

Off Design Condition : Pump Failure & Energy Loss

김성원*

1. 서 론

원심펌프를 비롯한 터보형 펌프는 단 한점의 시방점 또는 운전점을 기준으로 하여 그 점에서 최고의 효율을 발휘하도록 설계된다. 즉 설계점이 바로 최고효율점(BEP)이 되는 것이다. 그러나 현실적으로 대다수 펌프들은 제조사측에서 결정한 최고효율점을 벗어난 매우 광범위한 유량영역, 즉 탈설계점 유량대에서 운전(Off Design Condition Operation)되고 있다. 특히 국내의 많은 산업현장에서는 펌프 선정시 펌프특성 및 시스템 운전조건 등에 대한 면밀한 검토 없이 토출량 및 양정 여유율을 지나치게 적용함으로써 과대한 크기의 펌프가 설치되고 있다. 이러한 경우 대부분이 밸브 교축에 의한 유량조절이 불가피해지고 결과적으로 상시 운전유량이 설계유량보다 크게 밀도는 이른바 소유량 운전(Low Flow Operation)상황이 나타날 수 밖에 없다.

과대한 펌프선정에 따른 폐해로서 우선 쉽게 짐작할 수 있는 것은 초기구입비용의 상승이다. 그러나 사실상 이보다도 더욱 심각한 것은 바로 소유량 운전에 따른 펌프고장률의 증가와 에너지낭비이다. 펌프 선정시 단순히 넉넉한(?) 여유를 적용한다면 유지보수비용과 운전에너지비용 증가에 따른 상상 밖의 막대한 경제적 손실을 감수해야만 한다. “여유율 증가(→소유량 운전) = 고장률 증가” 라는 명제는 일반적인 상식과는 배치되는 내용이며, 그만큼 이에 관한 제조사 및 사용자의 이해와 관심은 극히 부족한 실정이다.

설계점을 벗어난 소유량 범위에서 운전이 지속되면 여러가지 수력학적 이상특성이 발생하고 그 결과는 곧바로 치명적인 기계적 결함, 다시말해 미케니칼 시일(mechanical seal) 및 베어링의 파손 등으로 이어진다.

표 1 베어링의 수명단축 요인 (1)

Bearing	
1	윤활 불량, 이물질 침투
2	축정렬 불량
3	배관계 과도하중
4	축 휨
5	임펠러 불평형
6	전동기 불평형
7	전동기 이상
8	소유량 운전

표 2 미케니칼 시일의 수명단축 요인 (1)

Mechanical Seal	
1	냉각/윤활 불량, 이물질 침투
2	축정렬 불량
3	배관계 과도하중
4	축 휨
5	베어링 이상
6	임펠러/전동기 불평형
7	전동기 이상
8	소유량 운전

시일이나 베어링의 파손이 전체 펌프고장의 무려 90%를 차지하는 것으로 알려져 있는데, 표 1과 2에서 나타낸 바와 같이 시일 및 베어링 파손 즉, 펌프고장률 증가의 주원인은 대부분 시일이나 베어링 자체결함이 아닌 외부요인에 의한 것이며, 그 대표적인 것 중의 하나가 바로 소유량 운전임을 주목하지 않을 수 없다. 실제로 미국의 프로세스 플랜트 펌프의 경우에도 탈설계점 운전, 주로 소유량 운전으로 인한 펌프고장이 전체의 27%에 달하는 것으로 보고되고 있다(그림1 참조). 국내에서는 불행히도 많은 수의 펌프 제조업체가

* 중소기업진흥공단

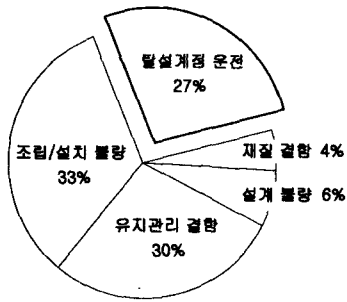


그림 1 펌프 고장의 주요 원인 (1)

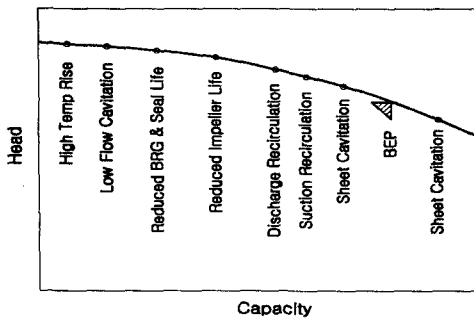


그림 2 탈설계점 운전에 따른 피해

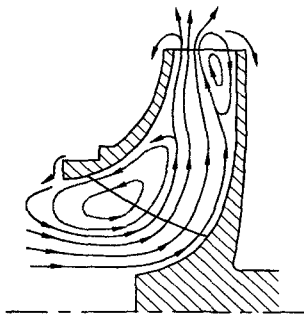


그림 3 원심회전차내의 재순환 유동

해당 제품의 안정적인 운전범위를 정확히 파악하지 못하고 있어 사용자의 과대선정 및 탈설계점 운전을 방조하는 처지에 있으며, 사용자나 설비진단전문가들은 소유량 운전시의 이상현상들을 측정렬불량 등에 의한 전형적인 기계적 진동특성과 혼동하여 고장진단과 처치에 어려움을 겪는 사례 또한 흔하다. 따라서 펌프설

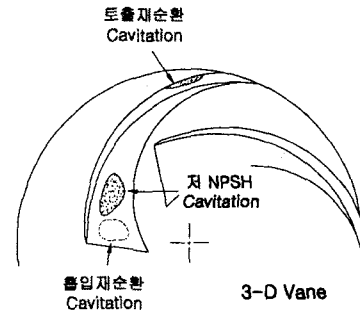
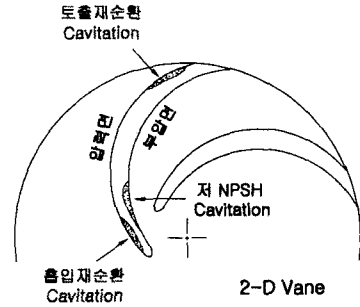


그림 4 재순환과 저NPSH 캐비테이션 영역

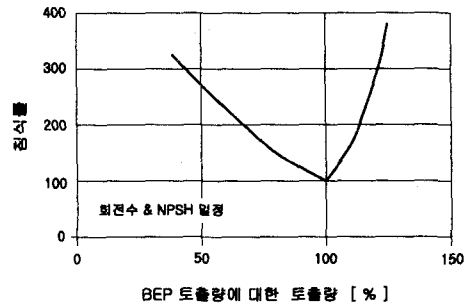


그림 5 토출량에 따른 침식을 변화 (2)

계자, 사용자 및 진단전문가 모두에게 있어서 적절한 여유 선정의 중요성 및 탈설계점 운전의 특성과 폐해에 대한 충분한 인식이 절실히 요구되는 것이다.

2. 탈설계점 운전 - 소유량 운전

원심형 등 터보펌프는 이론적으로 $NPSHA \geq NPSHR$ 조건만 만족된다면 제조사측에서 제시하는 시험성적서

표 3 비속도 및 흡입비속도와 재순환시점유량

N _s	N _{ss}	재순환시점유량/BEP [%]		
		편흡입	양흡입	다단
200	1200	52	60	70
	1500	65	75	86
400	1200	68	74	82
	1500	84	92	100 ?

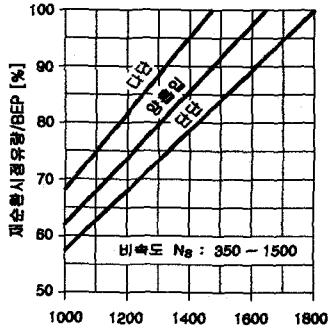
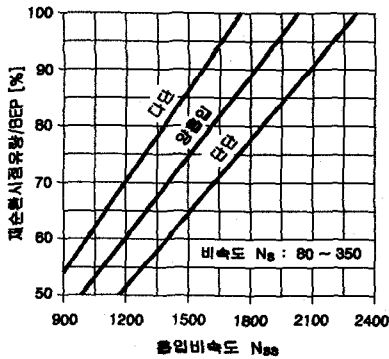


그림 6 N_{ss} / N_s 와 재순환시점유량 (4)

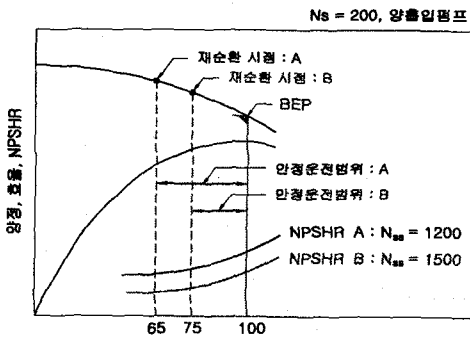


그림 7 흡입비속도 및 NPSHR과 안정운전범위

결과와 같이 체질점부터 설계점 이상에 이르기까지 광범위한 유량영역에서 운전이 가능하다. 그러나 실제로는 토출량이 설계유량보다 작아지면서 나타나는 다음과 같은 수력학적/기계적 문제점들로 인해 BEP 유량의 50~60% 이하 유량영역에서는 안정적인 운전이 불가능한 경우가 대부분이다.

- 1) 회전차 입/출구부의 재순환 발생
- 2) 회전차 침식/파괴
- 3) 반경방향/축방향 하중 증대
- 4) 시일/베어링 수명단축
- 5) 소유량 캐비테이션(vortex cavitation)
- 6) 유체온도 상승

이상은 과도여유 선정시 밸브교축을 통해 토출량을 BEP 이하로 조절하는 경우 직면하게 되는 폐해들이다.

3. 재순환 유동(Recirculation)

그림 3에서 보여주고 있는 재순환 유동은 회전차 흡입부(깃의 전연)와 토출부(깃의 후연)에서 생성과 소멸을 반복하며 깃 표면에 무수한 충격과 불규칙적인 소음을 유발하는 고속 와류로서 그 중심부의 압력이 포화증기압보다 낮아지면서 소유량 캐비테이션(vortex cavitation)을 발생시킨다. 이는 일반적으로 캐비테이션이라 불리는 저NPSH 캐비테이션(low NPSH or sheet cavitation)과 많이 혼동되고 있으나 그림 4에 나타낸 바와 같이 침식손상 위치의 차이로 쉽게 구별된다. 저NPSH 캐비테이션에 의한 침식은 회전차깃 입구부의 부압면측에 나타나 쉽게 육안으로 관찰되지만, 반면에 소유량 캐비테이션 침식은 외부에서는 보이지 않는 깃 입구부의 압력면측에 나타남으로써 피해분석에도 어려움이 있다. 과도한 여유선정이 많은 실제 현장에서는 재순환에 의한 소유량 캐비테이션이 저NPSH 캐비테이션에 비해 발생빈도나 기계적 손상면에서 훨씬 심각함에도 불구하고, 재순환에 대한 설계자나 사용자의 관련지식은 도리어 저NPSH 캐비테이션보다 매우 부족한 것으로 보인다.

재순환으로 인한 대표적인 피해는 다음과 같다.

- 1) 회전차 침식 : 회전차 갓입/출구단 압력면의 급속한 침식 유발(그림 5)
- 2) 회전차 파괴 : 저주파의 수력학적 압력변동으로 인한 회전차 쉬라우드 파괴
- 3) 시일 수명단축 : 수력학적 압력변동으로 인한 시일 페이스(seal face) 손상
- 4) 베어링 수명단축 : 주축의 축방향 진동으로 인한 스티스트 베어링 하중 증대

Schiavello(2) 등은 많은 실험결과들로부터 토출량 2m³/min, 양정 60m, 동력 35kW 이하의 경우에는 재순환에 의한 피해가 경미하지만, 고에너지펌프 즉, 1단당 양정 180m 이상 또는 동력 200kW 이상의 펌프에서는 재순환 피해가 매우 치명적임을 경고하고 있다.

4. 흡입비속도/NPSHR과 수력학적 안정성

펌프의 수력학적 안정성이란 얼마만큼 넓은 유량범위에서 펌프손상 없이 안정적인 운전이 가능한가하는 것으로서, 이는 펌프사용자나 설계자에게 공히 펌프효율 및 신뢰성 못지않게 중요한 고려사항이다. 이러한 수력학적 안정성의 평가기준 중 하나로서 흡입비속도 N_{ss} 가 사용되는데, N_{ss} 는 회전차 형상의 기준이 되는 비속도 N_s 와는 달리 캐비테이션과 관련된 흡입성능의 기준이 되며, 다음 식으로 표시된다.

$$N_{ss} = \frac{N\sqrt{Q}}{NPSHR^{0.75}}$$

위 식으로부터 흡입비속도 N_{ss} 값이 커질수록(주로 회전차 입구 eye 직경을 크게 함) NPSHR이 작아져 흡입성능이 향상됨을 알 수 있다. 그렇다고해서 NPSHR을 작게 하기 위해 N_{ss} 를 무한정 크게 할 수 있는 것은 결코 아니다. 일반적으로 N_{ss} 는 1200 정도가 적정치로 추천되고 있으며, 최대 1500을 넘지 않도록 권고하고 있다. Hallam(3)에 의해 N_{ss} 가 1600을 넘을 경우 그 이하의 경우에 비해 펌프 고장률이 2배 이상 급증한다는 것이 밝혀진 바 있다. 이는 아래에서 설명될 재순환 발생과 밀접한 관계를 갖는다.

재순환이 발생하는 유량점은 비속도 N_s , 펌프 형상(편흡입, 양흡입 및 다단펌프), 특히 흡입비속도 N_{ss} 에 따라 많은 차이를 보인다. 그림 6으로부터 N_s 와 N_{ss} 가 커질수록 재순환의 발생시점은 설계점 가까이 접근하

표 4 토출량과 반경방향하중 변화

펌프 사양 (Single Volute)	
$N[\text{rpm}]-Q[\text{m}^3/\text{min}]-H[\text{m}]$	3550-7-120
$\gamma[\text{Kg}/\text{m}^3]-D_2[\text{mm}]-B_2[\text{mm}]$	998-290-40
N_s	297
토출량/BEP[%]	반경방향하중 [kgf]
100	62.5
50	337.9
0	509.6

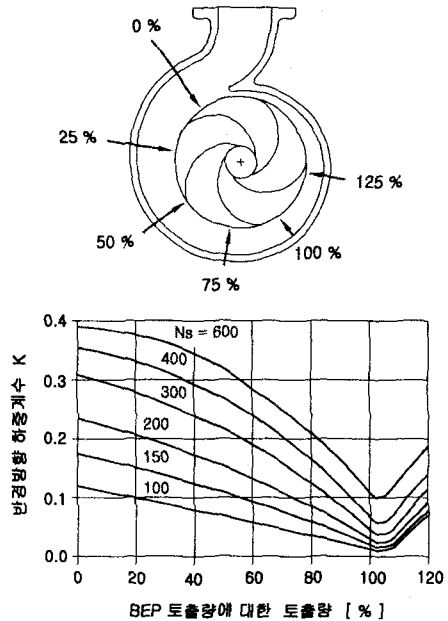


그림 8 토출량과 반경방향 하중계수 K (5)

고 그 결과 안정운전범위가 좁아짐을 알 수 있으며, N_s 와 N_{ss} 가 동일한 조건에서는 다단펌프, 양흡입, 편흡입 순으로 재순환시점이 설계점에 접근함을 알 수 있다.

표 3에는 위 내용을 예시 정리하였다. N_s 200, N_{ss} 1200의 회전차 경우 설계유량에 대한 재순환 시점유량의 비율은 편흡입, 양흡입, 다단펌프에서 각각 52%, 60%, 70%가 된다. 그러나 동일한 N_s 200에서 N_{ss} 1500인 경우에는 위 비율이 65%, 76%, 86% 이 되며

표 5 Single & Double Volute 반경방향하중

토출량	반경방향 하중 [kgf]	
	Single Volute	Double Volute
100 %	62.5	55.5
50 %	337.9	48.3
0 %	509.6	82.2

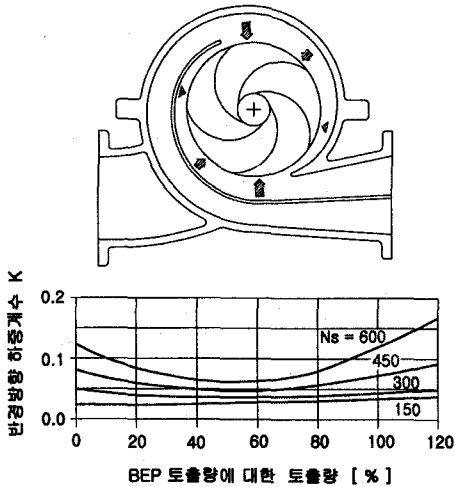


그림 9 Doble Volute와 반경방향 하중계수 K (5)

서 안정운전범위가 크게 좁아짐을 알 수 있다. 더욱이 N_s 와 N_{ss} 모두 증가하여 그 값이 각각 400, 1500인 경우에는 84%, 92%, 100% 가 됨으로써, 급기야 다단펌프는 설계점에서 이미 재순환이 발생하고 있음을 의미하므로 필히 재설계가 요구된다. 이와같이 흡입비속도 N_{ss} 값이 큰 회전차가 흡입성능면에서 우수하다 하더라도 안정운전범위가 BEP 유량의 85% 이상으로 한정된다면 대개의 산업현장에서는 그 효율가치가 매우 적다고 하겠다.

위의 내용을 종합해 볼 때 NPSHR 저감을 위해 흡입비속도가 커지도록 단순히 회전차 아이징경을 확대함으로써 흡입성능의 개선을 꾀한다면 그만큼 재순환시점이 설계점에 근접하여 안정운전범위가 좁아지고 펌프고장률도 증가하는 결과를 초래(그림 7 참조)하게 된다. 그러므로 설계자나 사용자 모두 펌프의 운전조건 즉, 상시운전유량은 물론 최소유량까지 면밀히 검토한 후 설치, 운전 및 유지관리비용을 종합적으로 고

려하여 펌프 선정, 특히 여유율 적용에 신중을 기해야 한다.

이미 재순환이 발생되고 있는 상황이라면 가장 효과적인 개선방법은 토출량을 증가시켜 안정범위에서 운전되도록 하는 것이다. 이를 위해 바이패스(by-pass) 라인을 설치하여 토출유량의 일부를 다시 흡입조측으로 되돌리는 방법이 많이 사용된다. 바이패스를 위한 초기시설비용은 적지 않은 편이지만 필요이상의 유량소출에 따른 에너지비용 증가는 미미한 편이다. 그 이유는 펌프가 상대적으로 고효율점에서 운전되고 특히 비속도가 큰 사류/축류형 펌프 경우 유량이 증가할수록 소요동력이 감소되기 때문이다. 따라서 소유량 운전이 불가피한 시스템이라면 바이패스를 설치함으로써 토출량을 설계유량 부근까지 증가시켜 재순환 억제와 동시에 이후 설명될 반경방향하중 저감효과까지 얻을 수 있다. 결국 바이패스는 유지관리비용 절감면에서 충분한 경제성을 지닌다고 할 수 있다.

5. 반경방향 하중(Radial Thrust)

Single volute는 그 형태상 회전차 외주에 걸쳐 불균일한 압력분포를 나타내면서 주축에 대해 반경방향으로 하중을 가하게 되는데, 이 하중의 크기는 아래 식으로 표시된다.

$$RT = K H r D_2 B_2$$

여기서 RT 반경방향하중[Kgf], K 하중계수, H 1단 전양정[m], r 비중량[Kgf/m³], D₂ 회전차 외경[m], B₂ 회전차 출구폭[m]을 나타낸다.

이 반경방향 하중은 BEP에서 최소값을 보이고 토출량이 감소하거나 증가하면 하중의 크기가 증가하고 작용방향 또한 변화한다. 그림 8에서는 single volute에서의 유량에 따른 반경방향하중의 크기와 방향변화 및 하중계수 K를 보여주고 있다.

반경방향하중의 불평형 역시 탈설계점 운전시 증대되며(표 4 참조), 이는 주축의 휨, 급속한 웨어링 마모, 시일/베어링의 수명단축의 주요 원인이 된다.

Double volute는 그림 9에 나타난 바와 같이 물뿜기부를 single volute의 180° 반대편에 또 하나 설치함으로써 탈설계유량에서의 반경방향 하중을 감소, 평형시키기 위한 구조이다. 그러나 double volute는 대부분 주조품으로서 양 통로의 표면조도, 형상 및 길이가 차이를 보이며 압력회복 정도가 다르게 나타나는 등 복

표 6 웨어링링 간극확대에 따른 에너지손실

흡입구경-회전차	A : 400-580	B : 400-400
Q[m ³ /min]-H[m]	26(13)-146	26(13)-58
Ns	150	300
웨어링링 간극[mm]	0.5 → 1.0	0.5 → 1.0
효율 하락[%]	82 → 74 (8%)	85 → 81 (4%)
소비동력증가[kW]	756 → 838 (10.8%)	290 → 304 (4.8%)
전력손실/년[MWh]	718	123
전력량 요금증가/년	5,028 만원	861 만원

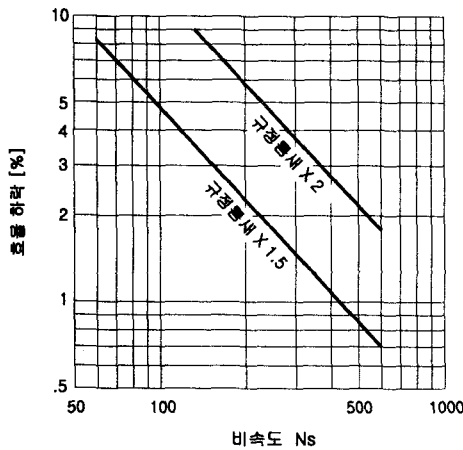


그림 10 웨어링링 간극에 따른 효율저하 (5)

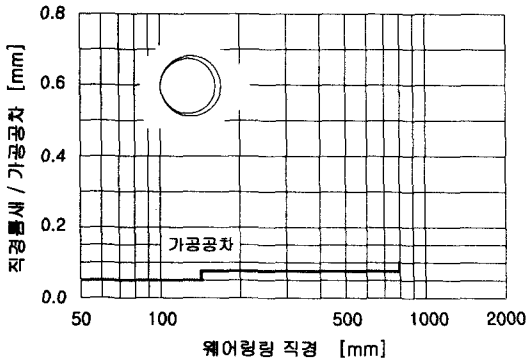


그림 11 웨어링링의 규정간극 (6)

합적인 이유로 실제로는 반경방향하중의 완전한 평형은 불가능하다. 다만 single volute에 비해 반경방향하중이 크게 감소(표 5 참조)하는 것은 사실이다.

6. 웨어링링(wearing ring) 마모와 에너지손실

여기서는 탈설계점 운전에 의한 기계적 손상과 에너지 손실의 직접적인 관계, 즉 재순환 침식 또는 반경방향하중 증가에 따른 과도한 축침에 의한 웨어링링 마모증대가 에너지손실 미치는 영향에 대해 살펴보고자 한다. 그림 10에서는 웨어링링 마모로 인한 간극확대와 펌프 효율저하의 관계를 보여주고 있다. 비속도가 작아질수록 간극 확대에 따른 효율저하가 크게 나타남을 알 수 있다. 표 6에서는 흡입구경 400, 비속도가 각각 150과 300인 양흡입펌프의 웨어링링 간극확대에 따른 효율저하와 에너지손실을 예시하였다. 특히 비속도가 150인 펌프A의 경우 웨어링링 간극이 반경기준으로 단 0.25mm 증가함에 따라 무려 8%의 효율저하가 나타남을 각별히 유의해야 한다. Yedidia[7]는 웨어링링 간극증가에 의해 효율저하가 최대 40% 까지 나타나는 실험결과를 제시하고 있다. 이밖에도 웨어링링의 지나친 마모는 NPSHR 및 축추력면에서도 악영향을 미친다. 흡입측 웨어링링 간극이 확대되면 그 누설유동이 회전차 흡입유동을 교란시킴으로써 NPSHR의 증가를 유발하는데, 웨어링링 간극이 규정치(그림 11 참조)의 2배가 되면 NPSHR은 평균적으로 20~30% 증가함이 확인된 바 있다[7]. 또한 회전차 후면 웨어링링의 마모증가는 축추력 증가를 초래하여 스톱스트 베어링의 수명을 단축시킨다.

참고 문헌

- (1) Bloch, H. P., "Root Cause Analysis of Five Costly Centrifugal Pump Failures," Proceedings of 7th International Pumps Users Symposium, Texas A&M University, 1990.
- (2) Schiavello, B., "Cavitation and Recirculation Troubleshooting Methodology," Proceedings of 10th International Pumps Users Symposium, Texas A&M University, 1993.
- (3) Hallam, J. L., "Centrifugal Pumps : Which

Suction Specific Speeds Are Acceptable,"
Hydrocarbon Processing, 1982.

- (4) Fraser, W. H., "Recirculation in Centrifugal pumps," presented at Winter Annual Meeting of ASME, 1981.
- (5) "Hydraulic Institute Standards", Hydraulic

Institute, Cleveland, Ohio, 1994.

- (6) Karassik, I. J., Krutzsch, W. G., Fraser, W. H., and Messina, J. P., "Pump Handbook", 2'nd Edition, McGraw-Hill, Newyork, 1986.
- (7) Yedidiah, S., "Time Takes Its Toll on Centrfugal Pumps," Chemical Eng., June, 1988.