

나선코일 튜브 내에서의 압력손실에 관한 연구

A Study on the Pressure Loss in Helically Coiled Tubes

한 규 일*, 박 종 운**
K. I. Han, J. U. Bark

ABSTRACT

The resistance coefficient and heat transfer performance are studied for the turbulent water flow in a smooth coiled tube having variable curvature ratios and a corrugated-coiled tube having a ratio of coil to tube diameter of 22. Experiments are carried out for the fully developed turbulent flow of water in tube coils on the uniform wall temperature condition. This work is limited to tube coils of R/a between 22 and 60 and Reynolds numbers from 13000 to 53000. The tube having a ratio of coil to tube diameter of 27 among the 3 smooth tube coils shows the best heat transfer performance. A corrugated-coiled tube(R/a=60) shows more excellent performance than a smooth coiled tube(R/a=60) at a similar curvature ratio. The friction factor f is sensitive to changes in the velocity profile caused by a temperature gradient. Allowance was made for the pressure loss in the short inlet and outlet lengths and due to the presence of the thermocouple inlet and outlet as a result of separate experimental on a straight tube. It is to be expected that the allowance at the exit will be somewhat too low because of secondary flow effects carried over from the coil

주요기술용어 : Resistance Coefficient(저항계수), Curvature Ratios(곡률비), Turbulent Flow(난류), Velocity Profile(속도분포), Friction Factor(마찰요소), Thermocouples(열전대), Secondary Flow(이차유동)

기 호 설 명

a : 튜브의 반경

* 부경대학교

** 정희원, 부경대학교 대학원

C : 계수 ($-\partial P/H\partial\theta$)

C_p : 정압비열

C_M : T_m 값을 부여하는 계수

g_m : $\equiv(T_w-T_m)/\tau a$

h : 열전달 계수

h_m : T_0 와 T_1 사이의 평균 열전달 계수
 k : 유체의 열전도율
 m : Re 에 대하여 일정하게 주어지는 지수
 Nu : Nusselt 수
 Pr : Prandtl 수
 p : 압력
 q_w : 곡선 튜브 벽면에서의 국소 열유속
 R : 튜브축의 곡률반경
 Re : Reynolds 수(유체유속 \times 튜브직경/동점성계수)
 S : 코일 튜브 벽면의 총면적
 T_m : 유체의 혼합 평균온도
 T_w : 벽면온도
 T_{mL} : h_m 값을 부여하는 온도[$^{\circ}C$]
 α : λ 에 대한 비례계수
 δ : a 에 의해 나누어진 경계층의 두께
 λ : 저항계수

하첨자

c : 곡선 파이프
 m : 원주방향으로의 평균값($\psi = -\pi \sim \pi$), (except g_m, T_m, W_m)
 s : 직선 파이프
 δ : $\xi = \delta$ 에서의 값

1. 서 론

자동차에서 사용되는 엔진오일은 고온에서는 점도가 낮아지고, 저온에서는 점도가 커져서 윤활성능을 저하시키는 요인이 된다. 엔진의 수명과 엔진오일의 성능을 향상시키기 위하여 엔진오일의 온도를 일정하게 유지하는 것이 매우 중요하다. 이렇게 엔진의 윤활성능을 향상시키기 위하여 오일 냉각장치가 필요하다. 이러한 오일 냉각장치에는 두 종류가 있는데 하나는 크랭크 케이스 내에 설치하여 엔진냉각수로 냉각을 시키는 것이고, 또 하나는 별도로 오일냉각장치를 설치한 것이 있다. 이러한 오일냉각장치의 열교환기에는 나선형 코일 튜브를 사용하는데 나선코일 내부에 냉각수를 유동시키고 오일은 외부에 순환시킨다. 이러한 나선코일에서의

내부 열전달 계수와 압력손실에 관한 정보는 다소 부족한 실정이다. 나선코일튜브 내부에 작용하는 유체는 동일한 직선튜브에 비하여 마찰인자와 열전달 계수는 상승한다. 그리고 이것은 여러 연구자들에 의해서 확인되었다. 원통형 튜브를 통한 유체 층류 유동의 경우에 있어서 주유동장은 튜브축에 수직한 면에 작용하며 곡률면에 대칭인 2차 유동장을 수반한다는 것이 잘 알려져 있다. 본 논문에서 연구 중인 계는 피치가 작고 곡률비(R/a)가 작은 나선형 코일이다. Dean^{1,2)}은 현재 Dean수로 알려져 있는 매개변수가 그와 같은 코일에서 유체 운동을 지배하는 독특한 동적인 상사파라미터라는 것을 최초로 밝혔다. Adler³⁾, Barua⁴⁾, 그리고 Mori와 Nakayama⁵⁾는 큰 Dean수에서의 2차 유동장은 비점성 중심부(inviscid core)와 점성 경계층으로 되어 있다는 것을 밝혔다. 많은 연구자들은 2차 유동이 운동량 전달율과 더불어 열과 질량 전달율을 증가시킨다는 것을 밝혔으며, 후자는 결과적으로 압력 강하의 증가가 된다. Weissman과 Mockros⁷⁾는 20보다 훨씬 작은 Dean수에서는 전달율(transport rates)의 증가가 거의 없는 것으로 나타난 수치적 입구 영역해를 얻었다. Berg와 Bonilla⁸⁾ 그리고 Kubair와 Kuloor⁹⁾는 Dean과 Prandtl수의 함수로써 길이 방향의 평균 열전달계수에 관한 실험 데이터를 보고한바 있다. Seban과 McLaughlin¹⁰⁾은 튜브 벽면상에서 원주와 축방향 위치의 함수로써 나선형 코일 튜브의 열적 입구 영역에서 국소 열전달계수를 측정하려고 시도하였다. 몇몇 실험 진행 과정에서 그들은 아래 방향으로 거리를 증가시키면서 열전달계수의 주기적인 진동을 관찰하였다.

따라서 Weissman과 Mockros는 입구 영역을 연구했으나 Dean수가 큰 것은 연구하지 못했으며, 반면에 Mori와 Nakayama는 Dean수가 큰 경우에 대한 연구를 하였으나 단지 완전 발달된 온도장만을 해석했을 뿐이다. 실질적인 관점에서, 특히 유체가 높은 Prandtl 혹은 Schmidt수를 가진 경우에 있어서는 큰 Dean수에서 발달한 온도장의 영역은 중요하다. 이와 같이 지금까지는 매끈한 코일 튜브에 대한 연구가 많이 보고되고 있지만, 표면이 확장된 코일 튜브에 관한 연구보고는 거의 찾

아 보기 힘들다. 따라서 본 연구에서는 매끈한 코일 튜브와 함께 전열 효율을 증대시키기 위하여 표면적을 증가시킨 corrugated-tube를 이용하여 균일 벽면온도의 조건하에서 물의 난류 유동에 대한 압력손실에 대하여 고찰하였다. 관측된 온도 분포들로부터 혼합 평균 온도들을 계산하였고 Nusselt 수와 저항계수는 이론해석에 의해 얻어진 것들과 비교를 위해 계산하였다.

2. 이론 해석

2.1 나선튜브 내의 유동

본 논문에서는 곡률의 중앙으로부터 멀리 있는 벽면쪽은 바깥벽면이라 부르고 가까이 있는 쪽을 안쪽벽면이라 부른다. 곡선 튜브에서 중앙부에 있는 유체는 원심력에 의해서 바깥벽면 쪽으로 향하게 된다. 벽면근처의 유체는 안쪽벽면까지 벽표면을 따라 흐른다. 따라서 튜브내에서 이러한 규칙적인 2차유동은 단면에서 한쌍의 와류를 형성하게 된다. 튜브의 축방향으로 힘의 평형을 고려할 때 2차유동에 의해 야기되는 응력은 기타 그 외의 응력과 더불어 반력의 작용이 압력 구배에 영향을 미치게 된다는 점에 유의해야 한다.

2차유동을 고려해 볼 때 그것의 외형은 다음과 같이 가상해 볼 수 있다. 핵심 영역에 있는 유체는 바깥벽면쪽으로 흘러서 경계층으로 들어가게 되며, 경계층의 안쪽벽면으로 다시 되돌아 흐른다. 이 가상의 흐름선이 Fig.1에 나타나 있다.

2.2 압력손실

등온 난류유동을 가진 매끈한 코일 튜브내의 압력손실에 관한 연구가 Ito¹²⁾에 의해 요약되었다. 그리고 그는 몇몇 연구자들의 결과를 토대로 2개의 방정식을 다음과 같이 제안했다.

$$f = 0.076(Re)^{-0.25} + 0.00725 \left(\frac{a}{R} \right)^{0.5} \quad (1)$$

$$\text{for } 0.034 < (Re)(a/R)^2 < 300$$

그리고

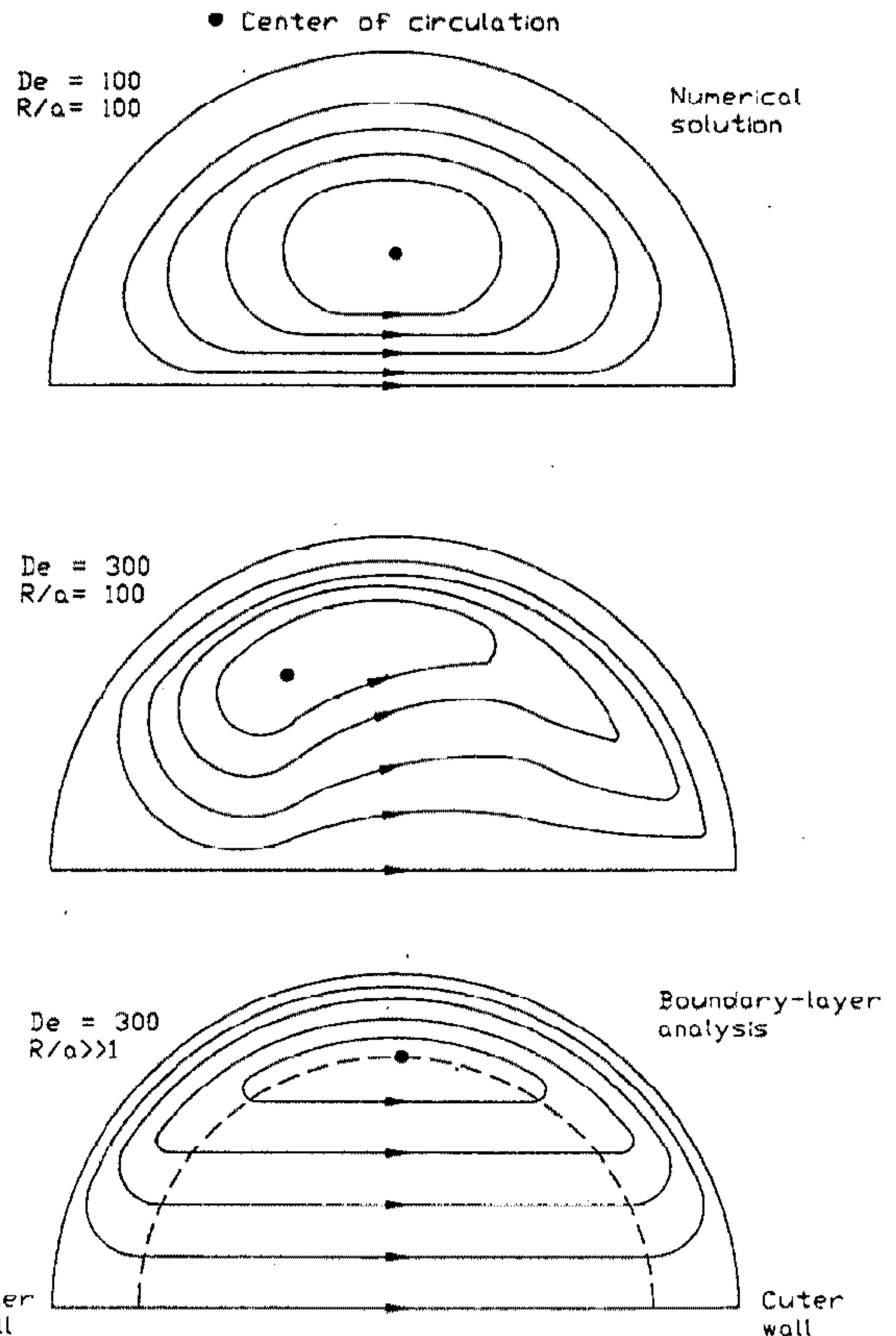


Fig.1 Comparison of secondary-flow stream lines

$$\frac{f}{f_B} = \left[(Re) \left(\frac{a}{R} \right)^2 \right]^{0.05} \quad (2)$$

$$\text{for } (Re)(a/R)^2 > 6$$

여기서 f_B 는 Blasius값이다.

코일 내에서 층류에서 난류로의 천이는 Re값이 직선 튜브에서보다 훨씬 더 큰 값에서 일어난다. 그러나 Ito¹²⁾는 다음과 같은 임계 Re값을 제안했다.

$$(Re)_{crit} = 2 \times 10^4 \left[\frac{a}{R} \right]^{0.32} \quad (3)$$

White¹⁵⁾는 난류영역의 경우 식(1)과 유사한 방

정식을 제안했으나 상수들이 약간 달랐다. 곡선 튜브에 대한 저항계수의 정의는 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$f_c = \frac{16}{Re^2} C \quad (4)$$

식(1)에서 C의 값이 다음과 같이 주어질 때

$$C = \frac{\alpha}{16} \left[\frac{(2m-1)^2}{m(4m-1)} \right]^{(2m-1)/m} Re^{(2m-1)/m} \times \delta_m^{-(1/m)} \left[1 + \frac{2m-1}{m^2} \delta_m \right] \quad (5)$$

f_c 에 대한 다음 공식이 얻어진다.

$$f_c \sqrt{\left(\frac{R}{a} \right)} = \frac{\alpha_c}{[Re(a/R)^{(m/2)}]^{1/(m+1)}} \times \left[1 + \frac{\Delta_f}{[Re(a/R)^{(m/2)}]^{1/(m+1)}} \right] \quad (6)$$

여기서 $\alpha_c=0.300$ 와 $\Delta_f=0.112$ 의 값이 대입되면 식(6)은 다음과 같이 된다.

$$f_c \sqrt{\left(\frac{R}{a} \right)} = \frac{0.300}{[Re(a/R)^2]^{1/5}} \times \left\{ 1 + \frac{0.112}{[Re(a/R)^2]^{1/5}} \right\} \quad (7)$$

이 식은 Ito¹²⁾의 실험식과 아주 잘 일치하고 있다.

2.3 등온 압력손실

등온 압력손실에 관한 실험은 주로 코일이 매끈하게 잘 형성되었다는 것을 입증하기 위해 이루어졌다. 즉, 이러한 목적의 경우 압력손실은 열전달 데이터보다 훨씬 더 민감하다. 그리고 심지어는 다

른 압력손실 데이터와 어느 정도 일치하고 있지만 열전달 연구에 적합한 코일을 만들지는 못했다. 그럼에도 불구하고 압력손실에 관한 이전의 연구 대부분이 비교적 큰 곡률비와 1회전만으로 연구가 이루어져 왔다. 그래서 본 연구에서의 결과 데이터에 의하여 확증할 수 있다.

주요 온도에서 물이 가지는 Reynolds수의 적용 범위는 $1.3 \times 10^4 \sim 5.3 \times 10^4$ 였다. 대부분은 난류 유동에 대한 것이 난류 영역에서 매끈한 튜브의 수평 나선튜브와 수직나선튜브의 마찰인자에 대한 결과들은 5%내에서 Ito¹²⁾의 식과 일치하고 있다. 비등온압력손실 데이터를 평가할 때는 다음사항을 반드시 명심해야 된다. 입·출구의 짧은 길이에서 그리고 직선 튜브에 관한 별도의 실험결과로 입구 열전대와 출구 열전대의 존재로 인한 압력손실을 고려했다. 출구에서 고려한 점은 코일에 그대로 남아 있는 2차유동의 효과때문에 다소 좀 낮아질 것이라 여겨진다. 이러한 점을 감안하여, Ito의 상관관계들은 아주 만족스럽다고 생각할 수 있다.

2.4 비 등온류의 압력손실

Mikheev¹⁴⁾는 직선튜브 내에 있는 물에 대한 비등온 마찰결과는 $[(Pr)_b/(Pr)_w]^{-1/3}$ 만큼 곱함으로써 등온 마찰결과를 예측하였다.

$$f_{iso} = f [(Pr)_b/(Pr)_w]^{1/3} \quad (8)$$

이것은 두 코일에 대한 결과를 분리할 뿐만 아니라, 더 큰 Reynolds수에서는 제외하여, 완전한 상관관계에 Ito의 방정식에서 계산된바와 같은 냉각손실을 부여하게 된다. 물론 1/3이라는 지수가 코일에 반드시 적용되어야 할 이유가 없으며, 또한 Reynolds수와 반드시 무관하지도 않다. 그러나 실질적 목적의 경우에 $10^4 < (Re)_b < 6 \times 10^4$ 의 범위에서 코일 마찰인자의 합리적인 평가는 분명 다음을 사용함으로써 얻어질 수 있다.

$$f = f_{Ito} [(Pr)_b/(Pr)_w]^{-1/3} \quad (9)$$

여기서 f_{Ito} 는 식(1) 또는 식(2)에 의해 주어진다.

등온 난류 유동인 코일의 압력손실에 대한 식들은 아주 잘 확립되어 있으며, Reynolds수의 제한

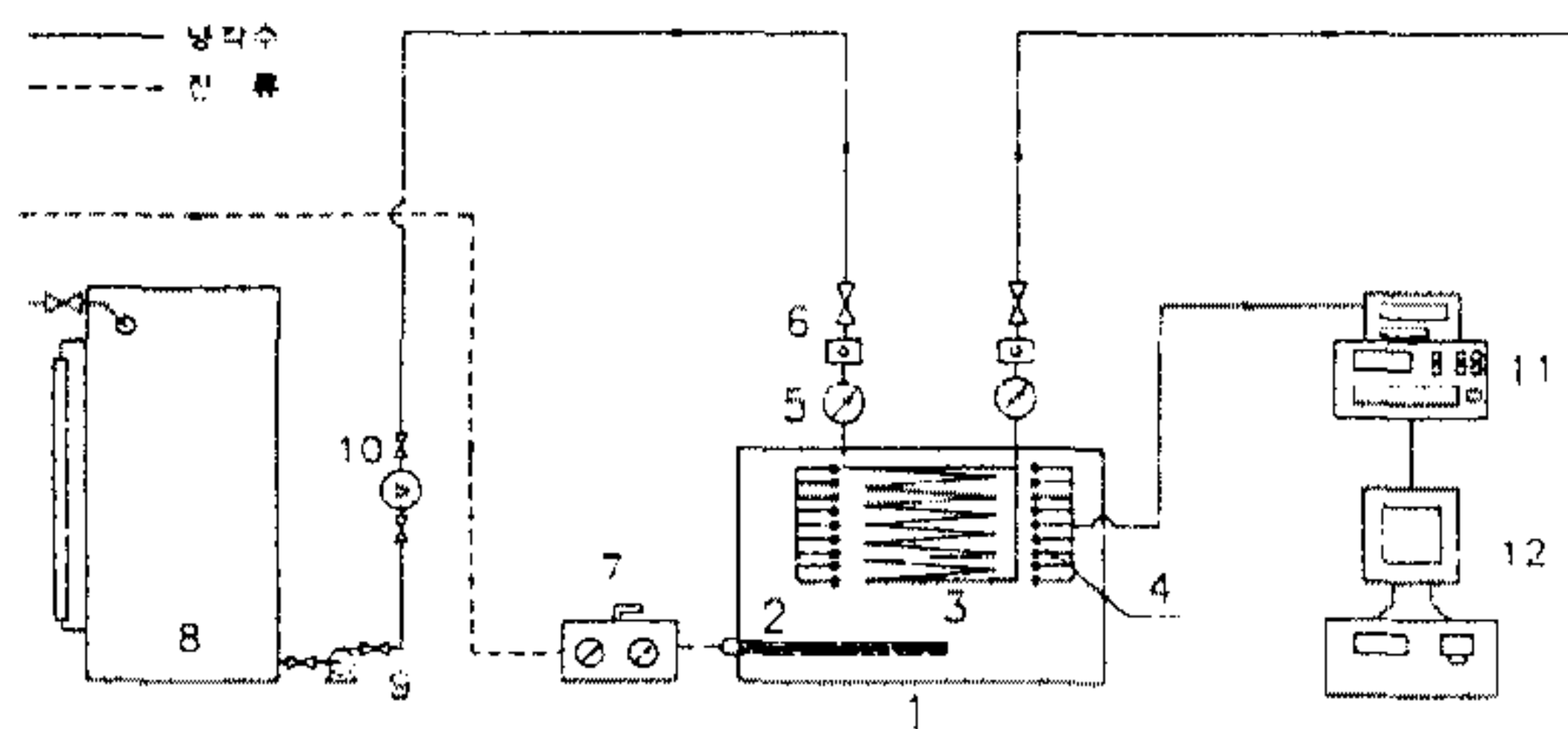
된 범위에 걸쳐 물의 비등은 유동에 있어서의 손실은 곱한계수 $[(Pr)_b/(Pr)_w]^{-1/3}$ 의 도움으로 예측할 수 있다.

본 연구의 열전달 결과는 Kirpikov¹⁴⁾와 Seban과 McLaughlin¹⁰⁾의 결과 사이에 있다. 코일의 열전달에 대해 우리가 알고 있는 지식이 직선 튜브의 유동에 관한 광범위한 데이터에 의해 제공되는 것에 접하기 이전에 더 많은 연구가 필요하다. 그러나, 이러한 연구를 값어치가 있도록 하기 위해서는 더 좋은 실험 기술을 고안하는 것이 필수적이다.

3. 실험장치 및 방법

Fig.2는 실험장치도이다. 먼저 냉각수를 일정한 온도로 유지하여 튜브의 내부에 공급하기 위하여 순환수 탱크[8]를 설치하고, 이러한 냉각수를 순환시키기 위한 순환수 펌프[9]를 설치하고, 이렇게 순환되는 냉각수량을 측정하기 위한 순간유량계[10]를 부착하여 튜브내부로 일정한 유속을 갖는 냉각수를 공급한다. 다음은 시험구간[3]으로 이러한 시험구간은 수조[2] 내부에 설치되는데, 수조의 규격은 지름이 1m이고 높이가 40cm인 원통형의 용기이다. 수조의 상부는 시험구간을 분해하여 설치할 수 있도록 분리시킬 수 있다. 시험구간의 입출구에는 압력센서[5]를 장치하였고, 또한 밸브[6]를 설치하였다. 그리고 시험구간의 온도와 수조 온도를 측정하기 위한 열전대(T-type)를 상하좌우에 각 4점을 부착하였다. 또한 나선튜브의 길이방향으로 온

도변화를 측정하기 위하여 튜브의 상부에 50cm의 간격으로 열전대[4]를 8점을 부착시켰다. 원주방향의 온도변화를 측정하기 위하여 튜브 주위에 45°의 간격으로 열전대[4]를 8점을 부착하였다. 열전대는 튜브의 표면에 약 0.1mm의 홈을 파서 은납으로 부착하였다. 그리고 시험구간의 흔들림에 열전대가 손상이 가지 않도록 하기 위하여 주위에 튜브벽면에 열전대를 구리철사로 묶었다. 본 실험에 사용한 튜브는 직경 15mm인 매끈한 튜브와 동일한 직경의 corrugated 튜브를 사용하였다. 튜브의 길이는 6m의 길이로 2회전에서부터 5.5회전까지 곡률비에 따라 나선식으로 감았다. 기존의 연구자인 Seban과 McLaughlin¹⁰⁾은 튜브외부에 전선을 감고 이것에 전류를 흘려 보냄으로써 튜브 외부의 벽면 온도를 일정하게 유지하기 위하여 노력하였고, Kirpikov¹³⁾는 일정한 열유속을 유지하기 위하여 튜브 외부에 가열 증기를 사용하여서 실험을 하였다. 이에 반하여 본 연구에서는 튜브의 외벽을 유체에 의하여 가열하였는데 우선 수조 내부에 유체를 전기히터(5kw)[2]를 수조 하단에 설치하였다. 수조내부의 온도를 일정하게 유지하기 위하여 측정을 하기 전에 예비실험을 실시하여 냉각수량에 따라 수조에 공급하는 열량을 결정하고 열 평형상태가 될 때에 측정을 하였다. 이렇게 슬라이더스[7]로 열평형을 유지하게 되면 튜브내부의 유속을 일정하게 유지하면서 변화되는 온도를 측정하였다. 온도 측정은 테이터로그(ALMEMD [R] 5590)에 의하여 AMR Dos-Control 3.0으로 데이터를 수집하여 분석한 결과로 열전달 성능을 평가하였다.



- | | | |
|------------------------|---------------------|-----------------|
| 1. Boiler | 2. Heater | 3. Test section |
| 4. Thermocouple | 5. Pressure sence | 6. Valve |
| 7. Voltage transformer | 8. Coolant tank | |
| 9. Circulation pump | 10. Fuel flow meter | |
| 11. Data logger | 12. Computer | |

Fig.2 Schematic diagram of experimental apparatus

4. 결과 및 고찰

4.1 에너지평형

Fig.3는 수조의 내부 에너지가 잃은 에너지와 튜브내부의 냉각수가 얻은 에너지와의 평형관계를 나타낸다. 실험범위는 냉각수의 Reynolds수가 8,000~60,000 범위에서 이루어졌다. 본 연구에서 실험한 결과에 의하면 보일러내의 내부온도가 잃은 에너지와 튜브내부에서 냉각수가 유동하면서 얻은 에너지와의 균형은 ±5%이내의 범위에서 에너지 균형이 이루어지고 있으며 실험 데이터는 정확도를 유지하고 있음을 알 수 있다.

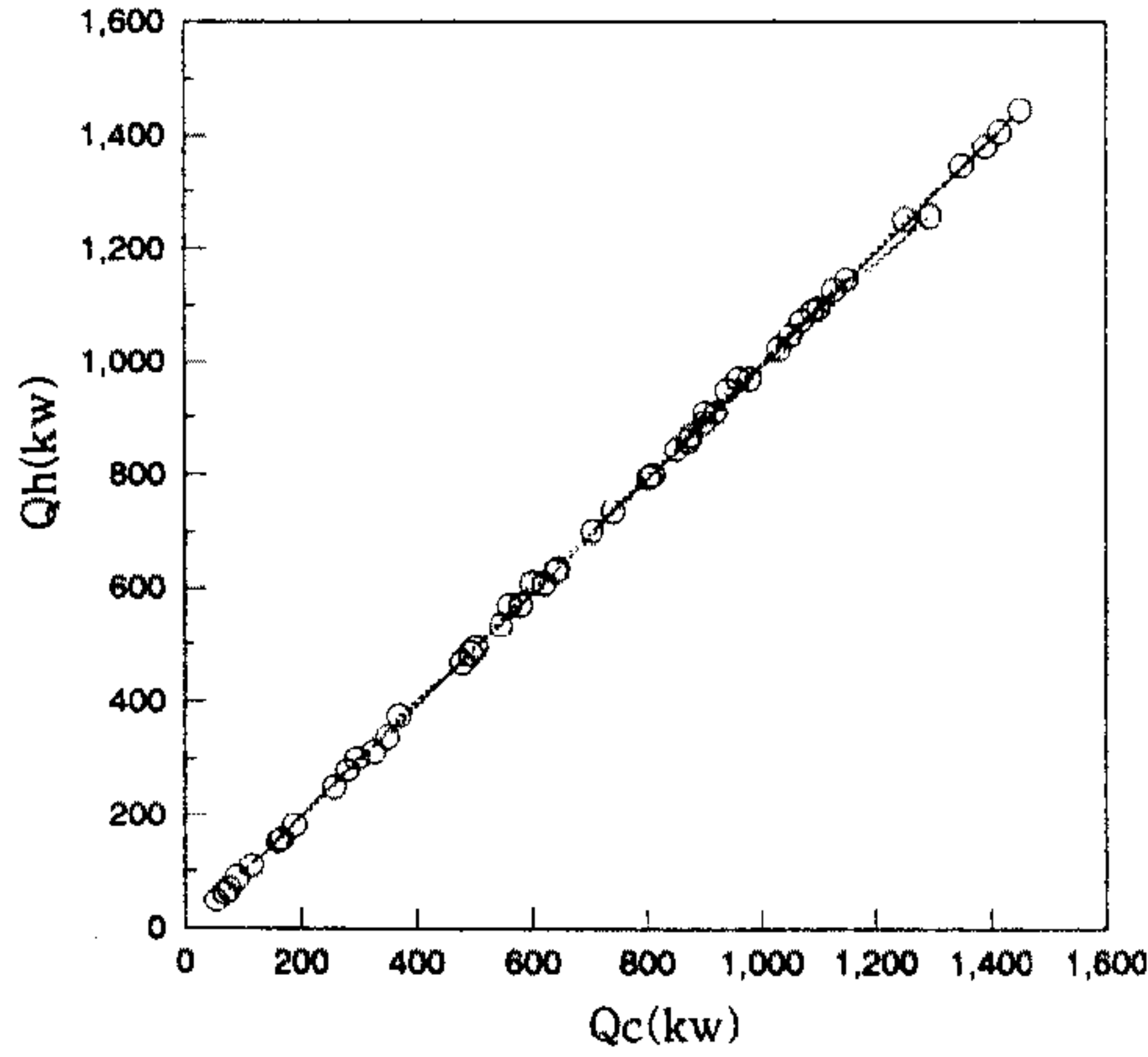


Fig.3 Heat balance of test section

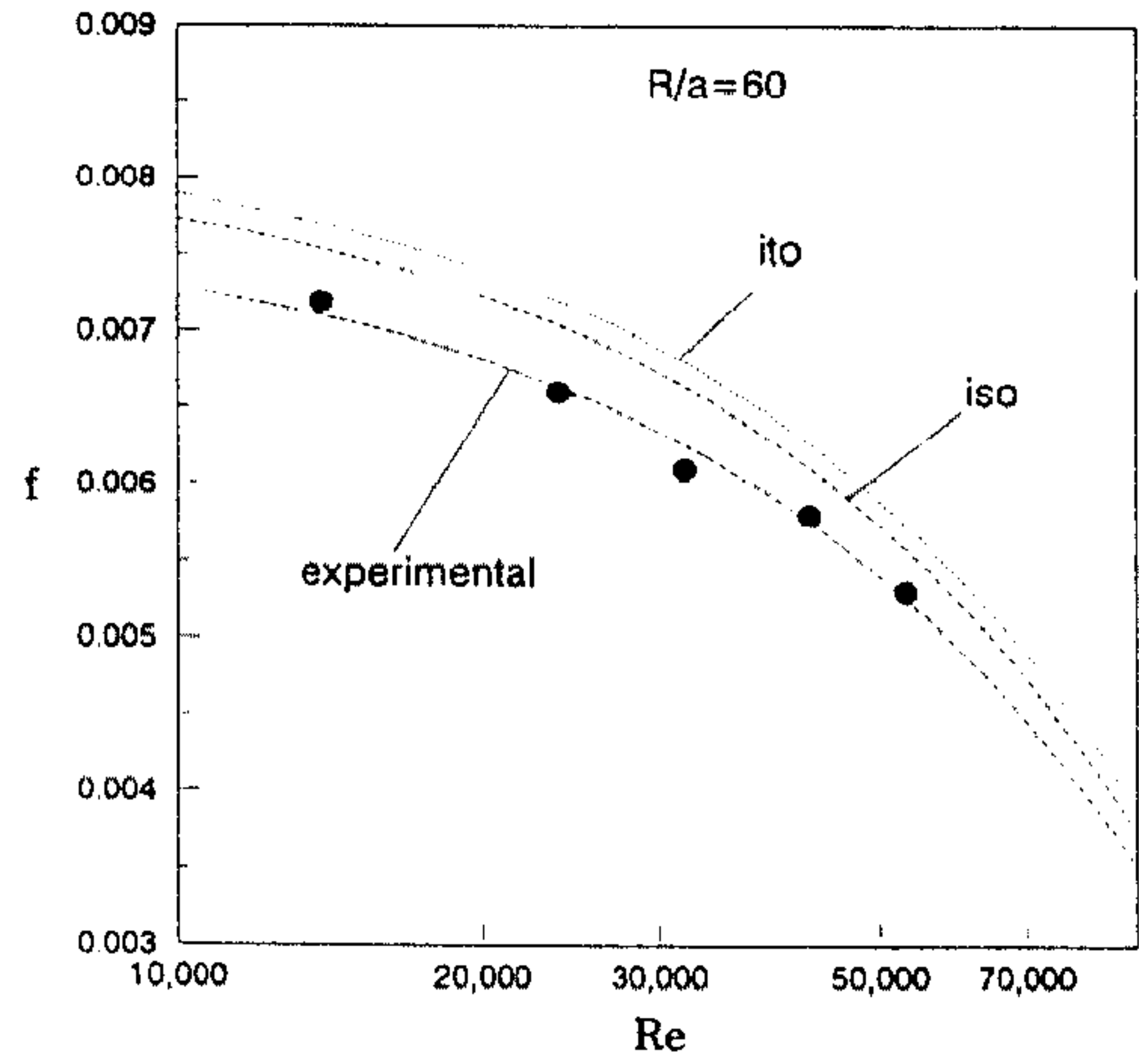


Fig.5 Friction factors vs. Reynolds numbers (R/a=60)

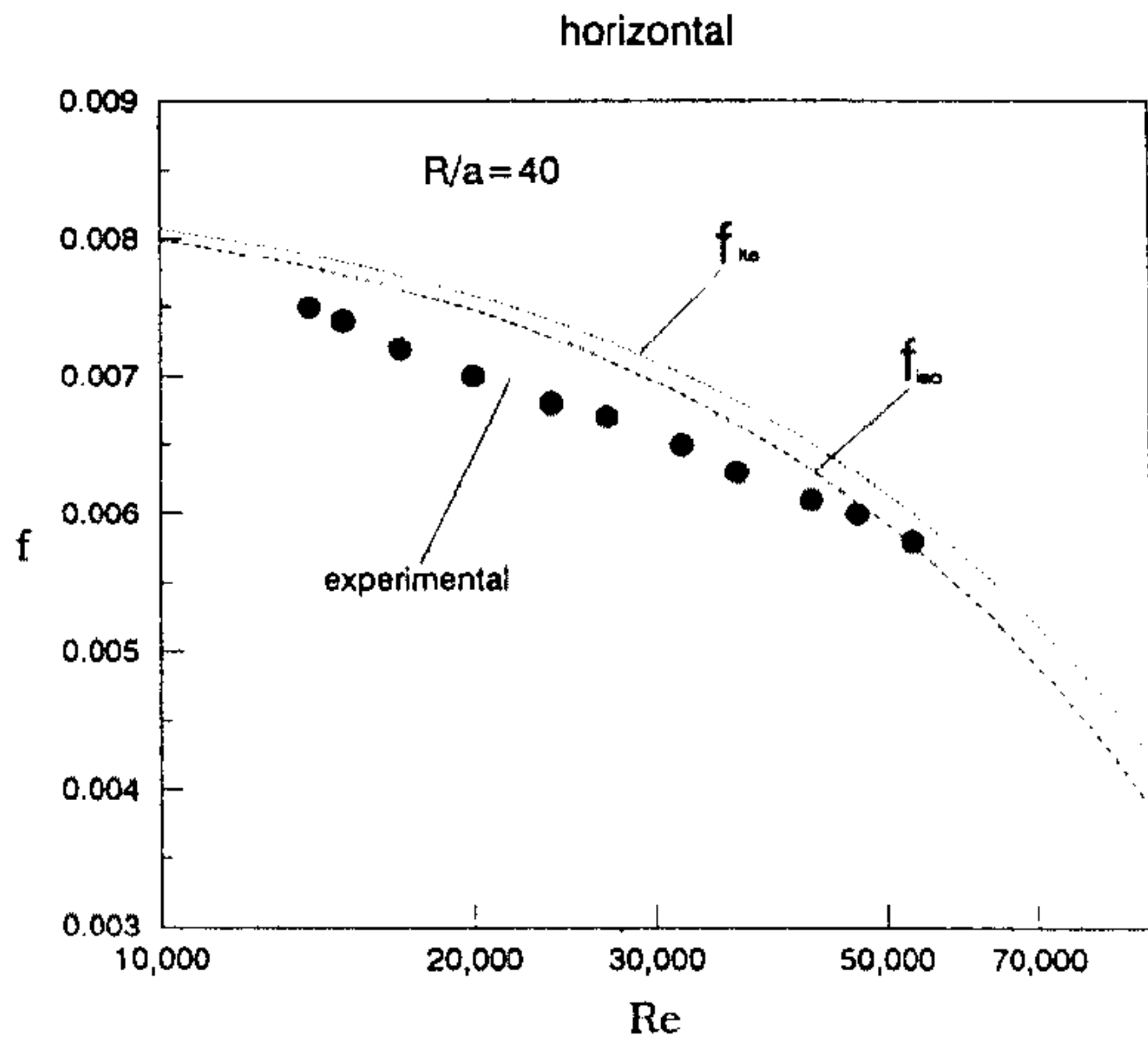


Fig.4 Friction factors vs. Reynolds numbers (R/a=40)

4.2 저항계수

Fig.4는 곡률비가 40인 수평나선튜브에 대한 저항계수를 Reynolds수에 대하여 나타낸 그래프이다. 시험구간의 입구에서 냉각수의 온도를 27.9°C로 일정하게 유지하여 튜브내부 유체의 레이놀수를 13,000~53,000범위에서 실험이 이루어졌다. 플란틀수의 범위는 4.20~4.65까지 변화하며, 열유속의 범위는 29,600~99,300(w/m²)이었다. 평균벽면온도는 47°C이고 유체의 혼합평균온도는 38.7°C이며, 유체의 입구와 출구 온도차이는 21.7°C였다. 따라서 비등온 유체의 경우 $[(Pr)_b/(Pr)_w]^{1/3}$ 만큼 곱

하므로써 등온 결과를 예측할 수 있다고 제안했다.¹⁴⁾ $f_{iso} = f[(Pr)_b/(Pr)_w]^{1/3}$ 이렇게 비등온 상태에서 구한 마찰인자를 등온상태의 마찰인자로 환산해 볼 때 15,000 이하의 레이놀수에서는 약간 상회하지만 그 후로는 약 2%정도 낮은 값을 보이고 있다. 이렇게 실험한 데이터를 Ito의 실험식과 비교하여 본 결과 마찰인자는 온도구배에 의하여 야기되는 속도분포의 변화에 민감하게 반응한다는 것을 알 수 있다.

Fig.5는 수평나선튜브에서 곡률비가 60인 경우의 마찰인자를 레이놀수에 대하여 나타낸 것으로 냉각수의 입구온도가 28.1°C로 일정하게 유지하여 레이놀수를 13,000~53,000까지 변화시킬 때의 마찰인자를 이론값과 비교한 것이다. 튜브벽면의 온도는 38.2°C에서 63.0°C까지 상승하며, 내부유체의 출구온도는 59.2°C까지 상승한다. 이렇게 마찰인자가 비등온상태에서 온도 변화에 따른 2차유동의 영향을 받아서 속도분포에 민감하게 영향을 받고 있다. 실험에 의해 구해진 마찰인자는 비등온상태에서 얻어진 값으로 이것을 등온값으로 환산한 그래프가 f_{iso} 식으로 나타낼 수 있으며, 이것들은 Ito¹²⁾의 식에 의하여 계산된 식보다는 약 2~3% 낮은 모습을 보이고 있다.

Fig.6은 곡률비가 27인 수평나선튜브의 레이놀수에 대한 마찰인자의 변화를 나타낸 그래프로서 냉각수 온도가 29.7°C에서 63.8°C까지 변화하므로

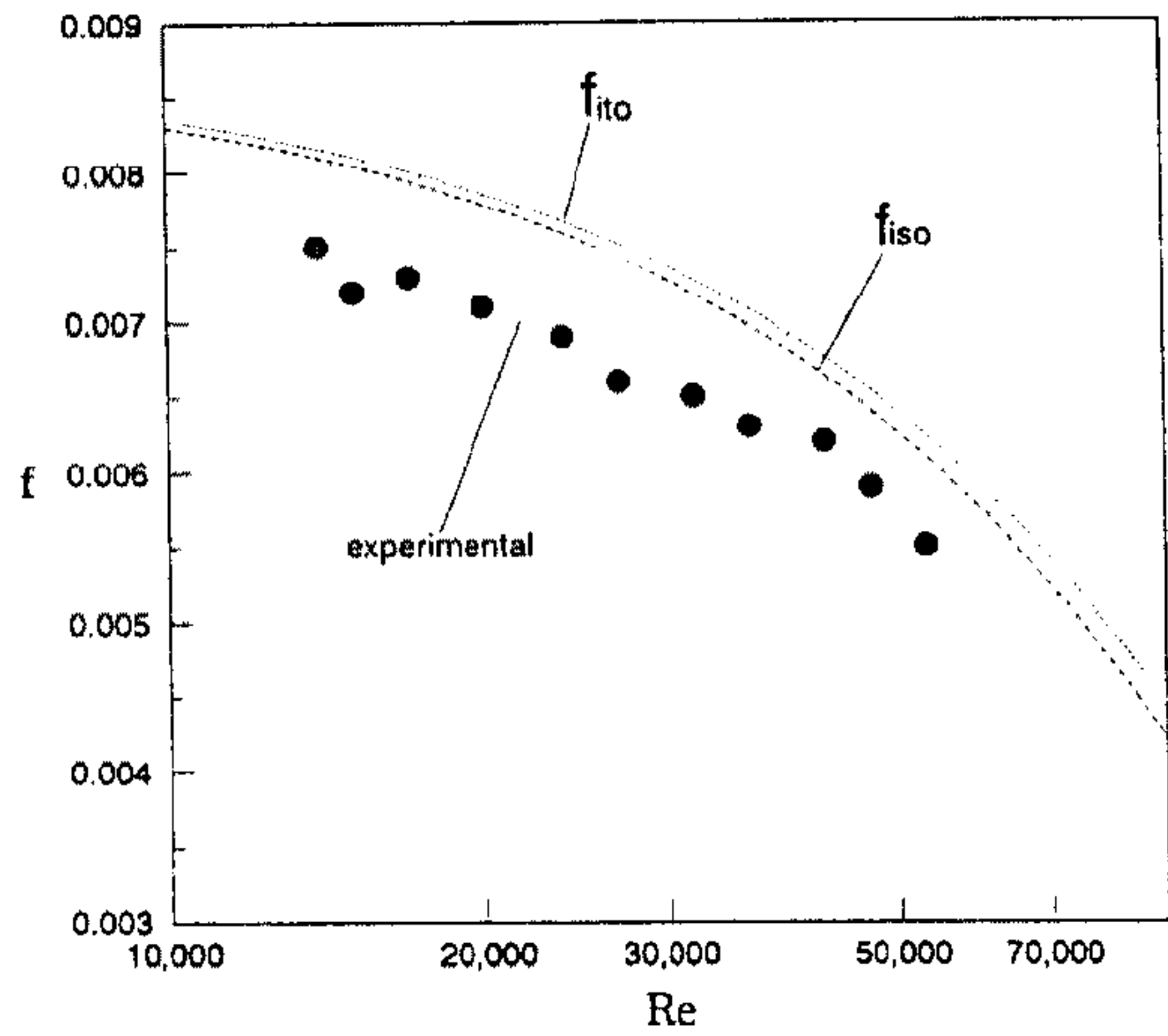


Fig.6 Friction factors vs. Reynolds numbers (R/a=27)

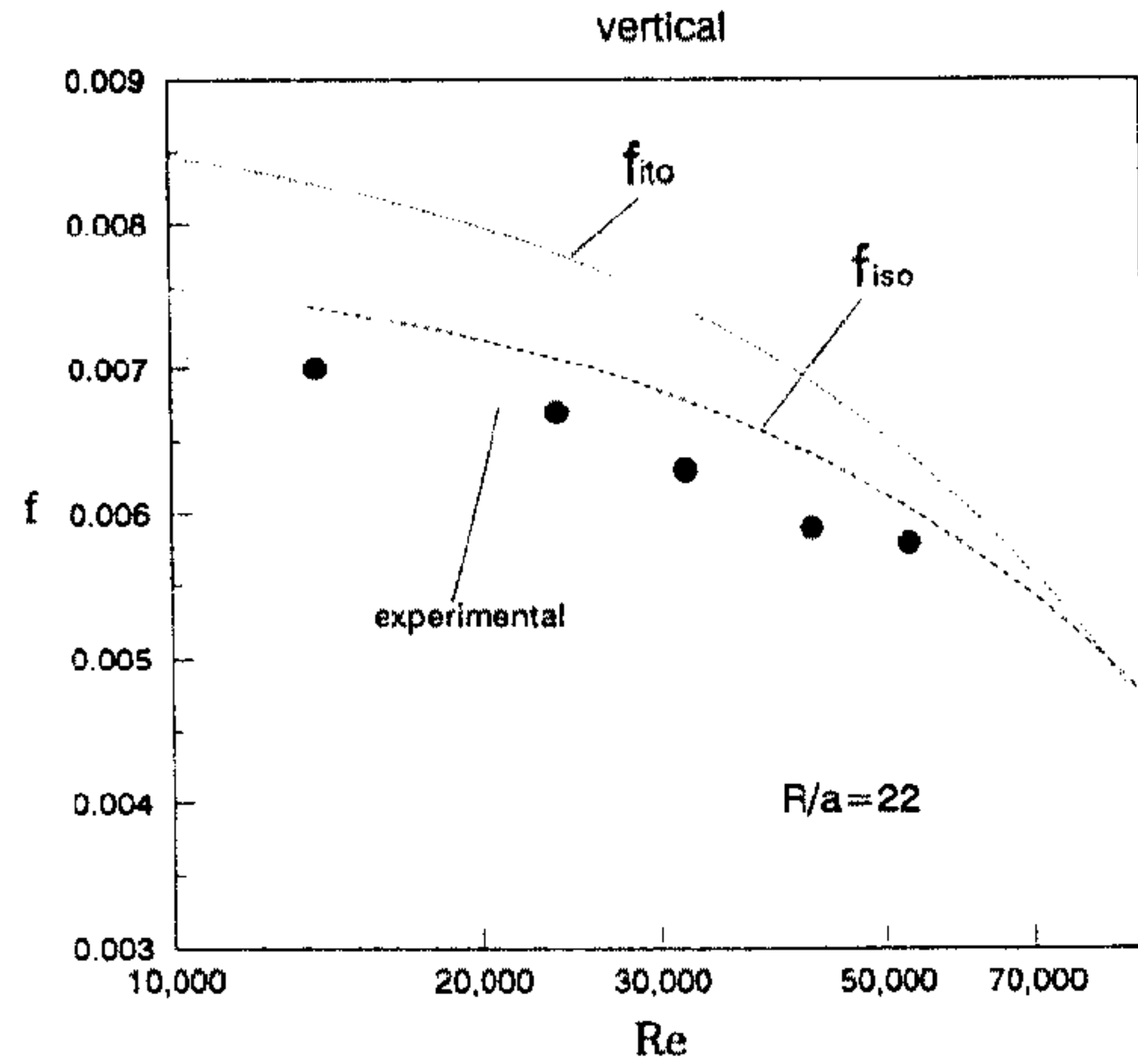


Fig.8 Friction factors vs. Reynolds numbers for vertical coil tube (R/a=22)

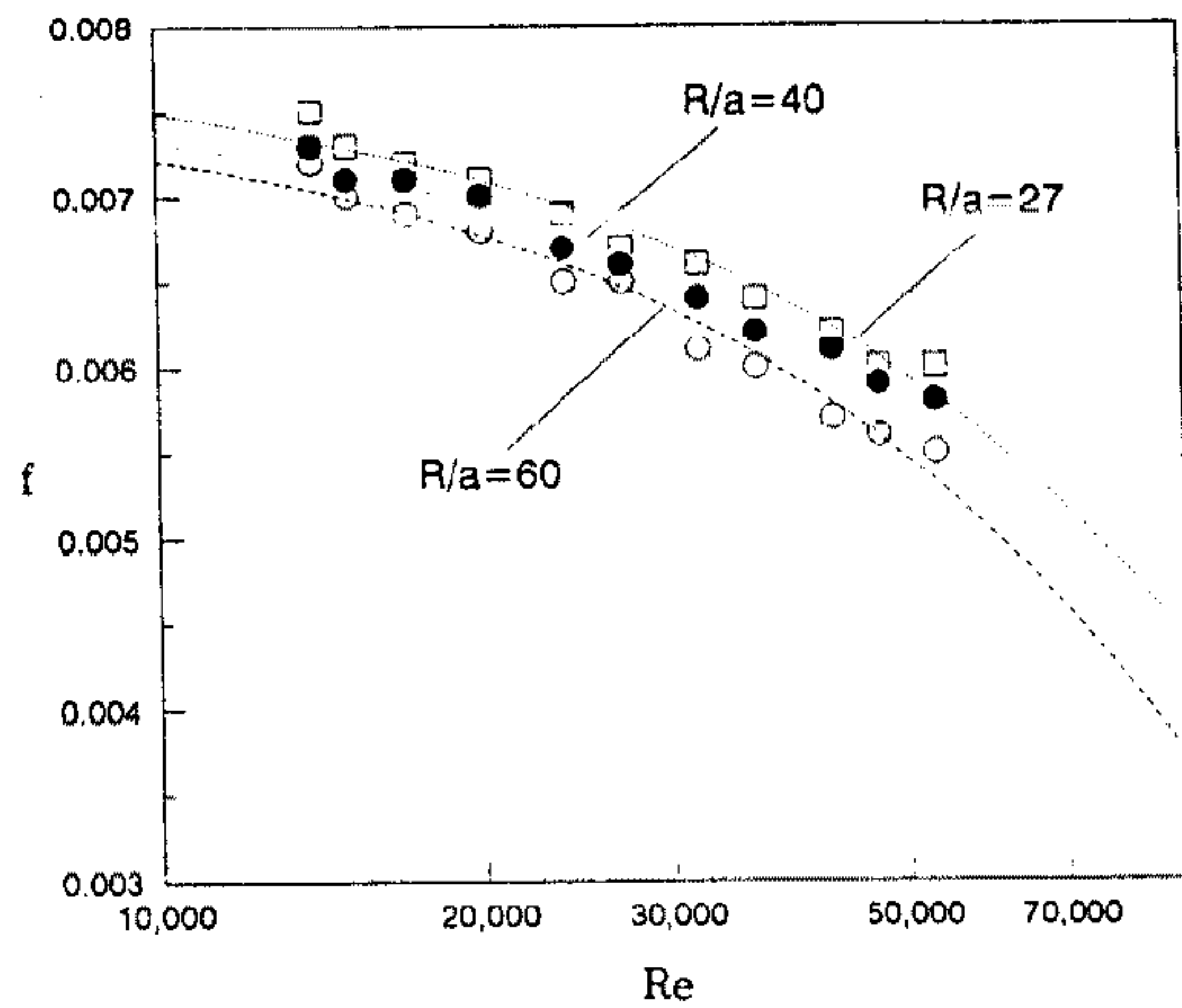


Fig.7 The comparison of friction factors and Re. with variable curvature ratios

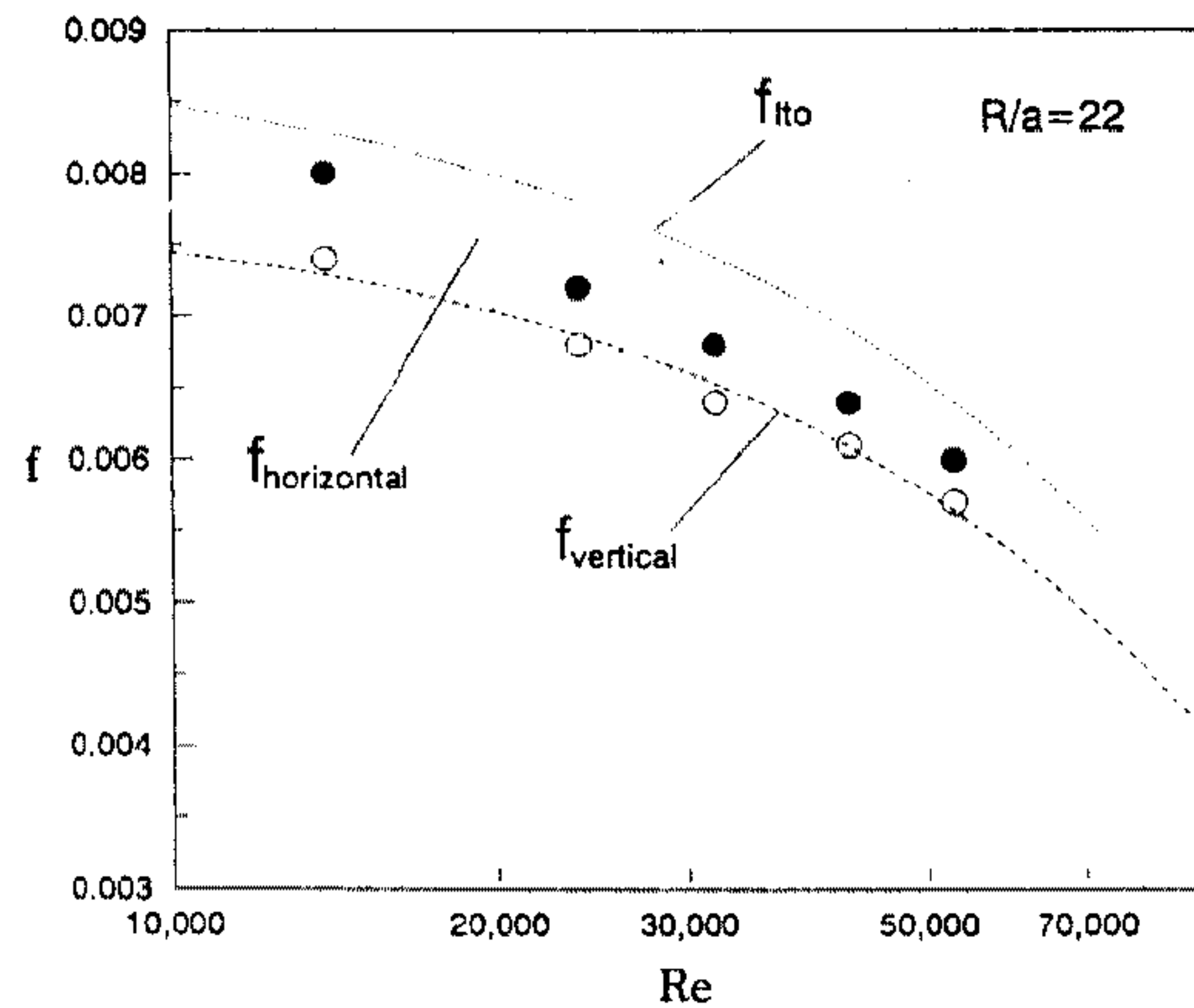


Fig.9 The comparison of friction factors and Re (vertical and horizontal)

그에 따른 물성치의 변화에 의하여 플란틀수는 3.85~4.30까지의 범위에서 실험하였다. 본 실험에서 얻은 실험값은 직선튜브에 비하여 입 출구의 길이가 짧은 것을 고려할 때 출구에서 튜브에 남아있는 2차유동의 효과 때문에 실험값이 다소 낮아질 수 있다고 여겨진다. 동온상태의 식인 Ito⁽¹²⁾식과 실험값을 동온식으로 환산한 f_{iso} 와는 거의 일치하고 있다.

Fig.7은 수평나선튜브의 곡률비가 60, 40, 27인 경우에 레이놀수의 변화에 따른 마찰인자를 살펴 보았다. 본 실험에서 열유속은 30,000~95,000

(w/m^2) 범위에서 이루어졌고 냉각수의 입구온도는 28°C로 일정하게 유지할 때 R/a=60인 튜브의 평균출구온도는 51.9°C이며 R/a=40인 튜브는 54.1°C, R/a=27인 튜브는 57.4°C로서 플란틀수의 범위는 3.85~4.65에서 실험을 하였다. 그 결과 곡률비가 27인 수평 나선튜브가 40, 60인 튜브보다 높고 R/a=60 튜브가 제일 낮게 나타나고 있다. 이것은 Ito식과 비교해 본 결과 매우 근소하게 접근하고 있다.

Fig.8은 수직 나선 튜브의 경우로서 곡률비가 22인 튜브의 실험 결과로서 레이놀수의 변화에 따

큰 마찰인자의 변화값을 살펴보았다. 본 실험은 관 내 평균 입구 온도가 28.1°C이고 평균 출구 온도가 53.9°C로 플란틀수의 범위는 3.95~4.45의 범위의 값을 보이고 평균 벽면온도는 51.8°C이고, 열 유속의 범위는 39,000~115,900(w/m²)이다. 실험 값을 등온식으로 환산한 f_{iso} 는 f_{ito} 보다 5%정도 낮은 값을 보이고 있다.

Fig.9는 $R/a=22$ 이며 $Pr=3.5\sim 4.04$ 의 범위이고, Dean수는 2,963~11,321의 범위에서 냉각수 입구 온도가 27.8°C로 일정할 때 레이놀수의 증가에 따른 수평나선 튜브와 수직나선 튜브의 경우 마찰인자가 변화되는 그래프이다. 수평나선 튜브의 마찰인자가 수직나선 튜브의 마찰인자보다 높게 나타나고 있는 것으로 보아서 압력손실은 수평튜브에서 더 크게 작용하는 것으로 나타난다. 그 이유는 수평나선 튜브의 경우는 내부유동에 의하여 작용하는 힘인 원심력이 중심핵심 영역에서 곁힘의 안쪽에서 바깥쪽으로 유체입자가 통과해가며, 부력은 유체의 중심에서 아래쪽으로 움직이고, 이와 같이 원심력과 부력과의 조화가 두 개의 와류를 일으킨다. 이러한 대칭선은 한정된 각도에서 중력의 방향으로 교차한다. 반면에 수직나선 튜브의 경우는 부력은 수평튜브내에의 유동에 사용된 것들과 유사하다. 그런데 이러한 부력이 곡선튜브의 아

래쪽 반을 따라 작용하는 원심력의 효과를 높이고, 위의 반쪽에 작용하는 원심력은 감소시키는 요인이 된다. 수평나선 튜브의 경우는 축방향의 입구길이의 영향이 있는데 반하여 수직나선 튜브는 입구에서 부터 0의 거리에 완전히 발달하기 때문에 마찰인자의 값이 낮게 나타나고 있다고 볼 수 있다.

Fig.10은 직선튜브와 수평나선 튜브와의 마찰인자에 대한 열전달 효과를 비교한 그래프로써 플란틀수가 3.0에서 4.5까지 변화하는 과정에서 직선 튜브에 대한 수평 나선 튜브의 마찰손실은 직선 튜브의 마찰 손실에 비하여 보다 더 크다. 열과 질량전달 계수와 관련된 직선 튜브와 곡선 튜브의 마찰요인의 미세한 상승에 비례하여 열 질량전달 계수의 미세한 상승현상을 보이고 있다. 플란틀수가 4.5의 곡선은 Dean수가 3,000에서 5,000까지는 서서히 증가하다가 5,000을 넘어서는 지점에서 기울기가 커지는 것은 마찰손실에 비하여 열과 질량전달 계수가 커지는 것을 말한다. $Pr=3.0$ 경우에는 Dean수가 전반적인 기울기가 완만하여서 마찰손실에 비하여 열과 질량전달 계수가 미세하게 상승하고 있다. Kalb의 실험에 의하면 $Pr=0.005$ 의 경우에는 기울기가 역비례하여서 마찰 손실이 오히려 질량계수보다 더 크다는 것을 제시하였다.

Fig.11은 직선튜브와 수직 나선 튜브와의 마찰인

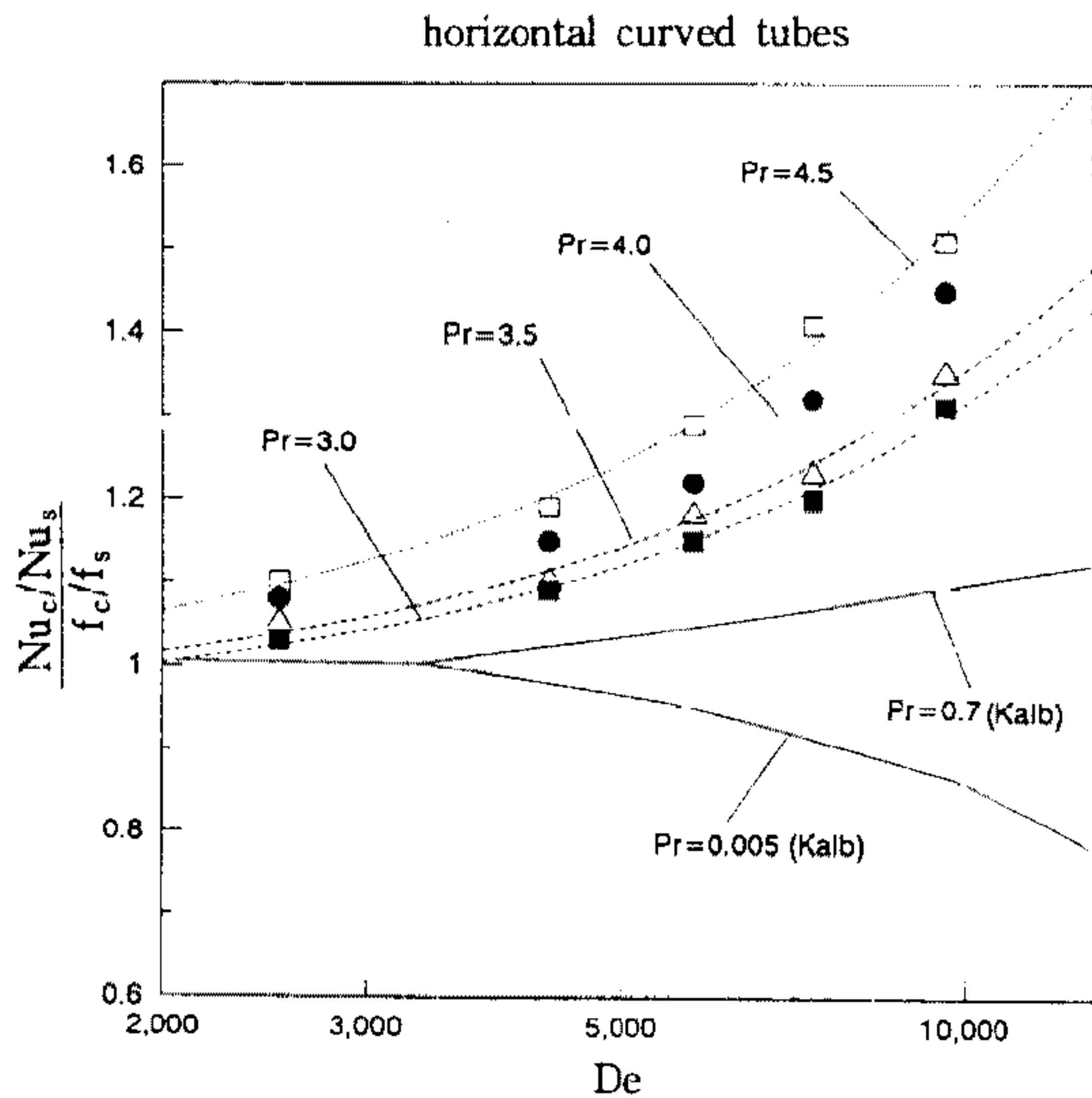


Fig.10 Efficiency of curved tubes relative to straight tubes(horizontal curved tubes)

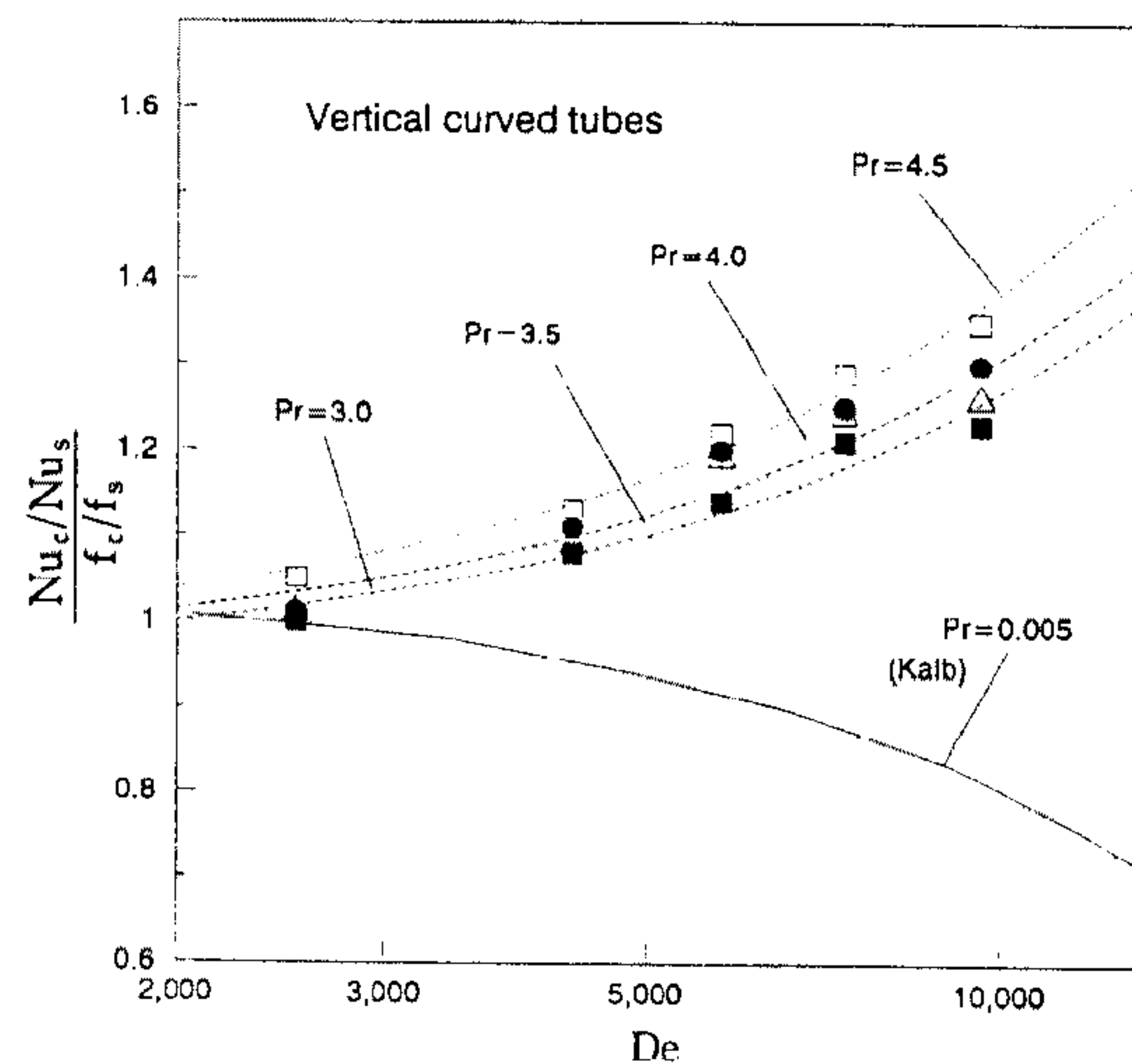


Fig.11 Efficiency of curved tubes relative to straight tubes(vertical curved tubes)

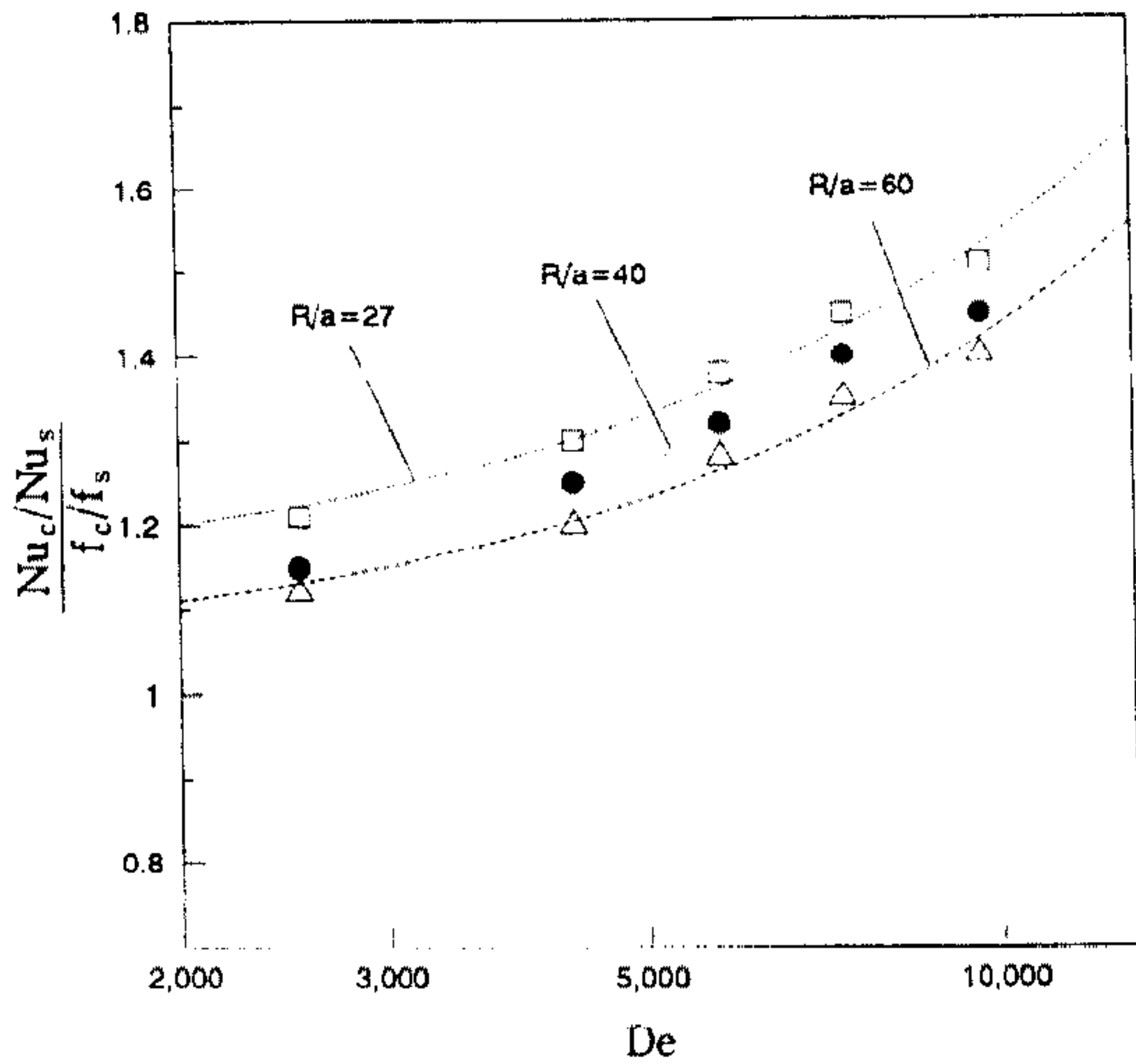


Fig.12 Efficiency of curved tubes relative to straight tubes($R/a=60, 40, 27$)

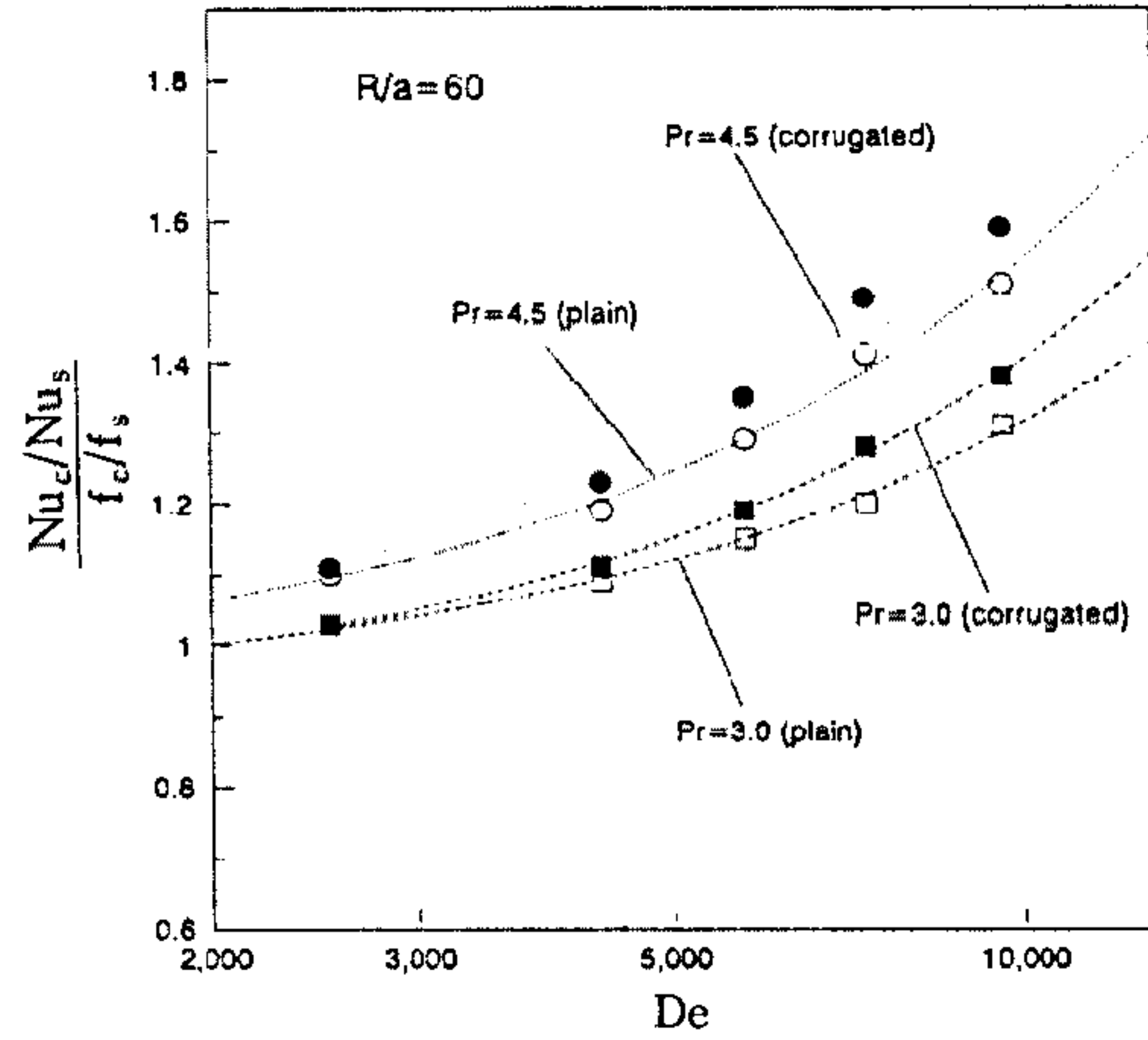


Fig.13 Efficiency of curved tubes relative to straight tubes(corrugated and plain tube)

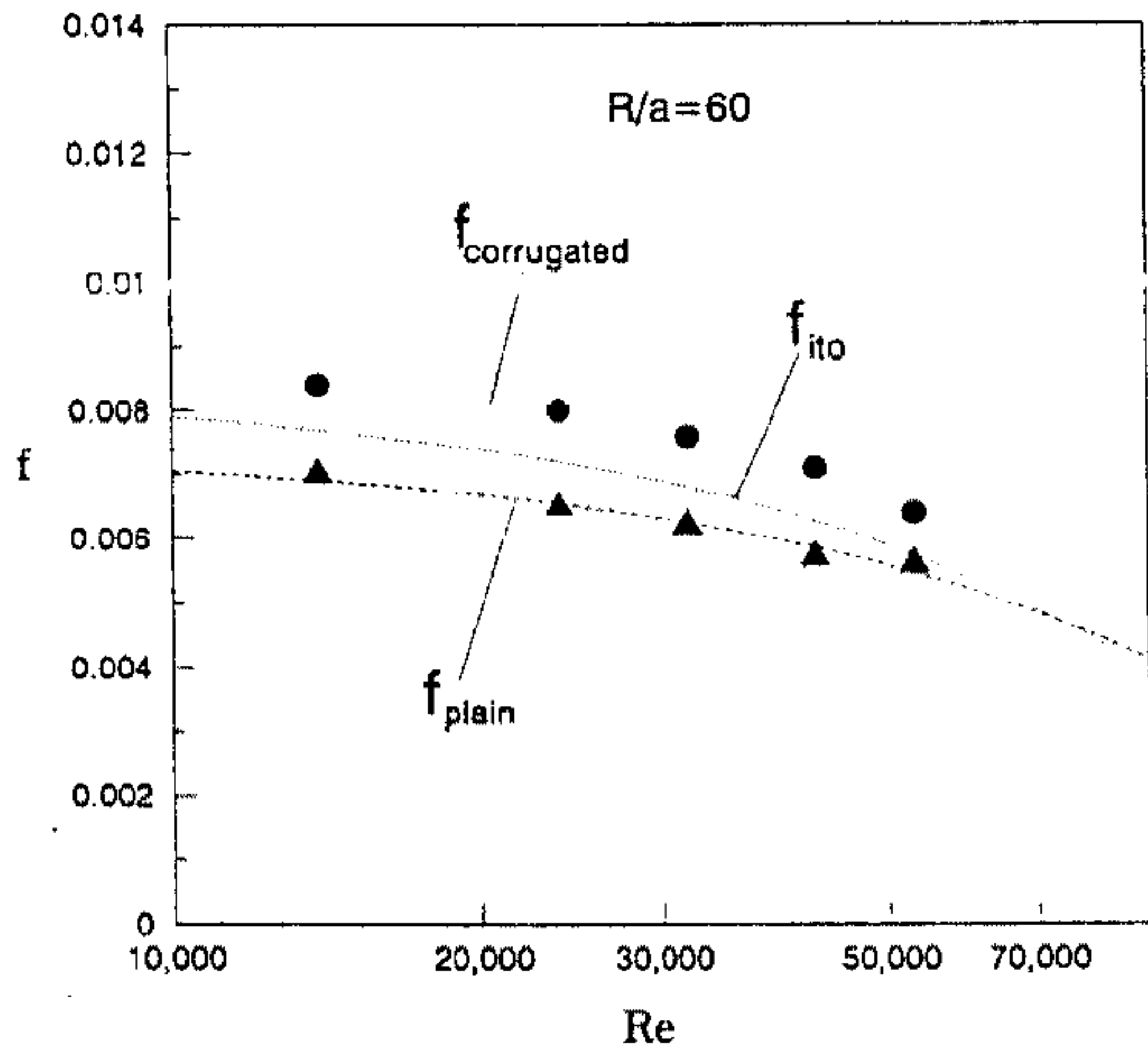


Fig.14 Friction factors vs. Reynolds numbers for corrugated tube and plain tube ($R/a=60$)

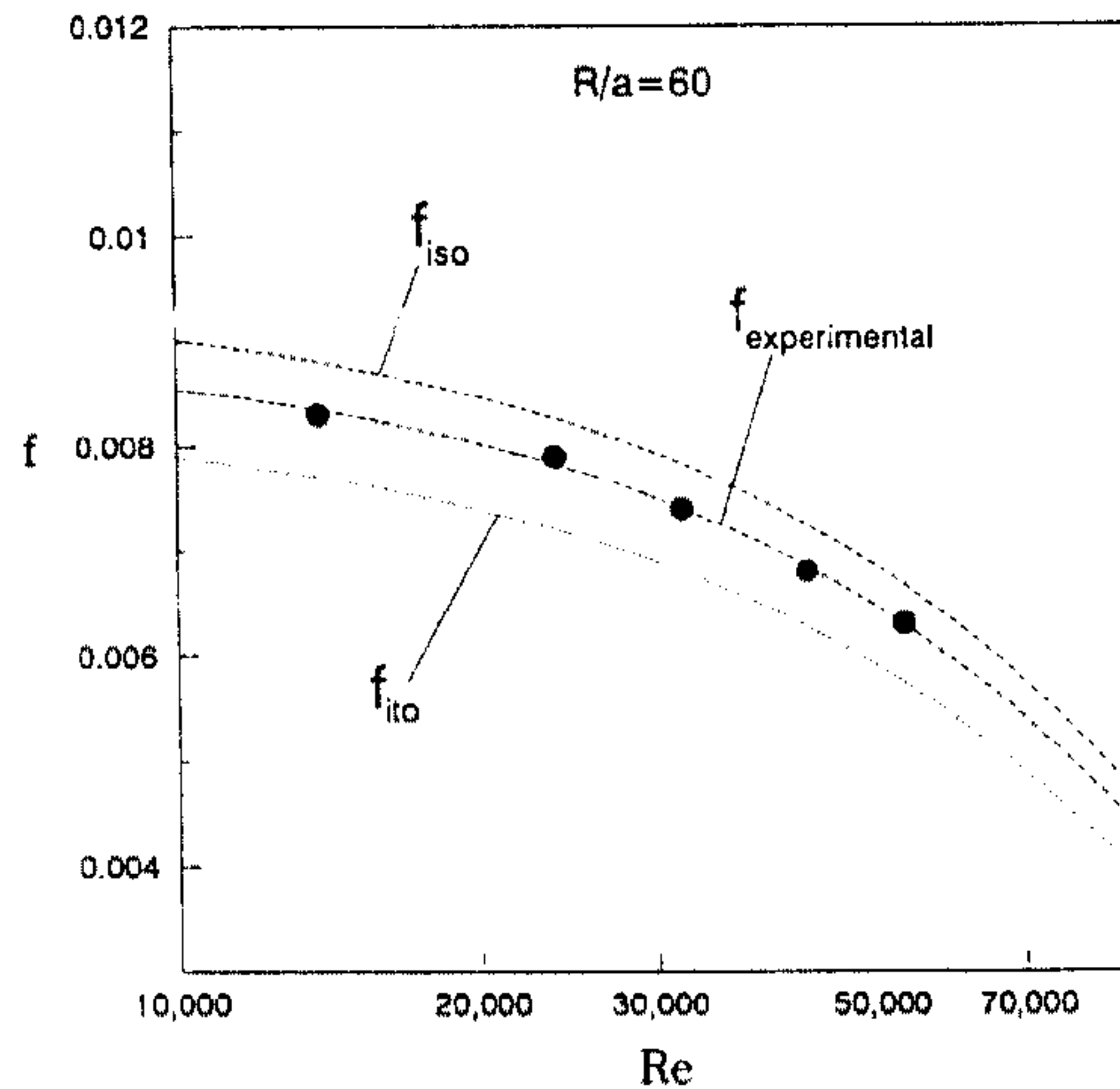


Fig.15 Friction factors vs. Reynolds numbers for corrugated tube($R/a=60$)

자에 대한 열과 질량전달계수를 비교한 그래프이다. $Pr=3.0-4.5$ 범위에서 실험하였는데 수평 튜브에 비해서 수직 튜브는 다소 기울기가 낮은 경향을 보이고 있다. $Pr=4.5$ 의 경우가 가장 높게 나타나고 있는데 Dean수가 8,000에서 다소 상승하는 경향을 보인다. $Pr=3.0$ 인 경우에 가장 낮은 것은 열과 질량 전달 계수에 비하여 마찰인자가 미치는 영향이 $Pr=4.5$ 에 비하여 다소 커진다는 것

을 알 수 있다.

Fig.12는 Dean수의 변화에 따른 수평 나선 튜브의 $R/a=60, 40, 27$ 의 경우를 서로 비교하였다. 곡률비의 영향은 $R/a=27$ 이 가장 높게 나타난다. 이것은 $R/a=60$ 보다도 약 5%정도 높고 $R/a=40$ 보다는 2.5%정도 높은 것은 곡률비가 큰 경우에서 열과 질량 전달 계수에 증가한다고 볼 수 있다. $R/a=27$ 의 경우를 보면 $De=10,000$ 에서는 1.5의

값을 보이는 것은 마찰 계수의 영향보다 열과 질량 전달의 영향을 1.5배 정도 커지는 것을 알 수 있다.

Fig.13은 $R/a=60$ 일 때 $Pr=4.5$ 와 $Pr=3.0$ 에서의 plain 튜브와 corrugated 튜브의 레이놀수의 변화에 대한 열전달 성능을 비교한 것으로서 $Pr=4.5$ 인 경우에 corrugated 튜브가 plain 튜브 보다 높게 나타나고 있는 것으로 보아서 corrugated 튜브의 압력손실이 plain 튜브에 비하여 크지만 열전달율이 plain 튜브 보다 더 크므로 열전달 성능은 우수하다고 평가할 수 있으며, $Pr=3.0$ 인 경우도 $Pr=4.0$ 의 경우와 같은 양상을 보이고 있다.

Fig.14는 곡률비가 60일 때의 매끈한 튜브와 corrugated 튜브의 레이놀수에 대한 마찰 인자를 비교해 보았는데, 레이놀수가 낮을 때는 마찰 인자의 차이가 10% 정도이고, 레이놀수가 50,000에서는 5% 정도로 좁혀지는 것을 알 수 있고 이것은 냉각수의 유속이 빨라지면서 마찰 손실의 차이가 좁혀지는 것을 말한다.

Fig.15는 곡률비가 60인 수평 corrugated 튜브의 레이놀수에 대한 마찰 인자의 변화를 나타낸 그래프이다. 본 연구의 실험값보다 Ito¹²⁾의 실험식이 6% 정도 낮게 나타났는데 이것은 Ito의 실험식이 매끈한 튜브에 대한 실험식이므로 주름이 잡힌 동관에 비하여 낮게 나타나고 있고, 비등온 상태의 실험식을 등온 상태의 실험값으로 환산한 식인 f_{iso} 는 4% 정도 더 높게 나타나고 있다. 이렇게 볼 때 corrugated 튜브는 Ito 실험식에 비하여 마찰손실이 10% 정도 크다는 것을 알 수 있다.

5. 결 론

코일과 튜브 직경의 비가 다양한 코일 튜브에서 물의 난류 유동에 대한 저항계수에 대한 본 연구의 결론을 요약하면 다음과 같다.

- 1) 본 실험에서 얻은 실험값을 이론식과 비교해 본 결과 마찰인자는 온도구배에 의하여 야기되는 속도분포의 변화에 민감하다는 것을 알 수 있다.
- 2) $R/a=60$ 에서 수평나선튜브와 수직나선튜브의 마찰인자를 비교해본 결과 수평나선튜브

가 5% 정도 높게 나타나고 있다.

- 3) 곡률비에 따른 마찰인자를 비교해보면 $R/a=27$ 인 수평나선튜브가 $R/a=40$ 인 튜브 보다 3% 정도 높게 나타나고, $R/a=60$ 인 튜브 보다 약 3% 정도 높게 나타난다.
- 4) 수평나선튜브의 경우 플란틀수의 변화에 대한 직선튜브와 나선튜브의 열전달율의 비교값은 $Pr=4.5$ 인 튜브가 $Pr=4.0$ 에 비하여 약 4% 정도 높고, $Pr=3.5$ 보다는 5% 정도 높고, $Pr=3.0$ 보다는 2% 정도 높다. 이것은 마찰손실에 비하여 열과 질량전달율이 커다는 것을 나타낸다.
- 5) 수평과 수직나선튜브의 열전달율을 서로 비교하면 수평나선튜브가 수직나선튜브에 비하여 마찰 손실은 다소 높지만 열전달율은 약 8% 정도 높게 나타나고 있다.
- 6) $R/a=60$ 일 때 $Pr=4.5$ 와 $Pr=3.0$ 에서의 plain 튜브와 corrugated 튜브의 레이놀수의 변화에 따른 열 전달성능을 비교해보면, $Pr=4.5$ 와 $Pr=3.0$ 둘 다 corrugated 튜브가 plain 튜브에 비하여 5% 정도 높게 나타난다. 이것은 비록 corrugated 튜브가 압력손실은 크지만 열전달성능은 5% 정도 높게 나타나고 있다.

참 고 문 헌

1. Dean, W. R., "Note on the motion of fluid in a curved pipe", *Phil. Mag.* 4, pp. 208~223, 1927.
2. Dean, W. R., "The stream-line motion of fluid in a curved pipe", *Phil. Mag.* 5, pp. 673~695, 1928.
3. Adler, M., "Strömung in gekrümmten röhren", *Z. Angew. Math. Mech.* 14, pp. 257~275, 1934.
4. Barua, S. N., "On secondary flow in stationary curved pipes", *Q. J. Mech. Appl. Math.* 16, pp. 61~77, 1963.
5. Mori, Y. and Nakayama, W., "Study on forced convective heat transfer in curved

- pipes(1st report, laminar region)", *Int. J. Heat Mass Transfer* 8, pp. 67~82, 1965.
6. Mori, Y. and Nakayama, W., "Study on forced convective heat transfer in curved pipes(2st report, turbulent region)", *Int. J. Heat Mass Transfer* 10, pp. 37~59, 1967.
 7. Weissman, M. H. and Mockros, L. F., Paper presented at ann. Conf. Eng. Med. Biol., Boston, Mass, 1967.
 8. Berg, R. R., and Bonilla, C. F. *Trans. N. Y. Acad. Sci., Ser. II*, 13, 12, 1950.
 9. Kubair, V. and Kuloor, N. R., "Secondary Flow in Helical Coils", *Indian J. Technol.*, 1, p. 333, 1963.
 10. Seban, R. A. and McLaughlin, E. F., "Heat transfer in tube coils with laminar and turbulent flow", *Int. J. Heat Mass Transfer* 6, pp. 387~395, 1963.
 11. 한규일, 김시영, 조동현, 예석수, "수평원형 전 열관의 내외부 최적판 형상분포에 의한 비등 및 응축열전달 촉진연구" 대한기계학회 춘계 학술대회 논문집(II), pp. 191~195, 1993.
 12. Ito, H., "Friction factors for turbulent flow in curved pipes", *Trans. Amer. Soc. Mech. Entrs D* 81, 123-132, 1959.
 13. Kirpikov, A. V., "Heat transfer in helically coiled pipes", *Trudi Moskov. Inst. Khim. Mashinojtrojenija* 12, 43-56, 1954.
 14. Mikheev, M. A., "Elements of heat transfer", p. 292. Gosudarstvennoje. Energeticheskoe Izdatelstvo, Moscow, 1947.
 15. White, C. M., 1932, Fluid friction and its relation to heat transfer, *Trans. Inst. chem. Engrs, Lond.* 10, 66-80, 1932.