

스크류 冷凍機

前川製作所 笠 原 敬 介

(冷凍 第45卷 第518號)

咸 元 植 譯

1. 序 言

스크류壓縮機가 冷凍機로서 처음 使用되기 始作한 것이 10年 以上이 되는데 初期에는 世界에서 그 使用例가 極히 적었다.

그러나 最近 數年間に 冷凍機로서 漸次 높은 評價를 認定받게 되어 國內에서는 모두 産業用的 低温用 大型冷凍機로서 活躍하게 되었다. 또한 産業用 小型冷凍機의 分野 및 空調用的 大型 또는 小型冷凍機의 分野에 이르기 까지 멀지 않은 장래에 大量 補給되리라 생각된다. 이들 應用分野의 開拓이 進前되다 同時에 스크류齒形의 改良에 依한 性能向上과 生産技術의 改善面에서도 날로 向上되고 있다. 筆者는 三年前에 『冷凍』 第473號에 스크류冷凍機의 概要에 對해서 말했다. 本號에서는 最近 스크류 冷凍機에 대해서 紹介하고 먼저 記述하지 않은 點에 대해서도 補充하고자 한다.

2. 冷凍機의 分類

吸收式, 吸着式, 蒸氣眞空式등의 特殊冷凍法에 比해서 效率이 높기 때문에 널리 사용되고 있는 蒸氣壓縮式 冷凍機에는 表 1과 같이 많은 形이 있다.

본표에서 스크류冷凍機는 高速多氣筒壓縮機와 같은 往

表 1. 蒸氣壓縮式冷凍機의 分類

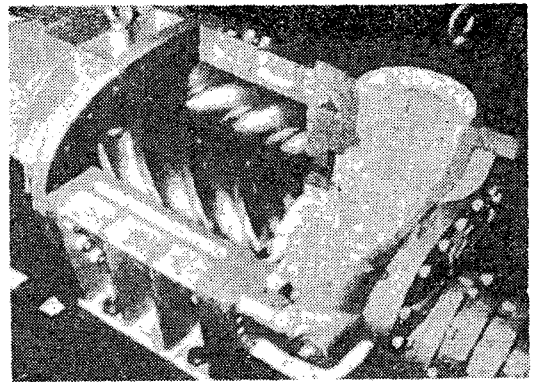
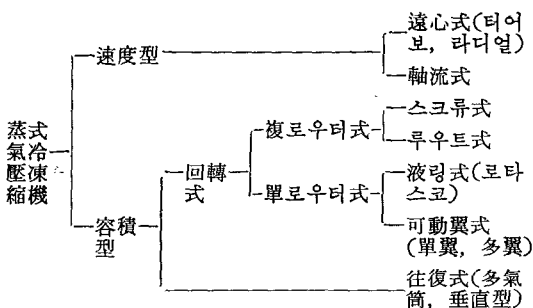


그림 1. 케싱안의 로우터

復式처럼 容積型에 속해 있는데 速度型的 遠心式 冷凍機와 같이 回轉式도 된다.

往復式 壓縮機의 피스톤 上下運動이 스크류 壓縮機에서는 나사의 回轉運動으로 되어 있다. 나사가 回轉함에 따라 맞물리는 나사의 空間容積이 變化되므로서, 한 方向에서 다른 方向으로 가스가 吐出된다.(그림1 參照)

3. 油噴射式 스크류冷凍機

스크류 壓縮機는 처음에는 無給油式으로서 發達했다. 암·수로우터 사이 및 케싱 사이에 固體摩擦이 全然 없이 完全한 無給油의 狀態로 가스를 壓縮할 수 있도록 타입잉 기어가 붙어 있다. 따라서 이와 같은 長點이 發揮되는 分野에 있는 酸素, 水素, 都市가스 壓縮 등의 用途로 制限되었다.

다른 冷凍機의 最初開發도 無給油式이었다. 無給油式 壓縮機에서는 回轉速度가 8,000~12,000 RPM으로 수로우터의 周速度는 50~120 m/sec에 達하지만 壓力差는 一般으로 4kg/cm² 內外, 二段이라도 10kg/cm² 內外 밖에 壓縮되지 않는 것이 一般的이다.

No.	品名
1.	본체
2.	평행핀
7.	석송카피
10.	플럭
11.	플럭
12.	플럭
15.	베어링·헤드
21.	베어링·카버
24.	평행핀
27.	盲카버
30.	M로우터
31.	F로우터
32.	메인·베어링
33.	사이드·베어링
34.	스톱링
35.	밸런스·피스톤
38.	밸런스·피스톤
40.	O링
42.	스톱링
43.	스리스트·베어링
44.	베어링용·넛트
45.	베어링용·워셔
46.	스리스트·베어링 받침쇠
47.	스리스트·베어링 調整워셔
67.	엔로우터·슬라이드밸브(1)
68.	엔로우터·슬라이드밸브(2)
69.	엔로우터·슬라이드밸브(3)
70.	엔로우터·슬라이드밸브(4)
71.	엔로우터·슬라이드밸브 가이드링
74.	엔로우터·실린더
78.	엔로우터·피스톤
79.	O링
80.	캘시일
81.	엔로우터 풋쉬파이프
83.	스톱링
85.	홀이 달린 핀
86.	엔로우터·카버
89.	엔로우터·스프링
90.	엔로우터·원통지시계
97.	오일·인젝션파이프
99.	가이드·볼력
100.	가이드·볼력
101.	O링

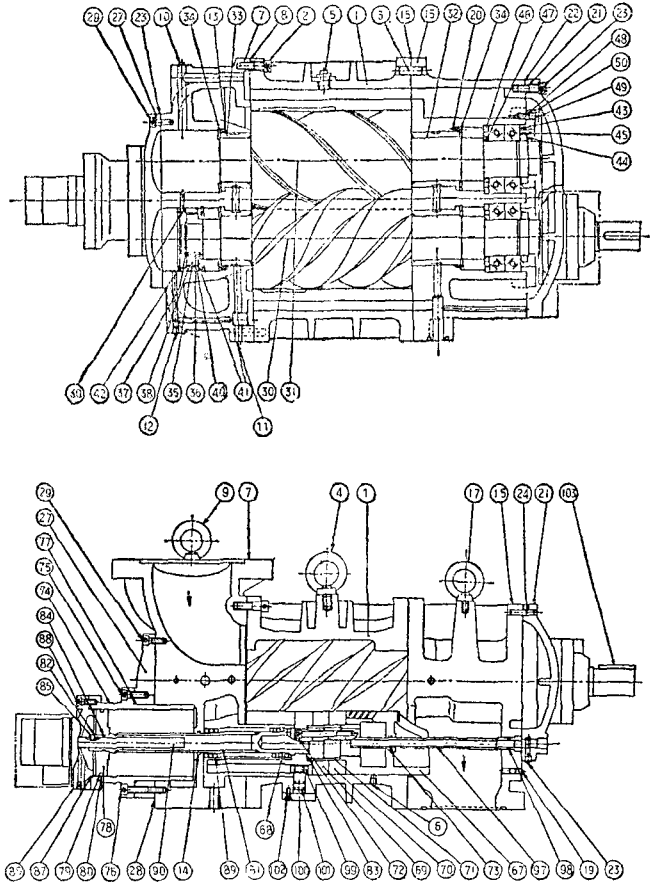


그림 2. 壓縮機의 本體斷面圖

그러나 回轉式 壓縮機에 오일을 噴射해서 性能이 改善된 것과 같이 스크류壓縮機에서도 이 方法을 採用해서 效果를 높일 수가 있었다. 즉 3,000~3,600 RPM의 二極모터의 低速回轉에서도 高壓力差에 충분히 견디고, 壓力差의 上限은 一段으로 普通 30 kg/cm² 이다.

現在 스크류冷凍機는 거의 오일분사식이다. 齒型의 一部는 傳導齒型을 形成하고 타임잉 기어를 省略하고 있다.

平行的 나사로우터가 케이싱내에 들어 있어 스리스트에 대해서는 밸런스 피스톤을 써서 앵글러 볼베어링에 作用하는 荷重을 再次 輕減하고 있다. (그림2 참조)

4. 스크류 나사齒形

4.1 대칭형 齒型

스크류 나사형에 대해서는 이천에도 그 概要를 記述

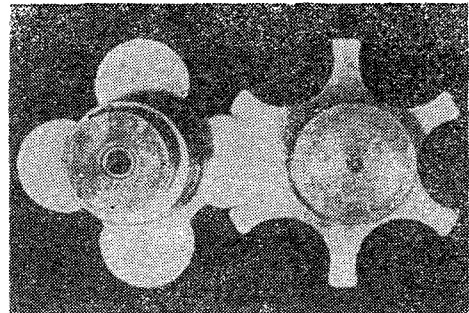


그림 3. 對稱型 齒型

한 바와 같이 긴 리이드를 가진 암·수 2개 로우터의 나사가 맞물리고 있다. 대개 볼록彎曲의 단면을 갖는 複數나사型의 圓弧部의 대부분이 피치서어클에서 바깥쪽에 위치하는 것이 M나사(수나사)이다. 또 오목彎曲의 단면을 갖는 複數나사型의 圓弧部의 대부분이 피

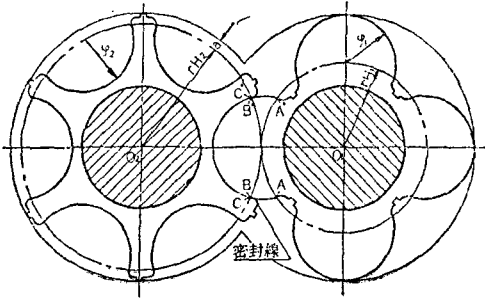


그림 4. 對稱型 齒型

치서어클에서 안쪽에 존재하는 것이 F나사(암나사)이다.

그림 3, 그림 4는 對稱型 齒型이다. 암·수로우터의 두 축은 平行이고 나사는 서로 맞물려 케이싱 내부에 流體作動室을 形成하고 있다. 양로우터가 回轉하면 한쪽 벽이 吸入側이 되고 다른 한쪽은 吐出側이 된다. 나사의 嚙角은 300°로 리이드길이가 로우터의 길이보다 길기 때문에 로우터 一回轉에서 吸入, 壓縮, 吐出 過程이 同時에 行하여진다. 그림 4는 로우터지름이 同一한 圓弧로 이루어진 대칭형 齒型이다.

M(수)로우터의 곡선 BB'와 F(암)로우터의 곡선CC'는 모두 반지름 ϕ_1 인 圓弧이다. M로우터의 곡선 AB, A'B'는 F로우터의 CC'의 점이 각층 새로히 그리는 곡선으로서 F로우터의 피치원의 外側(또는 M로우터의 피치원의 內側)部分의 齒型을 定해준다. α 를 어텐덤이라고 한다.

現在 로우터의 嚙角은 上述한 바와 같이 300°, 로우터의 길이와 外徑과의 L/D는 1.0~1.7이다. 같은 로우터의 直徑에 대해서 로우터 길이에는 Long과 Short의 2種類가 있고 L/D의 比에 따라 두가지의 壓縮機가 만들어져고 있다.

스크류 壓縮機의 理論吐出量은 다음式으로 구해진다.

$$V_{th} = k \times D^2 \times \frac{L}{D} \times 60n$$

이 때 V_{th} ; 理論吐出量(m^3/h) n ; 回轉數(rpm)

k ; 齒型에 依한 定數

D ; 로우터의 直徑(m)

L ; 로우터의 길이(m)

現在의 機種에 使用되고 있는 어텐덤齒形에서의 k 值는 0.476이다.

그림 4에 表示한 바와 같이 로우터의 맞물림에 의해서 吸入側으로 부터 나사홈 마다 밀폐시키는 密封線이 形成된다. 로우터의 回轉에 의해서 密封線은 移動하고 나사홈의 體積은 減少한다. 따라서 壓縮行程이 形成된다. 一定한 設計容積比로 壓縮할 때까지는 吐出口에 대해서 閉塞狀態를 계속한다. 토출구는 設計容積比에 對應해서 形成되기 때문에 이 용적비까지 壓縮되었을 때 압축가스는 吐出口로 부터 吐出된다. 즉 스크류 壓縮機에서는 吐出側에 吐出口만으로 弁機構없이 吸入, 壓縮, 吐出의 各 過程이 行하여진다.

上記의 設計容積比(Built in Volume Ratio)는 V_i 로 表示한다. 斷熱壓縮을 行할 경우에 設計容積比와 設計壓縮比와의 關係는 다음과 같다.

$$V_i = \frac{V_1}{V_2}$$

$$\pi = \frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^n$$

여기서 V_i ; 設計容積比

π ; 設計壓力比

V ; 容積

P ; 壓力

n ; 斷熱指數

1; 最初의 狀態

2; 最後의 狀態

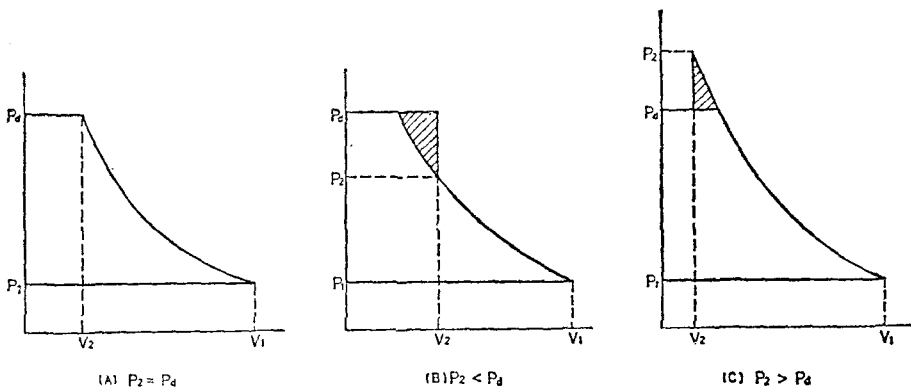


그림 5. 스크류 壓縮機의 PV 線圖

그림 5는 스크류 壓縮機의 PV線圖이다. 그림의 (A)는 最終壓力 P_2 와 吐出管內 壓力 P_d 가 같은 理想的인 境遇를 表示하고 (B) 및 (C)는 各己 P_2 가 P_d 보다 낮은 경우와 높은 경우를 表示하고 있다. (B) 및 (C)의 경우는 氣의 壓縮일을 表示하는 PV線圖上의 面積은 (A)의 경우보다 크게 되어 多少 餘분의 일이 消費된다. 따라서 스크류 壓縮機에서는 P_2 와 P_d 가 대개 같아지도록 로우터의 回轉角에 對하는 吐出口의 位置를 事前 設計할 때 決定한다. 一般冷凍機의 範圍에서는 吐出口의 種類를 V_i 가 2.6, 3.6, 5.8의 三段階로 分類해서 各各 低壓縮比用, 中壓縮比用, 高壓縮比用으로 區分한다. 주어진 冷凍使用條件에서 가장 適當한 性能이 얻어지는 V_i 值를 選定한다. 冷凍使用條件에서는 前記의 設計壓縮比는 5~20이 普通이고 이에 對한 로우터의 齒數로는 M4枚, F6枚가 一般의이다.

π 가 적은 부우스터 專用的 경우는 M3枚, F4枚의 組合 또는 M4枚, F가 5枚의 組合으로 設計될 수 있다. 로우터徑이 같으면 齒類가 적을수록 壓縮容積은 크게 되기 때문이다. 이와는 反對로 π 가 20 以上の 高壓縮比用에서는 M6枚, F8枚로 組合한 것도 있다. 나사齒型의 클리어런스를 一定히 하기 爲하여 로우터形狀을 變化시키지 않는 性質이 必要하다. 其他 로우터의 生産性 등을 考慮해서 上記와 같이 M4枚, F6枚의 齒數를 가진 로우터가 一般的으로 採用되고 있다.

또 오일이 로우터 사이의 틈을 밀폐할 때 密閉壓力의 限界가 存在한다. 吐出壓力의 使用限界를 앞으로 向上시키기 위해서는 噴射오일의 種類, 오일量, 噴射의 位置 등을 研究하고 로우터材料의 選擇에도 注意하지 않으면 안된다.

4.2 非對稱型 齒形

스크류 冷凍機의 效率에는 로우터의 回轉數, 直徑, 길이, 吐出口의 크기 外에 油量등도 關係된다. 이들 條件이 一定한 境遇에 體積效率과 壓縮效率을 높이기 위해서는 로우터의 外周邊 및 로우터의 接合部分에서 冷媒 氣의 누설을 減少시키는 것이 가장 重要하다. 그래서 本質적인 齒型의 研究가 行하여 졌다.

그 研究結果 얻어진 것이 그림 6에 보는 바와 같은 非對稱型 齒型인 것이다.

로우터지름이 큰 大型 스크류 冷凍機는 원래 效率이 높다. 따라서 非對稱齒形으로 했을 경우에는 效率增大的 效果는 比較的 적이다.

小型 스크류 冷凍機에서는 로우터의 지름이 작아 氣의 누설율이 크기 때문에 回轉數를 增大함으로서 補償하고 있다. 이 小型의 경우에 對稱齒形을 非對稱齒形으로

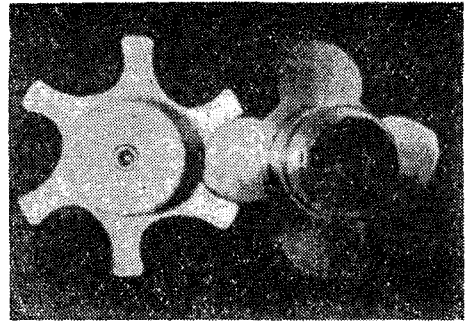


그림 6. 非對稱型 齒形

로 하면 體積效率 및 壓縮效率이 10%程度 增大한다. 따라서 非對稱齒形은 主로 小型 스크류 冷凍機에서 利用하기 始作했다.

對稱型 齒形에서 M4枚 齒로우터를 驅動側으로 하는 直結運動으로 하면 60짜이클의 경우에 3,600 rpm 된다. 牙徑 F6枚齒 로우터를 驅動側으로 해서 M4枚齒 로우터를 從屬側으로 하면 5,400 rpm으로 할 수가 있다. 그러나 對稱型 齒形에서는 齒形의 耐摩耗性의 觀點에서 F驅動은 不適當하다. 이와 反對로 非對稱型 齒形에서는 耐摩耗性을 考慮해서 M驅動이 可能한 齒形으로 設計되어 있다. 따라서 M驅動의 경우보다 排出量이 50% 더 큰 驅動을 할 수 있다. 이것은 增速기어 없이 增速시키는 것과 같은 結果가 된다.

5. 스크류 冷凍機의 特性

5.1 性能에 미치는 V_i 의 영향

前述한 設計容積比 V_i 가 2.6, 3.6, 5.8 등으로 變化했을 때 스크류 冷凍機의 性能이 어떤 영향을 받는 가를 Mycom 스크류 冷凍機 N 200 L를 例로 表示하면 그림 7과 같이 된다. 이 그림에서는 蒸發溫度 T_c 및 凝縮溫度 T_s 의 變化에서 冷凍能力 및 軸動力이 어떤 관계로 變化하는가를 表示하고 있다.

그림 8은 T_c, T_s 가 주어졌을 때 V_i 가 2.6 및 5.8의 경우에 3.6의 경우를 基準한 冷凍能力의 變化比率를 T_c 및 T_s 의 函數로서 表示한 것이다. 이 그림은 體積效率의 變化比率를 나타내고 있다. 또한 軸動力에 미치는 影響에 대해서는 壓縮效率 代身에 카르노效率을, 이것과 T_c 및 實際의 壓縮比 P_d/P_s 와의 關係를 表示한 것이 그림 9이다. 그림에 나타난 카르노效率은 實際 冷凍能力과 軸動力에서 求한 效率과, 理想的인 카르노사이클 效率과의 비이며 다음 式으로 求할 수 있다.

$$\eta_{cf} = \frac{3.320}{860} \times \frac{R}{kw} \times \frac{T_c - T_s}{T_s}$$

여기서 η_{cf} : 카르노效率

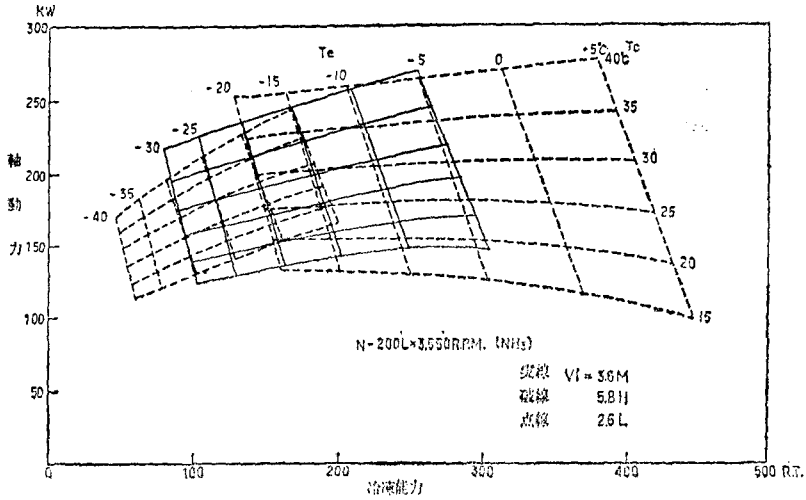


그림 7. 스크류냉동기의 성능

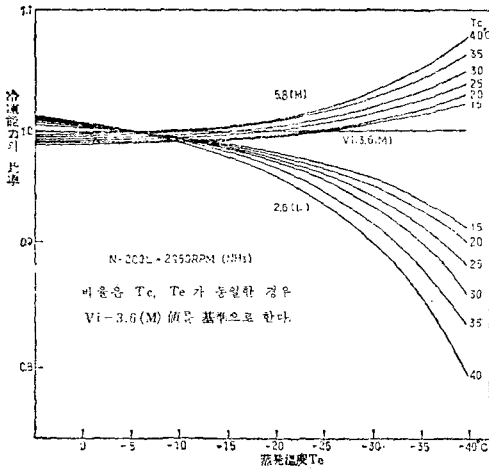


그림 8. 設計容量比에 의한 冷凍能力的 변화

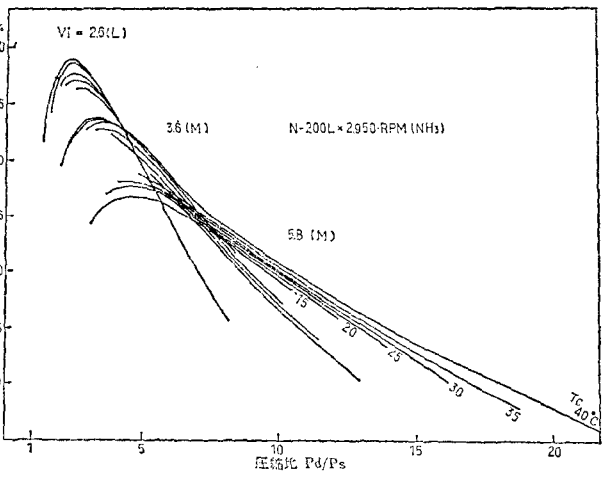


그림 9. 스크류냉동기의 카르노 효율

R ; 冷凍能力(RT)
 kw ; 軸動力(kw)
 T_c, T_e ; 絕對溫度인 T_c, T_e .

壓縮效率는 體積效率를 考慮한 理論 軸動力과 實際 軸動力의 比로 定義되며 그림9와 대개 같은 關係가 成立된다. 다만 同一狀態에서의 壓縮效率值로서 5~15% 큰 値가 얻어진다.

5.2 機構의인 特性

스크류냉동기에서는 往復動冷동機에 必要한 吸入밸브와 吐出 밸브가 없다. 따라서 밸브의 開閉에 따르는 損失, 밸브의 리프트 및 流體抵抗에 의한 損失이 없으며 또 밸브의 機構의인 故障도 全然 없다. 한편 크랭크샤프트, 피스톤링, 피스톤, 로드와 같은 部分品도 없어진다. 단지 로우터를 支持하는 저어닐메탈, 슬라이드

베어링, 미케니컬시일 뿐이다. 密閉型에서는 미케니컬시일도 없다. 따라서 往復式 冷동機의 경우와 比較하면 밸브가 있으므로 發生되는 故障은 全然 없으며, 摺動으로 基因하는 故障도 極히 적다.

스크류冷동機에서는 $3 \times 10^4 \sim 5 \times 10^4$ 시간이 되면 오우버허일을 하는 것이 一般的이다. 이 값은 高速多氣筒壓縮機의 $8 \times 10^3 \sim 1 \times 10^4$ 시간에 比하여 크게 增加하고 있다 스크류冷동機에서는 故障이 極히 적어서 運轉員에 대해서 높은 信賴度를 實證하고 있다.

5.3 오일 噴射

오일噴射는 그림 9에 나타난 로우터가 맞물리기 始作하는 部分에 있는 오일噴射口에서 행하여진다. 스크류冷동機에서 하는 오일의 内部噴射의 利點은 다음과 같다 첫째; 로우터의 틈에서 오일은 기밀성을 가지므로 가

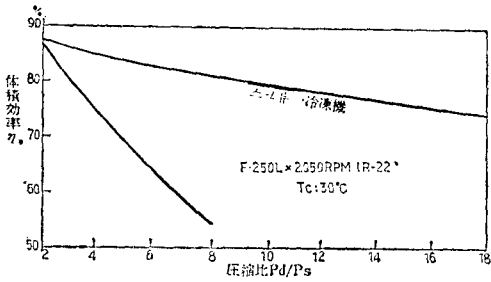


그림 10. 크류의 고속다기통의 體積效率의 比較

스의 누설을 減少시키며, 큰 壓力差 또는 壓縮比로 높은 體積效率을 最大로 유지할 수 있다. 또한 壓縮가스가 吐出時에 클리어런스도 없기 때문에 高速多氣筒壓縮機에 比해서 損耗 良好하게 된다.(그림 10참조)

둘째로 오일은 壓縮熱을 吸收하므로 높은 壓縮比에도 吐出家의 溫度를 恒常 80°C 以下로 유지시킬 수 있다 이것은 등온압축에 가까워지게 하므로 軸動力의 減少에 도움이 된다. 또한 슬라이드베어링, 로우터본체, 슬라이드機構의 熱應力의 發生을 억제하고 있다.

其他 오일의 潤滑效果에 의한 로우터의 마찰감소, 로우터의 맞물림에 의해서 생기는 騒音의 防止등에도 效果가 있다. 吐出가스內에는 冷媒가스와 오일이 混合되어 있고, 同一 溫度條件에 관계없이 油冷却器의 負荷는 理論的으로 下記의 熱平衡式으로 計算 할 수 있다.

$$M_{gas} \cdot C_p \cdot gas (T_d - T_s) + M_{oil} \cdot C_p \cdot oil (T_d - T_{oil}) = 860KW$$

여기서 M_{gas} : 가스循環量(kg/h)

M_{oil} : 油循環量(kg/h)

$C_p \cdot gas$: 가스比熱(Kcal/kg°C)

$C_p \cdot oil$: 油의 比熱(Kcal/kg°C)

T_d : 吐出가스의 溫度(°C)

T_s : 吸入가스의 溫度(°C)

KW; 軸動力(kw)

우선 上 式에서 吐出가스의 溫度를 求한 다음, 이 값을 使用하여 上 式 左邊 第一項에 表示된 油冷却器의 負荷를 求하면 된다.

壓縮負荷는 冷凍能力과 軸動力에 相當하는 熱量과의 合이기 때문에 壓縮器의 設計는 壓縮器負荷에서 油冷却器의 負荷를 除하여야 한다. 油冷却器의 冷却方式은 水冷, 空冷 또는 冷媒直膨式이 있다. 油噴射는 大型 冷凍機에서는 油噴射를 使用하고 있으며 小型 冷凍機에서는 油噴射를 使用하지 않고 油分離器의 壓力差를 利用하여 噴射시키고 있다.

5.4 容量制御

스크류冷凍機의 容量制御方式으로는 유압 액추에이터로 驅動하는 슬라이드밸브 無段制御方式을 利用한 것이

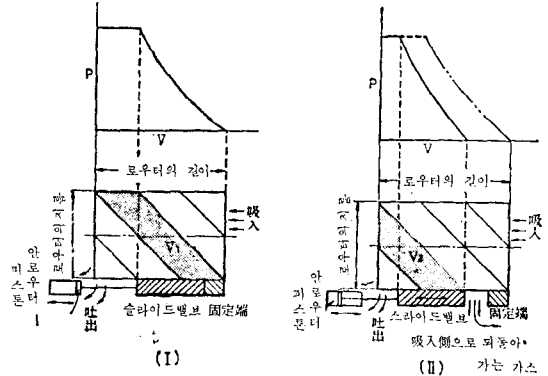


그림 11. 容量制御의 原理圖

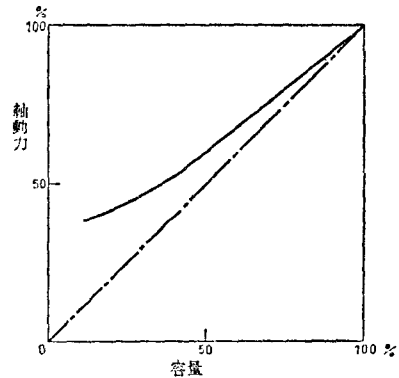


그림 12. 容量制御特性圖

普通이다. 다만 油壓式 代身에 토오코모터를 쓰는 수도 있다. 冷凍能力을 100%에서 10%內外까지 連續的으로 制御할 수 있다.

그림 11은 容量制御의 原理를 表示한 그림이다. 그림 (I)은 100% 負荷運轉의 경우를 나타내고, 齒窩空間容積 V_1 의 가스는 全部 吐出된다. 容量이 減少하면 그림의 (II)에 表示하는 바와 같이 슬라이드밸브는 吐出方向으로 平行移動해서 吸入側端面에 클리어런스를 形成한다. 回轉에 따라 로우터의 密封線이 吸入側에서 슬라이드밸브 끝부분까지는 齒窩사이의 가스는 吸入側과 바이패스回路를 形成한다. 즉 클리어런스의 길이 만큼 로우터의 길이에 따라서 스트로우크가 짧아진다. 齒窩空間容積은 V_1 에서 V_2 로 減少되므로 吐出量이 減少하게 되는 것이다.

運轉條件이 주어진 경우의 容量(冷凍能力)과 軸動力과의 減少比率關係를 表示하는 特性에 대한 一例를 그림 12에 나타낸다.

容量 50% 以上에서는 軸動力은 容積에 대개 比例해서 減少하고, 軸動力은 매우 理想的으로 節約된다. 또한 容量制御 特性은 엄밀히 로우터의 지름, 吐出口의

形成, 슬라이드밸브의 通過抵抗, 運轉壓力 및 冷媒의 種類 등에 의해서도 變化된다. 그림 3에 容量制御裝置의 內部構造를 보여 주고 있는데 이 裝置는 起動토크의 輕減에도 쓰인다.

6. 스크류冷凍機의 形式

6.1 開放型

스크류冷凍機는 大型이건 小型이건 現段階에서는 開放型이 普通이다. 大型 冷凍機는 모오터의 容量이 크게 되고 또 冷媒가 암모니아의 경우는 모오터의 絶緣성때문에 필연적으로 開放型이 된다. 모오터의 容量으로는 2,000 KW 까지 있다. 電動機 代身에 엔진에 直結 또는 増速하는 것 또는 터어빈驅動도 있다. 大型에는 3,000~3,600 rpm, 小型은 3,000~6,000 rpm 이 一般的이다. (그림 13참조)

開放型에서는 미케니컬시일로 軸部分의 氣密을 유지한다. 플렉시블·카플링을 거쳐서 直結 또는 기어増速으로 驅動된다. 容積型 壓縮機이기 때문에 암모니아의

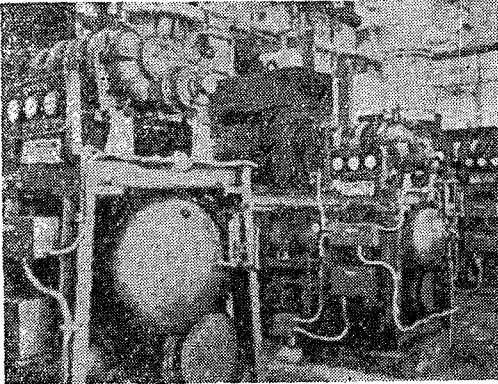


그림 13. 開放型 스크류冷凍機

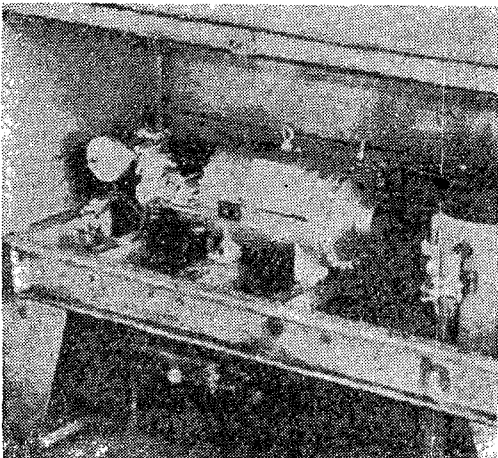


그림 14. 密閉型 스크류冷凍機

에 R-12, R-22, R-502, R-504 등의 프레온冷媒도 쓸 수 있다.

6.2 密閉型

小型 스크류冷凍機는 프레온冷媒를 사용하는 密閉型도 實用化되고 있다. 다만 極히 小容量의 것을 除外하고는 嚴格히 半密閉型이다. 壓縮機는 모오터에 비해서 極히 작아서 모오터 카버에 설치하여 모오터베이스에 고정시키는 것만으로 설치될 수 있다. (그림 14 참조)

모오터는 冷媒가스로 冷却되는 것으로 同一容量의 모오터에 비해서 크기가 작게 된다. 密閉型 스크류冷凍機로서 일찌기 開發된 것에 美國 Dunham-Bush 製의 冷房專用인 패키지 킬러가 있다. 모오터는 壓縮機의 吐出側에 있고, 吐出가스로 冷却되고 있다. 油分離器도 모오터와 함께 密閉되어 全體가 小型化되고 있는 점이 注目된다.

7. 스크류冷凍機의 使用例

7.1 高壓縮比의 運轉

單段壓縮으로서 例컨대 凝縮溫度 40°C 蒸發溫度 40°C의 경우에 암모니아冷媒 때 21.6, R-22라도 14.7과 같은 높은 壓縮比로 運轉된다.

따라서 高速多氣筒壓縮機에서는 어느 경우라도 體積效率이 35%以下로 低下해서 容量의 減少가 甚하게 된다. 또 吐出가스溫度는 암모니아의 경우 200°C 內外가 되므로 運轉이 全然 不可能하게 된다. R-22의 경우에도 吸入가스의 過熱度가 크면 120°C 以上에 達하게 된다. 이러한 高壓縮比의 경우라도 스크류壓縮機를 쓰면 單段壓縮으로 比較的 效率이 높고, 한편 吐出가스의 溫度도 낮아서 아무런 문제없이 運轉할 수 있다. 즉 상기의 경우에 體積效率은 언제나 70%로, 그리고 吐出가스의 溫度를 80°C 以下로 할 수가 있다.

一般的으로 높은 壓縮比를 必要로 할 경우에는 高速多氣筒 壓縮機로서는 당연히 二段壓縮으로 하여야 한다. 이에 따라 吐出가스의 溫度가 내려가는 것 만이 아니고 運轉效率을 높여 R. T 당 軸動力(KW/KT)이 減少된다. 이와 같이 스크류 壓縮機에서도 運轉效率을 높여 經濟運轉을 하기 위해서는 二段壓縮으로 하는것이 바람직하다. 高速多氣筒 壓縮機의 경우는 低段側 體積效率은 高段側에 비해서 壓縮比와 함께 急速하게 低下한다. 그러나 스크류 壓縮機에서는 高段側과 마찬가지로 低下는 極히 완만하다. 그래도 低段側의 體積效率 쪽이 同一壓縮比일 때는 다소 높은 편이다.

따라서 스크류壓縮機를 二段壓縮으로 하여 組合시키면 高速多氣筒 壓縮機에 비해서 冷凍能力의 低下比率은

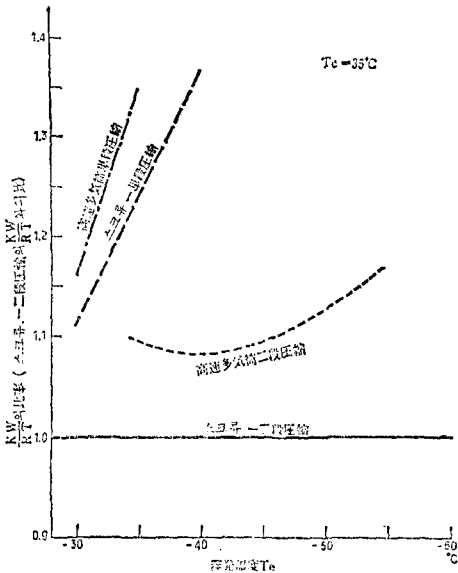


그림 15. 壓縮方式에 依한 KW/RT 의 比較

완만 해진다. 또 高低段 壓縮機 吐出量의 畵이 一定한 경우에 冷凍能力이 最大가 될 수 있는 吐出量의 比는 蒸發溫度에 따라 어느 程度 다르지만 高速多氣筒 壓縮機에서는 2.5內外이다. 한편 스크류壓縮機에서는 약간 커진다. 또 RT當 高低段 壓縮機의 軸動力의畵 KW/RT에 대해서 兩者를 比較하면 스크류壓縮機가 10% 內外 작아져 유리하게 된다. (그림 15참조)

7.2 熱펌프로서의 應用

最近 重油보일러에 의한 空氣의 汚染 및 地下水의 使用禁止 때문에 空氣熱源式 熱펌프에 依한 겨울 난방이 클로우즈업되고 있다. 冷暖房負荷가 中容量 以下일 때는 高速多氣筒 壓縮機가, 大容量에서는 遠心式 壓縮機가 熱펌프로서 使用되어 왔다. 스크류冷凍機를 熱펌프로 사용한 예는 지금까지 外國에서도 거의 없는 것 같다. 그러나 스크류冷凍機는 하기와 같은 理由로 空氣熱源式 熱펌프로서 最適하다고 사료된다.

1. 스크류냉동기에서는 밸브기구가 전연 없고 摺動部分品도 적다. 따라서 高速多氣筒 壓縮機에 비해서 故障이 極히 적고 信賴度가 매우 높다.

2. 空氣熱源의 경우 여름 냉방 때와 겨울 난방 때와는 냉동기의 운전상태에서 蒸發溫度, 凝縮溫度가 매우 다르다. 그래서 速度型의 遠心式 冷凍機에서는 冷暖房 때 모두 效率 높은 運轉을 할 수 있고 서어징을 방지하기 위하여서는 설계상 약간 곤란한 문제가 생긴다.

冷暖房 모두 스크류冷凍機로 할 경우 單段壓縮의 한 대로 充分하다. 한편 遠心式 冷凍機에서는 高溫機와 低溫機의 2臺로 並列 또는 直列運轉으로 할 必要가 있다

3. 高速多氣筒 壓縮機에 비해서 高速回轉이며 또 體積效率이 높기 때문에 大容量이 될수록 設置面積이 작아도 된다. 또 高速多氣筒 壓縮機의 경우와 같이 冷媒를 R-12, R-22를 사용 할 수 있다.

4. 容量制御가 無段階 連續的으로 行하여지기 때문에 冷暖房 때의 負荷가 대폭으로 變動하여도 그 상태로 가장 效率이 높은 運轉이 可能하다. 그리고 容積型이어서 性能이 安定하기 때문에 運轉이 쉽다.

또 마이콤會社 守谷工場 10,000 m²의 냉난방을 하기 위하여 마이콤 스크류冷凍機 F200 L을 設置하고 蓄熱槽을 두어서 스크류冷凍機가 히트컴프로서 使用可能함이 實證됐다.

8. 맺 음

스크류冷凍機는 여기서 말한 바와 같이 高速多氣筒 壓縮機처럼 容積型이지만 遠心型 冷凍機와 같이 回轉型이다. 따라서 그 性能을 推定하는 경우에 容量의 差가 크면 高速多氣筒 壓縮機의 경우와 같이 吐出量에서 比例計算으로 推定하는 것은 困難하다. 로우터의 直徑, 길이, 設計容積比, 回轉數, 齒形의 差들에 의해서 생기는 多數의 機種에 대해서도 各各 性能試驗을 實際로 하는 것을 原則으로 해야 할 것이다. 反面에 스크류冷凍機의 性能值로서 發表되고 있는 國內과 國外的 各社의 型錄值는 一般으로 比較的 信賴度가 높은 結果를 보이고 있다. 스크류冷凍機가 높은 性能 및 效率, 故障이 極히 적고 運轉員에 依해 높은 信賴度를 評價받고 있는 것은 이미 알고 있는 事實이다. 앞으로 生産性이 向上되어 産業用, 空調用등의 廣範圍한 冷凍分野에 스크류冷凍機가 進出하는 速度가 一層 促進될 것으로 생각된다.