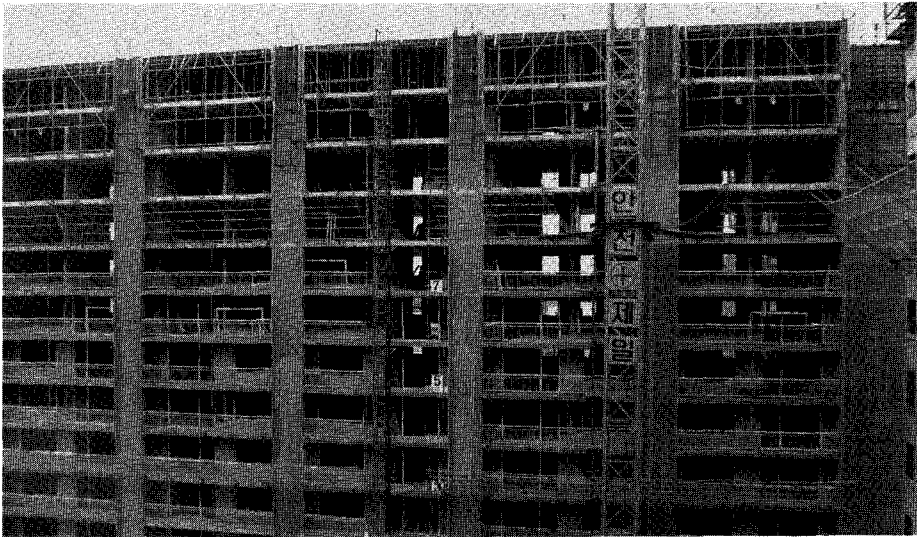


초고층 아파트 급수시스템 개발



서광산업(주)가 국내 특성에 적합한 초고층 아파트 급수시스템의 설계기법 확립은 물론 최적 모델 정립으로 효율성 향상 및 공사비 절감, 품질향상, 공기단축 등의 효과를 통해 양질의 저렴한 주택을 개발키 위해 한국에너지기술연구소 및 한국건설기술연구원과 공동으로 1년동안 연구개발한 결과, 국내 특성에 적합한 초고층 아파트 급수시스템의 설계기법을 확립하고 이에 따른 제어시스템의 모델을 정립하였다.

〈편집자 주〉

기 호 설 명

영문자

- A_n : 오리피스 단면적 (m^2)
- B_p : 소요동력 (Hp)
- $(B_p)_{tot}$: 총에너지소비량 (Hp)
- C : 유량계수 또는 hazen-Williams 계수
- D : 파이프 단면적
- Δt : 계산수행 시간간격 (sec)
- f : 주파수 (Hz) 또는 마찰계수
- f_H : 최고 주파수 (Hz)
- f_L : 최저 주파수 (Hz)
- g : 중력가속도
- H : 수두 (m)
- H_f : 수두손실 (m)
- H_{sump} : 펌프 흡입수두(m)
- k : 밸브에서 수두의 손실계수
- L : 파이프 길이(m) 또는 계수 또는 펌프의 축동력
- n : 수두 유량 관계식의 지수
- N : 펌프의 대수 또는 회전수
- N_{oper} : 펌프가 새로 기동하는 횟수
- P : 압력 (kg/cm^2)
- $pole$: 구동 모터의 극수
- Q : 유량 (l/min)
- Q_d : 하루 동안의 총 급수량(l/d)
- Q_h : 시간평균예상급수량(l/h)
- Q_m : 시간최대예상급수량(l/min)
- r : 수두 유량 관계식의 지수
- R : 계수
- RPM_n : n번째 펌프의 회전속도 (rpm)
- t : 시간 (sec, hr)
- T : 급수 평균사용시간 (h/d)

- V : 체적(m^3) 또는 유체의 속도 (m/sec)
- X_{nop} : 운전중인 펌프의 대수

그리스 문자

- Δ : 변화량
- τ : 밸브 개폐정도
- ω : Sine곡선의 주기

하첨자

- air : 공기
- atm : 대기압
- dem : 요구량
- dem0 : 평균 요구량
- high : 탱크내 압력의 최고 허용치
- i : 오리피스에 따른 유량계수의 변화
- low : 탱크내 압력의 최저 허용치
- Max : 최대치
- Min : 최저치
- p : 펌프에서의 상태
- ps : 설정치
- pu : 펌프
- small : 보조펌프 기동 탱크내 압력
- t : 탱크에서의 상태
- 0 : 원래의 값 또는 상태
- 1 : 상태 1
- 2 : 상태 2

상첨자

- n : 플리트로픽 지수
- 0 : 초기치

제1장 서론

제1절 연구개발의 목적

주택성능 고도화에 대비한 대규모 아파트단지
지의 건설을 국가정책으로 추진하고 있으나 초

고층 아파트 설비시스템의 최적 설계기법이 확립되어 있지 않아 노동 집약적인 건설산업에
탈피하지 못하고 있다. 본 연구는 초고층 아파트
설비시스템의 효율양상은 물론 공사비 절

감, 품질향상 및 공기단축 등의 효과를 통해 양질의 저렴주택 기술개발에 기여하고 건설업의 대외개방에 대비한 국제경쟁력을 고취시키는데 그 목적이 있으며 연구수행에 대한 기대성과는 다음과 같다.

- 초고층 아파트 설비시스템의 설계기법 확립
- 설비시스템의 효율향상
- 설비시스템의 Life Cycle Cost 절감

제2절 연구개발의 필요성

생활수준의 향상에 따른 기능인력의 부족과 인건비 및 원자재비의 상승에 대처하기 위한 기술개발은 사회적으로 필수적인 사항이 되고 있다. 국내의 경우, 초고층 건물의 설비시스템 개발은 15층 이하 아파트 건물의 설비시스템 기술이 어느 정도 정착단계에 있으나 아직 초고층 아파트 설비시스템에 대해 체계적으로 연구개발한 실적은 없다. 그러나 최근 대규모 주택단지 건설에 힘입어 이에 대한 관심이 한층 고조되고 있으며 양질의 저렴주택 기술개발 및 건설업의 대외개방에 대비하여 초고층 아파트 설비시스템 개발을 위한 체계적인 연구수행이 절실히 요구되고 있는 실정이다. 외국에서는 우리보다 먼저 초고층 건물 설비시스템 개발의 필요성을 인식하고 공공 연구기관을 중심으로 체계적인 연구를 통하여 기술을 개발함으로써 설비시스템의 최적화에 따른 에너지절약을 유도하는 등 그 결과를 초고층 아파트 건설에 널리 응용하고 있으나 국내의 설비시스템 기술은 선진국에 비해 크게 낙후되어 있는 실정이다. 따라서 우리 실정에 맞는 초고층 아파트 설비시스템의 최적모델 정립을 위한 체계적인 연구개발이 필요하다.

제3절 연구개발의 내용 및 범위

제 3차년도 연구개발의 내용과 범위는 다음과 같다.

- 초고층 아파트 급수시스템의 설계기법 확

립 및 요소기술개발

- ① 급수시스템 해석 및 급수방식 분석
- ② 급수배관망 및 최적화 방안 연구
- ③ 급수시스템 시작품 설계 및 제작
- ④ 성능실험 및 경제성 평가

제 2 장 급수시스템 해석 및 프로그램 개발

제1절 개 요

건축물의 실제 설계시 그의 용도, 규모, 높이 및 예상 급수소비 패턴이 알려져 있고 급수 시스템을 선정 및 설계하여야 하는 경우, 각 수용가의 수요를 충족시키는 물론 초기 투자비용도 적고 에너지 소비 측면에서도 가장 효과적인 시스템을 선정하여야 한다. 최근 공동주택의 급수설비로서 기존의 옥탑 물탱크(고가수조) 방식 대신에 가압급수 장치(부스터 펌프 장치 등)를 적용하고자 하는 경향이 크게 대두되고 있다. 본 연구는 가압탱크방식 및 부스터방식에 의한 급수시스템의 해석용 프로그램을 개발하여, 이들 요소들을 효과적으로 선정하고, 최적 설계에 사용될 수 있는 기본자료를 제공함을 목적으로 한다.

제2절 급수시스템 해석 및 프로그램 개발

펌프 출구측에 가압탱크가 부착된 급수시스템은 <그림 2.1>에 나타내었고, 이때 수치해석에 필요한 방정식들은 다음과 같다.

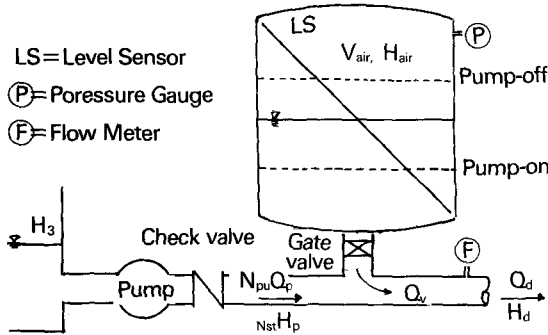
$$\text{연속방정식: } Q_p + Q_t = Q_{dem} \quad (2.1)$$

$$\text{수두관계식: } H_{sump} + H_p = H_{dem} \quad (2.2)$$

$$\text{오리피스 관계식: } Q_t = C_{0A_n} \sqrt{2g(H_{air} - H_{dem})} \quad (2.3)$$

$$\text{펌프특성 관계식: } H_p = C_7 Q_p + C_8 \quad (2.4)$$

여기서 Q_p 와 H_p 는 펌프에 의한 유량 및 양정이고, Q_{dem} 은 수용가측 요구 수량, Q_t 는 가압탱크로부터 나오는 유량, H_{dem} 은 수용가측에 작용하는 압력수두, H_{air} 는 탱크 내의 압력수두, H_{sump} 는 펌프 흡입측 저수조의 위치 수두이며, A_n 과 C_0 는 오리피스 단면적 및 유량계수이다. 이상



〈그림 2.1〉해석모델의 설정을 위한 급수시스템의 개략도

의 관계에서 Q_t 와 Q_p 는 각각 다음과 같이 구해진다.

$$Q_t = C_5 + \sqrt{C_5^2 - C_6} \quad (2.5)$$

$$Q_p = Q_{dem} - Q_t \quad (2.6)$$

여기서

$$C_5 = gC_0^2 A_n^2 C_7 \quad (2.7)$$

$$C_6 = 2gC_0^2 A_n^2 (-H_{air} + H_{sump} + C_7 Q_{dem} + C_8) \quad (2.8)$$

펌프의 양정 H_p 는 식(2.4)에서 그리고 수용가측 압력수두 H_{dem} 은 〈식(2.2)〉에서 계산된다. 유체가 탱크 내로 역류할 경우에는 오리피스 유량계수를 C_i 로 다르게 하여 Q_t 를 다음과 같이 구한다.

$$Q_t = -C_i A_n \sqrt{2g(H_{dem} - H_{air})} \quad (2.9)$$

$$Q_t = -C_5 \sqrt{C_5^2 + C_6} \quad (2.10)$$

여기서

$$C_5 = gC_0^2 A_n^2 C_7 \quad (2.11)$$

$$C_6 = 2gC_0^2 A_n^2 (-H_{air} + H_{sump} + C_7 Q_{dem} + C_8) \quad (2.12)$$

한편 가압탱크내 공기체적 V_{air} 는 오리피스를 빠져나간 유체의 양만큼 증가한다.

$$V_{air}(t + \Delta t) = V_{air}(t) + \Delta t \cdot Q_t(t + \Delta t) \quad (2.13)$$

이러한 공기의 체적변화에 따라서 가압탱크내의 공기의 압력 H_{air} 는 폴리트로픽 과정으로 변한다고 가정한다. 즉

$$H_{air} = -H_{atm} + (H_{air}^0 + H_{atm}) \left(\frac{V_{air}^0}{V_{air}} \right)^n \quad (2.14)$$

여기서 H_{atm} 은 대기압 수두(표준상태에서 10.09 m임), n 은 폴리트로픽 지수이고 상첨자 0 는 초기상태를 나타낸다.

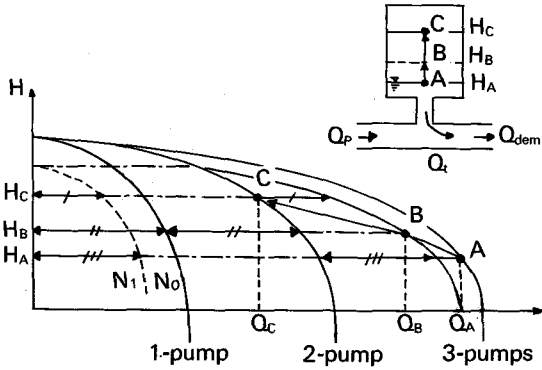
1. 펌프 특성 곡선의 내삽법

펌프는 급수시스템에서 주로 여러대가 병렬로 설치되며 펌프의 제어방식에 따라 펌프의 운전대수 및 회전수가 변한다. 급수시스템을 해석하기 위해서는 펌프의 운전대수 및 회전수에 따른 펌프 전체의 합성 특성곡선이 필요하게 된다.

〈그림 2.2(a)〉에 나타낸 바와 같이 펌프 3대가 병렬로 정속 운전하게 되는 점 즉 펌프의 연합운전점 A(Q_A, H_A)라고 가정하자. 수용가측 요구수량 Q_{dem} 이 감소하면 가압탱크 내로 물이 유입하게 되고 가압탱크내 공기의 압력은 상승하게 된다.

가압탱크내 공기의 압력에 따라 가변속펌프의 회전수 N_1 이 결정되고 펌프의 합성 특성곡선 상에서 펌프의 운전점 B(Q_B, H_B)가 정해진다. 수용가측 요구수량 Q_{dem} 이 더욱 감소하면 탱크내 공기의 압력은 계속 상승하게 되어 펌프 1대는 정지하고 펌프 2대가 정속으로 운전하게 된다. 즉 펌프는 C(Q_C, H_C)점에서 운전하게 되고 이때 수용가측의 요구수량이 증가하게 되면 펌프의 운전점은 앞에서 설명한 것과는 반대로 C→B→A 순으로 변화하게 된다. 펌프의 연합운전시 합성 특성곡선은 일정한 수두에서 펌프의 운전대수 만큼되어 펌프 1대는 정지하고 펌프 2대가 정속으로 운전하게 된다. 즉 펌프는 C(Q_C, H_C)점에서 운전하게 되고 이때 수용가측의 요구수량이 증가하게 되면 펌프의 운전점은 앞에서 설명한 것과는 반대로 C→B→A 순으로 변화하게 된다. 펌프의 연합운전시 합성 특성곡선은 일정한 수두에서 펌프의 운전대수 만큼씩 유량을 증가시킴으로써 구할 수 있다. 〈그림 2.2(a) 참조〉

앞에서 언급된 병렬운전되는 펌프 성능곡선



<그림 2.2(a)> 병렬연결 및 운전시 펌프 합성 성능곡선

의 합성이 주어진 경우 임의의 Q_p 에 대한 H_p 는 <그림 2.2(b)>를 통하여 다음과 같이 구한다.

$$(Q_B - Q_A) : (Q_B - Q_P) = (H_A - H_B) : (H_P - H_B) \quad (2.15)$$

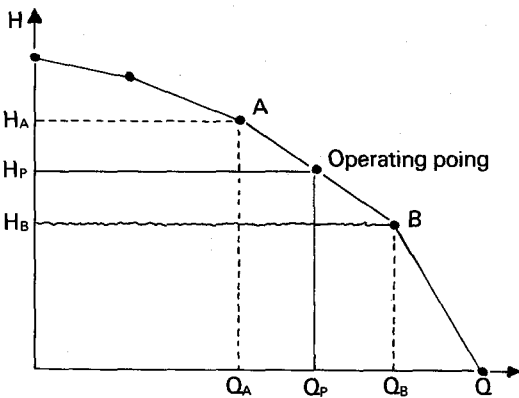
그러므로

$$H_p = C_7 Q_p + C_8 \quad (2.16)$$

여기서

$$C_7 = \frac{H_A - H_B}{Q_A - Q_B} \quad (2.17)$$

$$C_8 = H_B - Q_B \frac{H_A - H_B}{Q_A - Q_B} \quad (2.18)$$



<그림 2.2(b)> 펌프의 헤드와 유량의 선형적 표현

2. 펌프 제어방식(압력탱크내 공기의 압력 수두 H_{air} 에 의한 제어)

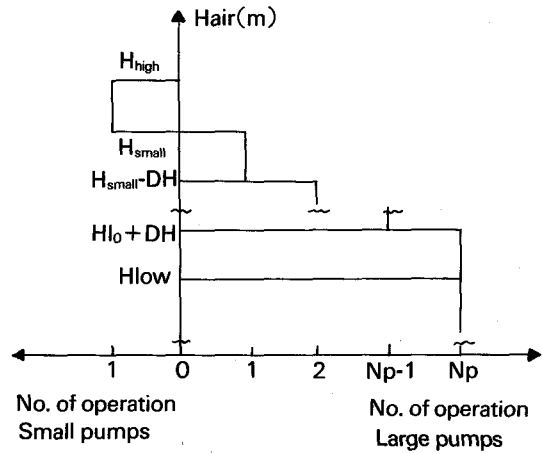
Small pump가 한대, Large pump가 N_{pu} 대 있

어서 Small pump는 정속으로 단독으로만 운전하고, Large pump는 병렬로 운전하며 만약 Large pump가 N 대 운전한다면 한대는 가변속으로 운전하고 나머지 $(N-1)$ 대는 정속운전한다고 가정한다.

모든 Large pump가 정속운전하게 되는 공기의 압력수두를 H_{low} 라 하고 한대의 Small pump와 모든 Large pump가 운전을 멈추게 되는 공기의 압력수두를 H_{high} 라 하며, Small pump만이 운전하게 되는 공기의 압력수두를 H_{small} 이라 하자. 이때 DH를 <식(2.19)>와 같이 가정하면

$$DH = (H_{small} - H_{low}) / N_{pu} \quad (2.19)$$

H_{air} 에 따른 펌프의 운전대수는 <그림 2.3(a)>와 같다.



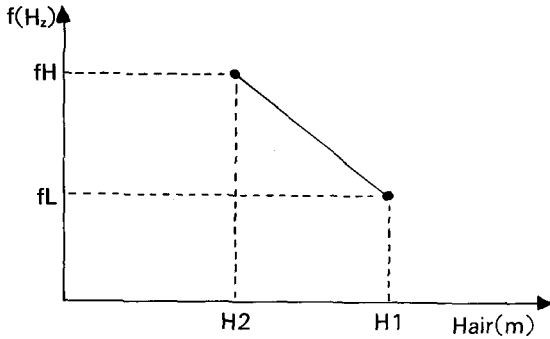
<그림 2.3(a)> H_{air} (가압탱크내 압력)의 변화에 따른 운전중인 펌프의 수

위와 같은 펌프제어를 통하여 변화된 회전수, RPM_n 을 구하는 방법은 <식(2.20)>과 같으며, pole은 구동 모터의 극수, f 는 주파수를 나타낸다.

$$RPM_n = \frac{2 \cdot 60 \cdot f}{pole} \quad (2.20)$$

f 를 구하는 방법은 H_{air} 로 펌프를 제어할 때 <그림 2.3(b)>와 같다.

<그림 2.3(b)>에서 H_1 과 H_2 는 <그림 2.3(a)>의 $H_{low} \sim H_{small}$ 에서의 임의의 구간을 나타낸다. 시스템 제어에 의해 모든 펌프가 꺼지고 가압



〈그림 2.3(b)〉 H_{air} (가압탱크내 압력)의 변화에 따른 주파수의 변화

탱크에 채워진 물을 수용가측에 직접 공급할때 수치해석에 필요한 관계식들은 〈식(2.21)〉~〈식(2.25)〉와 같다.

$$Q_p = 0.0 \quad (2.21)$$

$$Q_t = Q_{dem} \quad (2.22)$$

$$H_p = -H_{sump} + H_{air} \frac{Q_t^2}{2gC_d^2 A_n^2} \quad (2.23)$$

$$V_{air}(t + \Delta t) = V_{air}(t) + \Delta t \cdot Q_t(t + \Delta t) \quad (2.24)$$

$$H_{air} = -H_{atm} + (H_{air}^0 + H_{atm}) \left(\frac{V_{air}^0}{V_{air}} \right)^n \quad (2.25)$$

이상의 방정식들을 해석하기 위하여 수치해석을 수행하였으며 그 과정을 〈그림 2.4〉에 도시하였다.

(P 108 참조)

제3절 해석결과 및 고찰

효과적인 급수시스템의 설계 및 운전에 필요한 자료를 얻기 위하여 두가지 요구수량에 대한 계산을 수행하였고 각종 변수의 변화에 따른 급수시스템 성능인자의 변화를 고찰하였다. 먼저 Sine 곡선으로 가정된 요구수량에 대해서 계산을 수행하였는데, 이는 작성된 프로그램의 합리성을 확인하고, 설계에 대한 기본 개념을 설정하기 위함이다. 다음으로 실제 아파트의 가정된 급수형태에 대해서 계산을 수행하였다.

여기서 사용된 급수시스템의 Large pump와 Small pump의 사양은 표 2.1에 나타내었다.

〈표 2.1〉사용된 펌프의 제원

Output	Pumps	Large Pump	Small pump
Rated head (m)		120	112.5
Rated discharge (l/sec)		3.194	1.681
Rated speed (RPM)		1800	1500

1. Sin curve로 가정된 요구수량(Q_{dem})에 대한 급수시스템

개발된 급수 시스템 해석용 프로그램을 사용하여 수용가측 요구 수량, Q_{dem} 가 다음 식으로 주어졌다고 가정하고 계산을 수행하였다.

$$Q_{dem} = Q_{dem0} + \frac{Q_{dem0}}{3} \sin\left(\frac{2\pi}{\omega} t\right) \quad (l/sec) \quad (2.26)$$

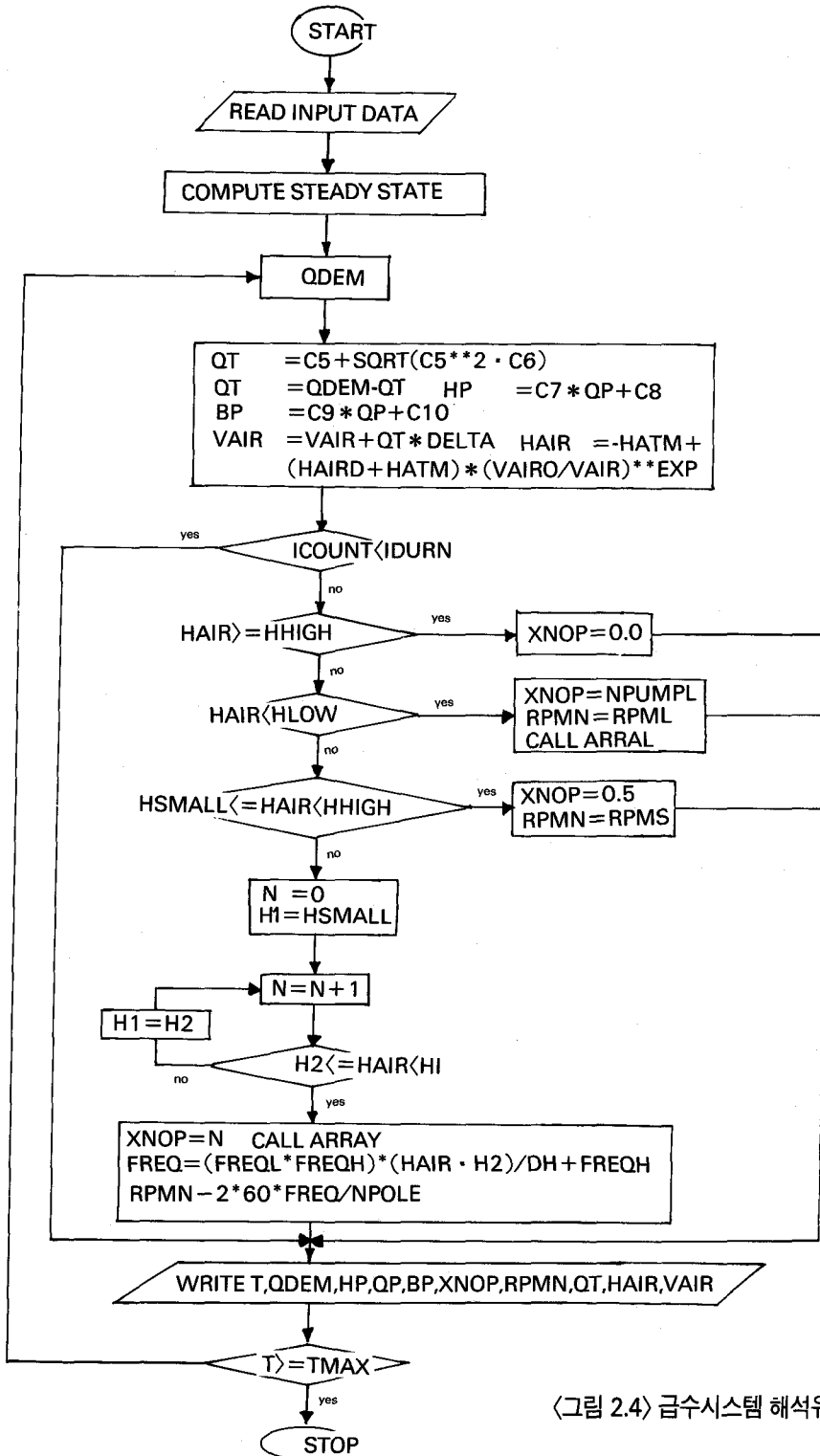
여기서 Q_{dem0} 은 평균 요구 수량을, ω 는 Sine곡선의 주기를 나타낸다.

여기서 변수들이 급수시스템의 성능과 안정성에 영향을 미치는 바, 그중 중요한 것들로서 본 연구에서 채택한 변수들로는 Table 2.2와 같은 7가지가 있으며 그 기준값들(Standards)을 함께 적어 놓았다.

〈표 2.2〉요구수량 가정시 주요 파라미터와 기준값

파라미터	기준값(Standards)
펌프 기동/정지 시간지역, Duration	5
계산수행 시간간격, Delt (sec)	2.0
펌프 흡입수두, H_{sump} (m)	0.0
펌프 회전수제어 최저주파수, f_L (H_z)	50.0
압력탱크내 상위 압력수두, H_{small} (m)	140.0
압력탱크내 하위 압력수두, H_{low} (m)	110.0
압력탱크내 초기 공기체적, V_{air}^0 (m^3)	0.5

여기서 Delt는 계산을 수행하는 시간간격을 나타내며, 시간간격이 작을수록 계산 결과는 정확하다고 할 수 있으나 필요이상으로 작으면 계산시간이 많이 소요된다. 매 시간마다 계산을 수행하여 펌프의 운전상태를 결정하게 되면 펌프의 운전상태가 변화도록 설정된 H_1 과 H_2 근처에서 펌프가 너무 잦게 기동-정지되어 펌프의 수명이 짧아지게 되고 매번 펌프의 기동토크가 소요되므로 적당한 지연시간(Delay



〈그림 2.4〉 급수시스템 해석유동도

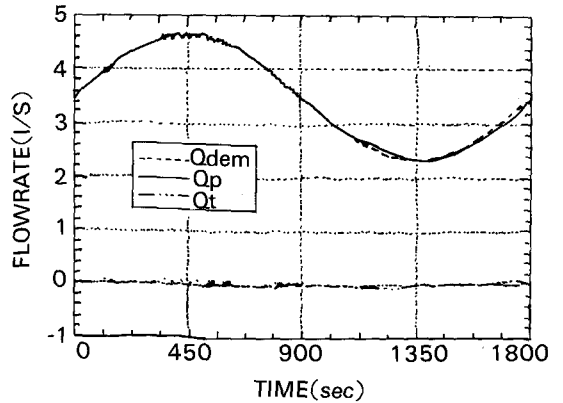
time)을 두어 이 기간동안에는 펌프의 운전대수가 변하지 않게 해야 되는데 이때 Duration이란 지연시간을 Delt로 나눈 값이라 할 수 있다. 그리고 설정된 최고주파수 f_{in} 는 이후의 계산에서 모두 60으로 고정시켜 놓고 계산을 수행하였다. 나머지 변수들의 기준값은 <표 2.2>에 나타내었다.

가. 시스템의 거동

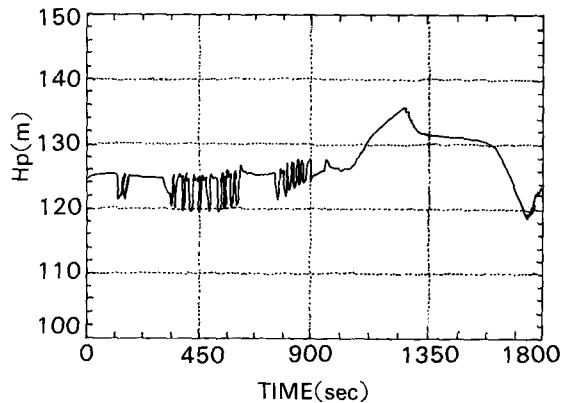
위에서 언급된 변수들의 기준값을 사용하여 계산을 수행한 결과, 각종의 관심값들($Q_p, Q, H_p, X_{nop}, RPM_n, H_{air}, V_{air}, B_p$)의 변화는 <그림 2.5>~<그림 2.11>과 같았다. 여기서 Q_p 는 병렬로 운전되고 있는 펌프를 통한 총유량, Q 는 압력탱크로부터 유출되는 유량, H_p 는 펌프 양정, X_{nop} 는 펌프의 운전대수, RPM_n 은 주파수 제어에 의한 펌프 회전수, H_{air} 는 압력탱크내 공기의 압력수두, V_{air} 는 압력탱크 공기의 체적, 그리고 B_p 는 펌프의 축동력이다. 펌프의 운전 대수를 나타내는 X_{nop} 는 Small pump가 단독으로 운전하고 있는 경우 0.5를 나타내도록 하였다.

<그림 2.5>에서 나타난 바와 같이 Q_{dem} 가 Sine 곡선의 모양을 띄고 시간에 따라 변화할때 소요 펌프유량 Q_p 도 요구되는 급수량 Q_{dem} 을 따라 변화하고 있음을 알 수 있다. 이때 Q_{dem} 과 Q_p 와의 차이는 압력탱크에서 나오는 유량인 Q 에 의해 보정됨을 알 수 있는데, Q 가 상대적으로 작은 값을 유지하고 있는 것으로 보아, 이 경우 압력탱크는 거의 필요하지 않음을 나타낸다.

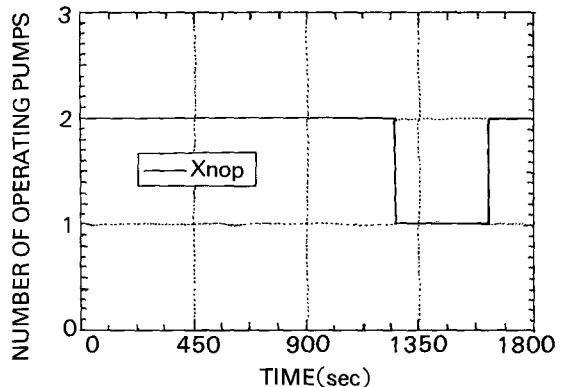
<그림 2.6>에는 펌프 수두 H_p 의 변화를 나타내었는데 125m 근처의 값을 유지하고 있다. 이번 계산에서 H_{dem} 의 기준값은 0.0m로 하였으므로 식(2.2)에 의해서 H_{dem} 도 125m 주변의 값을 유지할 것으로 생각된다. 이는 100m가 넘는 초고층 아파트의 급수시스템으로 적당하다. 순간적인 펌프의 유량과 수두의 교란은 펌프 회전수의 변화와 연계되어 있으며, 일반적인 펌프의 성능곡선과 같이 Q_p 가 커지는 부분에서 H_p 는 작아지고, Q_p 가 작아지는 부분에서 H_p 는 커지는 경향을 <그림 2.5>와 <그림 2.6>을 비교해 봄으로써 알 수 있다.



<그림 2.5> 표준모델에서 요구 수량, 펌프 토출량 및 탱크 유입수량의 시간변화



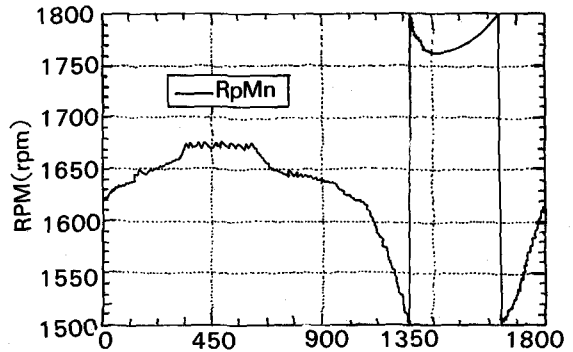
<그림 2.6> 표준모델에서 펌프토출압의 시간변화



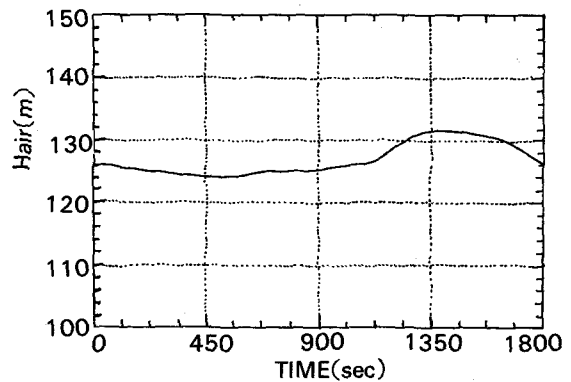
<그림 2.7> 표준모델에서 운전중인 펌프 수의 시간변화

〈그림 2.7〉은 운전중인 펌프의 대수를 나타내는데 앞 절에서 언급하였듯이 현재 운전되고 있는 펌프들 중 반드시 한대는 가변속 상태에 있다. 펌프의 회전수를 제어하는 경우 펌프를 정속운전하는 경우에 비하여 펌프를 기동-정지시키는 횟수가 상당히 감소하게 되는데, 이는 펌프를 기동시킬 때마다 소요되는 기동토크라든가 펌프의 수명을 생각해 볼 때 매우 중요하다. 그리고 그 대강의 모양이 Q_{dem} 이 클 경우에는 여러대의 펌프가 Q_{dem} 이 작은 경우에는 적은 수의 펌프가 운전하면서 Q_{dem} 의 모양을 따라가고 있음을 알 수 있다.

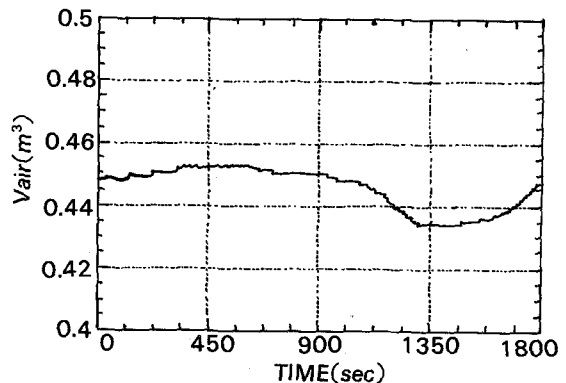
펌프 회전속도의 변화 모양을 〈그림 2.8〉에 나타내었다. 1250초와 1600초 근처에서 회전속도가 각각 1500rpm에서 1800rpm으로, 1800rpm에서 1500rpm으로 급격한 변화를 보이는 이유는 〈그림 2.7〉을 보면 알 수 있듯이 이 시간에 펌프의 운전대수가 변화하기 때문이며 실제로 펌프는 연속적으로 운전되고 있다. 〈그림 2.5〉에서 Q_{dem} 은 450초 이후로 지속적으로 감소하게 된다. 따라서 펌프의 운전대수는 계속 2대이지만, 〈그림 2.8〉에서 볼 수 있듯이 2대중 1대의 회전속도는 계속해서 줄어들게 된다. 이때 나머지 한대는 정속운전(1800rpm)상태이다. 그럼에도 불구하고 Q_p 는 Q_{dem} 보다 큰 상태를 계속 유지하고 있었기 때문에 압력탱크에 계속해서 물이 채워지게 되고 〈그림 2.9〉에서 알 수 있듯이 H_{air} 가 H_i (여기서는 130m)을 초과하게 된다. 그러면서 이전에 가변속으로 운전되던 펌프는 정지하게 되고 이전에 정속으로 운전되던 펌프가 변속운전되게 되어 그 회전속도가 1800rpm으로부터 서서히 줄어들기 시작한다. 다시말해 1250초 근처에서 나타나는 펌프 회전속도의 급격한 변화는 동일 펌프에서 나타나는 현상이 아니라는 것이다. 물론 1600초 근처에서 일어나는 회전속도의 급격한 변화도 마찬가지이며, 이는 이후의 모든 펌프 회전속도의 시간변화에 대한 도표에 적용된다. 이제 1350초를 지나면서 Q_{dem} 은 증가하게 되고 펌프 한 대의 회전수도 증가하게 된다. 이때 Q_p 는 Q_{dem} 보다도 작은



〈그림 2.8〉표준모델에서 펌프 회전속도의 시간변화



〈그림 2.9〉표준모델에서 가압탱크내 공기압의 시간변화



〈그림 2.10〉표준모델에서 가압탱크내 공기 체적의 시간변화

값을 유지함에 따라 압력탱크에서는 물이 유출 되게 된다. 그러면서 그림 2.9에서 알 수 있듯이 H_{air} 는 감소하게 되고, H_{air} 가 H_2 (여기서는 130m) 보다 작은 값을 갖게 되면 <그림 2.7>과 같이 펌프가 한 대 더 기동하게 된다. 이 과정을 구체적으로 언급하자면 점점 회전수가 증가하던 펌프는 이제 1800rpm에서 정속으로 운전하게 되고, 여분의 한 대가 1500rpm으로부터 가변속으로 운전하게 되는 것이다.

압력탱크내 공기압과 체적의 변화를 <그림 2.9>와 <그림 2.10>에 나타내었다.

앞에서 설명한 바와 같이 공기체적의 변화는 매우 작다. 그림 2.11은 소요 마력 B_p 의 모양을 나타내주고 있는데 Q_{dem} 이 많은 시간대에는 많은 동력이 Q_{dem} 이 적은 시간대에는 적은 동력이 소요됨을 알 수 있다. 1250초와 1600초 근처에서 B_p 가 급격하게 변화하는 이유는 펌프 운전 대수가 이 시간에 변화하기 때문이다.

이상의 결과는 계산방법의 검증을 위하여 수행된 것으로 실제 시스템의 운전상태가 합리적으로 시뮬레이션 됨을 볼 수 있었으며, 실제 급수시스템의 거동 및 성능을 예측하기 위하여 본 프로그램을 사용할 수 있음을 보여 준다.

나. 시스템의 최적화 연구

Sine함수로 변하는 급수 형태는 실제 사용되는 시스템은 아니나 여기서는 프로그램의 활용 예를 검토하기 위하여 각각의 변수들을 기준값 주변에서 변화시키면서 성능인자의 변화를 살펴보았다. 급수시스템의 성능을 나타내주는 성능인자로 총 에너지소비량, $(B_p)_{tot}$ 를 정하였다. 그 외의 성능인자로 펌프가 새로 기동하는 횟수, N_{oper} 와 시스템의 안정성 및 민감성 등이 있을 수 있다. 여기서 N_{oper} 값은 적을수록 좋다고 말할 수 있는데, 그 이유는 펌프가 새로 기동할 때마다 기동토크가 소요되어 $(B_p)_{tot}$ 를 포함하는 전체 에너지소비량을 증가시키게 되고, 또한 펌프가 자주 기동-정지된다는 것은 펌프의 수명을 단축시키는 결과를 초래하기 때문이다. 그리고 시스템의 안정성이란 H_p , X_{nop} , rpm을 비롯한 시스템 제반의 물리적 지표들의 진

폭과 한 주기에 대한 진동수가 얼마나 적은가 하는 것을 의미하며, 시스템의 민감성이란 Q_{dem} 의 변화에 따라 Q_p , X_{nop} , rpm을 비롯한 시스템 제반의 물리적 지표들이 얼마나 민감하게 반응하는가 하는 것을 의미한다.

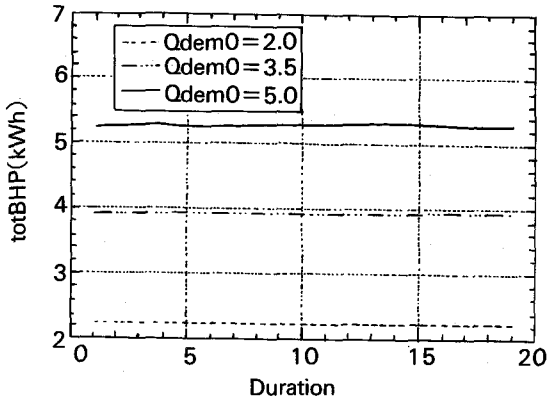
그러나 본 절에서는 Q_{dem} 을 단순하게, 다시 말해 Sine 곡선으로 가정하였기 때문에 각종 변수의 변화에 따른 N_{oper} 의 변화가 가시적이지 못함과 동시에 경향성을 띄지 못하였다. 따라서 N_{oper} 의 변화는 실제 아파트의 급수패턴을 고찰할 때로 미루기로 한다.

또한 각 변수의 변화에 따른 계산을 수행할 때 Q_{dem} 을 2.0, 3.5, 5.0(l/sec)로 변화시키면서 각각의 경우에 대하여 계산하였다. 변수의 변화시 해당 변수 이외의 것들은 기준값으로 고정시켜 놓았으며 H_{high} 는 항상 H_{small} 에 5.0을 더한 값으로 하였다.

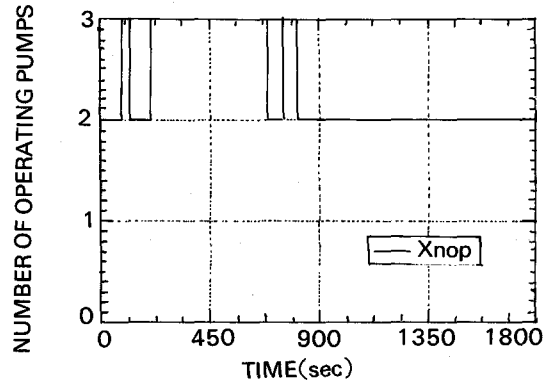
1) Duration의 변화

<그림 2.12>는 Duration의 변화에 따른 $(B_p)_{tot}$ 의 변화를 보여주고 있는데, Q_{demo} 가 작은 경우는 물론 큰 경우에도 별다른 변화가 없음을 알 수 있다. Duration은 본래 N_{oper} 를 포함하여 시스템의 안정성과 민감성에 크게 영향을 미치는 것으로서 $Q_{demo}=5.0$ 일때 Duration이 각각 5와 15인 경우에 대하여 X_{nop} 와 RPM_n 의 변화를 보면 <그림 2.13>~<그림 2.16>과 같다.

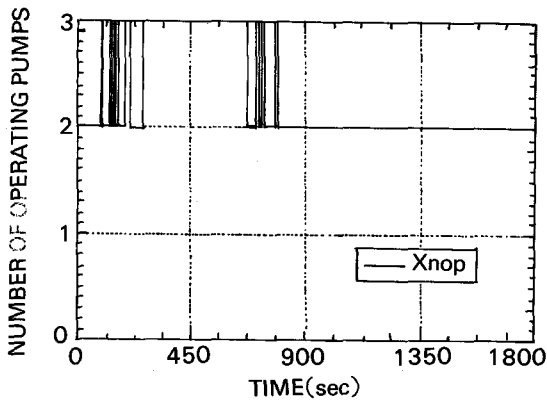
<그림 2.13>과 <그림 2.15>를 비교해보면 Duration을 5에서 15로 크게 함에 따라 N_{oper} 의 값이 9에서 4로 크게 감소하여 펌프를 새로이 기동시킬때 소요되는 기동토크의 총량이 감소함에 따라 전체 에너지 소비량을 줄일 수 있다. <그림 2.14>와 <그림 2.16>을 비교해보면 Duration을 크게 함에 따라 RPM_n 이 변화하는 횟수가 감소하게 된다는 점에서는 시스템의 안정성이 높아지지만 그 변화와 정도가 급격하게 되어 시스템의 안정성이 크게 해쳐지거나 현실성이 결여되게 된다. 여기서 RPM_n 의 변화의 정도가 급격한 이유는 Duration값이 커지면서 Delay time이 커지게 되고 이는 곧 Q_{dem} 의 변화에 시스템이 둔감하게 반응하기 때문이다.



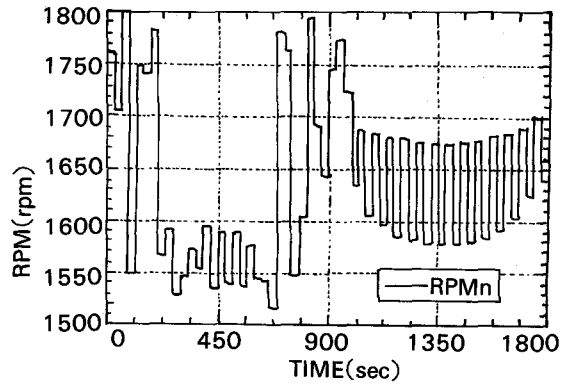
<그림 2.12> 각 요구 수량에 대하여 Duration의 변화에 따른 사용동력의 변화



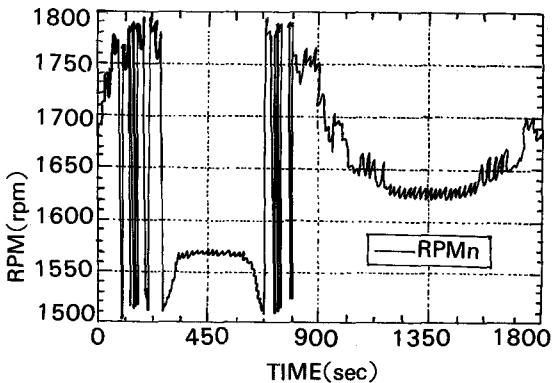
<그림 2.15> $Q_{dem0}=5.0(l/sec)$, Duration=15 일때 운전중인 펌프 수의 시간변화



<그림 2.13> $Q_{dem0}=5.0(l/sec)$, Duration=5 일때 운전중인 펌프 수의 시간변화



<그림 2.16> $Q_{dem0}=5.0(l/sec)$, Duration=15 일때 펌프 회전속도의 시간변화



<그림 2.14> $Q_{dem0}=5.0(l/sec)$, Duration=5 일때 펌프 회전속도의 시간변화

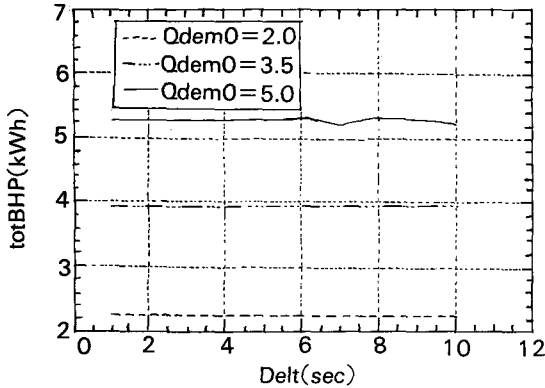
따라서 Duration은 이러한 시뮬레이션을 통하여 비교적 작은 N_{oper} 값과 적당한 안정성 및 민감성을 갖는 값으로 설정되어야 하겠다.

2) Delt의 변화

<그림 2.17>은 Delt의 변화에 따른 $(B_p)_{tot}$ 의 변화를 보여주고 있는데 $(B_p)_{tot}$ 의 변화는 거의 없다. Delt는 Duration과 마찬가지로 N_{oper} 와 시스템의 안정성 및 민감성에 영향을 미치는 변수로서 일정한 Duration에 대하여 Delt가 커진다는 것을 일정한 Delt에 대하여 Duration을 크게 하는 경우와 마찬가지로 N_{oper} 값은 작아지는 반면 시스템은 Q_{dem} 에 민감하지 못하게 반

응하게 된다.

따라서 Δt 는 Duration과 마찬가지로 시뮬레이션을 통하여 비교적 작은 N_{oper} 값과 적당한 안정성 및 민감성을 갖는 값으로 설정되어야 할 것으로 판단된다.



<그림 2.17> 각 요구 수량에 대하여 Δt 의 변화에 따른 사용동력의 변화

3) H_{sump} 의 변화

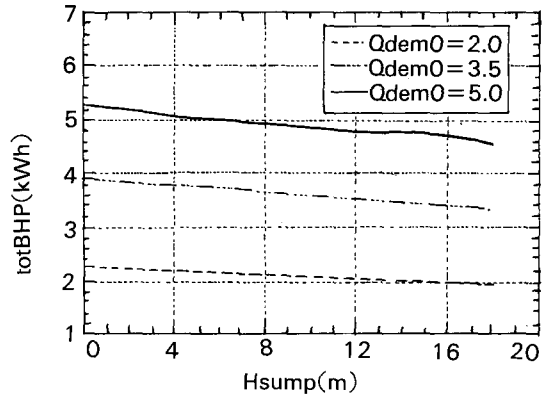
<그림 2.18>은 H_{sump} 의 변화에 따른 $(B_p)_{tot}$ 의 변화를 보여주고 있는데 H_{sump} 가 커짐에 따라 $(B_p)_{tot}$ 는 점점 감소함을 알 수 있다. 이것은 저수조의 물을 열린 상태로 두는 것이 아니라 용기를 두어 가압상태로 펌프를 통하게 하면 펌프가 올리는 양정(Head)이 줄어들기 때문이다.

따라서 H_{sump} 는 저수조의 물을 가압하는데 쓰이는 비용과 N_{oper} 값과 고려하지 않는다면 최대한 높이는 것이 좋다.

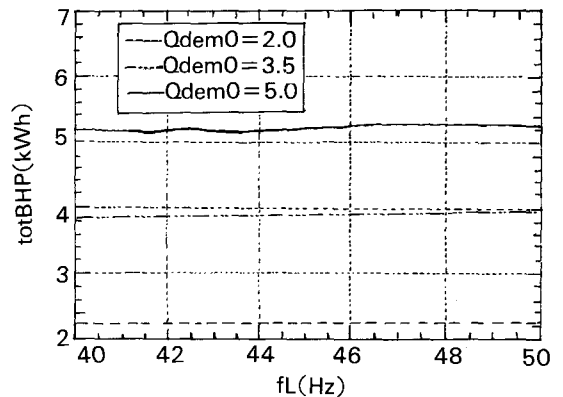
4) f_L 의 변화

f_H 가 60으로 일정한 f_L 이 낮아진다는 펌프 회전속도 제어 범위가 그만큼 넓어진다는 것을 의미한다. <그림 2.19>는 f_L 의 변화에 따른 $(B_p)_{tot}$ 의 변화를 보여주고 있는데 이번처럼 요구수량이 Sine 곡선으로 변화하는 $(B_p)_{tot}$ 의 변화는 거의 없다고 할 수 있다.

5) H_{small} 의 변화



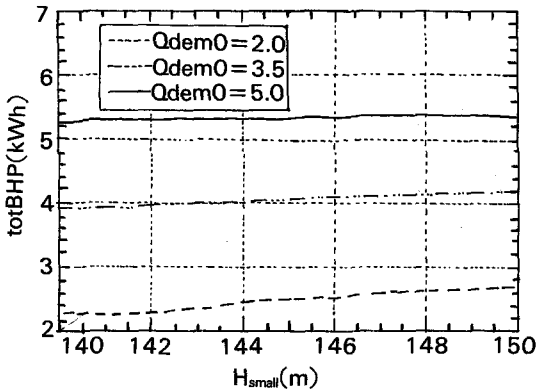
<그림 2.18> 각 요구 수량에 대하여 H_{sump} 의 변화에 따른 사용동력의 변화



<그림 2.19> 각 요구 수량에 대하여 f_L 의 변화에 따른 사용동력의 변화

<그림 2.20>은 H_{small} 의 변화에 따른 $(B_p)_{tot}$ 의 변화를 보여주고 있는데 H_{low} 가 일정한 상태에서 H_{small} 이 커짐에 따라 $(B_p)_{tot}$ 는 점점 커짐을 알 수 있고 Q_{dem0} 가 작을수록 그 증가폭이 커짐을 알 수 있다.

따라서 H_{small} 이 낮은 경우가 급수시스템의 효율이 높아지기는 하겠지만 너무 낮추게 되면 충분한 압력을 확보할 수 없을 것이므로 주의해야 하며, 반대로 H_{small} 이 커지게 되면 H_1 과 H_2 사이의 범위가 넓어지게 되어 X_{nop} 가 변하는 기회가 줄어들게 되므로, N_{oper} 의 값이 적어지게 되므로 시스템이 전반적으로 안정화된다는 장



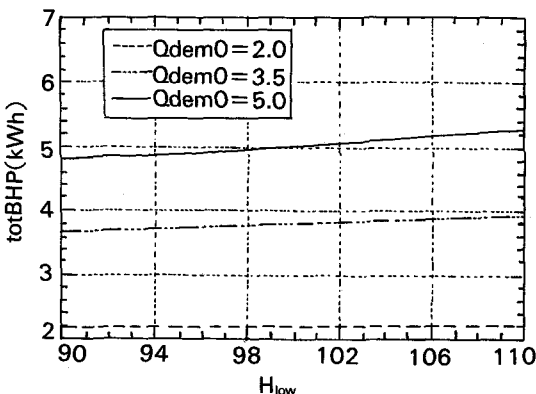
<그림 2.20> 각 요구 수량에 대하여 H_{small} 의 변화에 따른 사용동력의 변화

점이 있다.

6) H_{low} 의 변화

<그림 2.21>은 H_{low} 의 변화에 따른 $(B_p)_{tot}$ 의 변화를 보여주고 있는데 H_{small} 이 일정한 상태에서 H_{low} 가 커짐에 따라 $(B_p)_{tot}$ 는 점점 커짐을 알 수 있고 Q_{dem0} 가 클수록 그 증가폭이 커짐을 알 수 있다.

따라서 H_{low} 가 낮은 경우에 급수시스템의 효율이 높아지게 되며 또한 H_1 과 H_2 사이의 범위가 넓어지게 되어 X_{nop} 가 변하는 기회가 줄어들게 되므로, 즉 N_{oper} 의 값이 적어지게 되므로 시스템이 전반적으로 안정화된다는 장점이 있다. 그러나 너무 낮추게 되면 충분한 압력을 확보할 수 없을 것이므로 주의해야 한다.



<그림 2.21> 각 요구 수량에 대하여 H_{low} 의 변화에 따른 사용동력의 변화

7) V_{air}^0 의 변화

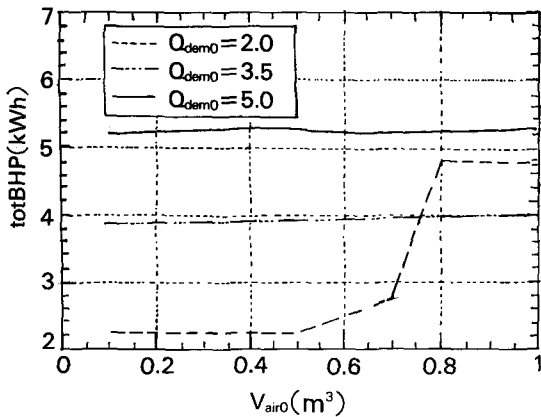
<그림 2.22>는 V_{air}^0 의 변화에 따른 $(B_p)_{tot}$ 의 변화를 보여주고 있는데, V_{air}^0 가 커짐에 따라 $(B_p)_{tot}$ 는 점점 커짐을 알 수 있다. 그런데 Q_{dem0} 가 2.0일 때 0.8보다 큰 V_{air}^0 값에서 $(B_p)_{tot}$ 가 갑자기 증가하는 이유는 요구수량은 적는데 비해서 V_{air}^0 가 너무 커진 관계로 펌프에서 나온 물이 아무리 압력탱크를 채워도 H_{air} 는 <그림 2.23>과 같이 계속해서 120을 밑돌게 되며 따라서 모든 (3대의)의 펌프가 <그림 2.24>와 같이 항상 운전 상태에 있기 때문이다. 따라서 압력변화 범위 대($H_{low} \sim H_{small}$)를 낮추어서 펌프의 기동-정지를 제어할 수 밖에 없지만, 그렇게 되면 충분한 수압을 확보할 수 없게 되므로 이 방법은 합리적이지 못하다. Q_{dem0} 가 2.0일 때 뿐만이 아니라 Q_{dem0} 가 5.0일 때도 V_{air}^0 를 계속해서 증가시키면 $(B_p)_{tot}$ 값이 갑자기 증가하는 V_{air}^0 의 값을 발견할 수 있다.

결국 V_{air}^0 는 주어진 급수패턴에 대하여 이러한 시뮬레이션을 통해서 갑자기 $(B_p)_{tot}$ 가 증가하는 V_{air}^0 이전의 값까지가 유효하다고 할 수 있겠다. 요컨대 V_{air}^0 가 작을수록 급수시스템의 효율은 좋아진다고 할 수 있겠지만 요구 수량에 비해 너무 작아지게 되면 그만큼 H_{air} 가 민감하게 변하게 되어 펌프가 자주 기동-정지를 반복하게 되어 전반적으로 시스템의 안정성이 감소하게 된다.

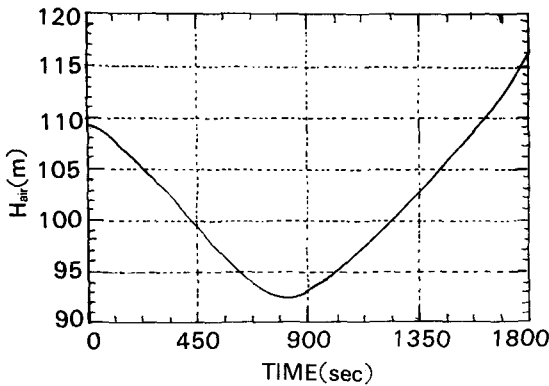
2. 실제 아파트의 요구수량(Q_{dem})에 대한 급수시스템

실제 아파트의 급수형태에 대한 자료는 체계적으로 확립된 것이 없다. 따라서 본 연구에서는 유사한 아파트에 대하여 일본에서 연구된 자료를 토대로 <그림 2.25>에 나타난 바와 같이 오전 및 오후 2번의 최대 요구 수량이 있는 형태의 실제 아파트의 요구 수량에 대해서 하루 24시간을 주기로 하여 주요 관심값들 (Q_p , Q_c , H_p , X_{nop} , RPM_{in} , H_{air} , V_{air} , B_p)의 변화 형태를 살펴 보았다.

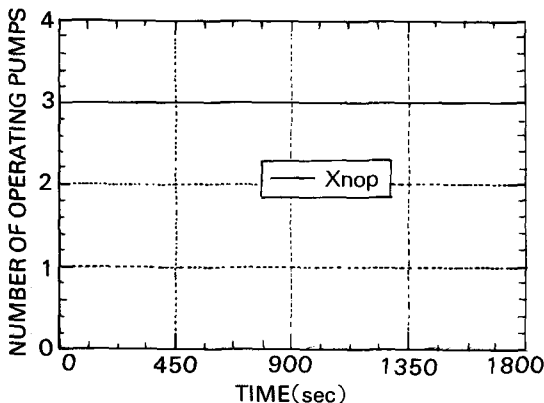
일단 현실적으로 변화가 가능하면서도 앞 절에서 수행된 연구를 바탕으로 하여 중요하다고



〈그림 2.22〉각 요구 수량에 대하여 V_{air}^0 의 변화에 따른 사용동력의 변화



〈그림 2.23〉 $Q_{dem0} = 2.0(l/sec)$, $V_{air}^0 = 0.8(m³)$ 일 때 탱크내 공기압의 시간변화



〈그림 2.24〉 $Q_{dem0} = 2.0(l/sec)$, $V_{air}^0 = 0.8(m³)$ 일 때 운전중인 펌프 수의 시간변화

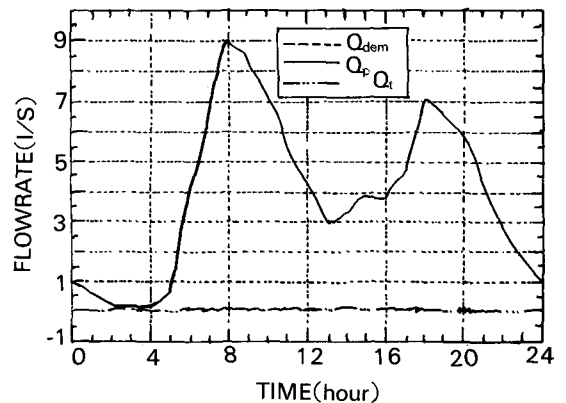
판단되는 변수들을 설정하여 〈표 2.3〉에 그 기준값과 함께 적어놓았다. 앞서서도 언급한 바와 같이 실제로 최적 시스템을 결정하기 위해서는 다양한 변수에 대한 검토를 수행하고 그 결과를 분석해야 하지만 본 연구에서는 이러한 연구의 수행을 위한 전산 프로그램의 개발에 일차적인 목표를 설정하였기 때문에 여기서는 우선 몇가지의 응용예를 제시하고자 한다.

〈표 2.3〉급수패턴 가정시 주요 파라미터와 기준값

파라미터	기준값(Standards)
Duration	2
H_{sump} (m)	0.0
f_t (Hz)	50.0
H_{small} (m)	140.0
H_{low} (m)	110.0
V_{air}^0 ($m³$)	2.0

가. 시스템의 거동

일단 기준이 되는 변수들에 대하여 계산을 수행한 결과, 각종의 관심값들 (Q_p , Q_t , H_p , X_{nop} , RPM_m , H_{air} , V_{air} , B_p)의 변화는 〈그림 2.25〉~〈그림 2.31〉과 같았다.

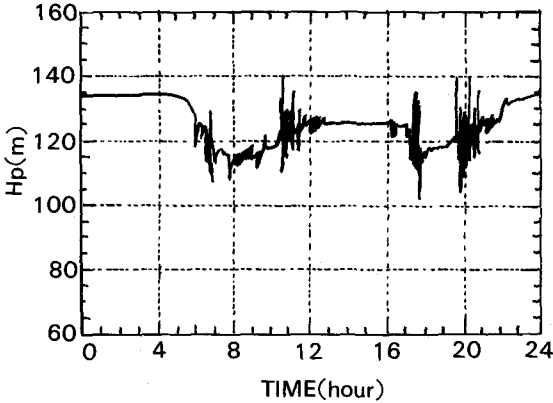


〈그림 2.25〉급수패턴 가정시 요구 수량, 펌프 토출량 및 탱크 유입수량의 시간변화

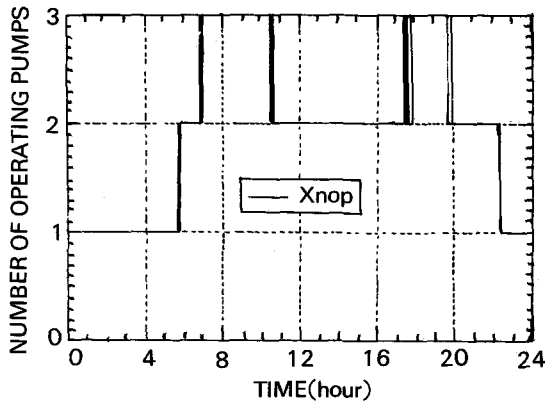
나. 시스템의 최적화 연구

이제 각각의 변수들을 기준값 주변에서 변화

시킴으로써 성능인자의 변화를 살펴보고자 한다. 여기서 급수시스템의 성능을 나타내는 성능인자로 총 에너지소비량 (B_p)_{tot}, N_{oper} , 시스템의 안정성 및 시스템의 민감성 등을 정하였다.



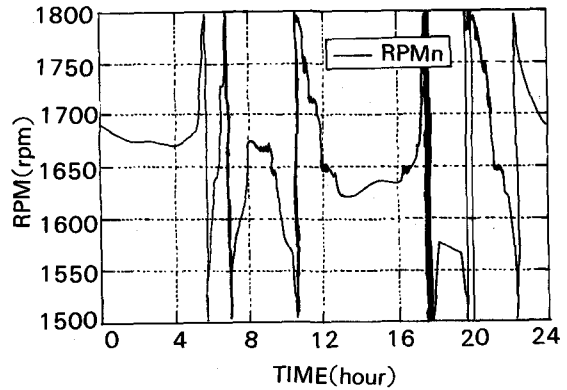
<그림 2.26> 급수패턴 가정시 펌프 토출압의 시간변화



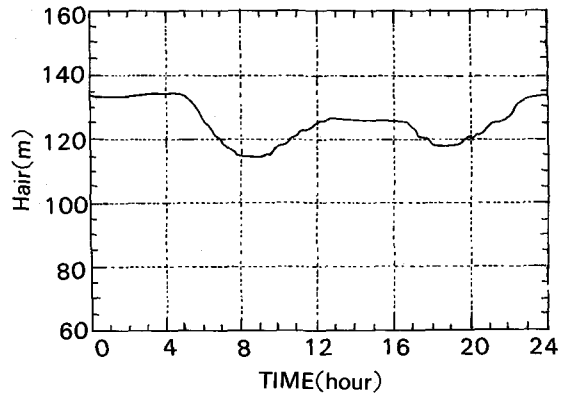
<그림 2.27> 급수패턴 가정시 운전중인 펌프 수의 시간변화

1) Duration의 변화

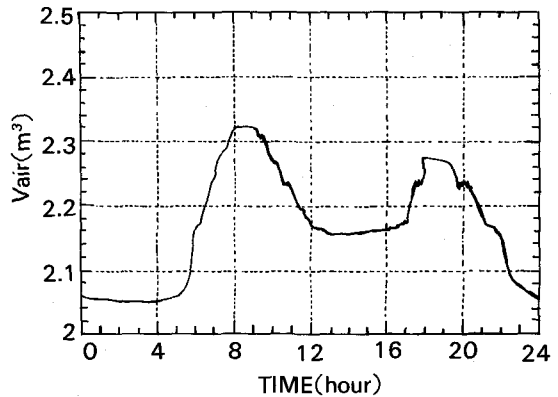
<그림 2.32>는 Duration의 변화에 따른 (B_p)_{tot}와 N_{oper} 의 변화를 보여주고 있는데 (B_p)_{tot}의 변화는 거의 없는 반면, N_{oper} 의 값은 Duration의 값이 커짐에 따라 예상했던 바와 같이 감소하는 경향을 보여주고 있는데 (B_p)_{tot}의 변화는 거의 없는 반면, N_{oper} 의 값은 Duration의 값이 커짐에



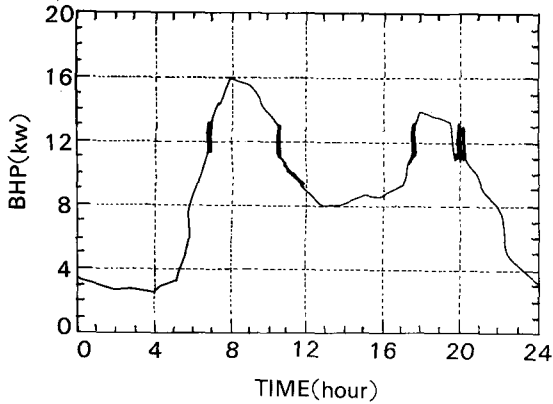
<그림 2.28> 급수패턴 가정시 펌프 회전속도의 시간변화



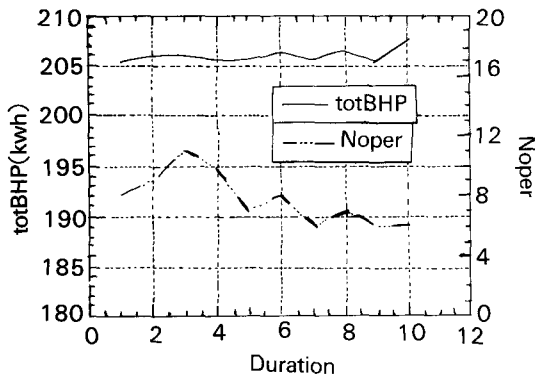
<그림 2.29> 급수패턴 가정시 가압탱크내 공기압의 시간변화



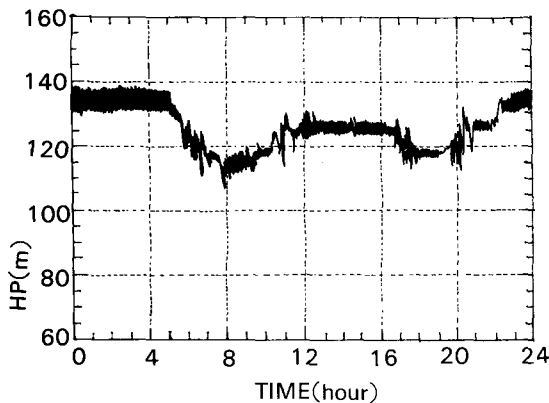
<그림 2.30> 급수패턴 가정시 가압탱크내 공기 체적의 시간변화



<그림 2.31> 급수패턴 가정시 펌프 사용동력의 시간변화



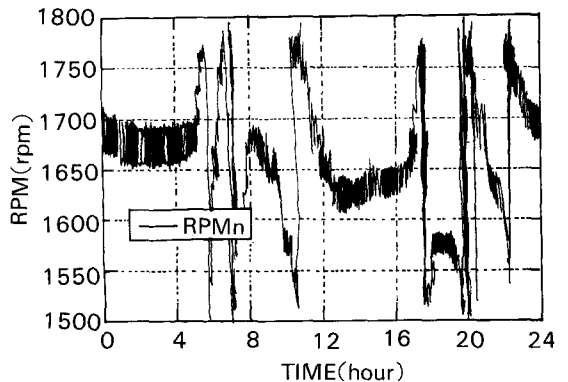
<그림 2.32> Duration의 변화에 따른 펌프 소비 동력 및 운전회수의 변화



<그림 2.33> Duration=5일때 가정된 급수 수요 패턴에 따른 펌프 토출압의 시간변화

따라 예상했던 바와 같이 감소하는 경향을 보여주고 있다. 이는 전체 에너지소비량의 감소와 펌프 수명의 단축을 방지하는 측면에서 좋은 결과이다. 그러나 Duration값을 5로만 높이더라도 <그림 2.33> 및 <그림 2.34>와 같이 H_p 와 RPM_n 의 값이 한 주기의 전 영역에 걸쳐 심한 Fluctuation을 보이고 있음을 알 수 있다. 이는 Duration값을 2로 한 <그림 2.26> 및 <그림 2.28>과 비교해 보았을 때 쉽게 알 수 있는데, 시스템의 안정성을 크게 해침은 물론 현실적으로도 불가능하다. 앞 결과는 달리 비교적 작은 Duration 값에서 이렇게 심한 Fluctuation을 보이는 이유는 본 절에서는 Delt를 60sec로 하였기 때문이다. 따라서 Duration값을 5로만 하여도 Delay time이 $Delt \cdot Duration = 60 \cdot 5 = 300$ sec나 되기 때문에 급수시스템이 Q_{dem} 의 변화에 그만큼 민감하지 못하게 된다.

따라서 Delt값이 지금과 같이 큰 경우에는 <그림 2.32>처럼 N_{oper} 의 감소 경향이 Duration의 증가에 따라 그다지 현저하지 않다면 Duration값을 1이나 2로 작게 유지하는 것이 시스템의 안정성이나 민감성에 있어서 좋다.



<그림 2.34> Duration=5일때 가정된 급수 수요 패턴에 따른 펌프 회전수의 시간변화

2) H_{sump} 의 변화

<그림 2.35>는 H_{sump} 의 변화에 따른 $(B_p)_{tot}$ 와 N_{oper} 의 변화를 보여주고 있는데 $(B_p)_{tot}$ 는 Q_{dem} 이

Sine 곡선으로 변환 때와 마찬가지로 H_{sump} 의 증가에 따라 현저하게 감소하고 있다. 그런데 반대로 N_{oper} 의 값은 H_{sump} 가 증가함에 따라 함께 증가하고 있어서 문제가 되는데, 그 이유를 살펴보면 다음과 같다. <그림 2.36>은 H_{sump} 가 15.0일 때의 X_{nop} 의 변화를 보여주고 있다. H_{sump} 가 증가하면서 펌프가 올리는 양정이 줄어들기 때문에 H_{sump} 가 0.0일 때의 <그림 2.27>과 같이 3대 모두 운전되는 시간대가 2대 쪽으로 감소하면서 결국 $(B_p)_{tot}$ 가 감소하는 경향을 보이게 된다. 그러나 그 과정에 있어서 하나의 필요악으로 N_{oper} 의 값이 증가하는 경향을 보이는 것이다. 그리고 H_{sump} 가 15.0인 경우 X_{nop} 의 변화가 심하기 때문에 <그림 2.37>과 <그림 2.38>에서 보듯이 H_p 와 회전수의 변화도 심해짐을 알 수 있다.

<그림 2.35>에서 N_{oper} 의 변화를 나타내는 그래프의 끝부분이 다시 일정한 이유는 3대 모두 운전되는 시간대가 2대 쪽으로 감소하는 경향이 거의 다 진행되었기 때문이다. 만약 H_{sump} 를 20.0보다 더 크게 증가시킨다면 $(B_p)_{tot}$ 값은 계속 감소하는 반면, N_{oper} 는 24근처의 값을 유지하다가 다시 급속하게 증가할 것이다. 그 이유는 2대가 운전되는 시간대가 이제 1대 쪽으로 감소하기 시작하기 때문이다.

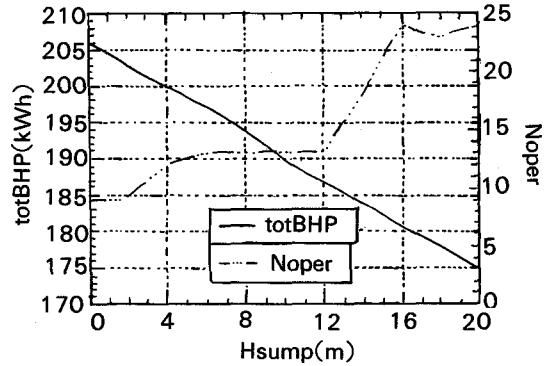
따라서 H_{sump} 는 이러한 시뮬레이션을 통해서 되도록 작은 N_{oper} 값과 $(B_p)_{tot}$ 값은 갖도록 정해야 할 것이다.

3) f_r 의 변화

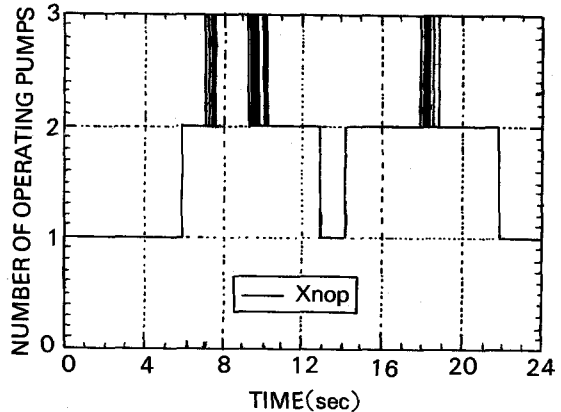
<그림 2.39>는 f_r 의 변화에 따른 $(B_p)_{tot}$ 와 N_{oper} 의 변화를 보여주고 있는데 $(B_p)_{tot}$ 값은 f_r 이 증가함에 따라 다소 증가하는 경향을 보이고 있고 N_{oper} 값은 f_r 이 52.0일 때까지는 거의 변화가 없다.

$(B_p)_{tot}$ 가 f_r 이 증가함에 따라 증가하는 이유는 다음과 같다. 예를 들어 f_{Hr} 가 60.0일 때 f_r 이 40.0인 경우의 펌프 회전속도의 변화범위 <그림 2.40>과 같이 1200~1800인 반면, f_r 이 50.0인 경우의 총 에너지소비량 $(B_p)_{tot}$ 가 f_r 이 40.0인 경우보다 많이 소요되는 것이다.

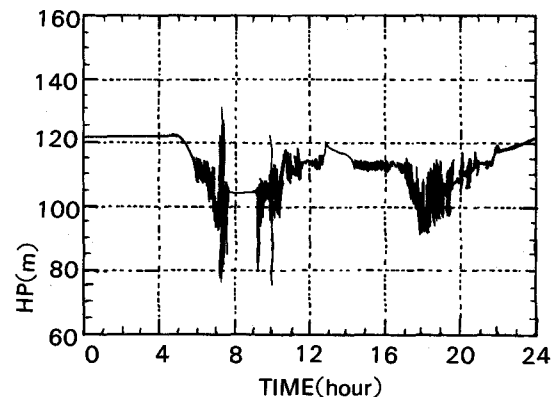
다음으로 N_{oper} 값이 f_r 이 증가함에 따라 거의



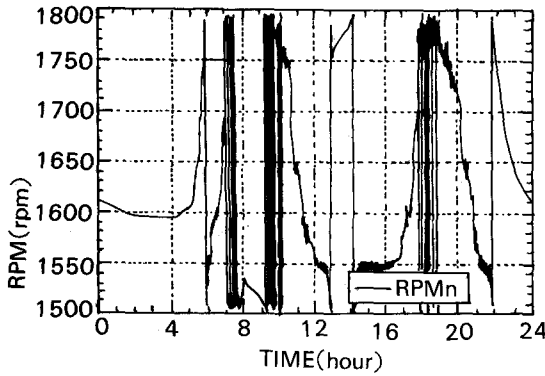
<그림 2.35> H_{small} 의 변화에 따른 펌프 소비동력 및 운전회수의 변화



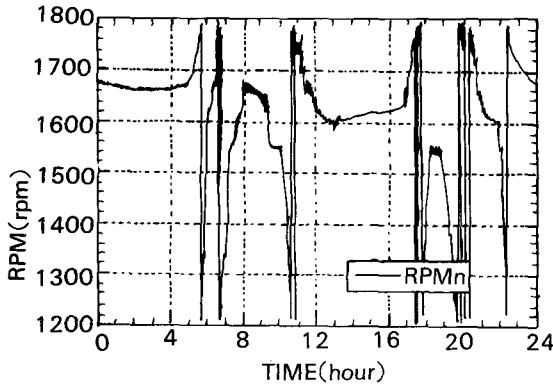
<그림 2.36> $H_{sump} = 15.0(m)$ 일 때 가정된 급수 수요패턴에 따른 펌프 운전대수의 시간변화



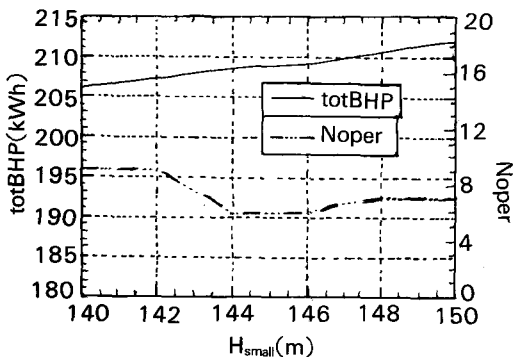
<그림 2.37> $H_{sump} = 15.0(m)$ 일 때 가정된 급수 수요패턴에 따른 토출압의 시간변화



〈그림 2.38〉 $H_{\text{sump}} = 15.0(\text{m})$ 일때 가정된 급수 수요패턴에 따른 펌프 회전속도의 시간변화



〈그림 2.40〉 $f_t = 40.0(\text{Hz})$ 일때 가정된 급수 수요패턴에 따른 펌프 회전속도의 시간변화



〈그림 2.41〉 H_{small} 의 변화에 따른 펌프 소비동력 및 운전회수의 변화

변화가 없다가 52.0 이후의 f_t 에서 갑자기 증가하는 이유는 다음과 같다. f_t 이 너무 커지면 f_t 과 f_H 의 차이가 작아지게 되고, 이는 곧 회전수의 변화범위가 작아지는 결과가 된다. 따라서 펌프 운전대수를 변화시키지 않은 상태에서 회전 속도만을 변화시키면서 요구수량에 대응하는 경우는 줄어들게 되고 펌프의 운전대수가 자주 변화하게 된다.

따라서 f_t 값은 되도록이면 작은 값으로 하는 것이 좋지만 현실적으로 $f_H(60\text{Hz})$ 의 2/3 이하의 값으로 하기는 불가능하리라 생각된다.

4) H_{small} 의 변화

〈그림 2.41〉는 H_{small} 의 변화에 따른 $(B_p)_{\text{tot}}$ 와 N_{oper} 의 변화를 보여주고 있는 N_{oper} 값은 거의 변화가 없지만, $(B_p)_{\text{tot}}$ 값은 H_{small} 이 증가함에 따라 다소 증가하는 경향을 보이고 있다.

따라서 H_{small} 이 낮은 경우가 급수시스템의 효율이 높아지기는 하겠지만 너무 낮추다보면 충분한 압력을 확보할 수 없을 것이므로 주의해야 하며, 반대로 H_{small} 이 커지게 되면, H_1 과, H_2 사이의 범위가 넓어지게 되어 X_{nop} 가 변하는 기회가 줄어들게 되므로 즉, N_{oper} 의 값이 적어지게 되므로 시스템이 전반적으로 안정화된다는 장점이 있다.

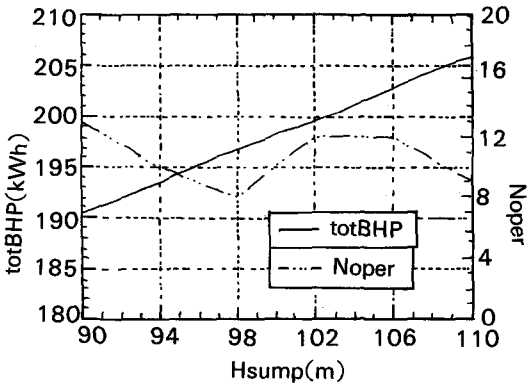
5) H_{low} 의 변화

〈그림 2.42〉은 H_{low} 의 변화에 따른 $(B_p)_{\text{tot}}$ 와 N_{oper} 의 변화를 보여주고 있는데, N_{oper} 의 값은 거의 변화가 없지만 H_{small} 이 일정한 상태에서 H_{low} 가 커짐에 따라 $(B_p)_{\text{tot}}$ 는 커짐을 알 수 있다.

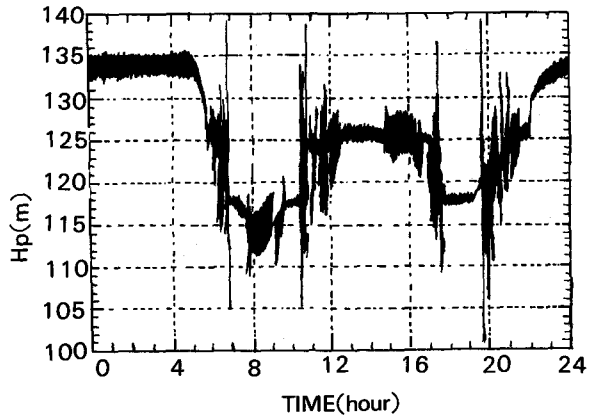
따라서 H_{low} 가 낮은 경우에 급수시스템의 효율이 높아지게 되며 또한 H_1 과, H_2 사이의 범위가 넓어지게 되어 X_{nop} 가 변하는 기회가 줄어들게 되므로 즉, N_{oper} 값이 적어지게 되므로 시스템이 전반적으로 안정화된다는 장점이 있다. 하지만 너무 낮추면 충분한 압력을 확보할 수 없을 것이므로 주의해야 한다.

6) V_{air}^0 의 변화

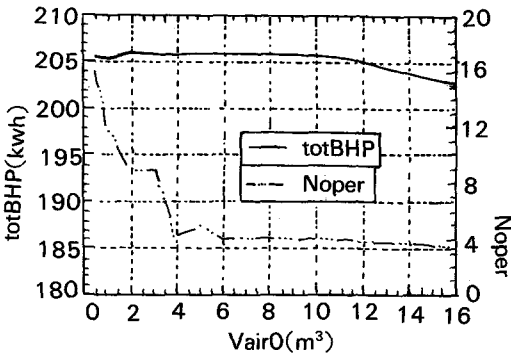
〈그림 2.43〉은 V_{air}^0 의 변화에 따른 $(B_p)_{\text{tot}}$ 와 N_{oper} 의 변화를 보여주고 있는데, 앞 절에서와는 달리 $(B_p)_{\text{tot}}$ 는 V_{air}^0 가 증가함에 따라 거의 변화가



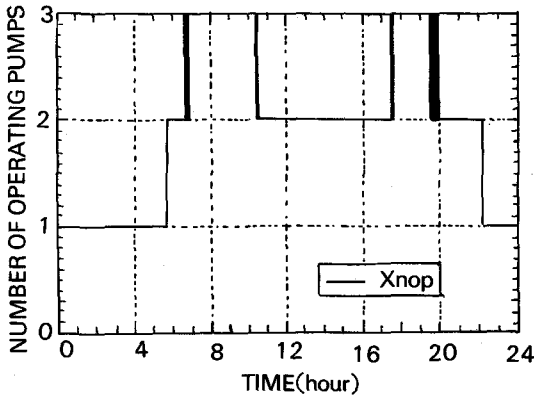
<그림 2.42> H_{low} 의 변화에 따른 펌프 소비동력 및 운전회수의 변화



<그림 2.45> $V_{air}^0 = 0.5(m^3)$ 일때 가정된 급수 수요패턴에 따른 펌프 토출압의 시간변화



<그림 2.43> V_{air}^0 의 변화에 따른 펌프 소비동력 및 운전회수의 변화



<그림 2.44> $V_{air}^0 = 0.5(m^3)$ 일때 가정된 급수 수요패턴에 따른 펌프 운전대수의 시간변화

없다고 할 수 있다. 반면에 <그림 2.44>에서 보 이듯 비교적 작은 V_{air}^0 값에서 X_{nop} 의 변화가 심해 지고 결과적으로 N_{oper} 의 값이 매우 커지는 이유는 요구 수량에 비해 공기의 부피가 너무 작기 때문에 그만큼 H_{air} 가 민감하게 변하게 되어 펌 프가 자주 기동-정지되기 때문이며, 이는 <그림 2.45>와 같이 전반적으로 시스템의 안정성을 해치게 된다. 그런데 V_{air}^0 를 2.0으로 하였을 때 압력탱크내 공기량의 변화를 보면 <그림 2.30 참조> 0.2정도이었다.

따라서 N_{oper} 값이 그다지 크게 차이 나지 않고 실제 펌프 작동에 따른 수격현상을 고려하지 않는다면 본 시물레이션에서는 압력탱크의 크 기를 상당히 소형으로 하여도 무방하겠다.

이상으로 결과를 종합하면 본 연구에서 작성 된 전산 프로그램을 이용하여 실제 부스터 펌 프의 운전을 합리적으로 시물레이션할 수 있었 다. 또한 이를 이용하여 시스템의 설계에 필요 한 변수들을 결정할 수 있음을 보였다. 마지막 으로 실제 시스템의 제어 알고리즘의 설계에 필요한 구체적 자료는 시스템의 과도 운전 상 태를 시물레이션하여 활용하여야 한다. 시스템 의 과도현상의 해석은 본 연구의 범위에 포함 되지 않았으며, 추후 연구되어야 할 문제라고 생각된다.