

<論 文>

動力發生用 스크루우 膨脹機에 관한 研究

谷口 博\* · 梁玉龍\*\* · 工藤 一彦\* · 朴日煥\*\*\*

(1986年 4月 18日 接受)

A Study on Screw Expander for Power Generation

Hiroshi Taniguchi, Ok-Yong Yang, Kazuhiko Kudo  
and Il-Hwan Park

**Key Words:** Energy Conversion Machine(에너지 變換機械), Screw Expander(스크루우 膨脹機)  
Two-phase Flow(二相流), Leakage(漏泄), Performance Analysis(性能解析)

Abstract

This work is a description of a fundamental study on a screw expander which generates electric power from hot water or water-steam mixture. This energy conversion machine is a volumetric rotary engine which can accept two-phase mixture. It is expected to work without erosion and slip loss between liquid and vapor under two-phase flow condition. The expander used for this analysis has two screw type rotors with the diameter of 81.6mm, the length of 135mm.

In the analysis, special attention is paid for the modeling of the internal leakage simulation.

As a result, it is shown that the rotor revolution, the dryness of working fluid and leakage in the screw expander affect on the internal efficiency and the volumetric efficiency, and the over expansion or the under expansion of working fluid in the expander causes a decrease of the internal efficiency of the screw expander.

記 號 說 明

$A$  : 面積  
 $E$  : 液體熱媒體의 體積彈性係數  
 $G$  : 熱媒體의 質量流量  
 $H, h$  : 엔탈피, 比엔탈피  
 $L_i$  : 內部일  
 $M$  : 面積 一次 모우멘트

$P$  : 壓 力  
 $Q$  : 熱 量  
 $t$  : 時 間  
 $T$  : 溫 度  
 $U, u$  : 內部에너지, 比內部에너지  
 $V, v$  : 體積, 比體積  
 $x$  : 乾 度  
 $Z$  : 回轉子 이(齒)의 數  
 $\alpha$  : 流量係數  
 $\rho$  : 密 度

\* 北海道大學 工學部  
\*\* 正會員, 仁荷大學校 工科學校 機械工學科  
\*\*\* 正會員, 北海道大學 大學院

- $\phi$  : ㄱ 回轉子의 回轉角
- $\omega$  : 流速
- $\eta_i$  : 內部效率
- $\eta_v$  : 體積效率

添字

- ba, bb : 沸騰後, 沸騰前
- es, ee : 吐出開始, 吐出終了
- i, o : 流入, 流出
- int, ex : 吸入, 吐出
- li, lo : 漏泄流入, 漏泄流出
- lk : 漏泄
- l, g : 液, 가스
- m, f : ㄱ 回轉子, 암 回轉子
- sat : 飽和
- X, Y : X面, Y面
- :  $dt$  사이의 平均値

1. 序 論

에너지節約의 見地로부터 지금까지 利用하지 못하고 있는 低質에너지의 有效利用에 對한 技術의 開發은 社會의 重要課題중에 하나이다. 現在, 發電所 혹은 工場 등의 廢熱이라든가 地熱水로부터 動力을 回收할 目的의 研究들이 行해지고 있으나, 一般적으로 얻어질 수 있는 熱量이 小規模인 問題와 熱媒體가 既存의 動力發生機에는 不適當한 問題 등으로 實用化되지 못하고 있는 것이 사실이다. 廢熱로부터 가장 손쉽게 얻을 수 있는 熱媒體로서는 熱水 혹은 乾度가 낮은 濕蒸氣를 들 수 있으나, 이와같은 熱媒體의 경우 膨脹途中에 氣液間의 相變化에 의한 熱物質移動이 流動特性을 變化시키므로 이에 適當한 動力發生機의 開發이 必要하다. 이 動力發生機로서, 더어보형을 適用하는 경우는 小規模에 의한 效率의 低下와 二相流의 流動特性에 의한 氣液間의 미끄럼損失 그리고 液滴에 의한 腐蝕 등의 問題는 피할수 없다.

이와같은 觀點으로부터 本 研究에서는 이것에 適當한 動力發生機로서 液滴에 의한 腐蝕과 氣液間의 미끄럼損失의 問題가 적고 또한 小規模에서부터 中規模까지 適用할 수 있다고 생각되어지는 回轉容積形의 스크루우式 膨脹機를 採用하여 그 實用化의 妥當性을 檢討하였다. 從來 이 分野의 研究로서 地熱의 有效利用을 위한 全流動膨脹方式(Total Flow Expand Type)의 스크루우 엔진에 關한 實驗的 研究<sup>(1)</sup>, 半徑外向反動터어빈(Radial Outflow Reaction Turbine : Hero's Turbine)에

關한 研究<sup>(2)</sup>, 방켄엔진을 改造한 回轉式二相流膨脹機에 關한 研究<sup>(3)</sup> 등이 行해지고 있다. 이 研究들은 二相流膨脹機의 適用性에 對해서 蒸氣 혹은 空氣-水의 二相流를 熱媒體로 하는 實驗的 研究들이며, 그 基本性能에 對한 解析은 行해지고 있지 않다. 한편 蒸氣 壓縮式 熱펌프 사이클의 膨脹過程에서의 膨脹일을 回收하는 二相流膨脹機에 關한 研究<sup>(4,5)</sup>가 行해져 Freon R12을 熱媒體로 하는 實驗에서 回轉數가 3000rpm 일 때 有效效率이 約 65%에 달한 結果가 報告되어 있다.

本 研究에서는 飽和水 혹은 濕蒸氣를 熱媒體로한 스크루우膨脹機의 回轉子回轉角에 의한 回轉子間體積變化, 吸入口의 面積變化, 膨脹機內에서의 漏泄通路變化 등의 幾何學的 特性과 吸入口와 漏泄通路에서의 臨界流速을 考慮한 解析프로그램을 開發하여 回轉子回轉數 吸入熱媒體의 乾度, 吸入·吐出壓力比 그리고 膨脹機 內部에서의 漏泄 등의 效果에 對한 解析을 行하여 스크루우 膨脹機의 動力發生機로서의 實用性을 檢討하였다.

2. 膨脹機의 構造

스크루우膨脹機의 作動原理는 Fig. 1에 表示하는 바와같이 ㄱ의 兩回轉子가 서로 ㄱ돌아갈때 암回轉子和 ㄱ回轉子 그리고 케이싱으로 둘러싸인 空間體積이 變化하며, 이 空間體積 속의 熱媒體가 膨脹할때 回轉子에 回轉일이 주어진다. 또 回轉子의 回轉과 함께 膨脹機內의 各 回轉子 사이의 空間體積(以下 回轉子間體積이라고 칭한다.)에서 吸入, 膨脹, 吐出의 各行程이 同時에 行해지므로서 斷續的인 動力發生이 아니라 連續的으로 動力을 얻을 수 있다. Table 1에 解析에

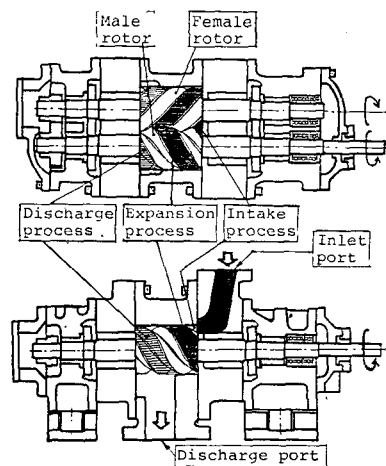


Fig. 1 Operating principles of screw expander

Table 1 Basic data of rotor

Rotor diameter	81.6 mm
Rotor length	135.0 mm
Male rotor	4 piece
Female rotor	6 piece
Volume ratio	5
Wrap angle	300°
Tooth profile	Asymmetry

適用的 膨脹機의 回轉子諸元을 나타내고 있다.

2.1 容積曲線

압수의 兩回轉子와 케이싱으로 둘러싸인 回轉子間體積은, 回轉子の 頂點과 케이싱의 接觸部分, 그리고 兩回轉子와 回轉子 사이의 接觸部分에서의 境界線인 시일라인(Seal line)으로부터 求할 수 있다.

Fig. 2는 이 시일라인을 平面에 投影하여 나타낸 것이다. 回轉子の 軸을 z軸으로 하여, z軸에 直角軸을 y軸으로 한다면, X面에 投影한 시일라인의 圖形에 따른 面積一次 모멘트  $M_x$ 와 Y面에 投影한 시일라인의 圖形에 따른 面積一次 모멘트  $M_y$ 를 이용하면 假想일의 原理(Principle of Virtual Work)<sup>(6)</sup>에 따라 式 (1)로서 回轉子間體積을 구할 수 있다.

$$P \cdot dV = T \cdot d\phi \tag{1}$$

여기서,  $T$ 는 하나의 回轉子間體積에 의해 驅動回轉子에 作用하는 토크이며 다음 式 (2)로 나타낼 수 있다.

$$T = P[(M_{x,m} + M_{y,m}) + Z_n/Z_f(M_{x,r} + M_{y,r})] \tag{2}$$

따라서 體積은 式 (1), (2)로부터

$$V = \int [(M_{x,m} + M_{y,m}) + Z_n/Z_f(M_{x,r} + M_{y,r})] d\phi + C \tag{3}$$

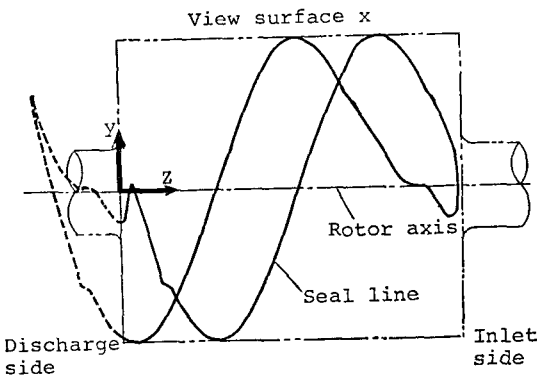


Fig. 2 Projection of seal line

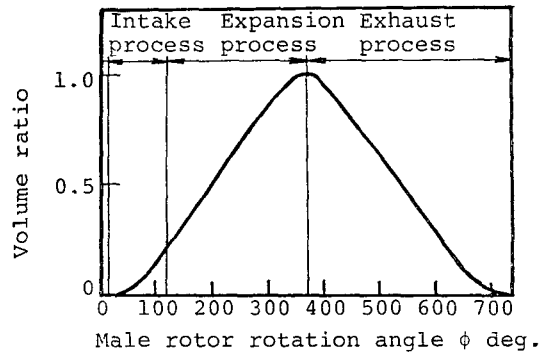


Fig. 3 Variation of expansion volume

式 (3)은 全平面圖形에 관한 積分이며, 주어진 시일라인에 對한 數值積分에 의해 體積이 計算된다. 이와같은 方法으로 計算한 回轉子의 回轉角에 따른 體積變化를 이것의 最大值로 無次元化 하여 Fig. 3에 表示하였다.

2.2 吸入孔, 吐出孔開口面積 및 滲泄面積

吸入孔은 回轉子回轉角이 10°일 때 열리기 시작하여 120°에 達하면 완전히 닫힌다. 또한 吐出孔은 375°부터 열리기 시작하며 720°에서 하나의 回轉子間體積의 한 사이클이 끝나게 된다. 吸入孔의 開口面積變化和 吐出孔의 開口面積變化를 一般化를 위해 이들의 最大값으로 無次元化하여 Fig. 4에 표시하였다. 스크루 膨脹機에는 Fig. 5에 A~F로 표시한 바와같이 複雜한 滲泄通路를 갖고 있다. 이들 滲泄通路는 滲泄出口에 따라 2가지로 分類할 수 있다. 하나는 回轉子回轉角이 90° 앞서가는 隣接回轉子間體積에로의 滲泄과, 또다른 하나는 吐出孔에로의 直接滲泄이다. 이들에 對한 說明을 Table 2에 표시하였다. 또한 이들 漏

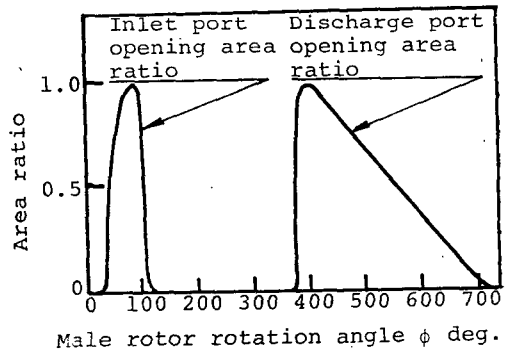


Fig. 4 Variation of opening area of inlet & discharge port

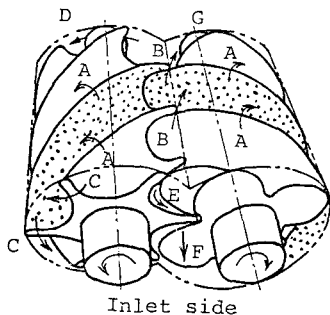


Fig. 5 Leakage paths

Table 2 Leakage paths

Leakage to adjacent expansion volume	A	Seal line between rotor & casing
	B	Triangular blow hole which is formed between two rotors & casing
	C, D	Clearance between the rotor end & the end plate of casing
Leakage to discharge port	E	Clearance between male & female rotors
	F, G	Clearance between the rotor end & the end plate of casing

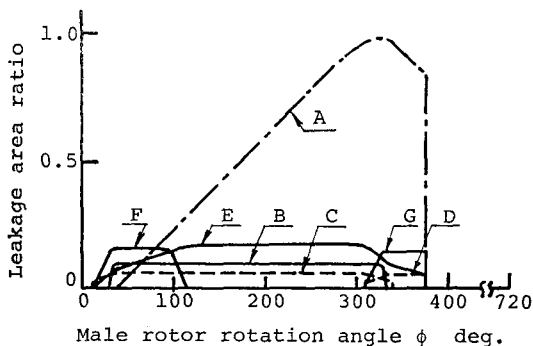


Fig. 6 Variation of leakage area

泄通路의 漏泄面積變化를 漏泄面積 A의 最大값으로 無次元化하여 Fig. 6에 나타내었다.

### 3. 理論解析

#### 3.1 解析모델

Fig. 1에 斜線으로 表示한 回轉子間體積이 回轉子

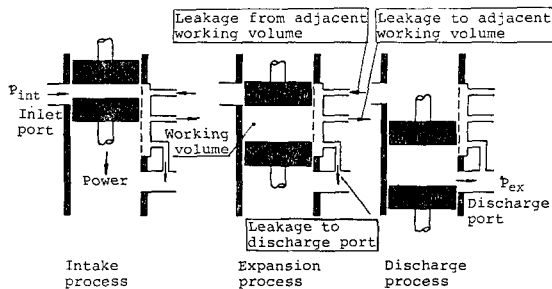


Fig. 7 Model of screw expander

의 回轉과 함께 吸入-膨脹-吐出의 各行程을 行한다. 이들 各行程을 Fig. 7과 같은 피스톤式 膨脹機로 모델化하여, 各行程에 있어서의 漏泄을 考慮, 計算微少時間  $\Delta t$  後의 回轉子間體積 속의 熱媒體의 狀態量變化를 計算한다. 解析에 있어서 다음과 같은 假定을 하였다. (1) 로우터間의 二相流는 均質流로 한다. (2) 吸入孔 및 漏泄通路에 있어서의 熱媒體通過過程은 等 엔트로피過程이며 熱力學的으로 平衡狀態에 있다. (3) 液體의 熱媒體가 回轉子間體積內에서 飽和壓력에 達한 時點부터 沸騰開始까지의 時間 즉 沸騰遲延時間은 零으로 한다.

#### 3.2 基礎式

吸入-膨脹-吐出의 各行程에 대해서 計算微少時間  $\Delta t$  사이의 狀態量變化는, 에너지保存의 法則으로부터

$$\Delta U - \Delta H - P\Delta V + \Delta Q = 0 \quad (4)$$

여기서 各行程이 斷熱的으로 行해진다면  $\Delta Q = 0$ 이다. 또한  $\Delta U$ 는  $\Delta t$  사이에 하나의 回轉子間體積 속의 熱媒體에 蓄積되어지는 에너지이며,  $\Delta H$ 는  $\Delta t$  사이에 하나의 回轉子間體積內를 流出入하는 엔탈피의 總合으로 다음式 (5), (6), (7)과 같이 구한다.

吸入行程에 있어서의  $\Delta H$ 는

$$\Delta H = \Delta G_{int} h_{int} + \Delta G_{ii} h_{ii} - \Delta G_{io} h_{io} \quad (5)$$

膨脹行程에 있어서의  $\Delta H$ 는

$$\Delta H = \Delta G_{ii} h_{ii} - \Delta G_{io} h_{io} \quad (6)$$

吐出行程에 있어서의  $\Delta H$ 는

$$\Delta H = -\Delta G_{ex} h_{ex} \quad (7)$$

式 (5), (6), (7)에 있어서 吸入量  $\Delta G_{int}$ , 漏泄流入量  $\Delta G_{ii}$ , 漏泄流出量  $\Delta G_{io}$  및 吐出量  $\Delta G_{ex}$ 의 計算은, 吸入孔, 漏泄틈새 및 吐出孔의 各流出入通路에 있어서 流入口와 流出口狀態에 對한 에너지式으로 求할 수 있다. 즉 이들 流出入通路에 있어서, 流入口의 流速을 流出口의 流速에 비해 無視할 수 있을 정도로 작다고 가정하면 에너지式은

$$h_i = h_0 + \omega^2/2 \quad (8)$$

式 (8)를 利用하면, 吸入熱媒體量은

$$\Delta G_{int} = \alpha_{int} \Delta t \bar{A}_{int} \sqrt{2(h_{int} - h)/v^2} \quad (9)$$

여기서  $h$ 와  $v$ 는 吸入孔出口의 壓力  $P$  및 吸入孔에 있어서 流出過程이 等엔트로피의 이라는 假定으로부터 구한 乾度  $x$ 의 函數이며,  $h_{int}$ 는 吸入壓力  $P_{int}$  및 乾度  $x_{int}$ 의 函數이다. 그러나 吸入孔出口의 壓力比  $P/P_{int}$ 가 臨界壓力比  $p_c/P_{int}$ 보다 작은 경우는  $h$ 와  $v$ 는  $P_c$  및  $x_c$ 의 函數이고, 이때의 流量은 臨界流量과 一致한다. 臨界壓力  $P_c$ 는 Fig. 10으로부터 求한다.

또한 式 (8)를 利用하면 漏泄量은

$$\Delta G_{lk} = \alpha_{lk} \Delta t \bar{A}_{lk} \sqrt{2\Delta h/v_{lk}^2} \quad (10)$$

같은 方法으로 吐出量의 計算式은

$$\Delta G_{ex} = \alpha_{ex} \Delta t \bar{A}_{ex} \sqrt{2(h - h_{ex})/v_{ex}^2} \quad (11)$$

漏泄量 및 吐出量의 計算에 있어서도 吸入量計算手法과 같이 臨界流量을 考慮 計算한다. 만일 液體의 熱媒體가 流入하여 回轉子間體積 속에서 沸騰하는 경우, 沸騰後의 熱力學的 平衡狀態 및 沸騰後의 狀態變化는, 氣泡生成時의 上昇壓力  $\Delta P_b$ 에 의한 液體의 體積減少  $\Delta V_b$ 는

$$\Delta V_b = -\Delta P_b V_{i,sat}/E \quad (12)$$

여기서  $V_{i,sat}$ 는 飽和壓力  $P_{sat}$ 에 있어서 熱媒體의 體積이며,  $E$ 는 體積彈性係數로서  $v/(\frac{\partial v}{\partial p})_T$ 로 定義된다.

또한 沸騰後의 比內部에너지 및 比體積은 式 (13), (14)에 의해 求한다.

$$u_{ba} = x_{ba}u_g + (1 - x_{ba})u_l \quad (13)$$

$$v_{ba} = x_{ba}v_g + (1 - x_{ba})v_l \quad (14)$$

여기서  $u_g, u_l$  및  $v_g, v_l$ 은 壓力  $P_{ba}$ 의 函數이다. 本 膨脹機가 吸入-膨脹-吐出의 各行程을 行하는 동안의 內部일은

$$L_i = \sum_{ss} \bar{P} \Delta V \quad (15)$$

또한 內部效率  $\eta_i$ 와 體積效率  $\eta_v$ 는 다음과 같이 定義한다.

$$\eta_i = L_i / \sum_{ss} \Delta G_{int} (h_{int} - h_{ex}) \quad (16)$$

$$\eta_v = \sum_{ss} \Delta G_{int} / \rho_{int} \sum_{ss} \Delta V \quad (17)$$

熱媒體인 水蒸氣의 物性値는 實用國際狀態式<sup>(7)</sup>에 따라 計算한다. Fig. 8은 解析 흐름圖를 나타낸다.

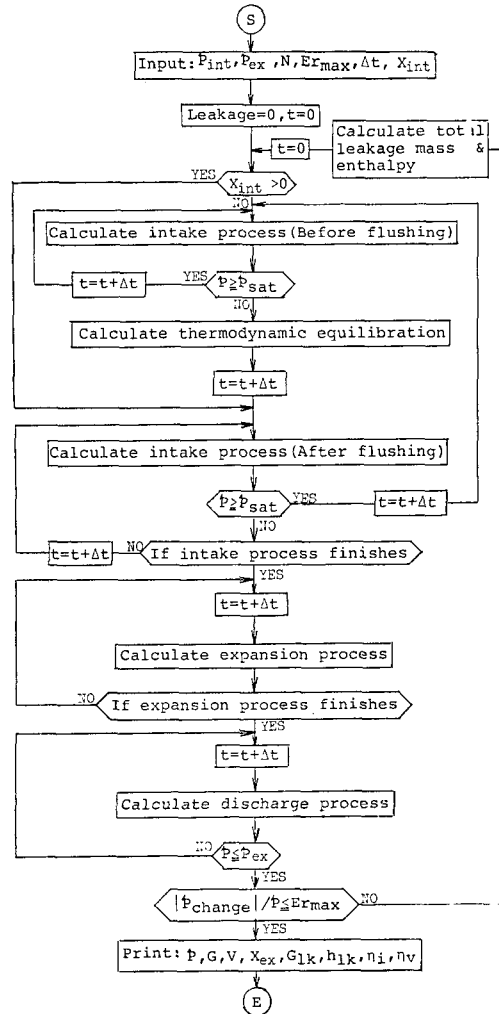


Fig. 8 Flow chart

#### 4. 解析結果

高熱源을 廢熱로부터 얻어지는 것을 생각하여 Fig. 9의  $T-s$  線圖에서 알 수 있는 바와같이 熱媒體인 飽和水 혹은 濕蒸氣의 高熱源溫度  $50^\circ\text{C} \sim 180^\circ\text{C}$ 에서부터 膨脹機 出口의 低熱源溫度  $20^\circ\text{C}$ 까지 膨脹시키는 것이 바람직하다. 그러나 膨脹機의 仕樣에 따라 吸入壓力으로부터 吐出壓力까지 充分히 膨脹시킬 수 없을 경우에는 多段直列膨脹機에 의해 多段膨脹하는 것으로 간주한다. 本 研究에서의 解析條件은 Fig. 9에서 ①~②過程 ①~③過程 그리고 ④~⑤過程의 壓力比에 對하여 Table 3과 같이 設定하였다.

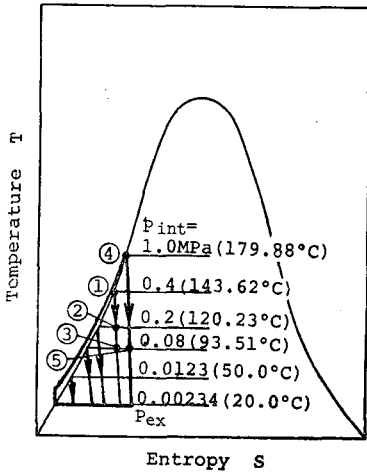


Fig. 9 T-s diagram for water

Table 3 Analytical conditions

$P_{int}$	1.0, 0.4 MPa
$P_{ex}$	0.2, 0.08 MPa
$x$	0.0~0.08
$N$	2000~5000
Working fluid	Saturated water or wet steam

#### 4.1 臨界流量에 對한 檢討

飽和蒸氣-飽和水的 二相流가 吸入孔 혹은 漏泄通路를 通過할 때 流出路前後的 壓力差에 의한 蒸發을 同 伴하여 乾度가 變化한다. 이와같은 경우 兩相이 熱力學的 平衡狀態에 있다고 假定하여 式 (9)에 의한 吸入 流量計算結果의 一例를 Fig. 10에 나타낸다. Fig. 10으로부터 壓力比가 低下함에 따라 流量은 增加하지만 어느 壓力比에서 最大值를 취한다. 이點에서의 壓力이 臨界壓力  $P_c$ 이며, 이때의 流量이 臨界流量  $G_c$ 이다. 臨界壓力 以下에서의 吸入流量은 臨界流量과 同一값을 갖는다. 式 (9), (10), 및 (11)에서의 吸入流量, 漏泄 流量 및 吐出流量의 計算에 있어서 臨界壓力은 上記와 같은 方法으로 計算, 臨界流量을 考慮한다.

#### 4.2 指壓線圖에 對한 檢討

吸入孔, 吐出孔의 形狀 및 容積比等의 膨脹機仕樣으로 부터 定해지는 內部壓力比와 實際의 運轉壓力比가 다를 경우에는 過膨脹 혹은 不足膨脹等의 現狀이 일어난다. Fig. 11은 吐出壓力을 一定하게 하고 吸入壓力

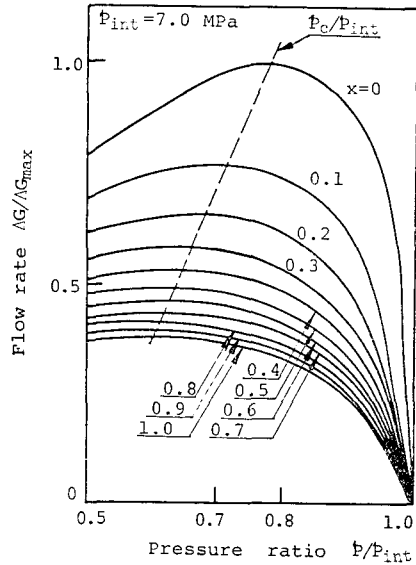


Fig. 10 Effects of  $P/P_{int}$  on flow rate with change of quality

을 變化시킨 경우인 不足膨脹, 理想膨脹 및 過膨脹의 各各에 對한 指壓線圖의 典型的인 例를 나타낸 것이다. 不足膨脹의 경우는 熱媒體가 膨脹機에 供給한 量에 비해 膨脹機가 얻어내는 量이 적으며, 膨脹이 끝난 時點에서의 壓力이 設定한 吐出壓力 보다 높은 狀態에서 吐出해 버린다. 理想膨脹은 膨脹機가 熱媒體가 外部로부터 가지고 들어온 量을 充分히 얻어내어 膨脹이 끝난 時點에서의 壓力이 設定吐出壓力과 一致하는 경우로서 바람직한 膨脹이다. 또한 過膨脹은 膨脹이 끝난 時點에서의 壓力이 設定吐出壓力보다 낮아 既吐出된 熱媒體가 逆漏泄되어 들어오는 狀態이므로 過膨脹이 일어난 部分만큼 負의 功을 하는 것이 된다.

#### 4.3 壓力比의 影響

Fig. 12은 스크루우 膨脹機 出口壓力을 一定히 하고 入口壓力을 變化시킨 경우의 指壓線圖를, Fig. 13은 이때의 內部效率 및 體積效率의 變化를 表示한 것이다. Fig. 12에서 吸入壓力이 어떤 압력 以下로 낮아지면 過膨脹이 일어나, 그것에 의해 線圖일이 減少하며, 반대로 吸入壓力이 커지면 膨脹이 不充分的 것을 알 수 있다. 이와같은 過膨脹 혹은 不足膨脹에 의한 內部效率의 減少를 Fig. 13에서 확실히 알 수 있다. 즉 吸入, 吐出의 壓力比가 클수록 하나의 回轉子體積속 吸入

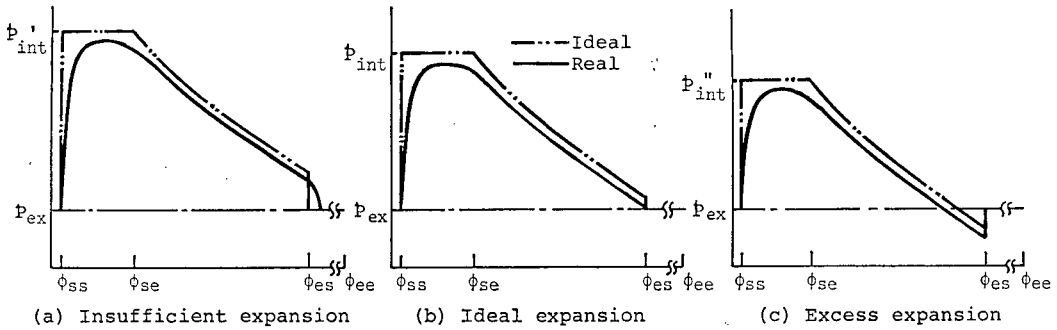


Fig. 11 Typical indicator diagram

하는 熱媒體가 增加하여 膨脹이 不充分하게 되므로 內部效率이 減少한다. 또한 內部效率이 最大值가 되는 壓力比보다 작아지는 경우에는 過膨脹에 의한 線圖의 減少가 內部效率을 低下시킨다. 體積效率은 吸入壓力가 增加와 함께 向上하고 있다.

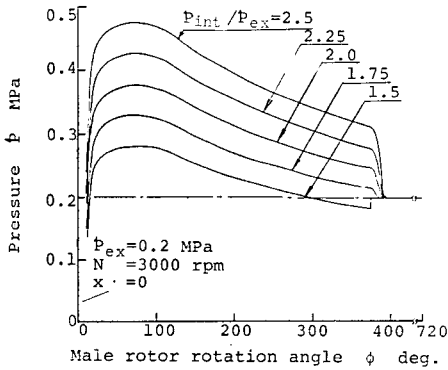


Fig. 12 Variation of indicator diagram due to pressure ratio  $P_{int}/P_{ex}$

4.4 乾度의 影響

Fig. 14 는 吸入壓力  $P_{int}=0.4$  MPa, 吐出壓力  $P_{ex}=0.2$  MPa 일때 入口熱媒體의 乾度를 變化시킨 경우의 指壓線圖의 變化를 나타낸다.  $P_{int}/P_{ex}$  이 壓力比가 2 일때 乾度  $x$  가 0.01 을 넘어서면 過膨脹의 現象이 일 어나고 있는 것을 알 수 있다. 過膨脹이 일어나지 않는 범위에서 膨脹機性能에 미치는 乾度의 影響을 檢討 하기 위해 吸入과 吐出壓力比  $P_{int}/P_{ex}$  를 5 로 높여 解析을 하였다. Fig. 15 는  $P_{int}/P_{ex}=0.4/0.08=5$  의 경우 乾度가 指壓線圖에 미치는 影響을 나타내고 있다. Fig. 16 은  $P_{int}/P_{ex}=1.0/0.2$  및  $0.4/0.08$  의 경우에 대해 內部效率 및 體積效率에 미치는 乾度의 影

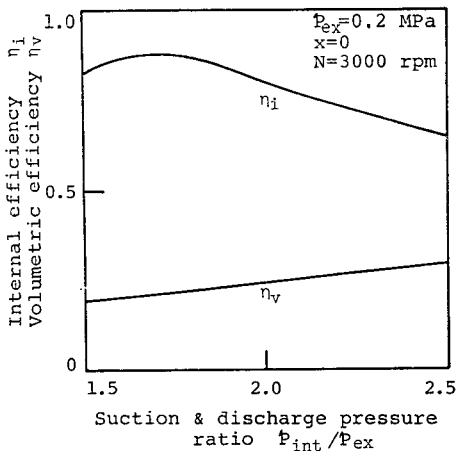


Fig. 13 Effect of pressure ratio  $P_{int}/P_{ex}$

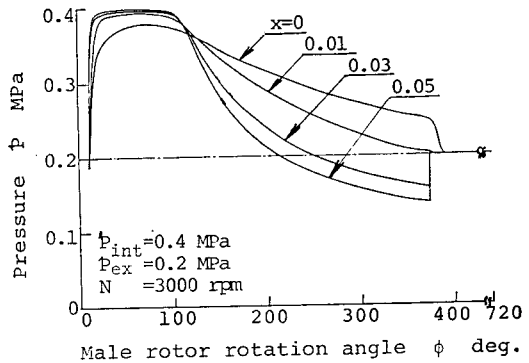


Fig. 14 Variation of indicator diagram due to quality (1)

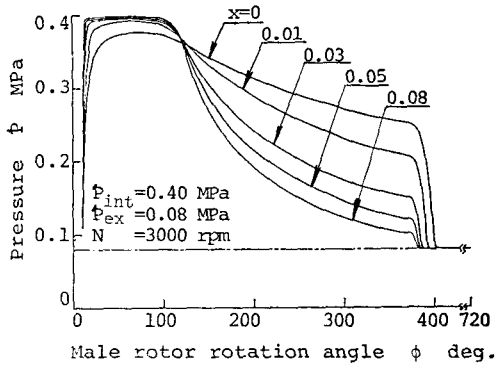


Fig. 15 Variation of indicator diagram due to quality (2)

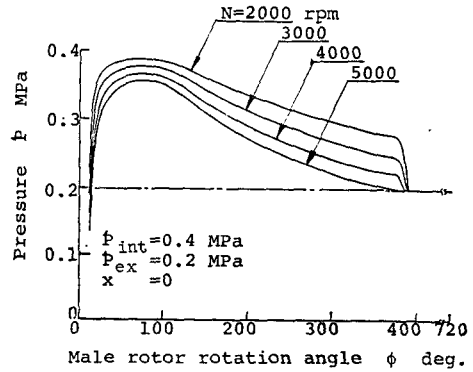


Fig. 17 Variation of indicator diagram due to male rotor revolution

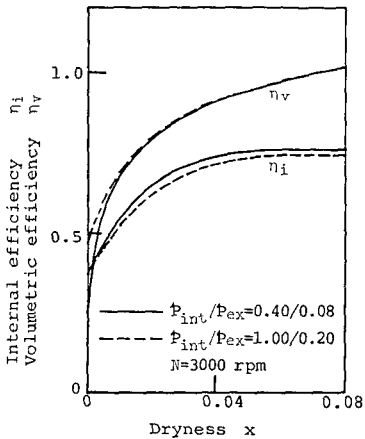


Fig. 16 Effect of dryness

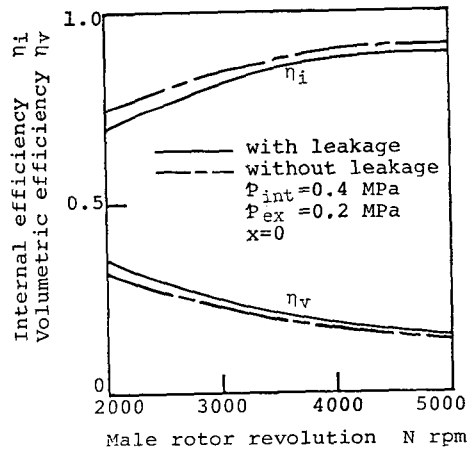


Fig. 18 Effect of male rotor revolution

響을 나타낸다. 乾度가 클수록 入口熱媒體의 密度가 낮아지므로 式 (9)에서 入口熱媒體의 엔탈피  $h_{int}$ 가 증가하여 體積效率을 向上시킨다. 內部效率은 乾度增加와 함께 증가 하고 있으나 어떤 乾度以上에서는 거의 變化하지 않고 있다. 이와같은 現象은 低乾度域에서는 吸入熱媒體의 膨脹이 극히 不充分하므로, 높은 內部에 너지를 갖고 있는 熱媒體가 그냥 吐出해 버리기 때문에 內部效率이 낮다. 高乾度域에서는 不足膨脹에 의한 損失은 減少하지만, 반면 線圖일이 減少하여 서로 相殺되므로 內部效率의 變化는 크지 않다. 吸入과 吐出의 壓力比가 同一值임에도 불구하고 吸入壓力이 높을 쪽이 體積效率은 다소 높은 값을 나타내고 있으나 內部效率은 약간 낮다. 이것은 高壓力수록 吸入壓力과 吐出壓力 사이의 엔탈피차가 크기 때문이다.

#### 4.5 回轉數와 漏泄의 影響

Fig. 17은  $P_{int}/P_{ex}$ 가 0.4/0.2, 乾度가 0인 경우 回轉數에 의한 指壓線圖의 變化를, 또한 Fig. 18은 그 때의 內部效率 및 體積效率의 變化를 表示한다. Fig. 17에서 回轉數가 클수록 吸入孔에서 壓力損失이 큰 것을 알수 있다. 또 Fig. 18에서 回轉數增加와 함께 吸入孔에서 熱媒體가 吸入되기 어려워지며, 各 漏泄通路에서의 漏泄量도 減少하기 때문에 體積效率이 低下한다. 內部效率은 回轉數增加와 함께 向上하지만, 高回轉域에 있어서는 그 增加率이 減少한다.

이것은 低回轉域에서는 漏泄에 의한 非可逆損失과 不足膨脹에 의한 損失의 影響이, 高回轉域에 있어서는 吸入時의 壓力損失의 影響이 크기 때문이다. 또한 Fig.



18에서 1點鎖線으로 표시한 바와 같이 漏泄이 內部 效率를 減少시키는 반면 體積效率를 增加시킨다는 것을 알 수 있다. 이것으로부터 漏泄이 스크루우膨脹機의 性能에 미치는 影響이 크므로, 摩擦損失를 增加시키지 않으면서 漏泄通路의 틈새를 最小로 하는 最適 틈새에 對한 研究가 要求된다.

## 5. 結 論

熱水 혹은 濕蒸氣 등의 低質에너지로부터 動力을 얻어내는 스크루우 膨脹機의 性能解析을 수행하여 다음 사항을 明白히 하였다.

- (1) 吸入壓力와 吐出壓力의 比  $P_{int}/P_{ex}$  에 의한 內部 效率의 變動은 어떤 壓力比에서 最大值를 취하지만, 體積效率는 壓力比增加와 함께 向上한다.
- (2) 入口熱媒體의 乾度의 增加와 함께 內部 效率는 向上하지만, 어떤 乾度에서부터 거의 變化가 없다. 體積效率는 乾度의 增加와 함께 急激히 增加한다.
- (3) 回轉數  $N$ 를 增加시키면 體積效率는 低下하지만 內部 效率는 向上한다.
- (4) 膨脹機內에서의 過膨脹 혹은 不足膨脹이 膨脹機 性能에 미치는 影響이 크기 때문에 吸入熱媒體의 物性 值 및 運轉條件에 맞는 最適形狀의 設計가 必要하다.
- (5) 스크루우 膨脹機에 對한 解析을 수행하여 3000 rpm에서 內部 效率를 約 80% 정도 얻음으로, 將來 動力發生機로서 實用化의 可能性을 確認하였다.

## 후 기

本 研究의 計算을 수행함에 있어서 日本 北海道大學

大型計算機센터를 이용하였음을 附記하여, 이에 감사의 뜻을 표한다.

## 參 考 文 獻

- (1) R.F. Steidel, H. Weiss and J.E. Flower, Performance Characteristics of the Lysholm Engine as Tested for Geothermal Power Applications in the Imperial Valley, *Journal of Engineering for Power*, Vol. 104-1, pp. 231~240, 1982
- (2) T. Fujii, K. Akagawa, S. Takagi and M. Takeda, Performance of A Here's Turbine Using Two-phase Mixture As a Working Fluid, ASME-JSME Thermal Engineering Joint Conf. Proc. pp. 199~206, 1983
- (3) 土方邦夫, 森康夫, 回轉式二相相流膨脹機의 試作, 日本機械學會論文集, 第 48 卷, 第 452 號 B, pp. 160~167, 1979
- (4) 谷口博, 工藤一彦, 朴日煥, 笠原敬介, 熊澤四郎, 스크루우式二相相流膨脹機의 性能解析(第 1 報), 日本機械學會論文集, 第 51 卷, 第 467 號 B, pp. 2471~2478, 1985
- (5) 谷口博, 工藤一彦, 朴日煥, 笠原敬介, 熊澤四郎, 스크루우式二相相流膨脹機의 性能解析(第 2 報), 日本機械學會論文集, 第 52 卷, 第 474 號 B, pp. 910~918, 1986
- (6) 日本機械學會編, 機械工學便覽改訂 第 6 版, 力學・機械力學, pp. 3~22, 日本機械學會編, 東京, 1984
- (7) 日本機械學會蒸氣表(1980), pp. 106~123, 1980