<응용논문> DOI https://doi.org/10.3795/KSME-A.2024.48.1.049 ISSN 1226-4873(Print)
2288-5226(Online)

휠체어용 리클라이너의 중력보상 메커니즘 최적화 설계 기법

김세영*† · 김광준* · 박철훈* · 박찬훈* · 허필원** · 구광민**
* 한국기계연구원 로봇메카트로닉스연구실, ** ㈜아이투에이시스템즈

Optimization Method for Gravity Compensation Mechanism Applied to the Recliner of Electric Wheelchairs

Seyoung Kim*†, Kwangjoon Kim*, Cheolhoon Park*,
Chanhun Park*, Pilwon Heo** and Gwangmin Gu**
* Dept. of Robotics and Mechatronics, Korea Institute of Machinery & Materials (KIMM),
** i2A Systems Co., Ltd.

(Received August 4, 2023 ; Revised November 15, 2023 ; Accepted November 15, 2023)

Key Words: Electric Wheelchair(전동휠체어), Recliner(리클라이너), Tilting(틸팅), Gas Spring(가스 스프링), Gravity Compensation(중력보상), Optimization(최적화)

초록: 본 연구에서는 휠체어용 리클라이너의 구동 힘을 최소화할 수 있도록 가스 스프링의 설치 위치를 조정하여 중력보상 메커니즘을 최적화하는 방법을 제안하였다. 리클라이너는 좌판 양측에 있는 평행사변형 링크 구조를 통해 등판과 발판이 서로 동기화되어 같은 방향과 각도로 움직이도록 구현되었으며, 해당 평행사변형 링크 내부에 힘 방향이 서로 교차되도록 설치된 가스 스프링과 리니어 구동기의 조합 힘을 통해 탑승자 정하중이 보상되도록 설계되었다. 가스 스프링의 최적 설치 위치는 리클라이닝 모션 시 수동기계 요소에 의한 중력보상을 최대화하고 동시에 능동 구동기의 평균 발생힘을 최소화시키는 목적 함수와 해당 기계요소들의 스펙과 설치조건을 각각 구속 및 경계 조건으로 갖는 비선형 최적화 알고리즘을 도입해 계산하였다. 이때, 전역 최적해를 얻기 위해 다양한 초기값을 사용하였으며, 결과적으로 가스 스프링의 수동 힘을 최대한 활용하면서 구동기가 낼 수 있는 최대 힘을 넘지 않는 조건을 만족하도록 중력보상이 이루어졌다. 해당 최적화 과정은 평행사변형 링크 구조를 포함하는 다양한 자세변환 시스템에서 활용될 수 있을 것으로 기대한다.

Abstract: In this study, gravity compensation of a wheelchair recliner was optimized to minimize the driving force of a recliner by adjusting the installation position of gas springs. The combined force of the gas spring and linear actuator compensate for the static load of occupant, where the force directions of the active and passive power sources cross each other inside the parallelogram links of the recliner. The optimal installation of the gas springs were determined via a non-linear optimization algorithm. The objective function of the algorithm involves simultaneous maximization of gravitational torque compensation by the gas springs and minimization of the average generated force of the linear actuators. The results showed that gravity compensation satisfies the condition of not exceeding the maximum force that the actuator can generate while maximizing the use of the passive force of the gas springs. The proposed optimization is expected to be used in various mechanical systems including parallelogram link structures.

1. 서 론

로봇 및 기계시스템의 자중에 의한 중력 토크는 일반적으로 동역학적 거동에 가장 큰 영향을 미치며, 전력소모의 주된 원인이 된다.[1] 이에 구동기 부하를 줄이고 에너지 효율을 높이기 위해 중력 토크를 부분 또는 완전 상쇄하기 위한 다양한 방식의 중력보상 메커니즘이 시도되었다.[1,2] 구동 관절을 중심으로 자중이 걸리는 반대편에 카운터 무게추를 더하여 무게중심을 해당 관절의 회전축 근

† Corresponding Author, seyoungkim@kimm.re.kr
© 2024 The Korean Society of Mechanical Engineers

방으로 이동시키는 방법과[3,4] 수동 기계요소인 압축 또는 인장 스프링을 하중을 지지하는 링크 내/외부에 설치하여 관절의 회전에 따라 카운터 토크를 발생시키는 방법이 대표적이다.[5~9] 후자의 경우 해당 중력보상 메커니즘을 구현함에 있어 스프링에 부가되는 장치로는 풀리-와이어,[5,9] 기어-롤러,[6] 슬라이더-크랭크[7,8] 등이 있으며, 조합되는 방식에 따라 부피/무게/효율/내구도 등에 있어 차이가 발생한다.

특히, 이러한 중력보상 메커니즘은 가감속이 크지 않고 속도가 느린, 즉 관성효과가 작은 준정적 동작(quasi-statice operation) 환경에서 제 기능을 발휘할 수 있기에 자중부하가 크고, 가반하중을 다루되 속도가 느린 로봇 또는 기계 시스템에 적합하다.[1,10,11]

본 연구에선 평행사변형 링크를 기반으로 등판과 발판이 일체형으로 구성된 휠체어용 리클라이너를 설계하고(Fig. 1(a), (b)), 수동 기계요소인 가스 스프링을 활용하여 중력보상 메커니즘을 최적화하는 방법을 제안하였다. 노약자·장애인·환자를 대상으로 하는 해당 시스템은 탑승자의 안전을 위해 휠체어가 정지된 상태에서 각속도 6 $^{\circ}/_{s}$ 또는 그 이하로 동작하며, 시스템에 비해 무거운 80 kg 이상의 탑승자도 가반하중으로 감당해야 하기에 중력보상 메커니즘을 적용하기에 적합하다. 가스 스프링은 히스테리시스(hysteresis) 관점에서 다소 취약하지만, 중력보상을 위해 추가적인 장치가 필요하지 않고, 길이 변화 시 즉각적으로 큰 힘을 낼 수 있으며, 비교적 느린 속도로 움직이면서 정하중 보상이 가능하기에 시스템의 소형/경량화 관점에서 선택하였다.[12~14]

중력보상 메커니즘의 최적화는 리클라이너 내부에 설치되는 가스 스프링의 위치를 조정하여 중력토크의 보상오차를 최소화할 수 있도록 설계되었는데 이때, 기계요소의 스펙 및 설치조건, 기구부 치수 등이 구속조건으로 부가되었다. 이는 리클라이닝 모션 제어가 가능한 범위 내에서 능동 구동토크 발생을 최소화하도록 수동 기계요소의 최적 설치 위치를 찾는 작업이다.

2. 방 법

2.1 리클라이너 구성 및 탑승자 하중 인가

리클라이너는 휠체어 좌판의 좌우 양측 하단에 있는 평행사변형 링크를 기반으로 등판과 발판 일체형으로 구성되었으며, 해당 링크 구조를 통해 등판과 발판이 커플링 되어 같은 방향으로 동일한 각도만큼 움직이도록 설계되었다. 평행사변형의 상부 링크와 하부 링크에는 가스 스프링과 리니어 구동기가 힘 방향이 서로 교차되도록 설치되어 리클라이닝 모션 시 조합 힘을 통해 탑승자를 지탱하게 되는데(Fig. 1), 탑승자의 무게는 80 kgf 기준으로, 리클라이닝 시 상반신의 무게($M_r$kgf)가 등판에 인가되며, 틸팅 시에는 발판으로 분산되는 발과 정강이 무게를 제외한 나머지 무게($M_t$kgf)가 등판에 인가되는 것으로 가정하였다(Table 1). 이 때,

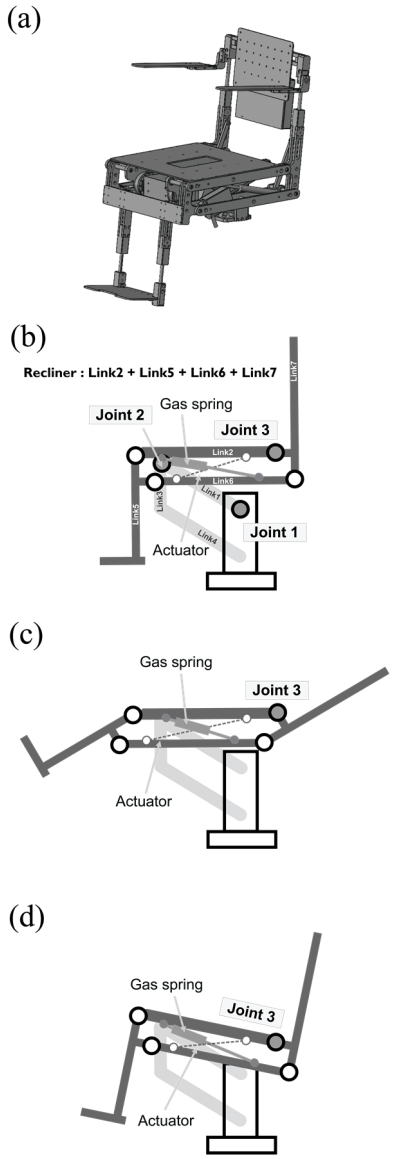

Fig. 1 (a) Conceptual 3D CAD image of a posture change unit for robotic wheelchair; (b-d) simplified modeling of its mechanical structures consisting of actuators and passive elastic components for gravity compensation, showing; (b) basic sitting position; (c) reclining position; (d) tilting position; (b) the parallelogram structure, which consists of link 2, link 5, link 6, and link 7, represents a recliner (thick black)

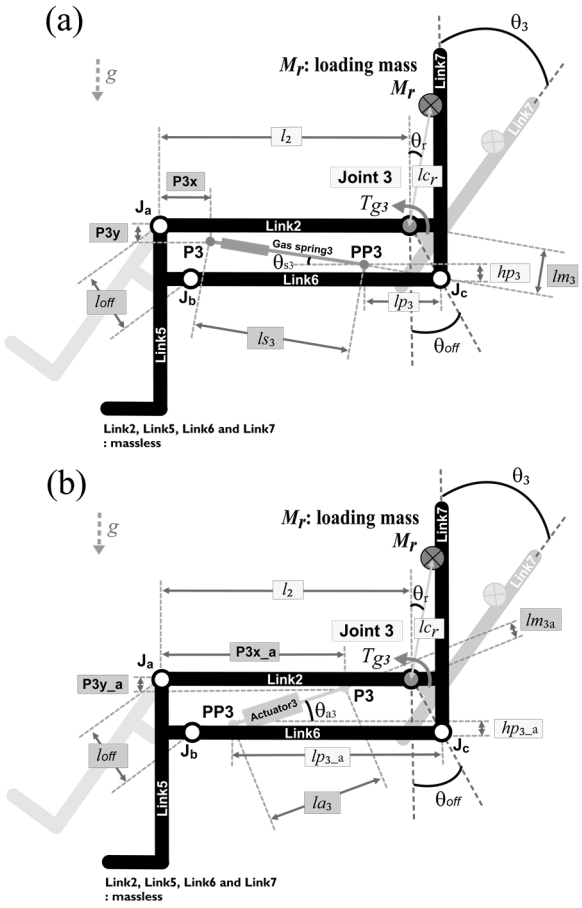

Fig. 2 Schematic drawings of a reclining position (thick gray) from the basic sitting position (thick black): (a) gas spring; (b) linear actuator installations on the mounting locations (P3 and PP3) of a pallelerogram structure at joint 3, where the directions of forces produced by gas spring and linear actuator are crossed each other inside the pallelogram; (a, b) The model parameters such as mass (M_r), length (l_2, lc_r) are depicted with segment angle (θ_3) and gravitational torque (T_{g3}), where the subscript '3' indicates the joint 3. All links are assumed to be massless for simplicity

인체 각 분절의 질량은 인체 계측치를 참조하여 산정하였으며,[15,16] 리클라이닝 및 틸팅 각도에 따라 아래와 같이 자중에 의한 중력 토크가 제 3축에 부가되었다(식 (1)) (Fig. 2, 3).

$$T_{g3} = -M_r g l c_b \sin(\theta_3 + \theta_b) \ \text{@reclining}$$
$$T_{g3} = -M_t g l_{tt} \sin(\theta_2) \ \text{@tilting} \quad (1)$$

2.2 가스 스프링을 통한 중력보상

리클라이닝 시 탑승자에 의해 등판에 인가되는 하중(M_r)을 수동 기계요소를 통해 상당부분 보상하고자 가스 스프링을 활용하였다(Fig. 2(a)). 이를 위해 제3축의 자유 물체도(FBD)를 기반으로 이론

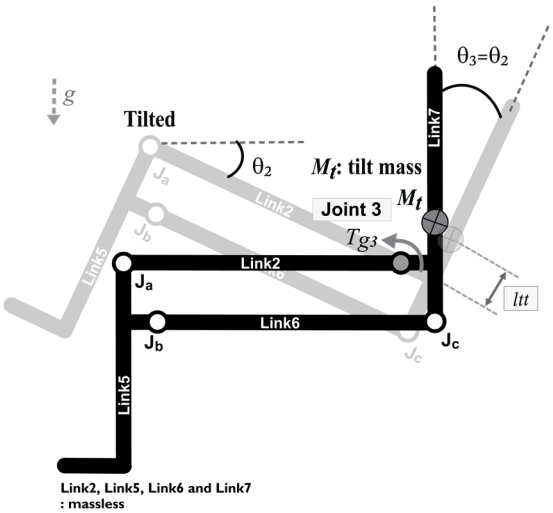

Fig. 3 Schematic drawing of a tilting position (thick gray) from the basic sitting position (thick black): Joint angle deviations (θ_2, θ_3) calculated from link 2 and link 7 are identical, where the relative angle between the two links remains unchanged as the tilting angle (θ_2) increases

상 중력(자중) 토크(T_{g3})를 완벽하게 보상하기 위해 필요한 중력보상 토크(T_{req3}), 가스 스프링을 통해 수동적으로 보상되는 가스 스프링 토크(T_{s3}), 가스 스프링만으로는 중력 토크(T_{g3})를 제대로 보상할 수 없어 추가적으로 능동 구동기, 즉 모터가 발생시켜야 하는 모터 토크(T_{mot3})를 각각 아래와 같이 계산하였다(식 (2)) (Table 1, 2).

$$T_{req3} = -T_{g3} = M_r g l c_r \sin(\theta_3 + \theta_r)$$
$$T_{s3} = Fs_3 \cdot lm_3 \quad (2)$$
$$T_{mot3} = T_{req3} - T_{s3}$$

등판을 뒤로 기울이는 리클라이닝 모션 시, 중력보상을 위한 가스 스프링은 탑승자를 기본 착석 상태로 되돌리는 방향의 힘을 발생시키도록 설치되었다(Fig. 2(a)). 특히, 하중이 가해지지 않는 무부하 스트로크(ls_{3_full}) 상태에서 등판이 좌판을 향해 20° 접히도록 설치되었는데($\theta_3 = -20$), 그렇기에 등판이 좌판과 수직을 이루는 기본 착석($\theta_3 = 0$) 상태에서도 가스 스프링의 전하중(pre-loading)을 통해 탑승자의 정하중 및 틸팅 토크에 대항 가능하였다.

틸팅은 등판과 좌판의 각도가 90°로 일정한 기본 착석 상태에서 수평면 기준 좌판 각도만 변하는 것이므로(Fig. 3), 틸팅 모션 전 구간에서 리클라이너 내부에 설치된 가스 스프링에 의한 중력보상 토크의 크기는 항상 일정하고, 세팅된 가스 스

프링의 전하중(pre-loading)에 종속되었다.

2.3 최적화(optimization)

휠체어 리클라이너 모션(joint 3: $-20° \le \theta_3 \le 70$) 전 구간에 걸친 평균 중력토크보상오차(TCE_{avg} : average of torque compensation error)를 최소화할 수 있도록 최적화 과정을 통해 가스 스프링의 설치 위치(P3x, P3y)를 선정하였다(식 (3)) (Table 1).

$$TCE_{avg} = \frac{1}{N}\sum_{1}^{N}\{|T_{req3} - T_{s3}|\} \quad (3)$$

여기서 N은 θ_3 모션 전 구간에 걸친 데이터 포인트 개수를 나타낸다.

해당 최적화는 구속 조건이 있는 비선형 최적화 알고리즘인 순차적 2차 계획법(SQP: sequential quadratic programming)을 통해 수행하였다(fmincon, MATLAB®).[17] 목적 함수(objective function)는 평균 중력토크보상오차를 최소화하는 함수식으로, 구속 조건(constraints)은 가스 스프링의 최대 스트로크 범위($\Delta ls_3 \le 150\ mm$)와 리니어 구동기의 최대 발생 힘($abs(Fa_3) \le 750\ N$)으로 세팅 되었고, 기구학적 파라미터는 리클라이너의 모델링 및 물성을 기반으로 입력되었다(식 (3)) (Table 1).

최적화 과정에서, 가스 스프링의 초기 설치 위치(P3: P3x, P3y)가 주어지면, 맞은 편 설치 위치(PP3: lp_3)는 가스 스프링의 무부하 최대 스트로크(ls_{3_full}) 상태를 기준으로 등판이 좌판을 향해 20° 접히는 위치($\theta_3 = -20$)에 놓이도록 자동적으로 결정되었으며, 리클라이닝 모션 수행 시 가스 스프링에 의해 수동적으로 발생되는 힘(Fs_3)과 토크(Ts_3)의 량은 기구학적 분석(kinematic analysis)을 통해 이론값이 계산되었다(Table 2). 이때, 해당 물리량 계산은 리클라이너의 설계치와 상용 가스 스프링 제품(KG22 series, SHOBATEC)의 스펙에 기반하였다.

이론상 중력 토크를 완벽하게 보상하기 위해 필요한 중력보상 토크(T_{req3})는 시스템 파라미터와 리클라이닝 모션(θ_3)값을 기반으로 계산되었으며(식 (2)), 앞서 도출된 가스 스프링 토크(Ts_3)와 함께 평균 중력토크보상오차 계산에 활용되었다(식 (3)) (Table 1).

평균 중력토크보상오차를 최소화하는 최적해를 찾는 과정에서 가스 스프링의 최대 스트로크 한계 범위와 리니어 구동기의 최대 발생 힘을 구속 조건으로 세팅하였는데, 후자의 경우 리클라이닝 뿐만 아니라 틸팅 전구간에 걸쳐 요구되는 최대 중력(자중) 토크값($\max(T_{req3_tilt})$)이 구동기의 한계 성능치를 만족하는지 동시에 체크하였다. 리니어 구동기의 설치위치, 스펙 및 토크값 계산식은 표에 기재하였다(Fig. 2(b)) (Table 1, 2).

전역 최적해를 얻기 위해, 물리적으로 가능한 범위 내에 있는 다양한 초기값이 최적화 과정의

Table 1 System parameters and optimization setup

Parameter values used in optimization (refer to Fig. 2 and Fig. 3)			
Human subject mass		M	$80\ kg$
Loading mass		M_r	$52\ kg$
Tilt mass		M_t	$72\ kg$
Joint 3 angle offset		θ_{off}	30°
Joint 3 angle motion (range of motion)		θ_3	$-20° \sim 70°$
Link 2 length		l_2	$0.42\ m$
Length between joint 3 and loading mass (M_r)		lc_r	$0.30\ m$
Loading mass (M_r) angle offset from vertical axis		θ_r	5 °
Length between joint 3 and joint J_c		l_{off}	$0.10\ m$
Length of perpendicular from gas spring 3 mounting position (PP3) to link 6		hp_3	$0\ mm$ (fixed)
Actuator 3 mounting position (P3) in horizontal axis		$P3x_a$	$375\ mm$
Actuator 3 mounting position (P3) in vertical axis		$P3y_a$	$0\ mm$
Length between Joint J_c and actuator 3 mounting position (PP3) in link 6 direction		lp_{3_a}	$375\ mm$
Length of perpendicular from actuator 3 mounting position (PP3) to link 6		hp_{3_a}	$0\ mm$
Length of perpendicular from tilt mass (M_t) to joint 3 in link 7 direction		ltt	$200\ mm$
Optimization (refer to Fig. 2)			
Optimization parameters of gas spring mounting position with lower / upper bounds	Joint 3	P3x	$50\ mm \sim 100\ mm$
		P3y	$0\ mm \sim 50\ mm$
Objective function		F_{obj}	$min\{TCE_{avg}\}$
Gas spring stroke constraints	Joint 3	$\Delta ls_3 \le 150\ mm$	
Actuator max. force constraints	Joint 3	$abs(Fa_3) \le 750\ N$	

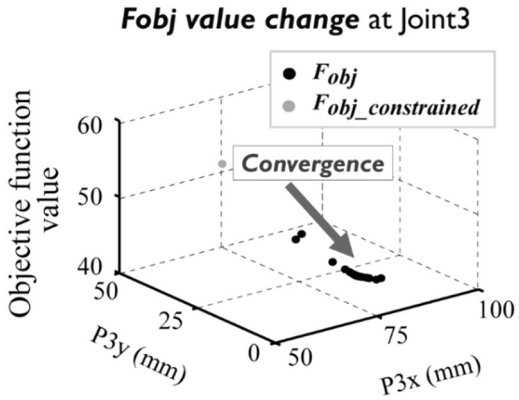

Fig. 4 Convergence of the objective function (F_{obj}) with a set of initial conditions (P3x = 100, P3y = 50) during the optimization, where gray circles are invalid values not satisfying SQP constraints

입력 값으로 사용되었으며, 특정 값으로 수렴하는 경향을 관찰하였다(Fig. 4).

3. 결 과

3.1 중력보상 토크

제3축의 완전 자중보상에 필요한 중력보상 토크(T_{req3})는 등판에 가해지는 상반신 질량(M_r) 오프셋 각도($\theta_r = 5$)의 음의값을 기준으로 부호가 바뀌며 리클라이닝 모션이 증가할수록 거의 선형적으로 증가하는 경향을 보였다(Fig. 5(a)). 해당 축에 인가되는 정하중은 탑승자 무게 80 kgf의 65%에 해당하는 52 kgf를 기준으로 계산되었으며, 이를 상쇄하기 위한 중력보상 토크(T_{req3})는 실질적으로 리클라이닝 모션이 동작하는 구간($0 \le \theta_3 \le 70$)에서 13 Nm에서 148 Nm까지 증가했다. 특히, 리클라이닝 모션이 60°보다 큰 구간에서는 그 값이 138 Nm 이상 되어 해당 구간에선 주어진 구동기만으로는 완전 자중보상을 위한 토크를 발생시킬 수 없었다.

3.2 평균 중력토크보상오차

최적화를 통해 계산된 제3축(joint 3 in Fig. 2) 가스 스프링의 최적 설치 위치(P3x, P3y)는 해당 축(J_a)으로부터 link 2를 따라 수평방향 75 mm, 수직방향 6.6 mm 떨어진 지점이었으며, 이 때, 리클라이닝 모션 범위($-20° \le \theta_3 \le 70°$) 전 구간에서 가스 스프링 토크($T_{s3}$)에 의한 평균 중력토크보상오차는 44 Nm였다. 결과적으로, 가스 스프링의 불완전한 중력보상으로 인해 추가적으로 발생시켜야 하는 모터 토크(T_{mot3})는 44 Nm의 평균값을 갖고,

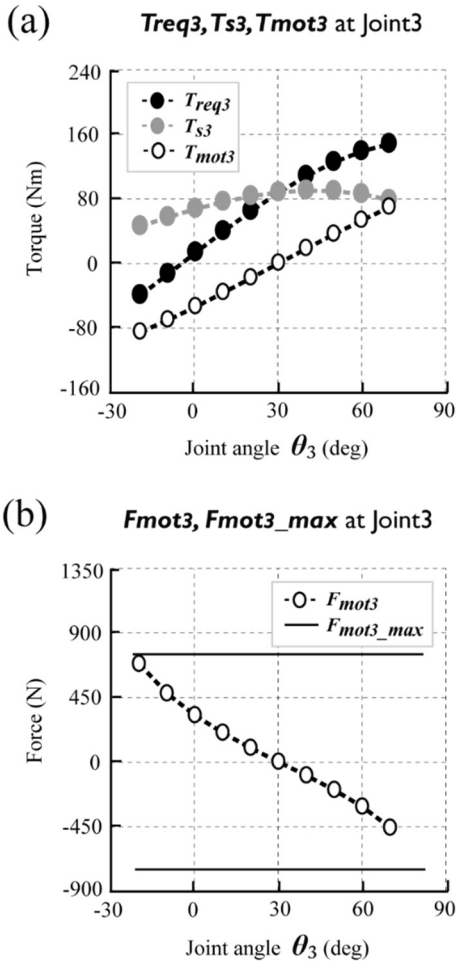

Fig. 5 (a) Theoretial torques (T_{req3}) for compensating the gravity, torques (T_{s3}) produced by the gas springs, and torques (T_{mot3}) needed to fully compensate the rest of the gravitational torque, which is the difference between T_{req3} and T_{s3} in joint 3; (b) actuator forces (F_{mot3}) for generating the corresponding torques (T_{mot3}) in (a) and max. force limit of the linear actuator

- 85 Nm에서 70 Nm 사이였으며, 중력보상 토크(T_{req3})와 가스 스프링 토크(T_{s3})가 교차되는 리클라이닝 각도($\theta_3 \approx 30°$) 부근을 기점으로 부호가 교차되었다(Fig. 5(a)).

3.3 구속조건

최적 설치 위치를 기준으로 리클라이닝 시 가스 스프링의 최대 스트로크는 135 mm로 최대 허용치인 150 mm 이내를 만족했으며, 리니어 구동기의 최대 소요힘 또한 리클라이닝 시와 틸팅 시 각각 685 N, 699 N으로 최대 허용치인 750 N 이내를 만족했다(Fig. 5(b)). 이와 같이 비선형 최적화 알고리즘을 통해 계산된 최적해(P3x, P3y), 즉 가스 스프

Table 2 Gas spring specification used in optimization, and formulas required to calculate the joint torques by gas spring

Gas spring specification and installation condition		
Gas spring 3		
Max. extension angle of joint 3	θ_{3_max}	70°
Max. length at resting position	ls_{3_full}	393 mm
Spring constant	Ks_3	1.33 N/mm
Nominal initial force	Fs_{3_min}	400 N
Stroke (max. amount of distance)	Δls_3	150 mm
Number of gas spring installations	n_{s3}	2 (left: 1, right: 1)

Formulas required to calculate the torque ($\boldsymbol{T_{s3}}$) produced by gas spring 3 (refer to Fig. 2(a))	
Gas spring 3 mounting position (P3) in hor. axis	$P3x$: calculated from optimization
Gas spring 3 mounting position (P3) in ver. axis	$P3y$: calculated from optimization
Gas spring 3 length	$ls_3 = \sqrt{((l_{off} \cdot \sin(\theta_{off} - \theta_3) + l_2 - lp_3) - P3x)^2 + (-l_{off} \cdot \cos(\theta_{off} - \theta_3) + hp_3 + P3y)^2}$
Gas spring 3 angle	$\theta_{s3} = abs\{\tan^{-1}\frac{-l_{off} \cdot \cos(\theta_{off} - \theta_3) + hp_3 + P3y}{(l_{off} \cdot \sin(\theta_{off} - \theta_3) + l_2 - lp_3) - P3x}\}$
Gas spring 3 moment arm	$lm_3 = \text{abs}\{-l_{off} \cdot \cos(\theta_{off} - \theta_3) + hp_3 + P3y\} \cdot \cos\theta_{s3}$
(Total) force produced by gas spring 3	$Fs_3 = \{-(ls_3 - ls_{3_full}) \cdot Ks_3 + Fs_{3_min}\} \times n_{s3}$
(Total) torque produced by gas spring 3	$T_{s3} = Fs_3 \cdot lm_3$

Table 3 Actuator specification and formulas required to calculate the joint torques by linear motor

Actuator specification and installation condition		
Max. force produced by actuator 3	Fa_{3_max}	$\pm$ 750 N
Stroke (max. amount of distance)	Δla_3	150 mm
Number of actuator installations (in parallel at joint 3)	n_{a3}	2 (left: 1, right: 1)

Formulas required to calculate the force ($\boldsymbol{Fa_3}$) and torque ($\boldsymbol{T_{mot3}}$) produced by actutator 3 (refer to Fig. 2(b))	
Torque required to fully compensate the gravity torque in joint 3	$T_{req3} = -T_{g3} = M_r g lc_r \sin(\theta_3 + \theta_r)$
Actuator torque to fully compensate the gravity torque under the condition of using the gas springs in joint 3	$T_{mot3} = T_{req3} - T_{s3}$
Actuator 3 length	$la_3 = \sqrt{((l_{off} \cdot \sin(\theta_{off} - \theta_3) + l_2 - lp_{3_a}) - P3x_a)^2 + (-l_{off} \cdot \cos(\theta_{off} - \theta_3) + hp_{3_a} + P3y_a)^2}$
Actuator 3 angle	$\theta_{a3} = abs\{\tan^{-1}\frac{-l_{off} \cdot \cos(\theta_{off} - \theta_3) + hp_{3_a} + P3y_a}{(l_{off} \cdot \sin(\theta_{off} - \theta_3) + l_2 - lp_{3_a}) - P3x_a}\}$
Actuator 3 moment arm	$lm_{a3} = \text{abs}\{-l_{off} \cdot \cos(\theta_{off} - \theta_3) + hp_{3_a} + P3y_a\} \cdot \cos\theta_{a3}$
(Total) Actuator 3 force needed to fully compensate the gravity	$Fa_3 = -(\frac{T_{mot3}}{lm_{a3}})$
(Total) Max. torque that actuator 3 can generate	$T_{mot3_max} = (Fa_{3_max} \times n_{a3}) \cdot lm_{a3}$
Torque required to fully compensate the tilting torque in joint 3	$T_{req3_tilt} = M_t g \sin(\theta_3 \; or \; \theta_2) \cdot ltt$

링의 설치 위치는 주어진 제약 조건을 고려하여 도출되었음을 확인할 수 있는데, 이는 목적 함수 값이 구속 조건을 만족하지 않을 경우 수렴도(convergence plot)에서 제외되는 것을 통해서도 관찰할 수 있다(Fig. 4).

4. 고 찰

4.1 가스 스프링을 통한 중력보상

본 연구에선 등판을 뒤로 기울이는 리클라이닝 모션 시, 탑승자를 기본 착석 상태로 되돌리는 방향의 수동 힘을 발생시켜 자중을 일정 부분 보상할 수 있도록 리클라이너 내부에 수동 기계요소를 설치하였다. 수동 기계요소로는 중력보상 메커니즘 구현을 위해 추가적인 장치가 필요하지 않고, 길이 변화 시 즉각적으로 큰 힘을 낼 수 있으며, 비교적 느린 속도로 움직여 준정적 동작(quasi-static operation) 환경에서의 정하중 보상에 적합한 가스 스프링을 선정하였다.

가스 스프링은 하중-변위 관계에서 히스테리시스(hysteresis) 현상이 다소 관찰되기에 정확한 중력보상을 요구하는 시스템에는 활용되지 않지만, 휠체어 리클라이너의 경우 다양한 몸무게와 체형을 같는 탑승자가 탑승할 수 있고, 탑승 후에도 조작 등을 위해 다양한 움직임을 행할 수 있기에 완벽한 중력보상을 구현하는 것보다는 시스템의 소형/경량화에 가중치를 부여했다.

4.2 리니어 구동기를 통한 모션 제어

특정 탑승 조건을 가정하더라도, 가스 스프링만으로는 완전 자중보상이 불가능하기에 중력 토크 대비 넘치거나 모자란 토크를 능동 구동기를 통해 조절해가며 리클라이너의 모션을 제어해야 한다. 이에 리클라이닝 모션 전 구간에서 구동기가 더하거나 덜어내야 하는 모터 토크의 총량을 최소화할 수 있도록 최적화 목적함수를 선정했으며, 동시에 해당 구동기의 발생 힘이 허용치를 넘지 않도록 구속조건을 부여했다.

능동 구동기로는 선형 변위를 갖는 가스 스프링에 병렬 위치시킬 수 있는 리니어 구동기를 선정하였으며, 리클라이너 내부에 가스 스프링과 힘 방향이 교차되도록 설치하여, 조합 힘을 통해 탑승자의 정하중을 보상하고, 모션을 제어할 수 있도록 하였다. 이 때, 해당 리니어 구동기는 정지 또는 비상정지 시 내부 웜기어에 의해 자동적으로 셀프락킹(self-locking)되어 추가적인 모션을 제한했다.

4.3 한계점

본 연구에선 탑승자 하중이 가해지는 등판의 위치를 고정하고, 탑승자 질량 80 kg을 기준으로 고정된 자중에 대해 평균 중력토크보상오차(TCE_{avg})를 최소화하도록 최적화를 수행했다. 하지만, 휠체어 리클라이너에는 다양한 몸무게와 체형을 갖는 탑승자가 탑승할 수 있고, 무게 중심도 실시간으로 변할 수 있다. 이에 다양한 탑승자 및 동작 조건을 고려하여 새로운 형태의 최적화 프로세스를 설계할 수 있다.

후 기

본 연구는 한국기계연구원 기본사업(NK244F)의 지원을 받아 수행된 결과입니다.

참고문헌
(References)

(1) Arakelian, V., 2016, “Gravity Compensation in Robotics,” *Advanced Robotics*, Vol. 30, No. 2, pp. 79~96.

(2) Rahman, T., Ramanathan, R., Seliktar, R. and Harwin, W., 1995, “A Simple Technique to Passively Gravity-Balance Articulated Mechanisms,” *Journal of Mechanical Design*, Vol. 117, No. 4, pp. 655~658.

(3) White, G. C. and Xu, Y. S., 1994, “An Active Vertical-Direction Gravity Compensation System,” *IEEE Transactions on Instrumentation and Measurement*, Vol. 43, No. 6, pp. 786~792.

(4) Whitney, J. P. and Hodgins, J. K., 2014, “A Passively Safe and Gravity-Counterbalanced Anthropomorphic Robot Arm,” *IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA)*, Hong Kong, China, pp. 6168~6173.

(5) Lee, W. B., Kim, D. W. and Song, J. B., 2022, “Novel 3-DOF Counterbalance Mechanism Based on Spring Balancer for Mobile Robot Arms,” *Mechatronics*, Vol. 82, Article 102734.

(6) Song, S. W. and Song, J. B., 2016, “Development of a 5 DOF Manipulator for Weight Handling Based on Counterbalance Mechanism,” *Journal of Korea Robotics Society*, Vol. 11, No. 4, pp. 242~247.

(7) Arakelian, V. and Zhang, Y., 2019, “An Improved Design of Gravity Compensators Based on the Inverted Slider-Crank Mechanism,” *Journal of Mechanisms and Robotics*, Vol. 11, No. 3, Article 034501.

(8) Ahn, K. H. and Song, J. B., 2017, “6 DOF Industrial Robot Based on Multi-DOF Counterbalance Mechanism,” *Journal of Korea Robotics Society*, Vol.

12, No. 1, pp. 11~18.
(9) Arezoo, K., Arezoo, J. and Fard, B. M., 2022, “A Symmetric Cable-Pulley Based Mechanism for Gravity Compensation of Robotic Manipulators: Static and Dynamic Analysis,” *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, Vol. 236, No. 12, pp. 6822~6834.
(10) Dam, T., Lambert, P. and Herder, J. L., 2011, “Static Balancing of Translational Parallel Mechanisms,” *ASME 2011 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference*, Washington DC, USA, pp. 883~889.
(11) Peng, Y. and Bu, W., 2022, “Design of Gravity-Balanced Exoskeletons with Linkage-Belt Hybrid Transmissions,” *Mechanism and Machine Theory*, Vol. 170, Article 104660.
(12) Lee, C. T., 2015, “A Study on the Reaction Force Characteristics of the Gas Spring for the Automotive,” *Journal of Drive and Control*, Vol. 12, No. 4, pp. 35~40.
(13) Hull, J., Turner, R., Simon, A. A. and Asbeck, A. T., 2020, “A Novel Method and Exoskeletons for Whole-Arm Gravity Compensation,” *IEEE Access*, Vol. 8, pp. 143144~143159.
(14) Kim, S. Y., Park, C. H., Park, C. H., Heo, P. W. and Gu, G. M., 2022, “Optimization Method for the Gravity Compensation Mechanism Applied to the Posture Change Unit of Electric Wheelchairs,” *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. A*, Vol. 46, No. 12, pp. 1107~1113.
(15) Yeadon, M. R. and Morlock, M., 1989, “The Appropriate Use of Regression Equations for the Estimation of Segmental Inertia Parameters,” *Journal of Biomechanics*, Vol. 22, No. 6-7, pp. 683~689.
(16) Kim, S., Horak, F. B., Carlson-Kuhta, P. and Park, S. K., 2009, “Postural Feedback Scaling Deficits in Parkinson’s Disease,” *Journal of Neurophysiology*, Vol. 102, No. 5, pp. 2910~2920.
(17) Kim, S. Y. and Park, S. K, 2011, “Leg Stiffness Increases with Speed to Modulate Gait Frequency and Propulsion Energy,” *Journal of Biomechanics*, Vol. 44, No. 7, pp. 1253~1258.