

■ 技術報告 ■

ヒートポンプによる波力エネルギー利用熱回収システム

Wave Energy Conversion System with Heat Pump

平井 哲夫*・関屋 慎**・武藤 浄***・市川 晃****
Tetsuo Hirai Shin Sekiya Kiyoshi Taketoh Akira Ichikawa

1. はじめに

波力エネルギーは風力など他の自然エネルギーと同様、希薄性、変動性という弱点を持っている。したがって、実用システムの研究開発に当って、それらの弱点を考慮に入れ、その克服可能性の評価を十分行っておくことが重要である。波力エネルギーの変換・利用法については、これまで多くの考案や検討がなされてきた^{1, 2)}。変換法では、空気タービンを有する振動水柱形変換装置による方法が、エネルギー変換効率および安全性の点から優れている。一方、利用法に関しては、降雪のある冬期に、季節風の影響を受けて波力エネルギーの賦存量が大きくなるので、このエネルギーを散水式道路融雪システムの水加温用熱エネルギーとして利用する方法が、有効な利用法である。

一方、熱エネルギーへの変換法には、発電方式、油圧利用等による直接方式、ヒートポンプ方式がある。しかし、従来のヒートポンプ方式は電気エネルギー変

換を介した電動機駆動のシステムであるので、発電機・電動機等を削除し、空気タービンと圧縮機を直結する方式を取れば、エネルギー変換効率の向上とシステム構成の簡素化を図ることが可能である。以下、道路融雪用の新しい波力エネルギー熱変換システムの性能の検討結果について述べる。

2. システムの構成

図-1に、本システムの構成を示す。本システムは沿岸に固定した空気室、ウェルズタービンと圧縮式ヒートポンプの3つの部分から構成されている。設計条件は、冬期の日本海側沿岸での使用を考えて、海水密度 ρ_w を $1.025 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$ 、水深を10m、運転波高を0.8mから3m、定格波高を1.5m、波の周期を7秒とする。また、熱源を海水(-5~15°C)と仮定し、道路へ散布する河川水(4~10°C)を、輸送中の熱損失を考慮して、20°Cに昇温することにする。タービンの定格出力は、運転波高、製作、運搬、組立てなどを考慮して43kW

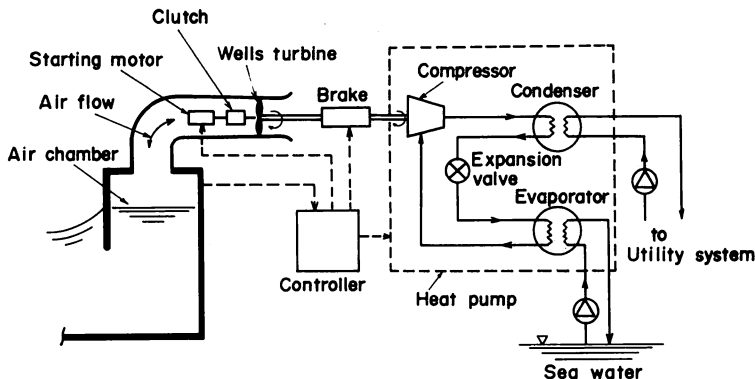


図-1 システムの構成

* 三菱電機(株)中央研究所エネルギー研究部第5グループ

〒661 尼崎市塚口本町8-1-1

** 三菱電機(株)中央研究所エネルギー研究部第5グループ

*** 三菱電機(株)中央研究所エネルギー研究部第5グループ

マネージャー主幹

**** 三菱電機(株)中央研究所計画グループ主幹

(註) 本研究会第4回研究発表会(60/4/25)で講演

とする。この条件と空気室の変換効率、タービン効率より、空気室の幅は7 mとなる。

3. 要素機器の特性

3.1 空気室

図-2に空気室の形状を示す。この空気室の変換効率 η_a は、波と空気室の共振現象のために、奥行き B と波長 L の比に依存し、 η_a を最大とする最適比が存在する。文献4)によると、最適比は $B/L=0.13$ である。本システムではこの値を用いて $B=8\text{m}$ とする。空気室の実効圧力 P_m と実効空気流量 Q_m の関係は、文献(5)の実験結果をもとにして算出する。その結果、

$$P_m = -131.3Q_m + 4331H_i \quad (1)$$

となり、空気室の出力 $W_a(W)$ は、 $P_m \cdot Q_m$ で求められるので、

$$W_a = -131.3Q_m^2 + 4331Q_m \cdot H_i \quad (2)$$

となる。一方、空気室の入力 $W_{in}(W)$ は、入射波高 $H_i(m)$ 、周期 $T(S)$ と水深 $h(m)$ で決まり、

$$W_{in} = 57.18H_i^2 \quad (3)$$

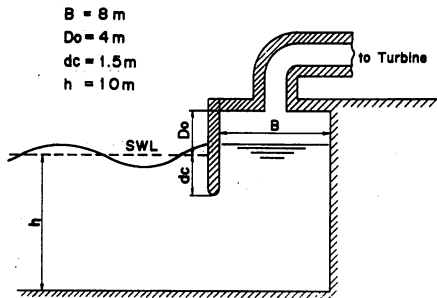


図-2 空気室の形状

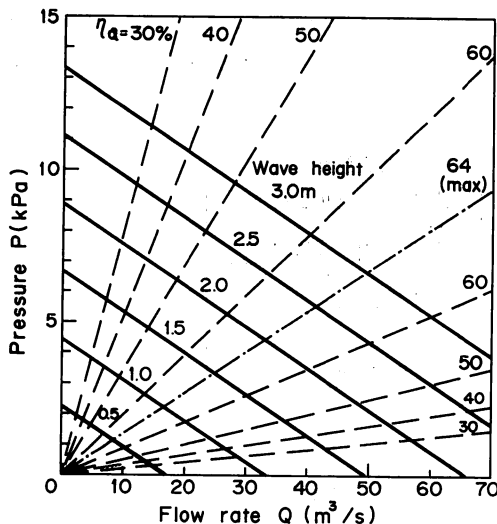


図-3 空気室の圧力と流量

となる。空気室効率 η_a は W_a/W_{in} で求められる。これらの関係をもとに図-3を作図した。図中、実線は入射波高 H_i をパラメータとした圧力-流量線、破線は効率一定の直線、一点鎖線は最大効率一定の直線である。この図をもとに、タービンの設計を行う。なお、簡単のため、以後、実効圧力を P 、実効流量を Q とする。

3.2 ウェルズタービン

タービンの諸元および定格回転数は、空気室との整合性を考慮して定格点における空気室とタービンの組合せ効率が最大になるように決定する必要がある。そこで、翼形、チップの弦節比、ボス比などの形状パラメータは、定常流における筆者らの実験結果から効率の高いものを選定する^{6,7)}。

図-4に、圧力-流量特性を示す。太線は回転数をパラメータとしたタービン特性、破線は波高をパラメータとした空気室特性を示す。両者の交点が作動点となる。ここで、細線で囲まれた領域はタービンの有効作動範囲を示しており、この領域の右側が失速域である。また、一点鎖線および二点鎖線は、それぞれ空気室、タービンの最大効率曲線を示す。図からわかるように、両者は定格波高1.5mで交差しており、このときの回転数は1,500rpm(定格値)である。回転数一定のもとでは、タービンの圧力は流量にほぼ比例して増加し、回

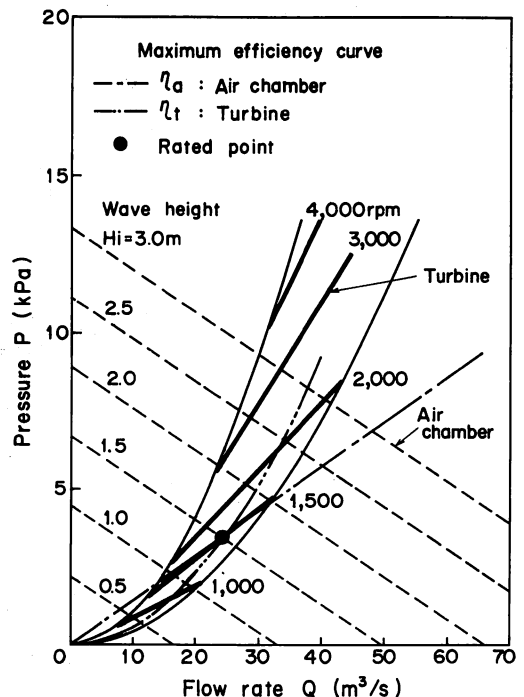


図-4 ウェルズタービンの圧力と流量

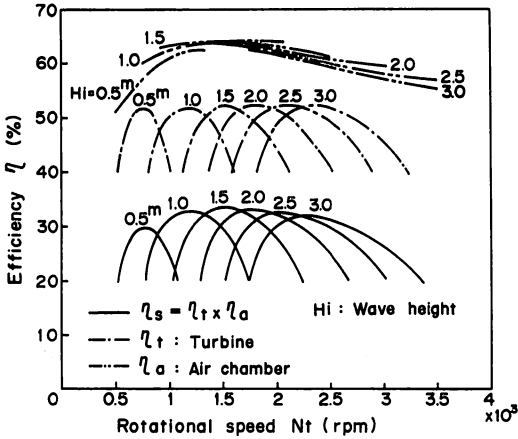


図-5 効率と回転数

回転数が増加すると、この勾配は増加する。また、波高が増加するとタービンの有効作動範囲は回転数の高い方に移行する。

図-5に効率と回転数の関係を示す。図から、空気室の最大効率点は波高にほぼ関係なく回転数1,500 rpm付近に存在しており、また回転数の変化に対する空気室効率 η_a の変化は、タービン効率 η_t に比較して小さいことがわかる。一方、タービン効率は回転数および波高の変化に大きく依存し、最大効率点は波高の増加に伴って回転数の高い方に移行する。ここで、タービンおよび空気室を組合せた効率を二次効率 $\eta_s (= \eta_a \cdot \eta_t)$ と呼ぶ。 η_s は定格波高時に最大(約33%)となっており、各波高に対する最大効率点の回転数はタービンのそれとほぼ一致することがわかる。以上から、空気室とタービンを組合せたシステムにおいては、任意の波高でタービン効率が最大となるように作動点を決定することが有効である。

3.3 ヒートポンプ

3.3.1 ヒートポンプの構造

図-6にヒートポンプの構成を示す。図に示すように、ヒートポンプは、圧縮機(Compressor)、凝縮器(Condenser)、膨張弁(Expansion Valve)と蒸発器(Evaporator)の4つの部分から構成されている。また、圧縮機は増速比2.7の歯車を介して、ウエルズタービンで直接駆動されている。

蒸発器で冷媒(R-22)と海水が熱交換し、海水から熱をくみあげる。なお、海水温度の変動が小さいので、海水を熱源にした。

散布用温水の温度は、霧やもやの発生を防止するため、約15°Cを選択して、まず温度35°C(冷媒の凝縮温度は40°C)の温水を作り、これと4°C~10°Cの河川水を混合して、20°Cの融雪用温水を作る。この温水は輸送時の熱損失により散布時には15°Cまで低下すると想定する。

3.3.2 ヒートポンプの特性

図-7に容量制御度をパラメータ、図-8に海水の温度をパラメータとしたときの、トルク T_c と圧縮機の回転数 N_c の関係を示す。なお、破線は歯車で増速したあとのタービンのトルク曲線である。圧縮機のトルクは、冷媒の蒸発温度と凝縮温度によってほぼ決まるが、文献(8)によると、回転数の増加につれて断熱効率が向上するので若干トルクが増加する。これらの図で、圧縮機とタービンのトルク曲線の交点が運転可能点となる。図-7からわかるように波高1.5m以下では、容量制御によりヒートポンプのトルクを変えれば、タービンと圧縮機の特性上の整合をとることができる。しかし、容量制御を行い容量を低下させると、圧縮機の効率が低下するので、圧縮機の性能上、容量100%で

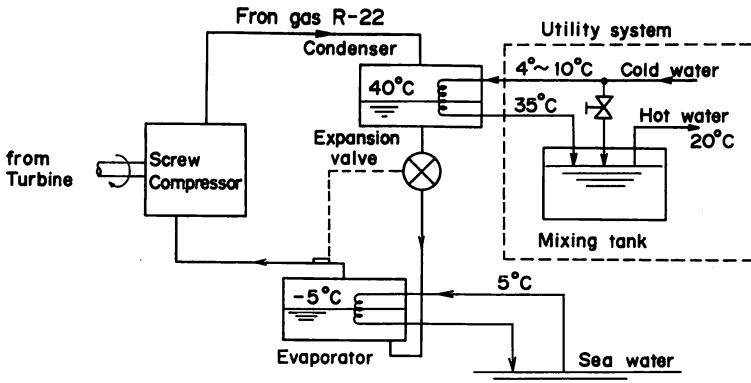


図-6 ヒートポンプの構成

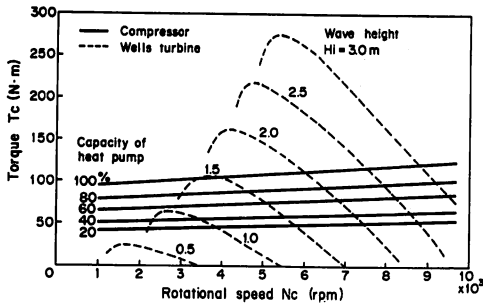


図-7 圧縮機の回転数とトルク (容量制御度)

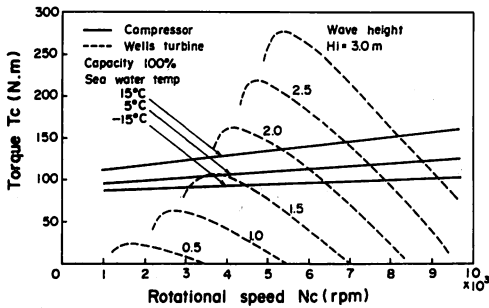


図-8 圧縮機の回転数とトルク (海水温度)

の運転が望しい。また、図-8より、海水の温度が低下するとトルクが低くなり容量制御度 100% で運転できる波高が低下する。すなわち、エネルギーの高い波を十分利用できなくなる。

3.3.3 ヒートポンプの熱出力

ヒートポンプの熱出力 W_c は、文献(8)の断熱効率 η_{ad} 、モーター効率 η_m 、理論成績係数 C_{th} とタービン出力 W_t より、

$$W_c = \eta_{ad} / \eta_m \cdot C_{th} \cdot W_t \quad (4)$$

の関係から算出する。ここで、過冷却度は 5°C で過熱度は 10°C としている。図-9には容量制御度をパラメーターとしたときの熱出力と圧縮機の回転数の関係を、図-10には海水の温度をパラメーターにしたときの熱出力と圧縮機の回転数の関係を示す。図-10より海水

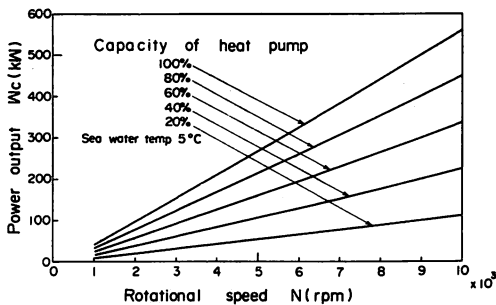


図-9 圧縮機の回転数と熱出力 (容量制御度)

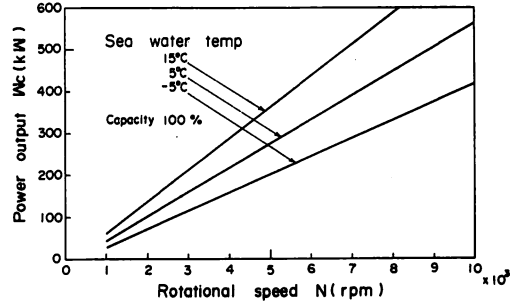


図-10 圧縮機の回転数と熱出力 (海水温度)

の温度が低下したときに熱出力が低下することがわかる。

4. システムの特性

4.1 ヒートポンプ方式

図-11はトルク T_c と回転数 N_c の関係(圧縮機基準)

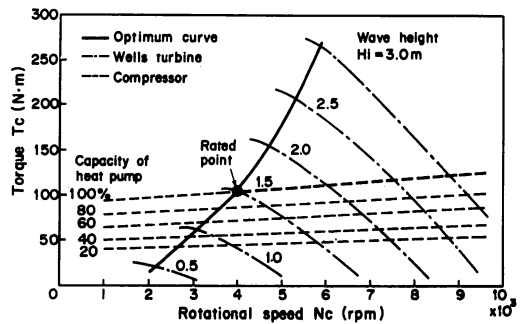


図-11 システムの運転曲線

として表わしたシステムの運転曲線、図-12は回転数 N_c と波高 H_i の関係として表わした運転曲線を示している。これらの図中、実線は二次効率最大曲線、・印は定格点を示す。以下、海水の温度が 5°C のときの運転プロセスについて説明する。

4.1.1 運転プロセス

(1) 定格波高以下の場合

波高が定格波高 1.5m より小さい場合は、タービンのトルクが圧縮機のトルク (容量制御度 100%) より小さいので、ヒートポンプの容量制御度 100% に固定したままではタービンが失速し、システムの運転ができない。そこで、図-11のように、ヒートポンプの容量を低下させて、圧縮機のトルクを小さくし、タービンのトルクと整合するようにすると、空気室とタービンを合せた二次効率を最大にする運転曲線(図-11の実線)をとることができる。また、図-12での運転曲線は実線をたどる。

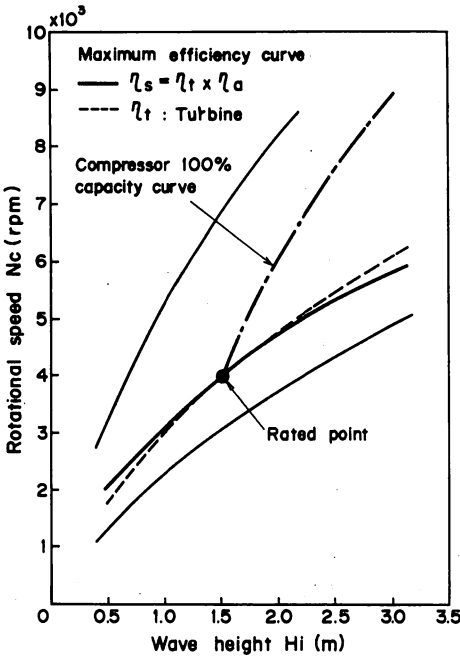


図-12 圧縮機の回転数と波高

(2) 定格波高以上の場合

波高が定格波高1.5mより大きい場合は、圧縮機のトルク（容量制御度100%）よりタービンのトルクが大きいので、容量制御の必要はないが、もはやシステム効率を最大にする運転はできない。したがって、ヒートポンプの容量制御度を100%に固定して運転することになる。その運転曲線は図-11の太い破線をたどる。また、図-12中の運転曲線は一点鎖線をたどる。

4.1.2 制御方法

上述のように、定格波高以下の場合はヒートポンプの容量を変えて運転する必要がある。この場合、図-11からわかるように、容量と回転数の関係は一義的に決まる。したがって、この容量と回転数の関係を満たすように、圧縮機の容量制御機構を動作させれば、図-11の運転曲線上をたどることができる。定格波高以上の場合には、上述のように、制御なしで安定に運転することが可能となる。

4.2 発電方式

発電機は、定格36kWの同期発電機を使用し、出力電圧は自動電圧調整器により一定値に保持する。負荷はヒータを用い、これらを入力波の増減に対して段階的にON-OFF制御することにより、発電機の回転数を定格値近傍に保つことができる。

4.3 特性の比較

4.3.1 熱出力

図-13に熱出力 W_o と波高 H_i の関係を示す。この図で、実線が海水の温度をパラメーターとしたときのヒートポンプ方式の熱出力、破線が発電方式の出力、一点鎖線が波入力である。ヒートポンプ方式の場合、定格波高までは波高の増大に伴い熱出力は大きく増加する。定格波高以上では、ヒートポンプ方式は容量100%の運転になるので、熱出力の増加が直線になる。一方、発電方式の場合も、波高の増大に伴い熱出力は大

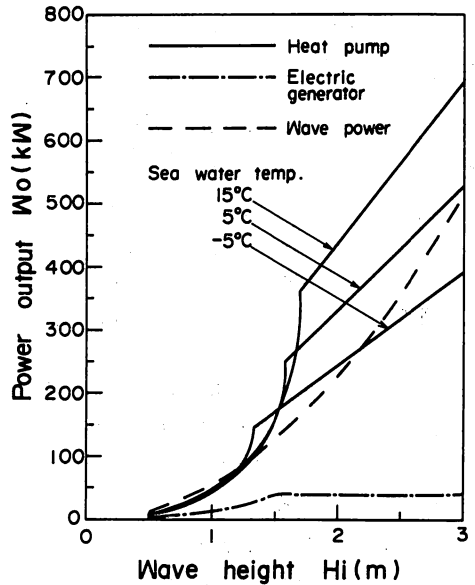


図-13 熱出力と波高

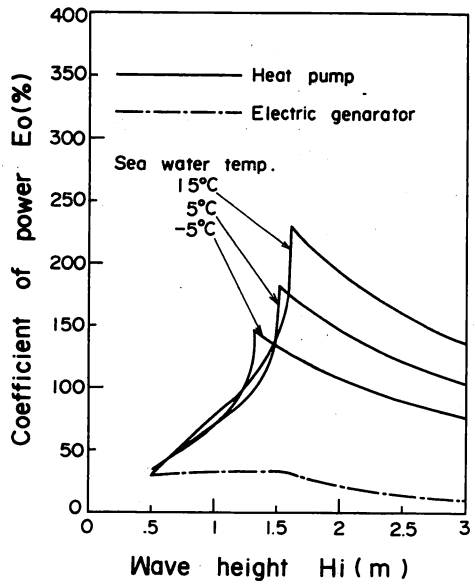


図-14 出力係数と波高

大きく増加する。定格波高以上では、発電機の能力上の制約により、空気室からの空気を一部解放して、タービン出力を制限するので、熱出力が一定になる。両方の方式を比較すると、海水の温度 5°C では、ヒートポンプ方式の方が熱出力において定格波高で約 6 倍、最大波高で約 10 倍高く、海水の温度が -5°C でも最大波高で約 7 倍高いことがわかる。

4.3.2 出力係数

図-14 に出力係数 E_o (熱出力/波入力) と波高 H_i の関係を示す。この図の実線が海水の温度をパラメーターとしたときのヒートポンプ方式の出力係数、一点鎖線が発電方式の出力係数である。出力係数は、両方式とも定格波高で最高になる。ヒートポンプ方式の場合、定格波高以下の低波高ではヒートポンプ方式は低容量運転となるため、出力係数が小さい。また、定格波高以上でも、タービンの効率低下のため出力係数が低下する。一方、発電方式の場合、定格波高以上では空気室からの空気を一部解放しているので、出力係数が低下する。両方式を比較した場合、海水の温度 5°C では、定格波高点ではヒートポンプ方式の出力係数が約 6 倍高く、海水の温度 -5°C でも約 5 倍高いことがわかる。

5. まとめ

沿岸波力エネルギー利用システムの一つとして、ヒートポンプを用いた融雪用波力エネルギー・熱変換システムを提案し、その性能を検討した。主な結論は、次のとおりである。

1) 本システムの特長は、タービン・圧縮機直結方式を採用し、その結果、エネルギー変換効率を高めたことである。

2) 波浪条件を具体的に設定して、それらの特性を明らかにした。さらに、システムの運転制御方式を決め、システムの総合性能を求めた。

3) 本システムと発電機・電気ヒータ熱変換システムの性能上の比較を行い、本システムでは、海水の温度 5°C では定格波高で発電方式の約 6 倍の熱出力が得られるなど、運転波高全域にわたって高性能な運転が可能となることを明らかにした。

参考文献

- 1) M.E.McCormick ; Ocean Wave Energy Conversion , John Wiley & Sons Inc.(1981)
- 2) B.Count ; Power from Sea Waves, Academic Press. (1980)
- 3) 海洋産業研究会 ; 沿岸波力発電システム研究報告書, 海洋産業研究資料, Vol.12, No.4 (1981)
- 4) G.Elliot & G.Roxburgh ; Wave Energy Studies at the UK National, Engineering Laboratory, Sympo. Wave & Tidal Energy, p269 (1981)
- 5) 小島 他 ; 波力発電ケーソンの空気出力効率の解析, 港湾技術研究所報告, Vol.22, No.3, p125 (1983)
- 6) 関屋 他 ; ウェルズタービンの性能研究, 第13回ターボ機械講演論文集, p63(1983)
- 7) 関屋 他 ; ウェルズタービンの性能研究(第2報), 第14回ターボ機械講演論文集, p75(1983)
- 8) 藤原 他 ; スクリュー圧縮機の性能解析, 冷凍, Vol.56, p213 (1981)
- 9) 高月 他 ; ダリウス形風力電装置, 三菱電機技報, Vol.55, No.7, p471 (1981)

