解 說

高效率 直接交換器(Direct Contact Exchanger)의 特性과 應用

金 錫 賢**

(The Characteristics and Applications of High Performance Direct Contact Exchangers)

Suk Hyun Kim**

背 景

溫度가 다른 두 流體흐름間에 열교환을 시키기 위하여 밀폐된 열교환기(closed heat exchanger〔1〕: 본 해설에서 취급할 직접열교환기와 구별하기 위하여 종래의 열교환기를 밀폐형이라 칭한다)가 사용되며 媒質은 흔히 고체벽을 사이에 두고 격리되어 각각의 유동통로를 통하여 흐르게 된다. 이러한 열교환기는 근래 工業技術의 高度化와 에너지의 效率的사용이라는 時代的요청으로 그 종류가 매우 多樣해지고 열교환 성능도 크게 向上되어왔다. 低溫영역에서 간단히 사용할 수 있는 特殊종이나 플래스틱재질을 사용한 것에서부터 高溫영역의 적용을 위한 세라믹 열교환기까지 그 재질도 다양하여 장치설계자들에게는 선택권이 크게 확장된 셈이다. 흔히 기술자들은 열교환기라고 하면 이러한 밀폐형열교환기를 일차적으로 염두에 두게되며 이의 적정설계와 선택을 위하여 對數平均溫度差法(modified log-mean-temperature-difference approach) 또는 effectiveness-Ntu (number of transfer units)技法이 主로 사용된다.

그러나 경우에 따라서는 많은 長點이 있는 完全히 다른개념의 열교환기가 부각되고있다. 直接接觸方式의 交換장치(direct contact exchanger: 以下 直接交換器라 칭함)는 두 매질간의 열 또는 물질교환을 多相(multi-phase)또는 混合되지않는 同相間에 직접접촉하는 共有表面을 通過하여 시키는데 이 경우 열전달저항이 減小됨은 물론 흔히 잠열교환의 큰 效果를 얻을 수도 있어서 전체시스템의 열전달율이 매우 커지고 상대적으로 교환기의 크기를 작게 할 수 있다〔2〕. 또한 열전달면의 부식, 스케일퇴적(fouling), 보수유지의 모든 문제가 크게 감소되고 교환기자체의 구조도 간단하여 운영경비뿐 아니라 초기투자비도 줄일수 있어서 최근 많은 에너지시스템의 효율向上에 이의 적용이 提案되고있다〔3,4〕. 그림 1에 보인 바와같은 冷却塔은 전형적인 직접교환기의 例이며 特히 저온열원을 사용한 發電시스템, 이를테면 海洋溫度差발전의 Claude cycle (그림 2)이나 地域발전시스템(그림 3)等의 증발기 및 응축기, 또는 환경보존등과 관련된 幹式冷却塔시스템(Heller system)等에서 직접교환기가 적용되어 큰 이득을 주고있다. 이러한 직접교환기는 흔히 성능의 向上과 경제성 관점에서 동시에 이득을 주므로 에너지單價와 산업체의 에너지관련설비비용의 비중이 커짐에 따라 점차 인식도가 고조되어가고있다. 실제로 180℃程度의 지하수를 利用한 50 MW級의 地熱發電施設의 경우〔5〕에서 총경비 추산액 3천 6백만달러('75 기준)중 쉘 튜우브式 열교환기에 투입될 예산이 2천만달러로써 전체경비의 절반이상이 되나 同級의 잘 설계된 직접교환기로 代替하게되면 그 비용이 불과 3백만달러로 축소되어 막대한 경비절감을 기대할 수 있다. 또한 저온 폐열회수용 氣體-液體열교환기의 性能比較의 例에서도 報告된 것같이〔6〕 직접교환기사

* 본해설은 부분적으로 참고문헌 1의 轉載입니다.

** 正會員, 國民大工大

용의 경우 흰 코일을 사용한 재래식 열교환기를 채택한 경우 보다 폐열회수효율이 매우 높아지면서 더구나 동력소모가 큰 氣體側 압력손실도 경우에 따라 크게 절감시킬 수 있다.

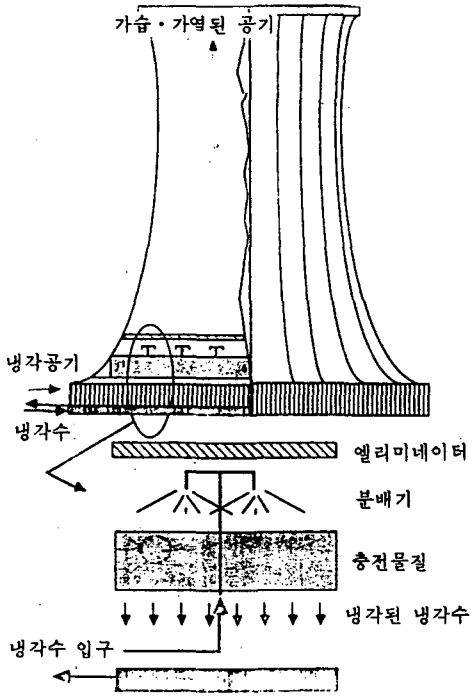
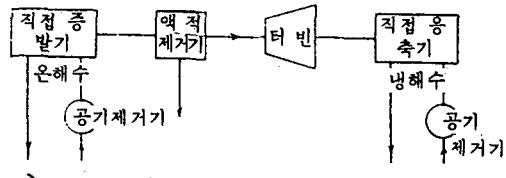
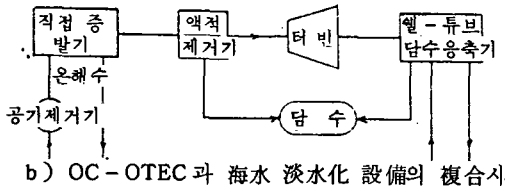


그림 1. 직접 열교환을 이루는 자연통풍식 냉각탑의 구조

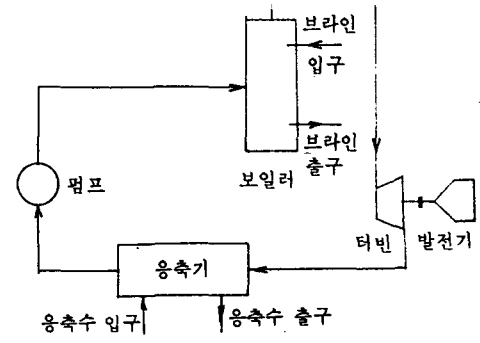


a) open cycle ocean thermal energy conversion(OC-OTEC)

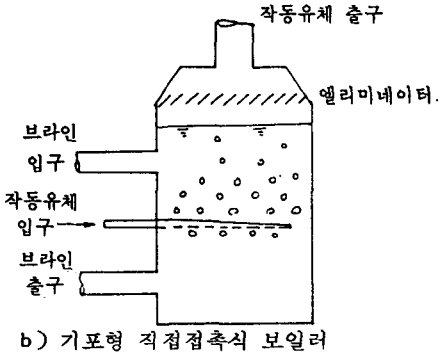


b) OC-OTEC과 海水 淡水化 設備의 複合시스템

그림 2. 직접교환기를 채용한 해양온도차 발전 사이클(OC-OTEC)



a) 지열발전 사이클



b) 기포형 직접접촉식 보일러

그림 3. 지열발전시스템의 직접교환기 채용例

最小温度差와 傳熱量

직접교환기(그림 4~6 참조)내의 두 유체간의 최소온도차(pinchpoint 또는 minimum approach)는 통상 밀폐형열교환기의 그것보다 작으며 1℃ 程度의 작은 온도차를 열교환하는 경우도 없지않다. 실제로 고도의 技術下에 설계, 운전되는 직접교환기의 경우 그 以下의 최소온도차도 얻을 수 있다. 열교환기의 현열교환량은 온도차와 전열면적 그리고 열전달계수에 각각 比例하는데 직접교환기에서는 효과적인 폐열회수에 중요한 인자인 온도차가 작은 장점이 있는데다가 또한 효과열전달계수와 접촉면적이 크고 잠열교환도 병행이 되는 경우가 많아서 전체열전달은 밀폐형에 비하여 매우 크다. 그러나 접촉표면적이 쉽게 측정되거나 계산되는 밀폐형 열교환기와는 달리 직접교환기에서는 그 실제 표면적이 쉽게 예측되지 않는 경우가 많아서 흔히 장치의 內容積이 그 性能을 表示하는 因子로 使用된다.

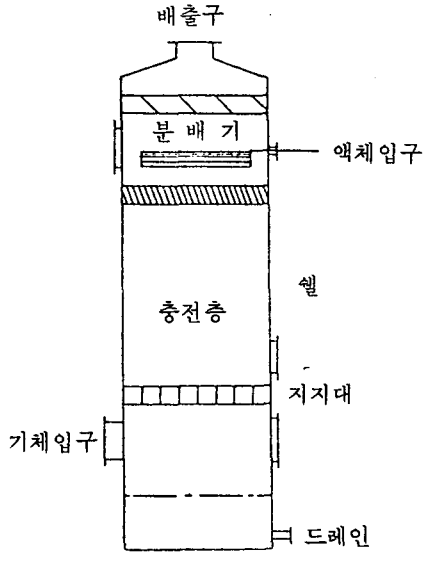


그림 4 . 직접교환기의 전형적인 구조

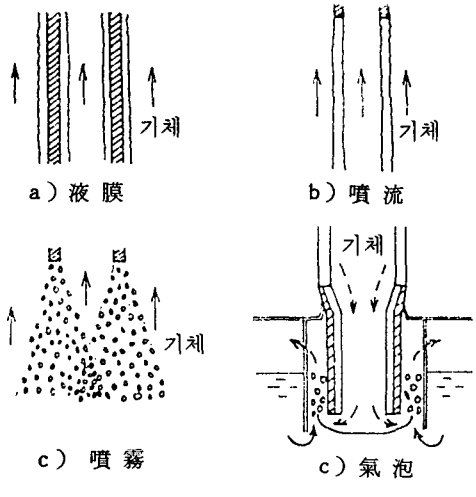


그림 5 . 直接交換器의 形態例

형 태 (mode)

한편 직접교환기의 性能은 그 접촉형태에 따라 크게 左右된다. 직접접촉의 樣式으로써는 初步的

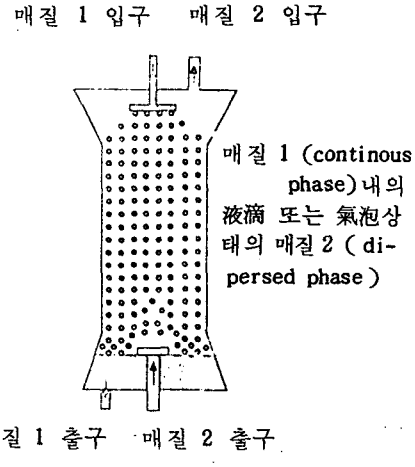


그림 6 . 氣泡 또는 液滴狀態의 直接交換器 구조例

인 開水路 (open channel) 의 형태, 또는 噴霧 (spray), 氣泡 (bubble) 의 형식으로 부터 본격적인 充塡層을 사용하는 경우 等이 있다. 충전층의 형태로써는 自由落下하는 液體膜 (falling film) 또는 液體噴流 (liguid jet) 가 흔히 사용되나 간혹 다양한 고체 충전물을 쓰기도 한다. 그림 7 에는 분무와 噴流를 同時에 利用한 형태의 직접응축기의 例를 보이며 그림 8 에는 相互不溶性의 작동유체가 기포형태로 저온에서 열교환하여 동력을 발생시키는 시스템의 개념도 [7] 를 보인다. 噴霧장치의 경우 분사에 所要되는 기계적인 일이 과다할 뿐 아니라 구조물의 外形이 커지는 短點이 있으며 氣泡장치의 경우도 같은 크기의 접촉면적을 만들어주는데 소요물이 구조물이 복잡해 지는등 실용화 및 고급화를 위한 문제점이 있다. 한편 건조제의 충전층, 회전식 또는 정지식의 충전층 폐열회수기, 유동층장치, 공해물질회수용 촉매장치 (catalytic converter) 또는 洗淨器 (scrubber), 化工工程用 장치들이 넓은의미의 직접교환기 (contact type exchanger) 로 분류되기도 한다. 그러나 본해설에서는 機械工學分野에서 흔히 應用되는 一面, 즉 전달매질로써 물 - 수증기 - 공기만 포함하는 系만 취급한다.

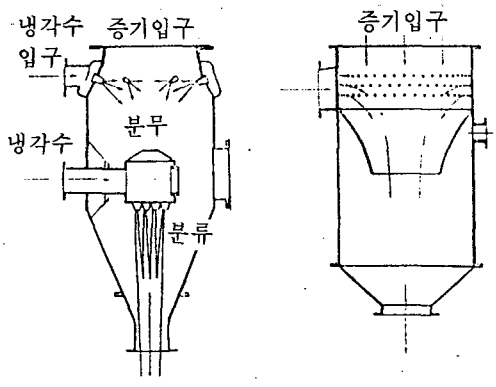


그림 7. 직접접촉식 응축기의 구조例

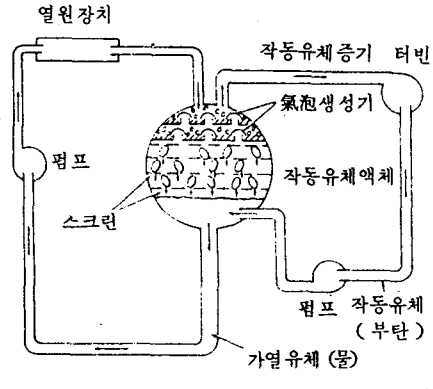


그림 8 기포방식의 직접교환기를 랜킨사이클에 응용한 다른예

전 달 현 상

직접교환기내에서의 열 및 물질전달 현상을 해석하기위해서는 各相에 대해 복합적현상을 支配하는 방정식과 경계조건들 그리고 부수적으로 필요한 정보등을 수식화하고 풀어야 한다. 여기서는 液膜와 液體噴流상태의 직접접촉양식에대한 전달현상의 연구현황만을 소개한다.

液膜를 採擇한 直接 交換器는 일반적으로 큰 流量 및 큰 傳達係數를 얻을 수 있을 뿐 아니라 流體(液體側 및 氣體側 共히) 流動에 必要한 壓力損失을 極少化할 수 있는 利點이 많은 反面구조물이 많아지고 平板上의 오염 등에 依한 問題點이 있다. 機械工學分野의 應用을 爲한 液膜周邊의 傳達문제에 대한 本格的인 硏究는 Brauer〔8〕以後로 생각된다. 이 古典的 硏究는 液體落下膜을 두 部分, 즉 平板에 가까운 부분(base film portion)과 自由表面의 亂流波動部分으로 나누고, 파동부분이 빠른 速度로 大部分의 流動量을 담당한다고 간주하여 最初로 이러한 波動의 구조와 統計學的 特性에 관한 定量的 결과를 제시하고 있다.

Chun과 Seban〔9〕은 벽면이 加熱됨으로써 증발하고 있는 亂流液膜에 對한 實驗을 遂行하였고 그 後 Mills와 Chung〔10〕은 Chun과 Seban의 실험결과를 理論的으로 확인하였는데 벽면근처의 流動에 van Driest의 亂流形狀〔11〕을, 그리고 자유표면 부근에는 Lamour elle와 Sandall〔12〕의 와류확산계수모델을 擇하여 液膜 全體에 걸친 完全한 渦流擴散係數를 使用하였다.

自由表面의 波狀, 또는 응축·증발의 가로方向移動現象으로 因한 자유표면에서의 마찰계수의 變化等은 直接交換器에서 볼 수 있는 전형적인 附隨問題로써 等價거칠기法(equivalent sand grain roughness approach)等의 理論的 접근을 하기도 하나〔13〕역시 실험에 의존하는 경우가 많다. Ueda 등〔14〕은 수직관 內의 수증기 응축에 관하여 실험을 행하였는데 여기에는 수증기流動과 液體膜 사이의 마찰을 고려하고 있다. 또한 粘性이나 表面張力과 같은 流體의 物性値에 依한 傳達現象의 變化〔15〕等 數없이 많은 硏究가 진행되고 있으며, 特히 최근의 開放사이클 海洋溫度差發電(OC-OTEC)의 응용과 관련하여 液膜形態의 직접 접촉식 응축기 및 증발기에 대한 연구가 注目을 끌고 있다.〔16〕

液體의 安定된 亂流噴流(stable, turbulent jet)는 液膜과 類似한 형태를 만들 수 있기 때문에 비슷한 分野에 應用된다. 特히 噴流를 利用하는데는 平板(substrate)이 除去되기 때문에 구조부분이 상당히 간소해지는 장점이 있다. 이 分野의 實驗的 硏究는 主로 Zinger〔17〕以後의 소

련科學者들이 직접 접촉식 응축기 개발을 위해 수행하여 왔으나 대부분이 아주 높은 레이놀즈數 영역에 대한 것이고 따라서 噴流와 噴霧(spray)의 중간형태 程度가 아닌가 추측된다.

亂流噴流와 亂流液膜의 相互間 비슷한 外型에도 불구하고 유동특성에서 근본적으로 다른 點이 있다. 卽 液膜은 卽斷流動(shear flow)로써 평판과의 마찰에 依하여 連續的으로 亂流가 生成되고 있으나(turbulence generation), 噴流의경우 노즐내에서 일단 生成된 亂流는 분사直後부터 下流로 유동함에 따라 점차 쇠퇴하게 된다(turbulence decay). 따라서 난류분류를 채택하는 직접 교환기의 液體側 전달현상은 자유낙하막의 경우와 매우 相異하며 서로 互換되지 못하는 別途의 現象을 파악하여야 한다. 卽 噴流의 경우 渦流확산계수의 자유표면근처 가로方向 소멸현상은 물론이고 유동방향으로의 소멸현상도 고려해 주지 않으면 안된다. Brumfield와 Theofaneous [18]는 噴流의 中心部分亂流(bulk turbulence)가 等方性(homogeneous)라 보고 Batchelor [19]의 資料를 使用하여 이 現象을 해석하고 있다.

압 력

쉘튜우브식 교환기에서는 고압의 流體는 튜우브내를, 그리고 저압의 유체는 쉘측에 유동시킬 수 있어서 두 유동간에 큰 압력차를 유지시킬 수 있으나 직접교환기에서는 두 유동이 비슷한 壓力下에서만 運轉된다. 그러나 고온측 유체의 유동통로中 압력이 적당한 부분을 擇하여 그곳에 직접교환기를 설치하거나 열을 회수하는 유동에 加壓해 줌으로써 이런 문제점은 거의 해결되고 있다.

용 해 도

일반적으로 직접교환기에서는 열교환하는 두 개의 流體가 상호 不溶性이어야 한다. 용해도문제는 매질유체가 순환하면서 재사용되는 경우에는 그 문제가 덜 심각할 수 있다. 예를들면 solar-pond 발전소에 사용되는 직접 접촉식 예열·증발기의 경우 가열유체(brine)은 저비등점을 갖는 탄화수소계 작동유체인 펜탄(Pentane)이나 헥산(hexane)을 증발시켜 랜킨사이클의 장치내에 공급시키고 자신은 가열조로 재순환하게 되는데 시간이 흐름에 따라 수 ppm 정도로 포화되어 작동유체의 용해는 더이상 일어나지 않게 된다.

경 제 성

직접교환기가 밀폐형열교환기보다 비싼경우는 거의 없다. 많은경우 직접교환기는 네개의 유체 출입구가 달린 단순한 용기와 분배장치 정도로써 구성되며 밀폐형열교환기의 쉘부분에 해당한다. 앞서 기술한 바와 같이 흔히 총체적인 플랜트 건설비용이 적절한 직접교환기의 채용으로 상당부분 절감시키는 것은 그다지 어려운일은 아닐 것이다. 다만 용해된 매질이나 고형물질을 따로 분리시킬 필요가 있는 경우거나 가압하여 압력균형을 이루어 줄 필요가 있는 경우 별도의 시설이 소요되므로 경제적 이득은 그만큼 감소된다.

공해물질인 분진이나 부식성물질을 많이 품고있는 유체의 열교환에는 부식이나 손상, 오염이 될 고체벽이 없는 직접교환장치가 특히 유리하다. 바꾸어 이야기하면 어떤 경우에는 직접교환기만이 경제성이 있는 유일한 열교환장치가 될수 있다. 그림 9에 보인바와 같은 저온배기가스(예를들면 100 ℃이하)중의 폐열회수장치는 종래 밀폐형열교환기 채용의 경우 그 효율도 문제이지만 분진 및 배기물질의 응축으로 인한 부식성 酸의 형성으로 생기는 여러가지 문제를 해결하기 위하여 채택되었으며 歐美지역에 수백개소가 가동중에 있다.

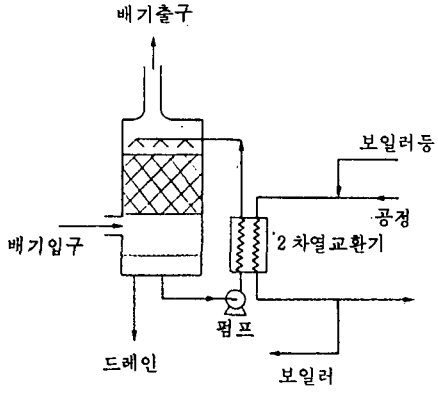


그림 9 저온 폐열회수용 직접열교환기

또한 직접 접촉열교환과정을 밀폐식열교환기에 병합시켜 그 性能을 향상시킬 수도 있는데 管外壁에서의 열전달을 증가시키기 위해 유동층교환장치를 병행시킨다든지 증발냉각(eraporative cooling)의 효과를 위하여 관외벽에 액체분무를 해주는 方式等이다. 최근에는 潛熱축열기에서 일반적으로 열전도율이 낮은 축열재의 傳熱을 促進하기 위하여 휜의 使用등 受動的인 方法과 병행하여 相互不溶性 작동유체組合을 利用한 직접 접촉시 축열기[20]가 제안되고 있어서 에너지의 유효이용의 관점에서 기대를 모으고 있다.

향 후 과 제

많은 特有의 長點들에도 불구하고 인식부족과 기술확립의 미흡으로 직접교환기는 아직 크게 보급되지 못하고 있으며 특수한 경우에만 적용이 한정되고 있는 실정이다. 교환장치(그림 10과 10 참조)의 최적설계를 위하여는 세부적인 모델링이 선행되어야 하나 현재까지는 단편적 실험데이타 등에 依한 作業이 대부분이었으며 특수한 적용을 위한 적당한 개량만을 해온 경향이 있다. 결과적으로 작동유체의 조합이나 열교환장치의 형상등에 따른 성능판단등의 폭넓은 정보가 부족하고 이것이 이 직접교환기의 보급에 장애가 되어온 것이다. 이 분야의 실용화와 보급을 위한 노력이 기대된다.

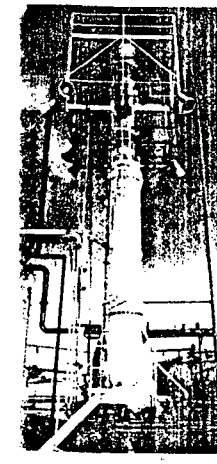


그림 10 美에너지省의 지열발전플랜트에 채용된 직접열교환기 500 kw급 (East Mesa, California)

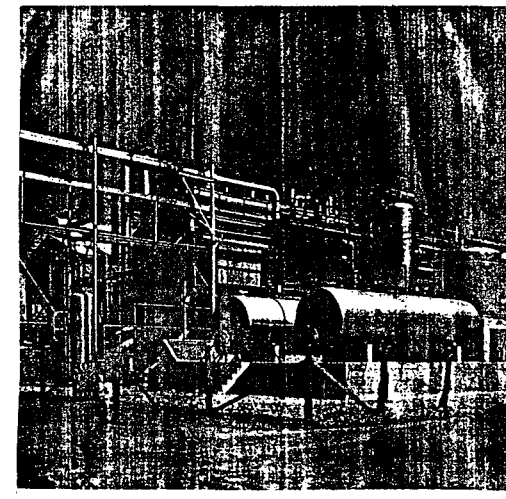


그림 11 화학공정에 채용된 투자비 절감형 직접열교환기

參 考 文 獻

1. Boehm, R.F. and F. Kreith, "Direct Contact Processes Promise High Performance, Low Cost", *ASME Mechanical Engr.*, Vol. 108, No. 3, pp. 78-81, 1986.
2. 김 석현, "직접접촉방식 열 및 물질 교환장치의 전달현상, I", 대한기계학회지, 제 24 권, pp.358-366, 1984.

3. Schlünder, E.U., et.al., *Heat Exchanger Design Handbook*, Hemisphere Pub. Corp., Washington, 1983.
4. Kiang, Y.H., *Waste Heat Utilization Technology*, Marcel Dekker Inc., NY, 1981.
5. Wahl, E.F., *Geothermal Energy Utilization*, John Wiley & Sons, NY, 1977.
6. Klashika, J.T., "Development of Heat Exchangers for Waste Heat Recovery", pp. 277-295 in *Energy for Industry*, edited by P.W. O'Callaghan, Pergamon Press, Oxford, 1979.
7. ASME, *Mechanical Engineering*, Vol. 102, No. 7, p. 43, McGraw Hill, NY, 1980.
8. Brauer, H., "Stromung und Warmeubergang bei Rieselfilmen", *Forsch-Hft. Ver. Dt. Ing.*, Vol. 457, 1956.
9. Chun, K.R. and P.A. Seban, "Heat Transfer to Evaporating Liquid Films", *J. Heat Transfer*, Vol. 93, pp. 391-396, 1971.
10. Mills, A.F. and D.K. Chung, "Heat Transfer across Turbulent Falling Films", *Int. J. HMT*, Vol. 16, pp. 694-696, 1973.
11. van Driest, E.R., "On Turbulent Flow near a Wall", *J. Aero. Sci.*, Vol. 23, pp. 1007-1011, 1956.
12. Lamourelle, A.P. and O.C. Sandall, "Gas Absorption into a Turbulent Liquid", *Chem. Engr. Sci.*, Vol. 27, pp. 1035-1043, 1972.
13. Wallis, G.B., *One Dimensional Two Phase Flow*, McGraw Hill, NY, 1969.
14. Ueda, T., T. Kubo and M. Inoue, "Heat Transfer for Steam Condensing Inside a Vertical Tube", Proceedings of the 5th Int'l. Heat Transfer Conference, Tokyo, Vol. 3, pp. 304-308, 1974.
15. Won, Y.S. and A.F. Mills, "Correlation of the Effects of Viscosity and Surface Tension on Gas Absorption Rates into Freely Falling Turbulent Liquid Films", *Int. J. HMT*, Vol. 25, pp. 223-229, 1982.
16. Sam, R.G. and B.R. Patel, "An Experimental Investigation of OC-OTEC Direct Contact Condensation and Evaporation Processes", *Trans. ASME J. Heat Transfer*, Vol. 106, pp. 120-127, 1984.
17. Zinger, N.M., "Heating of a Jet of Water in a Vapor-Filled Space", In the Collection: *Problem of Heat Transfer During a Change of State*, USAEC Report AEC-tr-3405, pp. 75-85, 1953.
18. Brumfield, L.K. and T.G. Theofanous, "Turbulent Mass Transfer in Jet Flow and Bubble Flow: A Reappraisal of Levich's Theory", *AIChE J.*, Vol. 22, No. 3, pp. 607-610, 1976.
19. Batchelor, G.K., *The Theory of Homogeneous Turbulence*, Univ. Press, Cambridge, 1953.