

I motori a fluido organico: un buon esempio di collaborazione tra università e industria

Questo articolo riassume i contenuti della "lectio magistralis" da me tenuta in occasione della Giornata di studio in onore del prof. Umberto Ruggiero, fondatore del Politecnico di Bari, nel giorno del suo 90° compleanno. Premetto che per me è stato un grande onore essere stato invitato a partecipare a questa giornata dedicata a un esimio collega e caro amico. Umberto Ruggiero è stato un grande professore, che ha dato tanto, non solo alla comunità pugliese, ma a tutti i «macchinisti» italiani.

ORGANIC RANKINE CYCLE: A GOOD EXAMPLE OF COLLABORATION BETWEEN UNIVERSITIES AND INDUSTRY

This paper outlines the content of the lectio magistralis given by the author during the ceremony in honor of prof. Umberto Ruggiero 90th birthday. The subject are the Organic Rankine Cycles (ORC). The lectio explains the thermodynamic reasons which make this technology the undisputed choice for producing electricity from low-medium heat sources. It outlines also the fundamental role of the research activity carried on at Politecnico di Milano for the industrial success of Italian ORC manufacturers.

Dovendo scegliere un tema per il mio intervento, ho preferito puntare sui motori a fluido organico, sia perché è un tema cui ho dedicato tanti anni di ricerca, sia perché ben si presta a richiamare alcuni aspetti del messaggio che Umberto ha trasmesso a me (e a tanti colleghi). Un messaggio sui doveri di un bravo professore universitario del nostro settore scientifico disciplinare, che si può sintetizzare nei seguenti punti:

- Le nostre ricerche devono privilegiare temi che interessino il mondo produttivo delle imprese, attivando con esse forme di collaborazione che portino a risultati concreti, in particolari allo sviluppo di componenti e sistemi innovativi che favoriscano il progresso tecnologico
- La nostra ricerca deve raggiungere livelli di eccellenza internazionale: per ottenere questo risultato serve operare in un gruppo coeso, che vanti una preparazione a largo spettro, che copra tutte le discipline alla base delle macchine e dei sistemi energetici (termodinamica, fluidodinamica, scambio termico, turbomacchine, ecc.)

In questa lezione, dopo avere illustrato alcuni aspetti salienti dei motori a fluido organico, ripercorrerò brevemente la storia di questa tecnolo-

gia, in Italia e nel mondo e fornirò un quadro aggiornato della situazione mondiale degli ORC, evidenziando che si tratta di una tecnologia in piena evoluzione. Non vi è spazio per trattare in profondità la vasta tematica degli ORC in questa lezione: tratterò solo pochi aspetti, invitando chi fosse interessato al tema a consultare la vastissima letteratura scientifica. In particolare, il volume "Organic Rankine Cycle (ORC) Power Systems – Technologies and Applications", di cui sono editore unitamente a Marco Astolfi. Il volume, recentemente pubblicato da Elsevier (ISBN: 978-0-08-100510-1 - print, ISBN: 978-0-08-100511-8 -online), raccoglie contributi dei più noti esperti internazionali del settore e può essere un utile riferimento per chi desideri approfondire la conoscenza di questa tecnologia.

PERCHÉ I MOTORI A FLUIDO ORGANICO SONO UNA TECNOLOGIA IMBATTIBILE IN UN VASTO CAMPO DI APPLICAZIONI?

Gli impianti motori a fluido organico sono noti nel mondo con l'acronimo ORC (Organic Rankine Cycle). Di fatto, realizzano, come gli impianti a vapore, un ciclo Rankine, da cui mutuano i fondamentali

FIGURA 1 - Rendimenti di cicli a gas a bassa temperatura

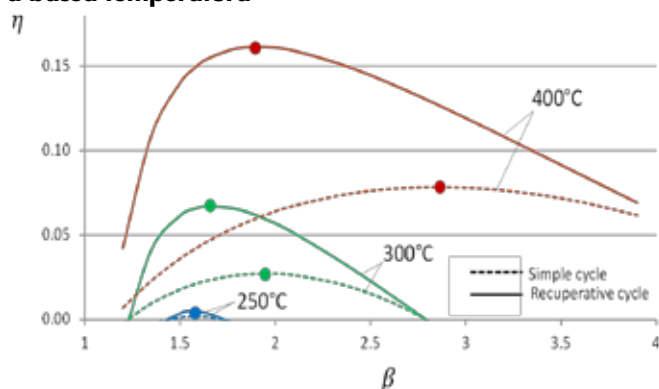
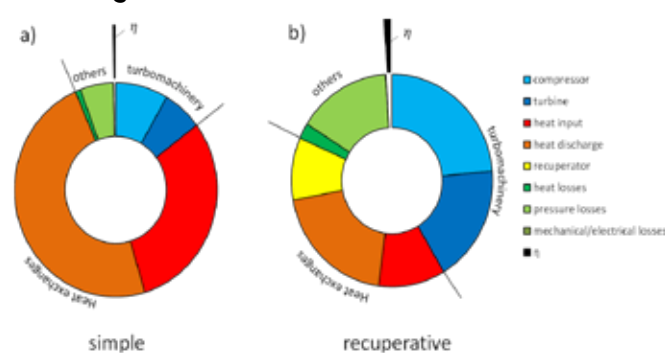


FIGURA 2 - Analisi di secondo principio di cicli a gas con $T_{max} = 250^\circ\text{C}$



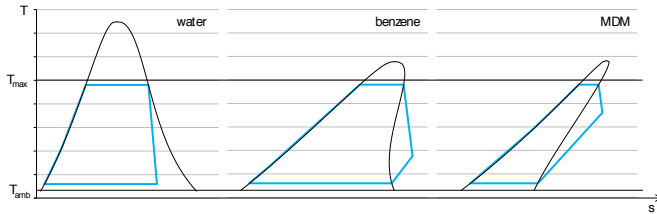


FIGURA 3 - Rappresentazione nel piano temperatura-entropia specifica di cicli a vapor saturo con fluidi a diversa complessità molecolare

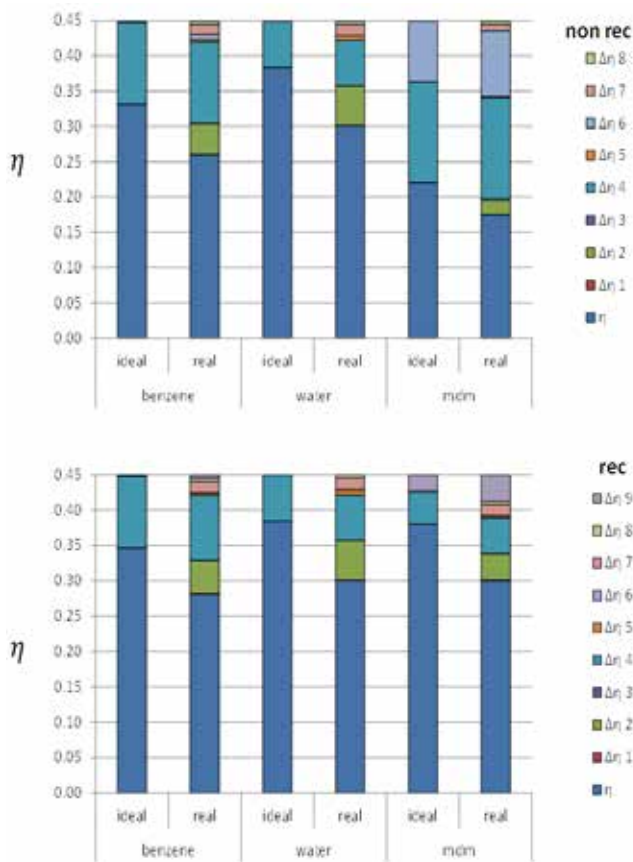


FIGURA 4 - Analisi di secondo principio dei cicli di fig. 3; per il significato dei vari termini, si veda fig. 5

- $\Delta \eta_1$ = pompa
- $\Delta \eta_2$ = turbina
- $\Delta \eta_3$ = perdite di carico
- $\Delta \eta_4$ = economizzatore
- $\Delta \eta_5$ = evaporatore
- $\Delta \eta_6$ = calore all'ambiente
- $\Delta \eta_7$ = mec/el
- $\Delta \eta_8$ = termiche
- $\Delta \eta_9$ = recuperatore

FIGURA 5 - Le nove perdite di rendimento con cui si è stimatizzato il ciclo reale

vantaggi termodinamici:

- Operando in ciclo «chiuso» possono essere utilizzati con qualunque sorgente termica
- Cedono calore all'ambiente (o a un utilizzatore termico, se operano come cogeneratori) con un processo che avviene (in tutto o in parte) a temperatura costante
- Comprimono il fluido di lavoro in fase liquida
- La potenza utile del ciclo è una frazione molto elevata della potenza sviluppata dall'espansione.

La fondamentale differenza rispetto al ciclo Rankine convenzionale è la possibilità di scegliere il fluido di lavoro che percorre il ciclo termodinamico: un grado di libertà molto importante, poco sfruttato nel passato nel settore degli impianti di potenza, diversamente da quanto si è verificato nel settore degli impianti frigoriferi, che da sempre hanno adottato fluidi di lavoro diversi al variare delle applicazioni.

Prima di affrontare il tema della scelta del fluido di lavoro e delle sue conseguenze, vorrei chiarire perché i cicli di potenza convenzionali (a gas o a vapor d'acqua) non possono offrire prestazioni decenti - sia in termini termodinamici, sia in termini economici - quando operano con sorgenti di calore a temperatura medio-bassa (diciamo, sotto i 400°C) e/o di potenza modesta (diciamo, sotto qualche decina di MW_{th}).

È infatti facile illustrare i motivi per cui:

- Con cicli a gas, è impossibile ottenere rendimenti decenti con sorgenti a bassa temperatura
- Con cicli a vapore d'acqua, è impossibile avere costi ragionevoli per turbine di piccola potenza

LA MODESTE PRESTAZIONI TERMODINAMICHE DEI CICLI A GAS A BASSA TEMPERATURA

Se si calcolano le prestazioni di un ciclo a gas, sia nella versione semplice, sia in quella recuperativa, il risultato è che si ottengono rendimenti molto modesti: come mostrato in fig. 1, è difficile ottenere rendimenti positivi per temperature massime dell'ordine dei 250°C e solo a 400°C, con recuperatori efficienti, si supera la soglia del 15%.

L'analisi termodinamica di secondo principio chiarisce bene i motivi delle prestazioni scadenti dei cicli a gas, come di mostrato in fig. 2, che si riferisce a cicli con $T_{max} = 250^\circ\text{C}$, e quindi con rendimenti quasi nulli, in entrambe le versioni, ciclo semplice e recuperativo.

Con il ciclo semplice, diventano prevalenti le perdite di rendimento legate agli scambi termici, che avvengono necessariamente fra trasformazioni del gas a temperatura variabile e sorgente e pozzo di calore a temperatura costante. Le perdite nelle turbomacchine, unite alle altre perdite (perdite di carico, meccaniche, elettriche) completano il quadro, confinando il rendimento del ciclo a un valore prossimo a zero. Con il ciclo recuperativo, si ottiene una sostanziale diminuzione delle perdite di rendimento legate allo scambio termico (cui ora si aggiunge quella del recuperatore), ma si introduce un sensibile aumento delle altre perdite di rendimento, soprattutto nelle turbomacchine, causato dalla diminuzione del calore introdotto.

CON CICLI A VAPORE, LA SITUAZIONE È MIGLIORE...

Ben altre prestazioni sono ottenibili con i cicli termodinamici a vapore. Essi, al variare della complessità molecolare, assumono forme diverse

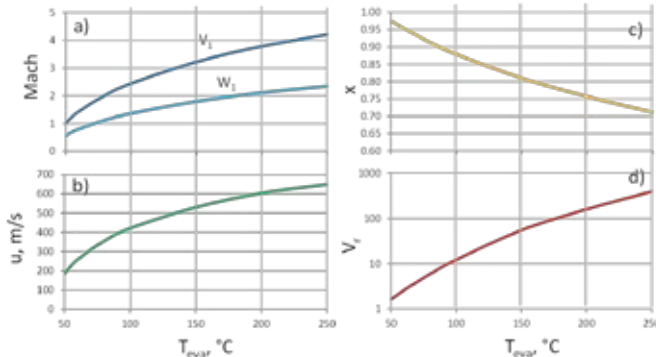
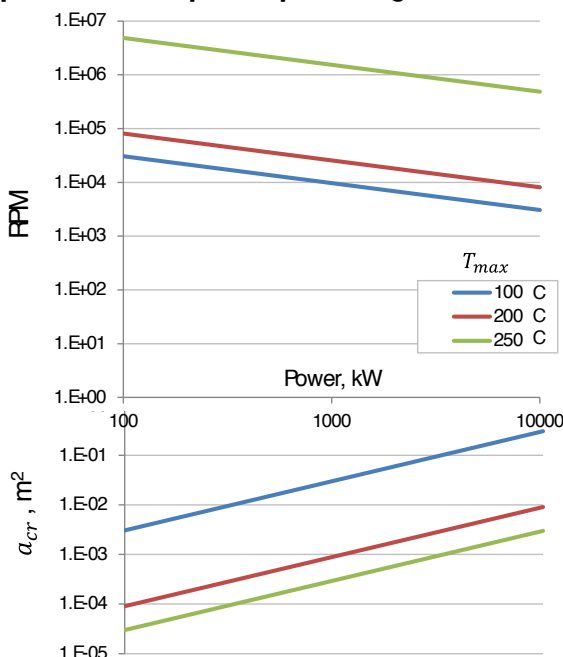


FIGURA 6 - Aspetti negativi che si verificano per le turbine a vapore monostadio

nel piano temperatura-entropia specifica come dimostra l'esempio in fig.3, ove sono rappresentati i cicli a vapore saturo operanti con ugual temperatura di evaporazione (che coincide con la temperatura massima del ciclo), pari a 240°C e di condensazione, pari a 30°C per tre fluidi di diversa complessità molecolare. L'analisi di secondo principio applicata a questi cicli produce risultati molto diversi da quelli di fig. 2 precedentemente commentati. Come si vede in fig. 4, che riporta per ognuno dei tre fluidi considerati la distribuzione delle perdite di rendimento legate alle diverse irreversibilità presenti (il significato dei vari termini è illustrato nella fig.5) sia per cicli limite (in cui si ipotizzano componenti ideali, vale a dire turbomacchine con rendimento unitario, scambiatori di calore di superficie infinita, assenza di perdite di carico, ecc.), sia per cicli reali.

Quanto la fig. 4 dimostra è che cicli a vapore saturo, operanti con fluidi a complessità molecolare qualsivoglia e con temperature critiche superiori a quelle della sorgente di calore, possono sempre

FIGURA 7 - Aspetti negativi che si presentano per turbine a vapore di piccola taglia



raggiungere elevati rendimenti (nell'esempio specifico, intorno al 35%, vale a dire circa il 75% rispetto a quello di un ciclo di Carnot operante con una sorgente di calore a temperatura costante pari a 250°C e un pozzo di calore (l'ambiente) ipotizzato a 15°C. È per questo motivo che spesso, per i motori ORC, la scelta del fluido non condiziona tanto il rendimento del ciclo, quanto le prestazioni dei componenti.

CON CICLI SATURI A VAPOR D'ACQUA DI PICCOLA TAGLIA, GRANDI PROBLEMI CON LA TURBINA

Dall'analisi precedente risulta che a livello di ciclo termodinamico, il vapor d'acqua potrebbe essere un'ottima soluzione per cicli a vapor saturo accoppiati a sorgenti di temperatura medio bassa: l'affermazione è senz'altro corretta per impianti di grandi dimensioni (si pensi ai cicli a vapore delle centrali BWR o PWR, che effettivamente raggiungono rendimenti pari al 75-80% del rendimento di Carnot corrispondente alle temperature di evaporazione e condensazione), ma non è applicabile al caso di impianti di taglia medio piccola, ove è impensabile adottare macchine a molti stadi, con velocità periferiche elevate e meccanismi complessi di estrazione del liquido che si forma durante l'espansione. Le figure seguenti dimostrano questa affermazione, prendendo in esame una serie di aspetti che condizionano prestazioni e costi della turbina. Le figure fanno riferimento a una soluzione monostadio ad azione, ma le conseguenze che ne derivano sono estendibili a ogni tipologia di macchina, quando si delimita a un valore ragionevole il numero di stadi. In particolare, la fig. 6 mette mettono in evidenza come, al crescere della temperatura di evaporazione:

- si hanno flussi fortemente supersonici, sia all'uscita della schiera statorica sia, ben più grave per il rendimento della macchina, all'ingresso della schiera rotorica (riferimento relativo)
- le velocità periferiche (dal cui quadrato dipende il regime di sforzi meccanici sulle pale), raggiungono valori inaccettabili
- il titolo allo scarico della macchina raggiunge valori inaccettabilmente bassi, che comprometterebbero, oltre al rendimento, la vita stessa delle palettature
- il rapporto fra le portate volumetriche tende a crescere a valori inaccettabili.

Mentre i problemi sopra illustrati sono indipendenti dalla taglia della macchina, altri aspetti che rendono critica l'applicazione delle turbine a vapore per piccole taglie sono evidenziati dalla fig.7: il numero di giri molto elevato richiesto dagli elevati salti entalpici e dalle piccole portate volumetriche (parte alta della figura) e le piccolissime aree di passaggio richieste dal fluido all'ingresso della macchina. In definitiva, le figure dimostrano come sia di fatto impossibile realizzare una macchina di rendimenti e costi accettabili per cicli saturi a vapore d'acqua di piccola taglia.

CORRELAZIONI PER PREVEDERE IL RENDIMENTO E LA GEOMETRIA DELLE TURBINE A FLUIDO ORGANICO

L'adozione di un fluido di lavoro diverso dall'acqua rende possibile realizzare macchine competitive in termini di dimensioni, costo, sforzi meccanici e rendimento per cicli a vapor saturo grazie soprattutto

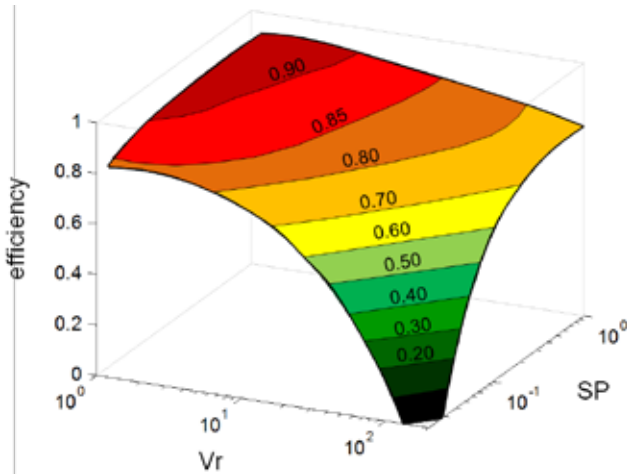


FIGURA 8 - Correlazione per turbine monostadio

a tre caratteristiche:

- l'elevata massa molecolare, che comporta bassi salti entalpici, e conseguentemente basse velocità periferiche che consentono di mantenere bassi sforzi meccanici nelle palettature
- la complessità molecolare, che garantisce di effettuare l'espansione senza formazione di liquido
- la libertà di scelta del punto critico del fluido, che consente di avere numeri di giri e dimensioni ottimali della macchina, variando, a seconda della taglia dell'impianto, i livelli di pressione entro cui opera il ciclo.

Non sono invece in genere completamente evitabili due aspetti che richiedono particolare attenzione nella progettazione delle turbine a fluido organico e che rendono inapplicabili le logiche di progettazione applicate per turbine "convenzionali" (a gas o a vapor d'acqua):

- la presenza di flussi transonici (se non supersonici)
- la presenza di rapporti di espansione volumetrica elevata

Nelle figure seguenti (8, 9 e 10) è riassunta una correlazione messa a punto dallo scrivente, basata su una teoria della similitudine generalizzata a flussi fortemente comprimibili e sull'introduzione dei due parametri

- un parametro (dimensionale, in m) che identifica la taglia della macchina = SP (Size Parameter)

$$SP = \sqrt{\frac{V_{out, is}}{\Delta h_{is}^{1/4}}}$$

- un parametro (adimensionale) che identifica il rapporto di espansione volumetrico V_{ratio}

$$V_{ratio} = \frac{V_{out, is}}{V_{in}}$$

che consente, noti pochi parametri termodinamici (fluido di lavoro, ciclo termodinamico, potenza richiesta) di individuare il rendimento atteso, al variare del numero di stadi della macchina. La correlazione è estesa a un numero massimo di stadi pari a tre, un valore più che

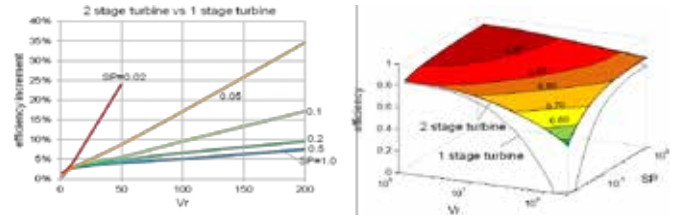


FIGURA 9 - Correlazione per turbina bistadio e confronto con la soluzione monostadio

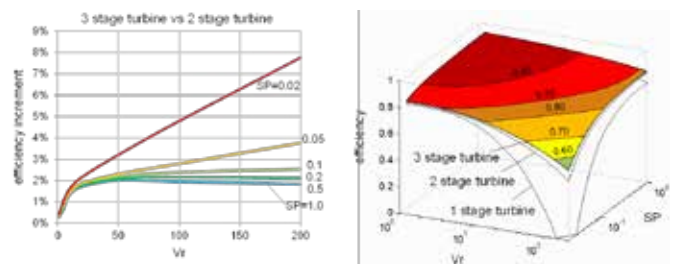


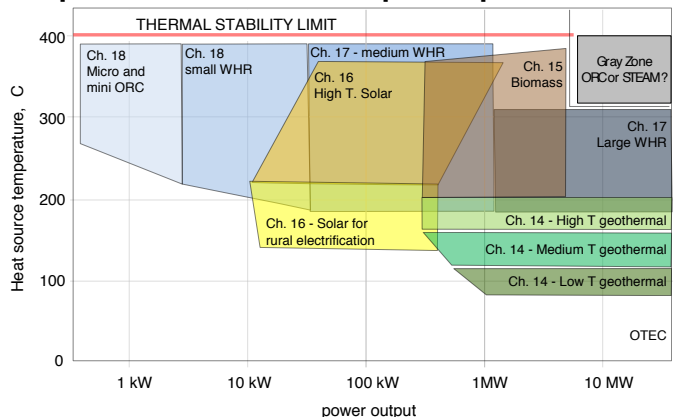
FIGURA 10 - Correlazione di rendimento per turbine a tre stadi e confronto con le soluzioni monostadio e bistadio

sufficiente per ottenere ottimi rendimenti per le applicazioni ORC. Va peraltro sottolineato che la tendenza recente di abbandonare fluidi di lavoro pesanti (che possono presentare valori troppo elevati di ODP e/o GWP) a favore dei più leggeri - ma infiammabili - idrocarburi sta portando alcuni costruttori a realizzare anche macchine con un maggior numero di stadi.

I CAMPI DI APPLICAZIONE

La pratica impossibilità di realizzare soluzioni a gas o a vapor d'acqua rende attraente la soluzione ORC per una vastissima gamma di applicazioni, che caratterizzano la moderna tendenza di affiancare alle grandi centrali termoelettriche, nucleari e idroelettriche un numero crescente di centrali di piccola taglia, basate su fonti di energia rinnovabili o sul recupero di calore da processi industriali e impianti

FIGURA 11 - Tipiche zone di applicazione degli ORC: solo per potenze superiori a circa 10 MW e temperature oltre i 350°C, si entra in una zona "grigia" ove la competizione con soluzioni a vapore è aperta



motori. La seguente figura illustra i diversi campi di applicazione. I riferimenti indicati in ognuno dei fazzoletti si riferiscono ai capitoli del volume edito dall'autore citato nella premessa di questa lezione. Ad essi si rimanda per avere un quadro aggiornato dell'evoluzione tecnologica in atto.

ALCUNI CENNI SULLA FILIERA ITALIANA ORC

Rimandando al volume citato per un più completo excursus sulla storia della tecnologia degli ORC, mi piace riprodurre integralmente nel seguito quanto riportato dal sito di Turboden, che rende merito al ruolo esercitato dal gruppo di ricerca del Politecnico di Milano per lo sviluppo di questa tecnologia:

The Italian School

The Organic Rankine Cycle technology was seriously developed only during the XX century. In Italy, an experiment was carried out during the Thirties on the Island of Ischia. Important studies were conducted after the Second World War in Russia, USA and Israel. Back to Italy, during the Seventies the Italian ORC School was born at the Politecnico di Milano, Italy's most important engineering University. Its founder was Prof. Gianfranco Angelino, with his colleagues Prof. Ennio Macchi and Prof. Mario Gaia, the founder of Turboden.



FIGURA 12 - La prima turbina ORC progettata al Politecnico di Milano

La figura 12 mostra la prima turbina che abbiamo progettato e realizzato, negli anni '70. Una macchina monostadio a reazione, da 4 kWel, fluido di lavoro percloroetilene, che aveva come sorgente acqua a 90°C, proveniente da collettori solari piani.

Fu la prima dimostrazione che, con un'appropriata scelta del fluido di lavoro, è possibile realizzare macchine di dimensioni ottimali, con sforzi meccanici modesti (la macchina in oggetto aveva la girante in lega leggera) e soprattutto, rendimenti molto elevati.

Seguirono altre macchine, anche molto più complesse, come quella illustrata nella figura seguente, che presenta una soluzione a quattro stadi, di cui il primo parzializzato, il secondo con pale cerchiate a causa delle piccole altezze di pala, seguito da due stadi a reazione ad alto rendimento. La macchina operava con un fluido completamente fluorurato a molecola molto complessa e fu accoppiata a un



FIGURA 13 - Una turbina a 4 stadi per un motore ORC ad alata temperatura da 35 kW



FIGURA 14 - Il prototipo da 500 kWel con ciclo ipercritico sperimentato al centro sperimentale ENEL di Livorno

impianto solare termodinamico a concentrazione lineare operante in Australia.

Dopo queste piccole macchine di successo, iniziò l'avventura industriale di Turboden, una spin-off ante litteram che è oggi un'azienda leader del settore a livello internazionale.

Un esempio recente di collaborazione fra Turboden e Politecnico di Milano, questa volta sponsorizzata da ENEL, è rappresentato dal ciclo ORC ipercritico a R 134: la foto è realizzata a Livorno, nel centro di ricerca ENEL. È un gruppo da 500 kW, da considerarsi come prototipo di macchine geotermiche da 10 MW e oltre.

Un'altra collaborazione di successo nata sempre dal nostro gruppo di ricerca del Politecnico di Milano è rappresentata da Exergy, che con un innovativo modello di turbina "radiale outflow" è anch'essa diventata un'azienda leader in campo internazionale, soprattutto nel settore geotermico.

Per evidenziare quale forte impatto abbia avuto nel mondo la tecnologia italiana degli ORC, chiudo questa lezione con le due prossime figure, che illustrano la situazione corrente (i numeri si riferiscono all'inizio del 2016, e continuano a essere in forte crescita) del mercato degli ORC.

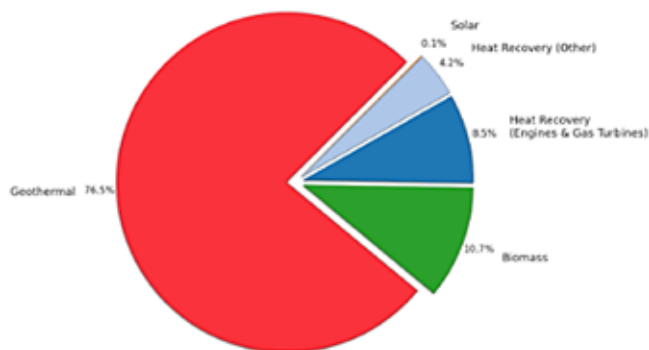
La prima è utile per evidenziare i campi applicativi più importanti:

FIGURA 15 - Un esempio di turbina "outflow" progettata da Exergy installata in un campo geotermico



Current situation

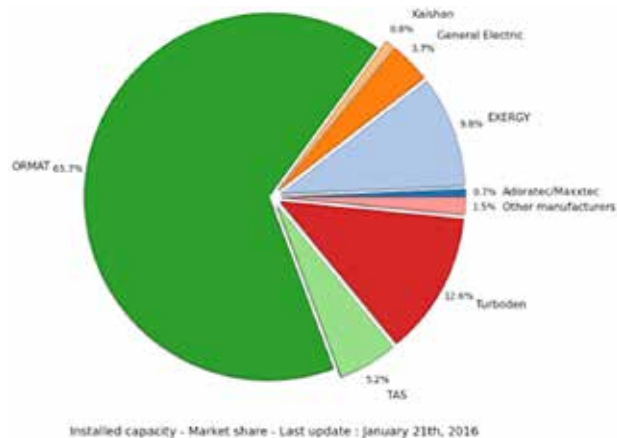
- Total installed capacity : 2749.1 MWel, in 563 power plants
- New capacity planned : 523.6 MWel in 75 plants



Installed capacity - Market share - Last update : January 21th, 2016

FIGURA 16 - Il mercato mondiale degli ORC, diviso in base alla fonte energetica

nell'ordine la geotermia, le biomasse, il recupero termico, il solare. La seconda, fornisce dati sul ruolo dei diversi costruttori: dopo Ormat,



Installed capacity - Market share - Last update : January 21th, 2016

FIGURA 17 - Il mercato mondiale degli ORC, diviso in base ai costruttori

da sempre la leader del settore, appaiono Turboden ed Exergy: due realtà industriali importanti, che hanno assunto nell'ultimo decennio un gran numero di ingegneri laureati presso il Dipartimento di Energia del Politecnico di Milano: una grande soddisfazione per chi ha contribuito alla nascita di questa tecnologia!



Valvoind
valvole industriali

Valvoind Srl
via Pascoli, 5
24060 Bagnatica (BG)
Tel. +39 035681919
info@valvoind.it - www.valvoind.it

DISTRIBUTORE PER L'ITALIA



VALSTEAM
valsteam.com
ADCA