

# 風力の直接熱変換に関する実験的研究 (第2報)

松村博久・十田正文・門 久義・井手英夫  
(受理 昭和63年5月31日)

## EXPERIMENTAL STUDIES FOR CONVERSION OF WIND POWER DIRECTLY INTO THERMAL ENERGY (Report 2)

Hirohisa MATSUMURA, Masafumi JUTA, Hisayoshi KADO and Hideo IDE

A method of hot water generation by agitating water with impeller blades loaded with wind power does not require special regulating systems. As considering energy flux of wind power, it is suitable for small and compact systems of energy conversion.

The efficiency of converting wind power directly into thermal energy is reported in relation to different conditions of hot water generator, such as the diameter and the rotational frequency of impeller, the number of impeller blades and fixed vanes, the height of blade and vane, the distance between blade and vane. And also, the influence of circulating flow rate in heat exchanger at outside of hot water generator is experimented in the efficiency of conversion.

The power curve of agitating water can be expressed with certain limits by the following formula :

$$P=K \cdot n^{2.9}$$

where, P is power consumption and K is constants and  $n$  is the rotational frequency (rpm) divided by 100. The power curve will be characterized by a constant K.

### 1. 緒言

自然エネルギーである風力エネルギーは、風車により容易に機械的エネルギーに変換できることから、水力エネルギーと並んで古くより様々な方法で、市民生活に密着した状態で利用されてきた。なかでも回転運動としての機械的エネルギーをさらに熱エネルギーに変換する方法は、比較的高い変換効率が得られ、風力エネルギーのエネルギー密度を考慮した場合、小規模な利用(浴用温水、養魚池加温<sup>(1)</sup>、温室加温<sup>(2)</sup>等)には最適なシステムと言える。

本研究では前報<sup>(3)</sup>に引き続き風力直接熱変換法、すなわち風車でロータ(回転羽根取付板)を回転させて流体をかくはんすることにより、流体の粘性や壁摩擦などによる流体摩擦で流体に与えられた運動エネルギーを熱エネルギーに変換する方法を取り上げて、実験的研究を行なった。ここでは熱変換に及ぼす各種因

子の影響を詳細に検討し、最適熱変換条件を明らかにした。次に風力直接熱変換システム実用化を検討するために、熱変換された流体を一定流量で外部へ取り出し、熱交換器で熱除去後、再びかくはんタンクへ循環させた場合の循環流量が熱変換に及ぼす影響について調べた。またかくはん所要動力と熱変換の関係から、所要動力算出についての動力係数の検討を行なった。

### 2. 実験装置及び実験方法

本実験においては風車の代りに可変速モータを、かくはん流体として水を使用した。図1に実験装置概略を示す。装置は可変速モータと減速用ギヤの駆動部、回転数とトルクを計測する検出部、機械的エネルギーから熱エネルギーへの変換を行なう流体かくはんタンク、かくはんにより温度上昇した流体を外部へ取り出して熱除去を行なう熱交換器により構成されている。熱交換器は伝熱管に銅パイプを使用したコイル形であ

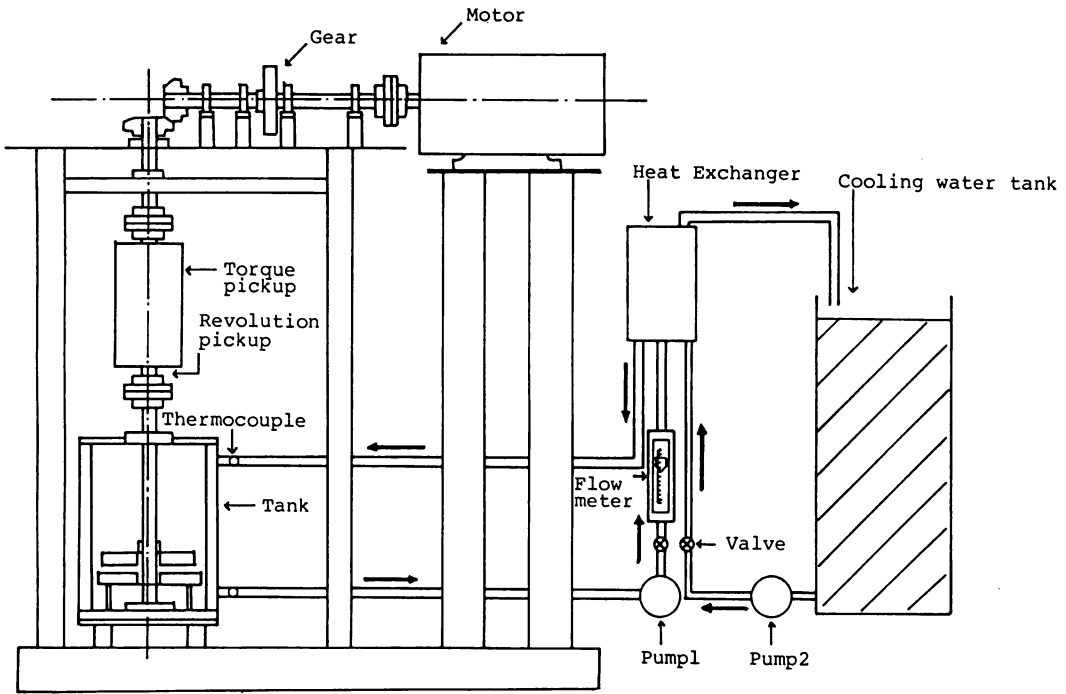


図1. 実験装置概略

る。かくはん高温流体はバルブで一定流量に調整し、ポンプ1で圧送され、流量計と熱交換器伝熱管内を経てかくはんタンクへ戻される。低温流体はポンプ2で冷却水貯蔵タンクより圧送され、高温流体と熱交換を行なってタンクへ循環する。かくはん装置概略を図2に示す。かくはんタンクは円筒形で保温材で被覆されて、直角羽根タービン型のロータ（回転羽根取付板）及びステータ（固定羽根取付板）を内蔵している。かくはんタンクには水温、タンク外壁温度等を測定するために、また図1に示すようにかくはんタンク外部で熱交換を行なう場合、熱交換前後の流体温度を測定するために銅-コンスタンタン熱電対を取り付けた。

実験は一定水量18 kgf（ステータまでの液深さ300mm）において、ロータ直径、ロータ羽根枚数、ステータ羽根枚数、羽根高さ、羽根先端間隔、ロータ回転数、循環流量など表1に示す条件で系統的に行なわれた。かくはんタンク外部で熱交換を行わない場合、所定の条件でロータを回転させて一定時間毎にかくはんトルク、回転数、タンク内水温等を測定し、水温が60℃程度に達するまで実験を行なった。かくはんタンク外部で熱交換を行なう場合、バルブと流量計で熱交換器への循環流量を一定に調整後、ロータを回転させ

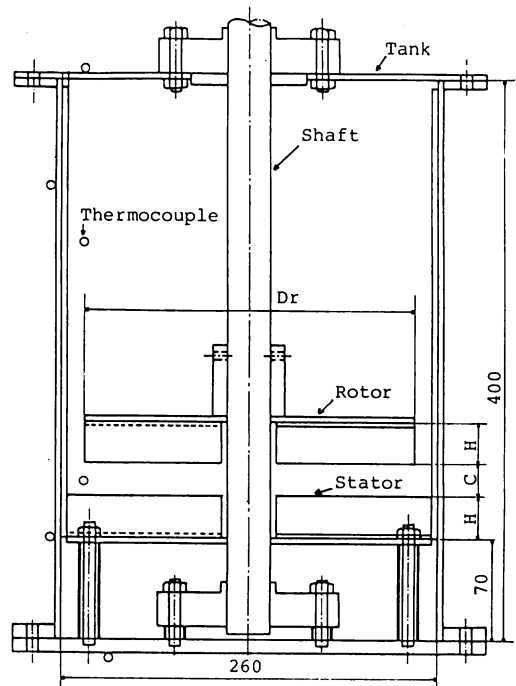


図2. かくはん装置概略

て一定時間毎に、熱交換前後の流体温度を含めて各種計測を行ない、タンク内水温が平衡状態に達するまで実験を行なった。

### 3. 実験結果及び考察

#### 3. 1 かくはん流動状態と熱変換効率

熱変換効率  $\eta$  は式(1)により定義する。ここで  $J_i$  は、かくはんに要したエネルギー（入力仕事）、 $J_o$  は機械的エネルギーから熱に変換されたエネルギー（出力仕事）である。実験条件によって初期水温が異なるので、水粘性の温度条件を一定にするために水温が35℃から50℃に上昇するまでのエネルギーの入出力についての計算を行なった。かくはんタンク外部で熱交換をする場合は、熱交換前後の流体の温度差と循環流量から、熱交換された熱エネルギーを計算し、これを加えた  $J_o$  を熱変換効率計算に使用した。

$$\eta = J_o / J_i \times 100 \dots\dots\dots (1)$$

本実験装置で使用するタービン型ロータによるかくはん流動状態は、流体とロータの相対速度の小さい円周方向の回転流とロータ半径方向の吐出流及びそれに伴う回転軸方向の上下流からなる循環流からなっている<sup>(4)</sup>。このかくはんの一般的流動状態は、初期には循環流が主であるが、時間とともに吐出流の持つ回転モーメントにより回転流が成長して、定常状態では吐出流が弱まり循環流は小さくなる。本実験は定常の流動状態で行われるが、循環流が小さく回転流が強い流動状態では固体的流れとなり流体摩擦が減少し、そのため機械的エネルギーが熱エネルギーに変換されにくいと考えられる。したがって表1の実験条件が、熱変換効率にどのような影響を持つか調べるためには、かくはんの流動状態を考慮しなければならない。

#### 3. 2 回転数の影響

流体かくはんに要した仕事率（入力仕事率） $P$  とロータ回転数  $N$  の関係及び熱変換効率  $\eta$  とロータ回

転数  $N$  の関係について、図3と図4はロータ直径、図5と図6はロータ羽根枚数、図7と図8は羽根高さをそれぞれパラメータにして示している。

入力仕事率はどのパラメータの場合も回転数の約3乗に比例して増加することがわかる。

ロータ直径をパラメータとした熱変換効率は、ロータ直径が240mmで最も高い値を示し、ロータ直径がこれより大きくてもまた小さくても熱変換効率は低下することがわかる。またロータ直径が240mmの場合、ロータ回転数250 rpm 付近で熱変換効率の増加率が小さくなり、400 rpm 付近で熱変換効率の最大値を示すことや180mmおよび220mmの場合、300 rpm 付近で熱変換効率の増加率が小さくなり、450 rpm 付近で熱変換効率の最大値を示す。このことからロータ直径が小さくなると大きい回転数で、熱変換効率の増加率が小さくなりまた熱変換効率の最大値を示す傾向があることがわかる。

ロータ羽根枚数をパラメータとした熱変換効率は、ロータ羽根枚数12枚が最も高い効率を示しているが、ロータ回転数が400 rpm 以上になると、6枚の場合における熱変換効率との差は顕著でないことがわかる。またロータ羽根枚数が12枚の場合250 rpm 付近で、6枚の場合300 rpm 以上になると熱変換効率の増加率が減少することがわかる。

羽根高さをパラメータとした熱変換効率は、どの羽根高さにおいても最大値の変化は、ほとんど見られない。しかし羽根高さが大きければ、熱変換効率の最大値を与える回転数は低く、熱変換効率の増加率も小さいことがわかる。

これらのことから例えばロータ回転数が増加するとき、ロータ直径180mmと比較してロータ直径が大きくなるとロータ羽根内部より流出した吐出流の持つ回転モーメントが大きくなり、定常状態では回転流が強くなり循環流の弱い流動状態となって、入力仕事率と比較して熱に変換される仕事率が小さくなると考えられる。

表1 実験条件

|                                      |  |
|--------------------------------------|--|
| Rotor Diameter (mm)                  | 180, 220, 240, 250                     |
| Rotor Blade (plates)                 | 1, 2, 4, 6, 12                         |
| Stator Blade (plates)                | 0, 1, 2, 4, 8                          |
| Blade Height (mm)                    | 20, 30, 40                             |
| Clearance (mm)                       | 5, 10, 15, 30, 50, 100                 |
| Revolution (rpm)                     | 200, 250, 300, 350, 400, 450, 500, 550 |
| Circulating Flow Rate ( $\ell$ /min) | 2.0, 3.0, 3.5, 4.0, 4.5, 5.0, 5.5      |

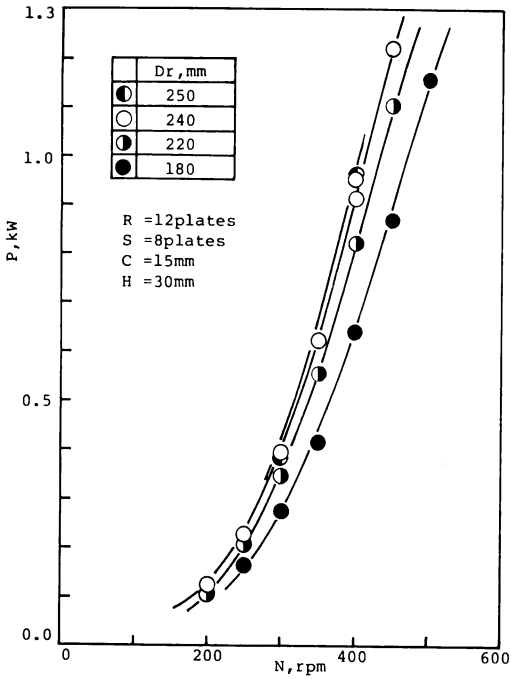


図3. 回転数と入力仕事率の関係

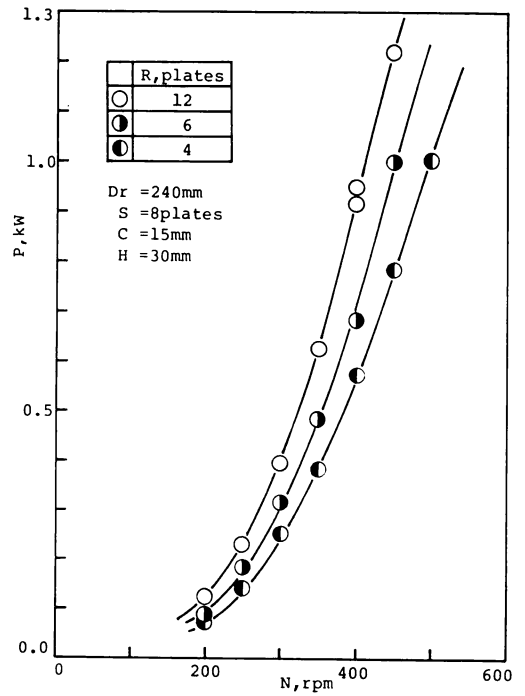


図5. 回転数と入力仕事率の関係

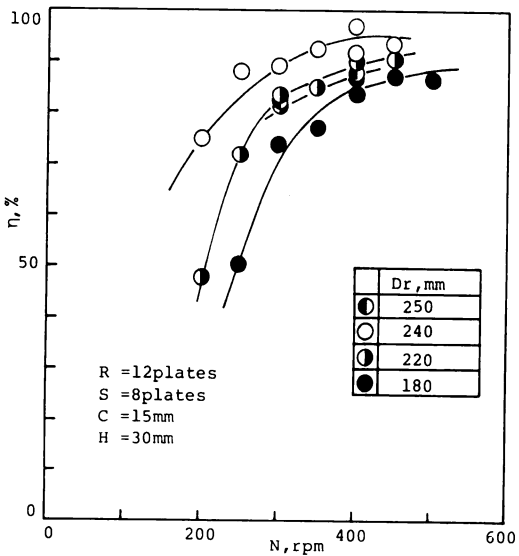


図4. 回転数と熱変換効率の関係

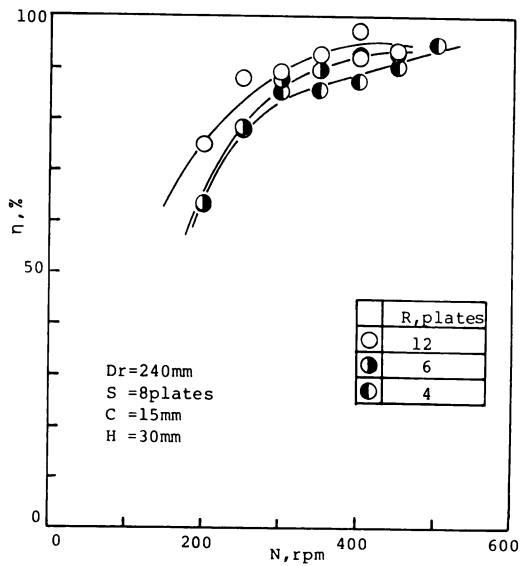


図6. 回転数と熱変換効率の関係

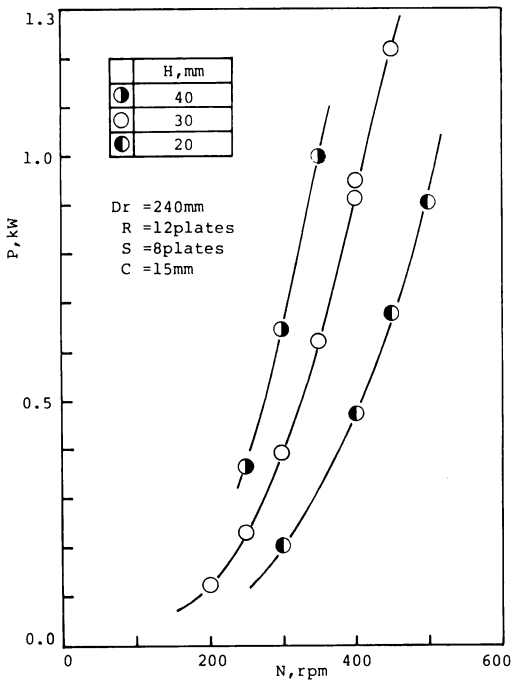


図7. 回転数と入力仕事率の関係

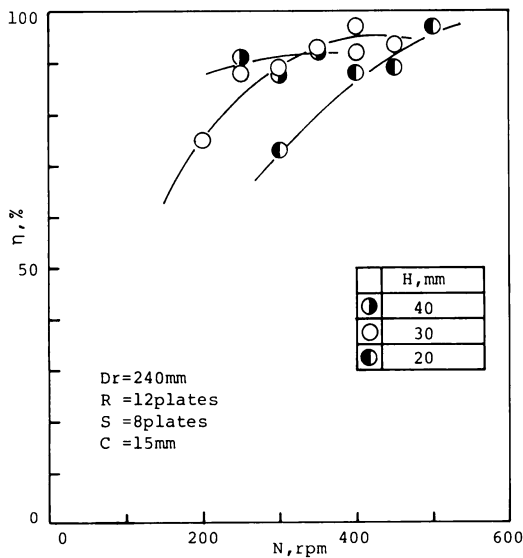


図8. 回転数と熱変換効率の関係

特にロータ直径250mmの場合はタンク内壁とロータとの間隔が5mmと狭いために吐出流の多くがロータ上方向への流れを妨げられて、閉塞した固体的な回転流の強い流動状態になるために、240mmと比較して熱変換効率が小さくなると考えられる。したがって回転数の増加は吐出流の持つ回転モーメントを大きくし、実験条件によっては回転流の成長を促して循環流の弱い流動状態になり、入力仕事率と比較して熱変換された仕事率が小さくなることから、ロータ直径及び羽根高さによって回転数の増加による熱変換効率の増加は制限されると考えられる。

### 3.3 ロータ羽根枚数の影響

ロータ直径をパラメータとした入力仕事率  $P$  とロータ羽根枚数  $R$  の関係を図9に、熱変換効率  $\eta$  とロータ羽根枚数  $R$  の関係を図10に示す。

入力仕事率は、ロータ直径にかかわらずロータ羽根枚数が4枚以上になると、その増加率は1/2に減少することがわかる。

熱変換効率はロータ直径240mmの場合が220mmより全体的に高い値を示し、またロータ直径にかかわらず、ロータ羽根枚数6枚以上になると熱変換効率は、わずかな増加ではぼ一定になっている。またロータ羽根枚数が4枚以下の時、ロータ直径が240mmの場合は増加率は小さいながら高い熱変換効率を示しているが、220mmの場合2枚で急激な変化を示している。

これらのことからロータ羽根枚数が少ないと、ロータ羽根内部の流動状態が遠心力による半径方向への吐出流よりも、ロータ羽根直角方向の円周方向に近い流れとなり、回転モーメントの成長しやすい状態になるために入力仕事率と比較して熱変換される仕事率は小さくなると考えられる。この傾向は、ロータ直径が小さい（ロータ内壁とロータとの間隔が広い）と回転流の成長が促進されやすいために、さらに強くなると考えられ、ロータ直径220mm、ロータ羽根枚数1枚での低い熱変換効率は、それが理由と考える。これらの実験結果からロータ羽根枚数は6枚以上が入力仕事率と得られる熱エネルギーを考慮するとよいが、装置製作のコスト等を考えると6枚が適当である。

### 3.4 ステータ羽根枚数の影響

ロータ直径をパラメータとした入力仕事率  $P$  とステータ羽根枚数  $S$  の関係を図11に、熱変換効率  $\eta$  とステータ羽根枚数  $S$  の関係を図12に示す。

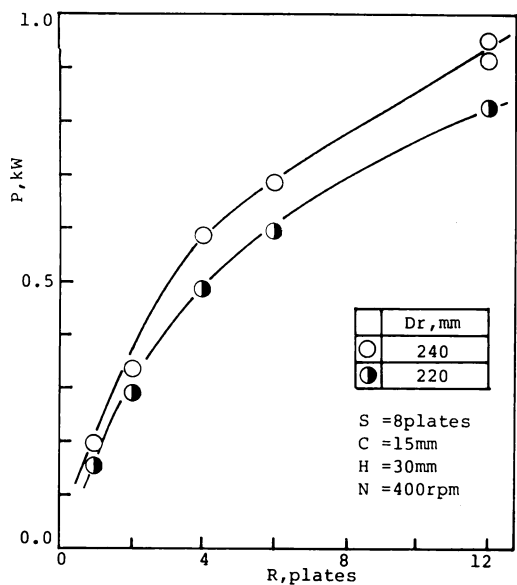


図9. ロータ羽根枚数と入力仕事率の関係

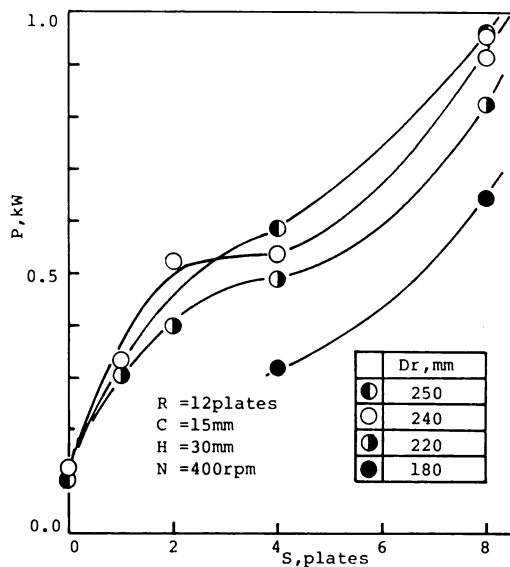


図11. ステータ羽根枚数と入力仕事率の関係

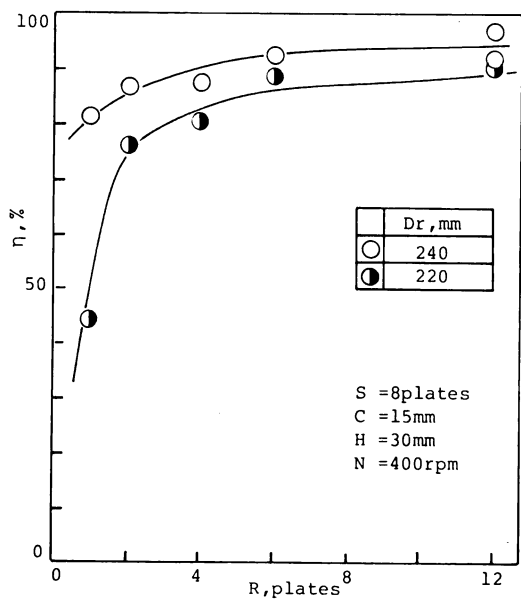


図10. ロータ羽根枚数と熱変換効率の関係

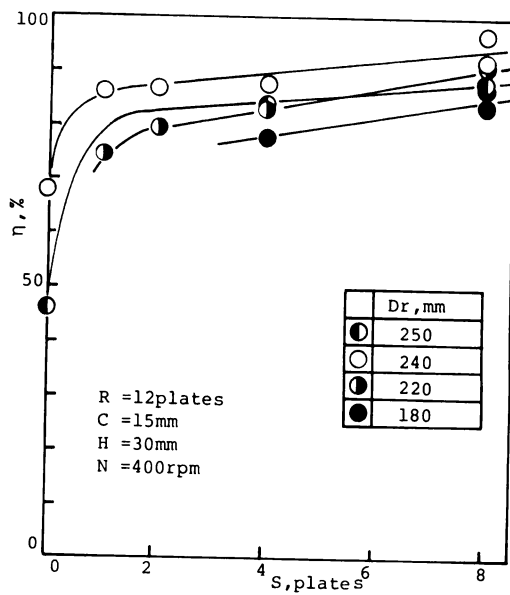


図12. ステータ羽根枚数と熱変換効率の関係

入力仕事率は、0枚から4枚までは、しだいに増加率が小さくなっているが、4枚以上になると再び大きくなるのがわかる。このことはステータ羽根枚数の入力仕事率に対する効果が4枚以上になると大きくなることを示している。

熱変換効率率はステータ羽根枚数が増加するにつれて高くなるのがわかる。また熱変換効率率はロータ直径240mmの場合が全体的に高い値を示しており、ステータ羽根枚数が1枚以上になると熱変換効率の増加が緩やかになり、ロータ直径220mmの場合、2枚以上になると熱変換効率の増加が緩やかになるのがわかる。

これらのことから、ロータ羽根内部より流出したタンク内壁に衝突して下方向に流れた吐出流は、その回転モーメントにより円周方向へ流れようとするが、ステータ羽根に衝突して円周方向への流れを妨げられる。したがってロータ羽根内部より流出した吐出流の持つ回転モーメントの成長を助け回転流を弱めて、循環流を持続させて高い熱変換効率及び出力仕事率を得るためにステータが有効であり、実験結果からステータ羽根枚数は8枚が適当であると考えられる。特にロータ直径が220mm以下の場合、タンク内壁とロータとの間隔が広いために上方向へ分流する吐出流も多いために回転流の成長しやすく、ステータ羽根枚数を多くしなければステータの効果が現れないと考えられる。

### 3.5 羽根先端間隔比の影響

ロータ直径をパラメータとした入力仕事率  $P$  と羽根先端間隔比  $C/Dt$  の関係を図13に、熱変換効率  $\eta$  と羽根先端間隔比  $C/Dt$  の関係を図14に示す。

入力仕事率の最大値を示す羽根先端間隔比は、ロータ直径240mmで0.058, 220mmで0.115, 180mmで0.192付近であることから、ロータ直径が小さいほど羽根先端間隔比の大きい値で入力仕事率は最大値を示すことがわかる。

熱変換効率率はロータ直径240mmの場合、羽根先端間隔比0.038~0.058付近で最大値を示し、0.15以上になると、ほぼ一定になるのがわかる。他の直径の場合、多少のばらつきが見られるが、ほぼ一定していると言える。羽根先端間隔を大きくすると、ロータ羽根内部より流出した吐出流が下方向へ流れてステータ羽根に衝突する前に、その回転モーメントにより回転流が成長するために幾分循環流の弱められた流動状態になることから入力仕事率が減少する。この傾向はロータ直径が小さいと、さらに強くなると考えられる。これら

のことより羽根先端間隔比は直径に応じて、240mmでは0.038~0.058, 220mmでは入力仕事率が大きく、熱変換効率も高い0.115の条件がよいと考えられる。

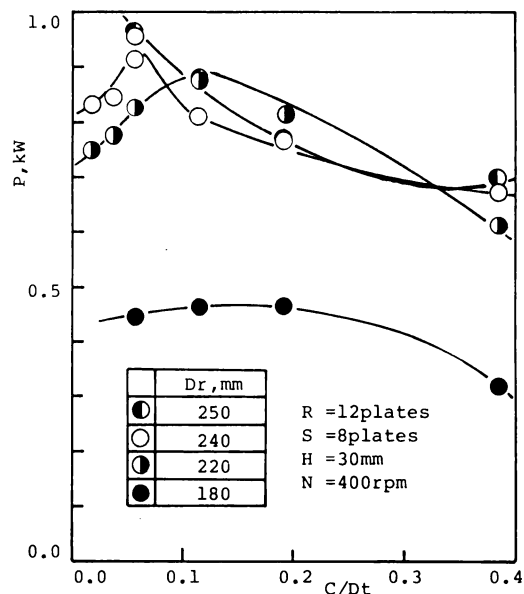


図13. 羽根先端間隔比と入力仕事率の関係

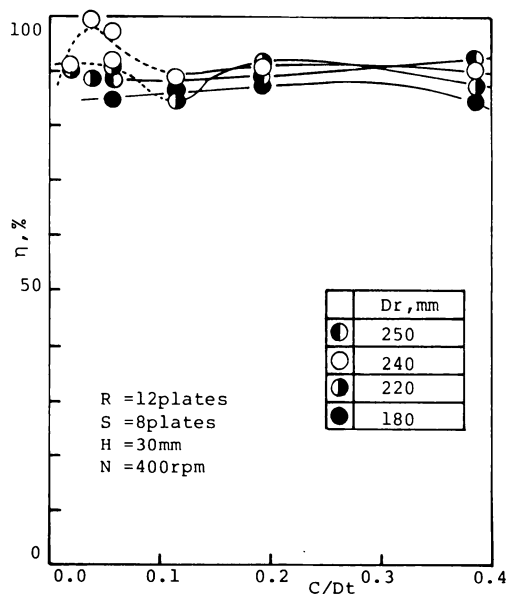


図14. 羽根先端間隔比と熱変換効率の関係

### 3. 6 ロータ直径比の影響

ロータ羽根枚数をパラメータとした入力仕事率  $P$  とロータ直径比  $D_r/D_t$  の関係を図15に、熱変換効率  $\eta$  とロータ直径比  $D_r/D_t$  の関係を図16に示す。

入力仕事率はロータ羽根枚数が多いほど、またロータ直径が大きいほど高くなるが、ロータ羽根枚数12枚と6枚の場合はロータ直径比が0.92以上になると増加率が小さくなることわかる。

熱変換効率はロータ羽根枚数12枚と6枚のとき、ロータ直径比の増加とともに高くなり、ロータ直径比0.92付近で最大値を示すことがわかる。また他のロータ羽根枚数の場合でも、ロータ直径比0.92付近では熱変換効率が大きく変化していることがわかる。

これらのことより、タンク内壁とロータとの間隔が広い(ロータ直径比が小さい)と、吐出流の持つ回転モーメントによる回転流の成長を促しやすく、また反対にロータ直径比が0.96(直径250mm, タンク内壁とロータとの間隔5mm)と大きいと間隔が狭すぎて、ロータ下部が閉塞した流れになり固体的な特に回転流の強い流動状態になると考えられる。したがって入力仕事率と比較して熱変換される仕事率が小さくなると考えられ、ロータ直径比は0.92(ロータ直径240mm)付近が適当であると考えられる。

### 3. 7 かくはんタンク外部で熱交換時の循環流量の影響

かくはんタンク内部で機械的エネルギーから熱エネルギーの変換を受けた流体を、タンク外部へ取り出して熱交換して再びタンクへ循環させる場合の循環流量が熱変換効率に及ぼす影響を調べるために実験を行った。図17は熱交換前後の流体の温度差  $\Delta\theta$  の時間変化を循環流量をパラメータにして示している。また図18は循環流量  $Q$  と熱変換効率  $\eta$  の関係を示している。ここで循環流量  $0\text{ l/min}$  は熱交換を行わない場合を意味している。

ここでは図17に示すように、循環流量を大きくすると熱交換前後の流体の温度差は小さくなっている。

また図18から熱変換効率は循環流量  $2.0\text{ l/min}$  の時、幾分低い値を示しているが、循環流量の値にかかわらずほぼ一定していることがわかる。これらのことから熱交換時の循環流量を決定する場合には、利用目的の温度範囲に応じた熱交換器の熱特性と機械的エネルギーから熱エネルギーに変換される仕事率を考慮する必要がある。

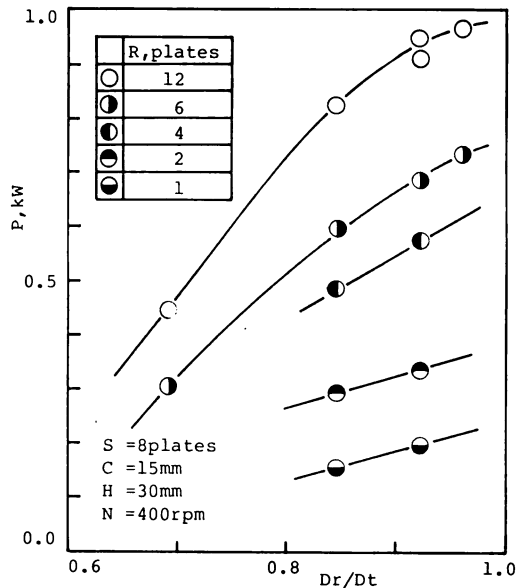


図15. ロータ直径比と入力仕事率の関係

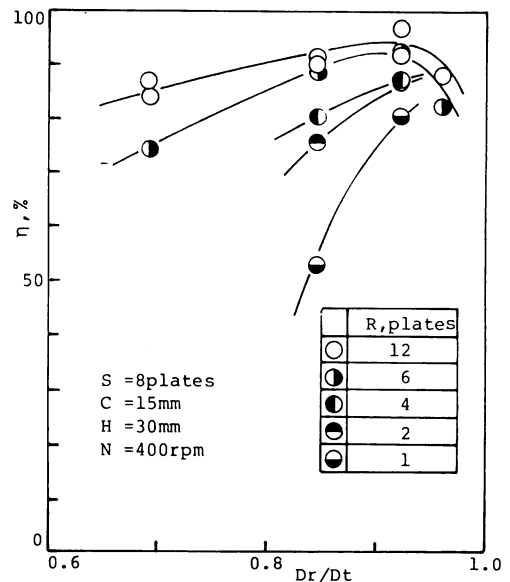


図16. ロータ直径比と熱変換効率の関係



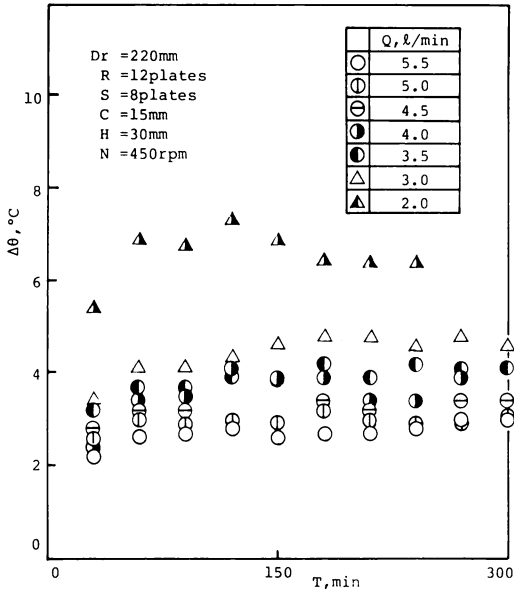


図17. 熱交換前後の温度差の変化

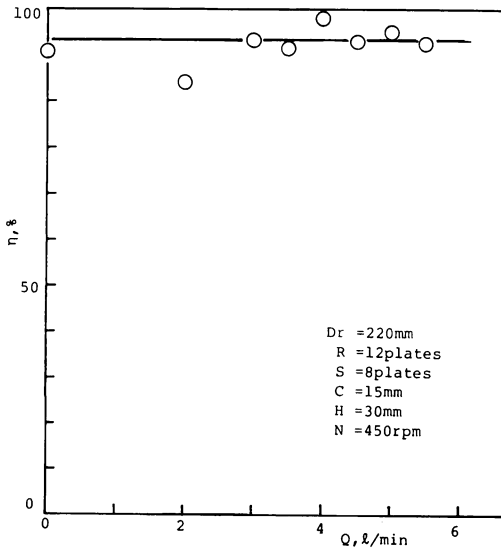


図18. 循環流量と熱変換効率の関係

### 3. 8 かくはん所要動力と動力係数

実験で得られた各種因子における、かくはん所要動力（入力仕事率）のデータについて実験式を求めるために動力係数の検討を行なった。その結果、かくはん所要動力  $P$  は式(2)で表されることがわかった。ここで  $n$  はロータ回転数  $N$  を100で除した値、 $K$  は動力係数である。動力係数はロータ直径、ロータ羽根枚数、ステータ羽根枚数、羽根高さにより決定され、各条件における値を表2に示す。動力係数  $K$  とロータ直径比  $D_r/D_t$  の関係を図19に示し、動力係数  $K$  と羽根高さ比  $H/D_r$  の関係を図20に示す。所要動力の計測値と式(2)による計算値を比較するために、ロータ直径をパラメータとした所要動力  $P$  と回転数  $N$  の関係を図21に示す。

図19より、ロータ直径比が0.92以下（ロータ直径240mm以下）では、動力係数は直線的に増加し、同様に図20より、羽根高さが増加すると動力係数は直線的に増加することがわかる。羽根高さ比と動力係数についてはロータ直径240mm、ロータ羽根枚数12枚、ステータ羽根枚数8枚の時に、式(3)で表される。

$$P = K \cdot n^{2.9} \dots\dots\dots (2)$$

$$K = 0.218H/D_r - 0.01 \dots\dots\dots (3)$$

図21において実線で示した曲線は式(2)による計算値であり、実験値とよく一致していることがわかる。したがって図19および図20より各種因子に応じた動力係数を求めることにより、かくはん所要動力（入力仕事率）の推定計算が可能であると考えられる。

### 4. 結 言

風力直接熱変換システムにおける最適熱変換条件を明らかにするために実験的研究を行ない、つぎのようなことがわかった。

(1)入力仕事率は回転数の約3乗に比例して増加し、熱変換効率も回転数の増加とともに増加する。しかしロータ直径及び羽根高さによって、熱変換効率の最大

表2 動力係数

| Diameter (mm) | Rotor 12 (plates) |          |          | Rotor 6 (plates) |          |          | Blade Height (mm) |
|---------------|-------------------|----------|----------|------------------|----------|----------|-------------------|
|               | Stator 8          | Stator 4 | Stator 2 | Stator 8         | Stator 4 | Stator 2 |                   |
| 250           | 0.0166            | 0.0109   | 0.0080   | 0.0133           | 0.0094   | 0.0078   | 30                |
| 240           | 0.0165            | 0.0103   | 0.0089   | 0.0129           | 0.0089   | 0.0080   | 30                |
| 220           | 0.0147            | 0.0086   | 0.0079   | 0.0109           | 0.0077   | 0.0060   | 30                |
| 180           | 0.0110            | 0.0057   | —        | —                | —        | —        | 30                |
| 240           | 0.0267            | —        | —        | —                | —        | —        | 40                |
| 240           | 0.0085            | —        | —        | —                | —        | —        | 20                |

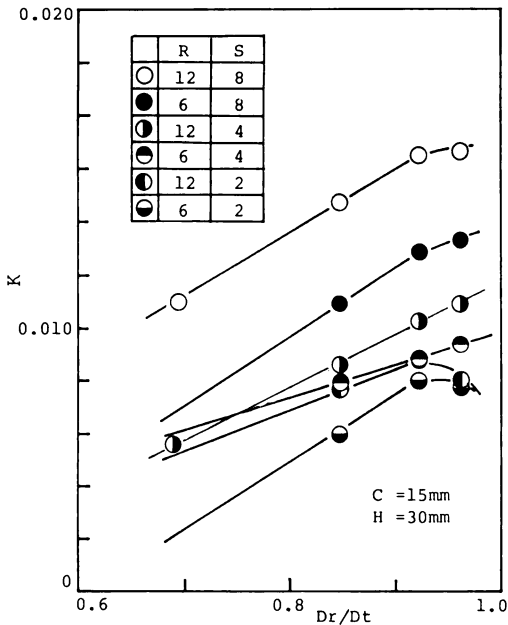


図19. ロータ直径比と動力係数

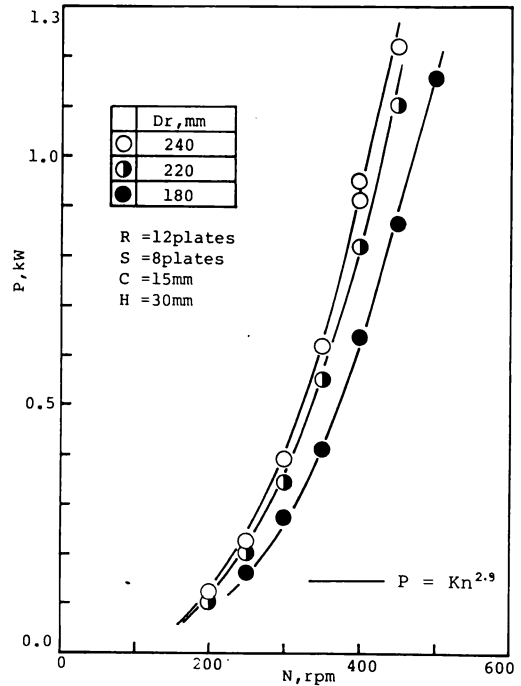


図21. ロータ回転数と所要動力

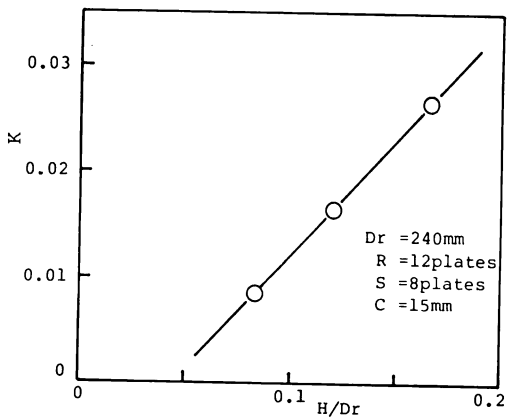


図20. 羽根高さ比と動力係数

値を示す回転数が異なる。例えばロータ直径240mmでは400 rpm, 220mmでは450 rpm が適当である。

(2)ロータ羽根枚数が4枚以上になると入力仕事率の増加率は1/2に減少する。ロータ羽根枚数6枚以上になると熱変換効率率はロータ直径の大きさにかかわらず、

ほぼ一定となる。したがって装置製作のコスト等を考慮するとロータ羽根枚数は6枚が適当である。

(3)ステータ羽根枚数が4枚以上になると入力仕事率は大きく増加し、ステータの効果が現れる。熱変換効率は、ステータ羽根枚数が多くなると高くなり、ロータ直径240mmでステータ羽根枚数1枚, 220mmで2枚付近で、増加率は大きく変化する。したがってロータ直径が小さい場合はステータ羽根枚数を多くする必要があり、ステータ羽根枚数は8枚が適当である。

(4)ロータ直径が小さい場合は入力仕事率の最大値を示す羽根先端間隔は長い、熱変換効率率はロータ直径240mmを除き、ほぼ一定である。したがって羽根先端間隔はロータ直径240mmで10~15mm (羽根先端間隔比0.038~0.058), 220mmで30mm (羽根先端間隔比0.115) がよい。

(5)ロータ羽根枚数6枚および12枚の時、ロータ直径が240mm (ロータ直径比0.92) 付近で入力仕事率の増加が緩やかになり、熱変換効率も最大値を示す。

(6)かくはんタンク外部で熱交換を行う場合の熱変換効率率は、循環流量に関係なく、ほぼ一定である。循環流量の決定には利用目的の温度範囲に応じた熱交換器

の熱特性と熱エネルギーに変換される仕事率を考慮する必要がある。

(7)かくはん所要動力を算出するために動力係数を検討し、所要動力が推定できる実験式を明らかにした。この計算値は、実験値とよい一致をみた。

最後に、この研究を行うにあたり実験に協力を得た学部学生 福田忠良、本野宏志、大久保寛俊、小湊隆成の諸君に感謝の意を表します。

#### 主な使用記号

- C : 羽根先端間隔 (mm)  
 Dr : ロータ直径 (mm)  
 Dt : タンク内径 (mm)  
 H : 羽根高さ (mm)  
 Ji : かくはんに必要な仕事, 入力エネルギー (kJ)  
 Jo : かくはんにより熱に変換された仕事, 出力エネルギー (kJ)  
 K : 動力係数  
 n : ロータ回転数 (rpm · 10<sup>-2</sup>)  
 N : ロータ回転数 (rpm)

- P : かくはん所要動力, 入力仕事率 (kW)  
 Q : 循環流量 (ℓ/min)  
 R : ロータ羽根枚数 (枚)  
 S : ステータ羽根枚数 (枚)  
 T : 計測時間 (min)  
 η : 熱変換効率 (%)

#### 参考文献

- 1) 奥谷順一：養魚施設熱源への風力利用，第4回風力エネルギー利用に関するシンポジウム講演集，65-69 (1982)
- 2) 泊 巧：施設園芸への風力利用，第4回風力エネルギー利用に関するシンポジウム講演集，1-12 (1982)
- 3) 松村博久，十田正文，原口和広：風力の直接熱変換に関する実験的研究，鹿児島大学工学部研究報告，27号，11-17 (1985)
- 4) 竹田邦彦：乱流攪拌槽内の流れとメカニズム，最近の化学工学1966年，127-145 (1966)