



低温スターリング エンジンの開発

辻目 英正

- ①発電効率が良く(95-75°C, 5-10°C, 10kWで17.8%)、価格競争力を持つ。
⇒排熱発電、地熱発電、海洋温度差発電など広い用途
- ②熱源の種類/量/温度を選ばない。
- ③温度の低い(60°C~95°C)熱源で発電できる。
⇒排熱の活用で、熱汚染、ヒートアイランドを解消
- ④構造が簡素、メンテナンスが簡単、⑤長寿命(20~60年)
- ⑥小規模(3kW)から大規模(数百万kW)までリーズナブル、⑦⑧⑨ ……

Low-temperature Solar Thermal Energy Conversion (LSTEC)

低温太陽熱温度差発電 12枚⇒12分

- ①**太陽熱の低温集熱**
⇒無尽蔵、⇒貯水で水温低下が小さい。
⇒集熱/運搬/貯水でエネルギーロスが小さい。
⇒集光率を低減⇒製作費/制御費を低減
- ②海洋深層水の低温安定性
- ③低温スターリングエンジン

- ①発電の安全性/安定性/負荷追従性……
- ②発電コストが安い。
- ③需要増加に対し無尽蔵に対応できる。
- ④環境保全

LSTECの用途/効果 7枚⇒8分

- ①小規模/分散/独立型発電でリーズナブル
- ②大規模(数百万kW)発電で更にリーズナブル
- ③無電化を解消、電化地域は更に便利に
- ④エネルギーの自給
- ⑤砂漠を緑に

- ①エネルギーは生活/生産/社会活動の根源的なインフラ
- ②水/食糧/物価/環境/異常気象など…
直面する諸課題はエネルギー起源
- ③SDGsの実現手段

図-1 課題/解決策/効果のスキーム

(1)原理、実施例

1)原理

①カルノーの定理

熱エネルギーを力学的な仕事(動力)に変換するには、高温の熱源の他に低温の熱源を必要とする。

エネルギー変換効率 α は高温側熱源温度 T_H 、低温側熱源温度 T_L に依存し、 $\alpha=1-T_L/T_H$ で表わされる。

カルノーの定理は熱力学第二法則(エネルギーの移動の方向とエネルギーの質に関する法則)、エントロピー増大則に集約される。

②エネルギー保存則

孤立系のエネルギー総量は変化しない。

③エントロピー増大則

全ての事象は**平等/安定/エントロピー増大**へ移行する。

「水(人の習性)は高さより低きに就く」、

「熱は高さより低きに伝わる」は体験できる公理である。

ここで、水の流れにタービンを置けば水力発電になり、熱の流れにピストンを置けばスターリングエンジンになる。

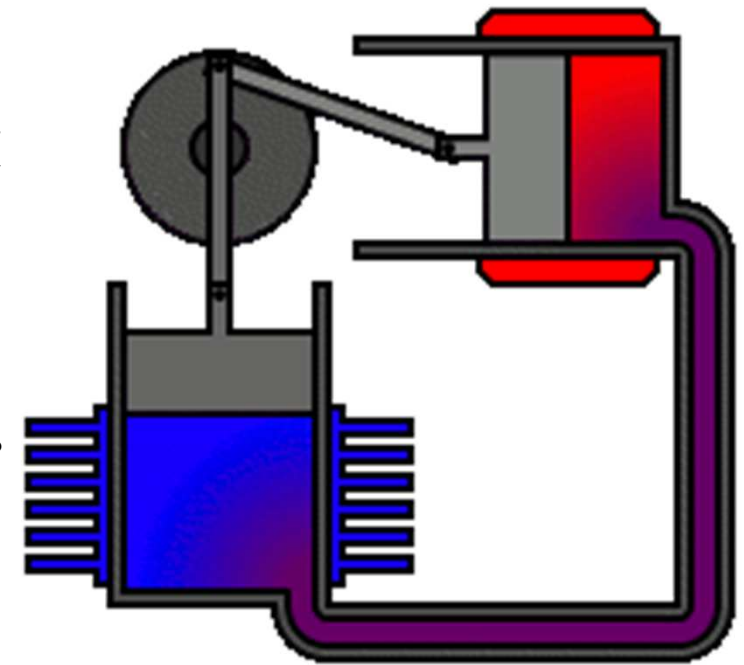


図-2 スターリングエンジン
作動原理

出典)<https://ja.wikipedia.org/wiki/スターリングエンジン>

2)実施例

①太陽熱発電(ディッシュ型の焦点にスターリングエンジンの交換器を置く)

②バイオマス発電(割高でも、小規模再生可能エネルギーのエネルギー変換装置として)

③そうりゅう型潜水艦(航続距離の延伸)

④Sunpulse500(Renewable Energy village, Tamera in Portugalで、照明/冷蔵庫などに電力供給)

- 1)スターリングエンジンは、理想的にはカルノーサイクルを実現する熱機関である。
OK(公知)
- 2)熱機関の中で最も高い効率で熱エネルギーを仕事に変換できる可能性がある。
なぜできなかったかが問題
- 3)熱を仕事(力学的エネルギー)に変換する効率はカルノーサイクルを超える事は出来ず、
カルノーの定理
- 4)スターリングエンジンによる熱エネルギーからの変換効率はカルノーサイクルに最も近いといわれている。
OK(公知)
- 5)燃焼熱の多くはガス以外の部分に流れて浪費され、理論効率に近づけるためには、複雑な構造が必要である。
高温スターリングエンジンの場合(例えば、バイオマス発電)
- 6)熱効率は高温部と低温部の温度差が大きいほど高くなり、
OK(カルノーの定理)
- 7)内部に封入されているガスの熱容量によって出力の上限が制限されるため、
曖昧な表現(間違い)
- 8)体積あたりの出力が小さく、
一方向からの表現(実用化が遅れる理由にならない)
- 9)十分な出力を得るためには装置が大型化するという欠点があり、
一方向からの表現(従来の実用化が遅れた認識)
- 10)装置が大型化するほど内部の気体を移動させるために必要なエネルギーが大きくなり損失が増大する。
程度が問題(従来の立場)

2. 実験機の概要

(1) 概要

表-1 設計諸元 →

表-1に低温スターリングエンジン実験機設計諸元、
図-3に外観を示す。

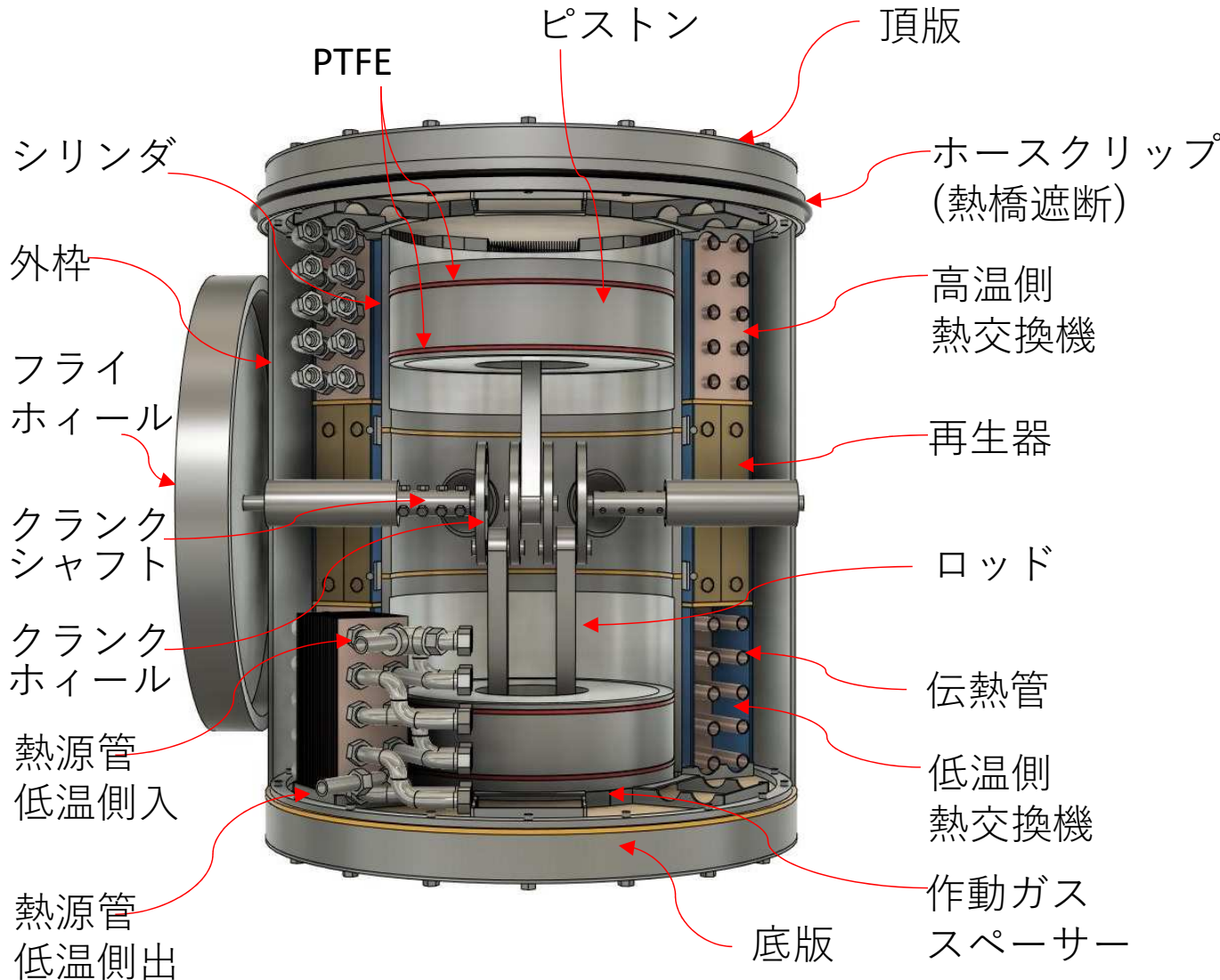


図-3 実験機の概観

項目	細目	仕様	4
外径	鋼管50A	560mm	
全高		700mm (胴体600mm)	
ピストン径		300mm	
ストローク		100mm	
ロッド芯々距離		192mm	
連棹比		3.84 (≒目標 4.0)	
高温側熱源	温水	給湯器 (太陽熱)	
	温度	60℃~95℃	
	流量	115.1ℓ/h	
低温側熱源	水源	水道水 (海洋深層水)	
	温度	5~15℃	
	流量	86.1ℓ/h	
熱交換器	銅フィン	0.3mm, etc. 3.0mm	
	幅/奥	102.3×86mm	
	高さ	187.5mm	
再生器	銅フィン	0.3mm, etc. 3.0mm	
	幅/奥	102.3×86mm	
	高さ	215mm	
作動気体	ヘリウム	または空気	
	圧力	3.5±0.24気圧	
クランク室	ヘリウム	または空気	
	圧力	3.5±0.76気圧	
断熱材空間	ヘリウム	または空気	
	圧力	3.5±0.24気圧	
出力	実験機	27.6 W	
	実用機	3kW~10 kW	
発電効率	実験機	10.2% (低温側熱源: 水道水)	
	実用機	17.5% ~ 17.8% (深層水)	
機械効率	実験機	47.0% (水道水)	
	実用機	71.5% ~ 72.9% (深層水)	

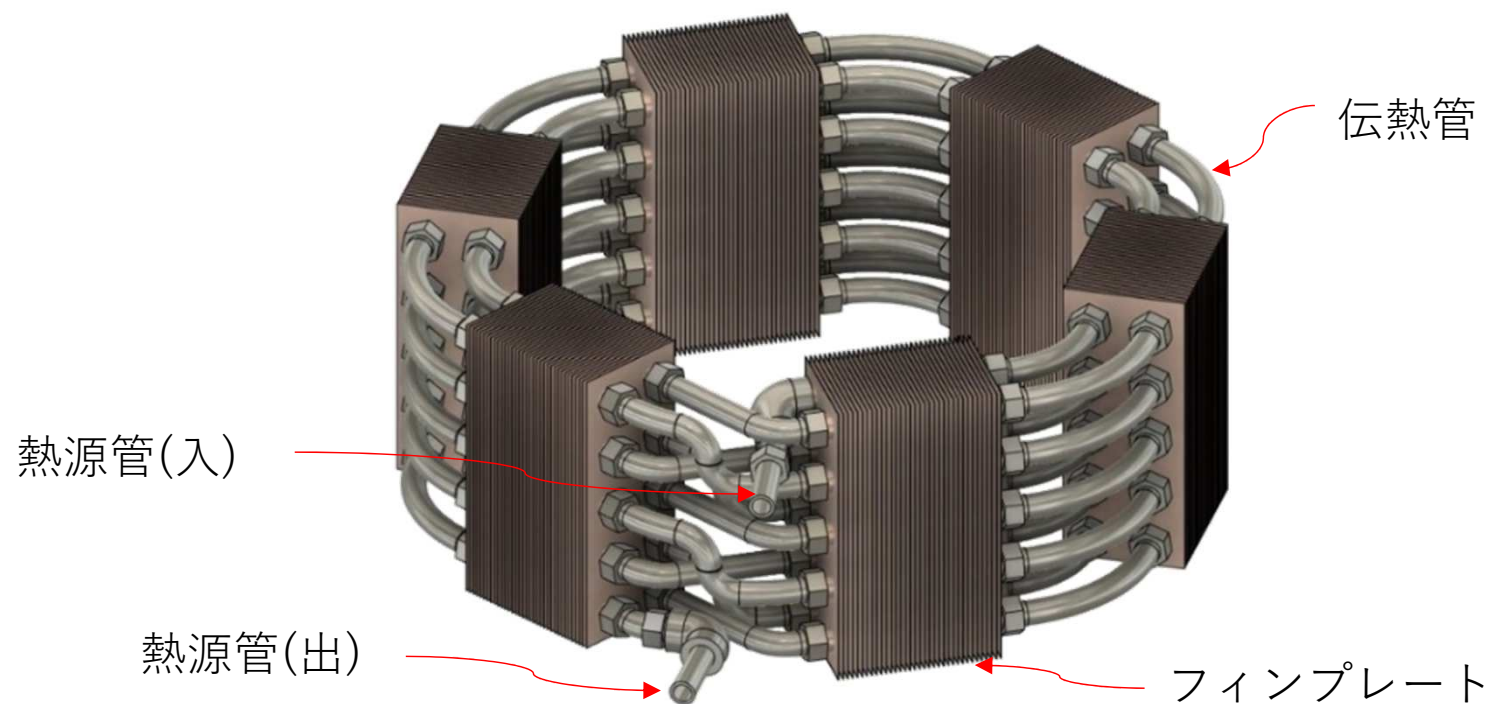


図-4 熱交換器(高温側)外観

表-2 プレートフィン仕様

伝熱管	材質	ステンレス	銅
	径	φ 17.3	φ 15.88
フィン	材質	アルミ	銅
	厚さ (mm)	0.3	0.3
	ピッチ (mm)	3	3
総括伝熱係数 (W/m ² K)		46	46.002

空気標準状態

図-4に熱交換器の概観、表-2にプレートフィンの仕様を示す。熱交換器は既製品、高温側、低温側は同型で上下反転し配置、再生器は伝熱管がなく、フィンプレートは同型、将来、低温スターリングエンジン用の熱交換器を製作できたらよい。

(1) 熱環境

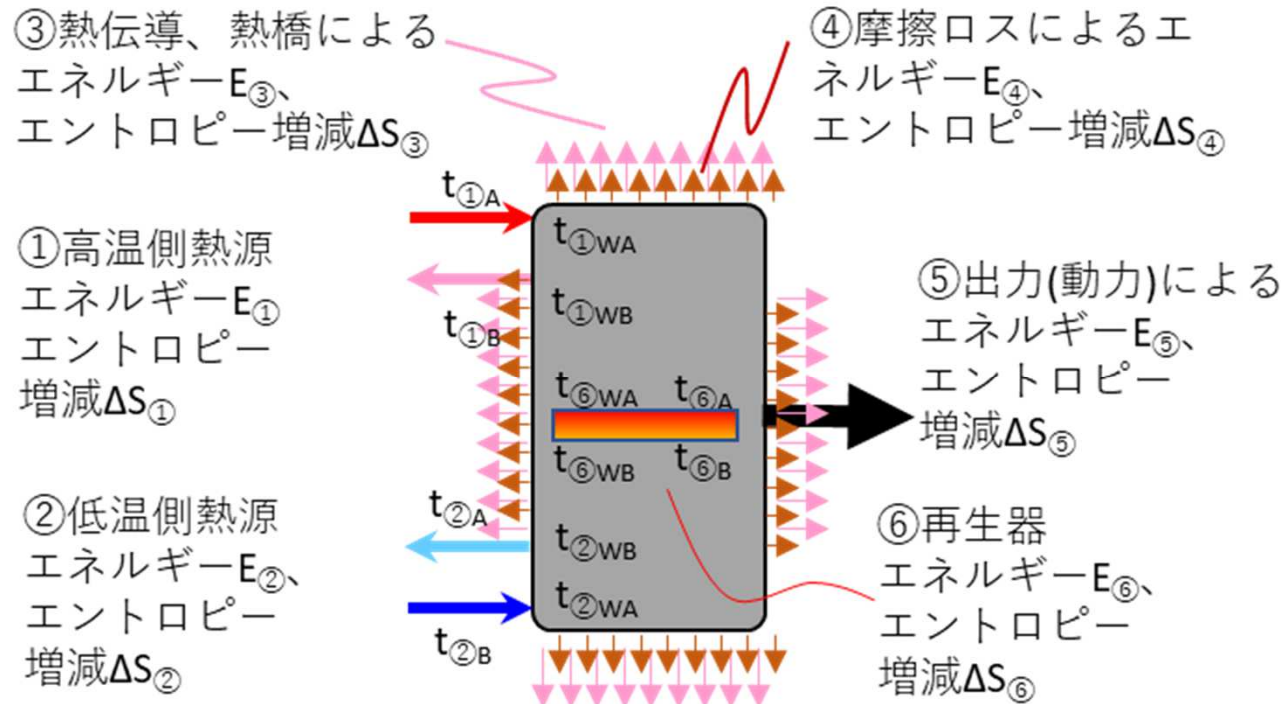


図-5 低温スターリングエンジンからの熱/エネルギーの出入り

表-3 条件の設定、最適化

躯体寸法	最適化をトライアル
熱交換器性能	高温側…設定値 再生器…設定値 低温側…設定値
エネルギーロス	
熱伝導、熱橋	…計算可能
摩擦ロス	…〃 (高次不静定)
その他ロス	…計算可能 (小さく、無視できる)
高温側熱源	入温度…95℃ 出温度(流量)…75℃
低温側熱源	入温度…20℃ 出温度(流量)…15℃
作動気体	各部温度… 一意的に定まらない(エントロピー拡大則による)
位相差	最適化をトライアル

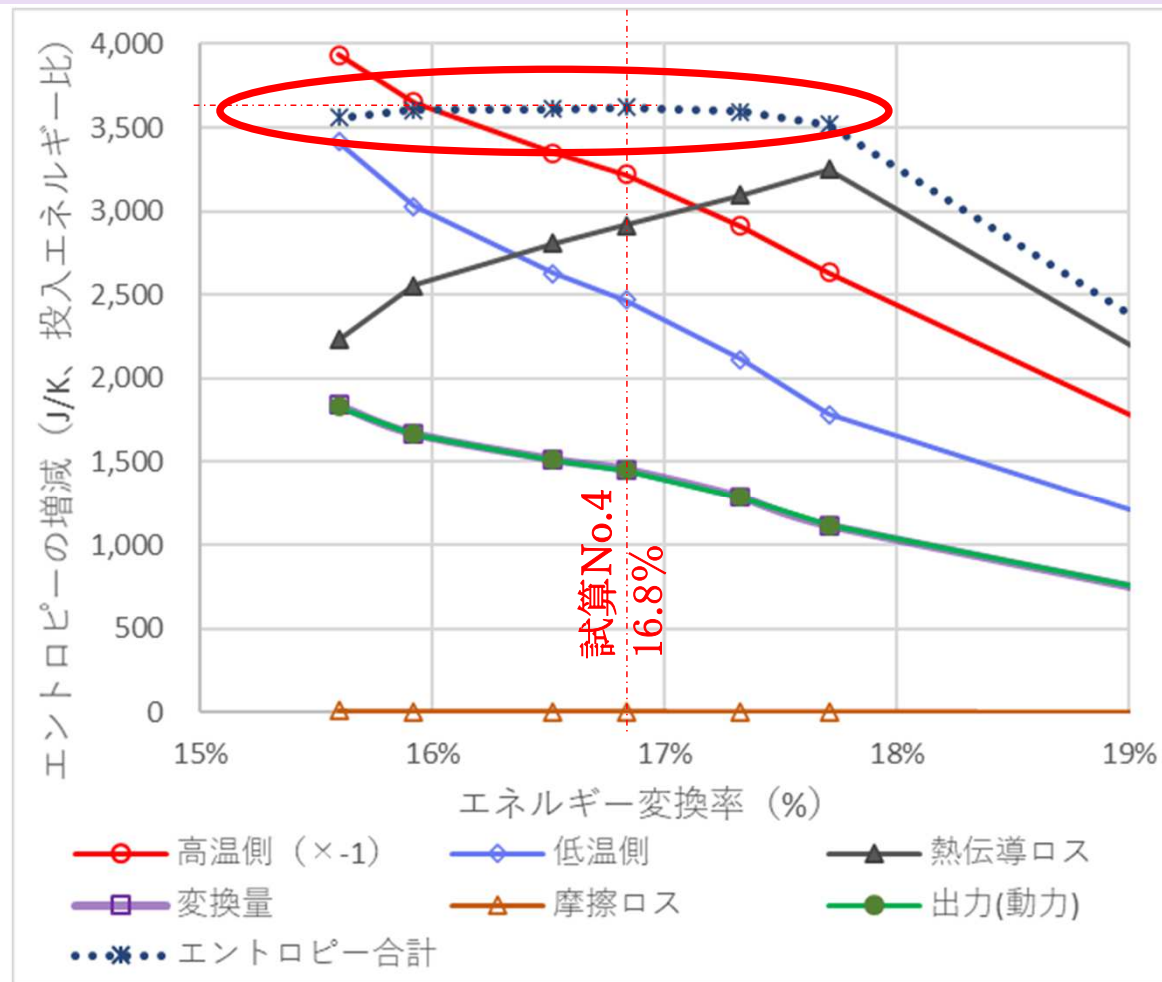
- ① エネルギー保存則 $\sum E_{①\sim⑤} = 0$
- ② カルノーの定理 $(E_{④} + E_{⑤}) / (E_{①} - E_{③}) < \{1 - (t_{②WA} + 273) / (t_{①WA} + 273)\}$
- ③ エントロピー拡大則 諸変数はエントロピーの増減 $\sum \Delta S_{①\sim⑤}$ が最大になるよう定まる。
- ④ 高温側熱交換量 $E_{①}(t_{①A}, t_{①B}, t_{①WA}, t_{①WB})$ 、低温側熱交換量 $E_{②}(t_{②A}, t_{②B}, t_{②WA}, t_{②WB})$ 、再生器熱交換量 $E_{⑥}(t_{⑥WA}, t_{⑥WB}, t_{⑥A}, t_{⑥B})$ は対数平均温度差法で算出できる。
- ⑤ 熱伝導/熱橋 $E_{③}$ 、摩擦ロス $E_{④}$ は実験機の構造/材料に基づき算出できる。

これより表-3の条件を設定すれば、出力 $E_{⑤}$ を算出でき、最適化を図れる。

(2) 作動気体温度、諸変数の解

表-4 エネルギー保存則、
エントロピー拡大則の確認

	熱量 E	エントロ ピー増減 ΔS
単位	W	J/K
①高温側熱源	313.9	-3,157
②低温側熱源	-195.2	2,420
③熱伝導ロス	-78.9	2,860
エネルギー変換量	-39.7	1,428
④摩擦ロス	-4.1	6
⑤出力(動力)	-35.6	1,422
①~⑤計	0.0	3,551



👉 表-4は熱量/エネルギー $E_{①\sim⑤}$
およびエントロピーの増減 $\Delta S_{①\sim⑤}$
の計算例(試算No.4)

$\Sigma E_{①\sim⑤}$ は ± 0 、
 $\Sigma \Delta S_{①\sim⑤}$ は図-6で試算ケースの中
で最大になることを確認できる。

図-6 エネルギー変換効率～エントロピーの増減

👉 ここでは、作動気体温度/出力等の最適値を
エントロピーが最大になる**試算 No.4**としたが、
近傍のエントロピー増減は**誤差範囲**であること
(発電効率/出力がふらつく？間違い?)、
或いは**別の支配条件**が必要かもしれない。

(3) 高温側熱源出温度とエネルギー変換効率/発電効率 /エネルギー変換量の関係

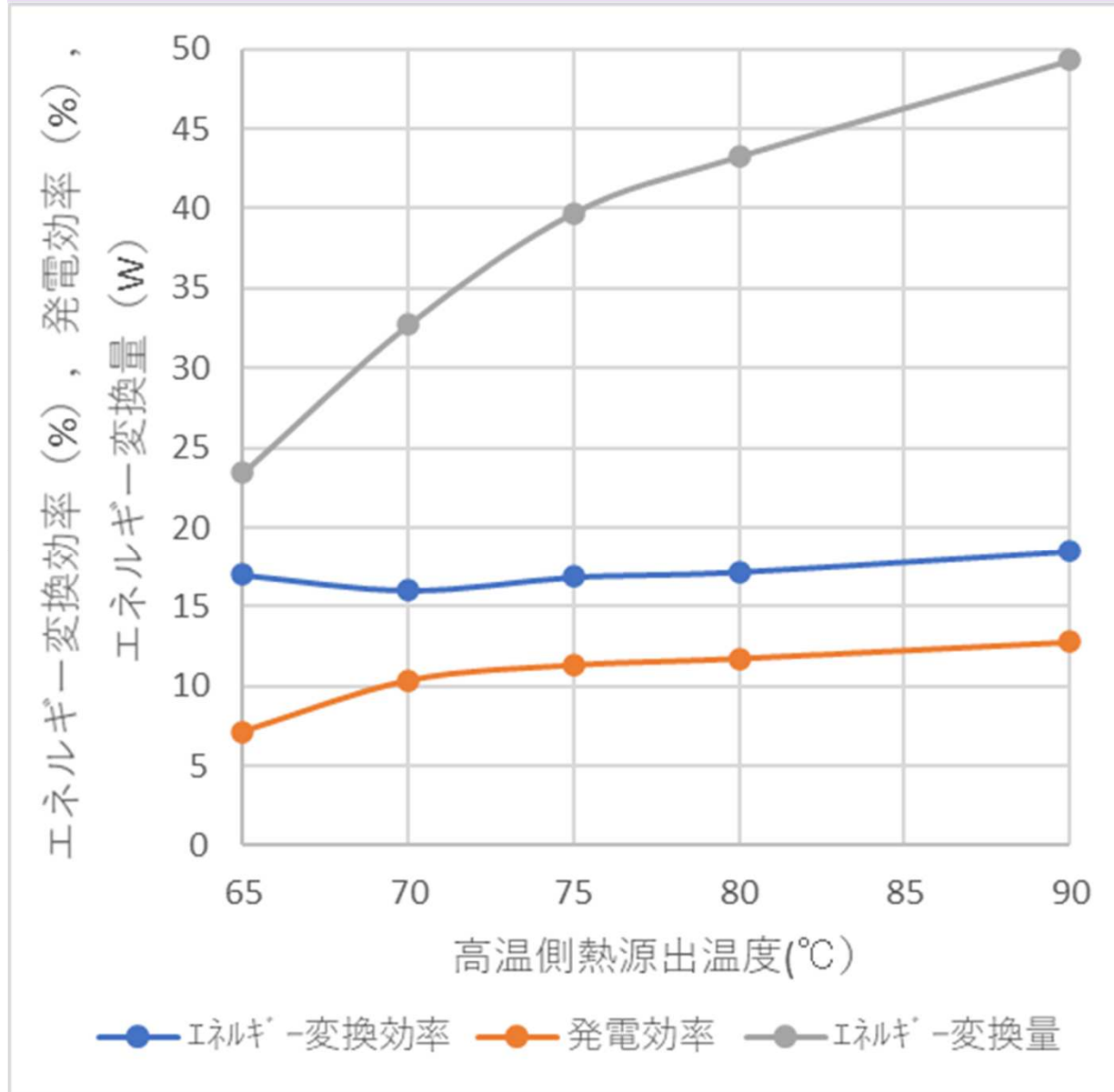


図-7に高温側熱源出温度～エネルギー変換量/変換効率/発電効率の関係を示す。

①高温側/低温側熱源の出温度は**流量で制御**できる。

②高温側/低温側熱源の出温度は発電効率/発電コストに影響する。

③高温側熱源出温度は、高温の方が(例えば90°C)がエネルギー変換効率等に優れるが、集熱装置では送水路のエネルギーロスから出温度は低い方が望ましい。

④ここでは**75°Cと設定**し、より低温の評価は、発電効率の低減に対し、断熱処理コストやヒートポンプの効率/コストなどを別途最適化するとした。

図-7 高温側熱源出温度～エネルギー変換効率/発電効率/エネルギー変換量

(4)出力の計算結果、既往例との比較、拡張時の熱効率 ⁹

表-5 95°C-75°C、15°C-20°C (Case4)の出力等のまとめ、Sunpulse500との比較

		単位	実験機	Sunpulse	備考 (Sunpulse)
高温側熱源	入～出温度	°C	95～75	200～80	入:160～200°C
	流入熱量	W	313.9	4,080	灰色は非開示
	作動気体温度		94～43	180～42	
低温側熱源	入温度	°C	15～20	25～35	湖水
	流入熱量	W	-195.2	-2,701	
	作動気体温度		16～39	42～46	
熱伝導ロス		W	78.9	775	構造的に是認
エネルギー変換量		W	39.7	604	
カルノー効率 (熱源)		—	21.7%	37.0%	
カルノー (作動気体)		—	16.9%	18.3%	
摩擦ロス		W	4.1	17.2	可動部最小限
動力		W	35.6	587	
出力 (動力×85～90%)		W	32.1	500	出力500W
発電効率		—	10.2%	12.3%	約12%

☞ Sunpulse500の計算結果は実績値(発電効率約12%)とほぼ一致し、**計算モデルの妥当性**とともに、実験機においても計算結果が実証と合うことが期待される。(作動気体温度の推定が一意的に定まらないため、正確なことは分からない)

表-6 実験機の熱交換量/仕事量/出力および3kW/10kW拡張時の諸元

項目	単位	実験機	3kW	10kW
高温側熱交換量	W	314	21,132	67,810
低温側熱交換量	W	-195	-17,267	-55,911
熱伝導ロス	W	79	351	520
エネルギー変換量	W	40	3,514	11,379
比(出力/(投入-ロス))	—	16.8%	16.9%	16.9%
カルノー効率(外)	—	21.7%	21.7%	21.7%
カルノー効率(内)	—	16.9%	16.9%	16.9%
摩擦ロス	W	4.1	81.7	178.9
動力	W	35.6	3,432	11,200
動力の熱効率	—	11.3%	16.2%	16.5%
出力 (動力×0.9)	W	32.1	3,089	10,080
発電効率	—	10.2%	14.6%	14.9%
機械効率	—	47.0%	67.2%	68.4%

注)熱源条件95°C-75°C、15°C-20°C

☞ 実験機では作動気体(ヘリウム)、圧力(平均3.73気圧)、高温側熱源入温度95°C-出温度75°C、低温側熱源入温度15°C -出温度20°Cで運用した場合、出力は32.1W、発電効率は10.2%となる。同条件で出力3kWでは発電効率は14.6%、10kWでは14.9%となる。

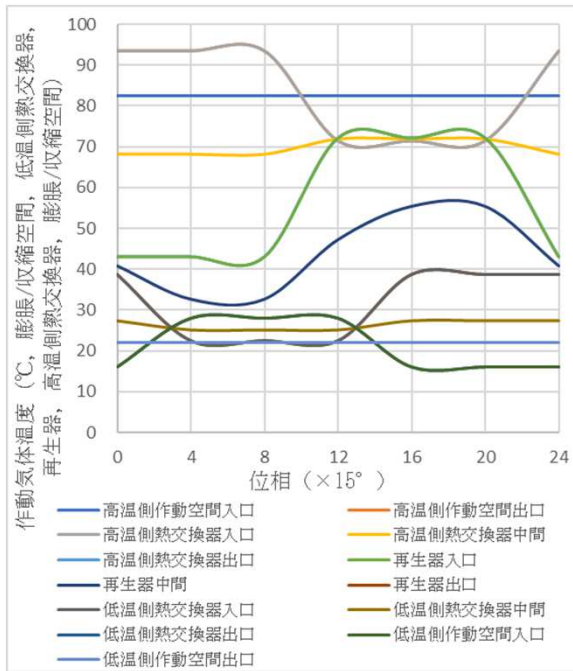


図-8 位相、位置ごとの作動気体温度

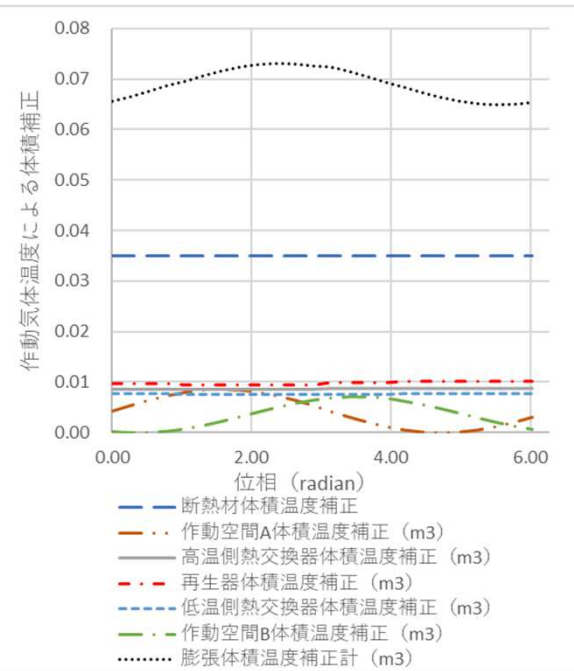


図-9 作動気体体積温度補正

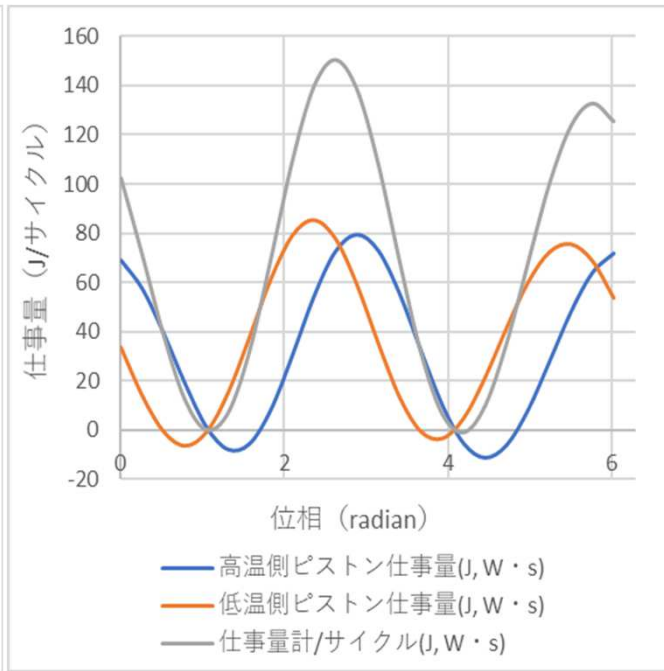


図-12 位相～ピストンの仕事量位相差1.24radian

ピストンの移動により作動空間の体積/圧力は変化する。
熱源により作動気体温度も変化するため、圧力を補正した。
高温側/低温側ピストンの位相差により仕事量の合計は異なり、
最大仕事量の位相差は

1.24radian、

最大仕事量は
1,027 J/サイクル、

摩擦ロス控除後
918 J/サイクル、

熱交換から定まる動力35.6 Wより
回転数は

0.0388 RPS、

1回転に要する時間は
28.3sec

となる。

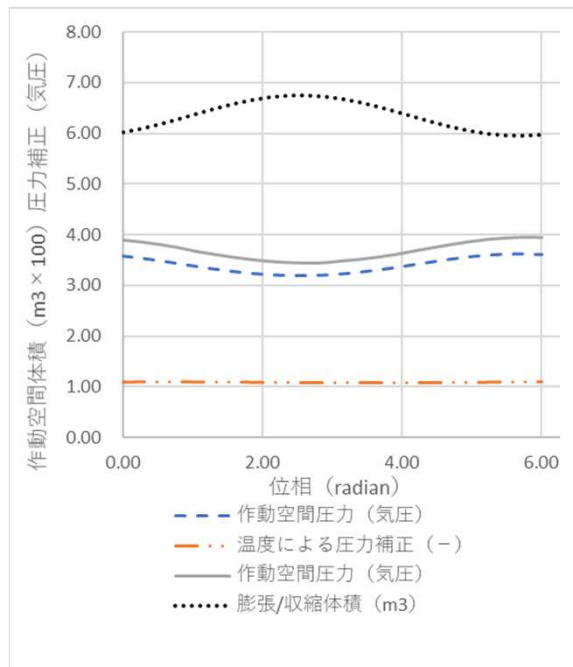


図-10 作動空間圧力補正

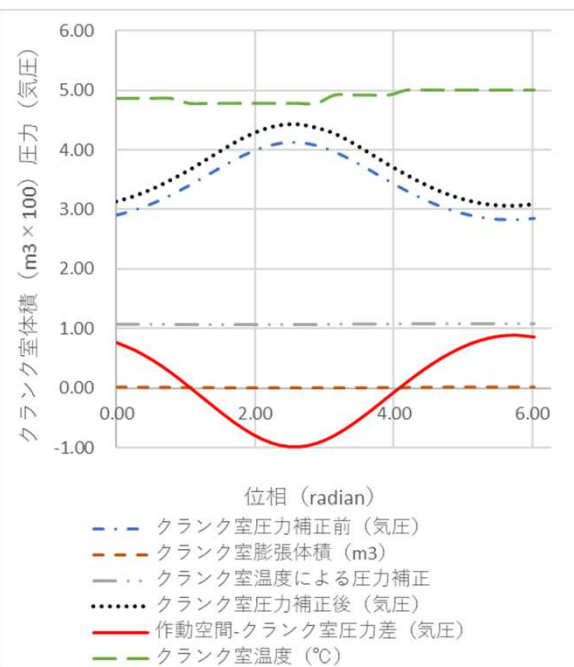


図-11 クランク室、圧力差

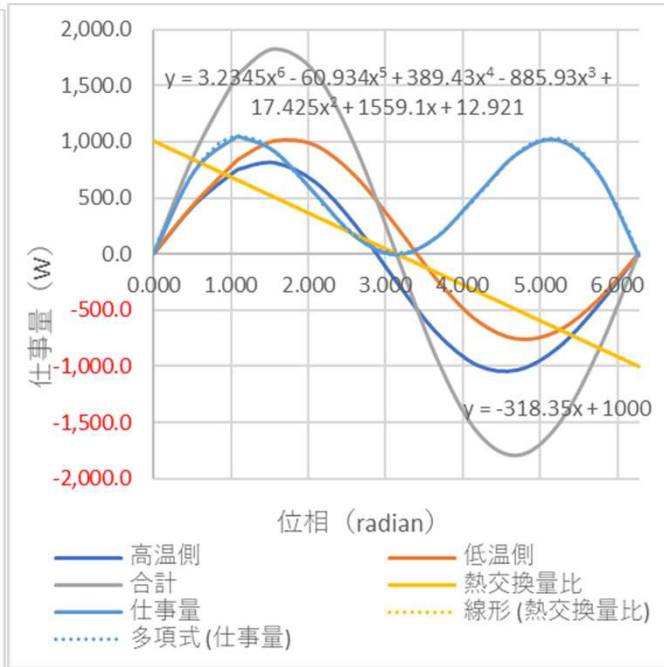


図-13 位相差～仕事量

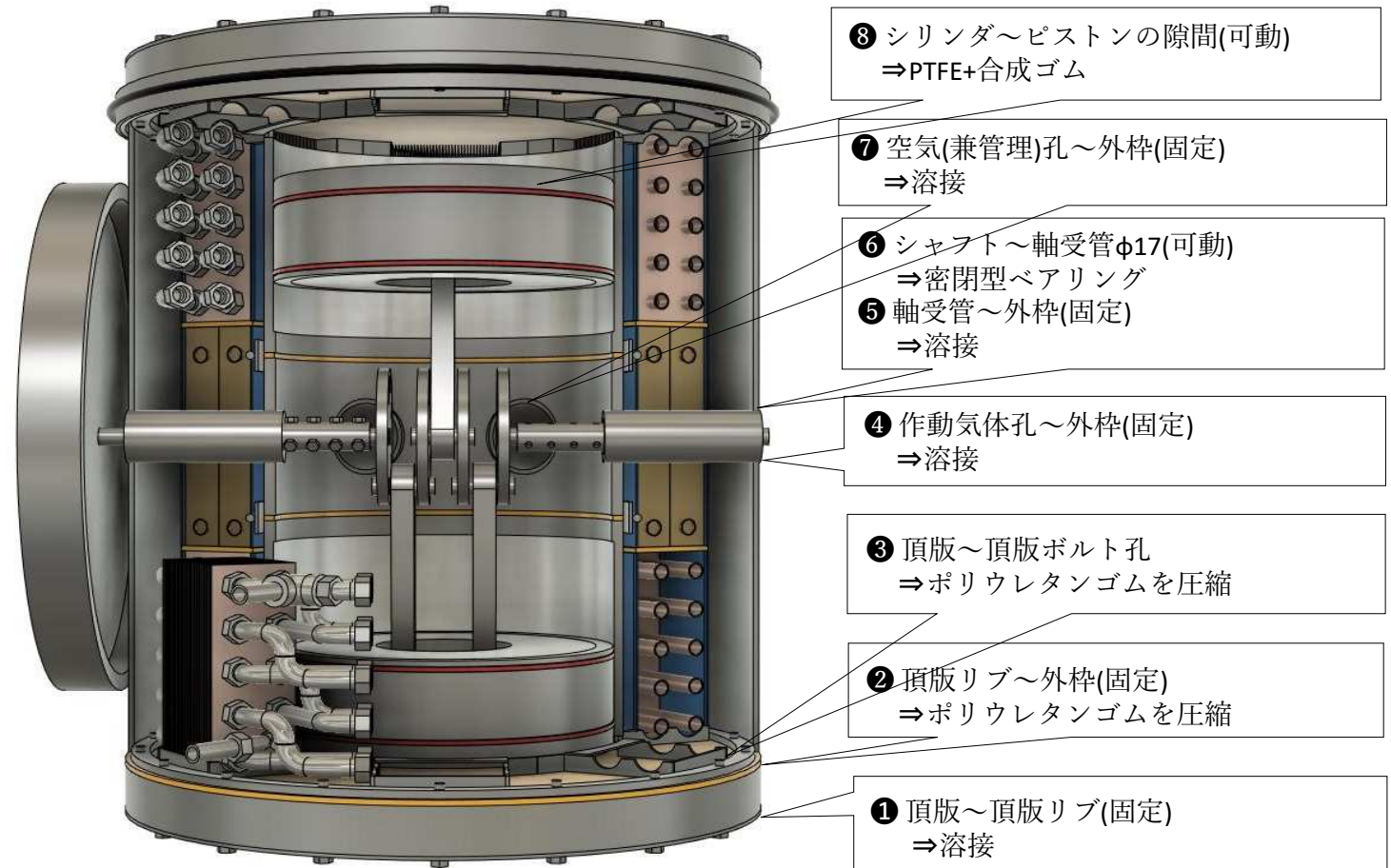
(1) エネルギーロスの対象

(2) 作動気体漏洩

エネルギーロスは以下の1)~4)に限定される。ここで4)①~③は小さく、実用的に無視できる。

- 1) 作動気体漏洩
- 2) 熱伝導ロス
- 3) 摩擦ロス
- 4) その他
 - ① 再生器ロス
 - ② ピストンの運動量消失
 - ③ 作動気体の抵抗 (圧力損失)

なお、熱源作動媒体(お湯/水)の抵抗 (圧力損失)はここでは関わらないとした。



- ⑧ シリンダ~ピストンの隙間(可動)
⇒PTFE+合成ゴム
- ⑦ 空気(兼管理)孔~外枠(固定)
⇒溶接
- ⑥ シャフト~軸受管φ17(可動)
⇒密閉型ベアリング
- ⑤ 軸受管~外枠(固定)
⇒溶接
- ④ 作動気体孔~外枠(固定)
⇒溶接
- ③ 頂版~頂版ボルト孔
⇒ポリウレタンゴムを圧縮
- ② 頂版リブ~外枠(固定)
⇒ポリウレタンゴムを圧縮
- ① 頂版~頂版リブ(固定)
⇒溶接

図-14 漏洩の可能性のある箇所

- ①~⑤、⑦は固定でき溶接またはボルト締めで密閉できる。
- ⑥はシャフトの回転を伴うが、密閉型ベアリングで対処可能。
- ⑧はシリンダ/ピストンの可動部で、PTFEを圧入し密閉する。漏洩防止と摩擦力がトレードオフになるが、作動気体室とクランク室の漏れはクランク室との圧力差の調整も可能である。

1)熱伝導ロスの箇所

伝熱ルートを図-15の①～⑨に示す。抜けがあると致命的な問題になる。最後に気づいたのは熱源管と外枠の接触/熱橋で、もう抜けはないはず、

2)熱伝導の計算

$$Q = k A \Delta T / L$$

ここで、

Q：熱伝導量(W)

k：熱伝導率(W/mK)

A：面積(m²)

ΔT：温度差(°C)

L：厚さ(m)

断熱材は発砲プラスチック系断熱材を、熱橋遮断材はポリウレタンゴムを選定した。

外環境(対流のある空気層)に接する空気の熱伝導率は日本建築学会、建築設計資料集成2による。

これより、多層の熱伝導量は、層それぞれの熱伝導率と層厚により、全体の温度差を割り振り、各層の熱伝導量は同じとすれば求まる。

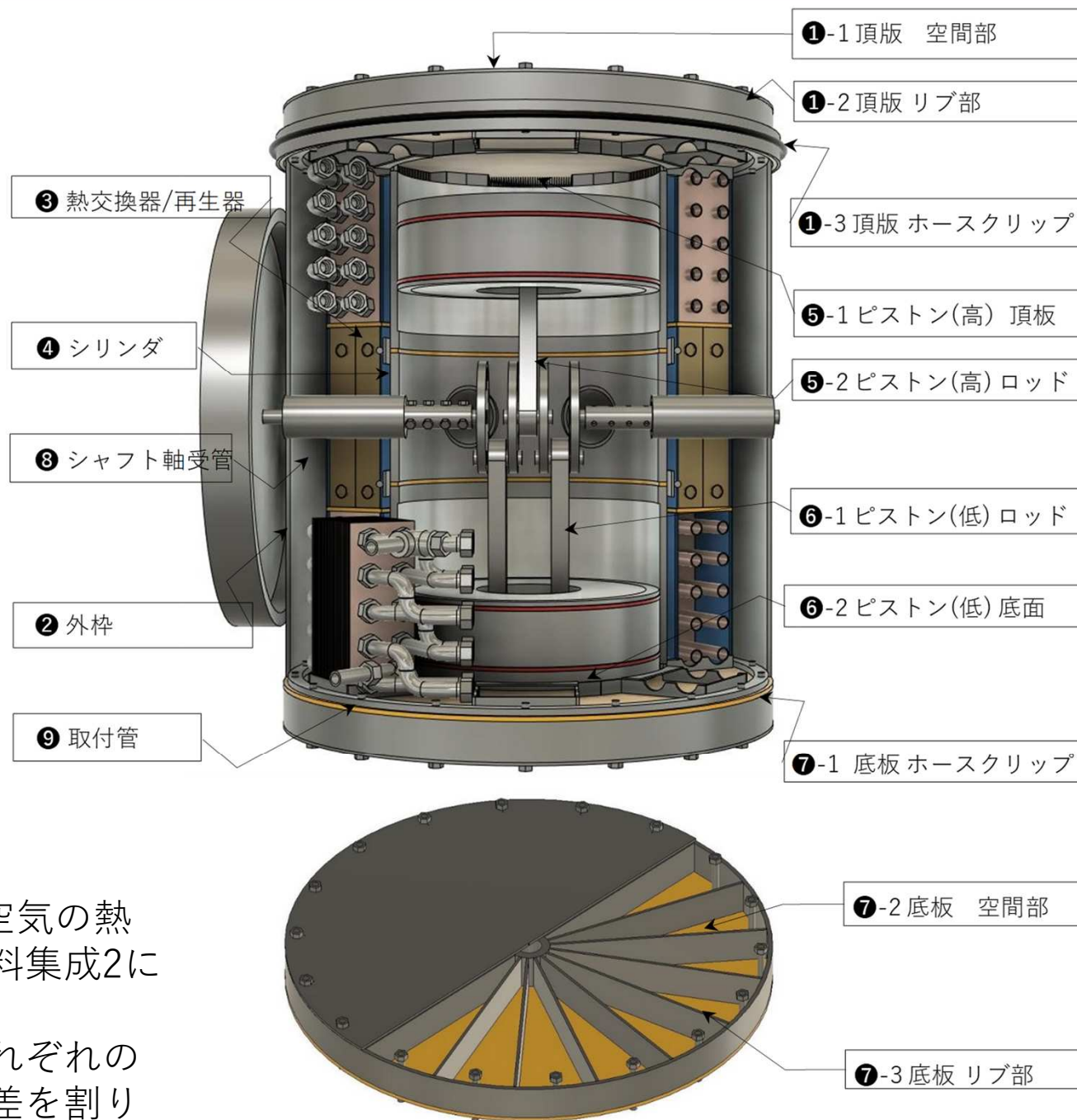


図-15 熱伝導ルート

表-7 熱伝導および熱橋の無処理、断熱処理の比較

部署	細目	単位	無処理	断熱処理	備考
①頂版	空間部	$W_{(h)}$	49.8	7.1	頂版厚（断熱材厚さ）で対応
	リブ部	//	6.2	5.6	熱橋遮断ポ リウレタンゴムの厚さで対応
	ホースクリップ	//	13.2	10.1	頂版の底板が課題
②外枠		//	87.4	9.8	外枠の分割は構造的課題
③熱交換器/再生器		//	293.2	1.9	
④シリンダ		//	62.5	6.7	合成ゴムの厚さで対応
⑤ピストン (高)	底面	//	30.3	5.9	断熱シート厚で対応
	ロッド	//	19.8	19.8	ベアリングの断熱？
⑥ピストン (低)	底面	//	-7.6	-1.5	集計では絶対値
	ロッド	//	-4.9	-4.9	//
⑦底板	空間部	//	-18.6	-1.9	//
	リブ部	//	-2.6	-1.4	//
	ホースクリップ	//	-2.2	-1.7	//
⑧クランクシャフト/軸受管		//	0.0	0.0	実態が分からない
⑨取付管		//	0.0	0.0	//
計		//	598	78	目標100 $W_{(h)}$

表-7に①～⑨における断熱材など未処理の場合と対策を講じた場合の熱伝導量を示す。熱交換器より流入した熱量は高温側は314 $W_{(h)}$ 、低温側は-195 $W_{(h)}$ 、合計509 $W_{(h)}$ なので無処理の場合、ほとんど(598/509 = 117% ⇒ 100%)が熱伝導/熱橋で失われ、エネルギー変換に至らない。実験機の断熱性能は目安で、実用機は更に最適化できる。

1)PTFE詳細図、摩擦ロス計算条件

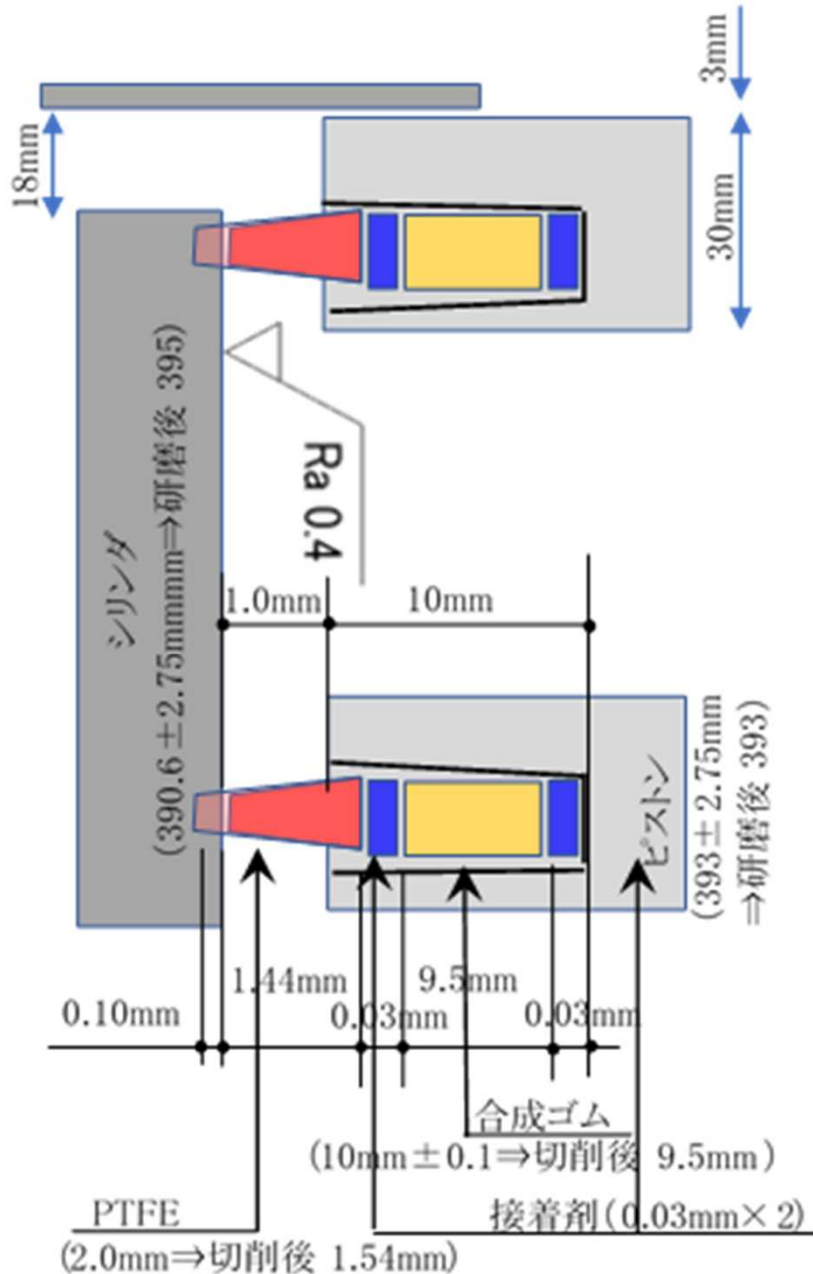


図-16 PTFE合成構造詳細図

表-8 摩擦ロス計算条件

摩擦ロス	= 摩擦力 × ストローク
摩擦力	= 圧力 × 面積 × 摩擦係数
圧力	= 弾性係数 × 歪
弾性係数	既往資料 ただし、PTFEの弾性係数は大きいため 合成ゴムとの合成構造とした。 合成ゴムの厚さ ~ 合成弾性係数
	【参考】物質と弾性係数 【参考】合成ゴムの弾性係数
歪	変位量 / 厚さ
変位量	算出できる。 0.1 (0.05) mmの重なり 施工誤差の吸収 (0.02mm × 3)
厚さ	設定値 合成弾性係数の比較、施工性で決定
摩擦係数	動摩擦係数 0.07 横方向力が最大のときは動いているとき 静摩擦係数 0.30 ピストン最上点、最下点 【参考】物質と摩擦係数
面積	設定値 (PTFE面積 = 幅 × ピストン外周)

表-9 摩擦ロスの集計

Case No. PTFE・シリンダ 初期重なり厚さ -合成ゴム厚さ	PTFE上下計						高温側+ 低温側 合計	仕事量 比	備考	
	計	摩擦係数	摩擦力	移動距離	摩擦ロス					
	K	L	M	N	0	0 _{cgs}				
	kgf	—	kgf	m	kgf・m	J				J
Case1 0.5- 0.0	高温側	4,209.7	0.0796	335.0	0.2	67.00	656.6			目標0.05
	低温側	3,652.6	0.0796	290.7	0.2	58.14	569.7	1226.4	1.165	全く××
Case2 0.5- 3.0	高温側	713.7	0.0796	56.7	0.2	11.35	111.2			
	低温側	624.4	0.0796	49.6	0.2	9.92	97.2	208.4	0.198	××
Case3 0.5- 9.5	高温側	1,901.0	0.0796	151.3	0.2	30.26	296.5			
	低温側	-181.6	0.0796	-14.5	0.2	-2.89	-28.3	268.2	0.254	×
Case4 0.1- 0.0	高温側	7,925.0	0.0796	630.7	0.2	126.14	1,236.2			
	低温側	7,925.0	0.0796	630.7	0.2	126.14	1,236.2	2472.3	2.346	全く×××
Case5 0.1- 3.0	高温側	593.5	0.0796	47.1	0.2	9.42	92.4			
	低温側	261.7	0.0796	20.3	0.2	4.06	39.8	132.2	0.125	△
Case6 0.1- 9.5	高温側	482.6	0.0796	38.2	0.2	7.64	74.9			
	低温側	227.4	0.0796	17.5	0.2	3.50	34.3	109.2	0.104	△

摩擦ロスの計算は割愛するが、PTFEに作用する荷重と変位は不静定になり、計算は厄介である。PTFEは弾性係数が大きく、合成構造を手抜きすると、全く動かない。実験機につき、施工性からこれ以上無理はしなかった。
実用機では連棹比の見直しはじめ、相応に低減できる。

(1) 拡張時の諸元

表-10 拡張(3kW、10kW)時の寸法、エネルギーロス、発電効率

		単位	Sunpulse500		LSE_50		LSE_3k	LSE_10k
			基本	条件統一	実験機	条件統一	条件統一	条件統一
熱源温度	高温側	°C	200~80	90~75	90.0~75.0	90.0~75.0		
	低温側	//	25~35	5~10	15.0~20.0	5.0~10.0		
カルノー効率 (熱源)		-	37.0%	21.7%	21.7%	0.244565217		
熱伝導ロス		W	775	530	78.9	77.7	335.7	499.3
作動気体温度	高温側	°C	180~40	92~43	94.0~43.0	93.7~40.0		
	低温側	//	40~42	16~39	38.9~15.5	26.3~10.5		
カルノー効率 (作動気体)		-	18.3%	16.1%	17.3%	20.3%		
エネルギー変換量		W	604	600	34.3	42.9	3,458.3	11,379.0
摩擦ロス		W	17	11	3.5	4.4	82.9	183.5
出力 (動力)		//	587	588	30.7	38.4	3,375.4	11,195.5
出力 (動力 × 0.85~0.9)		//	499	500	27.6	34.6	3,037.8	10,075.9
発電効率		%	12.2%	11.7%	10.2%	12.0%	17.5%	17.8%
機械効率		//	33.0%	29.7%	47.0%	49.0%	71.5%	72.9%
価格		円	520,000	520,000	-	-	3,200,000	8,500,000

出力/躯体サイズの拡張で熱伝導ロス/摩擦ロスを小さくでき、発電効率は改善される。

(2)他発電機との比較1

表-11 熱源温度の影響、および他発電装置との比較（その1）

	単位	太陽熱温度差発電（10kW）			排熱発電	
高温側熱源	—	低温太陽熱集熱装置		ソーラポンド	排熱（90℃～300℃）	
低温側熱源	—	陸水(水道水)	海洋深層水		陸水	
エネルギー変換装置	—	低温スターリングエンジン			K社ORC機	低温スターリング
高温側熱源温度（入-出）	℃	95.0-75.0	95.0-75.0	60.0-45.0	95.0	95.0-75.0
低温側熱源温度（入-出）	〃	15.0-20.0	5.0-10.0	5.0-10.0	15.0	15.0-20.0
流入熱量	W	65,938	56,540	124,356	—	65,938
流失熱量	〃	-54,063	-44,662	-113,078	—	-54,063
熱伝導ロス	〃	546	499	399	—	546
エネルギー変換量	〃	11,329	11,379	10,879	—	11,329
〃比（出力/投入－ロス）	—	17.3%	20.3%	8.8%	12.9%	17.3%
カルノー効率(外)	—	21.7%	24.5%	16.5%	21.7%	21.7%
カルノー効率(内)	—	17.3%	20.3%	8.8%	—	17.3%
摩擦ロス	W	170	183	116	—	170
動力	〃	11,159	11,195	10,763	—	11,159
出力（動力×0.9）	〃	10,043	10,076	9,687	72,000	10,043
熱効率	—	15.2%	17.8%	7.8%	3.2%	15.2%
機械効率	—	70.1%	72.9%	47.2%	14.9%	70.1%
価格10kW換算(実績/目標)	千円	10,321	8,657	27,047	28,000	10,321

(2)他発電機との比較2

表-11 熱源温度の影響、および他発電装置との比較（その2）

	単位	地熱発電		海洋温度差発電	
高温側熱源	—	地熱（200°C～300°C）		表層海水（25°C～30°C）	
低温側熱源	—	空冷		海洋深層水（3°C～10°C）	
エネルギー変換装置	—	C社カーナ機	低温スターリング	Z社高ORC	低温スターリング
高温側熱源温度（入-出）	°C	98.0	98.0-77.0	25.7	25.7-21.0
低温側熱源温度（入-出）	〃	14.0	14.0-19.0	7.0	7.0-14.0
流入熱量	W	—	59,475	—	227,327
流失熱量	〃	—	-48,287	—	-215,882
熱伝導ロス	〃	—	509	—	65
エネルギー変換量	〃	—	10,679	—	11,379
〃比（出力/投入-ロス）	—	12.9%	18.1%	—	5.0%
カルノー効率(外)	—	22.6%	22.6%	6.3%	6.3%
カルノー効率(内)	—	—	18.1%	—	5.0%
摩擦ロス	W	—	181	—	59
動力	〃	—	10,498	—	10,458
出力（動力×0.9）	〃	87,000	9,448	1,250,000	10,188
熱効率	—	8.0%	15.9%	2.1%	4.5%
機械効率	—	35.5%	70.2%	33.2%	71.6%
価格10kW換算(目標)	千円	87,000	8,893	31,000,000	148,987

低温スターリングエンジンは低温/低品位熱源用のエネルギー変換装置として優れる。

活用範囲は広く、従来、採算が難しい熱源/発電システムも事業化が可能になる。