

삼각 단면을 갖는 회전 열파이프의 열전달 특성에 관한 연구 (A Study on Characteristics of Heat Transfer for a Rotating Heat Pipe with a Trigonal Cross Section)

이진성*, 김철주, 김윤제(성균관대 기계공학과), 최영준(성균관대 기계공학과 대학원)
홍성은(유한전문대)

요약

회전 열파이프의 열전달 성능은 액막 두께 및 증발부로 귀환되는 응축 액막 유동율에 의해 결정된다. 그 동안 응축액 유동율을 촉진시키기 위하여 용기 내벽에 groove, 테이퍼 및 나선형 코일을 삽입하여 유동율을 높이는 방법들이 연구되었다. 본 연구도 회전 열파이프의 내부 관벽 구조에 관한 것으로써 삼각 단면을 갖는 회전 열파이프의 열전달 특성을 파악하고자 하였다. 삼각 단면을 갖는 회전 열파이프는 고속 회전 영역에서 모서리 부분으로 액막이 집중되어 관 내벽에 형성되는 액막 두께를 줄일 수 있으나 증발부에서 국부적인 과열이 발생되어 불안정한 작동 상태를 나타내었다. 따라서 본 연구에서는 개선 방안으로 증발부에 부분적으로 원형관을 접합하였으며, 그 결과 dry-out의 억제와 함께 삼각 유동 단면에 의한 액막 두께 감소 효과를 볼 수 있었다. 회전체 발열부 냉각에 적용시키기 위해서는 앞으로 최적의 기하학적 형상에 따른 충전율 및 액막에서의 열전달에 대한 정량적인 해석 연구가 필요할 것으로 생각된다.

1. 서론

회전 열파이프는 일반적으로 관 내부에 워(wick)를 가지고 있지 않으며, 따라서 응축부로부터 증발부로 응축액의 귀환은 관내 벽위의 응축 액막에 작용하는 원심력과 정수압 차에 의해 이루어지게 되는 2상 밀폐 열사이폰(Closed two-phase thermosyphon)을 말한다⁽¹⁾. 회전 열파이프는 구조가 단순하고 열전달 성능이 우수하며 작동 유체를 수송하는데 동력이 필요하지 않기 때문에 회전 기기의 냉각 장치로써 유용성이 매우 크며, 특히 전기 모터에 적용시켜 축소형 모터의 성능을 개선하려는 많은 연구가 진행되었다.⁽²⁾⁽³⁾⁽⁴⁾ 국내에서는 90년초 이후 이 영수⁽⁵⁾, 김 철주⁽⁶⁾⁽⁷⁾⁽⁸⁾ 등에 의해 회전 열파이프의 성능에 관한 기초적 연구와 실용화 기술이 수행되고 있다. 회전 열파이프의 열전달 성능은 열저항과 열전달 한계에 의해 결정된다, 따라서 대부분의 연구는 이 두가지 성능을 개선시키는데 초점을 맞추고 있다. 회전 열파이프의 열전달 성능을 결정하는 중요한 설계 인자들로는 열파이프 내부의 크기, 내벽 구조, 작동 유체의 물성치, 충전량, 회전수, 열속등이다. 회전 열파이프의 열전달 경로는 다소 복잡한 회로로 구성되며, 이들 중 액막에 의한 전도 저항이 지배적인 인자가 된다. 따라서 열저항을 저감시키기 위해서는 작동유체의 충전율을 최소화, 그리고 메릿수(merit number)가 큰 작동 유체의 사용이 권장되고 있다. 그러나 충전율을 작게하여 액막의 두께를 감소시키면 증발부의 국부적인 dry-out에 의한 열전달 한계를 저하시키는 문제를 초래하게 된다. 따라서 최적 충전량의 결정과 응축액의 귀환을 촉진시키기 위한 방안을 찾는 것이 회전 열파이프의 성능 개선을 위한 연구에서 가장 중요한 과제가 되고 있다.⁽⁹⁾⁽¹⁰⁾⁽¹¹⁾⁽¹²⁾ 응축액의 유동을 촉진시키기 위한 방법으로는 원형관 내벽에 촉진 장치를 설치하는 기술이 많이 연구되고 있다. 이 분야의 기술로는 용기 내벽에 나선형 핀을 설치하여 응축액에 축 방향 힘을 전달하거나, 용기 내면에 groove를 설치⁽¹¹⁾하여 모세관력을 증

대시키거나 또는 축 방향으로 약 $1\sim 3^\circ$ 정도의 테이퍼를 설치⁽¹⁰⁾하여 응축부에서 증발부로 응축액의 유동율을 높이는 방법등이 연구되었다. 그 외에 증발부의 단면을 나머지 구간보다 크게 하여 작동 유체가 증발부로 집중되도록 하여 증발부의 dry-out 현상을 억제하는 방법⁽¹³⁾ 등이 있다. 또한 최근에는 나선형 코일을 관 내벽에 삽입하여 내부 유동을 촉진시키는 방안도 제시되고 있다.⁽⁸⁾⁽¹⁴⁾

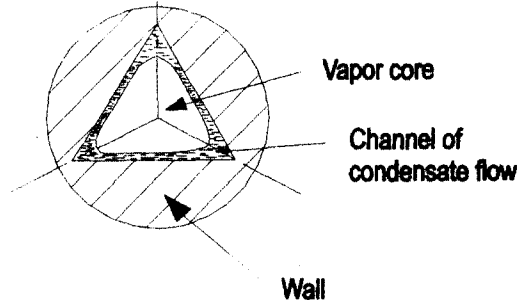


Fig.1.1 Schematic cross section of a rotating heat pipe with trigonal channel shape.

본 연구에서는 액막 유동 통로를 설치하여 관 내벽에 형성되는 액막 두께를 줄이기 위한 방안으로 삼각 단면을 갖는 새로운 개념의 회전 열파이프의 성능 실험을 통하여 열전달 특성을 파악하여 개선 방향을 제시하고자 하였다. Fig. 1.1은 삼각 단면의 형상을 갖는 회전 열파이프의 단면 구조와 고속 회전 영역에서 내부 유동 상태를 나타내고 있다. 증기가 벽면에서 응축되고 이 응축액은 원심력장에 의해 원주 방향으로 이동하여 삼각 단면의 모서리로 이송되어 그림과 같이 액막류 통로가 형성된다. 이 응축액 통로에서는 용기 양단 사이의 기-액 계면에 경사면이 형성되고 이 계면에 작용하는 정수압차에 의해 응축액이 증발부로 귀환된다. 따라서 작동 유체 충전율의 저감 효과를 얻을 수 있고, 또한 평균 액막 두께를 감소시킬 수 있기 때문에 열전달 성능을 기대할 수 있다.

2. 실험 장치 및 방법

2.1 열파이프의 제작

실제 축소형 모터축의 직경은 25~40 mm 정도가 많이 이용되고 있으며, 이 경우 축의 중심부에 직경 20~30 mm의 열파이프를 설치할 수 있다. 본 연구에서는 외경 28.5 mm, 증발부와 응축부가 150 mm, 단열부가 60 mm를 갖도록 전체 길이 360 mm의 열파이프 형상을 결정하였다. 그리고 관 재질과 작동 유체는 상호간의 적응성과 제작의 편의성을 고려하여 구리봉과 증류수를 사용하였다.

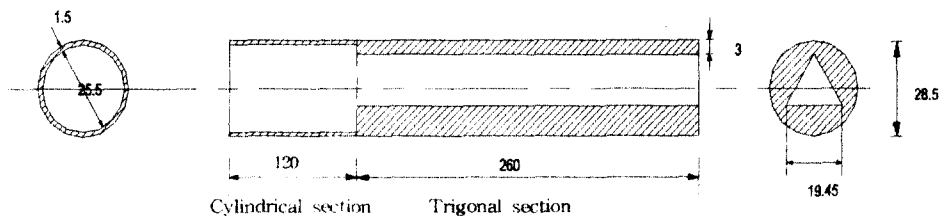


Fig.2.1 Longitudinal cross section of a rotating heat pipe with trigonal channel shape.

삼각 단면 형상은 구리봉을 방전 가공(wire cutting)으로 가공하였으며 본 실험에서는 전체가 삼각 단면인 열파이프와 Fig. 2.1과 같이 삼각 단면과 부분적으로 원형관이 결합된 2가지 형태의 열파이프를 제작하였으며 자세한 제원은 Table. 2.1에 설명되어 있다.

Table. 2.1 Specification of a heat pipes manufactured for present study

Heat Pipe	Structural shape	Working fluid & Fill charge ratio
HP1	Length of trigonal section : 380 mm	Container material : Copper Outer Dia. : 28.5 mm Length of Eva. : 150 mm Length of Adia. : 60 mm Length of Con. : 150 mm Working fluid : Water Fill charge ratio : 30%
HP2	Length of trigonal section : 260 mm Length of straight cylindrical section : 120 mm	

2.2 열전달 성능 실험장치

실험 장치의 구성은 Fig. 2.2에서와 같이 열파이프(9)와 열파이프를 회전하기 위한 가변 속도 모타(1)와 모타 제어 장치(2) 그리고 회전체를 축수(4)(11)를 통하여 지지하고 있는 설치대, 그리고 가열, 냉각 및 온도 측정을 위한 주변기기 등으로 구성되어 있고, 설치대는 생략하였다. 열파이프 증발부의 외벽에는 균일한 열속을 공급하기 위해 전기 저항선(70 /m)이 나선상으로 균일하게 감겨져 있다. 열선과 전력원과의 연결은 증발부 양단에 열파이프 벽과 절연된 원통형 단자를 통해 연결되며, 이 단자는 두께 0.2 mm, 폭 5 mm의 구리판으로 제작된 판형 고정 브러쉬(brush)에 연결되어 전기 공급이 이루어진다. 열부하는 가변전압기(slidacs, 0~220V)를 이용하여 공급 전압을 변화시켜 조절하였으며, 열선에서 발생된 열이 외부로 나가는 열손실을 최소화하기 위하여 열선 주위를 운모지와 유리섬유 등의 단열재로 두께 20 mm 정도의 피복을 설치하였다. 증발부에서 응축부로 전달된 열은 수냉각 방식으로 제거하였으며, 냉각수량과 온도는 항온조를 이용하여 조절하였다. 냉각수는 냉각 용기에 설치된 분배기(distributor)를 통하여 열파이프 응축부의 외벽에 균일한 액막 흐름을 형성할 수 있도록 설치하였다. 분배기에는 축방향으로 1 cm 간격으로 직경 1.5 mm의 구멍이 배열되어 있다. 증발부에서 응축부로 이송된 열량은 응축부에 설치된 냉각 조로부터 냉각수 질량 유량과 입, 출구 온도차를 계측하여 계산하였다. 열파이프 벽면 온도를 측정하기 위하여 구리-콘스탄탄 열전대(T-type, $\phi=0.12\text{mm}$)를 열파이프 외벽면에 납땜으로 고정하였다. 이들 열전대는 축수(4)의 중심부를 통과하여 회전체의 끝단에 설치된 Slip ring(TYPE SR20M, USA)에 연결되어 있으며 열전대의 온도측정에는 Hybrid recorder(YEW Model, 3088, Yokogawa)를 이용하였다.

3. 결과 및 고찰

3.1 회전 열파이프의 작동 상태

축 방향으로 전체 삼각 단면의 응축 액막 유동 통로를 갖는 회전 열파이프(HP1)의 열전달 성능 시험 결과 증발부의 과열이 크게 나타났으며, 특히 저속 회전 영역에서는 낮은

열속에서도 dry-out이 쉽게 발생되었다. Fig. 3.1, 3.2는 각각 회전수가 300, 1500 RPM의 경우 열속 변화에 대한 열파이프의 관벽 온도 분포를 나타내고 있다. Fig. 3.1은 300 RPM의 경우로써 열속의 단계적인 증가에 따라 증발부의 과열 상태를 나타내고 있으며, 열속을 $q'' = 13\text{kW/m}^2$ 로 증가시키면 증발부의 온도가 빠르게 상승되며 단열부, 응축부의 온도가 감소되는 dry-out현상을 볼 수 있다. 이러한 현상은 초기 작동시 균일하게 삼각 유동로에 분포하지 않는 응축액의 상태가 유지되어 불안정한 작동 상태를 나타내는 것으로 볼 수 있다. 고속 회전 영역(1500 RPM)인 Fig. 3.2의 경우도 급격한 dry-out현상은 목격되지 않았지만 증발부의 과열도는 여전히 높게 나타났다.

따라서 본 연구에서는 이러한 문제점을 해결하기 위한 방안으로 부분적으로 증발부의 내부 형상은 원형관으로 제작하여 삼각 단면의 액막 유동 통과 효과와 함께 dry-out을 억제하고자 하였다. Fig. 3.3은 이러한 목적으로 제작된 열파이프(HP2)의 회전수 변화에 대한 관벽 온도 분포를 나타내고 있다. 증발부에 공급되는 열속은 $q'' = 12\text{ kW/m}^2$ 로 일정한 상태이며, 증발부의 두 영역 즉 평활관 부분과 삼각 단면 부분 및 단열부, 응축부의 온도 분포를 보여주고 있다. 300~1200 RPM 범위에서는 회전수가 증가할수록 증발부와 응축부의 온도 차이는 적게 나타나는데 이는 삼각 단면 유동로에서 먼 부분에 형성되는 응축액이 모서리로 집중되어 액막 두께가 얇아지므로 이에 따라 열저항이 감소하기 때문이다. 내부 유동 천이는 약 1350 RPM부근에서 발생되며, 이 경우 증발부에서 평활관 부분과 삼각 단면 부분의 온도 분포는 다소 다르게 나타나고 있다. 한편, 응축부의 경우는 특별한 유동 천이는 발생되지 않으며, 회전수가 증가할수록 더욱 낮은 열저항을 나타내고 있다.

삼각 단면 회전 열파이프는 증발부 부분이 끝단에서 약 2/3 정도는 평활관이며, 약 1/3 정도는 삼각 단면을 갖는다. 저속 회전에서는 두 영역의 온도차가 거의 같지만 환상 유동 영역에서는 두 영역에서 약 4°C 정도의 온도차가 발생되어 평활관 부분의 국부 열저항이 삼각 단면 부분보다 크게 발생하는 것을 볼 수 있으나 안정된 작동 상태로써 우수한 열전달 성능을 나타내고 있다.

3.2 열전달 계수 및 평활관과의 열전달 성능 비교

Fig. 3.4, 3.5는 HP2의 경우로써 열속 $q'' = 14\text{ kW/m}^2$ 으로 일정한 조건에서 각각 회전수를 단계적으로 증가시켰다가 최대 회전수에서 감소시키는 경우 증발부, 응축부의 열전달 계수를 계산한 결과이다. 증발부와 응축부 모두 회전수를 증가시키면 열전달 계수가 상승하는데 이는 평활관인 경우와 상반되는 결과로써 삼각 단면에 의한 효과를 나타내고 있다. 증발부의 경우 1350 RPM 부근에서 평활관 부분의 환상 유동 천이로 인하여 열전달 계수가 급격히 감소하지만 증발부의 부분적인(약 1/3정도) 삼각 단면 존재로 인하여 열전달 계수는 약 $1000\text{ W/m}^2\text{K}$ 을 유지하고 있어 같은 충전율인 평활관인 경우⁽¹⁵⁾와 비교하여 약 2배 정도의 열전달 성능 향상을 나타내고 있다. 최대 회전수에서 회전수를 감소시키는 경우 hysteresis 현상이 발생되며, 약 450 RPM 부근에서 풀 유동 영역으로 되는 것을 볼 수 있다. 환상 유동 영역에서 열전달 계수는 회전수가 감소함에 따라 다소 저하되는데 이는 원심력 성분이 감소하여 삼각 단면의 먼 부분에 형성되는 액막 두께가 두꺼워지기 때문이다. 한편, Fig. 3.5의 응축부의 경우 특별한 유동 천이 현상은 발생되지 않았으며, 열전달 계수는 약 $3000\sim 5000\text{ W/m}^2\text{K}$ 정도의 높은 값을 유지하고 있어 삼각 단면에 의한 효과를 더욱 잘 나타내고 있다. Fig. 3.6은 환상 유동 영역에서 충전율이 $\Psi = 30\%$ 인 평활관 회전 열파이프⁽¹⁵⁾와 삼각 단면 열파이프(HP2)의 증발부 및 응축부의 열전달 계수의 비

를 나타내고 있다. 증발부의 경우 부분적인 원형관의 존재로 인하여 dry-out의 억제와 함께 약 2배 정도의 성능 향상을 볼 수 있으며, 응축부의 경우는 약 6배 정도의 큰 성능 향상을 나타내고 있다.

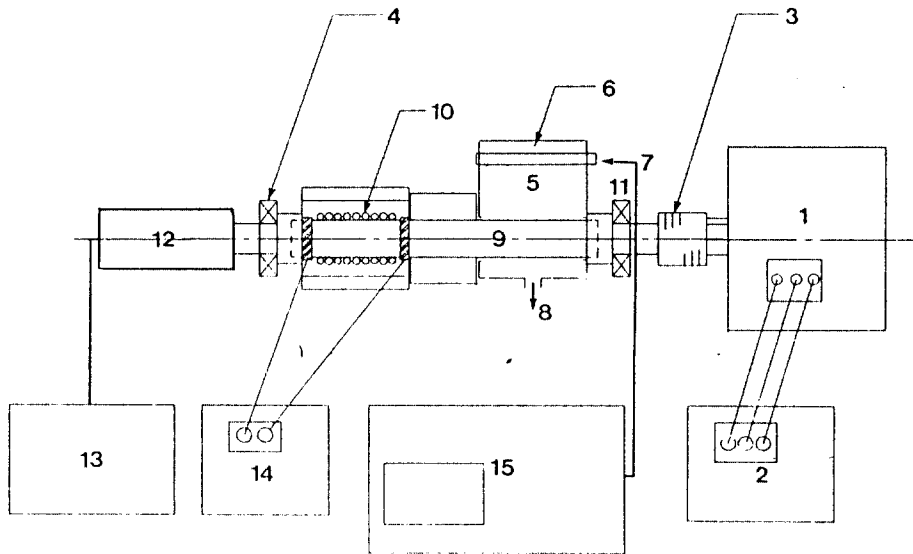
4. 결론

삼각 단면 형상을 갖는 회전 열파이프는 고속 회전 영역에서 모서리 부분으로 액막이 집중되며 따라서 관 내벽에 형성되는 액막 두께를 감소시킬 수 있다. 그러나 증발부에서 국부적인 과열이 발생하여 불안정한 작동 상태를 나타내었으며 따라서 본 연구에서는 증발부에 부분적으로 원형관을 접합하여 dry-out의 억제와 함께 삼각 유동 단면의 효과를 얻고자 하였다. 응축부의 경우 특별한 유동 천이 현상은 발생되지 않았으며, 회전수가 300~1500 RPM영역에서 열전달 계수는 $\overline{h_c} = 3000 \sim 5000 \text{ W/m}^2\text{K}$ 의 범위로써 같은 충전율의 평활관에 비하여 현저한 열전달 성능 향상을 볼 수 있었다. 따라서 본 연구에서 시도한 새로운 개념의 삼각 단면 회전 열파이프는 효과적인 내부 관벽 형상으로써 회전체 발열부 냉각에 유용하게 적용시킬 수 있을 것으로 생각하며 앞으로 최적의 기하학적 형상에 따른 작동 유체 충전율 및 유동로에 형성된 액막의 열전달에 대한 정량적인 해석 연구가 필요할 것으로 생각된다.

참고문헌

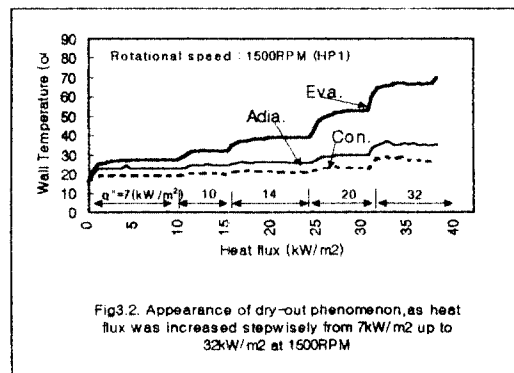
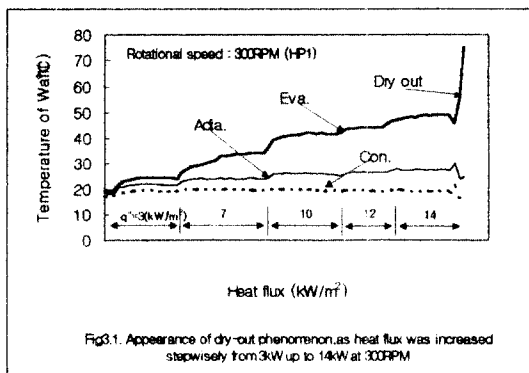
1. P. D. Dunn, D. A. Reay, 1994, " Heat Pipes ", Pergamon Press, Oxford, 4th edition, pp. 227~237
2. O. Brost, J. Unk, W. R. Canders, 1984, " Heat Pipes for Electric Motors ", Proc. 5th Int. Heat Pipe Conf., pp. 359~364, Japan,
3. F. Thoren, 1984, " Heat Pipe Cooled Induction Motors ", Proc. 5th Int. Heat Pipe Conf., pp 365~371, Japan,
4. B. Pokorný, F. Polásek, J. Schneller, 1984, " Heat Transfer in co-axial and Parallel Rotating Heat Pipes ", Proc. 5th Int. Heat Pipe Conf., pp. 259~267, Japan
5. 이영수, 장기창, 장영석, 1995, " 증발부 양단에 테이퍼 응축기를 가진 회전형 히트파이프의 전열특성 ", 공기조화 냉동공학회 하계 학술발표논문집 pp. 82~91
6. 이진성, 이재준, 김철주, 박이동, 황영규, 1995, " 회전식 열파이프의 작동 특성에 관한 기초적인 연구 ", 대한기계학회 학술대회 논문집, pp.610~615
7. 김철주, 이진성, 박이동, 황영규, 1996, " 회전 열파이프의 내부 유동 및 열전달 특성에 관한 연구 ", 태양 에너지 학회 학술 대회 논문집, pp. 123~138
8. 김철주, 이진성, 김선주, 1996, " Coil-insert에 의한 회전 열파이프의 내부 유동 및 열전달 특성에 관한 연구 ", 에너지 공학회 학술대회 논문집, pp. 181~189
9. R. Marto, M. Weigel, 1981, " The Development of Economical Rotating Heat Pipes ", Proc. 4th Int. Heat Pipe Conf., pp. 709~724, London
10. P. J. Marto, L. L. Wagenseil, 1979, " Augmenting the Condenser Heat Transfer Performance of Rotating Heat Pipe ", J of AIAA, Vol. 17, No. 6, pp. 647~652
11. W. Nakayama, Y. Ohtsuka, T. Yoshikawa, 1984, " The Effect of Fine Surface Structure on the Performance of Horizontal Rotating Heat Pipes. ", Proc. 5th Int. Heat Pipe Conf., pp. 121~125, Japan

12. W. Nakayama, Y. Ohtsuka, T. Yoshikawa, 1984, " Optimum Charge of Working Fluid in Horizontal Rotating Heat Pipes ", Heat and Mass Transfer in Rotating Machinery, D. E. Metzger and N. H. Afgan,(Eds.), Hemisphere, Washington, DC, pp.633-644
13. L. Lin, 1991, " Cellular Flow in a Rotating Heat Pipe with Stepped Wall ", Heat Recovery Systems & CHP, Vol. 11, No. 1, pp 63~68
14. Akihiro Shimizu, Shinichiro Yamazaki, 1987, " Helical Guide-Type Rotating Heat Pipes, " Int. Heat Pipe Conf., pp. 545~550
15. 이진성, 1997, " 회전 열파이프의 응축 액막 유동 촉진과 열전달 성능 개선에 관한 연구 ", 성균관 대학교 박사 학위 논문



- 1.Variable speed motor 2.Motor controller 3.Flexible coupling 4,11.Bearing
- 5.Water jacket 6.Spray cooler 7.Coolant inlet 8.Coolant outlet 9,Heat pipe
- 10.Heater 12.Slip ring 13.Hybrid recorder 14.Slidacs 15.Const. temp. bath

Fig.2.2 Schematic diagram of the experimental apparatus to investigate performances of a rotating heat pipe



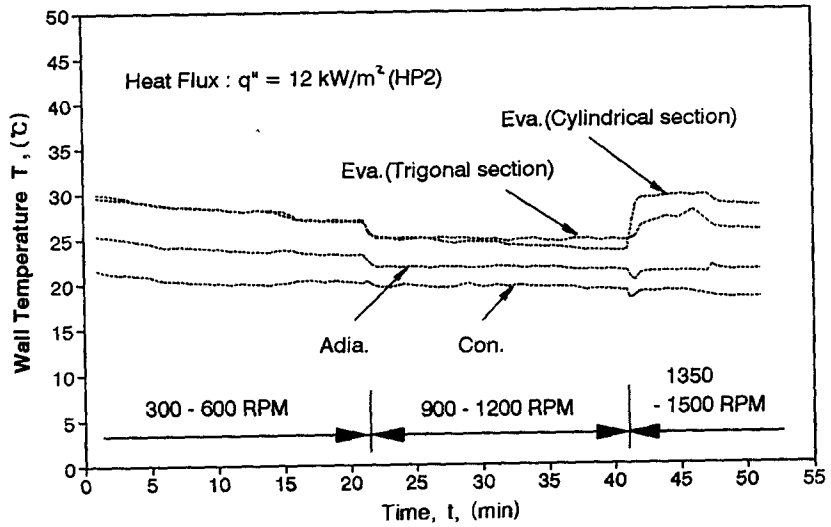


Fig.3.3 Wall temperature variations with rotational speeds for HP2 at heat flux of 12 kW/m^2

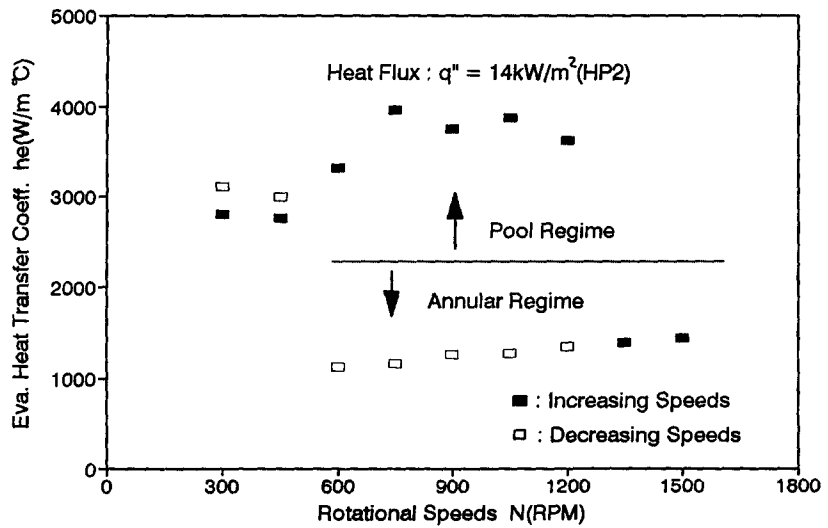


Fig.3.4 Variations of evaporator heat transfer coefficients as a function of rotational speeds for HP2 (Heat flux : $q'' = 14 \text{ kW/m}^2$)

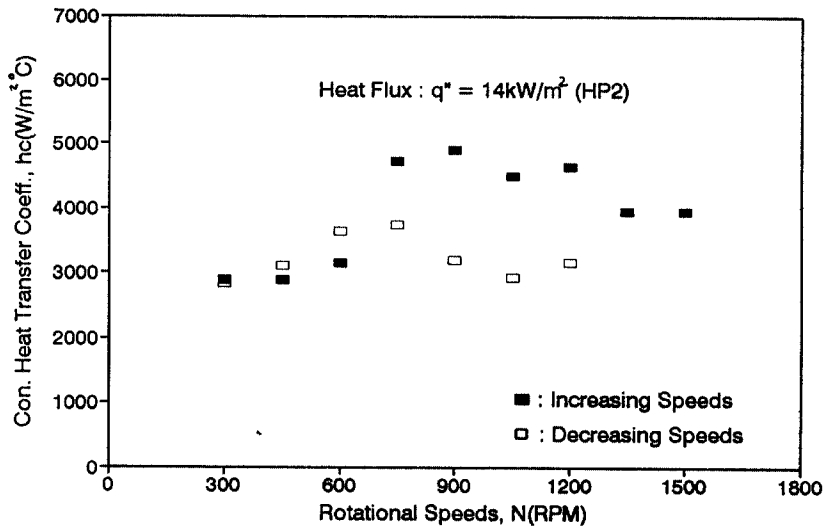


Fig.3.5 Variations of condenser heat transfer coefficients as a function of rotational speeds for HP2(Heat flux : $q'' = 14 \text{ kW/m}^2$)

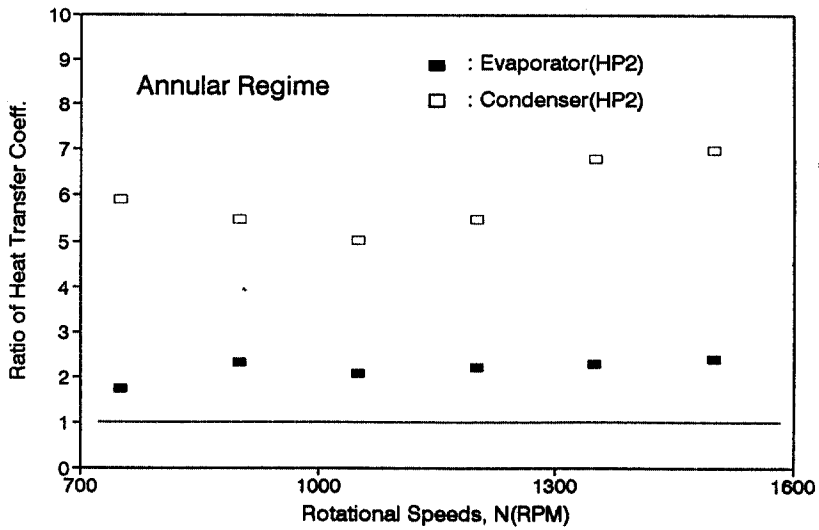


Fig.3.6 The ratios of evaporator and condenser heat transfer coefficients of the HP2 which are compared with the values of a cylindrical heat pipe⁽¹⁵⁾ at annular regime(fill charge ratio : $\Psi = 30\%$)