

축방향 자기베어링의 해석 및 최적설계 Analysis and Optimal Design of Axial Magnetic Bearings

박 영진^{*} (한양대 대학원), 정 성종 (한양대)

Y. J. Park^{*} (Graduate School, HanYang Univ.), S. C. Chung (HanYang Univ.)

Abstract : This paper proposes a systematic design method for axial(or thrust) magnetic bearings using optimal design methodology. The objective of the optimal design is to minimize bearing volume. The constraints include the bearing load capacity, linearized bearing stiffness and damping, the magnetic flux density, and geometric relations. In order to obtain design values which can be applied to fabrication of bearings, branch and bound method was introduced in the postprocessing procedure of optimal design results. Verification of the proposed design methodology was performed by an example.

1. 서론

일반적으로 회전체는 구름베어링 또는 윤활 베어링 등으로 지지되어 있으므로 고속회전이나, 진공상태, 초청정상태 등 특수한 환경에서는 그의 운전에 많은 문제가 발생한다. 구름베어링은 저가격, 고강성, 보수성에서 우수하지만 내구성, 마찰, 발열 등의 단점으로 수명이 짧아 정기적으로 교체해 주어야 한다. 윤활베어링은 진동 감쇠성, 수명 등에서 우수하지만 손실이 크고 윤활유의 공급이 필요하며 윤활유의 사용에 의해 베어링의 동작범위가 제한되는 단점이 있다.

전자식의 자가력을 제어하여 회전체를 무접촉으로 지지하는 자기베어링(magnetic bearing)은 이러한 기존 베어링의 한계를 극복할 수 있다.⁽¹⁻²⁾ 현재 자기베어링은 초고속 공작기계용 주축, 초고속 진공펌프, 고온 헬륨 송풍기, 인공위성용 모멘텀 휠, 터보 분자펌프, 원심분리기, 터보 발전기 등에 장착되어, 산업전반에 걸쳐 각종 회전기계의 고성능화를 선도하고 있다.⁽³⁻⁴⁾

자기베어링은 그의 형상에 따라 크게, 축방향(axial 또는 thrust), 반경방향(radial 또는 journal), 원추형(conical) 그리고 기타 특수형상의 자기베어링으로 나뉘어지며, 원추형 자기베어링은 축방향과 반경방향의 자기베어링의 기능을 하나로 합한 형태이다. 이중에서 축방향 자기베어링은 장착되는 회전체-베어링시스템에서 회전체의 축방향 진동제어, 회전체의 지지, 축방향 미소변위 이동 등을 담당한다.

이러한 자기베어링의 설계에는 회전체, 전기적인 제어장치등이 함께 고려되어야 하므로 구름 베어링과는 달리 규격화가 불가능하다. 따라서 자기베어링의 설계 및 제작은, 자기베어링이 장착되는 회전체-베어링시스템의 목적 및 요구되는 성능에 따라 개별적으로 시행되고 있다.⁽⁵⁻⁸⁾ 그러나 자기베어링의 설계에 대한 대부분의 연구는 반경방향 및 특수형 자기베어링에 집중되어 있으며, 축방향 자기베어링에 대한 연구는 상대적으로 미흡한 실정이다.

Maslen 등⁽⁹⁾은 소형의 고속압축기를 위해 2개의 반경방향과 1개의 축방향 자기베어링을 설계하면서, 설계 고려사항들 및 성능한계 그리고 설계결과를 나열적으로 서술하였다. Banerjee 등⁽¹⁰⁾과 Allaire 등⁽¹¹⁾은 석유화학공정 등에 쓰이는 밀폐형 모터 펌프(canned motor pump)의 축방향 탄소 베어링(carbon bearing)을 대치하기 위해 축방향 자기베어링을 해석, 설계 및 제작하였다. 이들은 축방향 자기베어링의 기능적 요구 및 성능한계 등의 명세를 근거로 대화형(interactive) 설계프로그램을 작성하고 이를 이용하여 체계적(systematic)으로 자기베어링을 설계하였다. 그러나 이 방법으로 얻어진 가용(feasible)의 설계결과는 주어진 시스템의 성능명세를 만족하는 최적(optimal)의 설계결과라고는 할 수 없다.

본 연구에서는 최적설계방법을 사용하여, 축

방향 자기베어링이 장착되는 시스템의 요구 및 자기베어링의 성능한계 등의 성능명세를 만족하는, 가장 작은 체적의 축방향 자기베어링을 체계적으로 설계하였다. 축방향 자기베어링의 최적설계를 위해, 그의 구성 및 형상을 서술하고, 베어링 부하용량, 베어링 강성 및 감쇠, 자속밀도 그리고 베어링 형상의 기하학적 관계 등을 해석하였다. 이를 바탕으로, 자기베어링의 체적을 목적으로 하며 제한조건을 갖는 최적설계 문제를 정식화하였다. 상용 최적화 프로그램인 ADS⁽¹²⁾를 사용하여 구한 최적설계 결과는 분단탐색법 (branch and bound method)⁽¹³⁾으로 후처리(post-process)되어 공학적 의미를 갖고 제작에 바로 이용될 수 있다.

2. 축방향 자기베어링

본 연구에서 대상으로 하는 축방향 자기베어링을 Fig. 1에 나타내었다. 축방향 자기베어링은 2개의 원형 전자석으로 이루어진 고정자(stator)와 축에 부착된 회전원판(rotating disk)으로 이루어진 회전자(rotor)로 구성된다. 전류가 흐르는 코일은 내부 및 외부 토로이드(toroid)사이에 절연재인 보빈(bobbin) 위에 감겨져 있으며, 각 토로이드들은 전자석의 극(pole)이 된다. Fig. 2는 베어링의 고정자 및 회전자의 형상을 정의하는 치수들을 나타낸다.

3. 축방향 자기베어링의 해석

축방향 자기베어링에서 고정자와 회전자 그리고 그 사이의 공극(air gap)은 자기회로(magnetic circuit)를 형성하며, 이 회로의 자속(magnetic flux) ϕ 는 N 회 감긴 코일에 흐르는 전류 I 에 의한 기자력(magnetomotive force) NI 를 자기저항(reluctance) R_m 으로 나누어 구할 수 있다.

$$\phi = \frac{NI}{R_m} \quad (1)$$

일반적인 고정자 및 회전자 재료인 규소강 (silicon iron)의 투자율(permeability)은 공기보다

매우 크므로, 대부분의 자기저항은 공극에 존재한다. 따라서

$$R_m \approx \frac{2g}{\mu_0 A_g} \quad (2)$$

가 되며, 여기서 μ_0 는 공기중의 투자율, A_g 는 극면의 면적, g 는 공극의 길이이다.

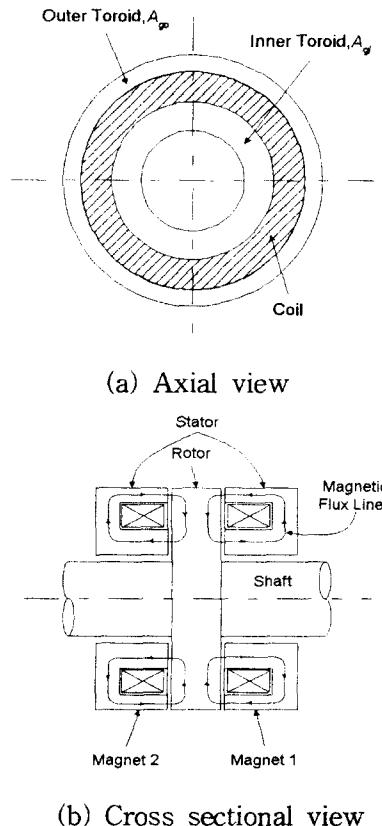


Fig.1 Axial magnetic bearing configuration

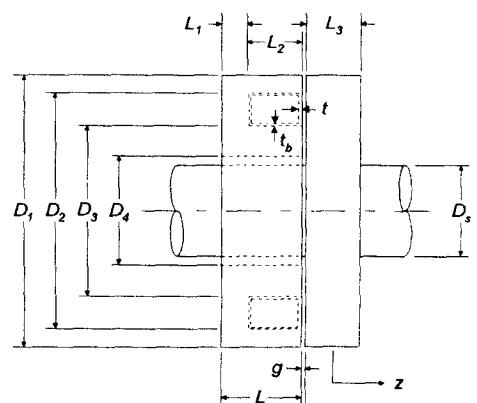


Fig.2 Dimensions of stator and rotor

식(1)의 자속에 의해 전자석에서 발생되는 자기력 F 는

$$F = \frac{\phi^2}{\mu_0 A_g} = \frac{\mu_0 A_g N^2 I^2}{4g^2} \quad (3)$$

가 된다. 따라서 Fig. 1에서 마주보고 있는 2개 전자석의 자기력 차인, 실제로 회전자에 가해지는 자기력 F_{net} 은 식(3)으로부터 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$F_{net}(z, i_c) = \frac{\eta \mu_0 A_g N^2}{4} \left[\frac{(I_1 + i_c)^2}{(g_0 - z)^2} - \frac{(I_2 - i_c)^2}{(g_0 + z)^2} \right] \quad (4)$$

여기에서 η 는 손실계수, g_0 는 베어링 중심위치에서의 공극, z 는 회전자의 변위이다. 그리고 I_1 과 I_2 는 각 전자석에 흐르는 편향전류(bias current)이며, i_c 는 제어전류(control current)이다.

식(4)에서 손실계수 η 는 자속누설이나 와전류등에 의한 자기력의 감소를 나타내는 상수이며, 1보다 작은 값을 갖는다. 식(4)를 선형화하기 위해 도입된 편향전류 I_1 과 I_2 는 자기베어링의 정적부하(static load)에 대응하는 자기력을 발생하도록 설정되나, 동적부하(dynamic load)에 대한 자기력의 시간 변화율(slew rate)에도 관계되므로, 정적부하가 없는 경우에는 0이 아닌 같은 값을 갖도록 한다. 동적부하 또는 과도부하(transient load)에 따른 자기력을 발생시키는 제어전류 i_c 는 전자석의 극성이 바뀌지 않도록 편향전류보다 작은 값이 되어야 한다. 즉, $|i_c| \leq \min(I_1, I_2)$ 이다.

축방향 자기베어링의 부하용량(load capacity) W 는 전자석 쌍에서 발생될 수 있는 최대 자기력에 의해 결정된다. 먼저, 베어링에 가해지는 정적부하에 대해 회전체를 중심 위치($z = 0$)에서 지지할 수 있는 정적 부하용량 W_s 는 식(4)에서 편향전류만에 의한 자기력 $F_{net}(0, 0)$ 이 된다. 그리고 부하용량 W 는 정적 부하와 최대 동적부하를 합한 총부하에 대해서도 회전체를 중심위치에서 지지할 수 있는 편향전류와 제어전류에 의한 자기력 $F_{net}(0, i_c)$ 가 된다.

축방향 자기베어링에서 등가강성 K_{eq} 와 등가감쇠 C_{eq} 는 베어링의 작동점에서 전자석의 자기력을 섭동(perturbation)시켜 구할 수 있다. 식(4)를 회전체의 중심위치, 즉 베어링의 작동점인 $z = 0$, $i_c = 0$ 에서 Taylor 급수 전개후 1차항만을 고려하면, 자기력은 다음과 같이 선형화된다.

$$F_{net} \approx F_{net}(0, 0) - K_z z + K_{iz} i_c \quad (5)$$

$$\text{여기서, } K_z \equiv -\frac{\partial F_{net}}{\partial z}, \quad K_{iz} \equiv \frac{\partial F_{net}}{\partial i_c}$$

K_z 는 회전자와 고정자의 상대운동에 따른 공극의 변화에 대한 자기력 변화를 나타내는 위치강성계수이며, K_{iz} 는 제어전류의 변화에 대한 자기력의 변화를 나타내는 전류강성계수이다. 위치강성계수 K_z 앞의 음(-)부호는 일반적인 스프링 강성계수의 정의와 일관되도록 붙여졌으며, 회전체의 변위가 증가하여 공극이 감소하는 방향으로 자기력이 더 커지는, 제어되지 않은 전자석의 불안정성을 나타낸다. 따라서 자기베어링에서는 안정화된 자기력을 얻기 위하여 회전자의 변위 및 그의 속도에 비례하는 제어전류를 발생시키는 부제환(negative feedback)제어가 필요하며, 이로인해 다음과 같은 베어링의 등가강성 및 등가감쇠가 얻어진다.

$$K_{eq} = -K_z + K_{iz} G_R \quad (6)$$

$$C_{eq} = K_{iz} G_I / w \quad (7)$$

여기에서 G_R 과 G_I 는 각각 제어기 전달함수 $G(s)$ 의 실수부 및 허수부의 크기이며, w 는 회전자에 가해지는 외란(disturbance) 주파수이다.

자기회로내의 자속밀도 B 는 식(1)의 자속이 통과하는 단면적에 의해 정해지므로, 자기회로내에서 이를 균일하게 하기 위해서는 베어링의 형상은 다음 식들을 만족해야 한다.

$$A_g = A_{go} = A_{gi} \quad (8)$$

$$\pi D_3 L_1 = A_g \quad (9)$$

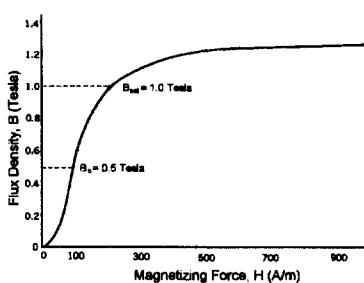


Fig.3 Magnetization curve for silicon iron

자기베어링의 고정자 및 회전자 재료인 규소강의 자속밀도는 Fig. 3과 같이 자장의 세기 H 에 대해 어느 정도 선형으로 증가하다가 약 1.0 tesla에서 포화되기 시작하므로, 자속밀도의 제곱에 비례하는 자기력 또한 포화된다. 따라서 회전체의 중심위치에서 자기베어링의 동작시 전자석의 최대 자속밀도 B_{max} 는 정적 및 동적부하에도 자기력이 포화되지 않도록 규소강의 포화 자속밀도 B_{sat} 보다 작아야 한다.

$$B_{max} = \frac{\mu_0 N(I_b + i_c)}{g_0} \leq B_{sat} \quad (10)$$

여기에서 $I_b = \max(I_1, I_2)$. 또한 자기베어링의 최대 동적 부하용량을 얻기 위해서는 최대 편향전류 I_b 에 의한 편향 자속밀도 B_b 는 포화 자속밀도의 절반이 되어야 한다.

$$B_b = \frac{\mu_0 N I_b}{g_0} = \frac{B_{sat}}{2} \quad (11)$$

코일의 단면적은 외부 및 내부 토로이드 사이의 면적과 같으므로, 코일을 감은 횟수 N 은 구리선의 직경 d 및 보빈의 두께 t_b 와 다음과 같은 관계가 있다.

$$\frac{\pi d^2 N}{2PF} = (D_2 - D_3 - 4t_b) \times (L_2 - t_b - t) \quad (12)$$

여기에서 PF (Packing Factor)는 코일을 감은 정도를 나타내며, 코일을 감는 작업에 따라 결정되는 상수이다.

4. 최적설계문제의 정식화

3절의 해석결과를 바탕으로, 가장 작은 체적의 축방향 자기베어링을 설계하기 위한 최적설계의 목적함수와 제한조건들을 Table 1에 나타내었다. Table 1에서 축방향 자기베어링의 설계에 핵심적인 11개의 설계변수들인 $I_1, I_2, I_3, G_R, G_I, D_1, D_2, D_3, L_1, L_2, N$ 을 선정하고 나머지 변수들을 설계결과에 의해 값이 정해지는 종속변수로 처리하여 식(13)과 같이 1개의 부등제한조건과 8개의 등제한조건을 갖는 일반적인 최적설계 문제로 정식화하였다.

Table 1 Optimal design objective and constraints

<u>Objective :</u>	<u>3. Flux Density</u>	<u>4. Magnetic Bearing Model</u>	<u>5. Bearing Geometry</u>
Minimize	$B_b = \frac{B_{sat}}{2}$	$F_{net}(0,0) = \frac{\eta \mu_0 A_g}{4} \left(\frac{N}{g_0}\right)^2 (I_1^2 - I_2^2)$	$A_g = A_{go} = A_{gi}$
$Volume = \frac{\pi}{4} D_1^2 (L_1 + L_2)$	$B_{max} \leq B_{sat}$	$F_{net}(0, i_c) = \frac{\eta \mu_0 A_g}{4} \left(\frac{N}{g_0}\right)^2 \{(I_1^2 - I_2^2) + 2(I_1 + I_2)i_c\}$	$A_{go} = \frac{\pi}{4} (D_1^2 - D_2^2)$
<u>Design Constraints :</u>			$A_{gi} = \frac{\pi}{4} (D_3^2 - D_4^2)$
1. <u>Bearing Load Capacity</u>	$K_z = \frac{\eta \mu_0 A_g N^2 (I_1^2 + I_2^2)}{2g_0^3}$	$\pi D_3 L_1 = A_e$	$\frac{\pi d^2 N}{2PF} = (D_2 - D_3 - 4t_b) \times (L_2 - t_b - t)$
$W_s = F_{net}(0,0)$	$K_{iz} = \frac{\eta \mu_0 A_g N^2 (I_1 + I_2)}{2g_0^2}$		
$W = F_{net}(0, i_c)$			
2. <u>Stiffness & Damping</u>			
$K_{eq} = -K_z + K_{iz} G_R$			
$C_{eq} = K_{iz} G_I / w$			

$$\text{Minimize } f(\mathbf{X})$$

$$\begin{aligned} \text{Subject to } g_j(\mathbf{X}) &\leq 0, j = 1 \\ h_j(\mathbf{X}) &= 0, j = 1, 8 \end{aligned} \quad (13)$$

$$X_i^L \leq X_i \leq X_i^U, \quad i = 1, 11$$

5. 최적설계 결과

본 연구에서는 상용 최적화 프로그램인 ADS를 이용하여 최적설계 프로그램을 작성하고 식(13)의 비선형 최적화 문제의 해를 구하였다. 최적설계 프로그램에서 최적화 알고리듬은 ADS의 MMFD(Modified Method of Feasible Direction)을 채택하였다.

축방향 자기베어링을 최적설계하기 위해 프로그램에 그 값이 대입되어야 할 파라미터들은 모두 14개이다. 이중에서 부하용량과 강성 및 감쇠는 자기베어링이 장착되는 시스템의 요구조건에 의해 결정되며, 포화자속밀도는 고정자 및 회전자의 재료 특성에 의해 결정된다. 그러나 공극은 주로 시스템의 다른 조건들과의 절충에 의해 정해진다. 공극을 작게하면 제어기의 성능이 우수해야 하며, 공극을 크게하면 주어진 최대하중을 견디기 위하여 더 많은 자기력이 요구되므로, 전류의 증가 또는 코일을 감은 횟수의 증가가 필요하게 된다.

본 연구에서 축방향 자기베어링의 최적설계를 위해 사용된 파라미터들의 수치는 Table 2에 나타내었고, 이를 대입한 최적설계 프로그램의 최적화 과정은 Fig. 4에 도시하였으며, 최적설계 결과를 Table 3에 나타내었다.

Table 3에서 최적화된 모든 설계변수가 연속적인 값을 갖는 원래의 최적설계 결과중에서 형상에 대한 설계변수들은, 축방향 자기베어링의 제작에 실제 적용시 이산값으로 대치하여 사용해야 한다. 보통 이산값은 원래 최적해보다 한단계 높은값(rounded up values)을 선정하여 이용하고 있다. 그러나 이는 제한조건의 가용성을 보장할 수 없으며, 베어링의 크기 최소화에 위배되는 해를 선정한 가능성성이 있다. 따라서 본 연구에서는 이산설계변수에 대한 최적화를 수행할 수 있는 분단탐색법으로 원래 최적설계결과를 후처리하

Table 2 Example of design requirements for a axial magnetic bearing

Parameter	Value	Unit
W_s	100	N
W	500	N
K_{eq}	5000	N/mm
C_{eq}	10	N-sec/mm
B_{sat}	1.0	Tesla
g_0	0.5	mm
D_4	31.0	mm
t_b	0.5	mm
t	1.0	mm
d	0.5	mm
μ_0	$4\pi \times 10^{-10}$	H/mm
η	0.9	
ω	10000	rpm
PF	0.7	

여, 설계결과가 공학적 의미를 갖고 제작에 바로 이용될 수 있도록 하였다. 후처리된 최적설계 결과는 Table 3에 그리고 분단탐색법이 수행되는 과정을 Fig. 5에 나타내었다.

6. 결론

일반적인 최적설계방법을 사용하여, 자기베어링이 장착되는 시스템의 요구 및 자기베어링의 성능한계 등의 성능명세를 만족하는, 가장 작은 크기의 축방향 자기베어링을 체계적으로 설계하였다. 최적설계 결과는 후처리되어 공학적 의미를 갖고 제작에 바로 이용될 수 있다.

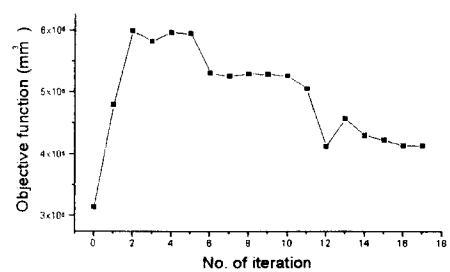


Fig.4 Convergence history for objective function

Table 3 Optimal design results

Design Variable	Original Result	Postprocessed
$X_1 (= I_1)$	5.43822E-1	5.42159E-1
$X_2 (= I_2)$	3.95832E-1	4.03180E-1
$X_3 (= i_c)$	2.96879E-1	2.77934E-1
$X_4 (= G_R)$	4.67364E+0	4.44836E+0
$X_5 (= G_I)$	7.77226E+0	7.27555E+0
$X_6 (= D_1)$	1.44952E+2	1.31677E+2
$X_7 (= D_2)$	1.22385E+2	104.6
$X_8 (= D_3)$	8.36297E+1	86.4
$X_9 (= L_1)$	1.80340E+1	18.1
$X_{10} (= L_2)$	7.06610E+1	14.0
$X_{11} (= N)$	3.65813E+2	366

참고 문헌

- (1) H. Bleuler, 1992, "Survey of Magnetic Levitation and Magnetic Bearing Types", *JSME International Journal Series III*, Vol.35 No.3, pp.335~342.
- (2) 하영호, 이종원, 1994, "지능형 마그네틱 베어링", 대한기계학회지 제34권 제10호, pp.742~755.
- (3) M. Brunet, 1988, "Practical Applications of the Active Magnetic Bearings to the Industrial World", *Proc. of the 1st Int. Symp. on Magnetic Bearings*, pp.225~244.
- (4) M. Dussaux, 1990, "Industrial Applications of the Active Magnetic Bearings Technology", *Proc. of the 2nd Int. Symp. on Magnetic Bearings*, pp.33~38.
- (5) J. Imlach, et.al., 1988, "Magnetic Bearing Design Optimization", *IMechE*, pp.53~59.
- (6) 張承鎬, 1991, "開発設計用CAEシステムに関する研究", 博士學位論文, 東京大學校.
- (7) Yi-Hua Fan, et al., 1997, "Design of a Permanent/Electromagnetic Magneic Bearing-controlled Rotor System", *J. Franklin Inst.*, Vol.334B, No.3, pp.337~356.
- (8) D. Pang, et al., 1991, "Design Optimization for Magnetic Bearing", *Proc. of the 26th IECEC*, USA, Vol.4, pp.186~191.
- (9) E. H. Maslen, et al., 1988, "Magnetic Bearing Design for a High Speed Rotor", *Proc. of the 1st Int. Symp. on Magnetic Bearings*, pp.137~146.
- (10) B. B. Banerjee, et al., 1988, "Analysis and Design of Magnetic Thrust Bearings", Report No.UVA/643092/MAE88/377 Univ. of Virginia.
- (11) P. E. Allaire et al., 1997, "Magnetic Thrust Bearing Operation and Industrial Pump Application", *J. of Eng. for Gas Turbines and Power*, Vol.119, Jan., pp.168~173.
- (12) G. N. Vanderplaats, 1985, *ADS-A Fortran Program for Automated Design Synthesis*, Engineering, Design Optimization, Inc.
- (13) S. S. Rao, 1996, *Engineering Optimization 3rd ed.*, John Wiely & Sons, Inc.

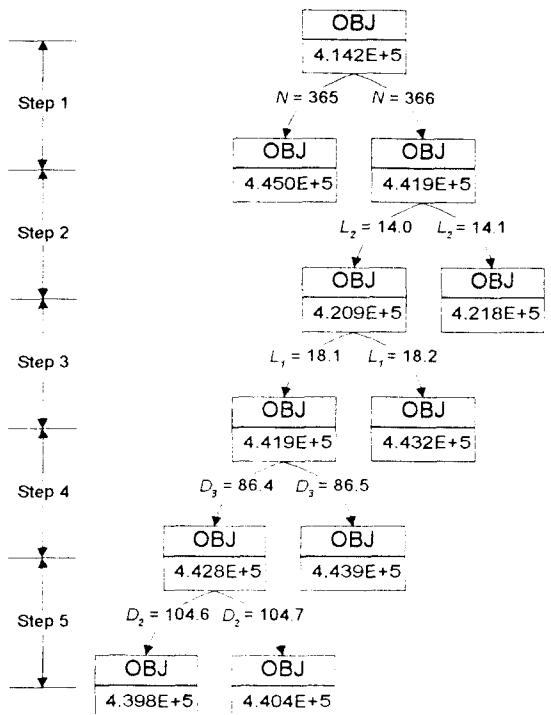


Fig. 5 Postprocessing sequence by branch and bound method