sistema di supporto e dal condotto di accelerazione del flusso. In questo modo è possibile mettere in evidenza i limiti geometrici e meccanici associati alla configurazione a singolo cilindro, che motivano il successivo passaggio a una soluzione multicilindro basata su elementi di lunghezza inferiore. I risultati dipendono dalle ipotesi sui coefficienti idrodinamici, sull'ampiezza di oscillazione e sul rendimento del PTO e devono pertanto essere interpretati nei limiti indicati nel Paragrafo 2.2.7 [28-30,32,37,38].

2.3.1 Geometria e caratteristiche del cilindro

Il diametro e la lunghezza del cilindro influenzano contemporaneamente la frequenza di distacco dei vortici, la forza trasversale, la massa aggiunta e l'area proiettata investita dal flusso. Poiché in questa fase non è ancora disponibile una configurazione ottimizzata, la scelta iniziale della geometria viene effettuata assumendo come riferimento una superficie proiettata del cilindro DL = 1,00 m^2. Tale valore costituisce una base di normalizzazione geometrica, adottata per verificare se un singolo cilindro caratterizzato da un'area attiva dell'ordine del metro quadrato possa fornire una potenza confrontabile con il requisito elettrico di 100 W. Una volta fissata l'area proiettata, rimane necessario individuare dei valori di D ed L che soddisfino la relazione DL = 1,00 m^2. A titolo di confronto, un diametro pari a 0,10 m richiederebbe una lunghezza di 10,0 m, mentre

diametri pari a 0,20 m e 0,30 m richiederebbero rispettivamente lunghezze di 5,0 m e circa 3,33 m. La prima soluzione determinerebbe un corpo eccessivamente esteso rispetto all'area proiettata considerata; la terza ridurrebbe la lunghezza, ma comporterebbe un aumento del diametro e dell'ingombro trasversale del cilindro. Tra le configurazioni considerate viene pertanto adottato il valore intermedio D = 0,20 m, assunto come compromesso geometrico preliminare tra estensione assiale e dimensione trasversale. La coppia D = 0,20 m e L = 5,0 m viene quindi utilizzata come configurazione di riferimento per il primo dimensionamento, finalizzata alla verifica dell'ordine di grandezza della potenza e alla successiva valutazione delle criticità geometriche e meccaniche del sistema a singolo cilindro.

Nel modello, il cilindro viene considerato rigido e investito da un flusso uniforme lungo l'intera estensione, trascurando quindi gli effetti tridimensionali in prossimità delle estremità. Questa semplificazione deve essere considerata nell'interpretazione dei risultati, poiché nei cilindri di lunghezza finita i vortici di estremità possono influenzare la distribuzione delle forze, l'ampiezza delle oscillazioni e l'estensione dell'intervallo di "lock-in" [30,38,42,43]. Il corpo viene rappresentato come un tubo in acciaio, cavo e chiuso alle estremità, con spessore nominale t = 0,010 m. Il diametro interno risulta pertanto pari a 0,18 m. Il volume del materiale è calcolato mediante:

$$V_s = \frac{\pi}{4}[D^2 - (D - 2t)^2] * L \tag{60}$$

La massa del cilindro si determina come:

$$m_{cil} = \rho_s * V_s \tag{61}$$

Assumendo per l'acciaio una densità nominale ρ_s = 8000 kg/m^3, si ottengono un volume di materiale pari a circa 0,0298 m^3 e una massa del cilindro pari a 238,76 kg. La scelta di un corpo cavo consente di contenere la massa strutturale rispetto a una configurazione piena e offre la possibilità di proteggere eventuali componenti interni. La chiusura delle estremità richiede tuttavia fondelli e saldature in grado di resistere alla pressione esterna e ai carichi ciclici prodotti dalle oscillazioni. La relativa massa non è inclusa esplicitamente nel valore calcolato mediante l'Equazione (61), ma viene ricondotta, insieme agli elementi mobili di supporto e del PTO, alla massa equivalente. In questa fase non viene individuato uno specifico grado di acciaio; pertanto, la densità di 8000 kg/m^3 e lo spessore di 10 mm vengono mantenuti come valori preliminari, da verificare successivamente rispetto alla pressione esterna, alla corrosione e alla resistenza a fatica dei collegamenti saldati [44-46]. Anche lo stato della superficie deve essere considerato nella progettazione. Saldature sporgenti, incrostazioni e "biofouling" possono modificare la rugosità del cilindro e, di conseguenza, il distacco dei vortici e i coefficienti idrodinamici [30,38,44,45]. Nella configurazione definitiva sarà opportuno limitare le discontinuità superficiali e prevedere un sistema di protezione compatibile con il funzionamento dinamico del convertitore.

I valori riportati nella Tabella 2.3 definiscono la geometria del cilindro utilizzata nel modello dinamico. Lo spessore della parete, il materiale, i fondelli e i collegamenti devono essere considerati scelte preliminari; la

loro definizione finale richiederà verifiche strutturali e a fatica coerenti con la profondità di installazione e con il numero di cicli previsto durante il funzionamento.

Tabella 2.3 – Geometria e caratteristiche preliminari del cilindro

Parametro	Valore
Diametro esterno (D)	0,20 m
Lunghezza (L)	5,00 m
Spessore nominale (t)	0,010 m
Densità nominale acciaio (ρ_s)	8000 kg/m^3
Massa cilindro (m_{cil})	238,76 kg
Area proiettata (DL)	1,00 m^2

2.3.2 Parametri fluidodinamici e frequenza di distacco

Il numero di Reynolds viene determinato mediante l'Equazione (28). Assumendo ρ = 1025 kg/m^3, U = 1,20 m/s e μ = 0,001 Pa * s, si ottiene Re $\approx 2{,}46 \cdot 10^5$. Il valore ricade nel regime subcritico tipico del flusso attorno a un cilindro circolare, nel quale è presente il distacco alternato dei vortici; i coefficienti idrodinamici rimangono tuttavia sensibili al numero di Reynolds, alla rugosità, alla turbolenza e al moto del cilindro. Il numero di Strouhal e il coefficiente di portanza devono quindi essere interpretati come valori rappresentativi adottati per il dimensionamento preliminare [20,30,32,38].

Il valore nominale ottenuto viene confrontato con il campo sperimentale disponibile per la tecnologia VIVACE al solo scopo di valutarne la collocazione rispetto alle condizioni già investigate e di evidenziare i limiti di trasferibilità dei risultati sperimentali alla configurazione analizzata. Le prove sperimentali assunte come riferimento sono state condotte per numeri di Reynolds indicativamente compresi tra $8*10^3$ e $1{,}5*10^5$ [28,29]. Il valore nominale Re $\approx 2{,}46*10^5$ risulta pertanto superiore al limite massimo dell'intervallo sperimentale considerato. Il confronto non costituisce quindi una validazione diretta delle prestazioni del convertitore nella condizione analizzata, ma consente di evidenziare l'incertezza associata all'estensione dei risultati sperimentali oltre il relativo campo di prova. Tale scostamento non implica l'assenza del fenomeno VIV, ma limita la possibilità di trasferire direttamente al caso di studio i coefficienti idrodinamici e le prestazioni rilevate sperimentalmente. La corrispondenza tra il sistema in esame e le configurazioni VIVACE sperimentali dipende, infatti, non soltanto dal numero di Reynolds, ma anche dallo smorzamento, dalla velocità ridotta, dal rapporto d'aspetto, dalla rugosità superficiale e dalle condizioni di vincolo del cilindro [28-30,32,38]. I valori assunti per il numero di Strouhal, il coefficiente di portanza e il rapporto di ampiezza devono essere considerati parametri preliminari, la cui applicabilità alla condizione nominale dovrà essere verificata mediante analisi specifiche.

Applicando l'Equazione (38) con il valore assunto di St = 0,2, la frequenza nominale di distacco dei vortici risulta pari a f_s = 1,20 Hz, con corrispondente pulsazione ω_s = 7,54 rad/s.

Quando il cilindro è libero di oscillare, l'interazione tra struttura e scia può modificare la frequenza effettiva della forza trasversale; in prossimità del "lock-in", la frequenza di distacco tende infatti a sincronizzarsi con quella del sistema [28-30,38,42,43]. Il valore della frequenza di distacco verrà utilizzato per definire la frequenza naturale e la rigidezza equivalente del sistema. Il convertitore risulta quindi accordato specificamente alla velocità obiettivo di 1,20 m/s. La capacità di mantenere una risposta utile per velocità differenti da 1,20 m/s dipenderà dall'estensione dell'intervallo di "lock-in", influenzata dal rapporto di massa, dallo smorzamento e dall'accoppiamento tra moto e scia. Il presente dimensionamento considera quindi un solo punto nominale e non consente ancora di determinare l'intervallo operativo o la produzione energetica al variare della velocità [28-30,32,39-43]. La risposta effettiva del convertitore nella condizione Re ≈ 2,46*10^5 dovrà inoltre essere verificata mediante prove sperimentali dedicate oppure attraverso analisi di fluidodinamica computazionale, o "Computational Fluid Dynamics" (CFD), e di interazione fluido-struttura, o "Fluid-Structure Interaction" (FSI).

2.3.3 Massa efficace e accordatura dinamica

La risposta dinamica del convertitore dipende dalla massa efficace associata al moto trasversale. Come definito nell'Equazione (45), tale grandezza comprende la massa strutturale del cilindro, la massa aggiunta del fluido e la massa equivalente degli elementi mobili appartenenti ai supporti e al PTO. Non devono invece essere incluse integralmente le parti fisse del telaio, delle guide e del sistema di conversione, poiché queste non partecipano all'oscillazione del cilindro. La sequenza di calcolo adottata per la determinazione della massa efficace e della successiva rigidezza equivalente viene sintetizzata nella Tabella 2.4.

Tabella 2.4 – Determinazione della massa efficace e della rigidezza equivalente

Input	Formula	Output
C_A = 1; dati geometrici del cilindro	Eq. (46)	Massa aggiunta m_a = 161,0 kg
m_{cil} = 238,76 kg m_a = 161,0 kg $m_{sup+PTO}$ = 47,95 kg	Eq. (45)	Massa efficace m_{eff} = 447,72 kg
f_s = 1,20 Hz	Eq. (43)	Frequenza naturale di progetto f_n = 1,20 Hz
m_{eff} = 447,72 kg f_n = 1,20 Hz	Eq. (44)	Rigidezza equivalente k_{eq} = 25,45 kN/m

Al valore della massa del cilindro pari a m_{cil} = 238,76 kg deve essere aggiunta la massa di fluido che viene accelerata insieme al corpo durante il moto trasversale. Assumendo un coefficiente di massa aggiunta C_A = 1, l'applicazione dell'Equazione (46) fornisce una massa aggiunta m_a = 161,01 kg. Il valore assunto di massa aggiunta rappresenta un'ipotesi semplificativa comunemente utilizzata per una sezione circolare in un fluido idealizzato [30,38]. Nella risposta VIV reale, il coefficiente di massa aggiunta non è necessariamente costante, ma può variare in funzione dell'ampiezza di oscillazione, della frequenza e della fase tra il moto del cilindro e la forza idrodinamica. La massa aggiunta calcolata deve essere quindi considerata un valore nominale utile per il primo dimensionamento, non una proprietà invariabile del sistema [30,38-40]. La massa equivalente attribuita ai supporti mobili e agli elementi del PTO viene assunta pari a 47,95 kg. Tale contributo rappresenta, in forma aggregata, la parte di massa che partecipa effettivamente al moto trasversale, comprendendo indicativamente carrelli, elementi delle guide, collegamenti alle molle, componenti mobili del generatore e fondelli non inclusi nel calcolo del tubo. Il valore non deriva ancora dalla selezione di componenti commerciali e deve pertanto essere verificato quando saranno definite l'architettura meccanica e la tipologia di PTO. Applicando l'Equazione (45), la massa efficace complessiva risulta:

$$m_{eff} = 447{,}72\ kg$$

La massa aggiunta rappresenta circa il 36% della massa efficace, mentre il cilindro contribuisce per circa il 53%. Il restante 11% è associato preliminarmente ai supporti e agli elementi mobili del PTO. La ripartizione evidenzia che la dinamica del sistema non è governata dalla sola massa strutturale: trascurare la massa aggiunta determinerebbe una sottostima significativa della massa oscillante e, di conseguenza, una valutazione non corretta della rigidezza necessaria all'accordatura.

Ai fini del dimensionamento viene imposta la condizione nominale definita nell'Equazione (43), ponendo la frequenza naturale uguale alla frequenza di distacco dei vortici. Applicando l'Equazione (44) con la frequenza naturale f_n = 1,2 Hz, si ottiene una rigidezza equivalente pari a k_{eq} = 25,45 kN/m.

Il valore ottenuto mediante l'Equazione (44) rappresenta la rigidezza equivalente complessiva riportata alla coordinata y(t) e non coincide necessariamente con la rigidezza di una singola molla. Se n molle identiche sono disposte in parallelo e subiscono lo stesso spostamento del cilindro, la rigidezza equivalente è data dalla somma nominale delle loro rigidezze; pertanto, la rigidezza nominale di ciascuna molla si ottiene dividendo k_{eq} per il numero di elementi. Considerando k_{eq} = 25,45 kN/m, due molle identiche richiederebbero quindi una rigidezza nominale di circa 12,73 kN/m ciascuna, mentre quattro molle identiche richiederebbero circa 6,36 kN/m ciascuna [37]. Giochi, attriti, disallineamenti e deformazioni del telaio potrebbero modificare la rigidezza effettivamente percepita dal cilindro e introdurre contributi non lineari non rappresentati nel modello. Nella configurazione reale sarà necessario verificare la rigidezza dell'intera catena strutturale e non soltanto quella nominale degli elementi elastici.

L'accordatura ottenuta è inoltre riferita esclusivamente alla velocità nominale di 1,2 m/s. Poiché la frequenza naturale dipende principalmente dalla massa efficace e dalla rigidezza, essa rimane approssimativamente costante quando varia la velocità del flusso. La frequenza nominale di distacco, invece, varia proporzionalmente a U. Una riduzione della velocità produce pertanto un progressivo disaccordo tra l'eccitazione fluidodinamica e il sistema elastico. La rigidezza calcolata deve essere quindi interpretata come un valore nominale iniziale. In una successiva fase progettuale potrebbe risultare opportuno introdurre un sistema di regolazione della rigidezza o del precarico, così da compensare variazioni della massa effettiva dovute ai componenti selezionati, alle tolleranze costruttive e all'accumulo di materiale biologico. Un'eventuale modifica della massa del cilindro, dei fondelli, delle guide o del PTO richiederebbe infatti un aggiornamento di m_{eff} e un nuovo calcolo della rigidezza mediante l'Equazione (44).

2.3.4 Risposta dinamica e dimensionamento preliminare del "Power Take-Off" (PTO)

Per la valutazione della forza trasversale viene assunto un coefficiente di portanza C_L = 0,60. Tale valore è stato scelto come riferimento rappresentativo per ottenere una stima preliminare dell'ordine di grandezza della forza agente sul cilindro, in assenza di dati sperimentali o numerici specifici relativi alla configurazione analizzata. La scelta di un valore intermedio consente di evitare l'impiego di coefficienti eccessivamente favorevoli, mantenendo al tempo stesso una condizione compatibile con una risposta VIV significativa. Come già riportato nel Paragrafo 2.2.6, C_L non costituisce tuttavia una proprietà costante del cilindro, ma dipende dal numero di Reynolds, dalla rugosità superficiale, dal livello di turbolenza, dal rapporto d'aspetto e dal moto del corpo. In prossimità del "lock-in", inoltre, l'interazione tra il cilindro e la scia modifica l'intensità e la fase della forza trasversale rispetto alla risposta del cilindro fisso [28-30,32,38]. Il valore CL = 0,60 deve pertanto essere interpretato come un'ipotesi rappresentativa adottata per il dimensionamento preliminare e non come un coefficiente validato per il convertitore in esame. La sua determinazione richiederebbe dati sperimentali o un'analisi fluido-strutturale riferita alla geometria, ai vincoli e alle condizioni operative considerate [30,32,38,42,43].

Tabella 2.5 – Ipotesi adottate per la stima della risposta dinamica e della potenza del convertitore

Parametro	Valore assunto	Ruolo nel modello
Velocità locale (U)	1,20 m/s	Velocità nominale di progetto
Coefficiente di portanza (C_L)	0,60	Determina la forza trasversale
Rapporto d'ampiezza (A/D)	0,80	Definisce l'ampiezza di oscillazione assunta
Smorzamento fluidodinamico separato (c_f)	0 N*s/m	Ipotesi semplificativa favorevole
Rendimento PTO (η_{PTO})	0,60	Conversione da potenza meccanica a elettrica

Applicando l'Equazione (59), si ottiene un'ampiezza nominale della forza trasversale pari a F_0 = 442,80 N. Il valore rappresenta l'ampiezza della componente armonica risultante sull'intera lunghezza del cilindro e presuppone che la velocità e il coefficiente di portanza siano uniformi lungo il corpo. Tale ipotesi trascura la possibile perdita di correlazione della scia lungo l'asse e gli effetti tridimensionali in prossimità delle estremità, che possono modificare la risultante globale della forza trasversale [30,38,42,43].

Per il dimensionamento preliminare viene assunto un rapporto di ampiezza

$$\frac{A}{D} = 0{,}80 \tag{62}$$

Il valore è compatibile con una risposta VIV di ampiezza significativa in prossimità della condizione di sincronizzazione, ma non deriva direttamente dalla soluzione del modello adottato. Esso deve pertanto essere interpretato come un'ipotesi progettuale e non come una previsione della risposta effettiva del convertitore. L'ampiezza reale dipende infatti dallo smorzamento complessivo e dall'accoppiamento non lineare tra il moto del cilindro e la scia [28-30,32,39,40]. Moltiplicando il diametro del cilindro per il rapporto assunto, si ottiene un'ampiezza A = 0,160 m; la corsa picco-picco richiesta al sistema di guida e al PTO risulta quindi pari a 0,320 m.

Nella condizione nominale di accordatura, la frequenza della forza trasversale viene assunta coincidente con la frequenza naturale del sistema. Per un sistema lineare, sollecitato armonicamente in corrispondenza della risonanza nominale, l'ampiezza della risposta è governata principalmente dallo smorzamento complessivo [37]. Il coefficiente complessivo di smorzamento viscoso equivalente può essere quindi ricavato rapportando l'ampiezza della forza trasversale al prodotto tra la pulsazione naturale e l'ampiezza di oscillazione:

$$c_{tot} = \frac{F_0}{\omega * A}$$
$$c_{tot} = 367{,}05\ N * s/m \tag{63}$$

Questo valore di c_{tot} rappresenta lo smorzamento complessivo necessario affinché, nel modello lineare e in corrispondenza della risonanza nominale, una forza armonica di ampiezza 442,80 N produca un'oscillazione di ampiezza 0,160 m. Applicando l'Equazione (48), il coefficiente di smorzamento critico risulta pari a 6751,46 N*s/m. Il rapporto di smorzamento complessivo viene quindi determinato mediante l'Equazione (49):

$$\zeta_{tot} = 0{,}054$$

Il sistema presenta pertanto un rapporto di smorzamento complessivo pari a circa il 5,4% dello smorzamento critico e risulta ampiamente sottosmorzato, condizione necessaria per mantenere una risposta oscillatoria significativa. Per separare il contributo del PTO dagli altri meccanismi dissipativi viene assunto preliminarmente un rapporto di smorzamento strutturale ζ_{str} = 0,01. Tale valore rappresenta, in forma aggregata, le dissipazioni associate alla struttura mobile, alle guide, ai collegamenti e agli attriti meccanici ricondotti a uno smorzamento viscoso equivalente. Il valore viene adottato come ipotesi preliminare e dovrà essere

verificato dopo la definizione dei componenti e dei vincoli [37,38]. Il corrispondente coefficiente di smorzamento strutturale equivalente risulta pari a 67,51 N*s/m.

Il coefficiente equivalente del PTO deve essere ottenuto sottraendo allo smorzamento complessivo i contributi associati alle dissipazioni strutturali e fluidodinamiche. Nel presente dimensionamento il contributo fluidodinamico dissipativo c_f non viene determinato separatamente, poiché una sua valutazione attendibile richiederebbe un modello accoppiato della risposta del cilindro e della scia. Ponendo preliminarmente $c_f = 0$, il coefficiente equivalente attribuito al PTO risulta:

$$c_{PTO} = 299{,}54\ N * s/m$$

Il valore ottenuto rappresenta lo smorzamento equivalente che il PTO dovrebbe introdurre nella condizione nominale. Poiché il contributo c_f è stato posto uguale a zero, il valore di c_{PTO} deve essere interpretato come il valore massimo attribuibile al PTO nell'ambito della ripartizione semplificata adottata. Se una parte dello smorzamento complessivo fosse associata a dissipazioni fluidodinamiche non convertibili, il coefficiente effettivamente disponibile per il PTO e la corrispondente potenza estraibile risulterebbero inferiori [28-30,32,38].

Assumendo che il moto del cilindro sia armonico, la velocità massima viene calcolata mediante l'Equazione (54), e il corrispondente valore efficace mediante l'Equazione (55). L'applicazione di queste Equazioni fornisce una velocità massima pari a 1,206 m/s e una velocità efficace pari a 0,853 m/s. Rappresentando il PTO mediante uno smorzatore viscoso equivalente, la forza resistente massima viene determinata a partire dalla relazione definita nell'Equazione (52) e risulta pari a 361,35 N. Il valore non comprende eventuali sovraccarichi transitori, urti di fine corsa, attriti localizzati o disallineamenti. La successiva selezione del dispositivo dovrà pertanto prevedere un adeguato margine rispetto al requisito nominale. Applicando l'Equazione (56) per calcolare la potenza meccanica media assorbita dal PTO, si ottiene un valore di P_{mecc} = 217,96 W.

Per stimare la potenza elettrica prodotta dal generatore viene assunto un rendimento di conversione elettromeccanica del PTO pari a $\eta_{PTO} = 0{,}60$. Nel presente modello, tale parametro esprime il rapporto tra la potenza elettrica prodotta dal generatore e la potenza meccanica media assorbita dal PTO attraverso il moto del cilindro. Il valore assunto non comprende le perdite associate agli eventuali sistemi elettrici ed elettronici posti a valle del generatore. In assenza della selezione di una specifica tecnologia di generazione, il valore di η_{PTO} adottato costituisce un'ipotesi progettuale preliminare, che dovrà essere aggiornata quando saranno definite l'architettura del PTO e le relative caratteristiche di funzionamento. Applicando l'Equazione (57), la potenza elettrica nominale prodotta dal PTO risulta P_{el} = 130,78 W. Il valore deve essere interpretato come una stima nominale nel punto di progetto. Esso dipende direttamente dalle ipotesi riportate nella Tabella 2.5. La potenza di 130,78 W deve pertanto essere considerata una stima favorevole del punto nominale di dimensionamento e non una previsione della potenza media effettivamente producibile dal sistema nelle condizioni operative del sito.

2.3.5 Sintesi dei risultati e criticità della configurazione a singolo cilindro adottata

Il dimensionamento sviluppato ha consentito di definire una configurazione preliminare del convertitore VIV a singolo cilindro e di stimarne la risposta nella condizione nominale caratterizzata da una velocità uniforme pari a 1,2 m/s. I principali risultati geometrici, dinamici ed energetici sono riepilogati nella Tabella 2.6.

La prestazione calcolata dipende dai valori assunti per il coefficiente di portanza C_L, il rapporto di ampiezza A/D, il coefficiente di massa aggiunta C_A, lo smorzamento strutturale e il rendimento del PTO. Inoltre, poiché il contributo fluidodinamico dissipativo non è stato determinato separatamente, la potenza ottenuta rappresenta una stima favorevole associata al punto nominale [28-30,32,38-41].

Tabella 2.6 – Sintesi del dimensionamento preliminare della configurazione a singolo cilindro

Parametro	Valore
Diametro esterno cilindro (D)	0,20 m
Lunghezza cilindro (L)	5,0 m
Spessore nominale cilindro (t)	0,010 m
Massa efficace (m_{eff})	447,72 kg
Frequenza naturale nominale (f_n)	1,20 Hz
Rigidezza equivalente (k_{eq})	25,45 kN/m
Forza trasversale (F_0)	442,80 N
Ampiezza di oscillazione (A)	0,160 m
Corsa picco-picco (s)	0,320 m
Smorzamento equivalente del PTO (c_{PTO})	299,54 N*s/m
Forza resistente massima ($F_{PTO,max}$)	361,35 N
Potenza meccanica media (P_{mecc})	217,96 W
Potenza elettrica all'uscita del generatore (P_{el})	130,78 W

La lunghezza del cilindro rappresenta una delle principali criticità della configurazione. Il risultato ottenuto presuppone infatti che l'intero corpo sia investito uniformemente dal flusso accelerato. La sezione utile del convogliatore dovrebbe quindi estendersi lungo tutta la lunghezza del cilindro e garantire anche lo spazio necessario alla corsa trasversale di 0,320 m. Ciò potrebbe determinare un condotto di notevoli dimensioni, con conseguente aumento dell'ingombro, della massa e delle perdite idrauliche [20,21,47]. Inoltre, la distribuzione non uniforme della velocità, gli effetti tridimensionali alle estremità e la possibile perdita di correlazione della scia lungo l'asse possono ridurre la forza trasversale risultante rispetto al valore calcolato mediante il modello uniforme. La massa efficace di 447,72 kg e l'ampia corsa richiesta comportano anche requisiti significativi per le guide, i vincoli elastici e il telaio di supporto, ai quali si aggiungono le problematiche connesse alla corrosione, al "biofouling" e alla resistenza a fatica [30,38,42-46].

Nel complesso, il dimensionamento mostra che la configurazione a singolo cilindro può superare nominalmente la potenza richiesta all'uscita del generatore, ma soltanto in presenza di condizioni idrodinamiche e dinamiche favorevoli. Il risultato non dimostra il soddisfacimento del requisito alla batteria, poiché non include le perdite dei sistemi elettrici ed elettronici a valle del generatore. L'analisi conferma la potenzialità del principio di conversione, evidenziando al contempo le criticità legate alle dimensioni del cilindro, all'uniformità del flusso, alla sensibilità dell'accordatura e alla complessità del sistema di supporto. Tali aspetti sono fondamentali per l'analisi dei limiti della configurazione a singolo cilindro e dei possibili vantaggi di una soluzione modulare basata su più cilindri di dimensioni inferiori.

2.4 Analisi preliminare della configurazione multicilindro

Il dimensionamento preliminare della configurazione a singolo cilindro ha evidenziato criticità legate all'estensione del corpo oscillante, alla massa efficace, alla corsa trasversale e alla necessità di garantire condizioni di flusso sufficientemente uniformi. La distribuzione della superficie attiva e della produzione tra più elementi di dimensioni inferiori rappresenta pertanto una possibile evoluzione del sistema. Il passaggio a una configurazione multicilindro richiede tuttavia di considerare le interazioni tra i corpi, poiché le scie generate dagli elementi a monte possono modificare la risposta di quelli successivi. La potenza complessiva non può quindi essere ricavata mediante la semplice moltiplicazione della potenza del cilindro isolato per il numero di elementi [31,33]. Il presente paragrafo è finalizzato ad individuare la configurazione multicilindro più coerente con i vincoli geometrici, fluidodinamici e costruttivi del progetto. L'attenzione è pertanto concentrata sugli aspetti della letteratura che influenzano direttamente la scelta del layout, della spaziatura e del numero di cilindri adottato nel successivo dimensionamento preliminare.

2.4.1 Configurazione multicilindro nella tecnologia VIVACE

Il convertitore VIVACE è stato sviluppato secondo un'impostazione modulare, basata su cilindri sostenuti elasticamente e collegati a sistemi di presa di potenza. L'architettura può essere estesa a più oscillatori, distribuendo la conversione energetica tra diversi elementi. La documentazione tecnica del 2024 riassume prove condotte con uno, due e tre cilindri e mostra che la risposta dell'insieme dipende dalla disposizione, dalla spaziatura, dal numero di Reynolds e dai parametri dinamici dei singoli elementi [33]. Ai fini del presente progetto, l'interesse principale non è rivolto all'individuazione della configurazione multicilindro teoricamente più efficiente in termini assoluti, bensì alla definizione di una soluzione compatibile con i vincoli geometrici e costruttivi evidenziati dalla configurazione a singolo cilindro. La configurazione multicilindro costituisce quindi una possibile evoluzione del convertitore a cilindro singolo, nella quale la modularizzazione viene impiegata principalmente come strumento di adattamento geometrico e costruttivo, mentre gli effetti fluidodinamici associati all'interazione tra i moduli vengono considerati come un aspetto da verificare mediante analisi [31,33].

Gli studi condotti su cilindri VIVACE disposti in “tandem” mostrano che, in determinate condizioni di spaziatura, rigidezza e smorzamento, le interazioni tra gli elementi possono produrre un effetto sinergico e determinare una potenza complessiva superiore a quella ottenibile considerando separatamente i cilindri isolati [31,33]. Tale incremento non costituisce tuttavia una proprietà generale della configurazione multicilindro, poiché dipende dai parametri dinamici e dalla posizione occupata da ciascun elemento. Non può quindi essere adottato un fattore di incremento costante per rappresentare il contributo delle interazioni. È inoltre necessario distinguere il cilindro a monte, direttamente investito dal flusso incidente, dagli elementi posteriori, la cui risposta dipende dalle condizioni locali generate dalla scia. Dal punto di vista progettuale, tale risultato suggerisce un approccio conservativo, nel quale la scelta della configurazione viene effettuata senza assumere benefici energetici garantiti derivanti dalle interazioni tra i cilindri [31,33].

La modularità presenta il vantaggio di ridurre la massa, la lunghezza ed i requisiti meccanici associati al singolo cilindro rispetto alla configurazione sviluppata nel Paragrafo 2.3. La presenza di moduli indipendenti facilita inoltre l’applicazione del modello a un grado di libertà e costituisce la base per il successivo dimensionamento preliminare della configurazione multicilindro.

2.4.2 Interazioni fluidodinamiche nei sistemi multicilindro

Il flusso attorno a più cilindri è influenzato dalla loro disposizione geometrica, dalla distanza reciproca e dalle condizioni dinamiche dei corpi. Nel caso di una coppia di cilindri di uguale diametro D, la configurazione può essere descritta mediante la distanza longitudinale tra i centri S_L e la distanza trasversale S_T, come verrà successivamente mostrato nella Figura 3.1. I corrispondenti rapporti adimensionali S_L/D e S_T/D consentono di confrontare configurazioni caratterizzate da dimensioni differenti. La letteratura distingue principalmente due meccanismi di interazione: l’interferenza di prossimità, dovuta all’interazione diretta tra i campi di pressione e gli strati di taglio associati ai corpi vicini, e l’interferenza di scia, che si verifica quando un cilindro è immerso nella scia generata da un elemento posto a monte [48,49].

Le principali configurazioni multicilindro considerate in letteratura sono la disposizione in tandem, quella affiancata e quella sfalsata. Le differenze tra tali soluzioni riguardano principalmente il tipo di interazione fluidodinamica, l’ingombro richiesto e il grado di esposizione dei cilindri alle scie generate dagli elementi a monte. Una sintesi qualitativa delle caratteristiche più rilevanti ai fini progettuali è riportata nella Tabella 2.7.

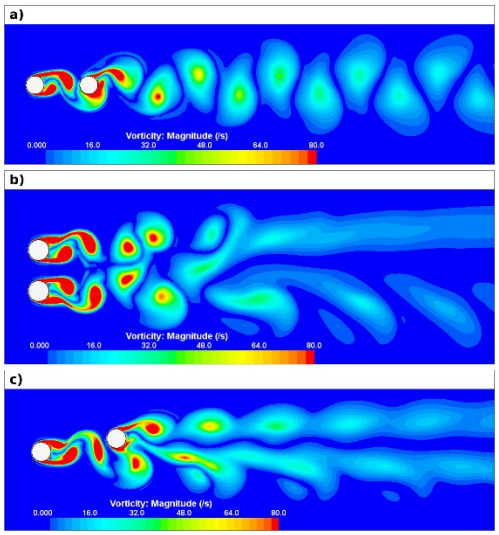
Tabella 2.7 – Confronto qualitativo tra le principali configurazioni multicilindro

Configurazione	Caratteristiche fluidodinamiche	Implicazioni geometriche	Valutazione preliminare
"Tandem"	Elevata interferenza di scia tra elementi consecutivi	Ingombro trasversale limitato	Configurazione compatta ma fortemente influenzata dalla risposta dei cilindri a valle
Affiancata	Interazione dovuta al getto tra i cilindri e possibile deviazione delle scie	Richiede maggiore larghezza della regione di flusso utile	Meno compatibile con un sistema basato su un condotto convergente compatto
Sfalsata	Combinazione di effetti di prossimità e di scia	Ingombro intermedio e maggiore flessibilità progettuale	Consente un compromesso tra compattezza e gestione delle interazioni fluidodinamiche

Dal confronto emerge che la configurazione affiancata richiederebbe una regione accelerata di maggiore larghezza e risulta quindi meno coerente con l'obiettivo di mantenere contenute le dimensioni del condotto. Le configurazioni "tandem" e sfalsata appaiono maggiormente compatibili con i vincoli geometrici individuati. Tra queste, la disposizione sfalsata offre una maggiore flessibilità nella gestione della spaziatura e delle interazioni di scia, risultando particolarmente interessante per il successivo dimensionamento preliminare. Le soglie di transizione tra i diversi regimi non sono universali, ma dipendono, oltre che dai rapporti S_L/D e S_T/D, dal numero di Reynolds, dall'intensità di turbolenza, dalla rugosità superficiale, dal rapporto d'aspetto e dalle condizioni dinamiche e di vincolo dei cilindri [48,49]. Le tre configurazioni e le corrispondenti strutture di scia sono confrontate nella Figura 2.6, mediante campi di vorticità numerici riferiti a condizioni rappresentative [50].

Figura 2.6 – Confronto tra i campi di vorticità nelle principali disposizioni di due cilindri: a) in “tandem”; b) affiancata; c) sfalsata.

Fonte: adattata dalle Figure 5, 11 e 14 di Skonecki e Buick (2023) [50], distribuite con licenza CC BY 4.0.



Quando i cilindri sono liberi di muoversi, la scia può indurre sul corpo a valle vibrazioni generate dalla scia, indicate come “Wake-Induced Vibrations” (WIV), oppure modificare il regime VIV già presente. Il trasferimento netto di energia dal flusso al sistema oscillante dipende dalla relazione di fase tra la forza idrodinamica trasversale e la velocità del cilindro. L’energia meccanica associata al moto viene quindi parzialmente estratta e convertita dal PTO. Di conseguenza, un aumento dell’ampiezza di oscillazione non implica necessariamente un incremento proporzionale della potenza estratta dal PTO. Inoltre, nei sistemi composti da più elementi, la condizione che massimizza la risposta dinamica o la potenza estratta dal PTO a esso associato può non coincidere con quella che massimizza la produzione complessivamente estratta dal sistema [31,49].

Le prove su più cilindri confermano che gli elementi anteriori e posteriori possono presentare risposte differenti e che la spaziatura influenza sensibilmente le prestazioni complessive del sistema [51]. Analisi numeriche recenti mostrano che la sincronizzazione tra il distacco vorticoso a monte e il moto dei cilindri posteriori può incrementare la potenza estratta dal PTO, pur evidenziando una marcata sensibilità ai rapporti tra i diametri, alla spaziatura, allo smorzamento e alla velocità ridotta [52]. Le sperimentazioni su due cilindri VIVACE dotati di smorzamento adattivo indicano inoltre che una regolazione differenziata dei PTO può ampliare l’intervallo di funzionamento utile del sistema [53]. Tali evidenze suggeriscono che le interazioni fluidodinamiche debbano essere considerate principalmente come un vincolo progettuale e non come una fonte certa di incremento delle prestazioni. Per questo motivo, nel successivo dimensionamento non verranno introdotti fattori correttivi favorevoli derivanti dalla presenza di più cilindri. Le indicazioni della letteratura saranno utilizzate per definire una disposizione geometrica compatta e una spaziatura compatibile con la gestione delle interazioni fluidodinamiche [31,51-53].

2.4.3 Modularità e ipotesi per il dimensionamento preliminare

La modularità consente di distribuire la produzione tra più elementi e di ridurre le dimensioni e la massa associate al singolo corpo oscillante. Il beneficio deve tuttavia essere valutato insieme all'aumento del numero di guide, molle, sistemi di presa di potenza, collegamenti elettrici e tenute. Per conservare la coerenza con il modello sviluppato nel Paragrafo 2.2, ciascun cilindro sarà rappresentato mediante un sistema a un grado di libertà nella direzione trasversale del flusso. Per ogni modulo dovranno essere definite la massa efficace, la frequenza naturale, la rigidezza equivalente, lo smorzamento complessivo e il contributo del PTO. Le relazioni utilizzate per il cilindro isolato rimangono il riferimento di base; i coefficienti idrodinamici, l'ampiezza e la forza trasversale dovranno tuttavia essere interpretati rispetto alle condizioni locali generate dagli altri elementi.

La geometria precisa sarà descritta mediante il numero di cilindri, il diametro, la lunghezza, la disposizione e i rapporti di spaziatura. La lunghezza attiva di ciascun corpo dovrà essere compatibile con la regione di flusso effettivamente disponibile, evitando di attribuire la velocità locale a porzioni non investite in modo uniforme. La distanza tra i cilindri dovrà garantire la corsa trasversale, prevenire interferenze meccaniche e consentire l'installazione delle guide e dei collegamenti. La scelta preliminare del numero dei cilindri e della relativa disposizione viene effettuata combinando due criteri principali: il confronto della potenza nominale complessiva con il requisito elettrico assunto come riferimento per il dimensionamento e la necessità di mantenere una configurazione sufficientemente compatta da poter essere integrata nel sistema complessivo. Tale confronto non costituisce una verifica definitiva del requisito energetico, che richiede la valutazione della produzione nel tempo e del profilo di assorbimento dell'utenza.

Ai fini del primo dimensionamento, la somma delle potenze nominali dei moduli potrà essere utilizzata come riferimento iniziale privo di correzioni per le interazioni. Una formulazione più generale dovrà associare a ciascun cilindro una potenza dipendente dalla posizione e dalle condizioni locali, distinguendo il comportamento dell'elemento anteriore da quello degli elementi posteriori. Eventuali incrementi dovuti alla scia non saranno considerati come prestazioni disponibili senza una validazione numerica o sperimentale.

Nel complesso, la letteratura evidenzia che la modularizzazione rappresenta una soluzione progettualmente più adatta rispetto al cilindro singolo di elevata lunghezza dimensionato nel Paragrafo 2.3. I risultati disponibili mostrano l'importanza della disposizione relativa tra i moduli e della spaziatura tra gli elementi, ma non consentono di individuare una configurazione universalmente ottimale. Di conseguenza, il successivo dimensionamento preliminare sarà sviluppato assumendo una configurazione composta da più cilindri di uguale diametro disposti secondo uno schema sfalsato. La scelta della spaziatura sarà effettuata come compromesso tra compattezza geometrica, integrazione nel condotto e gestione delle interazioni fluidodinamiche, senza assumere incrementi prestazionali dovuti agli effetti di scia [31,33,48,49,51-53].

2.5 Dimensionamento preliminare della configurazione multicilindro

L'analisi della configurazione a singolo cilindro ha mostrato che la prestazione nominale del convertitore dipende dalla possibilità di investire uniformemente l'intera lunghezza attiva con il flusso accelerato. Il cilindro di lunghezza pari a 5,0 m considerato nel Paragrafo 2.3 risulta difficilmente compatibile con la sezione utile del condotto convergente e comporta inoltre una massa oscillante, una rigidezza equivalente e requisiti significativi per il sistema di presa di potenza. La configurazione multicilindro viene pertanto sviluppata suddividendo la superficie attiva tra più elementi di lunghezza inferiore, mantenendo invariato il diametro esterno adottato nel primo dimensionamento.

Il procedimento conserva il modello a un grado di libertà definito nel Paragrafo 2.2. Viene dapprima dimensionato un modulo elementare, per il quale sono determinate la massa efficace, l'accordatura dinamica, i requisiti del "Power Take-Off" (PTO) e la potenza elettrica nominale associata al punto di progetto. La potenza del singolo modulo potrà successivamente essere utilizzata come riferimento iniziale per la stima del numero di cilindri. In questa fase ciascun cilindro viene trattato come un oscillatore equivalente isolato: le possibili modifiche prodotte dalle interazioni di scia sono considerate nella valutazione della configurazione, ma non vengono tradotte in incrementi prestazionali in assenza di una validazione numerica o sperimentale [31,33,51-53]. Tutti i risultati restano inoltre subordinati alla possibilità di ottenere, nella regione occupata dai cilindri e lungo l'intera corsa trasversale, una velocità locale sufficientemente uniforme e prossima a 1,20 m/s; tale condizione non è dimostrata nel presente paragrafo e sarà verificata mediante il dimensionamento del condotto sviluppato nel Capitolo 3.

2.5.1 Geometria del modulo elementare

Il modulo viene definito mantenendo il diametro esterno $D = 0{,}20$ m e lo spessore nominale $t = 0{,}010$ m già adottati per il cilindro singolo. La conservazione del diametro consente di mantenere, a parità di velocità locale e numero di Strouhal, la medesima relazione tra velocità del flusso e frequenza nominale di distacco impiegata per la configurazione precedente, rendendo direttamente confrontabili i due dimensionamenti.

La lunghezza del singolo cilindro viene assunta preliminarmente pari a $L = 0{,}90$ m. Tale valore non deriva da un processo di ottimizzazione definitiva del convertitore VIV, ma rappresenta una scelta progettuale iniziale adottata come compromesso tra la riduzione della massa e dell'ingombro del singolo modulo, il contenimento del numero complessivo di cilindri e la compatibilità geometrica con la futura regione di flusso accelerato. La lunghezza di 0,90 m costituisce pertanto un dato preliminare per il dimensionamento del modulo e, contemporaneamente, un requisito iniziale per la definizione della sezione utile del condotto. La sua adeguatezza dovrà essere verificata nel Capitolo 3 sulla base delle dimensioni effettive del condotto, delle perdite di carico e della distribuzione di velocità nella regione occupata dai cilindri e lungo la relativa corsa trasversale. Qualora il dimensionamento fluidodinamico e geometrico del condotto evidenziasse condizioni non compatibili con tali requisiti, la lunghezza dei cilindri, il loro numero e la disposizione complessiva

dovranno essere riesaminati mediante un processo iterativo. Il valore L = 0,90 m non deve quindi essere interpretato come una dimensione ottimizzata o definitiva, ma come una configurazione di riferimento da confermare o modificare in seguito alle verifiche sviluppate nel Capitolo 3.

Con D = 0,20 m, la lunghezza adottata determina un rapporto d'aspetto L/D = 4,5. Tale parametro è rilevante per i cilindri di lunghezza finita, poiché influenza il peso relativo degli effetti tridimensionali generati in prossimità delle estremità rispetto al comportamento della regione centrale. Le estremità possono modificare la correlazione della scia lungo l'asse, la distribuzione della forza trasversale, l'ampiezza di oscillazione e l'estensione dell'intervallo di "lock-in" rispetto al comportamento idealizzato di un cilindro bidimensionale o di elevato rapporto d'aspetto [30,42,43]. Il valore L/D = 4,5 ricade nello stesso ordine di grandezza di rapporti d'aspetto esaminati in letteratura per cilindri finiti soggetti a VIV. Gli studi disponibili differiscono tuttavia per numero di Reynolds, condizioni alle estremità, tipologia di vincolo, rapporto di massa e smorzamento. Tali riferimenti consentono quindi di evidenziare la rilevanza degli effetti tridimensionali, ma non permettono di trasferire direttamente al modulo analizzato i coefficienti idrodinamici, le ampiezze di oscillazione o gli intervalli di sincronizzazione [42,43]. La scelta di L = 0,90 m dovrà pertanto essere verificata anche rispetto all'influenza del rapporto d'aspetto sulla risposta del cilindro.

Il cilindro viene rappresentato come un tubo cavo in acciaio, chiuso alle estremità e caratterizzato da uno spessore nominale t = 0,010 m. Tale configurazione mantiene continuità con il caso precedente e consente un confronto diretto degli ordini di grandezza. Lo spessore adottato non deriva da una verifica strutturale definitiva che dovrà considerare la pressione esterna, l'ovalizzazione, i fondelli, le saldature, la resistenza a fatica, la corrosione e le tolleranze costruttive [44-46]. Anche la massa dei fondelli non è compresa nel calcolo del solo mantello cilindrico e viene inclusa, in questa fase, nel contributo equivalente attribuito ai componenti mobili.

Riprendendo l'Equazione (61) e assumendo per l'acciaio una densità nominale ρ_s = 8000 kg/m3, si ottiene una massa del mantello pari a 42,98 kg. L'area proiettata vale DL = 0,18 m^2, corrispondente al 18% dell'area del cilindro di lunghezza pari a 5,0 m. La riduzione della lunghezza diminuisce quindi proporzionalmente, nel modello adottato, sia la massa del mantello sia la risultante nominale della forza trasversale. La modularizzazione non riduce invece automaticamente la corsa trasversale, poiché quest'ultima dipende dal diametro e dal rapporto A/D assunto. L'ingombro dinamico del modulo dovrà quindi comprendere il diametro del cilindro, l'intera corsa di oscillazione e i necessari margini costruttivi.

2.5.2 Massa efficace e accordatura dinamica del modulo

Il dimensionamento dinamico del modulo viene riferito alla velocità locale obiettivo di 1,20 m/s. Tale valore costituisce il punto nominale di accordatura del convertitore e non una velocità già dimostrata all'interno del condotto. La possibilità di ottenerlo in modo sufficientemente uniforme nella regione occupata dai cilindri sarà

verificata nel Capitolo 3. Poiché il diametro esterno, la velocità nominale e le proprietà del fluido rimangono invariati rispetto alla configurazione a singolo cilindro, il numero di Reynolds basato sul diametro e la frequenza nominale di distacco rimangono rispettivamente pari a circa $2{,}46*10^5$ e 1,20 Hz. La riduzione della lunghezza non modifica tali grandezze, ma determina una diminuzione della massa strutturale, della massa aggiunta e della forza trasversale risultante [20,30,38]. La massa efficace e la rigidezza equivalente vengono determinate applicando il procedimento già descritto nel Paragrafo 2.3.3, sulla base delle Equazioni (44), (45) e (46). La massa efficace comprende il mantello cilindrico, la massa aggiunta del fluido e la massa equivalente dei componenti mobili. Le parti fisse del telaio, delle guide e del generatore non vengono incluse, poiché non partecipano direttamente al moto trasversale [30,37,38]. I risultati sono riassunti nella Tabella 2.8.

Tabella 2.8 – Determinazione della massa efficace e dell'accordatura dinamica del modulo

Parametro	Determinazione	Valore
Massa del cilindro (m_{cil})	Eq. (61)	42,98 kg
Massa aggiunta (m_a)	Eq. (46), con $C_A = 1$	28,98 kg
Massa mobile ($m_{sup+PTO}$)	Stima preliminare	20,00 kg
Massa efficace (m_{eff})	Eq. (45)	91,96 kg
Frequenza naturale di progetto (f_n)	Condizione della Eq. (43)	1,20 Hz
Rigidezza equivalente (k_{eq})	Eq. (44)	5,23 kN/m

La massa mobile accessoria di 20,00 kg rappresenta una stima preliminare riferita ai fondelli, agli attacchi, ai carrelli e alle parti mobili del PTO. Diversamente dalla massa del cilindro e dalla massa aggiunta, questo contributo non viene ridotto proporzionalmente alla lunghezza del cilindro. Il valore dovrà pertanto essere aggiornato quando saranno definite l'architettura meccanica e la distinta effettiva delle masse. Anche la massa aggiunta deve essere interpretata come un valore nominale: il relativo coefficiente può infatti variare con la velocità ridotta, l'ampiezza di oscillazione e la relazione di fase tra il moto del cilindro e la forza idrodinamica [30,38-40].

La rigidezza equivalente di 5,23 kN/m ottenuta rappresenta la rigidezza complessiva della catena elastica riferita allo spostamento trasversale del cilindro e non la rigidezza di una singola molla; la distribuzione della rigidezza tra i diversi elementi elastici dipenderà dalla loro disposizione e dall'eventuale presenza di leveraggi o rapporti di trasmissione [37]. L'accordatura rimane riferita a un solo punto nominale di funzionamento. Al variare della velocità locale, la frequenza di distacco cambia, mentre la frequenza naturale rimane approssimativamente costante finché massa efficace e rigidezza non subiscono variazioni [28-30,39,40]. La rigidezza equivalente $k_{eq} = 5{,}23$ kN/m deve pertanto essere considerata un valore preliminare, da aggiornare in funzione delle masse effettive dei componenti e della velocità ottenuta nel condotto.

2.5.3 Prestazioni nominali e requisiti del PTO

Le prestazioni nominali del modulo vengono determinate applicando il procedimento già descritto nel Paragrafo 2.3.4 e mantenendo le medesime ipotesi relative al coefficiente di portanza, al rapporto d'ampiezza, allo smorzamento strutturale e al rendimento elettromeccanico del PTO. Restano inoltre valide le ipotesi di moto armonico, flusso uniforme lungo l'intera lunghezza attiva e accordatura nominale tra la frequenza naturale del modulo e la frequenza di distacco dei vortici. Il procedimento adottato rappresenta un dimensionamento inverso: l'ampiezza di oscillazione viene assegnata mediante il rapporto A/D, mentre lo smorzamento complessivo viene ricavato a partire dalla forza trasversale nominale nella condizione di risonanza. I risultati ottenuti devono pertanto essere interpretati come requisiti teorici riferiti al punto nominale di funzionamento e non come una previsione indipendente della risposta effettiva del modulo [28-30,32,38-40]. La riduzione della lunghezza attiva del cilindro da 5,00 m a 0,90 m determina, nel modello adottato, una diminuzione proporzionale della forza trasversale risultante e della potenza nominale associata al singolo modulo. L'ampiezza di oscillazione assunta e la corrispondente corsa picco-picco rimangono invece invariate, poiché il diametro del cilindro e il rapporto A/D non vengono modificati. I principali risultati riferiti al punto nominale di funzionamento e i corrispondenti requisiti preliminari del PTO sono riassunti nella Tabella 2.9.

Tabella 2.9 – Prestazioni nominali e requisiti preliminari del PTO del singolo modulo VIV

Parametro	Determinazione	Valore
Ampiezza nominale della forza trasversale (F_0)	Eq. (59)	79,70 N
Ampiezza di oscillazione assunta (A)	Eq. (62)	0,160 m
Corsa picco-picco nominale (s)	s = 2A	0,320 m
Smorzamento complessivo equivalente (c_{tot})	Eq. (63)	66,07 N*s/m
Smorzamento equivalente del PTO (c_{PTO})	Eq. (51)	52,20 N*s/m
Forza resistente massima del PTO ($F_{PTO,max}$)	Eq. (52)	62,97 N
Potenza meccanica media nominale (P_{mecc})	Eq. (56)	37,98 W
Potenza elettrica nominale (P_{el})	Eq. (57), con η_{PTO} = 0,60	22,79 W

Il coefficiente c_{PTO} = 52,20 N*s/m rappresenta il contributo equivalente che il sistema di presa di potenza dovrebbe introdurre nella condizione nominale. Poiché il contributo fluidodinamico dissipativo separato è stato

posto preliminarmente pari a zero, tale valore deve essere interpretato come il massimo contributo non strutturale attribuibile al PTO nell'ambito della ripartizione semplificata adottata. Eventuali dissipazioni meccaniche o fluidodinamiche non convertibili ridurrebbero la quota di smorzamento effettivamente disponibile per la conversione e, conseguentemente, la potenza estraibile [28-30,32,37,38].

Per la selezione del PTO viene adottata una corsa utile non inferiore a 0,40 m, così da introdurre un margine di 0,08 m rispetto alla corsa picco-picco nominale. Il PTO dovrà esercitare un'azione resistente bidirezionale lungo l'intera corsa utile, limitando i giochi meccanici, gli attriti di distacco e il rischio di urti in corrispondenza dei finecorsa. I valori indicati costituiscono requisiti funzionali preliminari e dovranno essere verificati considerando i carichi transitori, le forze d'inerzia, l'architettura meccanica effettiva e la resistenza a fatica dei componenti [29,32,33,46].

La potenza elettrica nominale del singolo modulo risulta pari a 22,79 W all'uscita del generatore. Tale valore non comprende le perdite della catena elettrica a valle del generatore e non rappresenta la produzione media nel tempo. Inoltre, la potenza calcolata deve essere interpretata come una stima favorevole da verificare mediante analisi fluido-strutturali accoppiate o prove sperimentali, poiché il modello adottato non determina separatamente le dissipazioni fluidodinamiche non convertibili [28-30,32,38-40]. Nel paragrafo successivo, il valore ottenuto viene pertanto utilizzato esclusivamente come riferimento preliminare per la stima del numero di moduli. La potenza complessiva della configurazione multicilindro dovrà successivamente essere verificata considerando l'effettiva distribuzione della velocità, le interazioni di scia e le possibili differenze di risposta tra i cilindri [31,33,49,51-54].

2.5.4 Stima preliminare del numero di moduli al punto nominale

Assumendo che ciascun modulo operi nel punto nominale di progetto e sviluppi potenza elettrica nominale di 22,79 W all'uscita del generatore, viene effettuato un primo dimensionamento del numero di moduli prendendo come riferimento la potenza elettrica richiesta dall'utenza, pari a 100 W. Il rapporto tra la potenza richiesta e la potenza nominale del singolo modulo è quindi utilizzato esclusivamente come criterio preliminare di dimensionamento:

$$N_{moduli\ teorico} = \frac{P_{richiesta}}{P_{modulo}} \tag{64}$$

L'applicazione dell'Equazione (64) fornisce un valore pari a circa 4,39. L'arrotondamento all'intero superiore conduce pertanto ad una configurazione preliminare minima composta da cinque moduli, riferita esclusivamente al punto nominale di progetto e alla potenza valutata all'uscita dei generatori. Tale risultato non costituisce una verifica del soddisfacimento del requisito elettrico dell'utenza, poiché non considera le perdite della catena elettrica a valle, la variabilità delle condizioni di flusso e le interazioni fluidodinamiche tra i cilindri. La potenza elettrica nominale complessiva all'uscita dei generatori è calcolata come:

$$P_{el,tot} = N_{moduli} * P_{modulo} \quad (65)$$

Con cinque moduli si otterrebbe una potenza nominale complessiva di 113,95 W, con un margine di 13,95 W rispetto al requisito. Tale eccedenza deriva esclusivamente dall'arrotondamento del numero teorico e non è sufficiente, in assenza di ulteriori verifiche, a compensare le perdite introdotte dal raddrizzatore, dal convertitore DC/DC, dai cablaggi, dai dispositivi di protezione e dal sistema di gestione della carica [2]. Il requisito di 100 W è infatti riferito all'alimentazione del sensore, mentre i 22,79 W del singolo modulo sono valutati all'uscita del generatore e prima dei componenti elettrici ed elettronici posti a valle.

Ai fini del dimensionamento preliminare viene pertanto selezionata una configurazione composta da sei moduli. Nel punto nominale di progetto, assumendo che tutti i moduli sviluppino simultaneamente la potenza nominale attribuita al modulo isolato, la somma delle potenze elettriche all'uscita dei generatori risulta pari a 136,74 W. Rispetto al requisito assegnato, tale valore corrisponde a un'eccedenza di 36,74 W all'uscita dei generatori. Questa eccedenza non coincide con il margine effettivamente disponibile alla batteria, poiché la potenza generata deve attraversare la successiva catena di conversione elettrica. La potenza elettrica complessivamente disponibile alla batteria è inferiore alla somma delle potenze all'uscita dei generatori a causa delle perdite introdotte dai componenti elettrici ed elettronici posti a valle. Indicando con η_{el} il rendimento complessivo della catena elettrica, la potenza disponibile alla batteria può essere espressa come:

$$P_{batt} = \eta_{el} * P_{el,tot} \quad (66)$$

Il margine effettivo rispetto al requisito elettrico di 100 W deve pertanto essere valutato alla batteria mediante:

$$\Delta P_{batt} = P_{batt} - P_{richiesta} \quad (67)$$

Di conseguenza, l'eccedenza di 36,74 W rappresenta esclusivamente un margine lordo all'uscita dei generatori. La condizione necessaria per il soddisfacimento del requisito elettrico è $P_{batt} \geq P_{richiesta}$. Il rendimento complessivo minimo richiesto dalla catena elettrica si ricava tramite:

$$\eta_{el,min} = \frac{P_{richiesta}}{P_{el,tot}} \quad (68)$$

Pertanto, nel solo punto nominale di progetto, la configurazione a sei moduli può rendere disponibili almeno 100 W alla batteria soltanto se il rendimento complessivo della catena elettrica a valle dei generatori è pari o superiore al 73,1%. Tale valore rappresenta una soglia teorica per il successivo dimensionamento della catena elettrica e non costituisce una verifica della prestazione reale del sistema, poiché $P_{el,tot}$ è ancora riferita al funzionamento nominale simultaneo dei sei moduli. In caso di indisponibilità di un modulo, i cinque cilindri rimanenti fornirebbero nominalmente 113,95 W all'uscita dei generatori. In tale condizione, il rendimento minimo richiesto alla catena elettrica, calcolato mediante l'Equazione (68), per rendere disponibili 100 W alla batteria sarebbe circa 87,8%. Il sesto cilindro introduce pertanto sia un maggiore margine nominale rispetto alle perdite elettriche sia una forma preliminare di ridondanza rispetto al numero minimo teorico di cinque moduli. Esso non viene tuttavia considerato come un'unità necessariamente inattiva o mantenuta in riserva.

Durante il funzionamento ordinario, tutti i sei moduli possono contribuire alla generazione, mentre la ridondanza deriva dalla potenza residua disponibile in caso di indisponibilità di un elemento.

La potenza complessiva di 136,74 W rappresenta un margine di dimensionamento riferito al punto nominale e non garantisce la disponibilità continua di 100 W. Tale valore presuppone che tutti i cilindri operino simultaneamente in condizioni prossime alla velocità locale di 1,20 m/s e sviluppino la potenza nominale attribuita al modulo isolato. La produzione effettiva dipenderà dalla variabilità del flusso, dall'estensione dell'intervallo di "lock-in", dal rendimento della catena di conversione e dalle interazioni fluidodinamiche tra i cilindri [28-32,38-40]. In particolare, gli elementi posteriori potrebbero operare in condizioni differenti rispetto al primo cilindro. Le interazioni di scia possono modificare favorevolmente o sfavorevolmente la risposta e la potenza dei singoli moduli; pertanto, la somma delle potenze nominali costituisce soltanto un riferimento preliminare e non una previsione della produzione effettiva dell'insieme [31,48,49,51-54].

La disponibilità energetica dovrà essere valutata integrando nel tempo la potenza prodotta e confrontandola con il profilo di assorbimento del sensore. Tale verifica richiederà la distribuzione temporale della velocità locale, la curva di potenza del sistema, i rendimenti della catena elettrica e le caratteristiche dell'eventuale accumulo. La configurazione a sei moduli viene quindi adottata come riferimento per il successivo sviluppo geometrico, in quanto introduce un margine nominale e una ridondanza preliminare, senza dimostrare allo stato attuale la disponibilità continua di 100 W alla batteria.

2.5.5 Configurazione geometrica preliminare del sistema multicilindro

Definito il numero di moduli, è necessario stabilire una prima disposizione geometrica dell'insieme, compatibile con la regione di flusso accelerato e con il moto trasversale dei singoli cilindri. I sei cilindri, aventi asse orientato verticalmente, sono disposti in successione lungo la direzione media del flusso, alternandone la posizione trasversale rispetto all'asse longitudinale della struttura, come mostrato nella Figura 3.1. I cilindri 1, 3 e 5 appartengono quindi a una fila, mentre i cilindri 2, 4 e 6 appartengono alla fila opposta. La configurazione sfalsata deve essere descritta mediante la distanza longitudinale S_L e la distanza trasversale S_T tra gli assi di due cilindri consecutivi. I corrispondenti rapporti adimensionali S_L/D e S_T/D governano congiuntamente le interazioni fluidodinamiche e determinano gli ingombri richiesti alla regione utile del condotto [48-50]. Nel presente dimensionamento viene adottato un rapporto longitudinale preliminare $S_L/D = 2{,}5$. La distanza longitudinale centro-centro è pertanto definita mediante:

$$S_L = 2{,}5 * D \tag{69}$$

Applicando l'Equazione (69) si ottiene $S_L = 0{,}50$ m. Il valore adottato identifica una disposizione ravvicinata, nella quale le interazioni di scia possono modificare la risposta dei cilindri posteriori. Configurazioni multicilindro con spaziature dello stesso ordine di grandezza sono state analizzate in letteratura, ma i relativi effetti dipendono dalle condizioni fluidodinamiche e dai parametri dinamici del sistema [31,33,51-53].

Per completare la definizione della configurazione viene assunto un rapporto trasversale preliminare ST/D = 3,0. La distanza tra gli assi delle due file è quindi definita mediante:

$$S_T = 3{,}0 * D \tag{70}$$

Si ottiene quindi S_T = 0,60 m. Tale valore costituisce una scelta geometrica preliminare finalizzata a garantire lo sfalsamento dei moduli e uno spazio sufficiente per il loro moto trasversale. Non rappresenta una spaziatura fluidodinamicamente ottimizzata, poiché la risposta di una configurazione sfalsata dipende dalla combinazione dei rapporti S_L/D e S_T/D, oltre che dal numero di Reynolds, dallo smorzamento e dalla velocità ridotta [49,50,52,54].

Con sei cilindri sono presenti cinque intervalli longitudinali; la distanza tra l'asse del primo cilindro e quello del sesto risulta pertanto:

$$L_{asse\ totale} = (N-1) * S_L = 2{,}50\ m$$

Aggiungendo un raggio del cilindro a ciascuna estremità, l'ingombro geometrico minimo occupato dai corpi lungo la direzione del flusso vale:

$$L_{min,tot} = 2{,}50 + 0{,}20 = 2{,}70\ m$$

Il valore di 2,70 m è riferito esclusivamente all'inviluppo longitudinale dei sei cilindri nella loro posizione media e non comprende telaio, supporti, guide, finecorsa, PTO, cablaggi, tolleranze di montaggio e raccordi con il condotto. L'ingombro trasversale dinamico minimo dell'insieme deve comprendere la distanza tra le due file, il diametro dei cilindri e l'ampiezza massima raggiunta sui due lati della configurazione e pertanto vale:

$$B_{din} = S_T + D + 2A\ = 1{,}12\ m$$

Il valore di 1,12 m rappresenta il solo inviluppo cinematico dei cilindri. La larghezza effettiva del condotto dovrà essere maggiore per includere le guide, i componenti mobili, le tolleranze costruttive e un'adeguata distanza dalle pareti, necessaria a limitare gli effetti di confinamento sul flusso e sul distacco dei vortici [20,30,38,49].

La regione accelerata dovrà quindi presentare uno sviluppo longitudinale utile superiore a 2,70 m e una larghezza utile superiore a 1,12 m. Le dimensioni definitive saranno determinate nel Capitolo 3 aggiungendo gli spazi costruttivi e verificando l'uniformità del flusso nell'intero volume occupato dai cilindri. La coppia S_L/D = 2,5 e S_T/D = 3,0 definisce quantitativamente la configurazione sfalsata di riferimento, ma dovrà essere verificata mediante analisi CFD/FSI o prove sperimentali prima di essere considerata una soluzione ottimizzata [31,49-54]. I principali parametri geometrici della configurazione multicilindro sono riepilogati nella Tabella 2.10.

Tabella 2.10 – Parametri geometrici preliminari della configurazione multicilindro

Parametro	Valore preliminare
Numero di cilindri (N)	6
Diametro del cilindro (D)	0,20 m
Lunghezza del cilindro (L)	0,90 m
Passo longitudinale adimensionale (S_L/D)	2,5
Distanza longitudinale centro-centro (S_L)	0,50 m
Passo trasversale adimensionale (S_T/D)	3,0
Distanza trasversale centro-centro (S_T)	0,60 m
Inviluppo longitudinale minimo dei cilindri	2,70 m
Corsa picco-picco nominale per modulo	0,320 m
Inviluppo trasversale dinamico minimo (B_{din})	1,12 m

2.6 Valutazione delle incertezze e limiti del modello preliminare

Il dimensionamento sviluppato nel presente capitolo ha consentito di passare dal modello a singolo cilindro alla definizione di una configurazione nominale composta da sei moduli VIV. I risultati individuano le dimensioni caratteristiche dei cilindri, la massa efficace, la rigidezza equivalente, la corsa, i requisiti preliminari del PTO e una prima disposizione geometrica dell'insieme. La loro interpretazione richiede tuttavia di distinguere le grandezze assegnate o calcolate dalle ipotesi introdotte per rappresentare fenomeni non ancora caratterizzati. Il presente paragrafo riassume quindi le principali fonti di incertezza, delimita il campo di validità del dimensionamento e individua le verifiche necessarie nelle successive fasi di sviluppo [28-32,37-40].

2.6.1 Origine e classificazione delle incertezze

Le grandezze impiegate nel dimensionamento possono essere ricondotte a quattro categorie. La prima comprende i dati assegnati al caso di studio, quali la potenza richiesta dal sensore, la tensione nominale, la profondità di installazione e la distribuzione delle velocità della corrente. La seconda include i parametri geometrici e dinamici calcolati mediante le relazioni del modello, tra cui la massa del cilindro, la massa aggiunta nominale, la frequenza di distacco, la rigidezza equivalente e le prestazioni associate al punto di progetto. La terza categoria comprende i parametri assunti sulla base di valori rappresentativi, come il numero di Strouhal, il coefficiente di massa aggiunta, il coefficiente di portanza, il rapporto di ampiezza e il rendimento elettromeccanico del PTO. La quarta riguarda le scelte progettuali preliminari, tra cui la lunghezza del cilindro di 0,90 m, la massa mobile accessoria di 20,0 kg, il numero di sei cilindri e il passo longitudinale centro-centro pari a 0,50 m [20,28-30,32,37,38].

Le quattro categorie non presentano lo stesso livello di determinazione. Le grandezze geometriche ricavate da dimensioni assegnate sono definite direttamente nell'ambito della geometria idealizzata. I parametri idrodinamici e la risposta oscillatoria dipendono invece dall'accoppiamento tra flusso e struttura e possono variare con il numero di Reynolds, lo smorzamento, la rugosità e gli effetti di estremità [28-30,38-40,42,43].

La distinzione tra queste categorie evita una lettura uniforme dei risultati e rende esplicita la propagazione delle ipotesi nel calcolo. La potenza elettrica, ad esempio, non possiede lo stesso grado di determinazione della massa del mantello, poiché deriva dalla combinazione di una condizione idrodinamica obiettivo, di coefficienti rappresentativi, di un'ampiezza assegnata e di una modellazione equivalente del PTO. I risultati energetici devono quindi essere trattati come valori nominali associati al punto di progetto, mentre masse, rigidezze, corse e ingombri forniscono ordini di grandezza utili alla definizione della configurazione preliminare. Anche queste ultime grandezze dovranno essere aggiornate quando saranno note le caratteristiche effettive dei componenti [28-30,32,37,38].

2.6.2 Incertezze idrodinamiche e della risposta dinamica

La prima fonte di incertezza riguarda la velocità effettivamente disponibile in corrispondenza dei cilindri. Il valore ambientale di 0,29 m/s deriva dalla somma tra la corrente media pesata e il massimo della componente orizzontale della velocità orbitale, assunti collineari e concordi. Esso descrive pertanto una condizione favorevole del ciclo ondoso e non una velocità costante nel tempo. La velocità locale di 1,20 m/s utilizzata per l'accordatura costituisce invece un obiettivo progettuale e presuppone che il condotto convergente acceleri il flusso mantenendo una regione sufficientemente uniforme lungo la lunghezza attiva, l'intera corsa trasversale e lo sviluppo longitudinale occupato dai sei cilindri. La continuità e la regolarità di tale condizione non possono essere dedotte dal modello dinamico del cilindro e rappresentano il principale vincolo di applicabilità dei risultati nominali [20,28-30]. L'adozione di un unico valore di velocità non descrive le variazioni temporali e direzionali della risorsa, la turbolenza, il profilo di velocità in prossimità del fondale e le alterazioni introdotte dal condotto e dalla struttura. Poiché la frequenza nominale di distacco è proporzionale alla velocità incidente, una variazione di U modifica direttamente la frequenza di eccitazione, mentre la frequenza naturale del modulo passivo rimane approssimativamente fissata dalla massa efficace e dalla rigidezza. La condizione $f_n = f_s$ rappresenta quindi un'accordatura ad un solo punto nominale. Il modello individua il punto di accordatura, ma non determina né l'estensione reale del "lock-in" né la frequenza con cui il sistema opera al suo interno.

Una seconda fonte di incertezza riguarda i coefficienti idrodinamici. Il valore St = 0,20 costituisce un riferimento comunemente impiegato per il distacco dei vortici da un cilindro, ma la frequenza effettiva può differire quando il corpo oscilla e la scia si sincronizza con la struttura. Analogamente, $C_A = 1$ e $C_L = 0,60$ sono valori rappresentativi e non proprietà invariabili della configurazione. Massa aggiunta e forza trasversale dipendono dall'ampiezza, dalla fase tra forza e spostamento, dalla rugosità, dal rapporto d'aspetto e dalle condizioni di estremità [28-30,38-42]. La scelta di un cilindro con L/D = 4,5 rende gli effetti tridimensionali

particolarmente rilevanti. Gli studi disponibili confermano l'influenza del rapporto d'aspetto sulla risposta e sull'intervallo di sincronizzazione, ma non consentono di trasferire direttamente coefficienti o ampiezze al caso analizzato, caratterizzato da differenti vincoli e numero di Reynolds [42,43].

Il rapporto d'ampiezza imposto A/D = 0,80 costituisce l'ipotesi che incide più direttamente sulla corsa, sulla velocità del moto e sulla potenza attribuita al PTO. Nel procedimento adottato, l'ampiezza non è ottenuta risolvendo autonomamente la risposta VIV, ma viene assegnata e utilizzata, insieme alla forza armonica nominale, per ricavare lo smorzamento complessivo compatibile con la risonanza. La determinazione più realistica di ampiezza, fase, intervallo di "lock-in" e potenza al variare della velocità richiederebbe modelli a oscillatore di scia, analisi CFD/FSI accoppiate o prove sperimentali [32,39-41].

2.6.3 Incertezze meccaniche, elettriche e della configurazione multicilindro

Dal punto di vista meccanico, la massa efficace del modulo comprende 20 kg attribuiti in forma aggregata a fondelli, attacchi, carrelli e parti mobili del PTO. Questo contributo non deriva ancora dalla selezione dei componenti e potrebbe modificarsi in modo significativo. Una variazione della massa mobile richiederebbe l'aggiornamento della massa efficace e, a frequenza naturale assegnata, della rigidezza necessaria all'accordatura. Anche la massa dei fondelli, la presenza di dispositivi di tenuta, gli elementi di collegamento e le tolleranze costruttive influenzeranno la distribuzione delle masse e la risposta del sistema. Il valore k_{eq} = 5,23 kN/m deve pertanto essere interpretato come rigidezza equivalente del modello nominale e non come specifica definitiva di una singola molla [37,38].

La rappresentazione delle dissipazioni introduce ulteriori approssimazioni. Lo smorzamento strutturale è assunto pari all'1% del valore critico e riunisce in un unico coefficiente equivalente gli effetti di attriti, guide, collegamenti e componenti mobili. Il contributo dissipativo fluidodinamico è posto preliminarmente pari a zero perché non viene determinato separatamente. In questa ripartizione, c_{PTO} = 52,20 N·s/m rappresenta quindi il massimo smorzamento non strutturale attribuito al sistema di presa di potenza. Attriti di distacco, giochi, disallineamenti e dissipazioni fluidodinamiche non convertibili ridurrebbero la quota effettivamente disponibile per la generazione [28,29,32,37,38]. La scelta di guide a basso attrito e il controllo delle tolleranze assumono quindi un ruolo sia meccanico sia energetico.

Il rendimento η_{PTO} = 0,60 è anch'esso preliminare e descrive la conversione dalla potenza meccanica assorbita dal PTO alla potenza elettrica all'uscita del generatore. Non comprende raddrizzamento, conversione DC/DC, cablaggi, protezioni e gestione della carica. Poiché non è stato selezionato un PTO specifico, corsa, forza, potenza continua e rendimento devono essere considerati requisiti funzionali di riferimento. La scelta dei sei moduli introduce un margine rispetto ai 100 W soltanto a monte della catena elettrica. La compatibilità con il requisito dipenderà dal rendimento complessivo a valle e dalla possibilità che i moduli raggiungano simultaneamente condizioni prossime al punto nominale [2,28,29,32].

A tali incertezze si aggiungono quelle proprie della configurazione multicilindro. La disposizione adottata prevede sei cilindri consecutivi e sfalsati, con distanza longitudinale centro-centro S_L = 0,50 m, corrispondente a S_L/D = 2,5. Nelle configurazioni sfalsate, risposta e scia dipendono congiuntamente dalle distanze longitudinali e trasversali, dal numero di Reynolds e dai parametri dinamici. Gli elementi posteriori non possono quindi essere considerati equivalenti al cilindro isolato [48-50,52,54]. Gli studi specifici sui convertitori multicilindro mostrano inoltre che posizione, spaziatura e smorzamento possono produrre incrementi o riduzioni della potenza dei singoli elementi [31,51-53]. La potenza complessiva di 136,74 W, ottenuta moltiplicando per sei il valore nominale del singolo modulo, costituisce pertanto un riferimento di dimensionamento e non una previsione della produzione dell'insieme sfalsato. La configurazione potrebbe presentare risposte differenti tra il primo cilindro e quelli a valle, oltre a differenze di fase e ampiezza. Per evitare una sovrastima non supportata, non viene introdotto alcun coefficiente di amplificazione dovuto alle interazioni di scia. L'assenza di un coefficiente non implica tuttavia che le prestazioni dei cilindri posteriori rimangano invariate: indica soltanto che l'effetto netto non è quantificabile mediante il modello adottato [31,49,51-54].

2.6.4 Analisi locale di sensitività

Per valutare in modo preliminare l'influenza delle principali ipotesi sui risultati, è stata effettuata un'analisi di sensitività locale, basata sulla variazione di un parametro alla volta rispetto al punto nominale. Sono stati considerati il coefficiente di portanza C_L, il rapporto di ampiezza A/D e il rendimento del PTO η_{PTO}, variandoli singolarmente del ±20% rispetto ai corrispondenti valori nominali e mantenendo invariate tutte le altre grandezze del modello. Tale procedura consente di valutare l'influenza locale di ciascun parametro sul risultato calcolato, ma non costituisce una propagazione completa delle incertezze del modello. Nella risposta VIV reale, infatti, grandezze quali il coefficiente di portanza, l'ampiezza di oscillazione, la fase della forza idrodinamica e lo smorzamento complessivo non sono indipendenti, ma risultano reciprocamente accoppiate attraverso l'interazione fluido-struttura. I risultati devono pertanto essere interpretati come indicatori di sensitività nell'intorno del punto nominale e non come intervalli probabilistici della potenza attesa o come limiti complessivi dell'incertezza della previsione. La potenza elettrica nominale del singolo modulo, pari a 22,79 W, è stata utilizzata come valore di riferimento. I risultati ottenuti sono riportati nella Tabella 2.11.

Tabella 2.11 – Sensitività della potenza elettrica nominale

Parametro variato	Potenza con parametro -20%	Potenza nominale	Potenza con parametro +20%
C_L	17,02 W	22,79 W	28,56 W
A/D	19,20 W	22,79 W	25,90 W
η_{PTO}	18,23 W	22,79 W	27,35 W

I risultati mostrano che la potenza nominale è particolarmente sensibile al coefficiente di portanza e al rendimento del PTO. Anche il rapporto di ampiezza influenza il risultato, ma in misura leggermente inferiore. Nel caso meno favorevole analizzato, corrispondente alla riduzione del coefficiente di portanza, la potenza elettrica del singolo modulo diminuisce da 22,79 W a 17,02 W. Considerando sei moduli e applicando la semplice somma delle potenze nominali, si otterrebbe un valore complessivo di circa 102,1 W all'uscita dei generatori. La vicinanza numerica al riferimento di 100 W non dimostra il soddisfacimento del requisito, poiché il valore non considera le perdite della catena elettrica, le interazioni tra i moduli e la variabilità delle condizioni operative. L'analisi conferma quindi che il margine ottenuto con sei moduli dipende dalle ipotesi adottate e dovrà essere verificato mediante analisi più accurate o prove sperimentali.

2.6.5 Campo di validità

Nel quadro delle ipotesi dichiarate, il dimensionamento è valido per definire gli ordini di grandezza della configurazione e i requisiti nominali dei principali elementi. Esso consente di assumere, come base per la successiva rappresentazione tridimensionale, cilindri di diametro 0,20 m e lunghezza 0,90 m, una massa efficace nominale di 91,96 kg, una rigidezza equivalente di 5,23 kN/m, sei moduli e un inviluppo longitudinale minimo pari a 2,70 m. I valori di potenza ottenuti sono invece validi esclusivamente nel punto nominale di funzionamento, caratterizzato da una velocità locale uniforme di 1,2 m/s e dalle ipotesi adottate per i coefficienti idrodinamici, l'ampiezza di oscillazione e il rendimento del PTO. Come evidenziato dall'analisi di sensitività sviluppata precedentemente, variazioni dei principali parametri assunti possono modificare sensibilmente la potenza elettrica nominale.

Il modello non consente inoltre di determinare la produzione media nel tempo, la continuità del funzionamento, l'intervallo effettivo di "lock-in", la potenza dei singoli moduli nella disposizione selezionata o la vita a fatica dei componenti [28-32,37,38]. La potenza nominale di 136,74 W non deve pertanto essere interpretata come una prestazione costantemente disponibile, ma come un valore teorico riferito alla condizione di progetto.

Il modello tridimensionale sviluppato a partire da tali dimensioni dovrà essere interpretato esclusivamente come rappresentazione preliminare dell'architettura, utile a mostrare la disposizione relativa dei componenti e a verificarne qualitativamente la compatibilità geometrica. Il numero di cilindri e il passo longitudinale adottati non rappresentano una configurazione ottimizzata [31,49-54]. I risultati del presente capitolo costituiscono pertanto i dati di ingresso per il Capitolo 3, nel quale saranno sviluppati il condotto, il telaio e l'integrazione meccanica preliminare del sistema.

2.7 Verifica complessiva dei requisiti di progetto e sintesi del dimensionamento preliminare

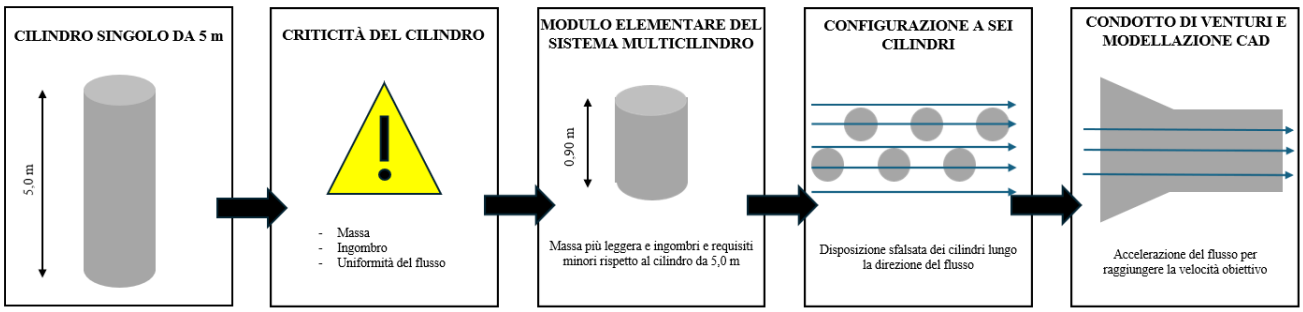
Il dimensionamento preliminare ha condotto dalla configurazione iniziale, costituita da un singolo cilindro di lunghezza pari a 5,0 m, a una soluzione modulare composta da sei cilindri, ciascuno di lunghezza pari a 0,90

m. Tale evoluzione è stata determinata dalle criticità riscontrate nella prima configurazione, principalmente legate alla massa oscillante, all'estensione del cilindro e alle dimensioni necessarie per garantire un flusso accelerato uniforme lungo l'intera superficie attiva.

La configurazione individuata rappresenta il risultato del dimensionamento preliminare sviluppato nel punto nominale di progetto e fornisce una prima base per il confronto con i requisiti geometrici e funzionali del sistema. Rispetto alla configurazione a singolo cilindro, i moduli di dimensioni ridotte risultano maggiormente compatibili con l'integrazione del condotto di Venturi e presentano requisiti meccanici più contenuti. Nel punto nominale di progetto, la somma delle potenze attribuite ai sei generatori è pari a 136,74 W. Affinché sia raggiunto il requisito di potenza elettrica considerato, tale valore richiede un rendimento complessivo minimo della catena elettrica a valle pari al 73,1 %. L'introduzione del sesto modulo fornisce inoltre un margine rispetto al numero teorico di cinque cilindri, determinato sulla base delle prestazioni nominali assunte. Sulla base di tali risultati, la configurazione a sei moduli risulta preliminarmente compatibile con il requisito di potenza nel punto nominale assunto. Tale valutazione è tuttavia subordinata alla verifica della velocità effettivamente ottenibile nel condotto convergente, dell'uniformità del flusso nella regione occupata dai cilindri e delle prestazioni reali dei moduli VIV nella disposizione multicilindro. Dovranno inoltre essere valutati gli effetti delle interazioni fluidodinamiche tra i moduli, i rendimenti effettivi della catena di conversione elettrica e la produzione energetica integrata nel tempo. La configurazione individuata deve pertanto essere interpretata come l'esito di un dimensionamento preliminare e non come una verifica definitiva del requisito elettrico ed energetico.

L'evoluzione della configurazione progettuale sviluppata nel presente capitolo è sintetizzata nella Figura 2.7. Lo schema evidenzia il passaggio dal cilindro singolo alla soluzione modulare composta da sei cilindri, fino alla successiva integrazione nel condotto di Venturi e alla modellazione CAD del sistema.

Figura 2.7 – Evoluzione schematica della progettazione del sistema VIV



I principali risultati del dimensionamento preliminare e le verifiche demandate alle successive fasi di sviluppo sono sintetizzati nella Tabella 2.12.

Tabella 2.12 – Sintesi del dimensionamento preliminare e delle verifiche successive

Categoria	Parametro principale	Valore	Natura del valore	Verifica successiva
Fluidodinamica	Velocità locale obiettivo	U_{target} = 1,20 m/s	Ipotesi progettuale/target fluidodinamico	Verifica della velocità veramente ottenibile dal condotto
Geometria	Diametro e lunghezza	D = 0,20 m; L = 0,90 m	Ipotesi progettuale	Verifica di compatibilità con il condotto
Configurazione	Numero e disposizione	6 cilindri sfalsati	Ipotesi progettuale	Analisi delle interazioni di scia
Configurazione	Spaziatura longitudinale e trasversale	S_L/D = 2,5; S_T/D = 3	Ipotesi progettuale	Ottimizzazione mediante analisi CFD/FSI o prove sperimentali
Ingombri	Inviluppo minimo dei cilindri	$L_{min,tot}$ = 2,70 m; B_{din} = 1,12 m	Risultato geometrico del modello	Definizione degli ingombri effettivi con telaio, PTO, guide e tolleranze
Dinamica	Massa efficace	91,96 kg per modulo	Risultato del modello	Aggiornamento con masse e inerzie reali
Dinamica	Ampiezza e corsa nominale	A = 0,160 m; s = 0,320 m	Ipotesi progettuale per A; risultato derivato per s	Verifica della risposta reale mediante analisi o prove sperimentali
Accordatura	Frequenza naturale e rigidezza equivalente	f_n = 1,20 Hz; k_{eq} = 5,23 kN/m	Condizione di accordatura imposta per f_n; risultato del modello per k_{eq}	Verifica dell'intervallo di "lock-in"

PTO	Smorzamento equivalente e forza resistente massima	c_{PTO} = 52,20 N*s/m; $F_{PTO,max}$ = 62,97 N	Risultato del modello	Selezione del PTO e verifica di corsa, forza, rendimento e carichi transitori
Potenza	Potenza per modulo	22,79 W	Risultato del modello	Validazione numerica o sperimentale
Potenza	Potenza complessiva	136,74 W	Risultato del modello	Verifica considerando scia e perdite elettriche

Riferimenti Bibliografici

[37] S. S. Rao, Mechanical Vibrations, 6ª ed., Harlow, Regno Unito: Pearson Education Limited, 2017. ISBN: 978-1-292-17860-8.

[38] R. D. Blevins, Flow-Induced Vibration, 2ª ed., New York, NY, USA: Van Nostrand Reinhold, 1990. ISBN: 978-0-442-20651-2.

[39] M. L. Facchinetti, E. de Langre e F. Biolley, "Coupling of Structure and Wake Oscillators in Vortex-Induced Vibrations", Journal of Fluids and Structures, vol. 19, n. 2, pp. 123-140, 2004, doi: 10.1016/j.jfluidstructs.2003.12.004.

[40] X. Zhang, X. Zhang, S. Zhou, W. Yang, L. Xu, L. Yi, G. Tian, Y. Ma, Y. Hao e W. Ni, "A Modified Wake Oscillator Model for the Cross-Flow Vortex-Induced Vibration of Rigid Cylinders with Low Mass and Damping Ratios", Journal of Marine Science and Engineering, vol. 11, n. 2, art. 235, 2023, doi: 10.3390/jmse11020235.

[41] A. Schmider, F. Kerhervé, A. Spohn e L. Cordier, "Improved VIV Energy Harvesting with a Virtual Damper-Spring System", Ocean Engineering, vol. 293, art. 116668, 2024, doi: 10.1016/j.oceaneng.2024.116668.

[42] J. C. Cajas, I. Rodríguez, E. Salcedo, O. Lehmkuhl, G. Houzeaux e C. Treviño, "Aspect Ratio Influence on the Vortex Induced Vibrations of a Pivoted Finite Height Cylinder at Low Reynolds Number", Physics of Fluids, vol. 35, n. 8, art. 083606, 2023, doi: 10.1063/5.0164452.

[43] V. Azadeh-Ranjbar, N. Elvin e Y. Andreopoulos, “Vortex-Induced Vibration of Finite-Length Circular Cylinders with Spanwise Free-Ends: Broadening the Lock-In Envelope”, Physics of Fluids, vol. 30, n. 10, art. 105104, 2018, doi: 10.1063/1.5042774.

[44] DNV, DNV-RP-C203: Fatigue Design of Offshore Steel Structures, ed. ottobre 2024, modificata ottobre 2025, Høvik, Norvegia: DNV AS, 2025.

[45] S. Gudić, L. Vrsalović, A. Matošin, J. Krolo, E. E. Oguzie e A. Nagode, “Corrosion Behavior of Stainless Steel in Seawater in the Presence of Sulfide”, Applied Sciences, vol. 13, n. 7, art. 4366, 2023, doi: 10.3390/app13074366.

[46] S. Gudić, M. Ćorić, L. Vrsalović, A. Nagode, J. Krolo e J. Jakić, “Effect of Natural Seawater Salinity on Stainless Steel Corrosion: Enhanced Resistance in Seawater Bittern”, Applied Sciences, vol. 16, n. 1, art. 109, 2026, doi: 10.3390/app16010109.

[47] I. E. Idelchik, Handbook of Hydraulic Resistance, 3ª ed., Boca Raton, FL, USA: CRC Press, 1993. ISBN: 978-0-8493-9908-4.

[48] M. M. Zdravkovich, “The Effects of Interference between Circular Cylinders in Cross Flow”, Journal of Fluids and Structures, vol. 1, n. 2, pp. 239-261, 1987, doi: 10.1016/S0889-9746(87)90355-0.

[49] D. Sumner, “Two Circular Cylinders in Cross-Flow: A Review”, Journal of Fluids and Structures, vol. 26, n. 6, pp. 849-899, 2010, doi: 10.1016/j.jfluidstructs.2010.07.001.

[50] G. M. Skonecki e J. M. Buick, “Numerical Study of Flow around Two Circular Cylinders in Tandem, Side-By-Side and Staggered Arrangements”, *Fluids*, vol. 8, n. 5, art. 148, 2023, doi: 10.3390/fluids8050148.

[51] K. P. N. Gumpita, S. Nugroho e B. A. Yuliatmoko, “Experimental Study of Spacing Ratio Effect on Multiple Cylinders Vortex-Induced Vibration Energy Converter (VIVEC) Performance”, AIP Conference Proceedings, vol. 2376, art. 060003, 2021, doi: 10.1063/5.0063434.

[52] M. O. Awadallah, T. A. Abdelmigid, A. A. Hassan, O. el Moctar e C. Jiang, “Numerical Analysis and Data-Driven Optimization of Energy Harvesting Efficiency from Wake-Induced Vibration in a Multi-Cylinder Configuration”, Physics of Fluids, vol. 36, n. 12, art. 127119, 2024, doi: 10.1063/5.0238026.

[53] N. Congpuong, S. Sadiq, H. Sun e M. M. Bernitsas, “Hydrokinetic Energy Harnessing Using Two Tandem Cylinders in Flow-Induced Oscillations: Effect of Adaptive Damping and Large Turbulence Stimulation”, Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering, vol. 147, n. 6, art. 062004, 2025, doi: 10.1115/1.4069161.

[54] B. Zhang, Z. Mao, B. Song, W. Tian e W. Ding, “Numerical Investigation on VIV Energy Harvesting of Four Cylinders in Close Staggered Formation”, Ocean Engineering, vol. 165, pp. 55-68, 2018, doi: 10.1016/j.oceaneng.2018.07.042.

CAPITOLO 3 – PROGETTAZIONE PRELIMINARE DEL SISTEMA

A partire dal dimensionamento del singolo convertitore e della configurazione multicilindro sviluppata nel Capitolo 2, il presente capitolo definisce una possibile configurazione complessiva del sistema di generazione. L'obiettivo è tradurre i risultati dell'analisi precedente in una soluzione geometrica preliminare, integrando il condotto convergente, i sei cilindri oscillanti e il relativo sistema di supporto. La progettazione preliminare assume come riferimento le condizioni idrodinamiche definite nei capitoli precedenti e considera gli inviluppi statici e dinamici dei moduli, insieme ai principali requisiti funzionali per l'installazione sottomarina. Il risultato è una prima configurazione geometrica e funzionale, successivamente rappresentata mediante modellazione CAD e delimitata rispetto alle verifiche ancora necessarie.

I principali dati definiti nel Capitolo 2 e utilizzati come riferimento per lo sviluppo geometrico e meccanico del sistema sono riepilogati nella Tabella 3.1. Per ciascuna grandezza vengono indicati la natura del valore e il relativo utilizzo nel presente capitolo, distinguendo i parametri del modello nominale dalle ipotesi progettuali e dalle scelte geometriche preliminari.

Tabella 3.1 – Dati provenienti dal Capitolo 2 e relativo utilizzo nel Capitolo 3

Parametro	Valore	Natura del valore	Utilizzo nel Capitolo 3
Velocità locale obiettivo U_{target}	1,20 m/s	Target progettuale	Definizione del rapporto geometrico ideale del convergente
Numero di cilindri	6	Scelta progettuale preliminare	Definizione dell'array, della regione multicilindro e dell'architettura del telaio
Disposizione dei cilindri	Sfalsati	Scelta geometrica preliminare	Organizzazione dei moduli nella regione a valle del convergente
Diametro del cilindro D	0,20 m	Dimensione nominale	Calcolo delle spaziature e degli ingombri statici e dinamici
Lunghezza del cilindro L	0,90 m	Dimensione progettuale preliminare	Definizione dell'altezza minima della regione attraversata dal flusso
Spaziatura longitudinale S_L	0,50 m	Scelta geometrica preliminare	Determinazione dello sviluppo longitudinale minimo dell'array

Spaziatura trasversale S_T	0,60 m	Scelta geometrica preliminare	Determinazione dell'ingombro trasversale statico e dinamico
Ampiezza nominale A	0,160 m	Ipotesi del modello dinamico	Determinazione della corsa e dell'inviluppo dinamico
Corsa picco-picco s	0,320 m	Valore derivato dall'ampiezza assunta	Definizione di ingombri mobili e del requisito di corsa per guide e PTO
Rigidezza equivalente k_{eq}	5,23 kN/m	Risultato del modello dinamico	Definizione del requisito nominale del sistema elastico
Potenza elettrica nominale per modulo	22,79 W	Risultato nominale del modello	Riferimento energetico del singolo modulo
Somma nominale delle potenze	136,74 W	Somma nominale dei sei moduli	Confronto preliminare con il requisito elettrico

I valori trasferiti dal Capitolo 2 mantengono la natura e i limiti di validità già dichiarati. In particolare, la velocità di 1,20 m/s rappresenta un target fluidodinamico, l'ampiezza di 0,160 m costituisce un'ipotesi del modello dinamico e le potenze nominali non rappresentano prestazioni verificate del sistema integrato.

3.1 Dimensionamento geometrico preliminare del condotto convergente

Per incrementare localmente la velocità incidente sui convertitori VIV viene introdotto un condotto convergente a monte della configurazione multicilindro. Il dimensionamento deve conciliare l'incremento di velocità richiesto con gli ingombri dei cilindri e dei relativi supporti. Viene adottata una geometria a sezione quadrata, compatibile con la lunghezza dei cilindri definita nel Capitolo 2 e con il successivo collegamento al telaio. Il calcolo assume una velocità ambientale favorevole di riferimento pari a 0,291 m/s e una velocità locale obiettivo pari a 1,20 m/s. Il valore di 1,20 m/s rappresenta la velocità locale obiettivo adottata nel Capitolo 2 per il dimensionamento nominale del convertitore VIV e non una prestazione già verificata del condotto. Nel presente capitolo tale valore viene utilizzato per definire il rapporto geometrico ideale tra la sezione di ingresso e la sezione di gola, coincidente con la sezione di uscita del convergente. La velocità effettivamente ottenibile dipende tuttavia dalla portata realmente intercettata, dal campo di pressione a monte e a valle del condotto, dalle perdite, dalla quota di flusso che aggira l'imbocco e dall'interazione con il telaio e con i cilindri. Il modello monodimensionale adottato consente pertanto di sviluppare un dimensionamento geometrico preliminare e di stimare gli ordini di grandezza delle perdite, ma non permette di determinare in modo univoco la velocità reale nella gola. Quest'ultima dovrà essere verificata mediante un'analisi CFD del sistema integrato o mediante prove sperimentali. Le sezioni e la lunghezza del convergente vengono definite nel seguito; le dissipazioni vengono quindi utilizzate per caratterizzare la penalizzazione associata alla

geometria e costruire uno scenario parametrico a velocità ridotta, senza attribuire a tale scenario il significato di previsione della velocità nella sezione di gola.

3.1.1 Definizione delle sezioni e della geometria del convergente

Il dimensionamento geometrico del condotto viene sviluppato a partire dai risultati della configurazione multicilindro definita nel Capitolo 2. Il sistema comprende sei cilindri di diametro D = 0,20 m e lunghezza L = 0,90 m, disposti secondo uno schema sfalsato con distanza longitudinale centro-centro S_L = 0,50 m e distanza trasversale centro-centro S_T = 0,60 m. Ciascun modulo presenta inoltre un'ampiezza nominale assunta pari a 0,160 m, corrispondente a una corsa picco-picco di 0,320 m. Tali parametri determinano gli ingombri minimi della regione attraversata dal flusso accelerato. In direzione longitudinale, i cinque intervalli tra i sei cilindri determinano una distanza di 2,50 m tra l'asse del primo e quello dell'ultimo modulo; considerando i raggi dei due cilindri terminali, l'ingombro minimo dei corpi risulta pari a 2,70 m. Tale valore definisce lo sviluppo minimo della regione multicilindro posta a valle del convergente, e non la lunghezza del convergente stesso. In direzione trasversale, la combinazione tra la spaziatura S_T, il diametro dei cilindri e l'ampiezza nominale determina un inviluppo dinamico minimo pari a 1,12 m. In direzione verticale, la lunghezza dei cilindri richiede uno spazio utile superiore a 0,90 m, al quale devono essere aggiunti gli ingombri degli attacchi mobili e le distanze dalle pareti.

Sulla base della lunghezza dei cilindri viene adottata preliminarmente una sezione di gola quadrata con lato pari a 1,10 m. Tale dimensione lascia uno spazio complessivo di circa 0,20 m rispetto alla lunghezza verticale del cilindro, equivalente a circa 0,10 m in corrispondenza di ciascuna estremità. La sezione di 1,10 m non è tuttavia sufficiente a contenere l'inviluppo trasversale dinamico di 1,12 m e non può quindi essere interpretata come dimensione definitiva della regione multicilindro. A valle del convergente deve essere previsto un raccordo verso una regione più ampia, la cui luce interna dovrà superare 1,12 m e includere gli ulteriori margini necessari. La scelta di una sezione quadrata, in sostituzione della geometria circolare considerata nell'analisi preliminare del Capitolo 1, è legata all'integrazione con i cilindri verticali e con il telaio. A parità di area, una sezione circolare presenta un'altezza utile variabile lungo la direzione trasversale, con una progressiva riduzione dello spazio disponibile in prossimità delle pareti laterali. La sezione quadrata mantiene invece costante l'altezza interna lungo tutta la larghezza e offre superfici piane per il collegamento con la struttura di supporto.

È opportuno distinguere la presente configurazione dal condotto analizzato nel Capitolo 1. In quel caso il convergente era valutato come sistema di alimentazione di una turbina e il modello monodimensionale assumeva una portata assegnata, confrontando l'energia cinetica disponibile con le perdite stimate. Nel presente capitolo, invece, il rapporto di contrazione viene ricavato esclusivamente dalla costruzione cinematica ideale necessaria ad associare la velocità ambientale favorevole di 0,29 m/s alla velocità locale obiettivo di 1,20 m/s. Il rapporto ottenuto non rappresenta quindi una configurazione energeticamente ottimizzata e non dimostra il raggiungimento della velocità obiettivo, poiché la portata effettivamente catturata e il campo di

pressione generato dal sistema non sono ancora determinati. Definita preliminarmente la sezione di gola, la geometria del convergente viene ricavata imponendo, in condizioni cinematiche ideali, il rapporto di contrazione associato alla velocità locale obiettivo. La sezione di ingresso e la lunghezza del convergente derivano quindi dalla combinazione tra i vincoli geometrici posti dai cilindri, il target di velocità e il semiangolo di convergenza adottato. Assumendo inizialmente un flusso stazionario e incomprimibile e trascurando le perdite, il rapporto tra le sezioni viene determinato mediante la conservazione della portata, espressa dalle Equazioni (18) e (19) [20]. Con una sezione di gola quadrata di lato 1,10 m, l'area risulta pari a 1,21 m². Utilizzando la velocità di ingresso di 0,291 m/s e la velocità teorica obiettivo di 1,20 m/s, il rapporto di contrazione nominale è pari a circa 4,12. Ne derivano un'area di ingresso di circa 4,99 m², un lato teorico di 2,24 m e una portata volumetrica di circa 1,45 m³/s. Ai fini della rappresentazione geometrica, il lato di ingresso viene arrotondato a 2,24 m. L'incremento della sezione di ingresso aumenterebbe la portata potenzialmente intercettabile, ma anche gli ingombri e le azioni idrodinamiche sulla struttura; le dimensioni adottate costituiscono pertanto un compromesso preliminare.

Tabella 3.2 – Dimensioni delle sezioni associate alla configurazione cinematica ideale

Parametro	Sezione di ingresso	Sezione di gola
Forma	Quadrata	Quadrata
Area	4,99 m²	1,21 m²
Lato	2,24 m	1,10 m
Velocità di riferimento nel modello ideale	0,291 m/s	1,20 m/s
Portata volumetrica	1,45 m³/s	1,45 m³/s

Le due sezioni vengono raccordate mediante una geometria assimilabile a un tronco di piramide retta a base quadrata. Le basi sono concentriche e la riduzione della sezione avviene simmetricamente rispetto all'asse longitudinale, mantenendo allineata la sezione di gola con la struttura destinata a sostenere i cilindri.

In continuità con l'impostazione utilizzata nel Capitolo 1, viene assunto un semiangolo di convergenza di 10°. Applicando il criterio geometrico dell'Equazione (25) alla differenza tra i lati delle sezioni quadrate, con lato di ingresso arrotondato a 2,24 m e lato della sezione di gola pari a 1,10 m, si ottiene una lunghezza di circa 3,22 m [20]. I parametri geometrici complessivi sono riportati nella Tabella 3.3.

Tabella 3.3 – Parametri geometrici preliminari del convergente

Parametro	Valore
Area di ingresso (A_1)	4,99 m²
Area della sezione di gola (A_2)	1,21 m²
Rapporto di contrazione (A_1/A_2)	4,12
Lato della sezione di ingresso (b_1)	2,24 m
Lato della sezione di gola (b_2)	1,10 m
Semiangolo di convergenza (θ)	10°
Lunghezza del convergente (L)	3,22 m
Geometria	Tronco di piramide retta a base quadrata

Il rapporto di contrazione ricavato rappresenta la condizione geometrica idealmente necessaria affinché una portata pari a circa 1,45 m^3/s determini una velocità media di 1,20 m/s nella sezione di gola. Nel procedimento vengono assegnate la velocità ambientale favorevole di riferimento U_{sito} = 0,29 m/s, la velocità locale obiettivo U_{target} = 1,20 m/s e l'area della sezione di gola A_2 = 1,21 m^2. La portata di 1,45 m^3/s è quindi un risultato della condizione cinematica ideale imposta e non una portata effettivamente disponibile o già verificata. In un condotto immerso in corrente libera, infatti, la portata attraversante non costituisce una condizione al contorno assegnata, ma deve risultare dall'equilibrio tra il campo di pressione generato dalla struttura, le perdite interne e la possibilità del flusso di aggirare l'imbocco. Nel modello attuale non sono note né la differenza di pressione effettivamente disponibile tra la regione a monte e quella a valle né la portata realmente catturata. La sola equazione di continuità non è quindi sufficiente a determinare la velocità reale nella gola. La geometria ottenuta deve essere interpretata come configurazione cinematica ideale costruita rispetto al target di 1,20 m/s e non come dimostrazione del raggiungimento di tale velocità. La possibilità di ottenere un incremento locale della velocità mediante un condotto immerso in una corrente libera è supportata da analisi CFD e prove sperimentali condotte su diverse geometrie di condotti per convertitori di corrente marina. Tali studi hanno rilevato fattori massimi di amplificazione della velocità compresi tra 1,86 e 2,15 rispetto alla corrente indisturbata a monte, confermando che l'accelerazione locale è fisicamente possibile in linea di principio [55]. I risultati evidenziano inoltre che l'amplificazione dipende dalla geometria del condotto, dai fenomeni di separazione del flusso e dalla depressione generata nella regione di uscita [55]. Nel presente caso, il passaggio da 0,29 m/s a 1,20 m/s richiederebbe un fattore di amplificazione pari a circa 4,12, superiore ai valori verificati nello studio citato. La velocità di 1,20 m/s rimane pertanto un target progettuale da verificare mediante simulazioni CFD. L'incremento è atteso principalmente nella sezione di gola e nell'eventuale tratto confinato immediatamente successivo.

3.1.2 Stima preliminare delle perdite e limiti del modello monodimensionale

La velocità locale obiettivo pari a 1,20 m/s deriva dalla configurazione cinematica ideale definita mediante la conservazione della portata e non include gli effetti dissipativi associati al condotto. Per caratterizzare preliminarmente tali effetti vengono considerate le perdite localizzate dovute alla contrazione e quelle distribuite lungo le pareti. La valutazione richiama le relazioni impiegate nel Paragrafo 1.4.2 per il numero di Reynolds, il fattore di attrito e le perdite distribuite [20,21]. Rispetto all'analisi del Capitolo 1 differiscono tuttavia la geometria, la sezione di riferimento dei coefficienti e la funzione del condotto. I risultati dei due modelli non sono quindi direttamente confrontabili.

Poiché il materiale del condotto non è ancora selezionato, viene assunta una superficie interna regolare con rugosità pari a $5 \cdot 10^{-6}$ m, in continuità con il Capitolo 1. Tale valore rappresenta una condizione di parete idraulicamente liscia e non identifica uno specifico materiale. Utilizzando condizioni medie lungo il convergente, la velocità di riferimento risulta pari a circa 0,52 m/s e il numero di Reynolds è dell'ordine di 10^6, corrispondente a un regime pienamente turbolento. La correlazione di Swamee-Jain fornisce un fattore di attrito di circa 0,009 [21]. Applicando il modello alla lunghezza di 3,22 m si ottiene un coefficiente di perdita distribuita di circa 0,018. Per il rapporto di contrazione e il semiangolo adottati, il coefficiente di perdita localizzata viene assunto pari a circa 0,105 [20,47]. Il coefficiente complessivo risulta quindi pari a circa 0,123, con un contributo prevalente associato alla contrazione. Il parametro K_{tot} rappresenta il coefficiente adimensionale di perdita complessivo del condotto e comprende sia le perdite localizzate dovute alla contrazione sia quelle distribuite per attrito lungo le pareti. Le perdite localizzate e distribuite rappresentano una dissipazione dell'energia meccanica del flusso. La loro influenza sulla velocità nella gola dovrebbe essere valutata mediante un bilancio energetico tra una sezione posta a monte del condotto e una posta nella regione di gola. Tale valutazione richiederebbe la conoscenza delle condizioni di pressione e velocità nelle sezioni considerate, oltre alla stima delle perdite complessive. Nel caso in esame, la differenza di pressione effettivamente disponibile tra monte e valle non è nota e la portata attraversante non è imposta. Il condotto è immerso in una corrente libera e una parte del flusso può aggirare l'imbocco anziché attraversarlo. La portata catturata dipende pertanto dal campo di pressione generato dalla struttura, dalla geometria dell'imbocco, dalle dissipazioni interne e dalla presenza degli elementi collocati a valle. Con le informazioni disponibili, il bilancio energetico non può essere risolto in modo univoco e il modello monodimensionale non consente di determinare la velocità reale nella gola.

A solo scopo indicativo è stata applicata alla velocità obiettivo una correzione convenzionale basata sul coefficiente di perdita complessivo (K_{tot}), secondo la relazione:

$$U_{sens} = \frac{U_{target}}{\sqrt{1 + K_{tot}}} \tag{71}$$

Introducendo U_{target} = 1,20 m/s e K_{tot} = 0,123, si ottiene U_{sens} = 1,13 m/s.

Tale valore non rappresenta la velocità prevista o effettivamente raggiunta nella gola, poiché non deriva dalla soluzione completa del campo fluidodinamico. Esso viene mantenuto esclusivamente come stima preliminare non validata, utilizzabile per rappresentare un possibile scenario caratterizzato da una velocità inferiore al target. I risultati della valutazione sono riportati nella Tabella 3.4.

Tabella 3.4 – Stima preliminare delle perdite nel condotto convergente

Parametro	Valore
Velocità locale obiettivo	1,20 m/s
Velocità media assunta nel convergente	0,52 m/s
Fattore di attrito	0,009
Coefficiente di perdita distribuita	0,018
Coefficiente di perdita localizzata	0,105
Coefficiente di perdita complessivo	0,123
Velocità convenzionale per analisi di sensitività	1,13 m/s
Portata effettivamente catturata	Non determinata
Velocità effettiva nella gola	Da determinare mediante CFD o prove

La portata di 1,45 m^3/s identifica esclusivamente la condizione cinematica ideale associata alla velocità obiettivo di 1,20 m/s. La portata effettivamente intercettata dipenderà anche dalla direzione del flusso, dalle condizioni di pressione e dalla quantità di fluido che aggira la struttura [20,47].

Come precisato nel Paragrafo 3.1.1, l'incremento di velocità è atteso principalmente nella sezione di gola e nel tratto confinato immediatamente successivo, all'interno del quale è collocata la configurazione multicilindro. La determinazione della portata effettivamente catturata, della velocità media e della sua uniformità lungo tale regione, nonché delle eventuali separazioni del flusso, richiede una modellazione fluidodinamica estesa sia al volume interno del sistema sia al campo di moto esterno. Fino a tale verifica, il raggiungimento della velocità obiettivo di 1,20 m/s lungo i sei moduli non può essere considerato dimostrato.

3.1.3 Risultati e limiti della configurazione geometrica preliminare

Il dimensionamento geometrico conduce a un convergente con sezione quadrata di ingresso avente lato pari a 2,24 m, sezione di gola avente lato pari a 1,10 m e lunghezza pari a 3,22 m. La configurazione corrisponde al rapporto cinematico ideale associato al target di 1,20 m/s. Come discusso nel Paragrafo 3.1.2, la portata effettivamente catturata e la velocità nella sezione di gola non sono determinate dal modello monodimensionale e richiedono una verifica CFD o sperimentale. Il valore U_{sens} viene mantenuto esclusivamente come parametro convenzionale per una successiva analisi di sensitività.

Tabella 3.5 – Principali risultati del dimensionamento del condotto convergente

Parametro	Valore
Lato sezione di ingresso (b_1)	2,24 m
Lato sezione di gola (b_2)	1,10 m
Lunghezza del convergente (L)	3,22 m
Semiangolo di convergenza (θ)	10°
Velocità locale obiettivo (U_{target})	1,20 m/s
Coefficiente di perdita complessivo	0,123
Velocità convenzionale per analisi di sensitività (U_{sens})	1,13 m/s
Velocità effettiva nella sezione di gola	Da determinare mediante CFD o prove

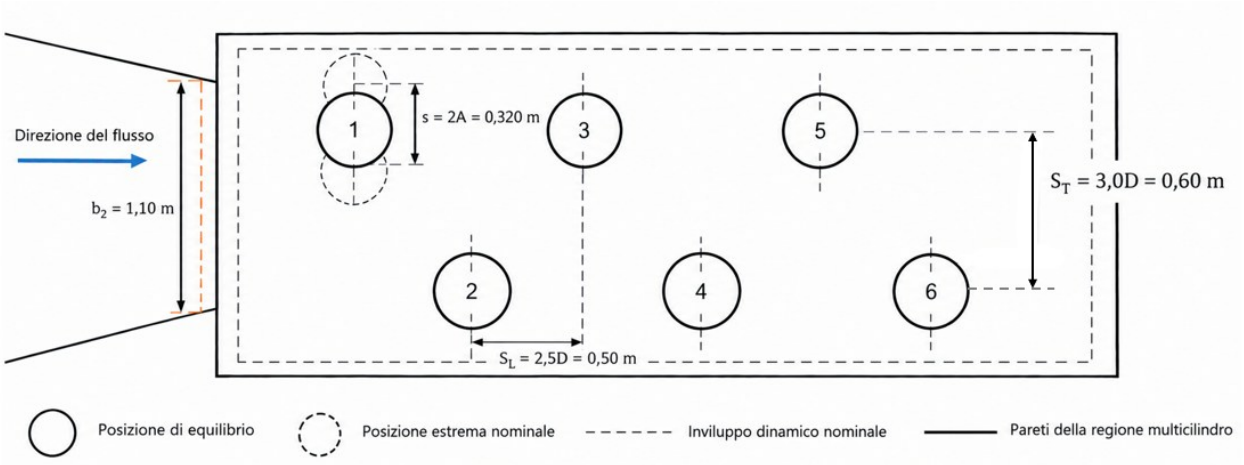
La configurazione ottenuta presenta una sezione di gola compatibile, in direzione verticale, con la lunghezza dei cilindri e un rapporto di contrazione coerente, in condizioni cinematiche ideali, con la velocità locale obiettivo adottata per il loro dimensionamento. La stima delle perdite evidenzia un contributo prevalente associato alla contrazione. La sezione di 1,10 m non contiene invece l'inviluppo trasversale dinamico della configurazione, rendendo necessario il raccordo verso una regione multicilindro più ampia. La geometria ottenuta rappresenta pertanto una configurazione preliminare, la cui compatibilità fluidodinamica rimane subordinata alla verifica della portata catturata e della distribuzione della velocità.

3.2 Integrazione della configurazione multicilindro

Il Capitolo 2 ha definito una configurazione composta da sei cilindri di diametro pari a 0,20 m e lunghezza pari a 0,90 m, disposti secondo uno schema sfalsato. Nel presente capitolo i moduli vengono collocati a valle del convergente, con assi verticali e moto trasversale rispetto al flusso. Il riferimento energetico nominale resta pari a 22,79 W per modulo e a 136,74 W per la configurazione composta da sei moduli, nelle condizioni di progetto definite nel Capitolo 2. La potenza complessiva rappresenta la somma dei contributi nominali attribuiti ai moduli considerati singolarmente e non include le possibili variazioni dovute alle interazioni di scia [31,51-54]. La disposizione geometrica viene pertanto sviluppata senza attribuire alla configurazione multicilindro prestazioni effettive non ancora verificate. La configurazione multicilindro non deve essere direttamente aperta all'ambiente, ma deve essere racchiusa lateralmente da un condotto che prosegua a valle del convergente. Tale continuità è necessaria per evitare che il flusso, una volta superata la gola, si espanda liberamente nell'ambiente circostante, perdendo rapidamente l'incremento di velocità prodotto dal convergente. Il condotto deve pertanto contenere l'intera regione occupata dai cilindri e mantenere una sezione di passaggio coerente con quella della gola, salvo gli adeguamenti geometrici necessari a garantire la corsa dei moduli e le distanze delle pareti. La configurazione sfalsata e i relativi ingombri sono rappresentati nella Figura

3.1. La vista dall'alto evidenzia le spaziature longitudinali e trasversali, la corsa nominale e il confronto tra la sezione di gola del convergente e l'inviluppo dinamico della configurazione. Le posizioni estreme derivano dall'ampiezza nominale assunta nel Capitolo 2, mentre la distanza definitiva dalle pareti dovrà essere stabilita considerando gli ingombri costruttivi e gli effetti fluidodinamici di confinamento.

Figura 3.1 – Vista dall'alto della configurazione sfalsata dei sei cilindri, con indicazione delle spaziature, della corsa nominale, dell'inviluppo dinamico e della sezione di gola del convergente



L'integrazione dell'insieme richiede di verificare la compatibilità tra la configurazione selezionata e lo spazio disponibile a valle del convergente. A tale scopo devono essere considerati sia l'ingombro dei cilindri nelle rispettive posizioni di equilibrio sia l'inviluppo generato durante l'oscillazione, insieme agli spazi necessari per supporti, guide, elementi elastici e sistemi di presa di potenza.

3.2.1 Verifica degli ingombri statici e dinamici

La verifica geometrica viene effettuata distinguendo l'ingombro statico, riferito ai cilindri nelle rispettive posizioni di equilibrio, dall'inviluppo dinamico generato durante l'oscillazione trasversale. Come già definito, la configurazione comprende sei cilindri disposti secondo uno schema sfalsato con distanze centro-centro S_L = 0,50 m e S_T = 0,60 m.

Nella direzione longitudinale, la distanza tra gli assi del primo e del sesto cilindro è pari a 2,50 m. Considerando il raggio dei due elementi terminali, l'ingombro statico minimo dei corpi risulta quindi pari a 2,70 m. Tale valore rappresenta esclusivamente lo spazio occupato dai cilindri e deve essere incrementato per consentire l'installazione dei supporti, dei dispositivi di arresto e dei collegamenti con il telaio. La lunghezza utile della struttura multicilindro dovrà pertanto risultare superiore a 2,70 m, indipendentemente dalla lunghezza del convergente posto a monte.

Nella direzione trasversale, l'ingombro statico dei cilindri è determinato dalla distanza tra le due file e dal diametro dei corpi:

$$B_{stat} = S_T + D = 0{,}60 + 0{,}20 = 0{,}80\ m$$

La configurazione in posizione di equilibrio risulta quindi contenuta nella sezione di gola quadrata del convergente, avente lato pari a 1,10 m. Rimane uno spazio complessivo di 0,30 m, corrispondente a circa 0,15 m per lato rispetto all'inviluppo statico dei cilindri. Tale margine viene tuttavia progressivamente occupato durante il funzionamento. Assumendo l'ampiezza nominale A = 0,160 m definita nel Capitolo 2, l'inviluppo trasversale dinamico dell'intera configurazione risulta:

$$B_{din} = S_T + D + 2A = \ 1{,}12\ m$$

La configurazione sfalsata e i relativi ingombri sono rappresentati nella Figura 3.1. La vista dall'alto evidenzia le spaziature longitudinali e trasversali, la corsa nominale dei moduli e il confronto tra la sezione di gola del convergente e l'inviluppo dinamico della configurazione. Le pareti della regione multicilindro sono rappresentate lasciando un margine rispetto all'inviluppo dinamico, la cui dimensione definitiva dovrà essere stabilita considerando gli ingombri costruttivi e gli effetti fluidodinamici di confinamento.

La distanza tra i cilindri e le pareti non rappresenta soltanto un margine necessario a evitare interferenze meccaniche. Un elevato grado di confinamento può modificare la distribuzione della velocità e della pressione attorno ai corpi, influenzando il distacco dei vortici, le forze idrodinamiche e la risposta oscillatoria. Di conseguenza, una luce interna coincidente con l'inviluppo dinamico di 1,12 m non risulta sufficiente dal punto di vista progettuale, anche in assenza di contatto con le parti fisse. La dimensione definitiva della regione multicilindro dovrà comprendere un'adeguata distanza residua dalle pareti, da valutare anche in funzione degli effetti fluidodinamici di confinamento [20,30,38,49]. Lungo l'asse verticale, la lunghezza dei cilindri pari a 0,90 m lascia invece un margine complessivo di 0,20 m rispetto all'altezza della sezione, equivalente a circa 0,10 m in corrispondenza di ciascuna estremità. Tale spazio può essere utilizzato per i collegamenti con gli elementi mobili, ma non appare sufficiente per contenere integralmente guide, molle e PTO. Questi componenti dovranno quindi essere collocati prevalentemente all'esterno della regione attraversata dal flusso, limitando le ostruzioni e le discontinuità che potrebbero ridurre l'uniformità della velocità incidente sui cilindri.

La sezione di gola, avente lato pari a 1,10 m contiene l'ingombro statico di 0,80 m, ma non l'inviluppo dinamico nominale di 1,12 m. A valle del convergente è quindi necessario un raccordo verso una regione più ampia. La luce interna definitiva dovrà superare 1,12 m e includere una distanza residua dalle parti fisse, le tolleranze di montaggio e gli ingombri dei collegamenti mobili. Il valore di 1,12 m rappresenta pertanto un limite geometrico inferiore e non una dimensione costruttiva. La compatibilità fluidodinamica dell'allargamento e l'influenza del confinamento dovranno essere verificate mediante analisi CFD/FSI o prove sperimentali [31,49-54].

3.2.2 Criteri di integrazione di moduli e supporti

L'integrazione meccanica deve consentire a ciascun cilindro di oscillare trasversalmente mantenendo l'asse verticale e prevenendo interferenze con gli altri moduli e con il telaio. I sei convertitori vengono considerati meccanicamente indipendenti, poiché ciascun modulo è dotato di guide, richiamo elastico e PTO propri. Tale indipendenza meccanica non implica tuttavia indipendenza fluidodinamica: i cilindri posti a valle operano nel campo di moto e nelle scie generati dagli elementi precedenti e possono essere quindi soggetti a condizioni locali differenti in termini di velocità, turbolenza, forze, ampiezza e fase della risposta. La disposizione sfalsata con S_L = 0,50 m e S_T = 0,60 m deve pertanto essere considerata una scelta geometrica preliminare, finalizzata a ottenere una configurazione compatta, e non una configurazione fluidodinamicamente ottimizzata. Le prestazioni dei singoli moduli non possono essere considerate identiche sulla sola base dell'uguaglianza delle loro caratteristiche geometriche e meccaniche. Le interazioni di scia potranno modificare favorevolmente o sfavorevolmente la risposta dei cilindri posteriori e dovranno essere valutate mediante analisi specifiche [31,48-54].

Il telaio comune deve assorbire le reazioni trasmesse dai moduli senza deformazioni tali da alterarne sensibilmente l'allineamento o la rigidezza equivalente. Le guide devono limitare il moto alla traslazione trasversale e garantire una corsa utile non inferiore a 0,40 m, comprensiva del margine rispetto alla corsa nominale di 0,320 m. Devono inoltre essere previsti arresti meccanici esterni al normale intervallo di funzionamento, destinati a evitare il contatto delle parti mobili con il telaio in condizioni anomale [29,32,37,46].

Guide, molle, PTO e collegamenti devono essere collocati prevalentemente all'esterno della regione centrale attraversata dal flusso accelerato. Tale disposizione consente di limitare le ostruzioni e le perturbazioni aggiuntive, poiché la presenza dei supporti può modificare la turbolenza, il distacco dei vortici e le interazioni di scia [30,38,48-50]. L'architettura deve infine consentire il monitoraggio e la sostituzione separata dei moduli. Gli aspetti relativi a corrosione, "biofouling", pressione e fatica sono discussi nel Paragrafo 3.3.3.

3.3 Definizione preliminare dell'architettura e dei requisiti meccanici

Il sistema meccanico deve sostenere i sei moduli VIV, mantenere gli assi verticali e consentire il moto trasversale previsto dal modello dinamico. Ciascun modulo è collegato a un telaio comune, ma è associato a guide, elementi elastici e PTO propri. In questa fase vengono definiti l'architettura generale del sistema, gli ingombri e i principali requisiti funzionali da trasferire alla modellazione tramite "Computer-Aided Design" (CAD).

È necessario distinguere tra le grandezze derivate dal modello nominale del Capitolo 2 e le scelte costruttive ancora preliminari. La massa efficace di 91,96 kg, la frequenza naturale di 1,20 Hz, la rigidezza equivalente di 5,23 kN/m, l'ampiezza nominale assunta di 0,160 m e la corsa picco-picco di 0,320 m rappresentano i parametri di riferimento del modello dinamico. La disposizione delle molle, la tipologia delle guide, la configurazione del PTO, le sezioni del telaio, gli attacchi e i collegamenti costituiscono invece scelte di concept, introdotte

per definire una possibile architettura e verificarne preliminarmente gli ingombri. I componenti meccanici rappresentati non sono stati selezionati né verificati in modo definitivo. In particolare, non sono state sviluppate verifiche strutturali complete delle molle, delle guide, dei supporti, del PTO e dei relativi collegamenti, né verifiche a fatica o valutazioni complete dei carichi transitori ed estremi. I valori riportati nel seguito devono pertanto essere interpretati come requisiti funzionali e ordini di grandezza preliminari, non come specifiche di componenti già dimensionati. Una variazione della velocità incidente non modifica automaticamente la massa efficace o la rigidezza del sistema, ma determina una variazione della frequenza nominale di distacco e quindi del grado di accordatura rispetto al punto di progetto. Un'eventuale modifica della rigidezza costituirebbe una nuova scelta progettuale di riaccordatura e richiederebbe la ridefinizione degli elementi elastici.

3.3.1 Architettura preliminare di telaio e moduli

L'architettura descritta nel seguito rappresenta una possibile soluzione di concept e non il risultato di un dimensionamento strutturale definitivo del telaio e dei relativi collegamenti. Sulla base dei requisiti funzionali precedentemente definiti, viene adottata un'architettura costituita da un telaio comune sviluppato a valle del condotto convergente. Le membrature principali sono disposte prevalentemente lungo il perimetro della regione occupata dai moduli, in modo da mantenere quanto più possibile libera la parte centrale investita dal flusso accelerato. Nel concept proposto, il telaio è rappresentato mediante elementi longitudinali e traverse poste in corrispondenza dei singoli cilindri. La disposizione ha lo scopo di individuare una possibile organizzazione strutturale e di verificarne gli ingombri, senza assegnare sezioni resistenti definitive alle membrature.

Nel concept CAD, ciascun cilindro è collegato alle estremità superiore e inferiore mediante elementi mobili rappresentativi, destinati a consentire la traslazione trasversale e a limitare gli altri gradi di libertà. Tale configurazione deve mantenere l'asse del cilindro in posizione verticale lungo l'intera corsa e prevenire fenomeni di impuntamento dovuti a giochi o disallineamenti delle guide. La limitazione delle deformazioni di traverse, attacchi e collegamenti costituisce un requisito per il successivo dimensionamento strutturale, poiché la cedevolezza del telaio potrebbe modificare la rigidezza equivalente percepita dal cilindro [37]. Tale requisito non viene verificato quantitativamente nel presente modello CAD.

La quota di installazione deve essere distinta dalla quota di 2 m sopra il fondale alla quale sono riferiti i dati di corrente. Se il centro dell'imbocco alto 2,24 m fosse collocato a tale quota, la sezione si estenderebbe indicativamente tra 0,88 e 3,12 m dal fondale, attraversando livelli potenzialmente caratterizzati da velocità differenti. In assenza del profilo verticale della corrente, la velocità adottata non può essere assunta uniforme sull'intera sezione di ingresso. La quota definitiva dovrà quindi garantire una distanza adeguata dal sedimento ed essere verificata mediante ulteriori dati di sito o analisi fluidodinamiche [20]. Le molle vengono disposte lateralmente, al di fuori della regione centrale, senza assumere trascurabile la loro interferenza con il flusso.

Gli inviluppi di 2,70 m in direzione longitudinale e 1,12 m in direzione trasversale, definiti nel Paragrafo 3.2.1, rappresentano dimensioni minime dei soli cilindri. Il telaio deve essere più esteso per includere traverse terminali, guide, finecorsa, collegamenti e margini di montaggio. Il raccordo tra la sezione di gola e la regione multicilindro deve inoltre evitare brusche variazioni geometriche che possano favorire separazioni del flusso [20,47]. Le dimensioni definitive saranno stabilite dopo la definizione costruttiva di guide e PTO e la valutazione delle azioni statiche, dinamiche e di posa.

3.3.2 Requisiti funzionali preliminari degli elementi mobili

I parametri nominali del Capitolo 2 vengono utilizzati per definire i requisiti funzionali e gli ordini di grandezza degli elementi mobili. Tali requisiti sono finalizzati alla rappresentazione del concept e non costituiscono il dimensionamento definitivo di molle, guide e PTO. La configurazione nominale è caratterizzata da una frequenza naturale di 1,20 Hz e da una rigidezza trasversale equivalente di 5,23 kN/m. Assumendo, a scopo rappresentativo, due molle laterali identiche disposte in parallelo e soggette allo stesso spostamento, la rigidezza teorica attribuita a ciascun elemento risulta pari a circa 2,62 kN/m. Questo valore deriva dalla ripartizione ideale della rigidezza equivalente e non dalla selezione o dal dimensionamento di una specifica molla. La definizione costruttiva degli elementi elastici richiederebbe la scelta della tipologia di molla e la verifica delle tensioni, della deformazione disponibile, del precarico, della stabilità, della rigidezza effettiva degli attacchi e della resistenza a fatica.

Per le guide e il PTO viene assunto un requisito preliminare di corsa utile non inferiore a 0,40 m, superiore di 0,08 m rispetto alla corsa picco-picco nominale. Tale valore rappresenta lo spazio minimo da rendere disponibile nel concept e non dimostra che i componenti rappresentati siano in grado di garantire la corsa richiesta sotto carico o per l'intera vita operativa. Le guide dovrebbero mantenere l'allineamento tra le estremità superiore e inferiore del cilindro e limitare gli altri gradi di libertà senza introdurre resistenze al moto tali da modificare sensibilmente lo smorzamento complessivo. Nel presente lavoro non vengono selezionate guide specifiche e non vengono verificate la capacità di carico, la rigidezza, l'attrito, i giochi, l'usura, la corsa sotto carico e la vita a fatica. Sebbene il moto del cilindro avvenga nella direzione orizzontale, le guide e i supporti devono sostenere anche il carico verticale statico associato al peso apparente dell'insieme mobile. Tale forza è stata stimata come differenza tra il peso del cilindro e dei componenti mobili, aventi massa complessiva pari a 62,98 kg, e la spinta di Archimede agente sul volume esterno del cilindro:

$$F_{v,netta} = (42{,}98 + 20) * 9{,}81 - 1025 * 9{,}81 * \frac{\pi(0{,}20)^2}{4} * 0{,}90 = 333{,}5\ N$$

La forza ottenuta, diretta verso il basso, costituisce soltanto uno dei carichi da considerare nella successiva progettazione delle guide e dei supporti, insieme alle azioni trasversali, inerziali e accidentali.

Nel concept vengono inoltre previsti spazi per dispositivi di arresto destinati a impedire il contatto delle parti mobili con il telaio in condizioni anomale. La geometria, la posizione e la capacità di assorbimento energetico degli arresti non sono dimensionate in questa fase. La loro eventuale selezione dovrà considerare la corsa disponibile, la velocità della parte mobile e i carichi impulsivi trasmessi alle guide e ai collegamenti [32,37].

Il PTO viene rappresentato nel modello dinamico mediante uno smorzamento viscoso equivalente e nel CAD mediante un volume di ingombro semplificato. Nel punto nominale definito nel Capitolo 2, il coefficiente equivalente attribuito al PTO è pari a circa 52,20 N*s/m e la forza resistente massima nominale è pari a circa 62,97 N. Questi valori costituiscono requisiti teorici derivati dal modello e non prestazioni verificate di un dispositivo già selezionato. La successiva definizione del PTO dovrà individuare una tecnologia compatibile con il moto bidirezionale e verificare almeno la corsa utile, la forza resistente, la velocità di funzionamento, la potenza continua e di picco, il rendimento, i carichi transitori, la tenuta alla pressione e la resistenza a fatica degli attacchi. I valori indicati descrivono la condizione nominale e non comprendono sovraccarichi, azioni di fine corsa o coefficienti di sicurezza, che dovranno essere introdotti nella successiva progettazione dei componenti. I principali risultati sono riepilogati nella Tabella 3.6. I valori riportati rappresentano requisiti funzionali da trasferire alla modellazione CAD e non caratteristiche definite di componenti già selezionati.

Tabella 3.6 – Parametri nominali e requisiti funzionali preliminari degli elementi mobili

Parametro	Valore preliminare	Natura del valore
Massa efficace per modulo	91,96 kg	Parametro nel modello nominale
Frequenza nominale	1,20 Hz	Parametro nel modello nominale
Rigidezza equivalente complessiva	5,23 kN/m	Risultato del modello dinamico
Numero di molle laterali	2	Scelta di concept
Rigidezza nominale per singola molla	2,62 kN/m	Ripartizione ideale, non verificata
Corsa utile preliminare di guide e PTO	Almeno 0,40 m	Requisito funzionale
Coefficiente di smorzamento del PTO	52,20 N*s/m	Requisito teorico del modello
Forza massima nominale del PTO	62,97 N	Requisito teorico, senza sovraccarichi

La selezione dei componenti richiederà verifiche strutturali, cinematiche e a fatica, oltre alla valutazione dei carichi combinati, degli attriti, dell'usura e della durabilità in ambiente sottomarino [44-46].

3.3.3 Materiali, ambiente marino e verifiche successive

Per il telaio di supporto viene assunto preliminarmente l'impiego dell'acciaio, in continuità con il materiale selezionato per i cilindri. Tale soluzione offre una rigidezza elevata ed è compatibile con la realizzazione di strutture mediante profili e piastre, utilizzando collegamenti saldati o smontabili. La tipologia e il grado dell'acciaio non vengono definiti in questa fase, poiché la selezione definitiva dovrà considerare le proprietà meccaniche, la saldabilità, la massa complessiva e le condizioni previste per la fabbricazione, la posa e l'eventuale recupero del sistema [56]. Il telaio sarà soggetto alla combinazione del peso apparente dei componenti, delle azioni cicliche trasmesse dai cilindri e dei carichi idrodinamici agenti sulle superfici esposte. Il successivo dimensionamento dovrà pertanto verificare la resistenza e la rigidezza delle membrature, la stabilità degli elementi compressi e la capacità dei collegamenti di mantenere l'allineamento delle guide. Particolare attenzione dovrà essere riservata alla fatica, poiché il funzionamento oscillatorio determina un elevato numero di cicli. Le zone maggiormente critiche saranno presumibilmente rappresentate dagli attacchi delle guide, delle molle e del PTO, dai collegamenti saldati e dalle discontinuità geometriche [56].

L'esposizione permanente all'acqua marina richiede inoltre un adeguato sistema di protezione dalla corrosione. In una fase successiva dovranno essere valutati rivestimenti protettivi ed eventuali sistemi di protezione catodica, tenendo conto della superficie esposta, della durata di progetto e della compatibilità tra materiali differenti [57]. Anche la crescita marina dovrà essere considerata, poiché può aumentare la rugosità e le dimensioni effettive dei componenti, modificare i carichi idrodinamici e ridurre i giochi disponibili in corrispondenza delle parti mobili [58]. La pressione idrostatica assume particolare rilevanza per i cilindri e per gli involucri stagni destinati a proteggere il PTO e i collegamenti elettrici. Le membrature aperte o direttamente allagate del telaio non sono invece soggette alla medesima differenza di pressione agente sui volumi sigillati. Il dimensionamento degli involucri e delle relative tenute dovrà quindi essere sviluppato separatamente in funzione della profondità operativa e della pressione interna.

Nel presente lavoro non vengono assegnate sezioni resistenti definitive alle membrature e non vengono dimensionati in dettaglio guide, molle, supporti, arresti, PTO e relativi collegamenti. Le dimensioni adottate nella modellazione CAD hanno la funzione di rappresentare gli ingombri e definire una possibile configurazione geometrica. Non possono pertanto essere considerate già verificate rispetto alla resistenza statica, alla rigidezza, alla stabilità, alla corsa sotto carico, alle azioni transitorie o alla fatica. Lo sviluppo costruttivo richiederà la determinazione dei carichi operativi ed estremi, la selezione dei materiali e dei componenti, la verifica delle membrature e dei collegamenti e la valutazione delle deformazioni del telaio. Dovrà inoltre essere verificato che la cedevolezza della struttura, gli attriti e i giochi delle guide non alterino significativamente la rigidezza equivalente e lo smorzamento assunti nel modello dinamico [56,58].

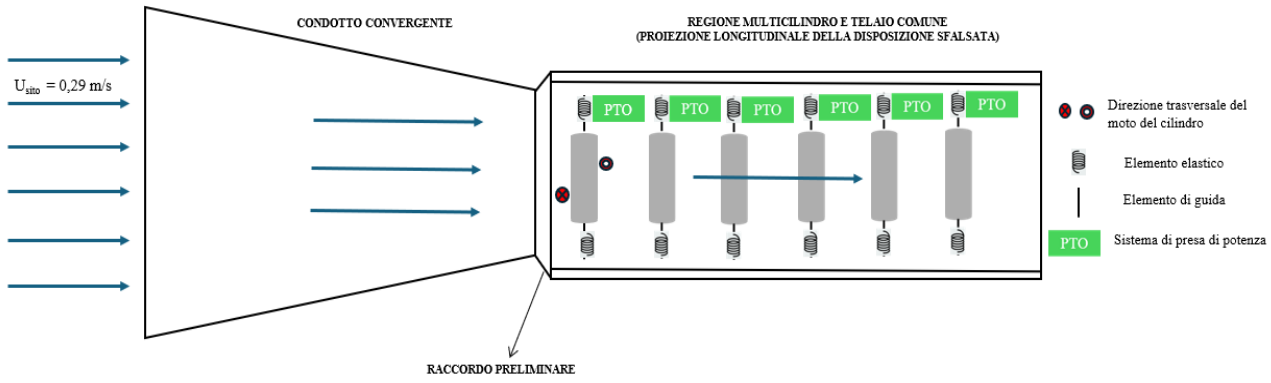
3.4 Modellazione CAD e verifica degli ingombri

I risultati del dimensionamento geometrico e i requisiti funzionali preliminari vengono trasferiti in un modello CAD comprendente il convergente, il telaio e i sei moduli VIV. Il modello ha lo scopo di rappresentare l'architettura generale, confrontare gli ingombri e individuare possibili interferenze tra i componenti. Non costituisce un modello costruttivo né una verifica strutturale o funzionale degli elementi rappresentati. Le sezioni delle membrature e le geometrie assegnate a guide, molle, supporti, arresti e PTO sono semplificate e hanno esclusivamente funzione rappresentativa. Il CAD non verifica la resistenza, la rigidezza, la capacità di carico, la corsa sotto carico, la forza trasmissibile, l'efficienza o la vita a fatica di tali componenti.

3.4.1 Sviluppo del modello CAD

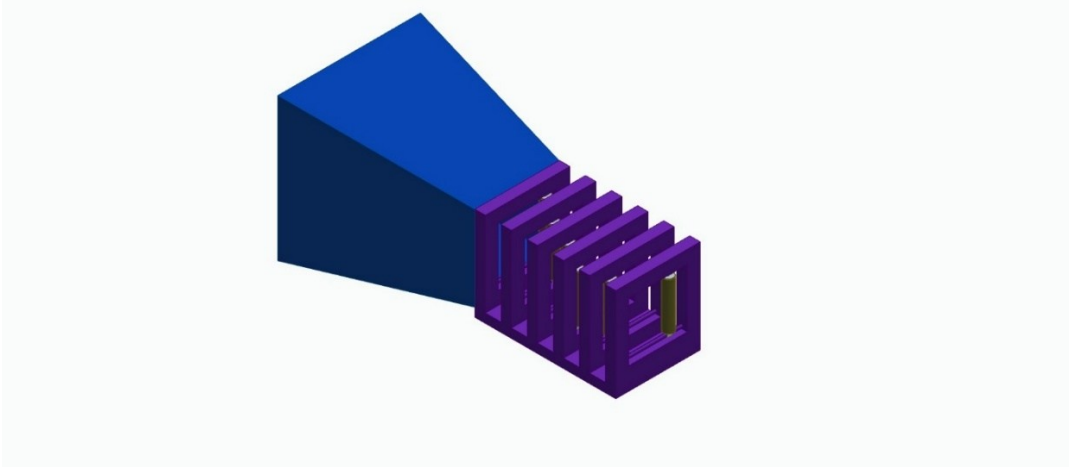
Prima di presentare il modello CAD, l'architettura funzionale complessiva del sistema è rappresentata schematicamente nella Figura 3.2. Lo schema evidenzia il percorso del flusso attraverso il condotto convergente, il raccordo preliminare con la regione multicilindro e la disposizione dei sei convertitori all'interno del telaio comune. Per ciascun modulo sono inoltre rappresentate le funzioni di guida, richiamo elastico e presa di potenza. Tali elementi sono riportati in forma semplificata, poiché la relativa configurazione costruttiva non è definita nel presente lavoro.

Figura 3.2 – Schema funzionale complessivo del sistema, rappresentato secondo una vista laterale del sistema



La modellazione CAD viene sviluppata a partire dal condotto convergente, rappresentato come un tronco di piramide retta a base quadrata. Alla sezione di gola è collegata, mediante il raccordo preliminare, la regione multicilindro nella quale sono collocati i sei moduli. La configurazione tridimensionale complessiva è rappresentata nella Figura 3.3.

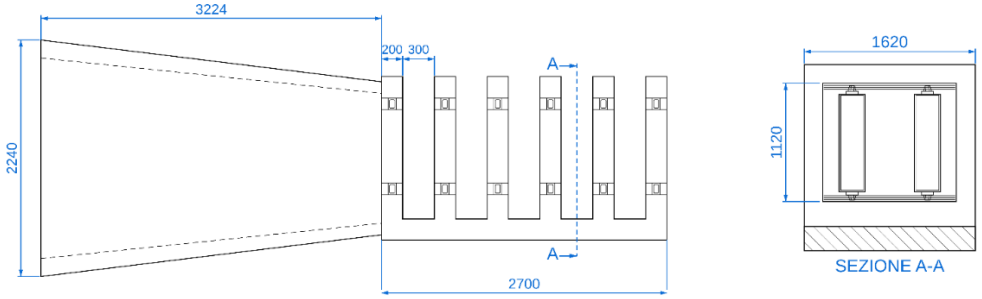
Figura 3.3 – Vista assonometrica del modello CAD preliminare. Il condotto esterno di contenimento della regione multicilindro è stato omesso per rendere visibili il telaio e i relativi moduli.



I moduli vengono inseriti nelle rispettive posizioni di equilibrio secondo la disposizione sfalsata definita nel Paragrafo 3.2. La vista assonometrica consente di osservare lo sviluppo complessivo del sistema e il collegamento tra il convergente e il telaio. A causa della sovrapposizione prospettica delle membrature, alcuni cilindri risultano solo parzialmente visibili, mentre la configurazione comprende complessivamente i sei moduli previsti. Il telaio viene rappresentato mediante elementi longitudinali e traverse disposti prevalentemente lungo il perimetro della regione utile. In corrispondenza di ciascun cilindro vengono predisposti gli spazi destinati alle guide, alle molle laterali e al PTO. Le guide, le molle e il PTO sono rappresentati mediante geometrie e volumi di ingombro semplificati, introdotti per verificare la possibilità di collocare tali funzioni all'interno dell'architettura proposta. Le forme e le dimensioni rappresentate non derivano dalla selezione di componenti reali e non implicano la verifica della relativa capacità strutturale o funzionale.

La vista longitudinale quotata e la sezione trasversale A-A sono riportate nella Figura 3.4. La prima permette di individuare lo sviluppo del convergente e della regione multicilindro, mentre la seconda mostra le dimensioni esterna ed interna del telaio e la posizione trasversale dei cilindri.

Figura 3.4 – Vista longitudinale quotata del sistema e sezione trasversale A-A della regione multicilindro. Quote espresse in millimetri. Il condotto esterno di contenimento della regione multicilindro è stato omesso per rendere visibili il telaio e i relativi moduli.



La regione posta a valle del convergente viene allargata per rappresentare lo spazio richiesto dall'inviluppo dinamico dei cilindri. Il raccordo costituisce una scelta preliminare di concept e non è fluidodinamicamente validato. Anche il telaio, le guide, le molle, i supporti e il PTO sono rappresentati a livello di ingombro. Collegamenti, saldature, cavi, tenute e dettagli interni del sistema di conversione non sono definiti, poiché appartengono a un livello di sviluppo costruttivo successivo.

3.4.2 Confronto geometrico preliminare tra inviluppi e dimensioni del CAD

La verifica sviluppata mediante il modello CAD è esclusivamente geometrica e riguarda il confronto tra gli inviluppi nominali dei cilindri e gli spazi rappresentati nel modello. Non comprende la deformazione dei componenti sotto carico, i giochi necessari al funzionamento, le tolleranze costruttive o la risposta delle parti mobili. Il modello CAD viene utilizzato per confrontare le dimensioni assegnate al telaio con gli ingombri statici e dinamici definiti nei paragrafi precedenti. La verifica considera lo sviluppo longitudinale della configurazione, lo spazio disponibile per il moto trasversale e la compatibilità geometrica tra i cilindri e le parti fisse della struttura. I risultati principali sono riportati nella Tabella 3.7.

Tabella 3.7 – Confronto tra gli ingombri e le dimensioni preliminari del modello CAD

Direzione	Grandezza	Ingombro richiesto	Dimensione nel CAD	Valutazione
Longitudinale	Inviluppo dei sei cilindri	2700 mm	2700 mm	Limite minimo, senza margini terminali
Longitudinale	Spazio tra convergente e primo modulo	Non definito a priori	300 mm	Da verificare con guide e collegamenti
Trasversale	Inviluppo dinamico della configurazione	1120 mm	1120 mm	Contenuto solo nominalmente; margine nullo
Trasversale	Raccordo tra convergente e telaio	1100 mm alla sezione di gola	1120 mm di luce interna	Raccordo minimo, da ampliare e verificare

Nella direzione longitudinale, la regione multicilindro presenta una lunghezza pari a 2700 mm, coincidente con l'inviluppo minimo dei sei cilindri. Lo spazio iniziale di 300 mm tra il convergente e il primo modulo non sostituisce i margini richiesti alle estremità della serie. La lunghezza disponibile deve quindi essere incrementata dopo la definizione di traverse, guide, PTO e arresti. Nella direzione trasversale, la luce interna di 1120 mm coincide con l'inviluppo dinamico nominale e non lascia alcuna distanza residua dalle parti fisse. Anche questa dimensione rappresenta un limite inferiore, non una quota definitiva. In direzione verticale, i

220 mm residui rispetto alla lunghezza dei cilindri devono accogliere gli attacchi mobili superiori e inferiori e richiedono una verifica costruttiva dedicata.

Il raccordo tra la sezione di gola del convergente, avente lato pari a 1100 mm, e la luce CAD di 1120 mm introduce un allargamento di soli 20 mm. Il raccordo rappresentato nel CAD non deve pertanto essere interpretato come un diffusore fluidodinamicamente dimensionato. L'aumento della luce consente soltanto di rappresentare l'inviluppo cinematico nominale dei cilindri e non introduce i margini richiesti per il funzionamento. La geometria dovrà essere ridefinita insieme alla luce effettiva della regione multicilindro e verificata rispetto al rischio di separazione, alla distribuzione della velocità e agli effetti di confinamento. Tale variazione risolve nominalmente l'interferenza con il solo inviluppo cinematico, ma non include tolleranze, giochi e margini dalle pareti. Il modello conferma quindi la possibilità di organizzare i componenti secondo l'architettura proposta, ma non la sufficienza delle dimensioni adottate. La successiva revisione del CAD dovrà aumentare le luci longitudinale e trasversale e verificare nuovamente l'assenza di interferenze dopo l'inserimento dei componenti reali.

3.5 Configurazione complessiva e criteri di installazione

A partire dalla configurazione geometrica definita mediante il modello CAD, vengono di seguito sintetizzate le caratteristiche complessive del sistema e i principali criteri per la sua installazione sul fondale.

3.5.1 Configurazione complessiva del sistema

Al termine della progettazione preliminare, il sistema risulta costituito da un condotto convergente collegato alla struttura multicilindro mediante una regione di raccordo. A valle del condotto sono disposti sei moduli VIV verticali, sostenuti da un telaio comune e organizzati secondo lo schema sfalsato definito in precedenza. Ogni cilindro è associato a elementi indipendenti di guida, richiamo elastico e presa di potenza, così da mantenere la modularità della configurazione e consentire la sostituzione separata dei singoli convertitori [29,32].

La modellazione CAD ha mostrato esclusivamente la possibilità di organizzare geometricamente i principali elementi secondo l'architettura proposta. Non ha verificato il funzionamento delle guide, delle molle e del PTO, né la resistenza e la vita a fatica del telaio e dei collegamenti. La regione multicilindro deve inoltre essere ampliata rispetto agli inviluppi minimi e aggiornata includendo gli ingombri effettivi, i giochi funzionali e le tolleranze dei componenti selezionati.

Tabella 3.8 – Principali caratteristiche della configurazione preliminare

Parametro	Valore o configurazione preliminare
Geometria del convergente	Tronco di piramide retta a base quadrata
Lato della sezione in ingresso	2,24 m
Lato della sezione di gola	1,10 m
Lunghezza del convergente	3,22 m
Velocità locale obiettivo	1,20 m/s
Numero e disposizione dei cilindri	6; configurazione sfalsata
Dimensioni del singolo cilindro	D = 0,20 m; L = 0,90 m
Spaziatura longitudinale S_L	0,50 m
Spaziatura trasversale S_T	0,60 m
Ingombro longitudinale minimo dei cilindri	2,70 m
Inviluppo trasversale dinamico	1,12 m
Architettura meccanica di concept	Telaio comune con spazi funzionali per guide, molle e PTO indipendenti
Rigidezza equivalente nominale	5,23 kN/m per modulo
Potenza elettrica nominale per modulo	22,79 W
Somma nominale delle potenze di sei moduli	136,74 W
Rendimento minimo teorico della catena elettrica	73,1%

La potenza complessiva di 136,74 W rappresenta la somma dei contributi nominali attribuiti ai sei moduli nel punto di progetto definito nel Capitolo 2. Per rendere disponibili 100 W alla batteria, il rendimento complessivo della catena elettrica a valle dei generatori dovrebbe risultare non inferiore al 73,1%. Tale valutazione è riferita esclusivamente alle condizioni nominali e non include gli effetti delle scie, le disuniformità del flusso, la variabilità temporale della risorsa e le possibili differenze di risposta tra i moduli [31,51-54]. Pur essendo dotati di sistemi meccanici indipendenti, i sei moduli non possono essere considerati fluidodinamicamente indipendenti. La potenza complessiva nominale costituisce pertanto un riferimento di dimensionamento ottenuto mediante somma dei contributi dei moduli isolati e non una previsione della produzione effettiva della configurazione sfalsata. Il confronto con il requisito di 100 W ha pertanto valore esclusivamente nominale e non costituisce una verifica della potenza effettivamente disponibile alla batteria.

3.5.2 Criteri di installazione sul fondale

La definizione della quota di installazione deve considerare che i dati di corrente utilizzati nel dimensionamento sono riferiti a 2 m sopra il fondale. Tale valore identifica la quota alla quale è stata

caratterizzata la risorsa e non stabilisce direttamente la posizione del condotto. La sezione di ingresso presenta infatti un'altezza di circa 2,24 m e intercetterà quindi livelli differenti, potenzialmente caratterizzati da velocità non uniformi per effetto della vicinanza al fondale. La posizione definitiva dovrà essere stabilita sulla base del profilo verticale della velocità corrente, mantenendo una distanza sufficiente dal sedimento e verificando che la velocità assunta nel dimensionamento sia rappresentativa del flusso effettivamente intercettato dall'imbocco [20,57].

Anche l'orientamento del sistema costituisce un aspetto rilevante, poiché il condotto è progettato rispetto a una direzione di ingresso definita, mentre la corrente del sito è descritta come omnidirezionale. In assenza di un meccanismo di orientamento, la struttura dovrebbe essere disposta rispetto alla direzione prevalente della corrente, qualora questa possa essere individuata mediante dati di sito sufficientemente rappresentativi. Condizioni di incidenza obliqua rispetto all'asse del convergente potrebbero infatti ridurre la portata intercettata e produrre una distribuzione non uniforme della velocità nella regione multicilindro. La scelta dell'orientamento dovrà quindi essere supportata dalla distribuzione direzionale della corrente e da successive analisi fluidodinamiche [20,57]. Il sistema dovrà essere collegato al fondale mediante una soluzione capace di sostenerne il peso apparente e di trasferire le azioni idrodinamiche senza determinare spostamenti o rotazioni incompatibili con il funzionamento. Dovranno essere verificate la stabilità rispetto allo scorrimento, al sollevamento e al ribaltamento, oltre alle deformazioni e agli eventuali cedimenti del terreno. La tipologia di fondazione non può essere selezionata in questa fase, poiché dipende dalle proprietà del sedimento, dalla morfologia locale e dai carichi di progetto [59]. La presenza della struttura può inoltre modificare localmente il campo di moto in prossimità del fondale e favorire fenomeni di erosione del sedimento attorno agli elementi di appoggio. L'eventuale scalzamento potrebbe ridurre la capacità della fondazione o determinare inclinazioni del sistema; tale fenomeno dovrà quindi essere valutato in funzione delle caratteristiche del fondale e delle condizioni di onda e corrente [58]. Qualora necessario, potranno essere previste misure di protezione o monitoraggio, da definire dopo la selezione della soluzione di fondazione. La configurazione dovrà infine essere compatibile con le operazioni di trasporto, posa e possibile recupero. Il telaio dovrà prevedere punti di sollevamento adeguati e consentire il controllo dell'orientamento durante la discesa verso il fondale. Una suddivisione dell'assieme in sottocomponenti potrebbe semplificare la movimentazione, ma richiederebbe collegamenti in grado di ripristinare correttamente l'allineamento tra il convergente e la regione multicilindro. Anche questi aspetti dovranno essere definiti dopo aver determinato la massa complessiva e la configurazione strutturale definitiva.

Lo stato di definizione dei principali aspetti del sistema è sintetizzato nella Tabella 3.9. La classificazione distingue i risultati determinati mediante i modelli preliminari, le verifiche di carattere esclusivamente geometrico, i requisiti funzionali e gli aspetti che richiedono ulteriori analisi fluidodinamiche, fluido-strutturali, strutturali o sperimentali.

Tabella 3.9 – Sintesi delle verifiche

Ambito	Risultato raggiunto	Stato	Verifica necessaria
Geometria del convergente	Definite sezioni di 2,24 m e 1,10 m, rapporto di contrazione di 4,12 e lunghezza di 3,22 m	Configurazione preliminare	CFD o prove fluidodinamiche
Velocità nella sezione di gola	1,20 m/s assunto come target; 1,13 m/s come valore convenzionale per analisi di sensitività, non convalidato	Non verificata	CFD o prove sperimentali
Portata e uniformità del flusso	Non determinate	Da verificare	CFD del campo interno ed esterno
Array multicilindro	Sei cilindri sfalsati con SL = 0,50 m e ST = 0,60 m	Definito geometricamente	CFD/FSI o prove sulle interazioni di scia
Ingombri dei cilindri	2,70 m longitudinali e 1,12 m trasversali dinamici	Determinati geometricamente	Aggiunta di margini, tolleranze e ingombri reali
Confinamento	Possibili effetti identificati qualitativamente	Non quantificato	CFD/FSI o prove
Rigidezza equivalente	5,23 kN/m per modulo	Risultato del modello nominale	Verifica con componenti e masse reali
Molle	Due elementi laterali rappresentati; 2,62 kN/m come ripartizione ideale	Scelta di concept	Dimensionamento e verifiche di deformazione, stabilità e fatica
Guide e arresti	Definiti funzione e requisito di corsa	Scelta di concept	Verifiche di carico, rigidezza, attrito, giochi, usura, corsa, fatica e assorbimento dei carichi impulsivi

PTO	Definiti corsa, smorzamento equivalente e forza equivalente	Requisiti teorici	Selezione e verifiche di corsa, velocità, forza, potenza, rendimento, tenuta e fatica
Telaio e supporti	Architettura e ingombri rappresentati nel CAD	Concept non verificato strutturalmente	Verifiche statiche, di rigidezza, stabilità e fatica
Modello CAD	Verificati preliminarmente ingombri e interferenze nominali	Verifica geometrica parziale	Revisione con componenti reali, giochi e tolleranze
Prestazioni energetiche	22,79 W per modulo e 136,74 W come somma nominale	Riferimento nominale	Validazione considerando flusso locale, interazione tra cilindri, rendimenti elettrici e potenza disponibile alla batteria
Installazione e fondazione	Individuati i principali criteri	Non dimensionate	Analisi geotecniche, ambientali e di stabilità

3.6 Valutazione preliminare della fattibilità costruttiva

Sulla base delle ipotesi, delle semplificazioni e delle limitazioni precedentemente descritte, viene sviluppata una prima valutazione della fattibilità costruttiva del sistema. La valutazione comprende una stima preliminare delle masse principali e un confronto tra i requisiti calcolati per le molle e il PTO e le caratteristiche generali di componenti industriali destinati ad applicazioni terrestri. I risultati hanno esclusivamente valore indicativo e non comprendono la struttura necessaria a mantenere il sistema alla quota di 2 m dal fondale né la relativa fondazione.

3.6.1 Stima preliminare della massa del sistema

Sulla base delle geometrie definite e delle ipotesi semplificative adottate, è stata effettuata una prima stima della massa a secco del sistema, escludendo la struttura necessaria a mantenerlo alla quota di 2 m dal fondale marino e la relativa fondazione. La massa complessiva dei sei cilindri è pari a circa 258 kg, mentre alle parti

mobili associate ai supporti e ai PTO sono attribuiti preliminarmente 120 kg. Una valutazione approssimativa può essere formulata anche per il convergente e per il telaio multicilindro. Per il convergente viene ipotizzata una realizzazione in materiale composito rinforzato con fibra di vetro, o "Glass-Reinforced Plastic" (GRP), assumendo una densità indicativa pari a 1400 kg/m^3. Considerate le dimensioni del componente e la possibile deformabilità delle pareti sottoposte ai carichi idrodinamici, viene assunto preliminarmente uno spessore medio compreso tra 15 e 20 mm. Tale intervallo non deriva da una verifica strutturale del laminato, ma rappresenta un'ipotesi iniziale adottata per la stima della massa. Assumendo per il convergente in GRP uno spessore medio compreso tra 15 e 20 mm, la sua massa è preliminarmente stimata tra 500 e 700 kg, includendo anche irrigidimenti, flange e collegamenti. Per il telaio multicilindro in acciaio si considera invece un intervallo compreso tra 400 e 600 kg. La massa a secco parziale del sistema risulta pertanto compresa tra 1280 e 1680 kg, senza considerare guide, molle, parti fisse dei PTO, bulloneria e strutture di installazione. Gli spessori e le masse riportati rappresentano valori preliminari non verificati, che dovranno essere aggiornati mediante successive verifiche strutturali e completati includendo tutti gli elementi ausiliari e di installazione; la stima ottenuta consente pertanto soltanto una prima valutazione della fattibilità costruttiva a questo livello di analisi.

3.6.2 Confronto dei componenti industriali terrestri

I requisiti preliminari individuati per il sistema di presa di potenza comprendono una corsa utile non inferiore a 0,40 m e una forza resistente massima nominale di circa 63 N. Tali valori non evidenziano, in linea di principio, criticità incompatibili con le tecnologie lineari impiegate nelle applicazioni industriali terrestri. Analogamente, la rigidezza equivalente richiesta per ciascun modulo, pari a circa 5,23 kN/m, può essere ottenuta mediante due molle identiche disposte in parallelo, aventi una rigidezza nominale di circa 2,62 kN/m ciascuna. Questi valori rappresentano ordini di grandezza tecnicamente realizzabili mediante componenti opportunamente dimensionati.

Il confronto ha tuttavia carattere esclusivamente preliminare e non costituisce una selezione commerciale. L'individuazione dei componenti effettivi richiederà la verifica congiunta della corsa utile, della forza massima, della rigidezza, dello smorzamento, del precarico, degli ingombri e della vita a fatica. Inoltre, guide, molle e PTO destinati ad applicazioni terrestri non potrebbero essere installati direttamente nella configurazione proposta, ma dovrebbero essere riprogettati o adeguatamente protetti per resistere alla corrosione, alla pressione idrostatica, al "biofouling" e alle condizioni di manutenzione proprie dell'ambiente sottomarino.

3.7 Conclusioni del capitolo

Nel complesso, il presente capitolo ha consentito di definire una possibile architettura integrata del sistema, di valutarne preliminarmente la compatibilità geometrica e di fornire una prima indicazione di fattibilità costruttiva a questo livello di analisi. La massa a secco parziale del sistema, comprendente i cilindri, le parti

mobili, il convergente e il telaio multicilindro, è stata preliminarmente stimata tra circa 1280 e 1680 kg. A tale intervallo devono essere aggiunte le masse dei componenti ausiliari, delle parti fisse dei PTO e delle strutture necessarie all'installazione; il valore ottenuto non rappresenta pertanto la massa complessiva dell'assieme installato e non può essere utilizzato, allo stato attuale, per il dimensionamento definitivo delle operazioni di trasporto, posa e fondazione. Gli spessori e le masse considerati costituiscono valori preliminari non verificati, da aggiornare in seguito alle verifiche strutturali e alla definizione costruttiva dei componenti. Sono stati individuati la geometria nominale del convergente, gli ingombri statici e dinamici della configurazione multicilindro, i principali requisiti funzionali degli elementi mobili e una possibile organizzazione del telaio, delle guide, degli elementi elastici e del PTO. Il modello CAD conferma la possibilità di disporre i principali elementi secondo l'architettura proposta, ma evidenzia anche la necessità di ampliare gli spazi disponibili rispetto agli inviluppi minimi e non costituisce una verifica costruttiva o strutturale del sistema.

La potenza di 136,74 W rappresenta esclusivamente la somma nominale delle potenze attribuite ai sei moduli nelle condizioni di progetto definite nel Capitolo 2. Il raggiungimento del requisito di 100 W alla batteria non può pertanto essere considerato dimostrato, poiché dipende dalla velocità effettivamente disponibile nella regione multicilindro, dalle interazioni di scia, dalla risposta dinamica dei singoli moduli e dai rendimenti reali della catena di conversione. La velocità effettiva, l'uniformità del flusso, le interazioni fluido-strutturali, le prestazioni della configurazione integrata, la resistenza e la vita a fatica dei componenti e la soluzione di installazione rimangono quindi subordinate alle verifiche sintetizzate nella Tabella 3.9. La configurazione ottenuta costituisce una base preliminare e non una soluzione costruttiva o prestazionale definitivamente validata.

Riferimenti Bibliografici

[55] C. H. Jo, D. Y. Kim, S. J. Hwang e C. H. Goo, "Shape Design of the Duct for Tidal Converters Using Both Numerical and Experimental Approaches (pre-2015)", Energies, vol. 9, n. 3, art. 185, 2016, doi: 10.3390/en9030185.

[56] DNV, DNV-RP-C203 Fatigue Design of Offshore Steel Structures, Recommended Practice, ed. ottobre 2024, emendata ottobre 2025, Høvik, Norvegia: DNV AS, 2025.

[57] DNV, DNV-RP-B401 Cathodic Protection Design, Recommended Practice, ed. maggio 2021, Høvik, Norvegia: DNV AS, 2021.

[58] DNV, DNV-RP-C205 Environmental Conditions and Environmental Loads, Recommended Practice, ed. aprile 2025, emendata marzo 2026, Høvik, Norvegia: DNV AS, 2026.

[59] DNV, DNV-RP-C212 Offshore Soil Mechanics and Geotechnical Engineering, Recommended Practice, ed. settembre 2019, emendata settembre 2021, Høvik, Norvegia: DNV AS, 2021.

CAPITOLO 4 – SISTEMA ELETTRICO E BILANCIO ENERGETICO

A partire dal modello fluidodinamico e meccanico del convertitore VIV sviluppato nel Capitolo 2 e dalla configurazione integrata dei sei moduli definita nel Capitolo 3, il presente capitolo propone una possibile architettura elettrica per la conversione, il condizionamento della potenza generata, nonché per l'accumulo dell'energia prodotta nel tempo. Il dimensionamento preliminare della catena elettrica deriva pertanto dalle ipotesi adottate nei capitoli precedenti in merito alla velocità della corrente, alla risposta oscillatoria dei cilindri, allo smorzamento equivalente del PTO e al rendimento elettromeccanico. Sulla base di tali ipotesi, a ciascun modulo viene attribuita una potenza elettrica nominale pari a 22,79 W all'uscita del generatore, corrispondente a una potenza complessiva di 136,74 W per i sei moduli. Tale valore rappresenta la potenza massima complessivamente ottenibile nelle condizioni nominali considerate e costituisce il riferimento per il dimensionamento preliminare della catena elettrica. Non deve però essere interpretato come una potenza disponibile in modo continuo né come un'indicazione diretta dell'energia producibile durante una giornata o nell'intero periodo di missione. L'energia effettiva producibile nel tempo dipende infatti dalla durata e dalla frequenza con cui si verificano le condizioni idrodinamiche e dinamiche assunte nel modello. Nel seguito vengono proposte, a livello preliminare, la configurazione dei canali di conversione, le caratteristiche funzionali del PTO, il raddrizzamento e il condizionamento dell'energia prodotta, nonché i requisiti preliminari del sistema di accumulo e dell'interfaccia a 24 V DC del sensore. Viene infine sviluppato un bilancio energetico preliminare, distinguendo la valutazione della compatibilità di potenza nel punto nominale dalla stima dell'energia disponibile nel tempo e dell'autonomia teoricamente associata alla batteria.

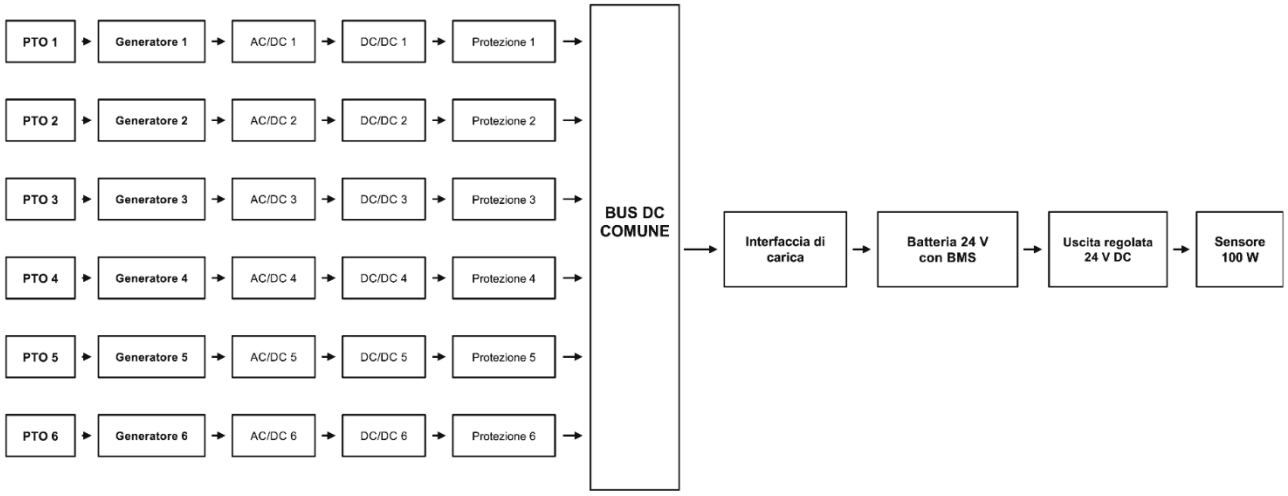
4.1 Architettura della catena elettrica

La configurazione della catena elettrica viene sviluppata a partire dalle caratteristiche meccaniche ed energetiche ricavate dal modello VIV, che determinano il numero dei canali di generazione, il carattere oscillatorio e variabile delle uscite e il livello nominale di potenza assunto per ciascun modulo. La catena elettrica ha la funzione di raccogliere la potenza elettrica generata dai sei moduli VIV, condizionarla e trasferirla al sistema di accumulo, dal quale viene alimentato il sensore mediante un'uscita regolata a 24 V in corrente continua. I generatori forniscono alla batteria un contributo di ricarica variabile in funzione delle condizioni idrodinamiche e della risposta dei moduli. Quando la potenza generata è inferiore a quella richiesta dal sensore, la batteria fornisce la quota di potenza mancante; quando la produzione supera il consumo, l'energia eccedente determina un aumento dello stato di carica. Poiché i cilindri possono presentare risposte differenti in funzione della posizione occupata e delle condizioni fluidodinamiche locali, viene proposta un'architettura modulare che mantiene separati i contributi dei singoli generatori fino alla loro conversione in corrente continua. Le modalità di collegamento dei canali di generazione e la successiva integrazione sul bus comune sono descritte nei paragrafi seguenti.

4.1.1 Configurazione dei canali di generazione

La configurazione proposta comprende sei moduli VIV meccanicamente indipendenti, ciascuno associato a un proprio sistema di presa di potenza. Tale impostazione elettrica riprende direttamente la configurazione meccanica sviluppata nel Capitolo 3, nella quale ciascun cilindro costituisce un modulo autonomo e può presentare una risposta dinamica differente in funzione della posizione e delle condizioni fluidodinamiche locali. Sebbene i moduli presentino le stesse caratteristiche nominali, la disposizione sfalsata e le interazioni di scia possono determinare differenze nella velocità locale e nella risposta oscillatoria dei singoli cilindri. Le uscite dei generatori possono pertanto variare in ampiezza e andamento temporale e non vengono considerate direttamente collegabili tra loro sul lato alternato [31,51-54]. Nella configurazione proposta, per gestire separatamente tali contributi, ciascun generatore viene collegato mediante una linea dedicata a un'unità comune di controllo e conversione della potenza, indicata come "Power Control Unit" (PCU). Nel presente schema funzionale, la PCU comprende gli stadi di raddrizzamento delle uscite dei generatori, i convertitori DC/DC per la regolazione della tensione, i dispositivi di protezione elettrica, il sistema di controllo dei singoli canali e il bus comune in corrente continua sul quale confluisce la potenza prodotta dai sei moduli. Ogni canale comprende il PTO, il generatore e gli stadi individuali di raddrizzamento, regolazione e protezione. Come mostrato nella Figura 4.1, le uscite condizionate dei sei canali confluiscono sul bus DC comune, dal quale la potenza disponibile viene trasferita al sistema di accumulo. La batteria, gestita dal "Battery Management System" (BMS), alimenta infine il sensore mediante un'uscita regolata a 24 V DC.

Figura 4.1 – Schema funzionale della catena energetica, dai sei canali indipendenti di generazione al sistema di accumulo e all'alimentazione del sensore



Il raddrizzatore converte l'uscita alternata del generatore in corrente continua, mentre il convertitore DC/DC rende la tensione del canale compatibile con il bus comune. A valle del bus DC, l'interfaccia di carica regola il trasferimento della potenza disponibile verso la batteria, mentre l'uscita regolata ha la funzione di fornire al sensore l'alimentazione richiesta a 24 V DC. Il collegamento in parallelo viene quindi effettuato a valle del

condizionamento delle singole uscite, evitando di accoppiare direttamente generatori associati a oscillazioni non necessariamente sincronizzate. In una successiva fase di progettazione, per ciascun canale dovranno essere previsti il blocco della corrente inversa e dispositivi di protezione contro sovracorrenti e sovratensioni [60].

L'architettura modulare proposta consentirebbe di isolare un modulo o il relativo stadio elettronico in caso di guasto, senza interrompere necessariamente il funzionamento degli altri canali. La misura individuale di tensione e corrente permette inoltre di monitorare il contributo di ciascun PTO e di individuare eventuali differenze rispetto al comportamento nominale. Tale possibilità è rilevante poiché la potenza complessiva di 136,74 W, determinata nel Capitolo 2, rappresenta la somma dei contributi nominali dei sei moduli considerati isolatamente. Il valore non costituisce una potenza continuativamente disponibile e non deriva da una caratterizzazione della configurazione sfalsata, nella quale le interazioni di scia possono modificare il contributo dei singoli cilindri. Di conseguenza, esso può essere utilizzato per il dimensionamento preliminare della catena elettrica, ma non per stimare direttamente l'energia effettivamente prodotta nel tempo. La definizione circuitale e il dimensionamento dei singoli canali saranno possibili soltanto dopo la caratterizzazione elettrica di uno specifico generatore.

4.1.2 Integrazione dei canali sul bus DC comune

Nella configurazione proposta, a valle degli stadi individuali di raddrizzamento e regolazione, le uscite dei sei canali sono collegate funzionalmente in parallelo su un bus comune in corrente continua. Il bus costituisce il punto di raccolta della potenza prodotta dai moduli e l'interfaccia tra la PCU e il sistema di accumulo. La potenza disponibile sul bus viene trasferita alla batteria nel rispetto dei limiti di tensione, corrente, temperatura e stato di carica stabiliti dal BMS. Questa configurazione consente di integrare sorgenti caratterizzate da condizioni operative differenti dopo averne reso compatibili le tensioni di uscita, senza richiedere la sincronizzazione elettrica dei generatori [60].

Ai fini della valutazione preliminare viene assunto come riferimento un bus nominale a 24 V DC, coerente con la tensione richiesta dal sensore e con il sistema di accumulo considerato. Tale valore rappresenta un riferimento funzionale, poiché le tensioni prodotte dai PTO dipenderanno dalla velocità di oscillazione e dalle caratteristiche del generatore, mentre la tensione della batteria varierà con lo stato di carica. Gli stadi DC/DC dovranno pertanto adattare le uscite dei singoli canali al campo di tensione ammesso dall'interfaccia di carica della batteria. Il collegamento in parallelo deve impedire il ritorno di corrente verso i canali che presentano una tensione inferiore a quella comune. Per ciascun ramo si prevede, a livello funzionale, la presenza di dispositivi di blocco della corrente inversa, sezionamento e protezione contro condizioni elettriche anomale, così da limitare la propagazione di eventuali guasti [60]. Anche quando tutti i moduli operano nelle condizioni nominali, la potenza disponibile sul bus DC risulta inferiore ai 136,74 W prodotti dai generatori a causa delle perdite introdotte dai componenti elettrici. Nel funzionamento reale, la potenza disponibile può ridursi ulteriormente per effetto della variabilità delle condizioni idrodinamiche, delle interazioni di scia e del

funzionamento dei moduli al di fuori del punto nominale. Il valore disponibile sul bus varierà quindi nel tempo e non può essere considerato costante.

4.2 "Power Take-Off" e conversione elettromeccanica

Il sistema di presa di potenza costituisce l'interfaccia tra il moto oscillatorio dei cilindri e la produzione di energia elettrica. Nel Capitolo 2 il PTO è stato rappresentato nel modello dinamico mediante uno smorzamento viscoso equivalente, attraverso il quale sono state determinate la forza resistente, la potenza meccanica assorbita e, assumendo un rendimento elettromeccanico preliminare, la potenza elettrica nominale del singolo modulo. Tali grandezze costituiscono il collegamento tra il modello VIV e il sistema elettrico: la corsa, la velocità e la forza ricavate dalla risposta oscillatoria definiscono i requisiti meccanici del PTO, mentre la potenza elettrica nominale costituisce il dato di ingresso per il dimensionamento preliminare degli stadi di conversione e accumulo. Nel presente paragrafo tali risultati vengono utilizzati per definire i requisiti funzionali del dispositivo e individuare una possibile soluzione di conversione elettromeccanica compatibile con il moto traslatorio alternato. La configurazione proposta mantiene carattere preliminare: il generatore lineare viene individuato esclusivamente come possibile soluzione tecnologica compatibile con il moto traslatorio alternato del sistema, ma non corrisponde a un componente commerciale già selezionato o dimensionato. La definizione delle caratteristiche costruttive ed elettriche e la verifica delle prestazioni richiederanno una successiva progettazione elettromagnetica.

4.2.1 Requisiti funzionali del PTO

I parametri determinati nel Capitolo 2 vengono utilizzati per definire i requisiti funzionali del PTO associato a ciascun modulo. Il dispositivo deve convertire un moto traslatorio alternato con frequenza nominale pari a 1,20 Hz e ampiezza assunta di 0,160 m, corrispondente a una corsa picco-picco di 0,320 m. Per consentire il movimento nominale e mantenere un margine rispetto alle posizioni estreme, viene assunta, a livello preliminare, una corsa utile non inferiore a 0,40 m. Il PTO deve inoltre esercitare un'azione resistente bidirezionale lungo l'intera corsa, senza introdurre giochi, attriti o discontinuità tali da modificare sensibilmente la risposta dinamica del cilindro [29,32,37]. Nel modello equivalente, il PTO è caratterizzato da un coefficiente di smorzamento pari a 52,20 N*s/m e da una forza resistente massima nominale di 62,97 N. Alla risposta armonica assunta corrisponde una potenza meccanica media di 37,98 W per modulo. Applicando il rendimento elettromeccanico preliminare del 60%, la potenza elettrica nominale all'uscita del generatore risulta pari a 22,79 W. I principali requisiti sono riepilogati nella Tabella 4.1.

Tabella 4.1 – Requisiti funzionali nominali del PTO per singolo modulo

Parametro	Valore preliminare	Natura del valore
Tipologia del moto	Traslatorio alternato	Requisito funzionale
Frequenza nominale	1,20 Hz	Punto nominale di accordatura
Ampiezza di oscillazione	0,160 m	Ipotesi del modello dinamico
Corsa picco-picco	0,320 m	Valore derivato
Corsa utile del PTO	0,40 m	Requisito funzionale preliminare
Velocità massima nominale	1,206 m/s	Valore derivato dal moto armonico
Smorzamento equivalente del PTO	52,20 N*s/m	Requisito teorico del modello
Forza resistente massima	62,97 N	Valore nominale, senza sovraccarichi
Potenza meccanica media	37,98 W	Risultato nominale del modello
Rendimento elettromeccanico	60%	Ipotesi preliminare
Potenza elettrica nominale	22,79 W	Risultato nominale del modello

I valori riportati descrivono il funzionamento nel solo punto nominale e non costituiscono le specifiche definitive di un componente già selezionato. La successiva progettazione dovrà verificare la capacità del PTO di sostenere la corsa e la forza richieste anche in presenza di carichi transitori, disallineamenti e condizioni di finecorsa, oltre alla resistenza a fatica degli elementi mobili e dei collegamenti [29,32,46]. Dovranno inoltre essere valutati il rendimento al variare della velocità, le perdite interne e l'influenza della forza elettromagnetica sulla risposta del cilindro, poiché una variazione dell'azione resistente modifica lo smorzamento complessivo e può ridurre l'ampiezza delle oscillazioni [29,32,41].

4.2.2 Valutazione preliminare della tipologia di generatore

Il moto traslatorio alternato del cilindro può essere convertito mediante un generatore rotativo abbinato a una trasmissione meccanica oppure direttamente mediante un generatore lineare. Nel presente lavoro il generatore lineare viene individuato come una soluzione tecnologica preliminare, poiché risulta concettualmente compatibile con il moto traslatorio alternato del cilindro e consente di evitare i meccanismi necessari alla trasformazione della traslazione in rotazione, riducendo il numero di organi mobili e le potenziali fonti di attrito, gioco e usura. Tale scelta riguarda esclusivamente il principio di conversione e non implica la selezione o il dimensionamento di uno specifico generatore. I generatori lineari a magneti permanenti sono stati studiati per sistemi energetici caratterizzati da movimenti alternativi a bassa frequenza e per la raccolta di energia mediante vibrazioni indotte da vortici [61,62].

Lo schema funzionale preliminare considerato prevede un traslatore solidale alla parte mobile del modulo e uno statore collegato alla struttura fissa, senza definirne in questa fase geometria, materiali e caratteristiche elettromagnetiche. Il movimento relativo tra i magneti permanenti e gli avvolgimenti genera una tensione elettrica, la cui ampiezza dipende dalla velocità del traslatore. Nel moto armonico assunto nel Capitolo 2, la velocità si annulla agli estremi della corsa e raggiunge il valore massimo in prossimità della posizione di equilibrio. L'uscita del generatore risulta pertanto alternata e variabile durante il ciclo e richiede il raddrizzamento e la regolazione previsti nel Paragrafo 4.1 [61,62]. Il generatore deve inoltre esercitare una forza elettromagnetica resistente compatibile con lo smorzamento equivalente attribuito al PTO. Un'azione insufficiente limiterebbe la potenza meccanica convertita, mentre una forza eccessiva potrebbe attenuare la risposta oscillatoria. La successiva progettazione elettromagnetica e la definizione della regolazione del carico dovranno quindi verificare congiuntamente la relazione tra la velocità del traslatore, la forza resistente e la potenza prodotta [61,63]. Fino a tale verifica, il generatore lineare deve essere considerato una soluzione funzionale candidata e non un componente già dimensionato per l'applicazione.

La scelta del generatore lineare rimane pertanto preliminare e limitata alla tipologia di conversione. Nel presente lavoro non vengono selezionati né un modello commerciale né una specifica configurazione costruttiva; inoltre, non vengono dimensionati il circuito magnetico, gli avvolgimenti, la disposizione dei magneti e gli elementi strutturali del traslatore e dello statore. Una successiva fase di progettazione dovrà determinare la tensione e la corrente generate, le perdite interne, il rendimento, la forza resistente e la compatibilità del dispositivo con la corsa e la velocità richieste dal moto del cilindro [62,63]. Il rendimento del 60% adottato nel Capitolo 2 rappresenta pertanto un'ipotesi riferita alla conversione della potenza meccanica assorbita dal PTO alla potenza elettrica all'uscita del generatore; le perdite degli stadi elettrici successivi saranno considerate separatamente nel Paragrafo 4.5.

4.3 Sistema di accumulo

Nella configurazione proposta, il sistema di accumulo costituisce l'interfaccia tra la produzione variabile dei moduli VIV e l'alimentazione del sensore. La potenza generata dai moduli, al netto delle perdite della catena di conversione, viene trasferita alla batteria attraverso la PCU, mentre il sensore viene alimentato dal sistema di accumulo mediante un'uscita regolata a 24 V DC. La batteria permette quindi di mantenere l'alimentazione dell'utenza anche quando la potenza generata risulta insufficiente o temporaneamente assente. Il contributo dei moduli riduce l'energia netta prelevata dall'accumulo e, quando la potenza disponibile supera quella richiesta dal sensore, consente di aumentarne lo stato di carica.

4.3.1 Requisiti e scelta preliminare della batteria

Il sistema di accumulo dovrà essere dimensionato, in una successiva fase progettuale, per fornire un'uscita compatibile con l'alimentazione del sensore, caratterizzata da una tensione nominale di 24 V DC, una potenza

di 100 W e una corrente di circa 4,17 A. La batteria deve inoltre accettare la potenza proveniente dal bus DC, sostenere cicli ripetuti di carica e scarica e mantenere la propria funzionalità nelle condizioni ambientali previste per l'installazione. Viene assunto preliminarmente un sistema ricaricabile agli ioni di litio. La scelta è motivata dall'elevata densità energetica, dalla modularità e dalla possibilità di integrare un sistema di gestione della batteria. Sono disponibili sistemi di batterie agli ioni di litio sviluppati per applicazioni sottomarine, con tensione e capacità configurabili, architetture modulari e sistemi di controllo integrati [64]. La chimica delle celle non viene tuttavia selezionata in modo definitivo, poiché la scelta richiederebbe la conoscenza della temperatura operativa, della durata, del numero di cicli, dei limiti di massa e volume e delle correnti effettive di carica e scarica.

La configurazione proposta prevede che la batteria sia dotata di un "Battery Management System" (BMS) incaricato di monitorare tensione, corrente e temperatura, bilanciare le celle e interrompere la carica o la scarica in presenza di condizioni anomale. A livello funzionale, si prevede la presenza almeno di protezioni contro sovratensione, sottotensione, sovracorrente e sovratemperatura. Tali funzioni sono comunemente integrate nei sistemi di accumulo sottomarini e risultano coerenti con i requisiti generali di sicurezza previsti per le batterie secondarie al litio destinate ad applicazioni industriali e marine [64,65].

Tabella 4.2 – Requisiti preliminari del sistema di accumulo

Parametro	Requisito preliminare
Tecnologia	Batteria ricaricabile agli ioni di litio
Tensione nominale	24 V DC
Potenza continua in uscita	Almeno 100 W
Corrente nominale verso il sensore	Circa 4,17 A
Gestione e controllo	BMS integrato
Protezioni principali	Sovratensione, sottotensione, sovracorrente e sovratemperatura
Configurazione meccanica	Compatibile con l'installazione sottomarina a circa 50 m
Capacità energetica	Da determinare in funzione dell'autonomia

L'installazione a circa 50 m di profondità richiede infine di proteggere celle, BMS e collegamenti elettrici dall'ingresso di acqua e dagli effetti della pressione idrostatica. L'integrazione potrà essere realizzata mediante un involucro resistente alla pressione oppure attraverso una configurazione compensata o tollerante alla pressione, da selezionare in funzione delle celle e dell'architettura costruttiva. Nel presente lavoro tali soluzioni sono considerate esclusivamente come alternative preliminari e non vengono dimensionate; la configurazione definitiva dovrà essere verificata rispetto a tenuta, pressione, dissipazione termica, corrosione e possibilità di recupero del sistema [64].

4.3.2 Stima preliminare della capacità e dell'autonomia

La capacità della batteria può essere stimata preliminarmente in funzione del periodo durante il quale il sensore deve continuare a operare in assenza di un contributo sufficiente da parte dei moduli VIV. In assenza del profilo operativo effettivo dell'utenza, viene assunto come scenario di riferimento un funzionamento continuo con assorbimento pari a 100 W. L'energia nominale richiesta può quindi essere stimata mediante:

$$E_{batt,nom} = \frac{P_{sensore} * t_{aut}}{DoD * \eta_{scarica}} \tag{72}$$

Dove t_{aut} è l'autonomia richiesta, DoD, ossia "Depth of Discharge", la frazione utilizzabile della capacità nominale e $\eta_{scarica}$ il rendimento complessivo durante l'erogazione. La relazione evidenzia che l'energia nominale della batteria deve essere superiore al fabbisogno ideale del sensore, poiché la capacità non è interamente utilizzabile e una parte dell'energia viene dissipata durante la scarica. In assenza di un profilo di missione assegnato, vengono confrontati tre scenari di autonomia. I valori ideali riportati nella Tabella 4.3 derivano dal solo consumo del sensore e non comprendono profondità massima di scarica, perdite, consumi del BMS e riduzione della capacità dovuta all'invecchiamento o alle condizioni termiche.

Tabella 4.3 – Energia richiesta per differenti scenari di autonomia

Autonomia	Energia ideale richiesta	Capacità nominale con DoD = 80% e $\eta_{scarica}$ = 95%
24 ore	2,4 kWh	3,16 kWh
7 giorni	16,8 kWh	22,11 kWh
12,5 giorni	30,0 kWh	39,47 kWh

Il tempo di ricarica della batteria non viene riportato nella Tabella 4.3 poiché dipende dall'eccedenza netta di potenza disponibile dopo l'alimentazione del sensore. Considerando un assorbimento continuo pari a 100 W, la batteria può essere ricaricata durante il funzionamento soltanto quando la potenza netta prodotta dal sistema supera tale valore. Poiché la produzione effettiva varia con le condizioni operative e deve essere ulteriormente ridotta considerando le perdite del sistema di conversione e di ricarica, non è possibile definire un unico tempo rappresentativo. Tale parametro dovrà essere valutato mediante specifici scenari di funzionamento e un profilo temporale della potenza prodotta.

A titolo parametrico è stato considerato un sistema di accumulo con capacità nominale pari a 30 kWh, alla quale corrisponde un'autonomia ideale di 300 ore, equivalenti a 12,5 giorni. Tale valore presuppone tuttavia l'utilizzo dell'intera capacità nominale in assenza di perdite. Assumendo, a titolo preliminare, una profondità di scarica utilizzabile dell'80% e un rendimento in scarica del 95%, l'energia effettivamente disponibile risulta pari a 22,8 kWh, corrispondenti a 228 ore, ovvero 9,5 giorni di funzionamento continuo. Le ipotesi utilizzate

dovranno essere aggiornate sulla base delle caratteristiche della batteria selezionata, poiché la profondità di scarica, il rendimento, la temperatura e l'invecchiamento influenzano la capacità effettivamente disponibile [63,64]. La capacità di 30 kWh viene pertanto mantenuta come scenario preliminare di elevata autonomia, non come risultato di un'ottimizzazione definitiva né come capacità già verificata rispetto a massa, volume e integrazione meccanica. La scelta finale dovrà considerare anche massa, volume, costo, durata della missione e tempo necessario per ripristinare lo stato di carica. Quest'ultimo dipende dall'eccedenza media tra la potenza prodotta e quella assorbita dal sensore e non può essere determinato utilizzando la sola potenza nominale dei generatori.

4.4 Alimentazione del sensore e modalità operative

Il sensore rappresenta l'utenza finale della catena elettrica e deve ricevere un'alimentazione stabile anche quando la potenza prodotta dai moduli VIV varia o risulta temporaneamente insufficiente. Il sistema di accumulo consente di compensare tali variazioni, separando la produzione istantanea dal consumo dell'utenza. Nel seguito vengono descritte, a livello funzionale, l'interfaccia elettrica del sensore e le principali modalità operative del sistema.

4.4.1 Interfaccia di alimentazione del sensore

Come definito nel Capitolo 1, il sensore richiede una potenza nominale di 100 W a 24 V in corrente continua, cui corrisponde una corrente di circa 4,17 A. Il valore rappresenta il requisito nominale dell'utenza e costituisce il riferimento per il dimensionamento dell'interfaccia di uscita, senza includere eventuali transitori di avviamento o variazioni del profilo di assorbimento. Il sensore viene alimentato dal sistema di accumulo attraverso un'uscita regolata a 24 V DC, anziché essere collegato direttamente ai generatori o al bus di raccolta della potenza. La batteria svolge quindi una funzione di disaccoppiamento tra la produzione variabile dei moduli VIV e il fabbisogno dell'utenza. Tale configurazione consente di mantenere la tensione entro il campo richiesto dall'utenza indipendentemente dalle variazioni istantanee della produzione e dello stato di carica della batteria. In una successiva fase progettuale, l'interfaccia dovrà essere dimensionata per erogare almeno la corrente nominale richiesta, prevedendo un margine rispetto alle tolleranze elettriche e agli eventuali transitori operativi. Il collegamento deve inoltre comprendere dispositivi di sezionamento e protezione contro sovracorrente, sovratensione e sottotensione. In presenza di uno stato di carica insufficiente o di una condizione elettrica anomala, il sistema di controllo dovrà poter limitare o interrompere l'alimentazione, evitando il funzionamento del sensore fuori dal campo ammissibile e la scarica eccessiva della batteria. La definizione delle soglie di intervento e del margine di potenza richiederà tuttavia il profilo elettrico effettivo dell'utenza e le caratteristiche dei componenti selezionati [60,64].

4.4.2 Modalità di funzionamento del sistema

Il funzionamento della catena elettrica dipende dal confronto tra la potenza disponibile sul bus DC e quella richiesta dal sensore. Il sistema di accumulo compensa lo squilibrio tra produzione e consumo, assorbendo l'eventuale potenza eccedente oppure fornendo la quota mancante. Le principali condizioni operative sono sintetizzate nella Tabella 4.4.

Tabella 4.4 – Modalità operativa della catena elettrica

Condizione operativa	Bilancio istantaneo	Effetto sul sistema di accumulo
Potenza disponibile superiore alla potenza richiesta	$P_{bus} > P_{sens}$	La produzione compensa il consumo e aumenta lo stato di carica
Potenza disponibile pari alla potenza richiesta	$P_{bus} \approx P_{sens}$	Lo stato di carica rimane approssimativamente invariato
Potenza disponibile inferiore alla potenza richiesta	$0 < P_{bus} < P_{sens}$	La produzione riduce la potenza netta prelevata dalla batteria
Potenza disponibile assente	$P_{bus} = 0$	La batteria fornisce interamente la potenza richiesta dal sensore

La logica funzionale proposta prevede che la transizione tra le diverse modalità sia gestita dalla PCU in coordinamento con il BMS, rispettando i limiti di tensione, corrente, temperatura e stato di carica della batteria. Quando viene raggiunto il limite superiore di carica, la potenza disponibile in eccesso sul bus DC non può essere trasferita integralmente all'accumulo e deve essere limitata intervenendo sul carico elettrico applicato ai PTO oppure mediante un opportuno sistema di dissipazione. Al raggiungimento del limite inferiore, invece, l'alimentazione del sensore deve essere limitata o interrotta per evitare una scarica eccessiva della batteria. La gestione bidirezionale dell'interfaccia di accumulo consente infatti di regolare i flussi di potenza e contribuire al mantenimento della tensione e del bus entro il campo operativo [60,66]. Le relazioni riportate nella Tabella 4.4 rappresentano bilanci istantanei e non consentono, da sole, di valutare la continuità dell'alimentazione. Tale valutazione richiede il confronto tra l'energia prodotta e quella consumata in un intervallo temporale, considerando anche i rendimenti della catena e i consumi ausiliari.

4.5 Bilancio energetico del sistema

Il bilancio energetico consente di confrontare la produzione dei moduli VIV con il fabbisogno del sensore, considerando le perdite introdotte dai componenti elettrici e il contributo del sistema di accumulo. L'analisi distingue il bilancio di potenza nel punto nominale dalla valutazione dell'energia disponibile nel tempo. Il principale limite della valutazione è rappresentato dall'assenza sia di un profilo temporale della velocità della

corrente nella regione di installazione, sia di una curva reale potenza-velocità del convertitore VIV. Il primo dato è necessario per conoscere la frequenza e la durata delle diverse condizioni della risorsa, mentre il secondo permette di associare a ciascuna velocità la potenza effettivamente prodotta dal sistema. In assenza di tali informazioni è possibile valutare la compatibilità di potenza nel solo punto nominale, ma non stimare l'energia complessivamente producibile durante il periodo di missione né verificare la continuità dell'alimentazione del sensore.

4.5.1 Valutazione preliminare della compatibilità di potenza nel punto nominale

Il bilancio di potenza viene sviluppato a partire da 22,79 W nominali attribuiti a ciascun generatore, valore derivato nel Capitolo 2 dalla risposta dinamica assunta per il cilindro, dalla potenza meccanica assorbita dal PTO e dal rendimento elettromeccanico preliminare del 60%. Il dimensionamento preliminare della catena elettrica risulta quindi direttamente subordinato alle ipotesi meccaniche e dinamiche del modello VIV e mantiene validità nei limiti delle condizioni nominali considerate. La valutazione svolta in questo paragrafo riguarda esclusivamente la possibile compatibilità istantanea tra la potenza nominale del sistema e il requisito di potenza del sensore, assumendo che tutti i moduli operino contemporaneamente nelle condizioni nominali. Tale valore non fornisce invece una misura dell'energia effettivamente producibile nel tempo, poiché non considera la durata e la frequenza con cui tali condizioni possono verificarsi. Tale valore include già il rendimento elettromeccanico del 60% assunto per il PTO e non deve essere pertanto applicato nuovamente alla catena elettrica a valle. Considerando i sei moduli, la potenza complessiva all'uscita dei generatori risulta pari a 136,74 W. In assenza della selezione dei componenti e della caratterizzazione elettrica del generatore, i rendimenti degli stadi successivi vengono assunti a scopo preliminare. A tale scopo sono definiti uno scenario nominale e uno cautelativo, riportati nella Tabella 4.5. Il primo rappresenta una configurazione ipotetica della catena basata su componenti a basse perdite e operante in prossimità delle condizioni nominali; il secondo considera una riduzione dei rendimenti associata al funzionamento fuori progetto e alle ulteriori dissipazioni non ancora quantificate. Per lo stadio DC/DC, rendimenti nominali compresi tra il 95% e il 97% risultano compatibili con quelli di dispositivi commerciali di potenza confrontabile, sebbene il valore effettivo dipenda dalla tensione di ingresso, dal rapporto di conversione e dal livello di carico [67].

Tabella 4.5 – Scenari preliminari dei rendimenti della catena elettrica a valle dei generatori

Stadio	Scenario nominale	Scenario cautelativo
Raddrizzamento AC/DC	97%	95%
Conversione DC/DC	95%	92%
Bus DC, protezioni e collegamenti	98%	98%

Accumulo elettrochimico nella batteria	95%	90%
Rendimento complessivo	85,8%	77,1%

Il rendimento del raddrizzamento dipende dalla tensione prodotta dal generatore e dalla topologia adottata. Il valore nominale del 97% presuppone una soluzione attiva o sincrona a basse perdite e non può essere attribuito automaticamente a un ponte passivo. Nei sistemi di raccolta energetica, infatti, la modalità di raddrizzamento può influenzare sensibilmente la potenza trasferita al carico, soprattutto in presenza di tensioni variabili e di ampiezza contenuta [61,68]. Il rendimento attribuito al bus comprende invece le perdite nei conduttori, nei connettori e nei dispositivi di protezione. Il valore del 98% rappresenta un obiettivo progettuale da verificare dopo aver definito la lunghezza e la sezione dei cavi, la corrente circolante e le resistenze dei collegamenti. L'ultimo rendimento della tabella è riferito al processo di accumulo elettrochimico e non al convertitore di carica, già incluso nello stadio DC/DC. In tal modo vengono mantenute separate le perdite dell'elettronica di conversione da quelle proprie della batteria. Applicando in successione i rendimenti dei due scenari alla potenza nominale generata si ottengono i risultati riportati nella Tabella 4.6.

Tabella 4.6 – Valutazione preliminare della compatibilità di potenza nel punto nominale

Grandezza	Scenario nominale	Scenario cautelativo
Potenza all'uscita dei generatori	136,74 W	136,74 W
Rendimento complessivo	85,8%	77,1%
Potenza netta trasferita al sistema di accumulo	117,31 W	105,46 W
Requisito nominale di potenza del sensore	100 W	100 W
Margine nominale prima delle perdite di erogazione	17,31 W	5,46 W

I valori riportati descrivono una condizione istantanea teorica nella quale tutti i moduli operano contemporaneamente al punto nominale. Il margine indicato rappresenta esclusivamente un'eccedenza di potenza istantanea nel punto nominale e non una disponibilità energetica continuativa; non può pertanto essere utilizzato direttamente per stimare l'energia giornaliera prodotta o il tempo di ricarica della batteria. Poiché il sensore viene alimentato dal sistema di accumulo tramite un'uscita regolata, una valutazione completa della compatibilità di potenza con l'utenza dovrebbe considerare anche le perdite associate all'erogazione da parte della batteria e alla regolazione a 24 V DC. Tali perdite non sono quantificate in questa fase, in assenza della selezione della batteria e dell'interfaccia di uscita. Limitatamente al punto nominale assunto, in entrambi gli

scenari la potenza trasferita alla batteria risulta numericamente superiore al requisito nominale di 100 W del sensore. Questo confronto fornisce soltanto una prima indicazione della possibile compatibilità tra la potenza nominale della catena di generazione e quella richiesta dall'utenza, nelle condizioni considerate. Il confronto non consente però di concludere che tale potenza sia disponibile in modo continuo né che l'energia prodotta durante l'intero periodo operativo sia sufficiente ad alimentare il sensore senza una progressiva scarica della batteria. La compatibilità complessiva con l'utenza rimane tuttavia subordinata alle perdite associate alla successiva erogazione dell'energia accumulata e all'alimentazione regolata a 24 V DC. Nello scenario cautelativo, il margine di circa 5,5 W è limitato e potrebbe essere annullato da tali perdite o da una riduzione della potenza prodotta dai moduli. Il risultato evidenzia quindi una significativa sensibilità alle prestazioni effettive della catena elettrica. Una riduzione anche limitata della potenza prodotta dai moduli o dei rendimenti assunti potrebbe annullare il margine disponibile nello scenario meno favorevole.

La valutazione rimane riferita alla condizione nella quale tutti i moduli sviluppano simultaneamente la potenza nominale attribuita al cilindro isolato. Le interazioni di scia, le differenze nella velocità locale e il funzionamento al di fuori del punto di accordatura possono modificare la produzione dei singoli cilindri [31,51-54]. Il confronto fornisce pertanto una prima indicazione della possibile compatibilità istantanea tra la potenza nominale della catena elettrica e il requisito di 100 W del sensore. Non consente invece di valutare compiutamente la sostenibilità energetica del sistema durante il periodo di missione, poiché a tale scopo sarebbe necessario combinare il profilo temporale della velocità locale della corrente con una curva reale potenza-velocità della configurazione multicilindro. In assenza di questi dati non è possibile determinare la produzione media effettiva, la durata delle condizioni favorevoli né l'energia netta complessivamente trasferibile al sistema di accumulo.

4.5.2 Stima dell'energia disponibile nel tempo e limiti della valutazione

Il confronto sviluppato nel paragrafo precedente riguarda la potenza nominalmente associata al sistema in una specifica condizione di funzionamento. La valutazione energetica considera invece l'energia che il sistema riesce effettivamente a produrre durante un intervallo prolungato. I due risultati non coincidono necessariamente: una potenza superiore al requisito del sensore può essere disponibile soltanto per periodi limitati, mentre nelle restanti fasi la produzione può risultare inferiore o assente. La continuità dell'alimentazione dipende quindi dal confronto tra l'energia complessivamente prodotta e quella consumata durante l'intero periodo operativo, includendo anche i consumi ausiliari della PCU, del BMS, dei sistemi di monitoraggio e delle protezioni. Se, nell'intervallo considerato, l'energia complessivamente prodotta supera quella consumata, l'eccedenza può aumentare lo stato di carica della batteria; in caso contrario, lo stato di carica diminuisce progressivamente.

Assumendo un funzionamento continuo a 100 W, il sensore richiede 2,4 kWh al giorno. La batteria da 30 kWh considerata nel Paragrafo 4.3.2 può compensare temporaneamente una produzione insufficiente, ma non

modifica il bilancio energetico medio. Una maggiore capacità prolunga infatti l'autonomia durante i periodi di deficit, senza garantire un funzionamento indefinito qualora l'energia mediamente prodotta rimanga inferiore a quella consumata. Analogamente, il margine nominale compreso tra circa 5,5 W e 17,3 W rappresenta soltanto un'eccedenza istantanea nelle condizioni considerate. Non può essere interpretato come una potenza di ricarica costantemente disponibile e non consente quindi di determinare il tempo necessario per ripristinare lo stato di carica della batteria. Per farlo sarebbe necessario conoscere per quanto tempo il sistema opera al punto nominale e come varia la produzione durante le restanti condizioni operative. Con i dati disponibili non è possibile stimare l'energia effettivamente producibile durante il periodo di missione. La potenza complessiva di 136,74 W presuppone una velocità locale uniforme pari a 1,20 m/s e il funzionamento simultaneo dei sei moduli nel punto nominale. La velocità effettiva della regione multicilindro non è stata determinata e le interazioni di scia possono produrre differenze nella risposta e nella potenza dei singoli cilindri [31,51-54]. Non sono inoltre disponibili la curva di potenza della configurazione in funzione della velocità, l'estensione effettiva dell'intervallo di "lock-in" e la distribuzione temporale delle condizioni idrodinamiche. La somma nominale delle potenze non può quindi essere convertita direttamente in una stima dell'energia producibile nel tempo.

La valutazione completa richiederà il profilo operativo effettivo del sensore, i consumi ausiliari e le curve di rendimento dei componenti al variare del carico. Dovranno inoltre essere considerate la capacità utilizzabile della batteria, l'autoscarica, la temperatura e la riduzione delle prestazioni dovuta all'invecchiamento [63]. La PCU e il BMS dovranno gestire i flussi di potenza rispettando i limiti di carica e scarica e mantenendo il sistema entro le condizioni elettriche ammissibili [59,65]. La successiva valutazione quantitativa dovrà pertanto combinare la distribuzione temporale della velocità locale con la curva di potenza della configurazione multicilindro, applicando i rendimenti effettivi della catena elettrica e confrontando l'energia netta prodotta con il fabbisogno complessivo sull'intero periodo di missione. Il bilancio sviluppato nel presente capitolo costituisce quindi una valutazione preliminare della compatibilità di potenza nel solo punto nominale e una stima dell'autonomia teorica associata al sistema di accumulo. Il limite principale rimane l'assenza di un profilo temporale della velocità locale della corrente e di una curva reale potenza-velocità della configurazione multicilindro. Senza questi due elementi non è possibile stimare l'energia netta effettivamente producibile durante il periodo di missione, determinare l'evoluzione dello stato di carica della batteria né verificare la continuità energetica del sistema.

Riferimenti Bibliografici

[60] American Bureau of Shipping, Requirements for Direct Current (DC) Power Distribution Systems for Marine and Offshore Applications, luglio 2022, Houston, TX, USA: ABS, 2022.

[61] V. M. de Albuquerque, R. Felicetti, J. Forslund e U. Lundin, “Permanent-Magnet Linear Generator Design for the Energy Harvest of Vortex-Induced Vibrations”, manoscritto, Uppsala University, 2026.

[62] R. Ahamed, K. McKee e I. Howard, “A Review of the Linear Generator Type of Wave Energy Converters’ Power Take-Off Systems”, Sustainability, vol. 14, n. 16, art. 9936, 2022, doi: 10.3390/su14169936.

[63] S. Eriksson, “Design of Permanent-Magnet Linear Generators with Constant-Torque-Angle Control for Wave Power”, Energies, vol. 12, n. 7, art. 1312, 2019, doi: 10.3390/en12071312.

[64] Kraken Robotics Inc., SeaPower Long Endurance Subsea Batteries, scheda tecnica, 2025.

[65] International Electrotechnical Commission, IEC 62619:2022, Secondary Cells and Batteries Containing Alkaline or Other Non-Acid Electrolytes – Safety Requirements for Secondary Lithium Cells and Batteries, for Use in Industrial Applications, 2ª ed., Ginevra, Svizzera: IEC, 2022.

[66] C. A. Ramos-Paja, S. I. Serna-Garcés e A. J. Saavedra-Montes, “Battery Power Interface to Mitigate Load Transients and Reduce Current Harmonics for Increasing Sustainability in DC Microgrids”, Sustainability, vol. 17, n. 17, art. 7987, 2025, doi: 10.3390/su17177987.

[67] Victron Energy B.V., Orion-Tr DC-DC Converters, Low Power, Non-Isolated, scheda tecnica, Almere, Paesi Bassi.

[68] J. Wang, Y. Zhang e X. Zhu, “A High Efficiency Active Rectifier IC for Alternating Current Energy Harvesting”, in 2024 IEEE Academic International Symposium on Optoelectronics and Microelectronics Technology (AISOMT), pp. 420-424, 2024.

CONCLUSIONI

Il presente lavoro ha valutato la possibilità di impiegare un sistema locale di generazione elettrica per contribuire all'alimentazione di un sensore sottomarino installato in un'area "offshore" remota. Tra le tecnologie considerate, la generazione mediante "Vortex-Induced Vibrations" è stata selezionata come soluzione di riferimento soprattutto per la modularità e per la possibilità di adattare i parametri del convertitore alle condizioni idrodinamiche del sito. Lo studio ha portato alla definizione di una possibile architettura integrata composta da sei moduli VIV, un condotto convergente, un telaio comune e una catena elettrica dotata di un sistema di accumulo. L'elemento originale del lavoro risiede nell'integrazione, all'interno di un unico percorso progettuale, del modello dinamico del convertitore VIV, della configurazione multicilindro, del progetto meccanico della struttura e della catena elettrica di conversione e accumulo. Questi aspetti non sono stati trattati come sottosistemi indipendenti, ma sono stati messi in relazione per definire una configurazione complessiva coerente con il fabbisogno dell'utenza e con le condizioni operative considerate. Il dimensionamento ha consentito di individuare gli ordini di grandezza dei principali parametri geometrici, dinamici, meccanici ed elettrici. Il modello CAD ha tradotto tali risultati in una configurazione tridimensionale unitaria, permettendo di rappresentare l'integrazione tra i sei moduli, il condotto convergente, il telaio comune e gli spazi destinati ai sottosistemi elettrici, nonché di valutarne la compatibilità geometrica a livello di concept. Nel punto di progetto, la somma delle potenze attribuite ai sei moduli è pari a 136,74 W all'uscita dei generatori. Considerando le perdite stimate durante il trasferimento e l'accumulo dell'energia, la potenza trasferibile alla batteria risulta superiore al requisito del sensore, pari a 100 W a 24 V DC, in entrambi gli scenari considerati. Il risultato indica una possibile compatibilità di potenza nelle condizioni assunte, fermo restando che il confronto non include le perdite associate alla successiva erogazione dell'energia accumulata e alla regolazione nell'uscita a 24 V DC.

Il confronto svolto è tuttavia limitato al punto di progetto e non permette di stabilire la disponibilità continuativa della potenza richiesta. La possibilità di ottenere la potenza prevista dipende principalmente dalla presenza, all'interno della regione multicilindro, di una velocità locale prossima a 1,20 m/s, assunta per l'accordatura dei convertitori ma non ancora verificata nella gola e nel tratto occupato dai cilindri. Dipende inoltre dalla risposta effettiva dei cilindri, dalle interazioni di scia, dalle caratteristiche reali del PTO e dai rendimenti dei componenti elettrici. L'assenza della curva di potenza del sistema e di una distribuzione temporale rappresentativa della velocità locale impedisce, allo stato attuale, di determinare l'energia producibile durante l'intero periodo operativo. La batteria può compensare gli squilibri temporanei tra produzione e consumo, mentre la continuità di funzionamento richiede che il bilancio energetico medio non risulti negativo. La configurazione proposta rappresenta quindi il risultato di uno studio preliminare volto a valutarne la fattibilità nell'ambito delle ipotesi adottate. I risultati definiscono una soluzione tecnicamente coerente con le ipotesi adottate, la cui capacità prestazionale resta da verificare. In particolare, rimangono da eseguire l'analisi CFD della velocità nel condotto e delle interazioni di scia, la caratterizzazione sperimentale della risposta dei moduli e del PTO e la verifica energetica basata su profili temporali rappresentativi della

risorsa e del carico. L'approccio integrato ha inoltre consentito di collegare il modello del singolo convertitore alla configurazione multicilindro, al condotto, al telaio e alla catena elettrica, evidenziando le principali dipendenze tra i sottosistemi e gli aspetti determinanti per valutarne la fattibilità nelle successive fasi di sviluppo. Con i dati attualmente disponibili non è stato tuttavia possibile quantificare il prolungamento dell'autonomia della batteria né la conseguente riduzione della frequenza degli interventi di sostituzione mediante ROV.

Gli sviluppi successivi dovranno procedere lungo tre principali direzioni. La prima riguarda la validazione numerica, mediante analisi CFD del condotto e della distribuzione della velocità, seguita da un'analisi fluido-strutturale della configurazione multicilindro. La seconda prevede la caratterizzazione sperimentale della risposta dei moduli e del PTO, necessaria per determinarne il comportamento dinamico, la forza resistente e l'effettiva conversione elettromeccanica. La terza riguarda la validazione energetica, da sviluppare sulla base di profili temporali rappresentativi della risorsa e del carico, delle curve di potenza dei moduli e dei rendimenti effettivi della catena elettrica. Dovranno inoltre essere eseguite le verifiche strutturali e a fatica dei componenti meccanici. Tali approfondimenti consentiranno di valutare l'effettiva capacità della configurazione proposta di fornire un contributo energetico significativo e affidabile e di quantificare il conseguente prolungamento dell'autonomia del sistema di accumulo.