

퍼지 알고리즘을 이용한 차동 브레이크 시스템의 조향제어

윤여흥* (전북대원), 제롬 살랑선네(UTBM, France), 장봉춘(GM Co. USA), 이성철(전북대, AHTRI)

Steering Control of Differential Brake System using Fuzzy Algorithm

Yun Yeo-Heung(Graduate school, Chonbuk Univ.), Jerome Chalansonnet (UTBM, France),
Jang Bong-Choon (GM Co. USA), Lee Seong-Cheol(Chonbuk Univ., AHTRI)

ABSTRACT

Vehicle Dynamics Control(VDC) has been a breakthrough and become a new terminology for the safety of a driver and improvement of vehicle handling. This paper examines the usefulness of a brake steer system (BSS), which uses differential brake forces for steering intervention in the context of VDC. In order to help the car to turn, a yaw moment can be achieved by altering the left/right and front/rear brake distribution. The steering function achieved through BSS can then be used to control lateral position in an unintended road departure system. A 8-DOF non-linear vehicle model including STI tire model will be validated using the equations of motion of the vehicle, and the non-linear vehicle dynamics. Since Fuzzy logic can consider the nonlinear effect of vehicle modeling, Fuzzy controller is designed to explore BSS feasibility, by modifying the brake distribution through the control of the yaw rate of the vehicle. The control strategies developed will be tested by simulation of a variety of situation; the possibility of VDC using BSS is verified in this paper.

Keywords : Vehicle dynamics (차량동력학), Steer intervention (조향 조정), Differential braking (차동 제동), Nonlinear model (비선형 모델), BSS(brake steer system)

NOMENCLATURE:

A_x	Longitudinal acceleration	h	Center of gravity height	M_{xx}	Wheel axis moments
A_y	Lateral acceleration	G_1, G_2	Aligning moment shaping parameters	M_S	Sprung mass
a, b	Lengths from mass center to front and rear axles, respectively	I_z	Vehicle yaw moment of inertia	r, r_d	Yaw rate, Desired Yaw rate
C_f	Slip coefficient	I_{zw}	Wheel rotational inertia	r_w	Wheel radius
C_1, C_2, C_3, C_4	Shaping coefficients for force saturation function	I_{xx}	Sprung mass roll inertia about vehicle roll axis	T	Vehicle track
$DU(t)$	Fuzzy output	K_c	Longitudinal stiffness coefficient	u	Longitudinal velocity
FZ	Calspan coefficients for longitudinal force stiffness	K_{fp}	Front roll stiffness	ϕ	Roll angle of body
e	Height of the pivot for an equivalent torque arm	K_{rp}	Rear roll stiffness	v, v_d	Lateral velocity, Desired lat. vel.
F_x	Forces in the x-direction	K_{scf}	Front steering compliance	α_x	Acceleration about the x-axis
F_y	Forces in the y-direction	K_{scr}	Rear steering compliance	$\alpha_{FL}, \alpha_{FR}, \alpha_{RL}, \alpha_{RR}$	Wheel slip angles of each wheel
F_{zi}	Tire design load at operation pressure	K_{sw}	Steering ratio	μ	Membership value
F_{xxx}	Force of each xxx axis	m	Mass of vehicle	δ	Steer angle

1. 서론

오늘날의 자동차 시스템이 직면하고 있는 여러 문제를 해결하기 위한 연구 중 하나인 VDC(Vehicle Dynamic Control)은 차량의 핸들링 개선과 운전자에게 차량의 안정성을 제공할 수 있는 새로운 방법을 제시하고 있다. 이러한 VDC는 ABS(Antilock Braking System)/ASR(Automatic Slip Regulation) 제어 알고리즘을 포함한 차량제어기를 포함하고 있다. 이러한 차량제어기는 크게 조향제어와 주행제어의 두 부분으로 생각할 수 있으며, 조향제어 시스템에서는 운전자가 입력하는 조향 움직임과 실제 거동되는 차량조향 특성과의 관계를 이용하여 제어하게 된다⁽¹⁻⁴⁾. 이를 위하여 선회 시 제동을 고려한 연구는 스피나웃, 롤오버 등 차량 안정성을 해석하는 연구들이다⁽⁵⁻⁷⁾. 또한 선회에 따라 가속이 진행될 때의 Oversteer, Understeer 특성에 관한 연구가 국내외에 활발히 연구되고 있다⁽⁸⁻¹⁰⁾.

본 논문은 ITS(Intelligent Transportation System)에서 제안된 BSS(Brake Steer System)에 관한 연구로서 차량 조향제어를 위하여 브레이크 힘을 차동적으로 적용하여 조향제어 방법을 제안하고 해석하였다. 차량의 조향제어를 위하여 기존의 차량에 작용하는 요(yaw) 모멘트는 자체적으로 제어에 한계가 있기 때문에 이를 개선하기 위하여 본 연구는 차량조향시 좌우 제동력을 차동적으로 적용하는 것에 초점을 두고 있다. 이렇게 함으로써 차량의 횡방향 위치를 좀더 효과적으로 제어하여 차량의 턴을 효과적으로 할 수 있다. 이러한 차량 조향제어를 위하여 STI (Systems Technology Inc.) 타이어 모델을 포함한 8 자유도의 비선형 차량을 Matlab/Simulink 소프트웨어를 이용하여 구현하였다. 이러한 비선형 차량 모델을 효과적으로 제어하기 위한 퍼지 알고리즘을 이용한 제어기를 설계하여 BSS의 가능성과 유용성을 확인하였다.

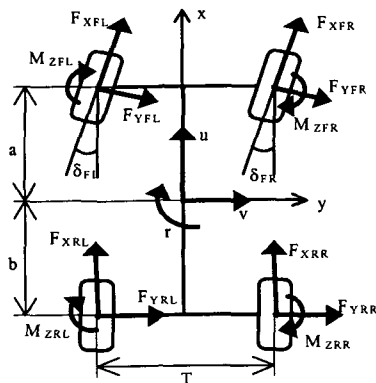


Fig. 1 The 8-dof vehicle model

2. 8-자유도 차량 모델

BSS 시뮬레이션을 위한 8-DOF 비선형 차량 모델은 Fig.1 과 같다. 이 모델의 주요 자유도는 yaw rate, 종, 횡방향 운동, 롤운동이며, BSI(Brake Steer Intervention)의 경우 횡속도는 차량 조향제어 시 횡 가속도에 크게 영향을 미치므로 중요한 변수이다. 나머지 4 개의 자유도는 차량 각 바퀴의 회전운동이며, 공기동력학적 저항은 차량 모델링에서 무시되었다.

2.1 차량 운동방정식

차량 운동방정식은 뉴턴 운동법칙으로부터 유도되며, 8 자유도 차량모델 운동방정식은 다음과 같다.

- Longitudinal motion:

$$\sum F_x: m(\dot{u} - rv) = (F_{xFL} + F_{xFR})\cos\delta - (F_{yFL} + F_{yFR})\sin\delta + F_{xRL} + F_{xRR} \quad (1)$$

- Lateral motion:

$$\sum F_y: m(\dot{v} + ru) = (F_{yFL} + F_{yFR})\sin\delta + (F_{xFL} + F_{xFR})\cos\delta + F_{yRL} + F_{yRR} \quad (2)$$

- Yaw motion:

$$\begin{aligned} \sum M_z: I_z \dot{r} = & [(F_{xFL} - F_{xFR})\cos\delta - (F_{yFL} - F_{yFR})\sin\delta] \frac{T}{2} \\ & + [(F_{xRL} + F_{xRR})\sin\delta + (F_{yRL} + F_{yRR})\cos\delta] a \\ & + (F_{xRL} - F_{xRR}) \frac{T}{2} - (F_{yRL} + F_{yRR})b \\ & + M_{zFL} + M_{zRL} + M_{zFR} + M_{zRR} \end{aligned} \quad (3)$$

위 식들과 함께 차량 모델링에서 수직 방향의 롤과 피치운동을 운동방정식에 고려하였다.

2.2 비선형 차량 운동방정식

차량의 종, 횡방향 가속도는 롤과 피치효과를 통하여 차량 정적 힘에 영향을 준다. 그 결과 차량의 수직력은 아래와 같은 수식으로 표현된다.

$$\begin{aligned} F_{zFL} &= mg \frac{b}{2(a+b)} - mA_x \frac{h}{2(a+b)} + \frac{K_{\phi}}{K_{\phi} + K_{\sigma}} \left(\frac{mA_y h + mg a \phi}{T} \right) \\ F_{zFR} &= mg \frac{b}{2(a+b)} - mA_x \frac{h}{2(a+b)} - \frac{K_{\phi}}{K_{\phi} + K_{\sigma}} \left(\frac{mA_y h + mg a \phi}{T} \right) \\ F_{zRL} &= mg \frac{a}{2(a+b)} + mA_x \frac{h}{2(a+b)} + \frac{K_{\phi}}{K_{\phi} + K_{\sigma}} \left(\frac{mA_y h + mg a \phi}{T} \right) \\ F_{zRR} &= mg \frac{a}{2(a+b)} + mA_x \frac{h}{2(a+b)} - \frac{K_{\phi}}{K_{\phi} + K_{\sigma}} \left(\frac{mA_y h + mg a \phi}{T} \right) \end{aligned} \quad (4)$$

앞 바퀴의 좌우 조향각 δ_{FL} 와 δ_{FR} 은 조향각(steer angle) δ_{SW} , 롤각 ϕ , 컴플라이언스 조향(compliance

steer) K_{SCF} 의 함수이며, 뒷바퀴의 좌우 조향각 δ_{RL} 와 δ_{RR} 은 롤각 ϕ , 컴플라이언스 조향 K_{SCR} 의 함수이다. 이를 적용하여 각 바퀴의 슬립각(slip angle) α , 을 구하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned}\alpha_{FL} &= \tan^{-1}\left(\frac{v+ar}{u+dr}\right) - \left(\frac{\delta_{SW}}{K_{SW}} + \epsilon_F\phi + K_{SCF}\cdot F_{yFL}\right) \\ \alpha_{FR} &= \tan^{-1}\left(\frac{v+ar}{u-dr}\right) - \left(\frac{\delta_{SW}}{K_{SW}} + \epsilon_F\phi + K_{SCF}\cdot F_{yFR}\right) \\ \alpha_{RL} &= \tan^{-1}\left(\frac{v-br}{u+dr}\right) - (\epsilon_R\phi + K_{SCR}\cdot F_{yRL}) \\ \alpha_{RR} &= \tan^{-1}\left(\frac{v-br}{u-dr}\right) - (\epsilon_R\phi + K_{SCR}\cdot F_{yRR})\end{aligned}\quad (5)$$

한편, i -번째 바퀴의 종 슬립(longitudinal slip) s 는 바퀴 중심 속도와 바퀴 각속도 ω_i 의 함수로 다음과 같이 정의된다.

$$s = \begin{cases} \frac{r_i\omega_i - V_i}{V_i} * 100 & (r_i\omega_i \geq V_i) \\ \frac{r_i\omega_i}{V_i} * 100 & (r_i\omega_i < V_i) \end{cases} \quad (\%) \quad (6)$$

위의 수식에서 각속도는 바퀴축의 모멘트로부터 얻어진다.

2.3 STI 타이어 운동방정식

STI 타이어 모델은 물리적 모델에 기초한 반 경험적인 모델이다. 이는 종, 횡방향 힘 F_x 와 F_y , 슬립각을 포함하는 얼라이닝 모멘트(aligning moment) M_z , 종슬립 s 와 수직력을 입력으로 고려한 다항식과 운동방정식들로 구성되며, 최종식 F_x , F_y , M_z 은 다음과 같은 함수로부터 얻을 수 있다.

$$F_x = \mu F_z \frac{-f(\sigma)K'_c s}{\sqrt{K_s^2 \tan^2 \alpha + K'_c s^2}} \quad (7)$$

$$F_y = \mu F_z \frac{f(\sigma)K_s \tan \alpha}{\sqrt{K_s^2 \tan^2 \alpha + K'_c s^2}} + F_{y\gamma} \quad (8)$$

$$M_z = \frac{K_l F_z a_p^2 \tan \alpha}{(1+G_c \sigma^2)^2} \left[\frac{K_s}{2} - G_c K_c \left(\frac{s}{1-s} \right) (2+\sigma^2) \right] \quad (9)$$

3 차량 모델링 및 제어

3.1 기준 차량 모델링

기준 차량 모델의 목적은 실제 차량 거동이 이상적인 조향성능을 가지는 기준모델이 되며, 실차량은 컴퓨터를 통하여 모델링된 기준모델을 추종하게 하는 것이다. 이러한 가상의 기준차량 모델은 선형화된 바이시클 차량 모델로부터 다음과 같은 상태방정식을 얻을 수 있다.

$$\begin{bmatrix} \dot{v}_d \\ \dot{r}_d \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{(a+b)}{bmU} C_f, -U \\ 0, -\frac{(a+b)}{IU} C_f \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v_d \\ r_d \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{fd}/m \\ aC_{fd}/I_z \end{bmatrix} \delta_f \quad (10)$$

위의 식으로부터 얻어진 기준 Yaw rate 과 실제 차량에서의 Yaw rate 의 차이를 가지고, 차량 제동력을 제어하게 된다.

3.2 브레이크 시스템 모델

본 논문의 차량모델링에 ABS 항을 포함시키기 위하여 다음과 같이 가정하여 ABS 를 모델링하였다.

1. 휠 슬립(wheel slip)과 가속도의 한계로 인하여 바퀴에 작용하는 브레이크 압력은 한계가 있으며, 이는 ABS 모델링 시 포화현상을 가지게 된다.
2. ABS 에 포함된 공압 시스템으로 인하여 동적 lag 항을 가진다.
3. 공압 시스템으로부터 제동력 항까지의 동적모델은 이득형태로 단순화 시킨다.

3.3 Fuzzy 제어기 설계

앞 절에서 구한 차량의 운동방정식을 적용하여, Matlab/Simulink 로 시뮬레이션 하였다. 전체 차량 모델은 STI 타이어 모델을 가지는 8 자유도의 비선형 모델이다. 시뮬레이션은 1994 년도에 생산된 Ford Taurus GL 의 변수를 이용하였고, 18m/s 에서 수행하였다.

주어진 조향각 입력에 대하여 원하는 Yaw rate 을 추적하기 위하여 퍼지제어기를 설계하였다. 만약 차량의 Yaw rate 이 기준 Yaw rate 값과 차이가 생기면, 이는 오버스티어나 언더스티어 현상이 발생하게 된다. 이런 현상을 피하기 위하여 설계된 제어기에서 생성된 제동력은 각 바퀴의 ABS 에 차동적으로 압력을 가하며, 차량을 제어하게 된다.

Fig. 2 은 퍼지제어기의 개략도로써, 퍼지화 부분, 지식베이스 부분, 퍼지추론 부분, 비퍼지화 부분으로 구성된다. 퍼지화 부분은 입력변수의 값을 적절한 언어적인 값으로 변화시키며, 지식베이스 부분은 시스템 제어에 필요한 퍼지제어 규칙을 작성하는 부분으로, 숙련 운전장의 경험적 지식, 또는 제어 전문가의 지식을 활용하거나, 학습에 의해 제어규칙을 작성할 수 있다. 퍼지추론 부분은 지식베이스부분에서 작성된 입력과 출력변수 사이의 관계를 근거로 하여 입력변수에 대한 퍼지 값을 추론하는 부분이다. 비퍼지화 부분은 추론 부분에서 추론한 퍼지값을 프로세스의 입력으로 사용할 수 있도록 크리스프(crisp)한 값으로 변환한다. 비 퍼지화된 값은 출력크기 변화부분을 거쳐 바퀴의 제어입력으로 사용된다.

본 논문은 퍼지 제어기의 입력변수로 목표 Yaw rate 과 실제 차의 Yaw rate 의 차이인 오차와 그 오차의 미분값을 이용하였다.

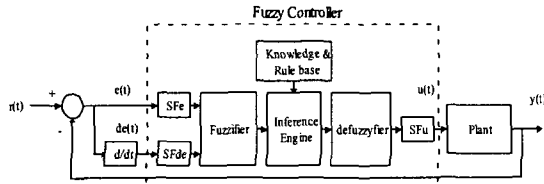


Fig. 2 Block diagram of fuzzy PID controller

입력과 출력 변수의 언어 변수로 NB(Negative big), NS(Negative small), ZE(Zero), PS(Positive small), PB(Positive big)의 집합을 고려하였으며, 소속 함수는 Fig. 3 과 같이 입력력 소속함수를 설계하였다.

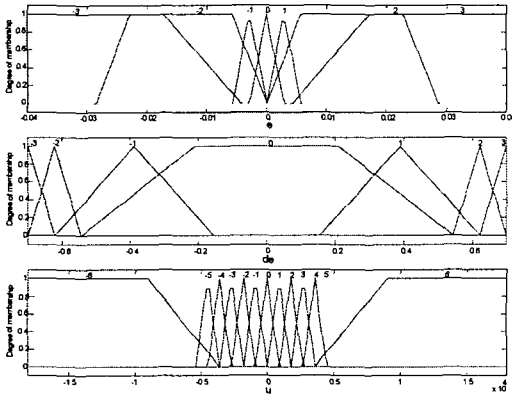


Fig. 3 Membership functions of the fuzzy logic system

퍼지 추론은 만다니의 추론방법을 이용하였으며 비퍼지화는 무게중심법을 이용하였다.

$$dU(t) = \frac{\sum_{i=1}^{49} \mu_{dU} (du_i) du_i}{\sum_{i=1}^{49} \mu_i}$$

4. 결과

STI 타이어 모델을 포함한 8 자유도 비선형 차량 모델에 대하여 설계된 제어기의 유용성을 검증하기 위하여, J-turn(스텝)입력과 Slalom 형태의 입력에 대하여 시뮬레이션 하였다.

4.1 스텝 조향 입력

Fig.4-Fig.5 은 스텝 조향입력(18°)에 대한 응답을 보여주고 있다. Fig.4 에서는 제어하지 않은 Yaw rate 과 횡가속도가 제어 시의 응답보다 상대적으로 적게 나타난다. 이는 비제어 시 차량의 미소 Yaw

rate 은 차량이 언더스티어 상태에 있다는 것을 나타내고 있다.

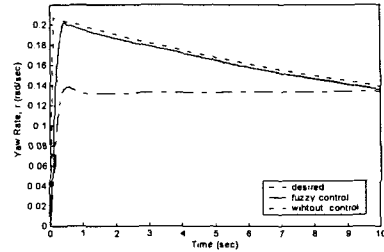


Fig. 4 Yaw rate of vehicle to a step steer input

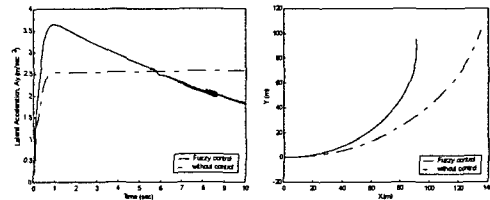


Fig. 5 The lateral acceleration and vehicle path of the vehicle to a step steer input

Fig.4 에서 비제어 시 차량의 Yaw rate 은 0.19 rad/s 이고, 제어 시에는 0.3rad/s 의 값을 가지고 있다. 제어된 Yaw rate 은 원하는 값에 약간의 정상상태 오차를 가지고 수렴하고 있음을 알 수 있다. 이러한 오차는 무시할 정도로 작게 나타나고 있는데, 이는 또한 차량운행 시 운전자가 제어 중에 있어, 운전자가 차량의 경로를 쉽게 보정할 수 있다.

Fig.5 에서와 같이 제어 시의 차량의 궤적이 비제어 시의 차량보다 좀 더 짧은 시간 동안 turn 하고 있음을 알 수 있다.

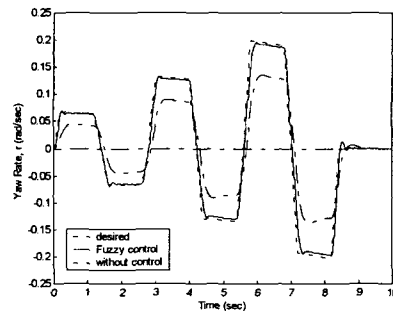


Fig. 5 Yaw rate of vehicle to a slalom type steer input

4.2 Slalom 형태의 조향 입력

Fig.6-Fig.7 은 약 6°에서 16°사이의 slalom 형태의 조향입력에 대한 차량의 시뮬레이션 응답을 보여주고 있다. Yaw rate 과 횡가속도 경우의 시뮬레이션 결과는 스텝입력에 대한 결과와 상당히 비슷한 형

태의 결과이다. 또한 Fig.6 에서 Yaw rate 오차는 약 0.005rad/s 를 초과하지 않는데, 이는 운전자가 차량 핸들을 조작하여 쉽게 원하는 경로를 추적할 수 있기 때문이다. Fig.7 에서와 같이 차량이 진행하는 궤적은 스텝입력에 대한 응답과 어느 정도 일치된 결과를 보이고 있다. 이 또한 비 제어시의 차량보다 좀 더 짧은 시간동안 턴하고 있으며, 이를 통하여 차선이탈과 같은 문제를 피할 수 있음을 알 수 있다.

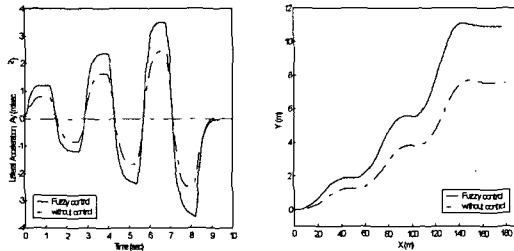


Fig. 6 The lateral acceleration and vehicle path of the vehicle to a slalom type steer input

5. 결론

본 논문은 비선형 타이어 모델을 포함한 8 자유도의 비선형 차량을 모델링하고, 차량의 차동 제동을 통한 조향제어를 위하여 퍼지 제어를 설계하여 스텝입력과 slalom 입력에 대한 시뮬레이션을 수행하여 다음과 같은 결과를 얻었다.

1. 제안된 BSS 경우, 스텝입력과 slalom 입력에 대해 만족할 만한 결과를 보여주고 있음을 알 수 있다.
2. 비선형성을 가지고 있는 타이어 모델을 포함한 비선형 차량 모델의 제어에 퍼지 알고리즘이 효과적으로 적용됨을 알 수 있다.

참고문헌

1. T. D. Gillespie, "Fundamentals of Vehicle Dynamics," SAE, Inc, 1992
2. B. C. Jang, "Active Handling System Using Both Brake and Drive Torque Modulation, dissertation," PhD thesis of University of California, Davis, 2000.
3. Zanten, A., Van T., Erhardt R., and Pfaff G., "Control of Vehicle Dynamics", Automotive Engineering, pp. 87-93, May. 1995.
4. Bakker E., Nyborg L., and Pacejka H. B., "Tire Modeling for use in Vehicle Dynamics Vehicle Dynamics Studies," SAE Paper No. 870412, pp. 1-15,

Feb. 1987.

5. Horiuchi S., and Yuhara N., "Two Degree of Freedom/ H_{∞} Controller Synthesis for Active Four Wheel Steering Vehicles," Int. J. of Vehicle System Dynamics, Vol.25, pp.275-292, 1996.
6. Nagai M., Hirano Y., and Yamanaka S., "Integrated Control of Active Rear Wheel Steering and Direct Yaw Moment Control," Int. J. of Vehicle System Dynamics, Vol.27, pp.357-370, 1997.
7. Bowman J., and Law E., "A Feasibility Study of an Automotive Slip Control Braking System," SAE Technical Paper, No. 930762, 1993.
8. Matsumoto S., Yamaguchi H., Inoue H., and Yasuno Y., "Improvement of Vehicle Dynamics Trough Braking Force Distribution Control," SAE Technical Paper, No. 920645, 1992.
9. 김금철, 탁태오, 윤중락, "차량 동력학 해석을 위한 조향장치 모델링," 한국정밀공학회지, 제 16 권, 제 12 호, pp.214-221, 1999.
10. 서권희, 박상서, 이윤기, 박래석, 윤희석, "차량의 조종 안정성 향상을 위한 전륜 범프 스티어 최적화," 한국정밀공학회지, 제 17 권, 제 2 호, pp.80 - 88, 2000.
11. T. Pilutti, G. Ulsoy, and D. Hrovat, "Vehicle Steering Intervention Through Differential Braking," Transaction of ASME, Vol.129, pp. 314-321, Sept. 1998.
12. Jang, B. C., and Karnopp, D., "Simulation of Vehicle and Power Steering Dynamics Using Tire Model Parameters Matched to Whole Vehicle Experimental Results," Int. J. of Vehicle Mechanics and Mobility, Vehicle System Dynamics, Vol.33, No.2, pp.121-133, 2000.