

低温スターリングエンジンの性能・価格

なぜ、発電効率を上げられるか、製作コストを抑えられるか！

マクロエンジニアリングプロジェクト研究会 逸目 英正



1. 太陽熱水発電の技術的手当

(1) 構成

太陽熱水発電は高温側熱源、低温側熱源、エネルギー変換装置(低温スターリングエンジン)で構成される。(図-1)

- ▶ 高温側熱源の作動媒体(水)は太陽熱湯沸装置で95°Cの熱水になり、貯水池(赤色)で待機し、スターリングエンジンに供給され、75°Cで貯水池(黄色)に戻り、翌朝循環する。従来の太陽熱発電よりも低温であるため、3日間貯湯しても水温低下は約0.3°C程度に抑えられる(蓄熱性⇒蓄電性)。
- ▶ 低温側熱源の海洋深層水は水深1,000mで3°C、低温スターリングエンジンに供給する段階で5°C、エネルギー変換後、廃熱により15°Cにまで昇温する。使用後の海洋深層水は清浄かつ栄養塩に富み高付加価値で、多段(カスケード)利用に供せられる。
- ▶ エネルギー変換装置には低温スターリングエンジンを用いる。低温スターリングエンジンは立地・環境条件に合わせた仕様で、地域資源を有効活用できる。

次に、それぞれの具体を述べる。

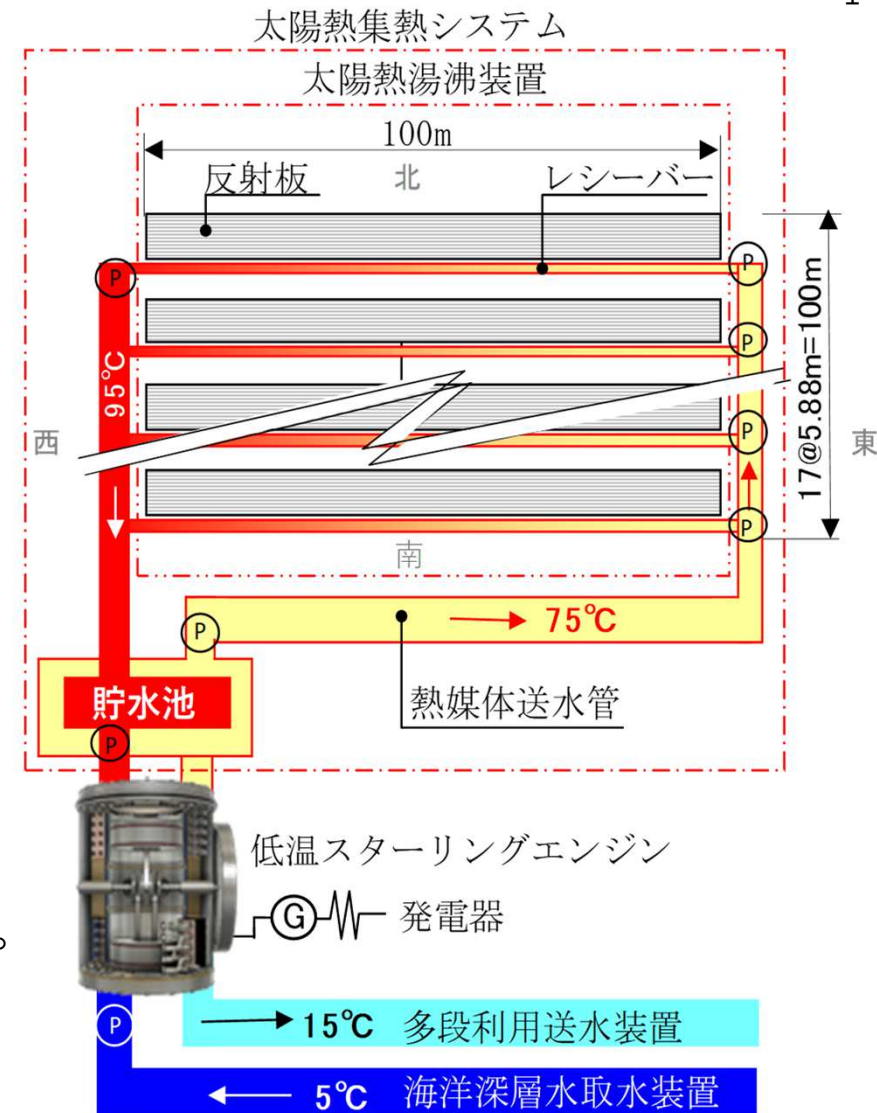


図-1 太陽熱発電の構成

(2) 高温側熱源

熱水発電は排熱・地熱・太陽熱など、熱源の種類を選ばない。

- ▶ ただし、工場では省エネ・合理化が進み、排熱は小規模かつ分散し、発電も小規模・分散型になる。
- ▶ 地熱は60°C以上で良く、温泉など利用可能対象は広がり、これに応じた地熱集熱工法も考えられる。
- ▶ 太陽光は実用的無尽蔵の熱源であるが（図-2）、既往集熱装置は集熱温度が400°C~1,000°Cと高く、エネルギーロスが大きいため、**集熱ロス・コストを低減する95°C用の太陽湯沸装置**を設計した。
- ▶ 太陽湯沸装置は、光の反射→透過→吸収→熱媒体輸送→貯水の行程で構成され、反射材・反射防止剤・二重窓・太陽光吸収体・断熱材などで最先端技術を用いるが、**技術的に難しいところはない**。
- ▶ **すなわち、集熱温度を下げることで、エネルギーロス・製作費・集熱コストを低減**できる。

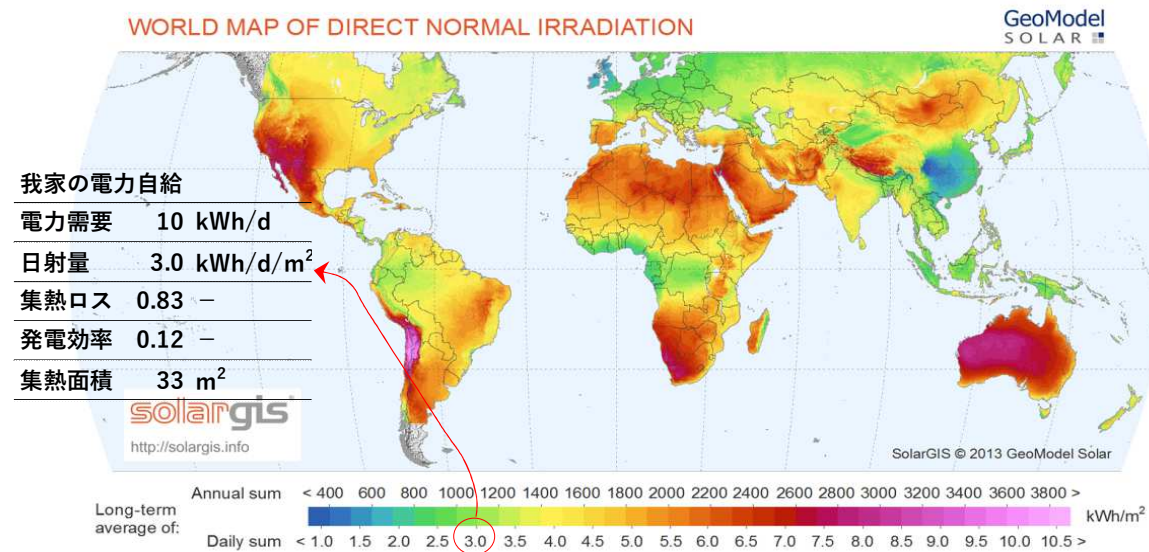


図-2 世界の直達日射量 出典) Global map of solar irradiation (Maps of Direct Normal Irradiation... | Download Scientific Diagram (researchgate.net)

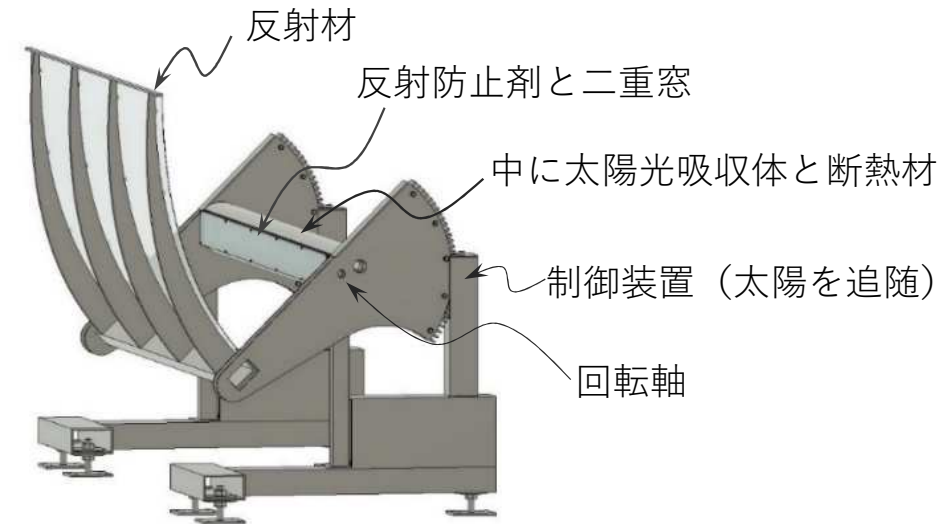


図-3 太陽湯沸装置 (製作、運用を通じ、エネルギーロスを抑える設計)

(3) 低温側熱源

- ▶ 低温側熱源は空冷・陸水・表層海水・海洋深層水など種類を選ばないが、高温側熱源温度が95°Cと相対的に低く、低温側熱源温度の発電効率・発電コストへの影響が大きくなる(表-1 下)。
- ▶ 表層海水(25°C)と海洋深層水(5°C)の違いは、発電効率で11.4%と8.8%、発電コストで15.9円/kWhと20.2円/kWhとなるが、いずれも電力市販単価より安い。

表-1 低温熱源温度による発電効率・発電コストの違い(概算)^{*6}

	単位	海洋深層水	陸水	表層海水	空冷
高温側熱源温度	°C	95⇒75 (入) (出)	95⇒82.5	95⇒80	95⇒77.5
低温側熱源温度	°C	5⇒10	15⇒20	25⇒32	25⇒40
発電効率	%	11.4%	10.1%	8.8%	8.1%
発電コスト	円/kWh	15.9	17.6	20.2	22

↑ 久米島の例 (日射量・海洋深層水取水条件で特に恵まれている訳ではない)

- ▶ 海洋深層水の流れから取水適地は限られるが、日本あるいは世界の電力需要に応えるには十分賦存する。(図-4)
- ▶ 中でも、首都圏は取水適地が隣接し、需要が大きいことから水温低下を抑えながら低コストで活用できる。(図-5)

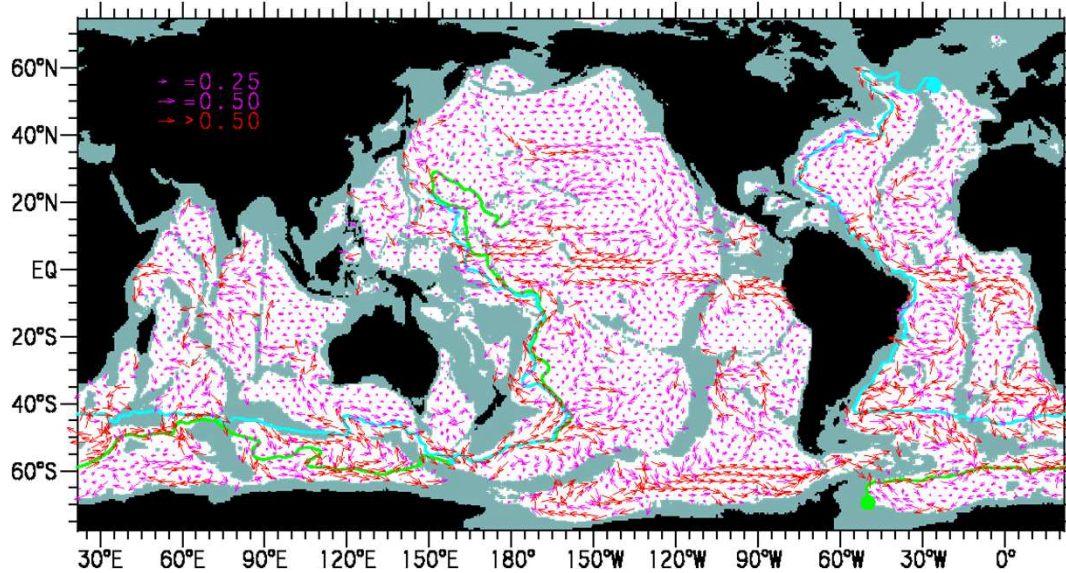


図-4 水深4,000mの流れ

出典) <http://ocg.aori.u-tokyo.ac.jp/ja/research/Marine1999/poster.html>

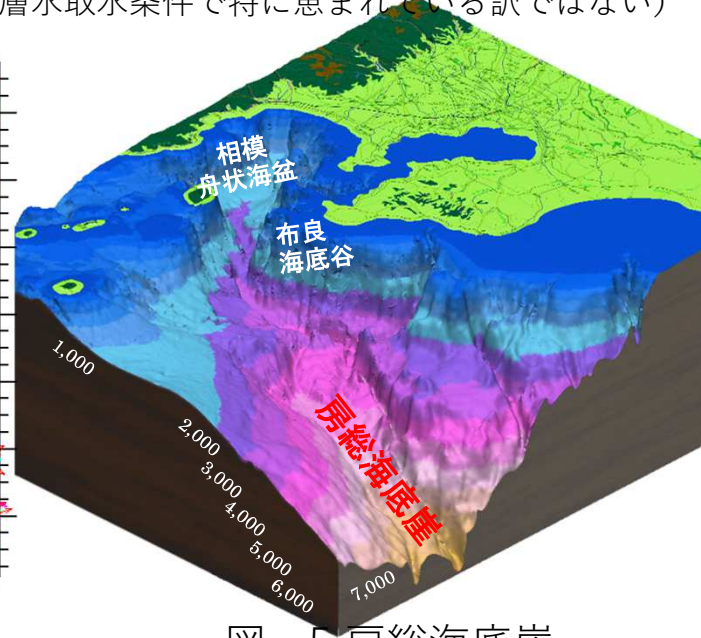


図-5 房総海底崖

https://www.jmb.co.jp/service/3D_UNDERSEA.htmlに加筆

(4) エネルギー変換装置：低温スターリングエンジン

- ▶ スターリングエンジンは理論的に最も優れる発電効率(カルノー効率に近い)・安全性・静寂性・耐久性などの特性を持つ。これらは200年前からの公知であるが、この特性を生かした実用化は遅れていた。
- ▶ 特に、低温スターリングエンジンは世界的にもJürgen Kleinwächter (ユルゲン・クラインヴェヒター) 教授のSunpulse500 (高温側熱源温度200°C, 低温側熱源温度25°C, 発電効率10%) のみであった。
- ▶ ただし、発電コスト低減のためには、高温側・低温側熱源の温度とコストの特性を踏まえ、100°C以下でも効率的な低温スターリングエンジンの開発が必要であった。
- ▶ 太陽熱水発電の成否・効果は低温スターリングエンジンの性能と製作費に帰着する。



図-6 Sunpulse500^{*1~3}



図-7 家庭・事業所単位で電力自給^{*1}

出典)

*1 <http://www.sun-orbit.de/> (旧, 現在は改訂済み)

*2 www.sun-orbit.de/sunpulse-500/ (現在閉鎖)

*3 Sunpulse 500: Why Low Temperature Stirling Engines: Theory and Possibilities by J. Kleinwächter : <https://www.youtube.com/watch?v=CK1bYvhewQ4&list=PLTANLRFo707M0cx5WxKPQ9cUwvm79xEov>

2. 低温スターリングエンジン諸変数の感度分析・最適化

(1) 諸変数の最適化フロー

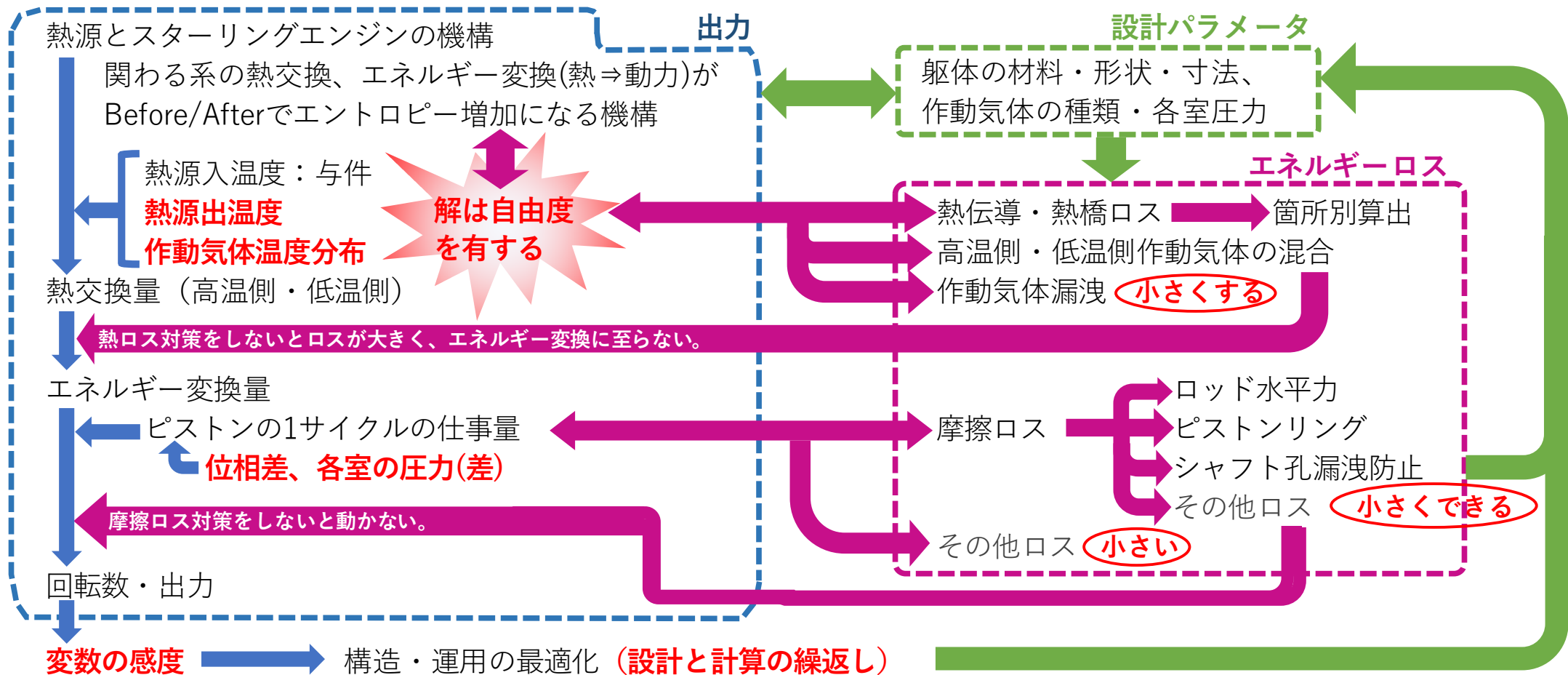


図-8 諸変数の最適化フロー

出力・発電効率の最大化に対する諸変数の最適化は、上図に示すように設計と計算の繰返しに帰着する。

(2) 概観

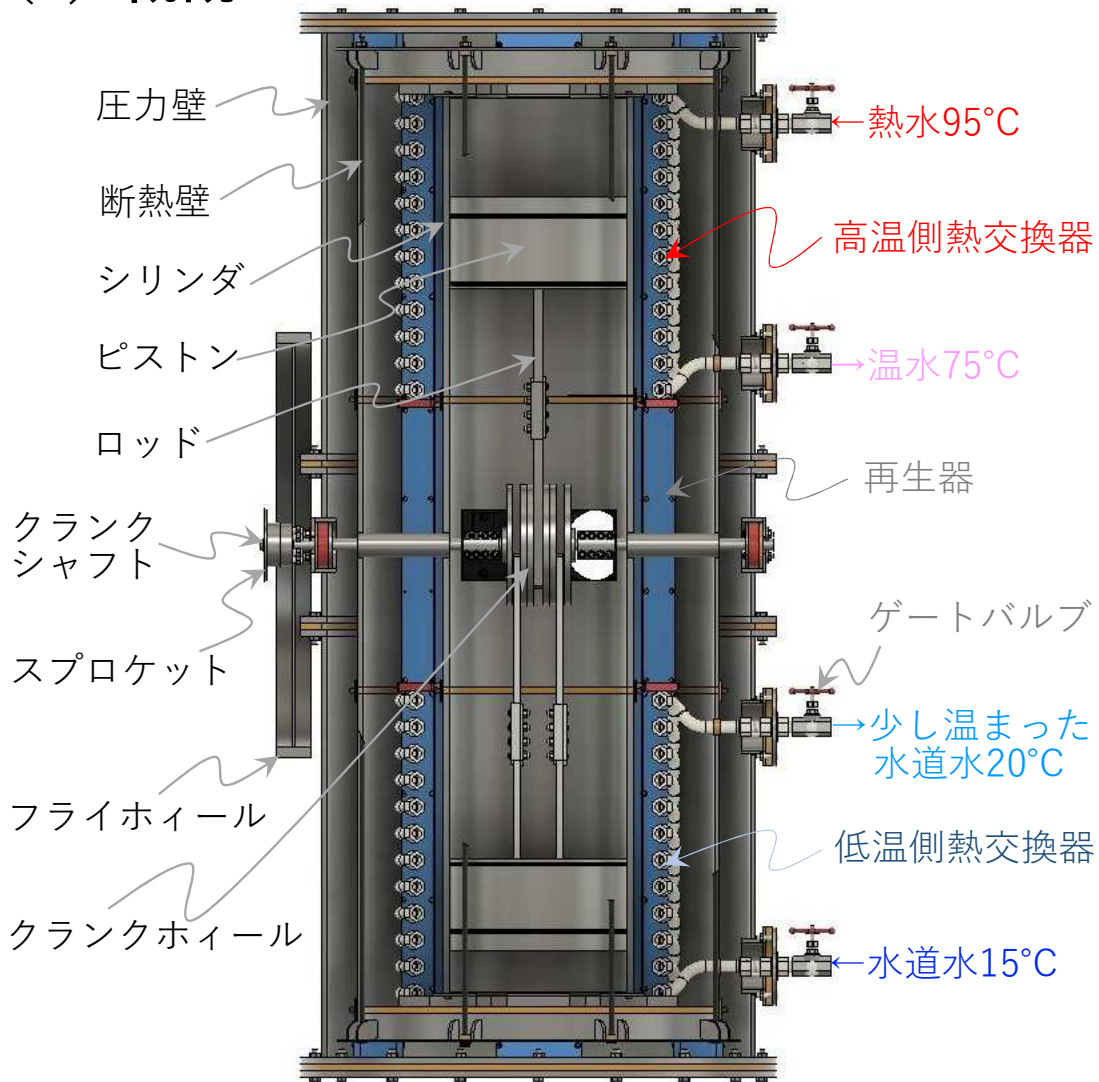


表-2 低温スターリングエンジン仕様

項目	細目	仕様
圧力壁	径・全高 (胴体)	600A (φ 609.6) × 1,500 (1,444)
断熱壁	径・全高 (胴体)	500A (φ 508) × 1,400 (1,300)
シリンダ	外径, 内径	250A (φ 267.4), φ 250
ピストン	外径×高さ, ストローク	φ 246 × 130mm, 140mm
ロッド	芯々距離, 連棹比	450.5mm, 6.44 (目標 6~10)
高温側低温側ピストン位相差		2.2° (水道水), 3.0° (海洋深層水)
高温側熱源	熱源の種類	給湯器 (排熱, 地熱, 太陽熱)
	温度・流量	60°C~95°C (実験95°), 128ℓ/h
低温側熱源	熱源の種類	水道 (海洋深層水, 陸水, 空冷)
	温度・流量	5~15°C (実験15°C), 435ℓ/h
熱交換器	アルミフィン	t=0.3mm, etc. 3.0mm
	伝熱管	SUS-TP10A φ 17.3, t=2.3mm
	幅/奥行/高さ	75.3 × 38 × 450mm × 6ヶ所
再生器 (空洞)	幅/奥行/高さ	75.3 × 32 × 400mm × 6ヶ所
作動気体の種類, 圧力	作動空間	圧縮空気, 4.50 (+0.21~+0.50) 気圧
	クランク室	圧縮空気, 4.50 (+0.19~+0.43) 気圧
	断熱材空間	圧縮空気, 4.50 (+0.00~+0.10) 気圧
	圧力シェル	圧縮空気, 4.50 (+0.00~+0.01) 気圧
回転数 (周期)	実験機	2.42 RPS (0.41 S)
出力	実験機	268 W (圧縮空気最大5気圧)
	実用機	3kW, 10 kW (圧縮空気50気圧)
発電効率	実験機	9.0% (低温側: 水道水)
	実用機	13.1%, 13.2% (深層水)



図-10 クランクシャフト部詳細

組立・解体時
操作窓

シャフト継手

作動気体
漏洩防止装置

ダクト
スペーサー

膨脹/圧縮
空間の作
動気体は
ダクトを
通し、熱
交換器に
出入りす
る。

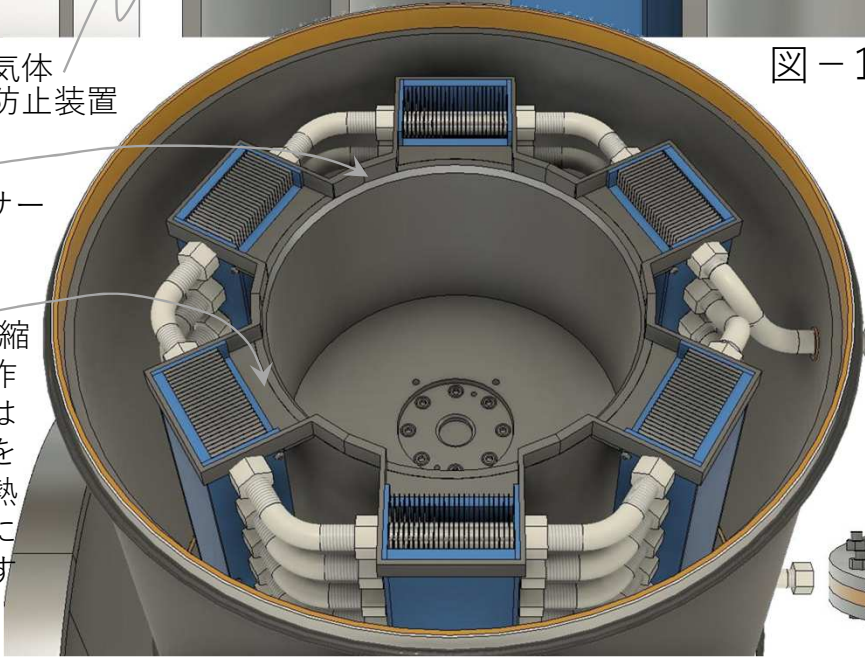


図-11 作動気体膨脹/収縮空間、
ダクト、および熱交換器入口部詳細

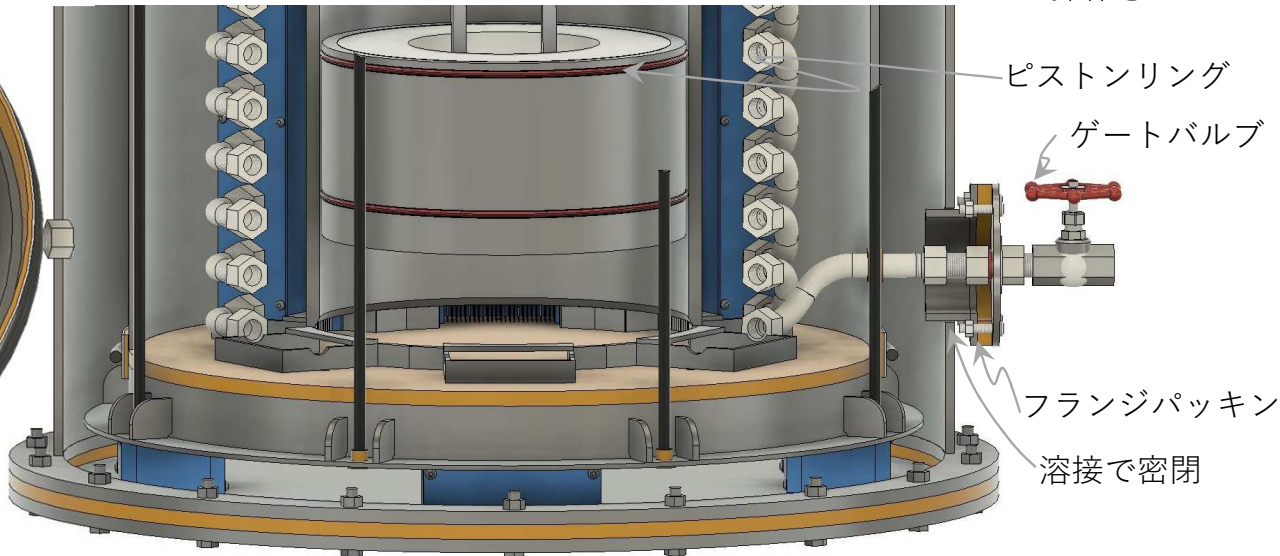


図-12 ピストン、ピストンリング、
および熱源管開口部詳細

ピストンリング

ゲートバルブ

フランジパッキン

溶接で密閉

(3) 作動原理^{*4}

フライホイールを回し、熱源を供給した時の熱交換量・エネルギー変換量は以下の原理による。

*4 辻目英正；八木田浩史；角田晋也；伊藤拓哉；鈴木誠一；小島紀徳、太陽熱水発電における低温スターリングエンジンの実現可能性に関するシナリオ分析による定量的評価、MACRO-REVIEW, Vol.33, No.1, 1-39, 2021

1) エントロピー拡大則

系全体のBefore/Afterで、エントロピーは増大の方向に進む。

- 高温側熱源 入・出温度・流量, 低温側熱源 入・出温度・流量
 - 作動気体温度分布 (高温側・低温側熱交換器 入・出温度)
- } 変数には自由度 (赤色) がある。

自由度に対しては、諸変数の相互の関わり・物理的意味合いで定まる。

2) エネルギー変換 (熱⇒動力) とカルノーの定理

熱エネルギーを力学的な仕事へ変換するには、高温の熱源の他に低温の熱源を必要とする。作動気体が高温熱源から熱 Q_H をもらったとき、そのエネルギーの一部が出力 (仕事 W , エネルギー変換) として使われ、残りの熱 $Q_L (=Q_H - W)$ は低温源へ移動する。このときの熱効率は次式で表される。(Wikipedia)

$$W / Q_H = 1 - (Q_L / Q_H)$$

(4) 出力 (仕事 W)

1) 対数平均温度差法…熱交換量 (Q_H, Q_L) \propto 熱交換面積 (\propto 熱交換器体積) \times U値

(ただし、1サイクルの熱交換量 < 1サイクルで熱交換器を通過する作動気体熱容量)

ここで、U値 ほぼ \propto 作動気体の熱伝達率 h

$$h = \lambda_1^{(1/1)} 0.664 (\rho^{(1/2)} v^{(1/2)} L_2^{(1/2)} \mu^{(-1/2)}) Pr^{(1/3)} / L_1$$

λ_1 : 気体の熱伝導率 (W/m K)
 ρ : 密度 (kg/m³)
 v : 流速 (m/s)
 μ : 粘性係数 (Pa·s)
 Pr : プラントル数
 L_1 : 熱伝達における物体 (ヌセルト数) の代表長さ (フィンピッチなど, m)
 L_2 : レイノルズ数の代表長さ (流体の流れた距離など, m)

\therefore U値 ほぼ \propto 熱伝導率 $\lambda_1^{(1/1)} \times$ 密度 $\rho^{(1/2)} \times$ 粘性係数 $\mu^{(-1/2)}$ \Rightarrow 作動気体の種類と圧力による。

2) 作動気体の選定

表-3 に作動気体の熱伝導率、密度、粘度(50°C)、比熱などと低温スターリングエンジンへの適性を示す。

- 熱交換量($\propto \lambda_1^{(1/1)} \times \rho^{(1/2)} \times \mu^{(-1/2)}$) の大きい気体として水素・ヘリウムが挙げられる。
- 低温スターリングエンジンは回転数が小さいため気体の熱容量Cは大きいことが望ましいが大差はない。
- 出力・発電効率向上のため、作動気体圧力を上げる必要がある。作動気体の漏洩と摩擦ロスはトレードオフで、一定の漏洩を認めて最適値を求めることになる。その際、作動気体の漏れ易さは [圧力：高>低, 粘度：低>高, 分子量：小>大, 温度：高>低] により、漏れにくさ指標Aは圧力・温度を与件とし、 $A \propto \text{粘度} \mu \times \text{分子量} Mr$ で表され、気体による差が大きい。
- ここまでを総合評価すると低温スターリングエンジンでは二酸化炭素・酸素・空気が優れる(集計(1))。
- 熱交換量は圧力の1/2乗に比例し、熱容量は圧力に比例することから、高压では熱交換量 \leq 熱容量に余裕が生じ、1サイクルの仕事量を増やし摩擦ロスを低減し、出力・発電効率を増加させることができる。この増加は作動気体物性 \times 位相差によることを踏まえると、二酸化炭素・酸素・空気が優れる(集計(2))。
- 漏れることを前提に、安全で扱い易く補充が容易な気体として①空気、②二酸化炭素が優れる(集計(3))。

表-3 作動気体の種類～比熱 \times 密度、粘度および低温スターリングエンジンへの適性

元素	分子式	熱伝導率 λ_1	基準密度 ρ	粘度 μ	$U \propto \lambda_1^{(1/1)} \rho^{(1/2)} / \mu^{(1/2)}$	比熱 cp	熱容量C \propto 密度 $\rho \times$ 比熱cp	分子量	漏れにくさ: $A \propto \mu \times Mr$	集計(1) = $U \times A \times C$	C/Uのバランス: $B \propto (C/U)^{1/2}$	集計(2) = 集計(1) $\times B$	維持管理し易さ: Em	集計(3) \propto 集計(2) $\times Em$	適性
		W/m K	kg/m ³	mPas (cP)	相対的比較	J/kg °C	J/m ³ °C	—	相対的比較	相対的比較	相対的比較	相対的比較	相対的比較	相対的比較	—
水素	H ₂	0.2052	0.068	0.0094	0.5499	14,453	976	2	0.0188	10	42.1	425	0.2	85	⑦
ヘリウム	He	0.1619	0.173	0.0208	0.4674	5,192	900	4	0.0832	35	43.9	1,537	0.5	769	⑥
メタン	CH ₄	0.0450	0.561	0.0118	0.3099	2,391	1,341	16	0.1888	78	65.8	5,160	0.2	1,032	⑤
窒素	N ₂	0.0299	0.941	0.0176	0.2190	1,043	982	28	0.4928	106	67.0	7,095	0.5	3,547	③
空気	—	0.0302	0.968	0.0195	0.2128	1,010	978	29	0.5616	117	67.8	7,919	1	7,919	①
酸素	O ₂	0.0290	1.074	0.0218	0.2036	930	1,000	32	0.6976	142	70.1	9,948	0.2	1,990	④
二酸化炭素	CO ₂	0.0206	1.486	0.0162	0.1977	903	1,342	44	0.7128	189	82.4	15,575	0.5	7,787	②

(5) エネルギーロス対策

1) **熱伝導・熱橋対策**…フーリエの基本則 $q = -\lambda (\partial \theta / \partial x)$ で求められ、きめ細かい対応に尽きる。

- λ : 熱伝導率 ⇒断熱材は高性能なものが出ている。
- $\partial \theta$: 温度差 ⇒与件またはエントロピー拡大則により定まる。
- ∂x : 部材の厚さ ⇒適切な構造寸法とコストパフォーマンスによる最適化（発電コストの低減）

2) **摩擦ロス対策**…摩擦ロスの原因で主なものは3つ（他はベアリングなどで小さくできる。図-8参照）

- 一、作動気体の漏洩防止のため、ピストンリングをシリンダに密着・圧入（抗力×摩擦係数）による。
- 二、クランクホイールの回転によりロッドが角度を持つことで水平力による。
- 三、クランクシャフト孔部で作動気体漏洩防止のため、PTFEをシャフトに密着させることによる。

①**圧入による摩擦ロス**…作動気体漏洩防止と密着させる圧力・摩擦力はトレードオフになるが、作動気体とクランク室の初期圧力差（1サイクルでの平均値）は後述シミュレーションのように必要としない。

- 製作精度と調整し小さな隙間を開けることで、摩擦ロスは低減できる。
- ただし、作動気体漏洩自体がエネルギーロスで、摩擦ロスとのトレードオフ、最適化対象となる。

②**ロッド水平力による摩擦ロス**… Σ （水平力×摩擦係数×移動量）で表され、位相により変化する。

- ピストンが上・下端で止まるとき、ロッド水平力は働かない（静摩擦係数は問題にならない）。
- 水平力は連棹比により低減できる（コストパフォーマンスによる最適化）。

③**シャフト回転による摩擦ロス**…シャフト径は細く、密着させるPTFEの摩擦係数は小さい。

- 作動気体選定、PTFE厚さ、支持構造、漏洩防止と摩擦ロスのバランスなどの最適化

いずれも適切な対策を構じないと出力の最大化以前に動かないが、対策により1/10～1/100に低減できる。

(6) 位相差^{※1}

- 位相差が小さいとき、出力への感度は大きく(図-13)、
- 位相差が大きいき、ピストンの仕事量増⇒回転数減⇒熱容量減⇒熱交換量減⇒回転数減と連鎖し、ピストンは動かない。
- 実験機では、高温側/低温側熱源温度、作動気体の物性・気圧により2°～10°程度となる。
- 最適な位相差は、躯体条件(熱交換器能力・ピストンの仕事量・摩擦力)、作動気体の物性・圧力・熱容量、環境・熱源条件に依存する。

【参考】位相差の一般的認識

- 位相差0°の場合、作動気体の膨脹/圧縮は起こらず、同時並行的に高温側熱交換器⇔再生器⇔低温側熱交換器内を左右に振幅する。作動気体の移動量が大きく、作動気体温度を無視すれば、熱交換からは有利となるが、ピストンの外部に対する仕事量は発生しない。
- 位相差180°の場合、作動気体の膨脹/圧縮が最大限に生ずるが、高温側熱交換器-再生器-低温側熱交換器内を移動することはない。∴熱交換が起こらず、仕事量は発生しない。
- 高温スターリングエンジンの場合、摩擦ロス(サイクル数(周期の逆数)に比例するため、1サイクルの仕事量を大きくすることが有利になり、位相差は90°前後になる。
- 低温スターリングエンジンの場合、熱交換量を確保するため、位相差は小さくし、作動気体の移動量を大きくした方が有利になる。

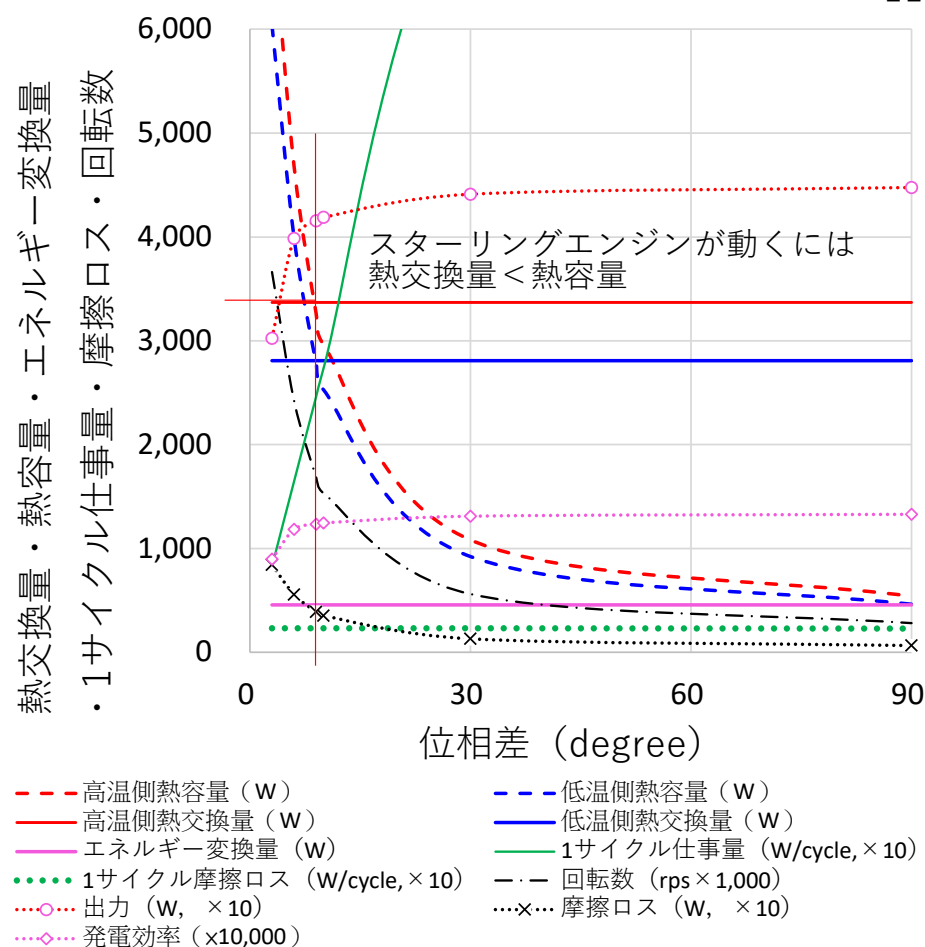


図-13 位相差～熱交換量・発電量など^{*5}

※1 位相差はクランクホイールに付けられた高温側/低温側クランクピンの角度と定義した。

*5 辻目英正他, 低温スターリングエンジン補稿, MACRO-REVIEW, Vol.33, No.2, 114-126, 2021

(7) クランク室/作動気体室圧力比

図-14にクランク室/作動気体圧力比ごとの位相差と発電効率を示す。

- 「熱交換量 \leq 熱交換器を通過する作動気体の熱容量」より、位相差が大きくなるとピストンが動かなくなるが（図-14, 点線）
- クランク室/作動気体圧力比が小さいと、相対的に位相差を大きくしても作動するが、発電効率ではほとんど差が生じない（赤実線）
- 初期圧力に差がなく、稼働時の圧力差が小さいとき、ピストン—シリンダ間の密着を緩和しても漏れは少なく、1サイクルを通じて作動気体室とクランク室の出入りは ± 0 が期待できる。
- ピストン—シリンダ間の密着・抗力は作動気体漏洩と摩擦ロスでトレードオフになり、発電効率の制約になっていたが、摩擦ロスの低減とともに、ピストンリングの加工精度が緩和される。

(8) 発電効率の最大化

- 作動気体膨脹・収縮体積 \div 熱交換器容積 \div 再生器容積のとき、1サイクルで熱交換器を通る作動気体体積は限定され、熱容量は作動気体の比熱・基準密度・圧力・回転数による。
- 摩擦ロスは回転数に比例し、位相差は大きい（回転数小）方が有利
- 熱交換量 \propto 作動気体圧力^(1/2)、熱容量 \propto 作動気体圧力^(1/1)から、圧力を上げると熱容量の余裕ができ、位相差を大きく取れる。
- 低温側熱源温度を下げたとき、作動気体の温度差が大きくなり、熱容量は増し、位相差は大きく取れる。
- 位相差は諸条件に随時対応できる構造が望ましい。

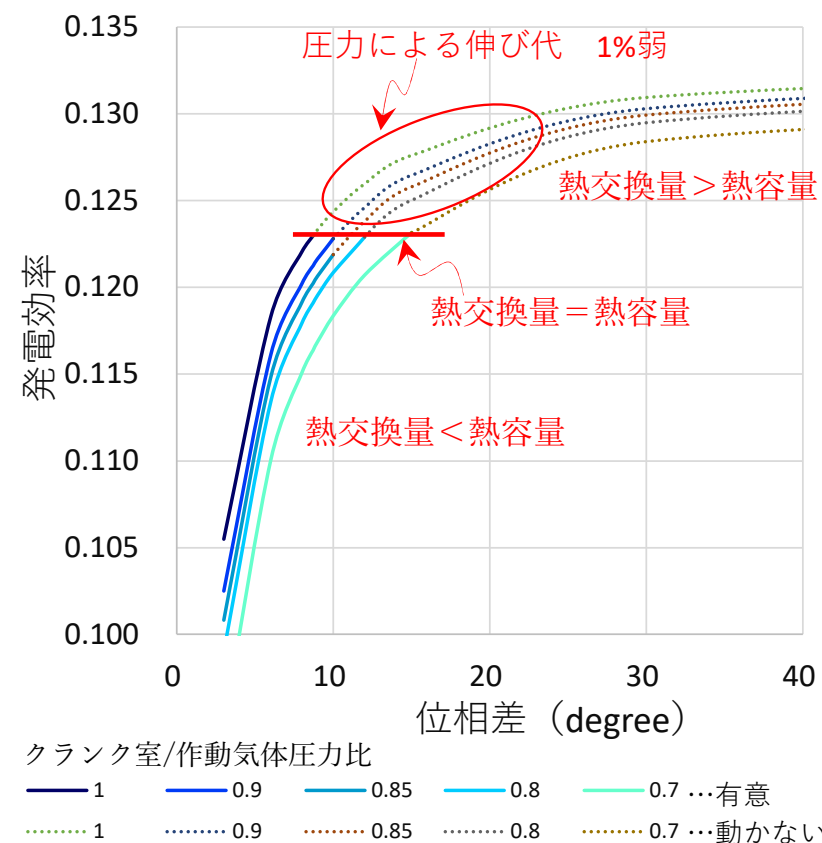


図-14 クランク室/作動気体圧力比ごとの位相差～発電効率*5

条件) 作動気体: 圧縮空気, 気圧 3.8 ± 0.1 atm
 高温側熱源 (熱水) 入温度 95°C , $128 \ell / \text{h}$ (283W)
 低温側熱源 (水道水) 入温度 15°C , $435 \ell / \text{h}$ (283W)

(9) 出力拡張時における作動気体初期気圧・躯体寸法

1) 低温スターリングエンジンの躯体寸法と出力

熱交換量（ほぼ \propto 出力）は作動気体の初期気圧と熱交換面積（熱交換器容量 \div 膨脹/圧縮容積 \div 躯体体積）で調整できる。表-4に実験機、普及機における初期圧力、位相差、概略寸法例を示す。

- 実験機は外径 ϕ 600、躯体全高1.5m、初期気圧4.5気圧で出力0.26kWとなるが、
- 実用機では、初期気圧を45気圧で、出力3kW機では外径 ϕ 1,110、躯体高1.5mに、
- 出力10kW機では外径 ϕ 1,750、躯体高2.0mとなる。

表-4 実験機、普及機における初期圧力、位相差、概略寸法例

	出力 (kW)	外径 (m)	躯体高 (m)	容積 (比)	初期圧 力(atm)	熱交換 量(比)	熱容量 (比)	位相差 (度)
実験機（水道水, 5atm）	0.268	0.6	1.5	0.5	4.5	1.0	1.0	2.2
実験機（深層水, 50atm）	0.883	0.6	1.5	0.5	45.0	3.2	10.0	3.0
実用機3kW	3.0	1.11	1.5	1.8	45.0	3.4	3.4	3.0
実用機10kW	10.0	1.75	2.0	6.1	45.0	11.3	11.3	3.0

2) 高圧への対応

従来（昨年度版）の外枠は断熱、ピストンの運動に対する反力、内圧などに対応させる必要があったが、

- 圧力壁と断熱壁に機能分離することにより、合理的に大きな内圧（10～150 atm）に対応でき、
- 断熱性・施工性を確保し、製作費低減も図れる。

3) 大規模出力への対応

低温スターリングエンジンは小規模な熱源・需要に応じた小規模・分散型が可能あるが、騒音や排気ガスがないことから、熱源・需要に応じ複数を並列することにより、大規模出力に対応できる。

- 発電所の大きさは、出力1万kW（10kW/基 \times 1,000基）で横50m \times 縦40m \times 高さ14mと体育館並み。
- 太陽熱集熱用地は熱媒体の輸送距離の合理性から1か所あたりの出力は数万kWとなり、100万kW発電では、1万kW体育館並み複数並列（数万kW）を集熱用地に合わせ約20個配置する。

(10) 太陽熱水発電の特徴と位置づけ

1) 特徴

- ▶ 低温スターリングエンジンにより、100℃以下の熱源を利用する太陽熱水発電は、安全性・安定性（蓄熱性）・負荷追従性・拡張性・環境保全・低コストなど、発電の要件を全て満たす（表-5）。
- ▶ 首都圏は海洋深層水の取水と運搬（電力需要）に恵まれ、太陽光は普遍的な資源であり、太陽熱水発電により低コストのエネルギー・電力を自給できる。

表-5 発電の要件および各発電方式の適用性*6

	高温側熱源	低温側熱源	発電装置	安全性	安定性	負荷追従性	コスト	拡張性	環境	適用性
排熱発電	排熱	空冷, 陸水	ORC機	○	×	×	△	×	○	△
海洋温度差発電	表層海水	海洋深層水	高性能ORC機	○	△	△	×	△	○	△
地熱発電	地熱	空冷	カーリーナサイクル機	○	○	△	△	△	△	△
太陽熱水発電	太陽熱	海洋深層水	低温スターリングエンジン	○	○	○	○	○	○	○

*6 辻目英正；八木田浩史；角田晋也；伊藤拓哉；鈴木誠一；小島紀徳、太陽熱湯沸装置を用いた熱水発電の優位性、MACRO REVIEW, Vol.33, No.1, 40-51, 2021

2) 位置づけ

- ▶ エネルギー・電力は生活・産業・社会・文化活動を支える基本的インフラであり、そのコストが活動内容や成長に支配的な影響を持つ（巧妙に支配されている）。
- ▶ 世界には日射量と海洋深層水の双方に恵まれる地域は多い。
- ▶ 太陽熱水発電が我が国のみならず世界の生活・産業・社会・文化活動の主権の回復に寄与する。

3. 実用化に向けて

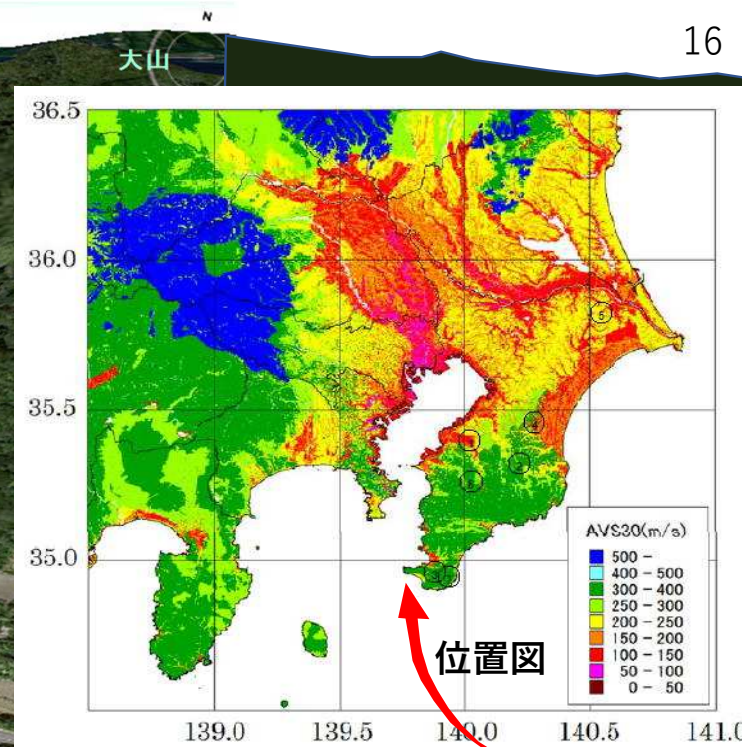
1) なぜ、低温スターリングエンジンの実用化が遅れたか（推測）

- 熱伝導・熱橋ロス、摩擦ロスなどに対し、材料・構造寸法など、エネルギーロス対策を適切に対処しないと動かない。かつ、材料には相応の最先端技術が求められる（少し前までなかった技術）
- 高温側・低温側熱源温度差が小さいため、装置サイズに対し熱交換量・出力・回転数は小さく、位相差を常識的な60~120°程度にすると動かない。（ピストンの1サイクルの仕事量が大きいと、熱容量×回転数 \geq 熱交換量の条件より、熱容量・熱交換量・回転数が漸減し、止まる）
- 変数が多く、出力に対する感度が大きく、自由度を有するため、最適化が厄介（一方で、躯体の大きさの割に出力は小さく、最適値に調整されないと実用化できない）

実用化が遅れた理由が判明すれば、現状でできる対策も決まる。

2) 対策、成果、課題

- 上述の制約に対し先端技術を活用し適切に対処すれば、**熱源温度差が小さくても（95°C, 5°C）**ヒューマンスケールで（ $\phi 2,100 \times 2,100$ ）、相応の出力と**発電効率（10kW, 12.2%**、発電器ロス10%）を得る。
- 低温スターリングエンジンの熱源温度を選ばない特性から、低コストな100°C未満の熱水により、他発電方式に競合できる**発電コスト（7~13円/kWh, 日射量の違い）**を得る。
- 低温スターリングエンジンの量産化・製作費低減では、①圧力壁・断熱壁の役割分離、②作動気体とクランク室初期気圧を同じにすることにより、作動気体漏洩ロスや③シリンダ・ピストンリングの摩擦ロスが製作精度に支配されず、④出力・発電効率の最大化では、動気体漏洩防止装置・維持管理の工夫し、作動気体・初期圧力・位相差の最適化ができ、⑤位相差可変装置により熱源条件に柔軟に対応できる。
- 発電は少し特殊な環境で、実用化には**電力利用者・関係者のご理解・ご賛同がスタート**となる。



地震の伝わり方は首都圏と房総半島南部で異なる。 館山市伊戸

