

平成22年6月4日現在

研究種目：基盤研究（C）

研究期間：2007 ～ 2009

課題番号：19560200

研究課題名（和文） 衝動タービン形 CO₂ 膨張機に関する基礎研究研究課題名（英文） Fundamental Study on Impulse Turbine Type CO₂ Expander

研究代表者

福田 充宏 (FUKUTA MITSUHIRO)

静岡大学・工学部・教授

研究者番号：70199222

研究成果の概要（和文）：CO₂ 冷凍サイクルにおいて、無潤滑で小型のタービン形膨張機の適用による性能向上を試みた。矩形ノズルを用いて遷移臨界膨張過程を検討し、約 90%の効率で超音速流が得られた。また、ノズルからタービン間での噴流の損失を減らすために衝動式軸流タービン形膨張機を試作し、1700rpm においてその回転数における理論動力に対して約 14%の効率を得た。低トルク高回転形の発電機の使用により、さらなる効率向上が可能である。

研究成果の概要（英文）：This study examined the improvement of CO₂ refrigeration cycle by using a turbine type expander which can be small and used without oil. Transcritical expansion process in a nozzle was investigated by a rectangular nozzle and supersonic flow was derived with 90% efficiency. In addition, an impulse type axial turbine was developed to reduce a flow loss induced by the jet between the nozzle and the turbine. The efficiency of 14% of the ideal one at 1700 rpm was obtained and it will be possible to get more efficiency by applying a low-torque-high-speed generator.

交付決定額

(金額単位：円)

	直接経費	間接経費	合計
2007年度	3,000,000	900,000	3,900,000
2008年度	500,000	150,000	650,000
2009年度	300,000	90,000	390,000
年度			
年度			
総計	3,800,000	1,140,000	4,940,000

研究分野：工学

科研費の分科・細目：機械工学・熱工学

キーワード：冷凍空調工学，冷凍サイクル，二酸化炭素，自然冷媒，膨張機，省エネルギー，膨張ノズル，タービン

1. 研究開始当初の背景

(1) 冷凍空調分野では、地球環境に優しい自然冷媒への転換が望まれているが、自然冷媒の候補である二酸化炭素 (CO₂) は空調用サイ

クルでは性能が低く、CO₂ サイクルをそのまま家庭用エアコンに用いることは困難である。CO₂ を用いた空調用サイクルの性能が低い原因のひとつは膨張弁における不可逆損失(絞

り損失)が大きいためであり、膨張装置を用いて絞り損失を回収することにより、フロン冷媒を用いたサイクルと同等またはそれ以上の性能を得ることができると期待される。

(2)申請者らはベーン形 CO₂ 膨張機およびベーン形圧縮/膨張ユニットを開発し、その基本性能およびサイクル性能を検討した結果、膨張機を組み込むことによりサイクルの性能が大きく向上することが示され、現在では民間企業においても同様の研究が盛んに行われている。

(3)しかしながら容積形の膨張機では、家庭用空調サイクルに適用可能な大きさまで小型化した場合の性能低下が大きく、また、容積形であるが故に運転条件が設計点から外れた場合のミスマッチに起因する損失も大きい。

2. 研究の目的

(1)本研究では CO₂ サイクルの絞り損失を回収するデバイスとして、非容積形の衝動タービン形膨張機の開発を試み、衝動タービン形膨張機の基本性能について検討することにより、容積形膨張機よりも小型でサイクルの運転条件の変化にも対応可能な、CO₂ 冷凍サイクル用膨張装置の開発をねらいとする。

タービン形膨張機を用いて膨張動力を回収するために必要な技術課題は大きく2つある。一つ目は有効なエネルギーを運動エネルギーに変換するための遷移臨界膨張ノズルの開発であり、もう一つはその運動エネルギーを回収する衝動タービンの開発である。

(2)遷移臨界膨張ノズルの開発

遷移臨界 CO₂ サイクルの膨張過程は超臨界域から二相域へと変化する膨張過程であり、超音速領域まで損失なく膨張させる必要がある。二相膨張ノズルの開発に関してはエジェクタに関する研究が参考となるが、これらの研究においてもその膨張過程およびエネルギー変換効率等が明らかにはなっていない。特にノズル出口において流速を測定した例はなく、本研究ではノズル出口において流体の運動量を測定することによりノズルの効率を明らかにするとともに、温度測定や可視化により、その膨張過程および流動様式についても検討する。

(3)小型衝動タービンの開発

膨張ノズルにおいて変換された運動エネルギーを効率よく回収するため、小型衝動タービンの開発が必要となるが、タービン形状に関してはノズル出口の流動状態に適合する設計をする必要があり、ノズル出口の流動状態の可視化結果から検討する。試作した小

型衝動タービンは膨張ノズルと組み合わせ、発電機によりその出力を測定する。本研究の研究期間においては、小型衝動タービンの作動状態および基本性能の確認を目的とする。

3. 研究の方法

(1)ノズル噴流の可視化

ノズルから噴出されたジェットがどのような流動特性を示すかを確認するために、ノズル噴流の可視化を行った。図1にノズル噴流の可視化装置を示す。噴流を観察するために二つのガラス板で挟まれた1mmの空間にノズルからジェットを噴出させ、そこに背面から照明を当てノズル噴流の様子を観察した。ノズル噴流可視化装置は実験用 CO₂ 冷凍サイクルに接続され、ノズルの入口圧力を10 MPa、入口温度を40°C、出口圧力を4 MPa、質量流量約1.5 kg/minとして実験を行った。

(2)遷移臨界膨張ノズル試験

CO₂ 冷凍サイクルの膨張部において膨張エネルギーを全て運動エネルギーに変換するためには、流れを超音速まで加速させる必要がある。ノズルの途中にスロートを持つ中細ノズルを用いなければならない。本研究で試作した中細ノズルの写真およびその形状を図2に示す。このノズルは、厚さ3mmの鋼板を加工した2次元矩形ノズルであり、このノズルをジュラルミン板で挟んで流路を形成した。設計条件は、上流圧力9 MPa、上流温度35°C、下流圧力4 MPaとしたとき、臨界流量が2.1 kg/minとなるようにした。ノズルを挟むジュラルミンのプレートの片側にはノズル末広区間の流れ方向の静圧分布を測定するための小さな圧力測定口が流れ方向に4つ設けられており、キャピラリーチューブで圧力計と接続されている。

タービン形膨張機において、ノズル出口の噴流が持つ運動量をどの程度羽根車によって軸出力として回収できるかは非常に重要

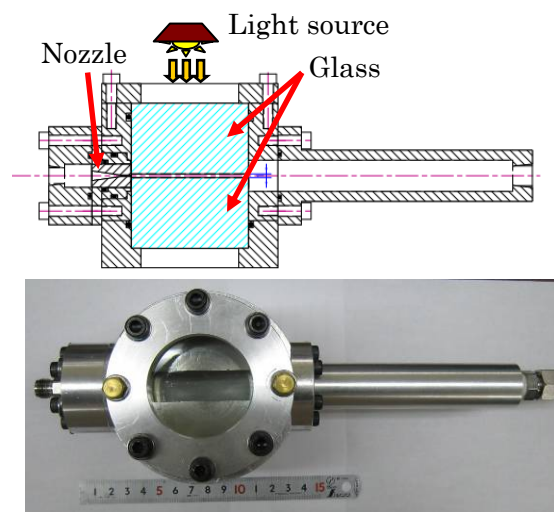


図1 ノズル噴流可視化装置

である。本研究では、図3で示すように噴流を平板に衝突させ、その回転トルクを外部に取り出すことにより、噴流が持つ運動量を求めた。軸シール部における平板の回転トルクの損失をなくすために、回転トルクの外部取り出しには磁気カップリングを用いた。

(3) タービンの設計

タービン形膨張機はその作動流体の膨張形式、流れ方向、そして羽根車の段数により様々な形式が考えられるが、本研究ではノズルを出た後の噴流の流動損失を小さくするため、噴流がタービンに直接流入する軸流式単段のタービン形膨張機を考える。羽根車のピッチ円直径 D_m を 61.5 mm、羽根車の回転数を 10000 rpm と仮定し、羽根車に流入する流体の流速 u_1 を 140 m/s、ノズルの傾き角を α_1 を 20° とし、羽根車の羽根形状を速度三角形から決定する。図4に、羽根車の入口と出口における速度三角形および羽根形状を示す。本研究では、製作の容易さを考慮して、羽根車入口と出口の流体の相対流速が同じと考える純衝動形の対称翼を採用し、2つのノズルによる部分流入形とする。

図4において u は噴流の絶対流速、 c は羽根車回転速度、 w は羽根に対する噴流の相対

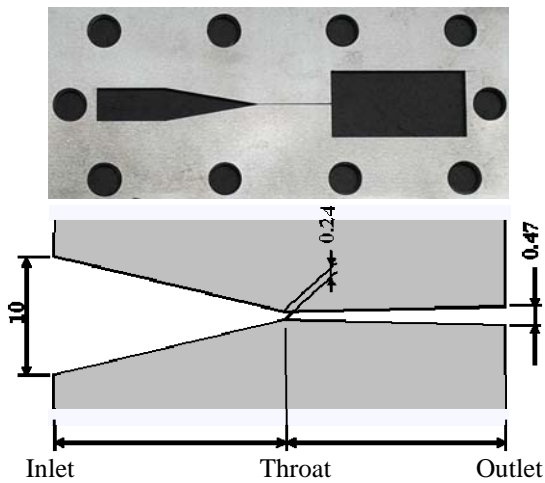


図2 遷移臨界膨張ノズル

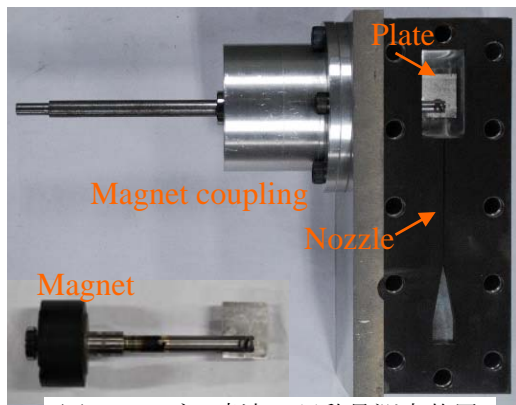


図3 ノズル噴流の運動量測定装置

流速であり、 β は相対流速の傾き角を表している。また、添え字の 1, 2 は羽根車の入口と出口を表している。衝動タービンにおいて羽根車で発生する動力は、羽根車入口と出口における絶対流速の周方向成分の運動量変化で決まる。羽根車で発生する動力 W_{axial} は、以下の式で表すことができる。

$$W_{axial} = G \cdot c \cdot (u_1 \cos \alpha_1 + u_2 \cos \alpha_2) \quad (1)$$

噴流がタービンに入るときに持っている運動エネルギーは $u_1^2/2$ であり、羽根車における効率 η_i は

$$\eta_i = \frac{W_{axial}}{G \cdot (u_1^2/2)} = \frac{2 \cdot c \cdot (u_1 \cos \alpha_1 + u_2 \cos \alpha_2)}{u_1^2} \quad (2)$$

となる。ここで、 $w_1 = w_2$ 、 $\beta_1 = \beta_2$ とする純衝動翼を考えると、

$$w_1 \cos \beta_1 = u_1 \cos \alpha_1 - c = u_2 \cos \alpha_2 + c \quad (3)$$

の関係となるので、式(2)の羽根車における効率は以下の様に簡略化できる。

$$\eta_i = 4 \frac{c}{u_1} \left(\cos \alpha_1 - \frac{c}{u_1} \right) \quad (4)$$

よって、純衝動翼において、羽根車効率は速度比 c/u_1 に関して放物線状に変化し、

$$c/u_1 = \cos \alpha_1 / 2 \quad (5)$$

のとき η_i は最大となり、その値は以下のよう

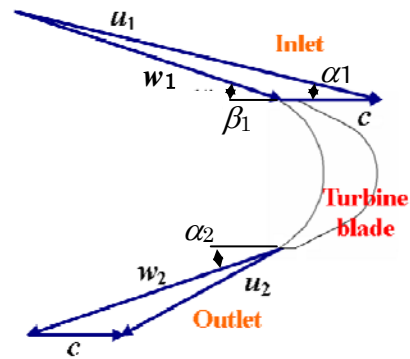


図4 純衝動形タービン

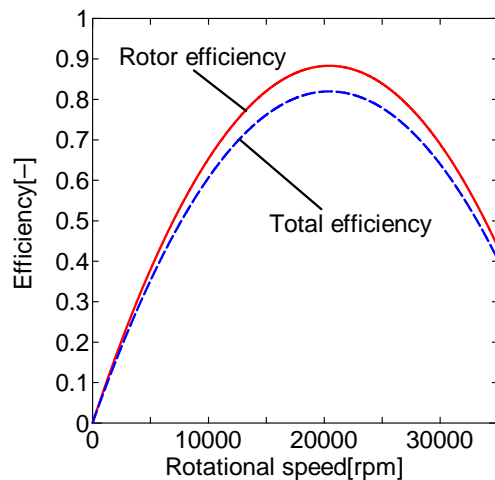


図5 設計タービンの理論効率

になる。

$$\eta_{imax} = (\cos \alpha_1)^2 \quad (6)$$

図5に設計した羽根車の羽根車効率を回転数に対して示す。図には、遷移臨界膨張ノズルのノズル効率を0.9とした場合の膨張機の全効率(=羽根車効率×ノズル効率)もともに示す。羽根車回転数が10000 rpm のとき、設計した羽根車において252 W の回転動力が発生することが望め、そのときの膨張機全

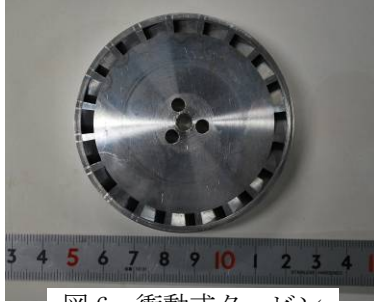


図6 衝動式タービン

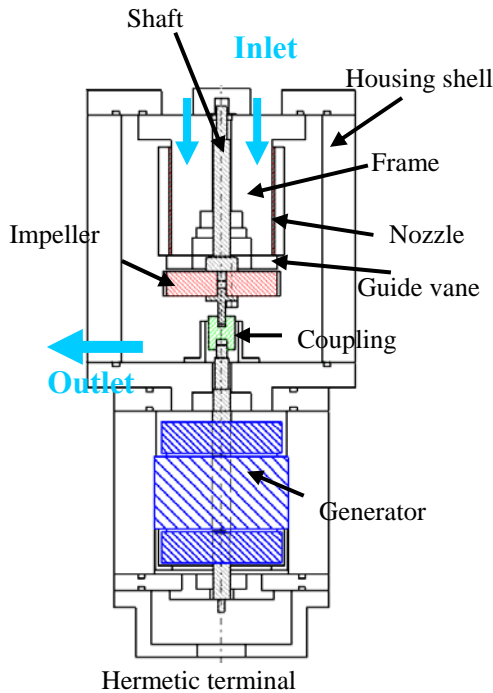


図7 タービン形膨張機

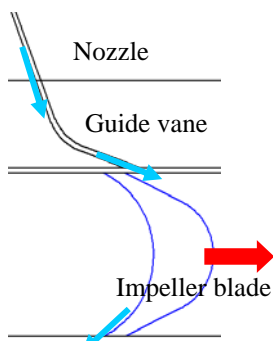


図8 タービン入口流路

効率は約0.6となる。

(4) タービン形膨張機の性能試験

タービンは衝動式軸流タービンとし、図6に示す羽根車を試作した。この羽根車は直径61.5mmにおいて図4に示した羽根形状となるように製作した。羽根数は20で、羽根の高さは4mm、羽根車の幅は15mmである。試作した羽根車は薄肉円筒に圧入することで羽根車流路を形成した。

図7に本研究で試作したタービン形膨張機の概略図を示す。ノズル試験で用いたものと同様の2次元矩形ノズルを2個使い、部分挿入形の軸流タービンとした。ノズルから出た噴流はガイドベーンによって向きを変えられ、タービンに対して20°の角度で流入するようにした。ガイドベーンから出た噴流は直接タービンに流入し、噴流の流動抵抗による損失が小さくなるようにした(図8)。タービンはカップリングを介して発電機に接続され、発電機の負荷を調整することにより膨張機の回転数を制御した。

4. 研究成果

(1) ノズル噴流の流動状態

図1に示した装置を用いて、ノズル出口における流動状態を可視化した結果を図9に示す。図に示した結果は、ノズルの末広部の広がり角が3.2°のノズルを用いて実験を行った結果である。ノズル出口から噴出される噴流の噴出角は約7度であり、噴流の形状が確認できるのは15~20 mm程度であった。このときのノズル出口での冷媒のクオリティは約0.4、ボイド率は約0.8であるが、噴流周りの流体による噴流の抵抗は大きく、噴流の崩壊までの長さは短い。したがって、タービン形膨張機において、噴流がノズルを出てからタービンに流入するまでの距離を短くする必要がある。また、タービンは水中で回転しているような状態となるため、タービンの回転に対する流動抵抗(円板摩擦損失)を小さくするためには、膨張機を出てからの流体がスムーズに排出されるように設計がなされる必要があることが分かった。

(2) 遷移臨界膨張ノズルの性能

ノズル試験において、実験で得られた流量と計算により得られた流量を比較して図10に示す。計算値は、エネルギー式において等

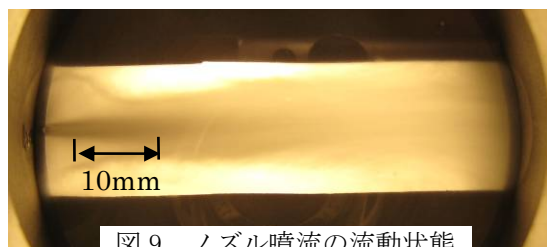


図9 ノズル噴流の流動状態

エントロピー変化を仮定して得られる流速が音速に等しくなるとして求めた臨界流量で、実験値は計算値とほぼ一致している。したがって、本研究で試作したノズルは、本実験条件においてスロート部においてチョークしており、ノズル先細区間ではエネルギー損失がほとんどなく、等エントロピー流れが達成出来ているといえる。

図 11 は、ノズル入口圧力が 9 MPa、入口温度がそれぞれ 40°C と 35°C の場合のノズル内静圧分布を示す。図には等エントロピー変化の際の理論静圧分布も共に示してある。どちらの条件においても末広部分では減圧膨張をしているが、壁面近傍の境界層のために流れは断面積通りには広がらず、実験では計算値ほど圧力が下がらない。このように、CO₂ 冷凍サイクル用遷移臨界膨張ノズルでは、理論値より小さな膨張比において過不足なく膨張する。

本研究では、ノズルの末広区間に運動量方程式を適用してノズル出口流速を見積もった。末広区間の概略図を図 12 に示す。ノズル出口流速 u_2 は、運動量式を末広区間で積分することで得られる。

$$u_{out} = u_{cri} - \frac{1}{G} \left[\int_{cri}^{out} A \frac{dP(z)}{dz} dz + \int_{cri}^{out} F(z) dz \right]$$

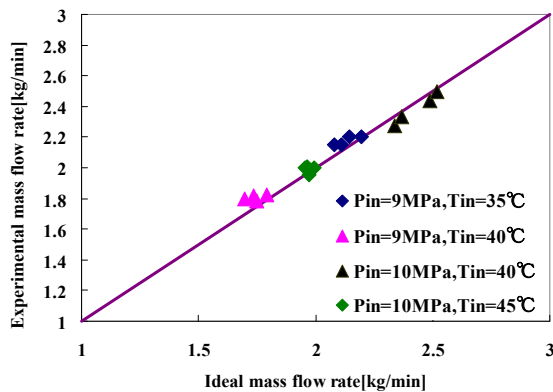


図 10 実験流量と理論流量の比較

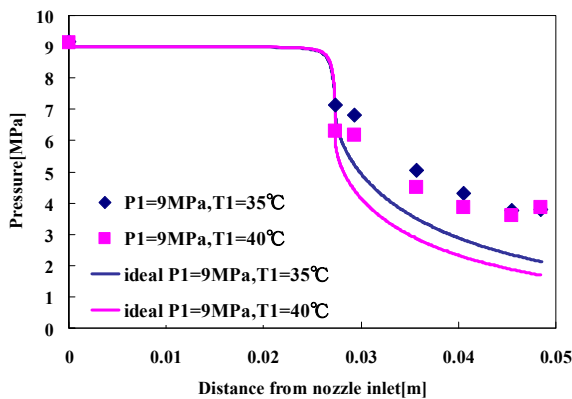


図 11 ノズル内の静圧分布

$$= u_{cri} - \frac{1}{G} \left[[Ap]_{cri}^2 - \int_{cri}^{out} p \frac{dA}{dz} dz + \int_{cri}^{out} F(z) dz \right] \quad (7)$$

ここで、 G は質量流量、 A は流路断面積、添え字の cri はスロート部、 out はノズル出口を表す。図 10 で示したように、ノズル先細区間の損失は無視でき、スロート部の流速は等エントロピー変化した際の音速を与える。 $F(z)$ は摩擦損失を表しており、二相域となる末広区間の流れを均質流と仮定し、見掛けの物性値を用いて見積もった。

図 13 に、ノズル入口圧力 9 MPa、入口温度 35°C でノズル出口圧力を変化させたときの、以下の場合に対する流速を示す。

- ・音速 (▲)
- ・平板に衝突した噴流によるトルクから得られた流速 (◆)
- ・末広区間に運動量方程式を適用して得られた流速 (■)
- ・等エントロピー理想流速 (●)

スロート部の音速が約 80 m/s であるのに対し、噴流の衝突試験で求めた流速および末広区間の運動量式より求めたノズル出口流速はどちらも超音速に達している。ノズル出口流速は等エントロピー膨張した際の流速とほぼ等しく、次式で定義されるノズル効率は約 80~90% であった。

$$\eta_n = u_{out}^2 / (2\Delta h) \quad (8)$$

ここで Δh は等エントロピー変化に対応したエンタルピー差である。図 14 に示すノズル効率はノズル出口圧力の減少とともに増

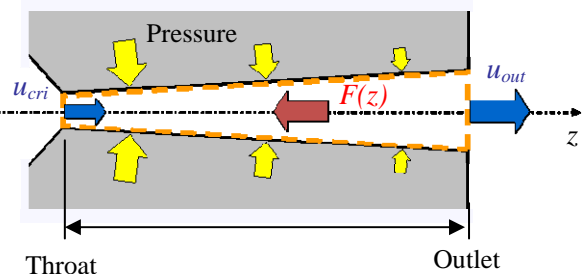


図 12 ノズル末広区間の検査体積

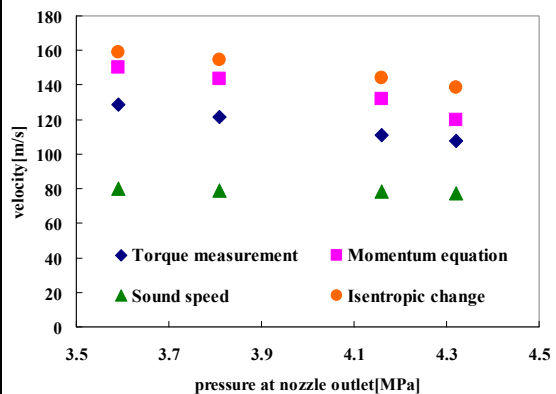


図 13 ノズル出口流速

加していく。これは図 11 に示されるように、下流圧力が 3.5 MPa 付近の場合にノズル末広区間で過不足なく膨張するためである。平板への衝突噴流によるトルクから得られた流速およびノズル効率 η はノズル出口の値に比べて低く、平板に衝突するまでと平板に衝突する際の流動損失が大きいことがわかる。したがってタービン形膨張機にはノズル出口と羽根車を比較的近く設置できる軸流タービンが適しているといえる。

(3) タービン形膨張機の運転特性

膨張機入口圧力 9 MPa、入口温度 35°C、出口圧力 4 MPa のとき、発電機に接続した抵抗の値を変化させた際の膨張機の回転数と膨張機出力の変化を図 15 に示す。また、圧縮機回転数と膨張機効率の関係を図 16 に示す。膨張機効率は次式で定義される。

$$\eta_{\text{exp}} = \frac{W}{G\Delta h} = \frac{E^2/R}{GA} \quad (9)$$

W は膨張機出力、 E は出力電圧、 R は抵抗、 G は質量流量である。発電機に接続した抵抗値を大きくすると回転数は増加するが、発電回路を流れる電流値が小さくなるために出力および効率は極値を持つ。今回試作した膨張機では、回転数が約 1700 rpm において出力 7.5 W、効率 1.8% の最大値が得られた。この効率は膨張機として非常に低い値であるが、これは今回試験に用いた発電機が低回転高トルク形の発電機であったためにタービンの回転数が非常に低く、流れが羽根に沿わず噴流のエネルギーをうまく回収できなかったためである。1700rpm における理論動力(図 5)に対しては約 14% の効率となっており、低トルク高回転形の発電機の使用により、さらなる効率向上が可能である。

5. 主な発表論文等

(研究代表者、研究分担者及び連携研究者には下線)

[雑誌論文] (計 2 件)

① Mitsuhiro Fukuta, Tadashi Yanagisawa,

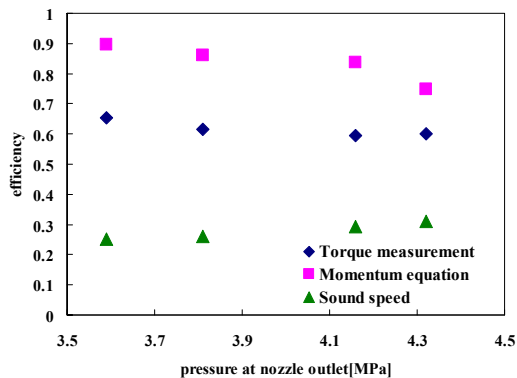


図 14 ノズル効率

Masashi Higashiyama, Yasuhiro Ogi, Performance of Vane Type CO₂ expander and Characteristics of Transcritical Expansion Process, Int. J. of HVAC&R Research, 査読有, Vol. 15, No. 4, 2009, pp. 711-728.

② 福田, 足立, 柳沢, 小木, 二酸化炭素冷凍サイクル用膨張機内の流れ流動特性, 日本冷凍空調学会論文集, 査読有, Vol. 26, No. 2, 2010, pp. 172-181.

[学会発表] (計 1 件)

① 十左近貴典, 福田充宏, 柳沢正, 小木康博, CO₂ 冷凍サイクル用タービン形膨張機の基礎研究, 2009 年度日本冷凍空調学会年次大会講論集, 2009 年 10 月 22 日, 東京.

6. 研究組織

(1) 研究代表者

福田 充宏 (FUKUTA MITSUHIRO)
静岡大学・工学部・教授
研究者番号: 70199222

(2) 研究分担者

柳沢 正 (YANAGISAWA TADASHI)
静岡大学・工学部・教授
研究者番号: 60126787

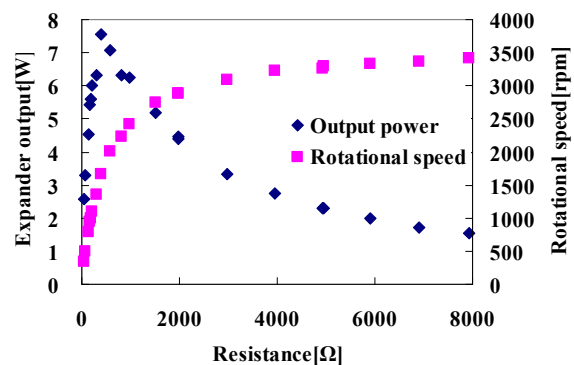


図 15 タービン形膨張機試験結果

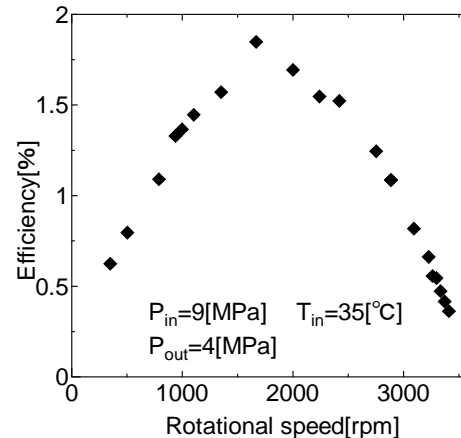


図 16 回転数と効率の関係