

스털링기관 재생기내의 작동유체 유속 및 마찰저항 특성(II) - 작동유체 유동마찰저항 특성 -

김태한 조창래

Velocity and Flow Friction Characteristic of Working Fluid in Stirling Engine Regenerator (II)

- Flow Friction Characteristic of Working Fluid in Stirling Engine Regenerator -

T. H. Kim C. R. Choi

Abstract

The output of the Stirling engine is influenced by the regenerator effectiveness. The regenerator effectiveness is influenced by heat transfer and flow friction loss of the regenerator matrix. In this paper, in order to provide basic data for the design of regenerator matrix, characteristics of flow friction loss were investigated by a packed method of matrix in the oscillating flow as the same condition of operation in a Stirling engine. As matrices, two different wire screens were used.

The results are summarized as follows;

1. With the wire screen of No. 50 as regenerator matrices, pressure drop of working fluid of the oscillating flow is shown as 3 times higher than that of one directional flow, not too much influenced by the number of packed meshes.
2. With the wire screen of No. 100 as regenerator matrices, pressure drop of working fluid of the oscillating flow is shown as 2.5 times on the average higher than that of one directional flow, not too much influenced by the number of packed meshes.
3. Under one directional flow which used regenerator matrices with both 200, 240, and 280 wire screens of No. 50 and 320, 370, and 420 wire screens of No. 100, the relationship between the friction factor and Reynold No. is shown as the following formula.

$$f = \frac{0.00326639}{Re l} - 1.29106 \times 10^{-4}$$

4. Under oscillating flow which used regenerator matrices with both 200, 240, and 280 wire screens of No. 50 and 320, 370, and 420 wire screens of No. 100, the relationship between the friction factor and Reynold No. is shown as the following formula.

$$f_r = \frac{0.000918567}{Re l} + 1.86101 \times 10^{-5}$$

5. The pressure drop is shown as high in proportion as the number of meshes has been higher, and the number of packed wire screens as matrices increases.

Keywords : Stirling engine, Regenerator design, Wire screen matrix, Flow friction loss

1. 서론

스털링 기관은 석유 이외의 고체연료도 이용이 가능하므로 대체 에너지 기관으로서 검토되고 있다. 스텔링 기관은 피스톤(piston), 디스플레이서(displacer), 가열기, 재생기(regenerator), 냉각기(cooler), 구동기구(drive-mechanism)로 구성된다. 스텔링 기관이 내연기관의 구성 요소와 다른 점은 디스플레이서, 열교환기가 있는 것이다. 이 기관에서 출력 성능에 가장 큰 영향을 미치는 것은 열교환기이다. 이 열교환기 중 재생기는 가열기와 냉각기 사이에 설치되어 동작 유체가 팽창공간에서 압축공간을 향하여 유동할 때(hot blow)는 동작 유체로부터 열을 흡수하고, 동작 유체가 압축공간에서 팽창공간을 향하여 유동할 때(cool blow)는 동작 유체에 열을 공급하는 역할을 한다. 스텔링 기관에 높은 열효율을 기대할 수 있는 것도 이 재생 열교환기가 있기 때문이다.

재생기의 성능에 영향을 미치는 인자로는 재생기 축열재의 전열 성능, 유동 마찰 손실 등을 들 수 있으며 이들은 재생기 축열재의 기하학적 형상과 재질 및 동작 유체의 유동조건과 종류에 의해 결정된다.

Chen과 Griffin(1984)은 재생기에서의 압력손실이 기관 성능에 미치는 영향을 파악하기 위하여 GPU3기관을 대상으로 2차 단열해석에 의한 성능분석에서 마찰계수를 50~200%까지 각각 50%씩 4단계로 증가시킨 결과 회전속도 3,500 rpm에서 도시열효율과 도시출력이 각각 50%씩 감소하였다고 보고하였다. 또한 왕복유동 상태에서의 마찰계수(fs)와 정상상태에서의 마찰계수(f)와의 비는 저속 회전수에서는 큰 차이가 없었으나, 고속 회전수에서는 큰 차이가 있다고 하였다.

Taylor와 Aghili(1984)는 비압축성 유체를 작동유체로 하여 정상류와 비정상류인 주기적인 왕복유동 상태하에서 관내의 마찰저항을 측정, 비교한 결과, 정상류에 비해 비정상류의

압력손실이 10배정도 크다고 하였다. 한편 관경과 길이의 비(D/L)를 13.7, 19.2, 30.0으로 변화시킨 결과 정상류 및 비정상류유동상태 모두 D/L의 비가 클수록 마찰저항이 작게 나타났다고 하였다.

Krazinski 등(1986)은 재생기 축열재로서 기하학적 형상이 다른 2종류의 철망에 대하여, 왕복유동(reversing flow) 조건하에서 압력손실을 측정하였다. 그 결과, 철선의 직경이 0.076 mm, 철선과 철선사이의 최소 거리가 0.28 mm, 개구비(ratio of the minimum free-flow passage area to the total frontal area)가 0.614인 메쉬 번호 250번 철망이 직경 0.127 mm, 최소거리 0.46 mm, 개구비 0.614인 메쉬 번호 150번 철망에 비해 압력손실이 크게 나타났다고 하였다. 또한 마찰저항은 왕복유동 상태하의 마찰계수(fos)가 정상류 상태하의 마찰계수(fs)에 비해 2~3배 크게 나타났다고 보고 하였다.

본 연구는 철망(wire screen)을 축열재로 하는 스텔링기관의 재생기 설계에 필요한 기초 자료를 제공하기 위하여 스텔링기관의 작동조건과 동일한 주기적인 왕복유동(periodically reversing flow) 조건하에서 재생기내의 유동저항을 측정하여 실험식을 유도하였다.

2. 실험 재료 및 방법

가. 실험장치

그림 1은 스텔링 기관의 재생기내에서 작동체의 왕복유동 효과를 파악하기 위한 실험 장치이다. 장치는 재생기 축열재내의 유동특성 시험부인 재생기(regenerator), 구동장치(drive mechanism) 및 보조 장치로 구성하였다. 시험부인 재생기 내부에는 각종 공시 축열재를 삽입하였다. 구동장치는 시험부에 동작체가 왕복 유동 상태가 되도록 2개의 실린더와 피스톤으로 구성하였으며 보조장치는 2개의 피스톤의 위상차를

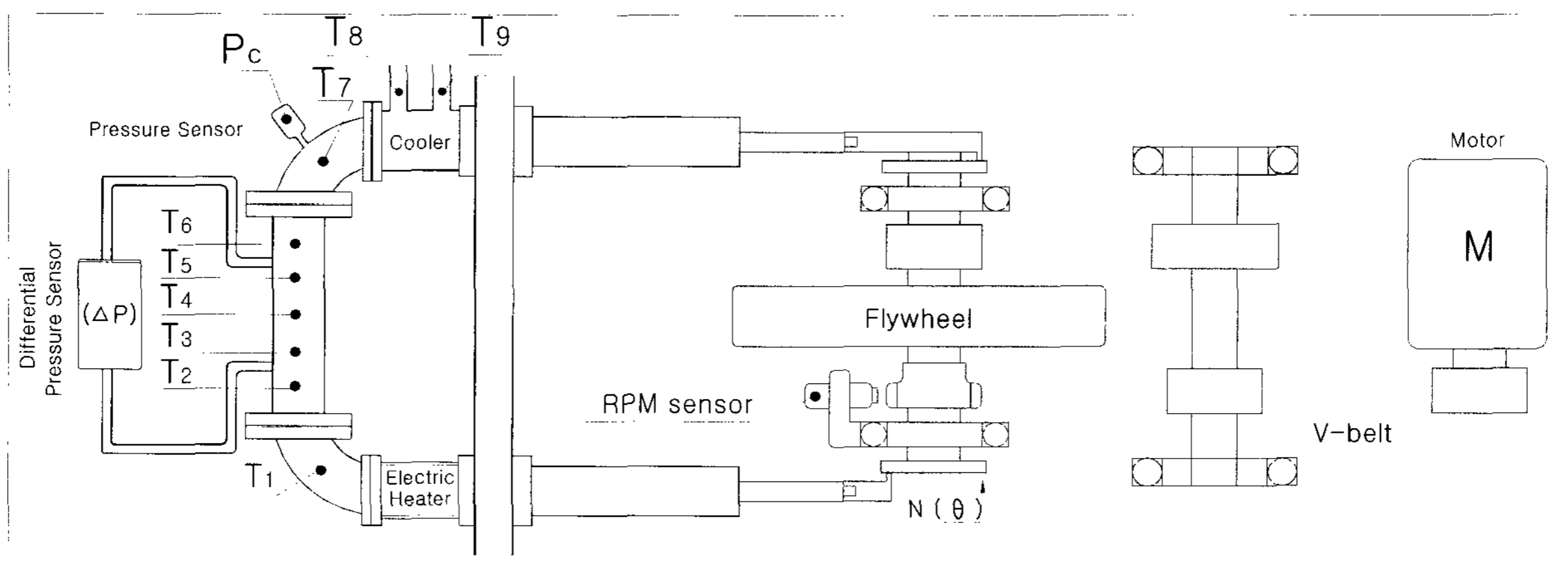


Fig. 1 Experimental apparatus of the regenerator in a stirling engine.

60~130°로 변화시킬 수 있는 장치로 구성하였다. 그리고 구동축의 회전속도 변화는 전동기에 인버터를 장착하여 회전속도를 조절할 수 있도록 하였다.

본 연구에 사용된 실험장치의 제원은 표 1과 같다. 피스톤 1개의 행정체적이 115 cm³이고 공기를 동작 유체로 하였다. 재생기의 직경은 70 mm이며 길이는 130 mm이다.

Table 1 Specification of experimental equipment

| Item | Specification |
|-----------------------------|---------------|
| Engine type | Two Pistons |
| Bore×stroke (mm) | ø35×120 |
| Phase angle | 60~130 deg. |
| Working fluid | Air |
| Stroke volume ratio | 1 |
| Regenerator size (ø×L) (mm) | ø70×130 |

나. 실험재료

표 2는 공시 축열재의 종류, 적층 매수 및 그에 따른 전열 표면적을 계산하여 나타낸 것이다. 표에서와 같이 철망은 메쉬 번호 50, 100을 사용하였다. 메쉬 번호 50에 대하여 각각 200, 240, 280매의 메쉬가 사용되었다. 메쉬번호 100에 대하여는 320, 370, 420매의 메쉬가 각각 사용되었으며 각각의 경우에 대한 전열 표면적을 표 2에 나타내었다.

Table 2 Surface area of wire mesh

| No. of wire screen | Counts per bunch | Surface area (cm ²) | Opening area ratio (β) |
|--------------------|------------------|---------------------------------|------------------------|
| 50 | 200 | 7448 | 0.385 |
| 50 | 240 | 8938 | |
| 50 | 280 | 10428 | |
| 100 | 320 | 12057 | 0.363 |
| 100 | 370 | 13941 | |
| 100 | 420 | 15825 | |

다. 실험방법

실험장치의 크랭크축 회전속도(n)는 원주 상에 18도의 간격으로 20개의 요철을 설치한 회전원판을 크랭크축에 부착하고 픽업 센서로 회전 펄스를 검출하여 측정하였다. 구동부의 회전수는 100 rpm에서 1200 rpm까지 100 rpm씩 증가시켜 실험을 하였다. 또한 압력은 그림 1에서와 같이 압축재생기 축열재 양단의 압력차 ΔP를 스트레인 게이지식 압력센서 (Minebea Co. Ltd., DPA-0.5K)를 이용하여 측정하였다.

3. 계산식

본 연구에서 재생기내에 유동 마찰계수(f)와 레이놀드수 (Re_l)는 식 (1), 식 (2)에 의해 계산하였다. 또한 본 연구에서는 Ishhiki와 Watanabe(1987)는 제안한 계산식을 이용한 유속에 대한 마찰계수와 실측유속에 의해 계산한 마찰계수를 비교하였다.

$$f = \frac{\Delta p}{n} / \frac{1}{2} \rho \cdot u^2 \tag{1}$$

ΔP: 압력차, n: 매수, ρ: 공기 밀도, u: 유속

$$Re_l = l \cdot u / \nu \tag{2}$$

l: mesh distance, u: 유속, ν: 비체적

4. 결과 및 고찰

가. 압력강하

1) 메쉬번호 50번 철망을 축열재로 한 경우의 재생기 양단의 압력 강하

그림 2는 재생기 축열재로서 메쉬번호50번 철망을 각각 200매, 240매, 280매 적층하고 기관의 회전 속도를 100 rpm에서 1200 rpm까지 변화시켰을 때 작동유체의 한 방향 유동과 왕복유동에 따른 재생기 양단의 압력차를 나타낸 것이다.

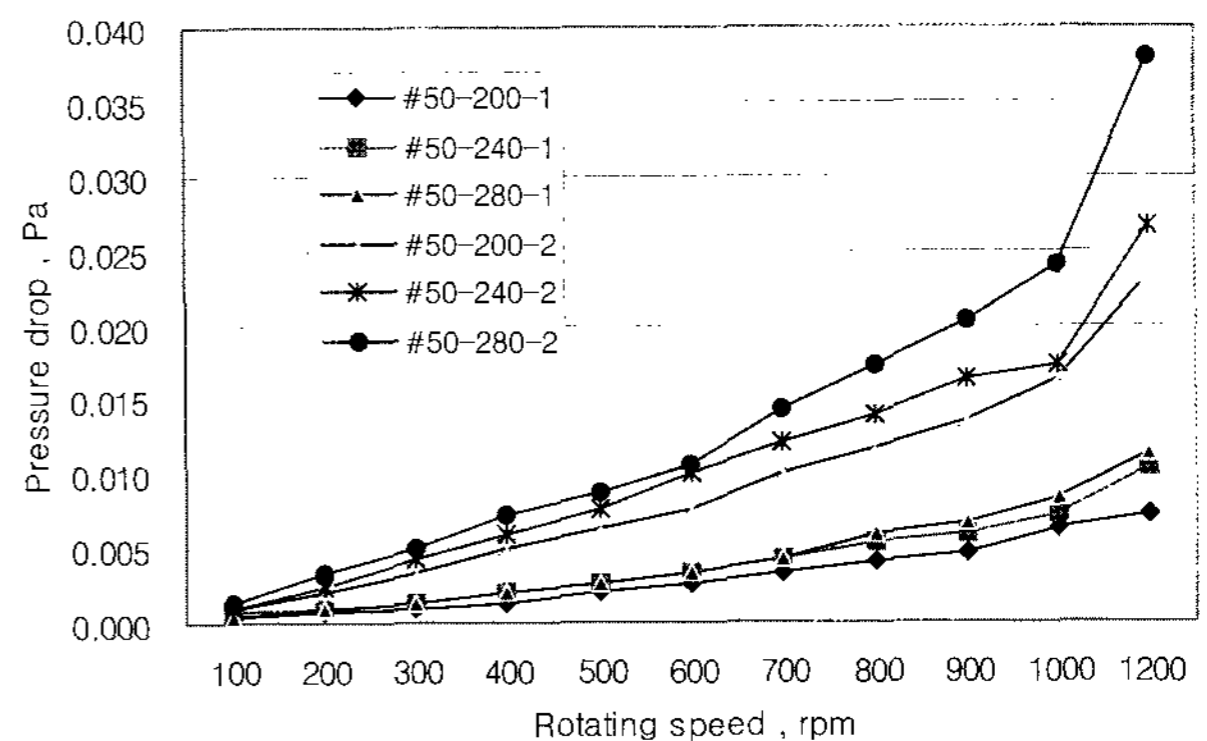


Fig. 2 Pressure drop of several kinds of packed wire screens under different flow conditions.

그림에서 기호 #50-200-1, #50-240-1, #50-280-1은 각각 재생기 축열재로서 메쉬번호 50번 철망 200매, 240매, 280매를 적층하여 한 방향 유동 시의 재생기 양단의 작동유체 압력강하를 나타낸 것이다. 또한 기호 #50-200-2, #50-240-2, #50-

280-2는 각각 재생기 축열재로서 메쉬번호 50번 철망 200매, 240매, 280매를 적층하여 왕복유동 시의 재생기 양단의 작동 유체 압력강하를 나타낸 것이다.

그림에서와 같이 왕복유동이 한 방향 유동보다 압력강하가 크게 나타났다. 이는 왕복유동이 한방 유동보다 유속이 빠르기 때문인 것으로 생각 된다. 또한 재생기 축열재의 적층매수가 증가하면 압력강하량도 증가함을 알 수 있다. 이는 전술한 바와 같이 축열재의 전열면적이 증가하면 작동유체의 유동마찰저항이 증가하기 때문이라고 생각된다.

메쉬번호 50번 철망을 각각 200매, 240매, 280매 적층하여 한 방향 유동 시켰을 경우의 저회전속도에서는 압력차가 각각 0.00033 Pa, 0.00047 Pa, 0.00067 Pa 나타났고, 고회전속도에서는 압력차가 각각 0.00733 Pa, 0.01033 Pa, 0.01133 Pa로 나타났다. 또한 평균압력차는 각각 0.0031 Pa, 0.0040 Pa, 0.0043 Pa로 나타났다. 메쉬번호 50번 철망을 각각 200매, 240매, 280매 적층하여 왕복유동 시켰을 경우 저회전속도에서는 압력차가 각각 0.00100 Pa, 0.00100 Pa, 0.00133 Pa로 나타났고, 고회전속도에서는 압력차가 각각 0.02333 Pa, 0.02667 Pa, 0.03803 Pa로 나타났다. 그리고 평균압력차는 각각 0.00910 Pa, 0.01070 Pa, 0.01370 Pa로 나타났다.

#50-200-1과 #50-200-2의 압력강하를 비교하면 #50-200-2가 #50-200-1에 비해 저회전속도에서는 압력차가 3.0배, 고회전속도에서는 압력차가 3.2배, 평균압력차는 2.9배 더 크게 나타났다. 또한 #50-240-1과 #50-240-2의 압력강하를 비교하면 #50-240-2가 #50-240-1에 비해 저회전속도에서는 압력차가 2.1배, 고회전속도에서는 압력차가 2.6배, 평균압력차는 2.7배 더 크게 나타났다. 또한 #50-280-1과 #50-280-2의 압력강하를 비교하면 #50-280-2가 #50-280-1에 비해 저회전속도에서는 압력차가 2.0배, 고회전속도에서는 압력차가 3.4배, 평균압력차는 3.2배 더 크게 나타났다. 따라서 재생기 축열재로서 메쉬번호 50번 철망을 사용하는 경우, 압력 강하는 왕복 유동이 한방향 유동에 비해 철망의 적층 매수에 큰 영향을 받지 않고 평균 3배정도 크게 나타났다.

2) 메쉬번호 100번 철망을 축열재로 한 경우의 재생기 양단의 압력 강하

그림 3은 재생기 축열재로서 메쉬번호 100번 철망을 각각 320매, 370매, 420매 적층하고 기관의 회전 속도를 100 rpm에서 1200 rpm까지 변화시켰을 때 작동유체의 한 방향 유동과 왕복유동에 따른 재생기 양단의 압력차를 나타낸 것이다.

그림의 기호는 그림 2의 설명과 같다. 메쉬번호 100번 철망

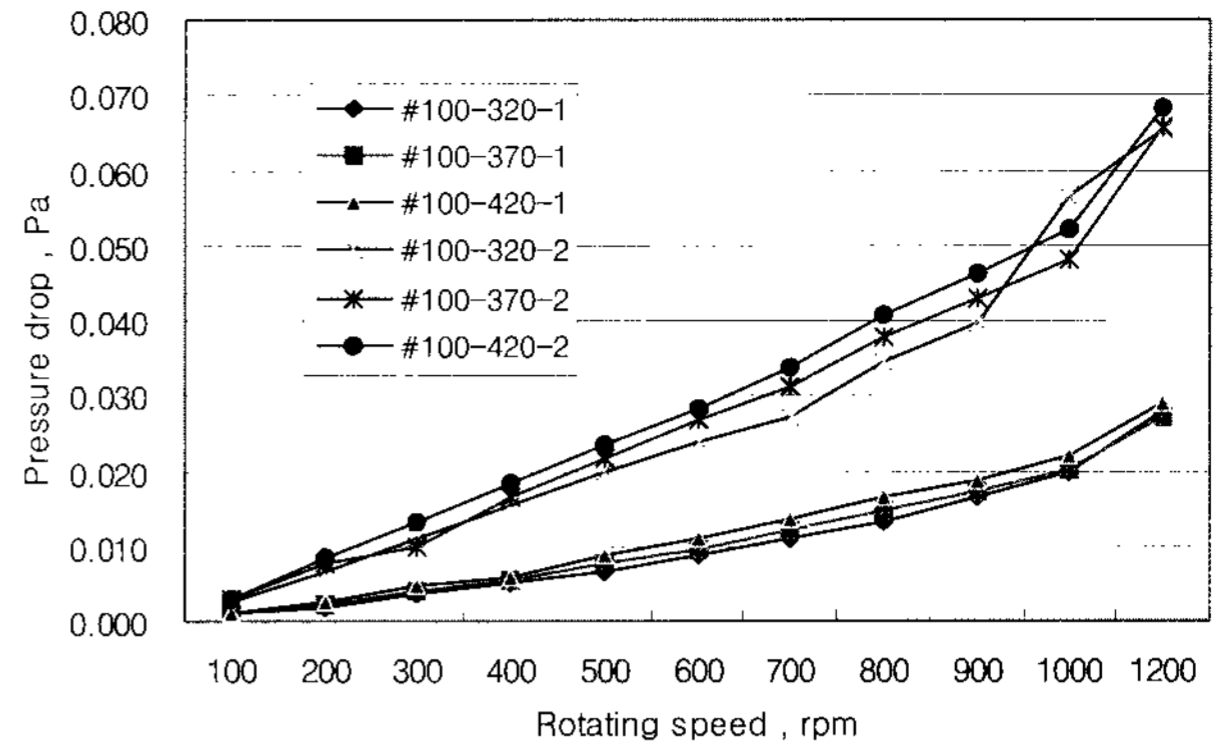


Fig. 3 Pressure drop of several kinds of packed wire screens under different flow conditions.

을 각각 320매, 370매, 420매 적층하여 한 방향 유동 시켰을 경우의 저회전속도에서는 압력차가 각각 0.001 Pa, 0.001 Pa, 0.001 Pa로 나타났고, 고회전속도에서는 압력차가 각각 0.028 Pa, 0.02734 Pa, 0.029 Pa로 나타났다. 그리고 평균압력차는 각각 0.01051 Pa, 0.0111 Pa, 0.0122 Pa로 나타났다. 메쉬번호 100번 철망을 각각 320매, 370매, 420매 적층하여 왕복유동 시켰을 경우의 저회전속도에서는 압력차가 각각 0.00267 Pa, 0.003 Pa, 0.003 Pa로 나타났고, 고회전속도에서는 압력차가 각각 0.06534 Pa, 0.06567 Pa, 0.06834 Pa로 나타났으며 평균압력차는 각각 0.0275 Pa, 0.0283 Pa, 0.0305 Pa로 나타났다.

#100-320-1과 #100-320-2의 압력강하를 비교하면 #100-320-2가 #100-320-1에 비해 저회전속도에서는 압력차가 2.7배, 고회전속도에서는 압력차가 2.3배, 평균압력차는 2.6배 더 크게 나타났다. #100-370-1과 #100-370-2의 압력강하를 비교하면 #100-370-2가 #100-370-1에 비해 저회전속도에서는 압력차가 3.0배, 고회전속도에서는 압력차가 2.4배, 평균압력차는 2.6배 더 크게 나타났다. #100-420-1과 #100-420-2의 압력강하를 비교하면 #100-320-2가 #100-320-1에 비해 저회전속도에서는 압력차가 3.0배, 고회전속도에서는 압력차가 2.4배, 평균압력차는 2.5배 더 크게 나타났다. 따라서 재생기 축열재로서 메쉬번호 100번 철망을 사용하는 경우, 압력 강하는 왕복 유동이 한방향 유동에 비해 철망의 적층 매수에 큰 영향을 받지 않고 평균 2.5배정도 크게 나타났다. 이상 그림 2, 3에서 알 수 있듯이 재생기 축열재로서 메쉬번호가 동일하고, 적층매수가 동일하다고 하더라도 왕복유동시의 재생기 양단의 차압이 한 방향 유동에서의 차압보다 더 큰 것을 알 수 있다. 이는 왕복 유동이 한 방향 유동에 비해 유속이 더 빠르기 때문이라고 생각한다.

나. 유동 마찰계수

1) 한 방향 유동시 계산유속과 실측유속에 따른 마찰계수 비교

그림 4는 재생기 축열재로서 각각 메쉬번호 50번 철망 200, 240, 280매와 메쉬번호 100번 철망 320, 370, 420매를 적층하여 한 방향 유동시 계산유속에 따른 마찰계수(f_t)와 레이놀드수(Rel)와의 관계를 나타낸 것이다. f_t 는 유동 마찰계수, Rel 은 레이놀드 수로서 식 (1)과 식 (2)에 의해 구해진다.

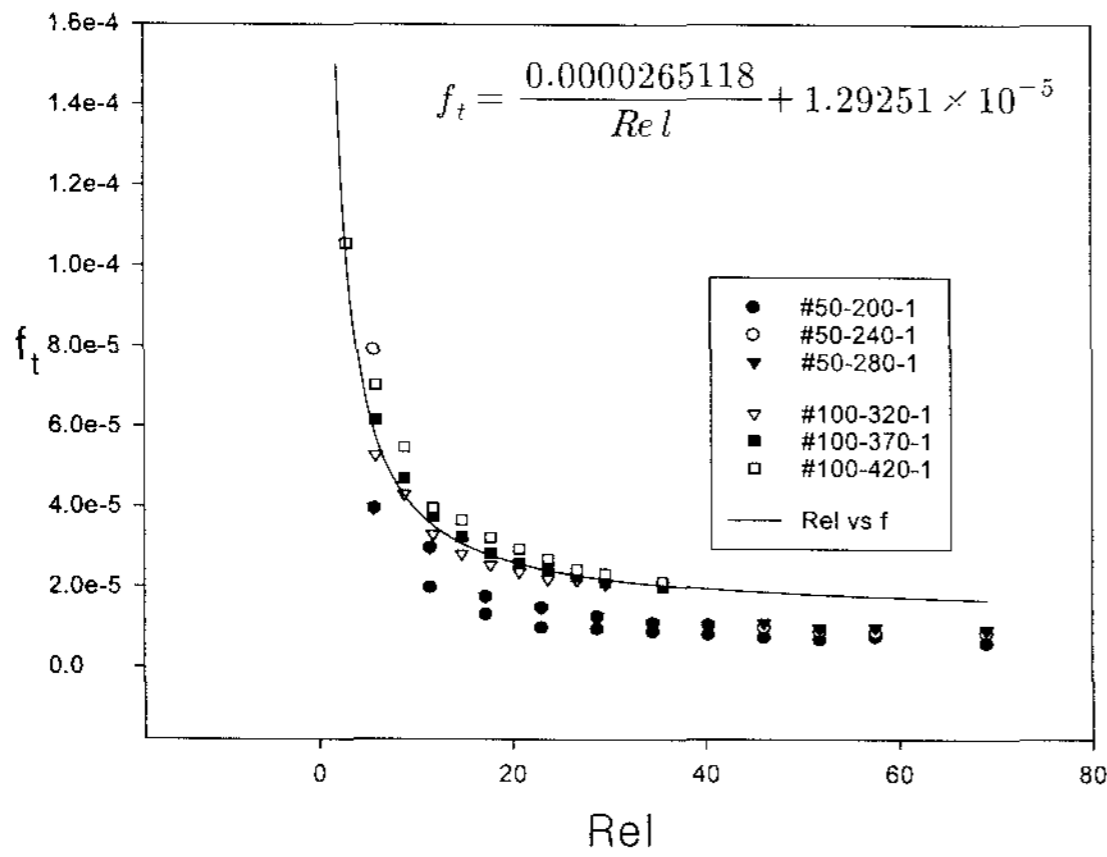


Fig. 4 Flow friction factor of packed wire screens.

그림에서와 같이 실험식은 다음 식 (3)과 같이 나타났다.

$$f_t = \frac{0.0000265118}{Rel} + 1.29251 \times 10^{-5} \quad (3)$$

그림 5는 재생기 축열재로서 각각 메쉬번호 50번 철망 200, 240, 280매와 메쉬번호 100번 철망 320, 370, 420매를 적층하여 한 방향 유동시 실측유속에 따른 마찰계수(f)와 레이놀드수(Rel)와의 관계를 보여주는 그림이다.

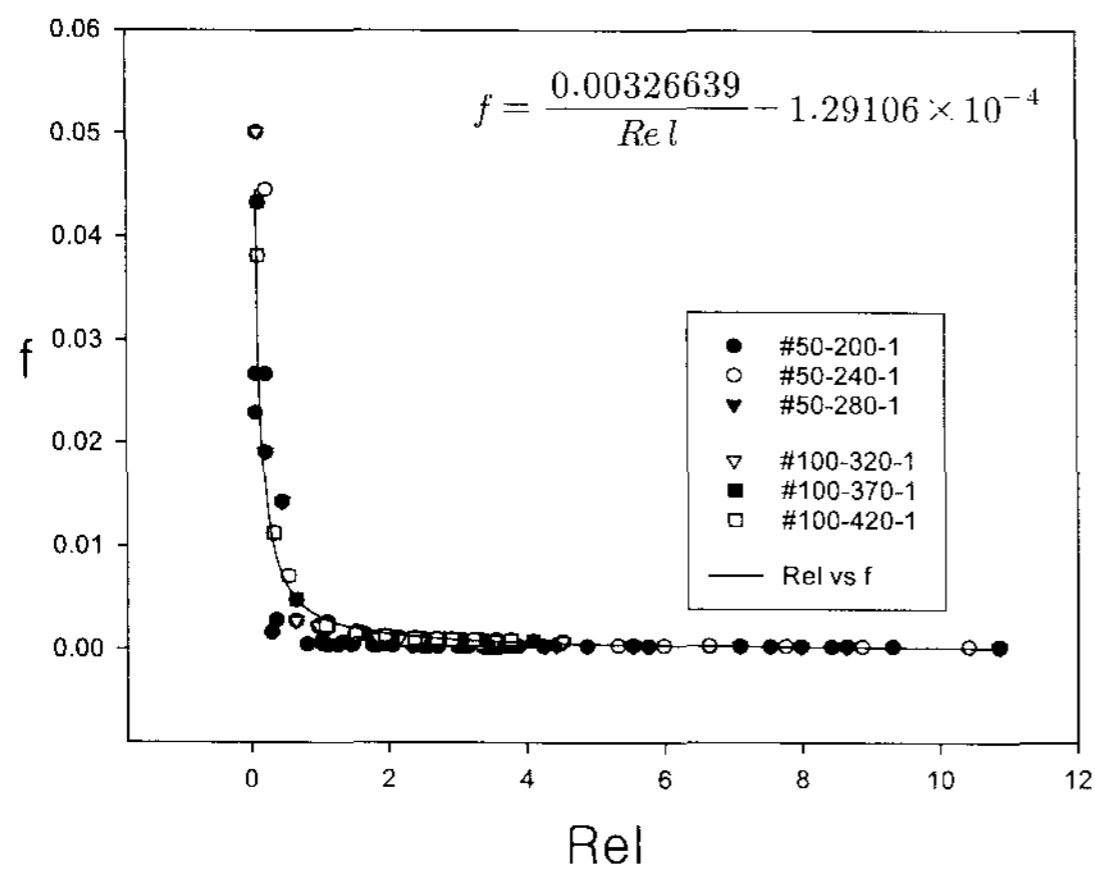


Fig. 5 Flow friction factor of packed wire screens under unidirectional flow condition.

그림에서와 같이 실험식은 다음 식 (4)와 같이 나타났다

$$f = \frac{0.00326639}{Rel} - 1.29106 \times 10^{-4} \quad (4)$$

그림 4, 5를 비교 해보면 메쉬번호 50번 철망 200매를 축열재로 하는 경우 실측유속을 기준으로 한 마찰계수가 계산유속을 기준으로 한 마찰계수보다 최소 24배, 최대 67배, 평균 29배나 더 크게 나타났다. 메쉬번호 100번 철망 420매를 축열재로 하는 경우, 실측유속을 기준으로 한 마찰계수가 계산유속을 기준으로 한 마찰계수보다 최소 45배, 최대 347배, 평균 152배나 더 크게 나타났다.

이와 같이 작동유체의 한 방향 유동시 실측유속에 따른 마찰계수가 계산유속에 따른 마찰계수보다 큰 것은 실측유속이 계산 유속보다 빠르기 때문에 마찰저항이 커지는 것으로 생각된다.

2) 왕복유동시 계산유속과 실측유속에 따른 마찰계수 비교

그림 6은 재생기 축열재로서 각각 메쉬번호 50번 철망 200, 240, 280매와 메쉬번호 100번 철망 320, 370, 420매를 적층하여 왕복유동시 계산유속에 따른 마찰계수(f_{tr})와 레이놀드수(Rel)의 관계를 보여주는 그림이다.

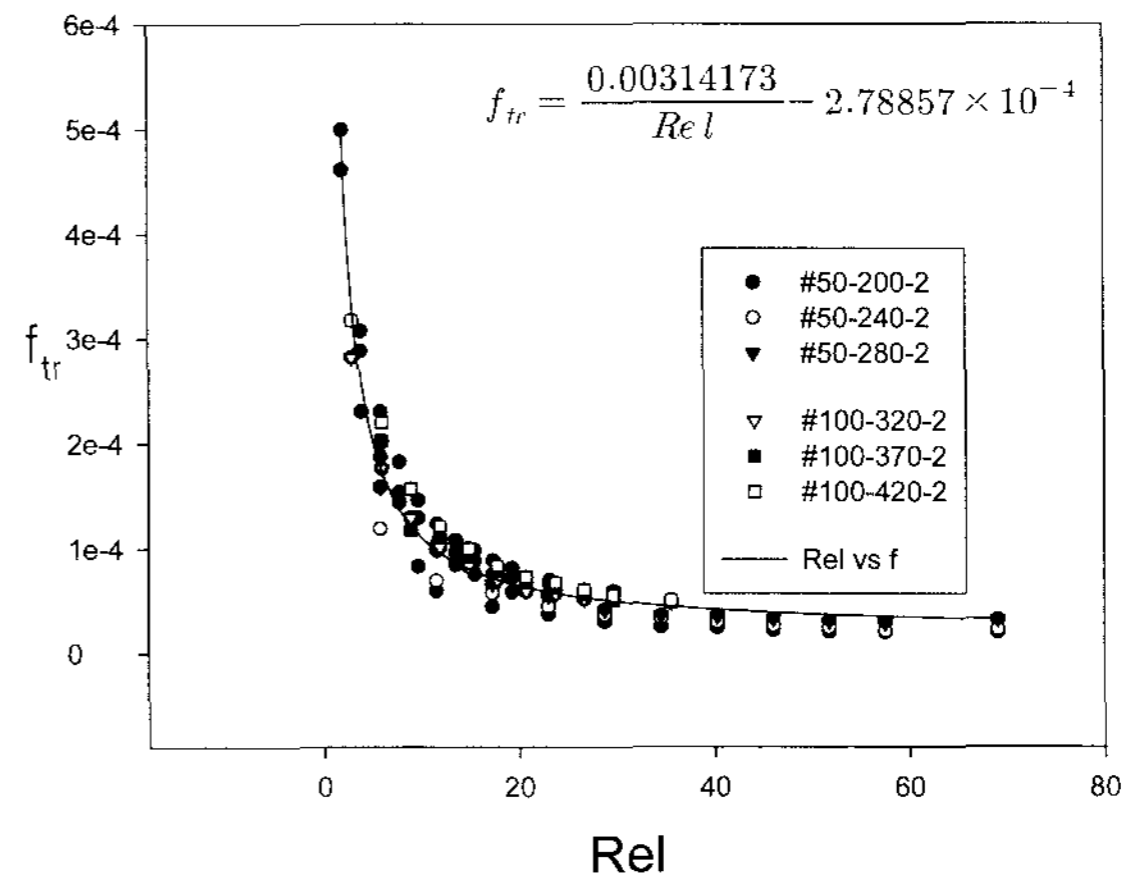


Fig. 6 Flow friction factor of packed wire screens under reversing flow conditions.

그림에서와 같이 실험식은 식 (5)와 같이 나타났다.

$$f_{tr} = \frac{0.00314173}{Rel} - 2.78857 \times 10^{-4} \quad (5)$$

그림 7은 재생기 축열재로서 각각 메쉬번호 50번 철망 200,

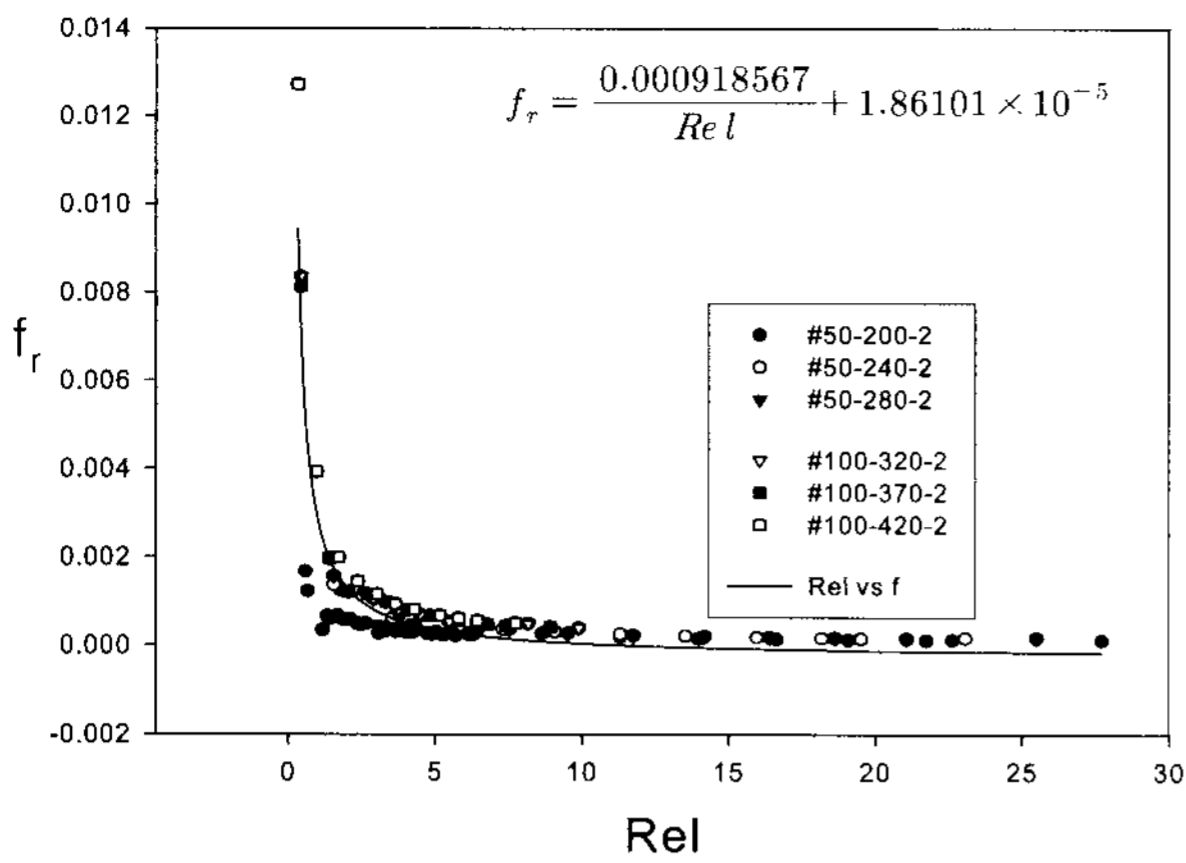


Fig. 7 Pressure drop of several kinds of packed wire screens under reversing flow condition.

240, 280매와 메쉬번호 100번 철망 320, 370, 420매를 적층하여 왕복유동시 실측유속에 따른 마찰계수(f_r)와 레이놀드수(Rel)와의 관계를 나타낸 것이다. 그림에서와 같이 실험식은 식 (6)과 같이 나타났다.

$$f_r = \frac{0.000918567}{Rel} + 1.86101 \times 10^{-5} \quad (6)$$

그림 6, 7을 비교 해보면 메쉬번호 50번 철망 200매를 축열재로 하는 경우 실측유속을 기준으로 한 마찰계수가 계산 유속을 기준으로 한 마찰 계수보다 최소 6배, 최대 10배, 평균 7.8배 더 크게 나타났다. 또한 메쉬번호 100번 철망 420매를 축열재로 하는 경우는 실측유속을 기준으로 한 마찰계수가 계산유속을 기준으로 한 마찰계수보다 최소 10.0배, 최대 39.8배, 평균 19.2배 더 크게 나타났다.

이와 같이 작동유체의 왕복유동시 실측유속에 따른 마찰계수가 계산유속에 따른 마찰계수보다 큰 것은 실측유속이 계산 유속보다 빠르기 때문에 마찰 저항이 커지는 것으로 생각된다. 또한 그림 5, 7을 비교하면 한 방향 유동시의 마찰계수가 왕복유동시의 마찰 계수에 비해 더 크게 나타났다. 이 경우 압력 강하는 왕복 유동이 한방향 유동 보다 크나 작동 유체의 유속은 왕복 유동이 한방향 유속 보다 빠르므로 마찰 계수는 압력 강하에 비례하고 유속의 제곱에 반비례하므로 유속의 영향이 더 크기 때문이라고 생각한다.

5. 요약 및 결론

본 연구는 철망(wire screen)을 축열재로 하는 스텔링기관의 재생기 설계에 필요한 기초 자료를 제공하기 위하여 스텔

링기관의 작동조건과 동일한 주기적인 왕복유동(periodically reversing flow) 조건하에서 재생기내의 유동저항을 측정하여 실험식을 유도하였다. 그 결과를 요약하면 다음과 같다.

- (1) 재생기 축열재로서 메쉬번호 50번 철망을 사용하는 경우, 압력 강하는 왕복 유동이 한방향 유동에 비해 철망의 적층 매수에 큰 영향을 받지 않고 평균 3배정도 크게 나타났다.
- (2) 재생기 축열재로서 메쉬번호 100번 철망을 사용하는 경우, 압력 강하는 왕복 유동이 한방향 유동에 비해 철망의 적층 매수에 큰 영향을 받지 않고 평균 2.5배정도 크게 나타났다.
- (3) 재생기 축열재로서 각각 메쉬번호 50번 철망 200, 240, 280매와 메쉬번호 100번 철망 320, 370, 420매를 적층하여 한 방향 유동시 실측유속에 따른 마찰계수(f)와 레이놀드수(Rel)와의 관계는 다음식과 같이 나타났다.

$$f = \frac{0.00326639}{Rel} - 1.29106 \times 10^{-4}$$

- (4) 재생기 축열재로서 각각 메쉬번호 50번 철망 200, 240, 280매와 메쉬번호 100번 철망 320, 370, 420매를 적층하여 왕복유동시 실측유속에 따른 마찰계수(f)와 레이놀드수(Rel)와의 관계는 다음식과 같이 나타났다.

$$f_r = \frac{0.000918567}{Rel} + 1.86101 \times 10^{-5}$$

- (5) 공시 축열재의 메쉬번호가 크고 적층 매수가 많을수록 재생기 양단의 압력강하는 크게 나타났다.

참고 문헌

1. Chen, N. C. J. and F. P. Griffin. 1984. Effects of pressure - drop correlations on stirling engine predicted performance. Proc. of the 18th IECEC, pp. 708-713.
2. Isshiki, N. and H. Watanabe. 1987. Study on linear element for stirling engine regenerators. Proc. of the 22th IECEC, pp. 1847-1852.
3. Krazinski, J. L, R. E. Holts, K. L. Uherka and D. A. Lottes. 1986. An analysis of pressure drops under reversing flow conditions. Proc. of the 21th IECEC, pp. 519-525.
4. Taylorn, D. R. and H. Aghili. 1984. An investigation of oscillating flow in tubes. Proc. of the 19th IECEC, pp. 2033-2036.