

海洋温度差発電用タービンの最適化 — 作動流体 (R502, NH₃, R22) の比較 —

中岡 勉^{*1}, 池上 康之^{*2},
西田 哲也^{*1}, 上原 春男^{*2}

Optimization of an Axial-Flow Turbine for Ocean Thermal Energy Conversion (OTEC) System (R502, NH₃ and R22 as a Working Fluid)

Tsutomu NAKAOKA, Yasuyuki IKEGAMI, Tetsuya NISHIDA
and Haruo UEHARA

Optimization of an axial-flow R502 turbine for Ocean Thermal Energy Conversion (OTEC) are carried out by using optimization program 'TURBOTEC'. The parameters in the objective function consist of the number of nozzle and rotor blades, specific speed, specific diameter, nozzle outlet angle and ratio of blade to diameter. Numerical results are shown for a 1-25 MW OTEC plant. Result for R502 used as working fluid are compared with results for the NH₃ and R22.

Key Words: OTEC, Optimization, Turbine, Working Fluid, Pressure Loss

1. 緒言

現在、地球の環境問題は、地球温暖化や酸性雨の問題など、化石燃料に対する問題が大きく取り上げられている。このような中で、海洋温度差発電(OTEC)は、クリーンで再生可能なエネルギーの利用方法の1つで、実用化への期待がされている。

海洋温度差発電システムを高性能で、かつ経済的なコストで建設するためには、各構成機器の性能向上、作動流体の検討、プラント用材料の選択、トータルシステムの最適化等に関する詳細な研究が必要である。

海洋温度差発電の作動流体として、共沸混合冷媒を使用することにより、サイクルの熱効率を向上させる可能性があることが示されている⁽¹⁾。

海洋温度差発電用タービンに関しては、上原らは、オペレーションリサーチで用いられている最急こう配法とHookとJeevesのパターン探索法を用い、作動流体がNH₃、R22の場合について研究を行っている⁽²⁻³⁾。

共沸混合冷媒であるR502 (R22:48.8%+R115:51.2

%)を用いると、ローレンツサイクルを構成できるので、海洋温度差発電のサイクル効率が高くなる可能性がある。このサイクルに用いるタービンの性能解析は、これまでなされていない。それで、上原らが、開発したタービンの最適設計のためのプログラム⁽⁴⁾を用いて、性能解析を行った。その結果を示すとともに、作動流体がNH₃、R22の場合との比較を行った。

主な記号

- b : 軸方向長さ m
- c : 弦長 m
- C : 絶対速度 m/s
- D : 直径 m
- D_a : 比直径 m, m³/s, m
- g : 重力加速度 m/s²
- h : 翼高さ, エンタルピー m, kJ/kg
- h₀ : 全エンタルピー kJ/kg
- H_{a4} : 理論断熱熱落差 kJ/kg
- l : そり線長 m
- m_{WF} : 作動流体質量流量 kg/s
- n : 回転数 rpm
- N_s : 比速度 r. p. m, m³/s, m
- P_o : 発電端出力 MW

原稿受付 平成 4年11月31日

*1 水産大学校機関学科

*2 佐賀大学理工学部付属海洋温度差エネルギー
実験施設

P : 圧力 Pa
 $P_{r.o.p}$: 物性値
 Q : 作動流体体積流量 m^3/s
 s : エントロピ kJ/kg
 t : ピッチ m
 t_b : 後縁厚さ m
 T : 温度 $^{\circ}C$
 U : 周方向速度 m/s
 W : 相対速度 m/s
 Z : ブレード数
 α : 絶対流出入角 $^{\circ}$
 β : 相対流出入角 ($\Delta\beta_{cl}$: 偏向角) $^{\circ}$
 η : 効率
 λ_1 : 入口角 $^{\circ}$
 λ_2 : 出口角 $^{\circ}$
 λ_s : 食違い角 $^{\circ}$
 Δ : ハブとハウジングとの隙間 m
 Δh : 損失 kJ/kg

添字

1 : ノズル入口
 2 : ノズル出口 (ロータ入口)
 3 : ロータ出口
 a d : 断熱
 I N : タービン入口
 N : ノズル
 O U T : タービン出口
 R : ロータ
 s : 食違い角

2. 評価関数

本報は、最適化プログラム'TURBOTECH'を使用し、海洋温度差発電用タービンとして、適当である単段反動軸流タービンの最適形状について述べる。最適計算方法の詳細については省略する。

タービンの最適設計では、ノズル損失、ロータ損失、排気損失、回転円板損失、湿り損失、外部漏れ損失、機械損失などを最小にして、タービン効率を最大にするのが目的である。

タービン効率 η_T を、次式のように定義する。

$$\eta_o = \{ H_{a,d} - (\Delta h_N + \Delta h_R + \Delta h_{ex} + \Delta h_o + \Delta h_{wet}) \} / H_{a,d} \quad \text{-----}(1)$$

$$\eta_T = \eta_o \cdot \eta_m \quad \text{-----}(2)$$

ここで、 η_o はタービン理論内部効率、 η_m はタービ

ン機械効率、 η_T はタービン効率、 Δh_N はノズル損失、 Δh_R はロータ損失、 Δh_{ex} は排気損失、 Δh_o は回転円板損失、 Δh_{wet} は湿り損失、 $H_{a,d}$ は理論断熱落差である。

発電端出力 P_G は、式(2)を用いて、次式で定義する。

$$P_G = m_{WF} \eta_T H_{a,d} \quad \text{-----}(3)$$

図1に、タービン内部での状態変化と各損失を示す。本報では、式(2)のタービン効率が与えられた条件のもとで最大になるようにする。すなわち、式(2)の η_T を評価関数にとる。

2・1 ブレード形状の決定

図2に翼の形状を示す。ノズル・ロータの種々の形状はBaljeの式^{(5)~(7)}を用いて決定する。

2・2 諸損失

タービンの最適設計を行うにあたって、式(1)に示した種々の損失をどのように見積もるかが必要になってくる。これについては、多くの研究者らが理論的および実験的解析を行い、タービンの損失を見積もる経験式を種々発表している^{(5)~(11)}。

本報では、Veenemaら⁽¹²⁾の検討結果を参照した。

3. 最適設計方法

3・1 設計における仮定

(1) 流れは自由渦流れとする。すなわち、速度三角形はピッチ円上で考え、半径方向の流れは無視して設計を行うFree-Vortex-Design-technicを使う。図3にピッチ円上における速度三角形を示す。

(2) 全周送込翼列を考え、ノズル入口角は 90° 、ノズル入口における蒸気は飽和蒸気、ノズル入口における旋回はないものとする。

(3) 軸方向速度成分は一定とする。

(4) ノズル出口角 α_2 は、食違い角とソリディティの比の関係が使える範囲 $\alpha_2 \geq 15^{\circ}$ とする。また、(1)の方法は、ロータ径に比べて翼高さが大きくなった場合使用できないので、この比 h/D は0.3以下とする。

(5) 頂げきと翼高さの比 s/h 、ハブとハウジングとのすき間とロータ出口径の比 Δ/D_s 、後縁厚さと翼高さの比 t_b/h は、製作上の限界と思われる値0.02とする。

3・2 支配変数

タービン効率は、前節での諸関係を用いると次式で表すことができる。

$$\eta_T = f(T_{IN}, T_{OUT}, P_G, m_{WF}, n, D_{1,2,3}, h_{1,2,3}, \alpha_{1,2,3}, \beta_{1,2,3}, Z_N, Z_R, P_{r.o.p}) \quad \text{-----}(4)$$

ここで、 T_{in} は蒸気入口温度、 T_{out} は蒸気出口温度、 P_o は発電端出力、 m_{wf} は作動流体質量流量、 n は回転数、 D は各径、 h は各翼高さ、 α は各絶対流出角、 β は各相対流出角、 Z_N はノズルブレード数、 Z_R はロータブレード数、 $P_{r.o.}$ は物性値である。

タービンの設計の際には、一般に次の比速度 N_s 、比直径 D_s が用いられる。

$$N_s = n Q_3^{1/2} / (H_{ad}/g)^{3/4} \quad [\text{r.p.m.}, \text{m}^3/\text{s}, \text{m}] \quad (5)$$

$$D_s = D_3 (H_{ad}/g)^{1/4} / Q_3^{1/2} \quad [\text{m}, \text{m}^3/\text{s}, \text{m}] \quad (6)$$

ここで、 Q_3 はロータ出口での作動流体の体積流量である。

タービンの設計の場合、一般に、蒸気入口温度、蒸気出口温度、発電端出力、作動流体は与えられる。ゆえに、比速度、比直径を用いて製作上の限度を考慮すると、式(4)は次式のように整理できる。

$$\eta_T = f(N_s, D_s, \alpha_2, Z_N, Z_R, h/D) \quad (7)$$

すなわち、式(7)の6変数、比速度、比直径、ノズル出口角、ノズルブレード数、ロータブレード数、翼高さ、とロータ径の比を組み合わせ、最もタービン効率が高い点を見つける。

4. 結果と考察

表1(a)は、作動流体がR502の場合の計算結果を示す。タービン入口温度、出口温度については、文献[13]を参照して、入口温度22.2℃、出口温度12.7℃の場合についてのみ計算を行った。表1(b),(c)は、作動流体がNH₃、R22の場合の計算結果を参考のために示す⁽³⁾。他の温度条件については、同様に計算できる。

4・1 タービン効率

図4に、発電端出力とタービン効率の関係を示す。図からわかるように、R502のタービン効率は91～91.5%の範囲で、R22、NH₃に比べて大きくなっている。

発電端出力が25MWの場合、R502の効率は、R22の効率と比べて約0.1%大きく、NH₃の効率と比べて約0.6%大きくなっている。

4・2 全損失

図5に、発電端出力と全損失の関係を示す。図からわかるように、各作動流体の全損失は、発電端出力の増加とともに減少している。また、R22やNH₃に比べ、R502の全損失が最も小さい。発電端出力が25MWの場合、R502の全損失は0.315kJ/kgである。このR502の全損失は、NH₃の全損失(2.85kJ/kg)の約11%である。

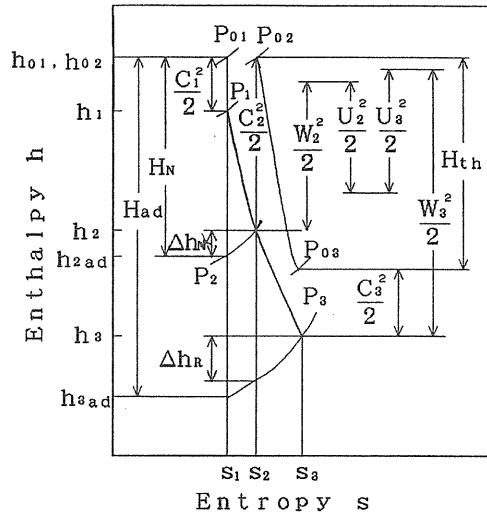


図1 タービン内部の状態変化

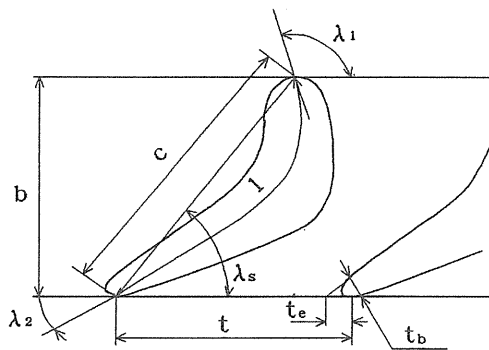


図2 翼の形状

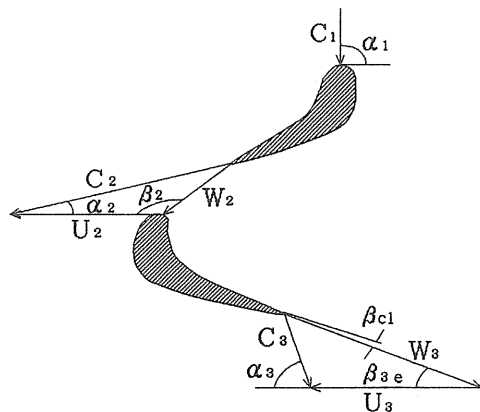


図3 速度三角形

表1(a) 計算結果 R502 (タービン入口温度=22.2℃, 出口温度=12.7℃)

出力	(MW)	1	3	5	10	15	20	25
比速度	(rpm, m ³ /s, m)	50.488	50.491	50.078	49.971	50.449	50.363	50.391
比直径	(m, m ³ /s, m)	1.949	1.958	1.971	1.978	1.972	1.976	1.975
回転数	(r・p・m)	2362	1365	1049	740	611	528	473
質量流量	(kg/s)	229.600	687.700	1145.300	2288.300	3430.400	4572.400	5713.500
反動度	(-)	0.806	0.809	0.809	0.810	0.811	0.812	0.812
機械レイノルズ数 ×10 ⁶ (-)		0.389	0.678	0.882	1.250	1.540	1.780	1.990
平均二乗半径	(-)	0.755	1.313	1.714	2.430	2.960	3.427	3.827
タービン効率	(-)	0.911	0.912	0.913	0.914	0.915	0.915	0.915
h/D比	(-)	0.205	0.205	0.200	0.200	0.202	0.202	0.202
《径と翼高さ》								
径	位置1 (m)	0.805	1.400	1.821	2.580	3.149	3.644	4.071
	位置2 (m)	0.827	1.433	1.868	2.648	3.231	3.737	4.175
	位置3 (m)	0.920	1.599	2.079	2.946	3.597	4.161	4.649
翼高さ	位置1 (m)	0.165	0.287	0.365	0.515	0.636	0.735	0.822
	位置2 (m)	0.170	0.294	0.375	0.529	0.653	0.753	0.843
	位置3 (m)	0.189	0.328	0.417	0.589	0.727	0.839	0.939
《ブレード形状》								
ブレード数	ノズル	19	18	18	19	20	17	19
	ロータ	9	9	10	10	10	10	10
(ノズル)								
入口角	(deg)	90.000	90.000	90.000	90.000	90.000	90.000	90.000
出口角	(deg)	15.000	15.000	15.000	15.000	15.000	15.000	15.000
食違い角	(deg)	28.200	28.200	28.200	28.200	28.200	28.200	28.200
ブレードピッチ	(m)	0.125	0.229	0.299	0.402	0.465	0.633	0.633
軸方向長さ	(m)	0.069	0.127	0.166	0.223	0.259	0.352	0.352
そり線長	(m)	0.162	0.297	0.387	0.520	0.602	0.820	0.819
弦長	(m)	0.147	0.269	0.352	0.473	0.547	0.745	0.744
(ロータ)								
入口角	(deg)	15.240	14.900	14.810	14.730	14.550	14.470	14.464
出口角	(deg)	5.860	5.780	5.690	5.670	5.618	5.595	5.591
食違い角	(deg)	8.480	8.340	8.240	8.203	8.120	8.083	8.077
ブレードピッチ	(m)	0.264	0.458	0.538	0.763	0.930	1.076	1.202
軸方向長さ	(m)	0.037	0.063	0.074	0.104	0.125	0.144	0.161
そり線長	(m)	0.251	0.436	0.513	0.728	0.885	1.024	1.144
弦長	(m)	0.251	0.436	0.513	0.728	0.885	1.024	1.144
偏向角	(deg)	1.000	1.000	1.080	1.080	1.090	1.090	1.090
《速度》								
絶対速度	位置1 (m/s)	11.338	11.257	11.264	11.240	11.213	11.185	11.183
	位置2 (m/s)	43.780	43.469	43.495	43.402	43.297	43.189	43.182
	位置3 (m/s)	11.371	11.295	11.287	11.267	11.231	11.208	11.207
相対速度	位置2 (m/s)	43.140	43.768	44.057	44.196	44.622	44.766	44.773
	位置3 (m/s)	94.906	95.389	95.517	95.664	95.948	96.073	96.093
周速度	位置2 (m/s)	83.909	84.281	84.603	84.663	85.010	85.061	85.063
	位置3 (m/s)	93.357	93.797	94.140	94.218	94.637	94.709	94.709
《損失》								
ノズル損失	×10 ⁻² (kJ/kg)	2.102	1.969	1.932	1.867	1.827	1.810	1.780
ロータ損失	×10 ⁻² (kJ/kg)	20.855	20.336	20.016	19.655	19.499	19.395	19.276
回転円板損失	×10 ⁻² (kJ/kg)	0.476	0.439	0.451	0.428	0.402	0.396	0.385
排気損失	×10 ⁻² (kJ/kg)	10.025	9.891	9.876	9.843	9.780	9.738	9.737
湿り損失	×10 ⁻² (kJ/kg)	0.370	0.365	0.368	0.367	0.365	0.364	0.363
全損失	×10 ⁻² (kJ/kg)	33.828	33.000	32.640	32.160	31.874	31.703	31.541
理論断熱熱落	×10 ⁻² (kJ/kg)	478.273	478.180	478.190	478.161	478.132	478.100	478.097

表1(b) 計算結果 NH₃ (タービン入口温度=22.2℃, 出口温度=12.7℃)

出力	(MW)	1	3	5	10	15	20	25
比速度	(rpm, m ³ s, m)	51.367	51.209	50.661	53.251	53.038	52.930	52.553
比直径	(m, m ³ /s, m)	1.858	1.871	1.904	1.852	1.869	1.879	1.894
回転数	(r・p・m)	11667	6509	5083	3749	3061	2692	2335
質量流量	(kg/s)	27.891	83.629	139.274	278.130	416.932	555.556	694.389
反動度	(-)	0.759	0.787	0.794	0.796	0.795	0.798	0.795
機械レイノルズ数 ×10 ⁶ (-)		0.0891	0.164	0.214	0.304	0.375	0.430	0.487
平均二乗半径	(-)	0.419	0.768	0.915	1.357	1.672	1.895	2.198
タービン効率	(-)	0.904	0.906	0.907	0.908	0.909	0.909	0.909
h/D比	(-)	0.214	0.213	0.208	0.226	0.224	0.223	0.219
《径と翼高さ》								
径	位置1 (m)	0.449	0.815	1.054	1.462	1.797	2.053	2.347
	位置2 (m)	0.464	0.838	1.083	1.502	1.846	2.107	2.412
	位置3 (m)	0.515	0.936	1.209	1.677	2.062	2.355	2.693
翼高さ	位置1 (m)	0.097	0.168	0.219	0.325	0.394	0.469	0.497
	位置2 (m)	0.100	0.172	0.225	0.334	0.405	0.481	0.511
	位置3 (m)	0.111	0.192	0.251	0.373	0.452	0.538	0.570
《ブレード形状》								
ブレード数	ノズル	17	17	15	20	15	20	18
	ロータ	10	10	10	9	9	9	9
(ノズル)								
入口角	(deg)	90.000	90.000	90.000	90.000	90.000	90.000	90.000
出口角	(deg)	15.000	15.000	15.000	15.000	15.000	15.000	15.000
食違い角	(deg)	28.203	28.296	28.413	28.203	28.203	28.203	28.203
ブレードピッチ	(m)	0.077	0.142	0.208	0.231	0.350	0.298	0.384
軸方向長さ	(m)	0.043	0.079	0.116	0.118	0.195	0.165	0.213
そり線長	(m)	0.100	0.184	0.269	0.276	0.453	0.385	0.497
弦長	(m)	0.091	0.167	0.244	0.251	0.412	0.350	0.451
(ロータ)								
入口角	(deg)	20.921	17.686	17.007	16.372	16.237	16.126	16.200
出口角	(deg)	6.996	6.318	6.172	6.048	6.056	5.942	6.101
食違い角	(deg)	10.524	9.334	9.079	8.852	8.841	8.703	8.883
ブレードピッチ	(m)	0.132	0.241	0.311	0.474	0.584	0.662	0.767
軸方向長さ	(m)	0.024	0.038	0.048	0.070	0.087	0.097	0.114
そり線長	(m)	0.131	0.236	0.303	0.458	0.563	0.640	0.738
弦長	(m)	0.031	0.236	0.303	0.458	0.563	0.640	0.738
偏向角	(deg)	1.130	1.086	1.103	1.085	1.070	1.119	1.030
《速度》								
絶対速度	位置1 (m/s)	36.288	34.226	33.886	33.426	33.501	33.246	33.553
	位置2 (m/s)	140.121	131.683	129.779	129.070	129.361	128.377	129.559
	位置3 (m/s)	36.328	34.271	33.931	33.436	33.505	33.271	33.561
相対速度	位置2 (m/s)	101.620	112.655	115.850	118.585	119.814	119.698	120.264
	位置3 (m/s)	256.758	265.610	267.586	269.196	270.051	270.440	270.282
周速度	位置2 (m/s)	230.260	234.486	236.060	238.443	239.982	238.985	240.627
	位置3 (m/s)	255.775	261.635	263.682	266.305	268.023	267.105	268.676
《損失》								
ノズル損失	×10 ⁻² (kJ/kg)	24.44	20.44	19.49	18.84	18.29	18.09	17.90
ロータ損失	×10 ⁻² (kJ/kg)	165.76	72.90	172.13	169.35	167.38	167.31	164.66
回転円板損失	×10 ⁻² (kJ/kg)	3.43	4.11	3.91	2.97	3.05	2.54	3.01
排気損失	×10 ⁻² (kJ/kg)	102.32	91.05	89.26	86.67	87.03	85.82	87.32
湿り損失	×10 ⁻² (kJ/kg)	13.78	12.17	11.81	11.70	11.75	11.57	11.87
全損失	×10 ⁻² (kJ/kg)	309.65	300.61	296.53	289.46	287.44	285.41	284.89
理論断熱熱落	×10 ⁻² (kJ/kg)	3968.0	3960.8	3959.5	3958.0	3958.3	3957.4	3958.4

表1(c) 計算結果 R22 (タービン入口温度=22.2℃, 出口温度=12.7℃)

出力	(MW)	1	3	5	10	15	20	25
比速度	(rpm, m ³ /s, m)	53.309	50.248	52.831	52.125	52.561	51.509	52.568
比直径	(m, m ³ /s, m)	1.852	1.934	1.898	1.927	1.916	1.939	1.925
回転数	(r・p・m)	2825	1631	1305	914	751	638	582
質量流量	(kg/s)	172.706	516.029	860.768	6191.750	2577.954	3436.146	4294.222
反動度	(-)	0.804	0.794	0.805	0.808	0.808	0.806	0.811
機械レイノルズ数 ×10 ⁻²	(-)	0.296	0.493	0.647	0.926	1.130	1.310	1.470
平均二乗半径	(-)	0.742	1.256	1.592	2.284	2.779	3.267	3.604
タービン効率	(-)	0.908	0.910	0.911	0.912	0.913	0.913	0.914
h/D比	(-)	0.224	0.201	0.218	0.214	0.216	0.208	0.216
《径と翼高さ》								
径	位置1 (m)	0.794	1.348	1.726	2.468	3.008	3.512	3.900
	位置2 (m)	0.813	1.383	1.768	2.526	3.079	3.597	3.990
	位置3 (m)	0.902	1.531	1.961	2.804	3.417	3.990	4.430
翼高さ	位置1 (m)	0.160	0.278	0.377	0.527	0.650	0.730	0.841
	位置2 (m)	0.164	0.285	0.386	0.540	0.665	0.748	0.861
	位置3 (m)	0.182	0.316	0.428	0.599	0.738	0.830	0.956
《ブレード形状》								
ブレード数	ノズル	19	18	22	20	18	17	19
	ロータ	9	10	9	9	9	10	9
(ノズル)								
入口角	(deg)	90.000	90.000	90.000	90.000	90.000	90.000	90.000
出口角	(deg)	15.000	15.000	15.000	15.000	15.000	15.000	15.000
食違い角	(deg)	28.269	28.203	28.203	28.203	28.203	28.203	28.203
ブレードピッチ	(m)	0.123	0.219	0.227	0.313	0.485	0.485	0.485
軸方向長さ	(m)	0.068	0.122	0.126	0.174	0.270	0.270	0.270
そり線長	(m)	0.159	0.284	0.294	0.405	0.628	0.628	0.628
弦長	(m)	0.144	0.258	0.267	0.368	0.571	0.571	0.571
(ロータ)								
入口角	(deg)	14.811	16.144	14.982	14.644	14.674	14.863	14.339
出口角	(deg)	5.885	6.037	5.778	5.713	5.709	5.700	5.621
食違い角	(deg)	8.437	8.806	8.354	8.233	8.234	8.254	8.089
ブレードピッチ	(m)	0.259	0.395	0.556	0.797	0.970	1.026	1.258
軸方向長さ	(m)	0.036	0.058	0.077	0.108	0.132	0.141	0.168
そり線長	(m)	0.244	0.380	0.529	0.756	0.921	0.980	1.191
弦長	(m)	0.244	0.380	0.529	0.756	0.921	0.980	1.191
偏向角	(deg)	0.993	1.106	1.076	1.055	1.067	1.128	1.069
《速度》								
絶対速度	位置1 (m/s)	13.202	13.479	13.134	13.034	13.049	13.116	12.946
	位置2 (m/s)	50.848	52.049	50.714	50.331	50.387	50.645	49.989
	位置3 (m/s)	13.208	13.483	13.141	13.044	13.058	13.123	12.957
相対速度	位置2 (m/s)	51.645	48.477	50.806	51.558	51.510	51.132	52.272
	位置3 (m/s)	110.254	108.419	110.053	110.609	110.588	110.318	111.130
周速度	位置2 (m/s)	99.033	96.839	98.063	98.497	98.498	98.338	98.927
	位置3 (m/s)	109.792	107.248	108.813	109.338	109.318	109.085	109.826
《損失》								
ノズル損失	×10 ⁻² (kJ/kg)	2.91	2.89	2.76	2.58	2.52	2.53	2.43
ロータ損失	×10 ⁻² (kJ/kg)	28.20	26.45	26.78	26.48	26.12	25.81	25.18
回転円板損失	×10 ⁻² (kJ/kg)	13.52	14.09	13.38	13.18	13.21	13.35	13.01
排気損失	×10 ⁻² (kJ/kg)	0.74	0.57	0.48	0.49	0.45	0.49	0.44
湿り損失	×10 ⁻² (kJ/kg)	1.29	1.36	1.29	1.27	1.22	1.29	1.25
全損失	×10 ⁻² (kJ/kg)	46.67	45.35	44.69	44.01	43.58	43.48	43.13
理論断熱熱落	×10 ⁻² (kJ/kg)	637.47	639.93	637.38	637.25	637.27	637.35	637.14

4・3 ノズル損失

図6に、発電端出力とノズル損失の関係を示す。図からわかるように、R22やNH₃に比べ、R502のノズル損失が最も小さい。発電端出力25MWの場合、R502のノズル損失は 1.78×10^{-2} kJ/kgである。これは、NH₃のノズル損失(0.179 kJ/kg)の1/10になる。また、R502のノズル損失が他の作動流体に比べて小さくなる理由は、ノズル入口、ノズル出口の絶対速度が、他の作動流体に比べて小さくなっているためである。

4・4 ロータ損失

図7に、発電端出力とロータ損失の関係を示す。図からわかるように、R22やNH₃に比べR502のロータ損失が最も小さい。発電端出力25MWの場合、R502のロータ損失は0.193 kJ/kgである。このロータ損失は、各損失の中で最も大きく、全損失の61%を占めている。そして、理論断熱差の約4.0%を占めている。これは、断面損失係数、頂げき損失係数が大きいためである。

4・5 排気損失

図8に、発電端出力と排気損失の関係を示す。図からわかるように、R22やNH₃に比べ、R502の排気損失が最も小さい。発電端出力が25MWの場合、R502の排気損失は、 9.74×10^{-2} kJ/kgである。R502の排気損失が、他の作動流体に比べて小さい理由は、ロータ出口での絶対速度が、他の作動流体に比べて小さいためである。(発電端出力25MWの場合におけるロータ出口の絶対速度、R22:12.96m/s、NH₃:33.56m/s、R502:11.21m/s)

4・6 回転円板損失

図9に、発電端出力と回転円板損失の関係を示す。図からわかるように、R22やNH₃に比べ、R502の回転円板損失が最も小さい。発電端出力が25MWの場合、R502の回転円板損失は、 3.85×10^{-3} kJ/kgである。

回転円板損失は、作動流体の密度や周速度に大きく影響を受ける。発電端出力が25MWの場合での各作動流体の密度は、R502、R22、NH₃の順に大きいが、周速度においては順序が逆になっている。しかし、各作動流体の密度差に比べて周速度の差が大きくなるため、周速度が最も小さいR502の回転円板損失が一番小さくなる。(発電端出力25MWの場合：密度、R22:0.0323 kg/m³、NH₃:0.0054 kg/m³、R502:0.0476 kg/m³、ロータ入口周速度、R22:98.9m/s、NH₃:240.6m/s、R502:85.1m/s)

4・7 湿り損失

図10に、発電端出力と湿り損失の関係を示す。図からわかるように、R22やNH₃に比べ、R502の損失が一番小さい。これは、R502のタービン内部における乾き度

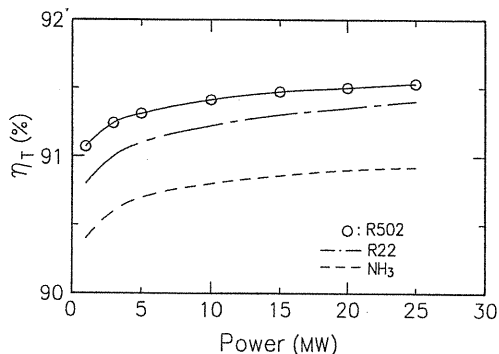


図4 タービン効率

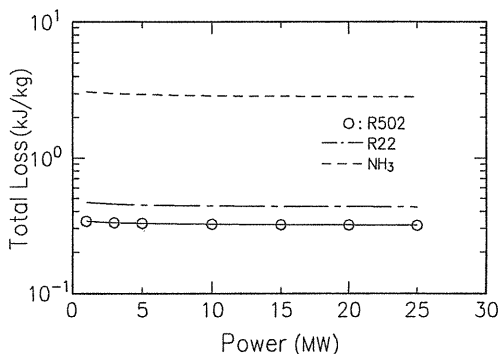


図5 全損失

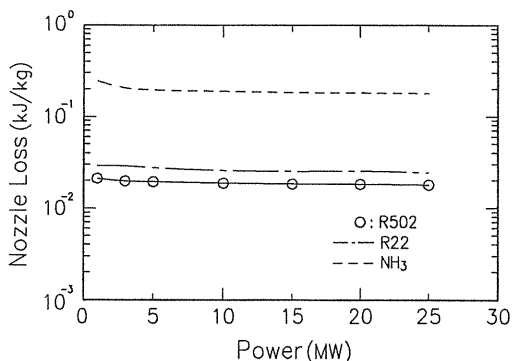


図6 ノズル損失

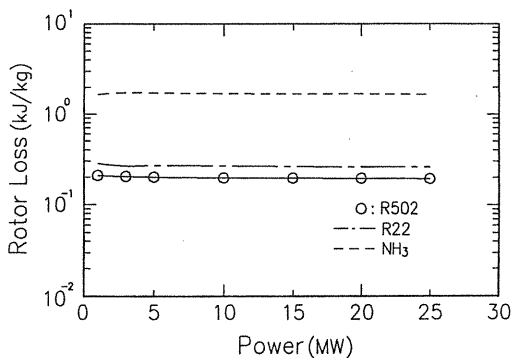


図7 ロータ損失

が、他の作動流体に比べて一番高くなっているためである。(発電端出力25MWの場合、R22:0.998、NH₃:0.997、R502:0.999)

4・8 作動流体質量流量

図11に、発電端出力と作動流体質量流量の関係を示す。図からわかるように、各作動流体の質量流量は発電端出力の増加とともに増加している。また、R22やNH₃に比べ、R502の質量流量が最も大きい。発電端出力が25MW 場合、R502の質量流量は5713.5kg/sである。これは、NH₃の質量流量(694.4kg/s)の約8倍で、R22の質量流量(4294.2kg/s)の約1.4倍である。

4・9 回転数

図12に、発電端出力と回転数の関係を示す。図からわかるように、R22やNH₃に比べ、R502の回転数が最も小さい。発電端出力が25MW 場合、R502の回転数は473r.p.mである。これは、NH₃の回転数(2335r.p.m)の約1/5で、R22における回転数(582r.p.m)の約4/5になる。そして、各作動流体の回転数は発電端出力の増加にともない減少している。また、回転数は前節で述べた質量流量と反比例な傾向を示している。

4・10 $N_s, D_s, \alpha_2, h/D$

図13に、発電端出力と比速度、比直径、ノズル出口角、翼高さとロータ径の比の関係を示す。図からわかるように、比速度は、50~51 (r.p.m, m³/s, m) の範囲にある。そして、R22やNH₃の比速度は、R22の場合50~53 (r.p.m, m³/s, m)、NH₃の場合、51~53 (r.p.m, m³/s, m) の範囲にある⁽³⁾。従って、海洋温度差発電用タービンの比速度は、50~55 (r.p.m, m³/s, m) の範囲である。一方、ガスタービンの場合の比速度は、90°流入タービンで25~50 (r.p.m, m³/s, m)⁽¹⁴⁾の範囲になっている。

R502における比直径、ノズル出口角および翼高さとロータ径の比は、それぞれ、1.95~1.98 (m, m³/s, m)、15°、0.20~0.205である。

4・11 ノズル・ロータブレード数

図14に、発電端出力とノズル・ロータブレード数の関係を示す。図からわかるように、R502のノズルブレード数は、18~20枚の範囲である。そして、ロータブレード数は、9~10枚の範囲である。また、ノズルブレード数が出力とともに変動しているのは、本報での計算精度が高いことと用いた式の間に変曲点があるためである。

4・12 ノズルとロータの直径

図15に、発電端出力とノズル入口、ノズル出口(ロータ入口)およびロータ出口における直径の関係を示す。図からわかるように、各直径とも、発電端出力の

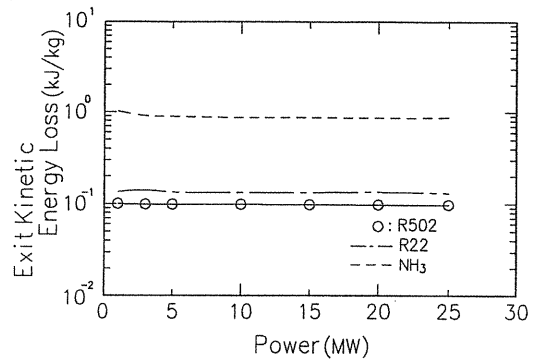


図 8 排気損失

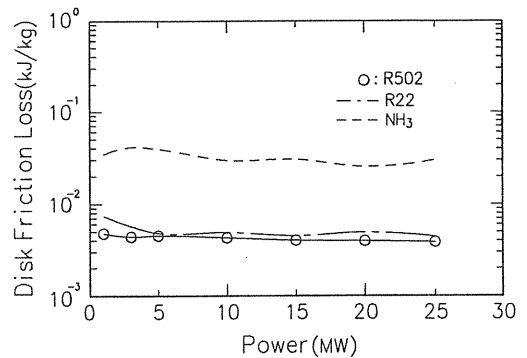


図 9 回転円板損失

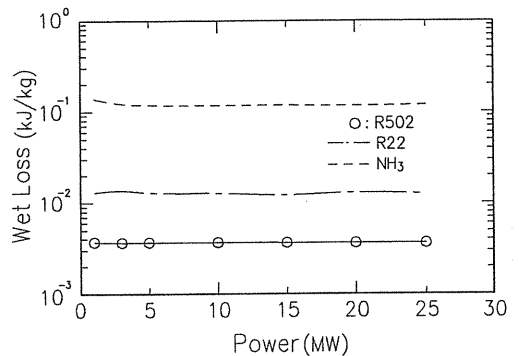


図 10 湿り損失

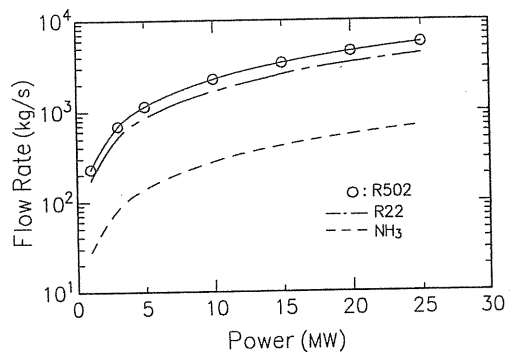


図 11 作動流体質量流量

増加とともに大きくなっている。また、ノズル入口、ノズル出口に比べ、ロータ出口での直径が最も大きく、発電端出力が25MWの場合、ローター出口での直径は4.65mである。

4・13 ノズルとロータの翼高さ

図16に、発電端出力とノズル入口、ノズル出口（ロータ入口）およびロータ出口における翼高さの関係を示す。図からわかるように、各翼高さとも、発電端出力の増加とともに大きくなっている。また、ノズル入口、ノズル出口に比べ、ロータ出口での翼高さが最も大きく、発電端出力が25MWの場合、ロータ出口での翼高さは0.939mである。

4・14 ノズルの形状

図17に、発電端出力とノズルの各角度、ピッチ、軸方向長さ、そり線長および弦長（コード）の関係を示す。図からわかるように、発電端出力が25MWの場合、ノズル出口、食違い角、ピッチ、軸方向長さ、そり線長および弦長は、それぞれ、15°、28.2°、0.633 m、0.352 m、0.819 m、0.744 m になる。また、発電端出力が1~20MWの間では、発電端出力の増加にともない、

ピッチ、軸方向長さ、そり線長および弦長は増加しているが、発電端出力が20~25MWの間では、各値は、ほとんど変化していない。

4・15 ロータの形状

図18に、発電端出力とロータの各角度、ピッチ、軸方向長さ、そり線長および弦長（コード）の関係を示す。図からわかるように、発電端出力が25MWの場合、ロータ入口、ロータ出口、食違い角、ピッチ、軸方向長さ、そり線長および弦長は、それぞれ、14.46°、5.591°、8.077°、1.202 m、0.161 m、1.144 m、1.144 m になる。また、ピッチ、軸方向長さ、そり線長および弦長は、発電端出力の増加とともに増加している。

5. 海洋温度差発電用単段反動軸流タービンの概略図

図19(a), (b), (c)は、海洋温度差発電用単段反動軸流タービンの概略図を示す。この概略図は、最適設計に基づいて描いたものである。図19(a), (b), (c)は、

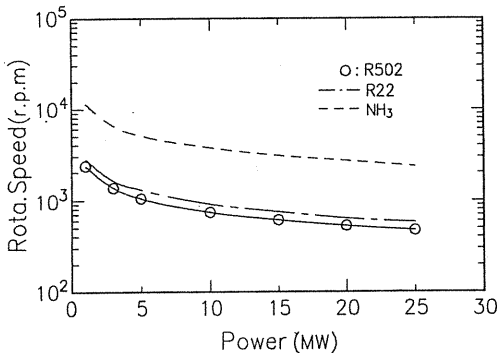


図 12 回転数

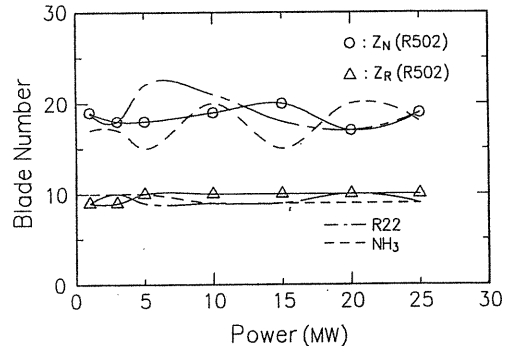


図 14 ノズル・ロータブレード数

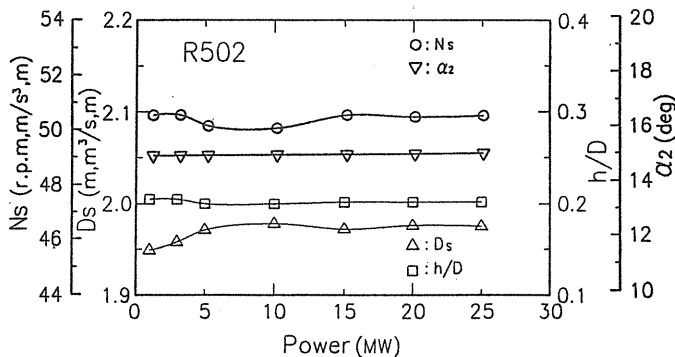


図 13 比速度、比直径、ノズル出口角、翼高さとロータ径の比

それぞれ、作動流体が、R502、 NH_3 、R22の場合である。発電端出力が25MWの場合、それぞれ、ロータ出口の直径が4.649m、2.693m、4.43m、ロータ出口での翼高さは0.939m、0.57m、0.956mとなる。

6. 結 言

海洋温度差発電用タービンの最適設計を、最適化プログラム'TURBOTEC'を使用し、作動流体に共沸混合冷媒であるR502を用いて、タービン入口温度22.2℃、出口温度12.7℃の場合について行った。そして、R22や NH_3 の場合の結果と比較した。以下にその結果を示す。

- (1) タービン効率は、発電端出力25MWの場合、91.5%、1MWの場合、91.1%である。R502のタービン効率は、R22や NH_3 に比べて大きくなる。
 - (2) 全損失は、25MWの場合、0.315kJ/kg、1MWの場合、0.338kJ/kgである。R22や NH_3 に比べて、R502の全損失が最も小さくなる。
 - (3) ノズル損失は、25MWの場合、0.0178kJ/kg、1MWの場合、0.0210kJ/kgである。R22や NH_3 に比べて、R502のノズル損失が最も小さくなる。
 - (4) ロータ損失は、25MWの場合、0.1928kJ/kg、1MWの場合、0.2086kJ/kgである。R22や NH_3 に比べて、R502のロータ損失が最も小さくなる。
 - (5) 排気損失は、25MWの場合、0.0974kJ/kg、1MWの場合、0.1003kJ/kgである。R22や NH_3 に比べて、R502の排気損失が最も小さくなる。
 - (6) 回転円板損失は、25MWの場合、0.00385kJ/kg、1MWの場合、0.00476kJ/kgである。R22や NH_3 に比べて、R502の回転円板損失が最も小さくなる。
 - (7) 湿り損失は、25MWの場合、0.00363kJ/kg、1MWの場合、0.0037kJ/kgである。R22や NH_3 に比べて、R502の湿り損失が最も小さくなる。
 - (8) 作動流体流量は、25MWの場合、5713.5 kg/s、1MWの場合、229.6kg/sである。R22や NH_3 に比べて、R502の作動流体流量が最も大きくなる。
 - (9) 回転数は、25MWの場合、473r.p.m、1MWの場合、2362r.p.mである。R22や NH_3 に比べて、R502の回転数が最も小さくなる。
 - (10) 比速度、比直径、ノズル出口角、翼高さとロータ径の比は、25MWの場合、50.4 (r.p.m, $\text{m}^3/\text{S}, \text{m}$)、 $1.98(\text{m}, \text{m}^3/\text{S}, \text{m})$ 、 15° 、0.202、1MWの場合、50.5 (r.p.m, $\text{m}^3/\text{S}, \text{m}$)、 $1.95(\text{m}, \text{m}^3/\text{S}, \text{m})$ 、 15° 、0.205である。
 - (11) ノズルブレード数、ロータブレード数は、25MWの場合、19枚、10枚、1MWの場合、19枚、9枚である。
- 終わりに、本研究には、水産大学校の卒研生の中野

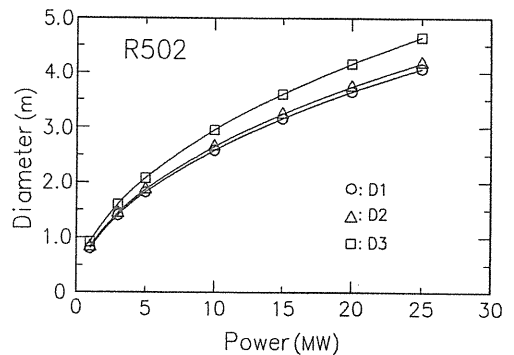


図 15 ノズルとロータの直径

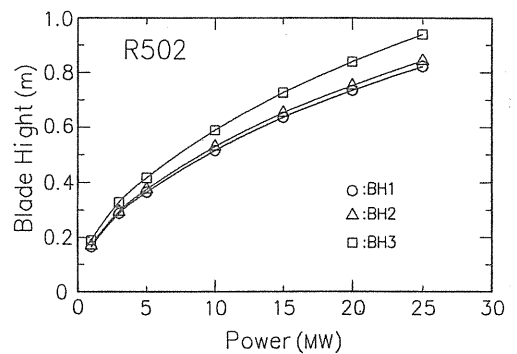


図 16 ノズルとロータの翼高さ

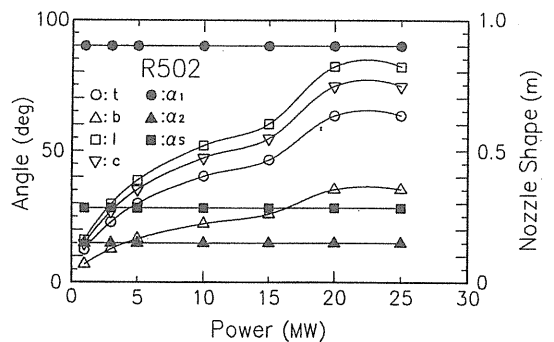


図 17 ノズルの形状

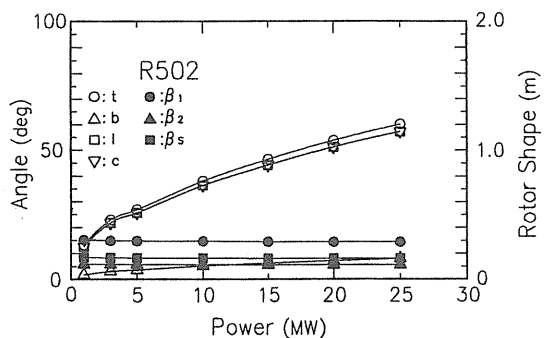


図 18 ロータの形状

幸次君が参加した。ここに、感謝の意を表す。

文献

- (1) 高石, 冷凍, 57-662(1982), 1213
- (2) 上原・ほか3名, 機論, 50-516(1989), 2346
- (3) 池上康之, 佐賀大学理工学部修士論文, (1988).
- (4) 上原・ほか3名, OTEC, 4, (1993), 1.
- (5) Balje, O. E. and Binsley, R. J., Trans. ASME, J. Eng. Power, 68-GT-13(1968), 341.
- (6) Balje, O. E., Trans. ASME, J. Eng. Power, 60-WA-230(1962), 83.
- (7) Balje, O. E., Trans. ASME, J. Eng. Power, 60-WA-231(1962), 83.
- (8) Craig, H. B. M. and Cox, H. J. A., Inst. Mech. Eng., 185-32/71(1970-71), 407.
- (9) Hubert, G., VDI Forschungsh., (1963), 496.
- (10) Sovran, G. and Klomp, E. D., (1967), 270, Elsevier.
- (11) Daily, J. W. and Nece, R. e., Trans. ASME, J. Basic Eng., 59-Hyg-9(1960), 217.
- (12) Veenema, R. J. Jr. ・ほか1名, National Technical Information Service, (1975)
- (13) 上原・中岡, 機論, 50-456, B(1984), 1955.
- (14) 須之部量寛・藤江邦男, ガスタービン, (1967) 共立出版, 東京.

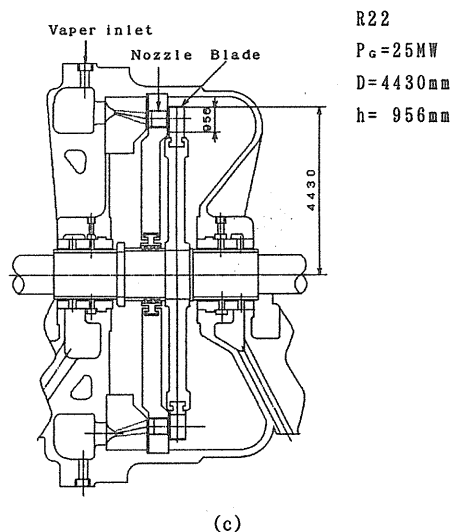
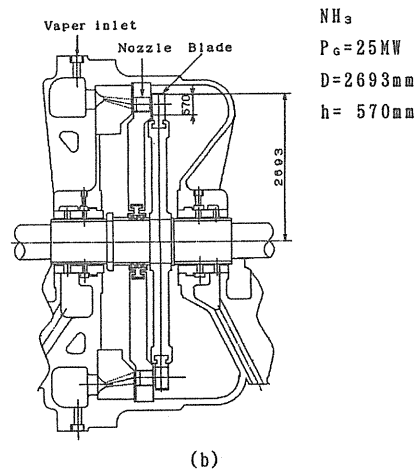
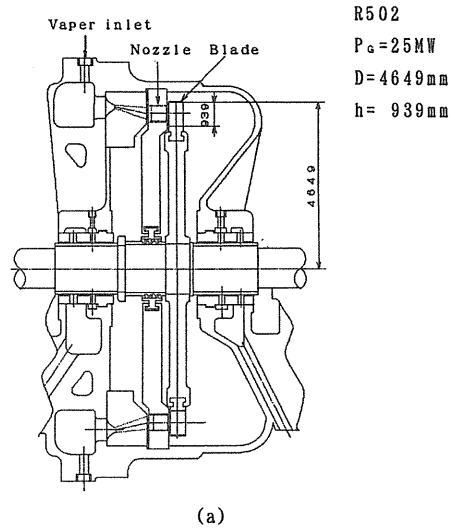


図 19 単段反動軸流タービンの概略図