

油壓 베인펌프 内部 回轉體의 力學的인 舉動

鄭材鍊 (全北大學校 工科大學)

金長賢* (全北大學校 大學院)

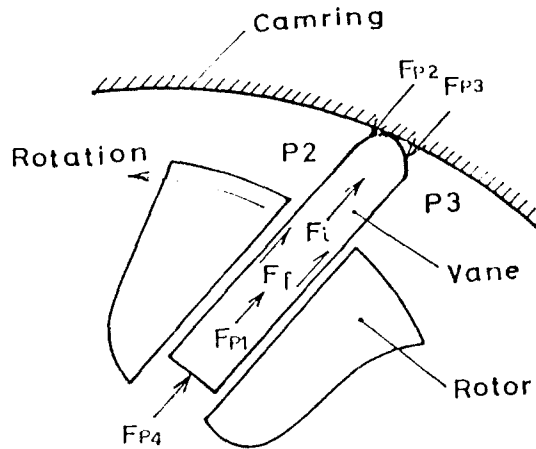
1 . 序 論

油壓 Vane pump는 camring, rotor, vane에 의하여 둘러싸인 空間體積이 rotor의 回轉과 함께 變化 하면서 pump 作用을 한다. 즉 空間體積이 增加하는 동안은 油壓이 低壓으로 되어 흡입구에서 油壓油를 吸入하고 vane의 轉換點 (vane이 가장 많이 突出한 점)을 지나면 空間容積이 減少하여 油壓油는 高壓으로 될 수 있도록 되어있다. 이때 vane은 慣性力과 粘性力 그리고 油壓油의 壓力에 의한 힘으로 vane 先端이 캠링의 內面에 密着되어 回轉 하도록 되어있다. 産業의 發展과 더불어 油壓 pump에 대한 高壓, 高速化가 갈수록 더 해지고 있는 實情으로, 이와같은 vane의 加속한 幾何學的 형상에 高荷重, 高速의 運轉條件에 대한 潤滑 設計등이 더욱 더 큰 어려움에 直面하게 되어 있다. 今後 航空機의 制御 및 로보트 分野에 대해 應用, 活用하기 위하여는 高壓化, 高效率化, 長壽命化의 確保에 關한 研究가 強力히 要求되어 進것으로 考慮된다. 이와같은 要求를 만족시키기 위해서는 pump의 體積效率를 높이는 同時에 蝕部分의 摩擦, 摩耗를 減少시키지 않으면 안된다. 그러나 本來 이들의 關係는 서로 相反되기 때문에 問題가 더욱 어렵게 되어져 왔다. 이 問題를 解決하기 위하여 베인펌프의 슬라이딩 部分, 특히 베인 先端部의 潤滑 狀態를 把握할 必要가 있으며, 이를 위해서는 蝕部分에 作用하는 作用荷重을 알지 않으면 안된다. 油壓 vane pump 베인 先端部의 潤滑 問題와 關聯된 지금까지의 研究로서는 Hibi⁽¹⁾ 등에 의한 壓力平衡型 베인모터, W.D Beck⁽²⁾, T.C Edwards⁽³⁾에 의한 베인형 콤푸렉서 Ujiie⁽⁴⁾ 등에 의한 베인형 진공펌프, Ueno⁽⁵⁾ 등에 의한 可變容量形 베인펌프의 摩擦特性에 關한 研究 및 베인 離間현상에 關한 實驗的 研究가 있다. 그러나 이와같은 研究들의 베인과 캠링 슬라이딩 部分에 關한 淸급들은 베인先端 슬라이딩 部分에 加해지는 變動 荷重이 不明確했기 때문에, 단순히 슬라이딩 部分의 面積이 작다는 이유로 彈性流體 潤滑狀態 일 것이라는 推測을 하였을 뿐, 實際적으로 어느 정도의 潤滑 狀態인지는 明確히 알 수 없었다. 따라서 本 研究에서는 油壓 vane pump의 性能向上과 關聯하여 가장 重要한 問題로 대두되고 있는 위에서 記述한 베인 蝕部分의 潤滑 狀態를 把握하기 위하여 回轉하는 vane의 力學的인 舉動을 確實하게 규명하고자 함이 本 研究의 目的이다.

2. 베인 先端部에서의 力學的인 舉動

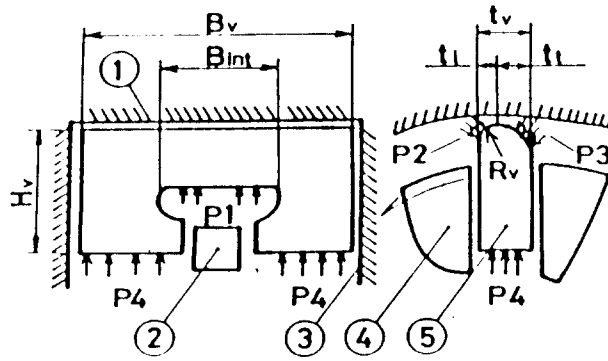
2.1 回轉하는 vane의 作用力

베인 先端部에 作用하는 力學的인 舉動을 把握하기 위해서 베인의 형상 및 베인 주위에 作用하는 力學的인 量들을 Fig.1에 나타냈다. 여기서 vane 주위의 油壓力에 의한 radial 方向의 成分 F_r , camring 曲率半徑의 變化에 의한 慣性力 F_i , 그리고 作動油의 粘性에 의한 作用力 F_f 이다. Fig.2에는 vane 주위 4個所의 壓力 P_1 (Intravane 室의 壓力), P_2 (Vane 前方室의 壓力), P_3 (Vane 後方室의 壓力), P_4 (Vane 底面室의 壓力)의 位置를 나타낸다. 로터의 半徑이 $R_r=48\text{mm}$, 캠링의 動徑 R_c 의 값은 小圓弧 半徑 49mm 로부터 大圓弧 半徑 52.5mm 까지 變化하는 2次曲線으로 되어있다. 또한 베인의 높이는 22.6mm , 베인 tip의 半徑(R_v)이 0.64mm , 베인의 曲率中心에서 前方의 두께(t_1)은 0.25mm , Intravane의 폭(B_{int})이 8.496mm 이고, 베인의 폭(B_v)이 46.416mm , 베인의 두께(t_v)가



- F_{r1} : Pressure force of intravane chamber
- F_{r2} : Pressure force of leading chamber
- F_{r3} : Pressure force of trailing chamber
- F_{r4} : Pressure force of under vane chamber
- F_i : Inertia force of vane
- F_r : Friction force of lubricant

Fig.1 Vane의 Radial 方向에 作用하는 힘의 成分



P 1 : Pressure of intravane chamber
 P 2 : Pressure of leading chamber
 P 3 : Pressure of trailing chamber
 P 4 : Pressure of under vane chamber

1. Camring 2. Intravane 3. Sideplate
 4. Rotor 5. Vane

Fig.2 베인의 形狀 및 베인의 垂直作用力에 關係하고 있는 壓力

3.912mm, 베인의 質量이 25g이다. 試驗條件은 펌프의 吐出壓力을 10, 14, 17.5, 21Mpa Rotor와 함께 回轉하는 Vane의 回轉數를 1200 ~ 2700rpm으로 하였으며, 試驗에 使用한 作動油는 市販하는 鑛油系 作動油로서 그의 粘度는 40℃에서 2.7×10^{-2} Pa.S, 100℃에서 4.6×10^{-3} Pa.S이다. 粘性係數 η 의 값이 20, 30, 32, 40cSt로 變化를 시켰을때 粘性力을 解析 하였다. 이상의 條件으로 解析하여 베인과 캠링間에 作用하는 垂直作用力을 구하였다. Fig.2에서 베인의 形狀 및 베인의 垂直作用力에 關係하는 壓力의 狀態를 나타낸다. 베인에 作用하는 힘은 回轉하는 베인의 慣性力 F_i , 作動油에 의한 粘性力 F_n , 그리고 베인 주위 作動油의 壓力에 의한 힘 F_p 로 나눌수 있다.

첫째, 베인의 慣性力 F_i 는

$$F_i = m \cdot r \cdot \omega^2 = m \left[\frac{a \cdot b}{\{(a \cdot \sin \theta)^2 + (b \cdot \cos \theta)^2\}^{1/2}} - h/2 \right] \cdot \omega^2 \dots \dots (1)$$

여기에서 m: 베인의 質量 ω : 로터의 角速度
 h: Vane의 높이 r: 캠링의 半徑
 θ : 로터의 回轉角 a: 캠링의 小圓弧 半徑
 b: 캠링의 大圓弧 半徑

둘째, 作動油에 의한 粘性力 F_n 는

$$F_n = \eta * du/dy * A = \eta * d\{r^3 * \cos \theta * \sin \theta * (b^2 - a^2) * \omega / (a * b)^2\} / dy * A \dots\dots\dots (2)$$

여기에서 η : 粘性係數 A : 面積 u : 베인의 速度
 y : Rotor 와 Vane 사이의 Clearance이다.

셋째, 베인주위의 作動油에 의한 壓力에 의한 힘 F_p 는

$$F_p = P_1 * A_1 - P_2 * A_2 - P_3 * A_3 + P_4 * A_4 \dots\dots\dots (3)$$

여기에서 P_1 : Intravane 室의 壓力 P_2 : Vane 前方室의 壓力
 P_3 : Vane 後方室의 壓力 P_4 : Vane 底面室의 壓力이고
 A_1 : Intravane의 폭(B_{int}) * Vane의 두께(t_v)
 A_2 : Vane의 폭(B_v) * 베인의 曲率中心에서 前端까지의 두께(t_1)
 A_3 : Vane의 폭(B_v) * 베인의 曲率中心에서 後端까지의 두께(t_2)
 A_4 : {Vane의 폭(B_v) - Intravane의 폭(B_{int})} * Vane의 두께(t_v)
 이다.

따라서 베인의 垂直方向으로 作用하는 單位 폭당의 Total Force F_t 는 (1), (2), (3)식을 合한것이 되므로

$$F_t = (F_i + F_n + F_p) / B_v \dots\dots\dots (4)$$

이 되고, B_v 는 베인 폭이다.

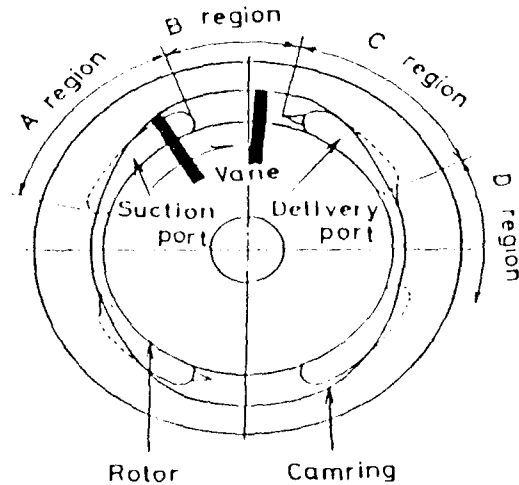
그런데 베인과 로터 슬릿間의 粘性力은 壓力에 의한 作用力에 비하여 극히 작은것으로 지금까지는 일반적으로 無視하는 경향이 있으나 本研究에서는 면밀히 검토 하기로 한다. 따라서, 式 (4)로부터 로터가 回轉하는 동안 베인에 作用하는 垂直方向으로의 單位 폭당의 作用力을 구할 수 있다.

3 . 解析結果

3.1 慣性力에 의한 힘

베인펌프 슬라이딩部の 베인과 캠링間에 作用하는 垂直作用力을 펌프의 廻轉 條件에 의한 影響을 살펴보기 위하여 Fig.3에 캠링에 대한 베인의 位置를 A, B, C, D 區間으

로 分割하여 表示하며, 대표적인 예로써 Rotor와 함께 回轉하는 Vane의 回轉數가 定格 運轉條件에 가까운 1200, 1500, 1800rpm 일 경우에 베인의 캠링에 對한 慣性力을 Fig.4에 나타냈다. 그림에서 알 수 있는바와 같이 回轉數가 커짐에 따라서 慣性力도 커지는것을 알 수 있다. 回轉數가 1200rpm일때 單位 폭당의 慣性力은 3.2033 ~ 3.5007kgf/cm, 1500rpm일때 5.0122 ~ 5.5674kgf/cm, 1800rpm일때는 7.2132 ~ 7.9867kgf/cm로 變化하고 있음을 알 수 있다. 즉 單位 폭당의 慣性力은 캠링의 형상에 따라서 2次 曲線의 기울기가 완만함에 따라 그다지 커다란 變化는 나타나고 있지 않다. 그러나 回轉數의 增加와 더불어 camring의 全區間에 걸쳐 單位 폭당의 慣性力도 큰 폭으로 增加함을 알 수 있다. 따라서 高速 回轉하는 Vane pump의 경우 吸動部에서의 潤滑 作用에 많은 考慮를 하지 않으면 안될것으로 판단된다.



A : Suction port C : Delivery port
 B : Large arc region D : Small arc region

Fig.3 베인室의 位置關係

3.2 粘性力에 의한 힘

作動油에 대한 單位 폭당의 粘性力은 Sine 曲線으로 나타나고, 로터와 함께 回轉하는 베인의 回轉數를 1200rpm으로 一定하게 하고 粘性係數 η 가 20, 30, 32, 40cSt 일 경우에 있어서 作動油에 의한 粘性力을 Fig.5에 나타냈다. Fig.5에 나타난 바와 같이 單位폭당의 粘性力 變化는 粘性係數가 커짐에 따라서 서서히 增加함을 알 수 있다. 粘

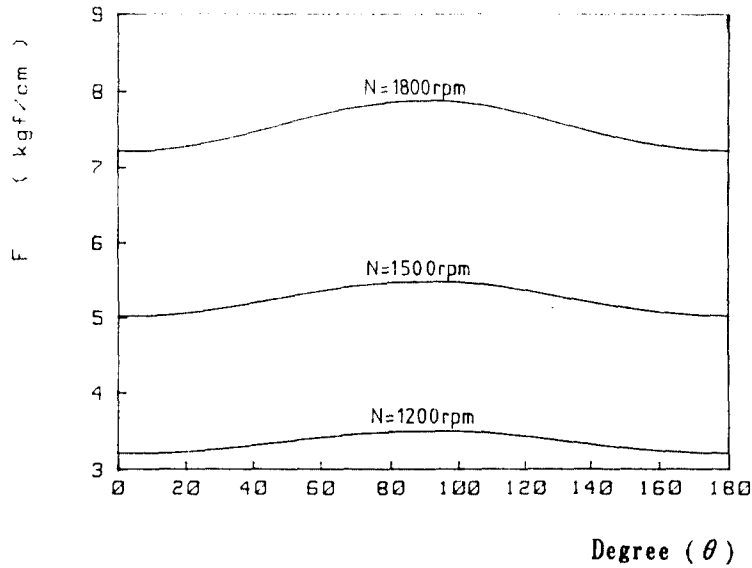


Fig.4 캠링에 작용하는 Vane의 慣性力

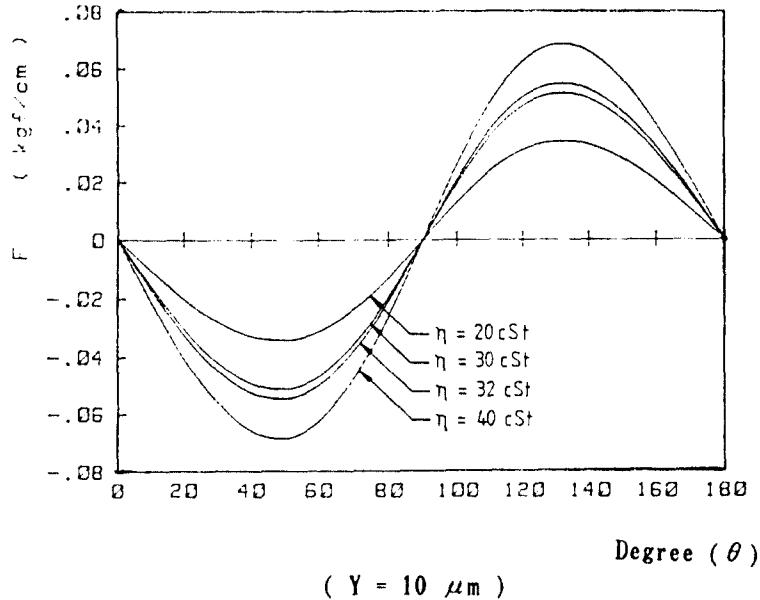


Fig.5 Vane에 작용하는 粘性力

性係數 η 가 20cSt일때 粘性力은 $-0.025 \sim 0.025\text{kgf/cm}$ 사이에서 變化를 하며, η 가 30cSt 일때 $-0.049 \sim 0.049\text{kgf/cm}$, 32cSt일때 $-0.052 \sim 0.052\text{kgf/cm}$, 40cSt일때는 $-0.064 \sim 0.064\text{kgf/cm}$ 사이에서 變化함을 알 수 있었다. 여기에서 + 符號는 베인 軸 方向으로 移動한 때이고 - 符號는 vane이 캠링 方向으로 移動할때의 경우이다. Rotor와

Vane 사이의 Clearance가 $Y = 10, 15, 20, 25 \mu\text{m}$ 일 경우에 있어서의 作動油에 의한 粘性力을 Fig.6에 나타냈다. 그림6에 나타난 바와같이 Clearance가 커짐에 따라서 單位 폭당의 粘性力은 Sine wave를 이루면서 서서히 減少 하는것을 알 수 있는데, 이때 Clearance가 $10 \mu\text{m}$ 일때 單位 폭당의 粘性力은 $-0.052 \sim 0.052 \text{kgf/cm}$ 사이에서 變化를, $15 \mu\text{m}$ 일때 $-0.037 \sim 0.037 \text{kgf/cm}$, $20 \mu\text{m}$ 일때 $-0.027 \sim 0.027 \text{kgf/cm}$, $25 \mu\text{m}$ 일때는 $-0.019 \sim 0.019 \text{kgf/cm}$ 사이에서 變化함을 알 수가 있었다. 이 粘性力은 다음절에서 說明 하는 內容에서 알 수 있는 바와같이 壓力에 의한 vane의 作用力에 비하면 상대적으로 대단히 적음을 알 수 있다.

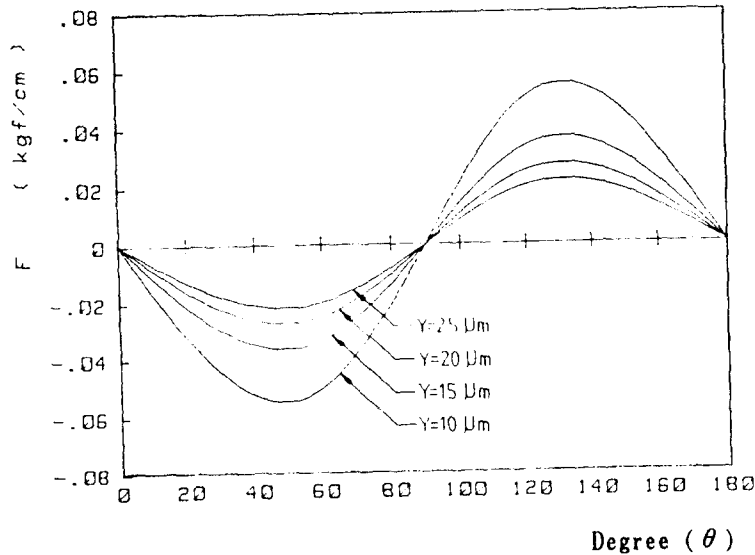


Fig.6 Vane에 作用하는 粘性力 ($\eta = 32 \text{ cSt}$)

3.3 壓力에 의한 힘

回轉數를 1200rpm으로 一定하게 하고 吐出壓力이 $P_d = 10, 14, 17.5, 21 \text{Mpa}$ 일때의 壓力에 의한 베인에 作用하는 單位 폭당 垂直作用力의 計算結果를 Fig.7에 나타냈다. 그림에 나타나 있는바와 같이 吐出壓力의 變化에 따라서 壓力에 의한 베인에 作用하는 垂直作用力은 階段狀으로 나타나며 回轉 角度의 變化에 따라 크게 變化함을 알 수 있다. 單位 폭당 作用하는 壓力에 의한 힘은 A區間인 吸入포트 區間에서 吐出壓力이 10Mpa일때 약 7kgf/cm 이고, 14Mpa일때는 약 10kgf/cm , 17.5Mpa일때는 약 12.4kgf/cm , 21Mpa일때는 약 15.1kgf/cm 을 나타내고 있다. B區間인 大圓弧 區間에서는 약 83.33% 정도가 減少하는 크기를 보이며, C區間인 吐出포트에서는 베인의 上.下端에서 吐出壓力

이 서로 밸런스를 이루이 垂直 作用力은 거의 零에 가깝다. 또한 D區間인 小圓弧 區間에서는 吸入포트 區間的 作用力에 약 53.33% 정도로 약간 작게 나타난다. Fig.8에는 回轉數 1200rpm과 吐出壓力 14Mpa 일때의 垂直方向으로 作用하는 Vane의 合力으로 解析値와 實驗値를 나타내고 있다. 여기에서 알 수 있는 바와같이 實驗값의 경우 連續적으로 壓力波動이 이루어지고 있으며, 특히 Vane 枚數의 數만큼 커다란 壓力 變動에 의한 影響으로 作用力에서 크게 變動하고 있다. 解析値와 實驗値를 비교해 보면 거의 一致함을 보여 주고 있다.

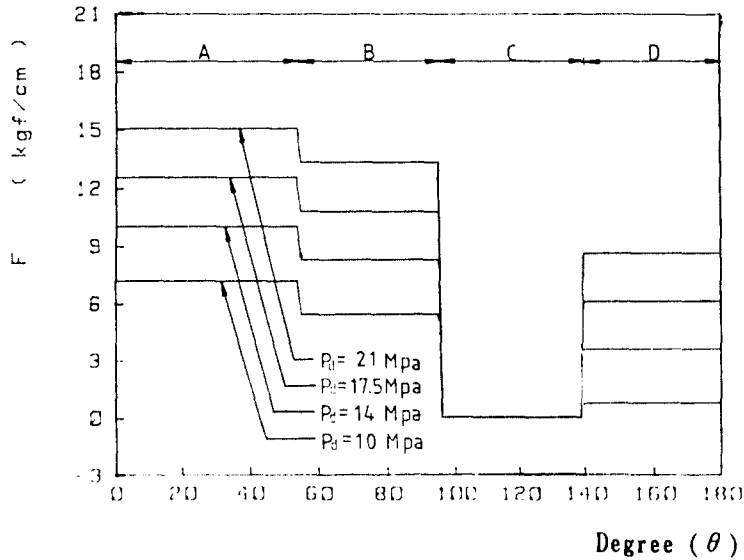


Fig.7 壓力에 의한 垂直作用力

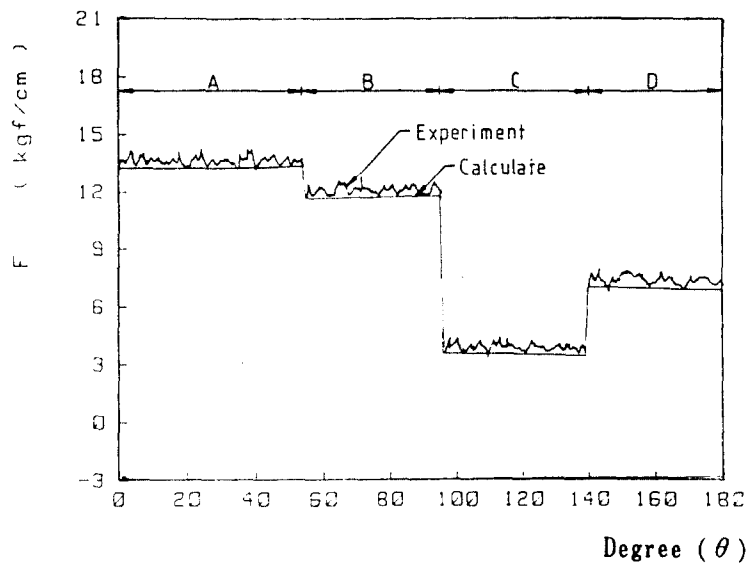
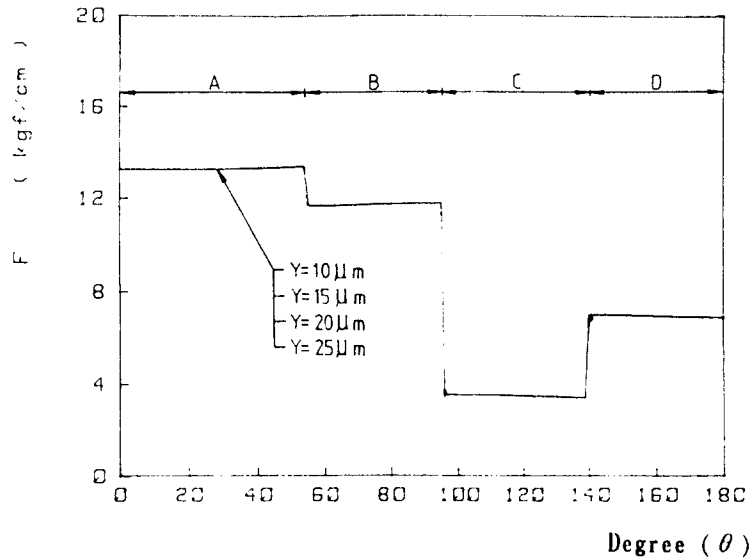


Fig.8 垂直方向으로 作用하는 Vane의 合力

3.4 垂直作用力の合力

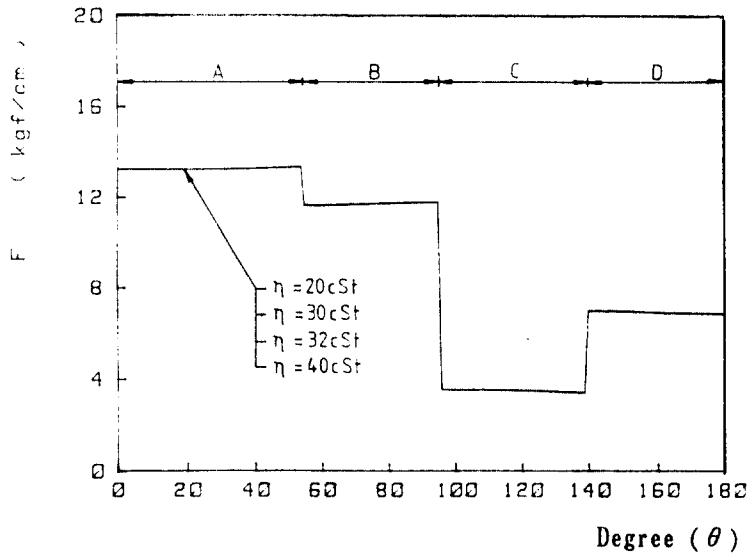
Fig.9에는 回轉數 1200rpm, 吐出壓力 14Mpa 일때 rotor 슬리트와 베인面間의 Clearance를 10, 15, 20, 25 μm 로 變化 시켰을때 베인에 作用하는 垂直方向의 合力으로 Clearance의 變化에 따라서 베인에 作用하는 垂直作用力은 거의 變化가 없었다. 또한 Fig. 10에는 回轉數를 1200rpm으로 하고 粘性係數를 20,30, 32, 40cSt로 하였을 경우에 있어서 合力을 나타내고 있는데 粘性係數의 變化에 따라서 베인에 作用하는 垂直 作用力



($\eta = 32 \text{ cSt}$, $P_d = 14 \text{ Mpa}$, $N = 1200 \text{ rpm}$)

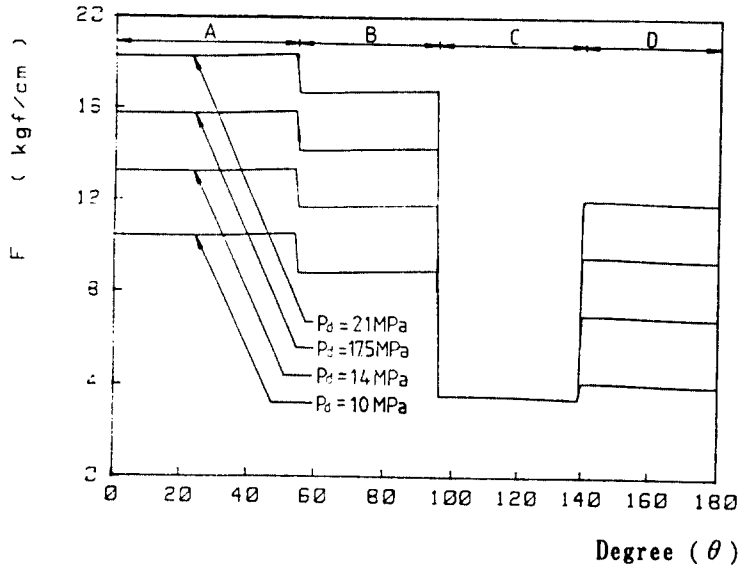
Fig.9 垂直方向으로 作用하는 Vane의 合力

의 合力 또한 거의 變化가 없음을 보여주고 있다. 즉 Clearance와 粘性係數의 變化에 대한 粘性力의 變化는 壓力에 의한 作用力에 비하여 극히 작아 그들의 變化에 따른 合力에 對한 影響이 대단히 적게 나타남을 알 수 있다. Fig.11에는 回轉數 1200rpm, 吐出壓力을 10, 14, 17.5, 21Mpa일 경우에 있어서 作用力の 合力을 나타낸다. 그림에서 알 수 있는 바와같이 吐出壓力의 變化에 따라서 베인에 作用하는 垂直作用力이 크게 變化함을 알 수 있다. Fig.12에는 回轉數를 1200, 1800, 2200, 2700 rpm일때의 作用力の 合力을 나타내고 있다. 그런데 여기서 注目할만한 것은 C區間인 吐出區間 ($96^\circ \sim 139^\circ$)에 있어서 單位 폭당의 힘이 Zero에 가깝지 않는 이유는 慣性力과 粘性力의 影響 때문이다. Fig.8에서 A區間($0^\circ \sim 54^\circ$)은 吸入 포트 部分으로 베인 前後室의 壓力과 베인 底面의 壓力이 吸入壓力이며, 인트라 베인室의 壓力만이 베인의 垂直 作用力으로 作用하고 있다. B區間($55^\circ \sim 95^\circ$)은 베인室의 大圓弧部(베인室의 확대구간)로 베인後室과 베인 底面部의 壓力이 吸入壓力이며 인트라베인室과 베인 前室의 壓力이 베인의



($P_d = 14 \text{ MPa}$, $N = 1200 \text{ rpm}$, $Y = 10 \mu\text{m}$)

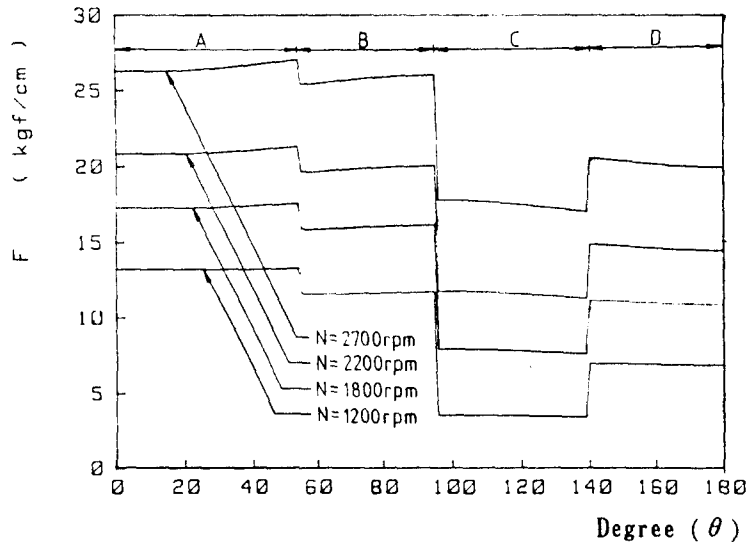
Fig.10 垂直方向으로 作用하는 Vane의 合力



($N = 1200 \text{ rpm}$, $Y = 10 \mu\text{m}$, $\eta = 32 \text{ cSt}$)

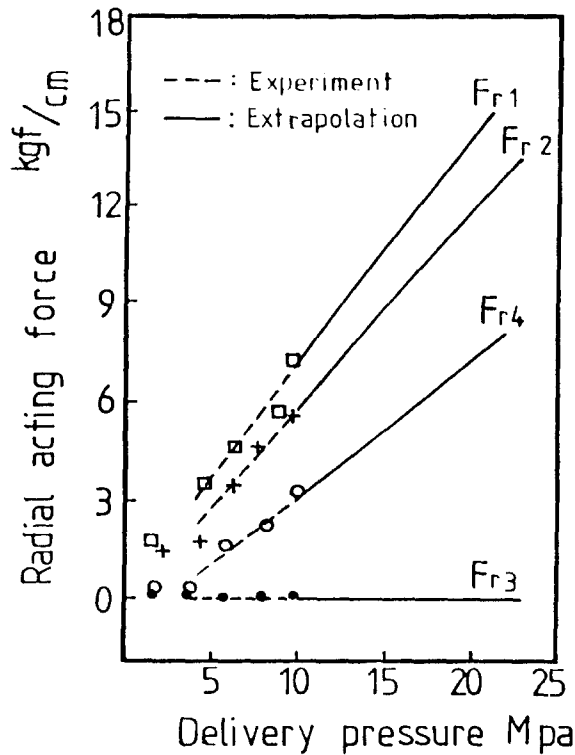
Fig.11 垂直方向으로 作用하는 Vane의 合力

垂直作用力과 關係하고 있다. C區間은 吐出 포트部로 4個 場所의 壓力全部가 吐出壓力으로 베인의 作用力으로 作用하고 있어 壓力 面에서는 서로 밸런스가 이루어지고 있다. D區間(140° ~ 180°)은 베인室의 小圓弧部(베인室의 축소구간)로 베인 前方室의 壓力만이 吸入 壓力으로 되며, 나머지 3個所의 壓力이 吐出壓力으로 베인의 作用力과 關係하고 있다. 위에서 알 수 있는 바와같이 베인에 作用하는 垂直作用力은 回轉數의



($\eta = 32 \text{ cSt}, P_a = 14 \text{ Mpa}, Y = 10 \mu\text{m}$)

Fig.12 垂直方向으로 作用하는 Vane의 合力



F_{r1} = Force in the suction port

F_{r3} = Force in the delivery port

F_{r2} = Force in the large arc region

F_{r4} = Force in the small arc region

Fig.13 區間別 垂直作用力의 變化

變化와 吐出壓力의 變化에 따라서 크게 變化하는 반면 로터 슬리트와 베인面間의 Clearance와 粘性力의 變化에는 거의 無關함을 알 수 있었다. Fig.7에서 알 수 있는 바와같이 同一回轉에 있어서 吐出壓力이 增加하면 1Cycle당 A, B, D 區間の 베인 垂直作用力 F_A , F_B , F_D 는 直線的으로(Fig.13) 增加하나 C區間에서의 作用力 F_C 는 베인의 背壓과 베인 先端에 作用하는 吐出壓力이 서로 反對 方向에서 作用하기 때문에 吐出壓力과는 關係없이 零의 값으로 된다. 또한 同一 吐出壓力에 對한 베인의 垂直作用力の 變化率은 $F_A > F_B > F_D > F_C$ 와 같이 됨을 알 수 있다.

4 . 結 論

壓力平衡型 인트라베인식 油壓베인펌프에 있어서 吐出壓力 10 ~ 21Mpa을, 回轉速度 1200 ~ 2700rpm일때의 壓力測定 結果를 基礎로 하여, 實際使用 條件인 경우에서의 베인과 캠링間에 作用하는 垂直作用力을 解析하여 그 結果를 整理하면 다음과 같다.

- (1) 베인에 加하여지는 垂直 作用力은 吸入 포오프로 부터 小圓弧部까지 4區間の 階段狀으로 分布하며, 吐出壓力의 變動에(壓力에 의한 힘) 따라서 크게 變化함을 알 수 있었다. 즉 吐出壓力이 커짐에 따라서 單位폭당 베인에 加하여지는 垂直 作用力은 階段狀으로 커짐을 알 수 있었다.
- (2) 로터의 回轉速度에 있어서 低速에서는 베인에 加하여지는 垂直作用力の 變化에 거의 影響을 미치지 않으나, 高速에서는 回轉速度의 增加와 더불어 로터와 함께 回轉하는 베인에 作用하는 垂直作用力은 현저하게 增大된다.
- (3) 粘性係數와 Clearance의 變化에 따른 베인에 加하여지는 垂直作用力の 變化는 별로 크지않다. 즉 粘性力은 壓力에 의한 힘에 비해 극히 작음을 알 수 있었다.
- (4) 베인에 加하여지는 垂直作用力の 펌프의 定格條件(1200rpm, 14Mpa)에서 標準作動油(40℃에서 32cSt)를 使用했을때, 壓力에 의한 힘이 약 73%이고, 慣性力에 의한 힘이 약 26.5%, 0.5%는 粘性力에 의한것으로 나타남을 알 수 있었다.
- (5) 베인에 加하여지는 垂直作用力の 影響이 回轉數를 一定하게 하고 吐出壓力을 크게 함에 따라 그리고 吐出壓力을 一定하게 하고 回轉數를 크게함에 따라서 各各 壓力에 의한 힘의 影響이 커지고, 慣性力에 의한 힘의 影響이 점점 커지는 反面 Clearance의 變化와 粘性係數의 變化에는 그다지 影響을 미치지 않음을 알 수 있었다.

5 . 參考文獻

- (1) 日比.市川, 日本機械學會 論文集 Vol 42, NO.356(1976), P1167.
- (2) Beck, W.D., et al, Trans. ASHRAE, Vol. 72, Part.1(1966), P190.
- (3) Edward, T.C. and Mcdonald, A.T., Proc. of the compressor tech. at Purdue Univ. Inchiانا(1972), P250.
- (4) 氏家.西野, 油壓斗 空氣壓, Vol 14, NO.1(1983), P10.
- (5) 上野, 油壓斗 空氣壓, Vol 14, NO.1(1983), P10.
- (6) 鄭材鍊, 京極, 中原, 日本機械學會 論文集 Vol 504, NO.504(1988), P2047.
- (7) 上野.岡島 日本機械學會 論文集 Vol 52, NO.447(1986), P2152.
- (8) Johnson, K.L., J.Mech. Engng. Soc., Vol 12, NO.1(1970), P9.
- (9) Dowson, D., Proc. Inst., Mech. Engng., London. Vol 182(3A)(1968), P151.