<응용논문> **DOI https://doi.org/10.3795/KSME-A.2022.46.12.1107** ISSN 1226-4873(Print)
2288-5226(Online)

휠체어용 자세변환 장치의 중력보상 메커니즘 최적화 설계 기법

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

Optimization Method for the Gravity Compensation Mechanism Applied to the Posture Change Unit of Electric Wheelchairs

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

(Received September 6, 2022 ; Revised October 6, 2022 ; Accepted October 15, 2022)

Key Words: Gravity Compensation(중력보상), Optimization(최적화), Posture Change Unit(자세변환장치), Electric Wheelchair(전동휠체어), Gas Spring(가스 스프링)

초록: 본 연구에서는 가스 스프링을 활용하여 전동 휠체어용 자세변환장치의 중력보상 메커니즘을 최적화하는 방법을 제안하였다. 자세변환장치는 하단부에 평행사변형 링크 구조를 포함하도록 설계하였기에 상단부에서 전달되는 리액션 토크를 구조적으로 흡수할 수 있으며, 이로 인해 상부와 하부 각각 작용/반작용에 의한 토크 커플링 없이 독립적인 회전이 가능하고, 각도불변 기준면이 확보되어 개별적인 중력보상이 가능하다. 중력토크를 보상하기 위해 카운터밸런스 토크를 발생시키기 위한 힘 자원으로 추가 부품없이 단독 활용 가능한 가스 스프링을 선정하였으며, 중력토크보상률을 최대화하는 가스 스프링의 설치 위치를 최적화 과정을 통해 계산하였다. 구속 조건 및 경계 조건은 상용 제품의 스펙과 설치 조건, 기구부 치수 등을 토대로 세팅되었으며, 전역 최적해를 얻기 위해 다양한 초기값이 사용되었다. 주어진 설계 조건을 고려할 때 합리적인 중력보상이 이루어졌으며, 가스 스프링을 활용하는 해당 최적화 과정은 평행사변형 링크 구조를 포함하는 다양한 시스템에 적용될 수 있다.

Abstract: In this study, optimizing the mounting location of gas springs was proposed for an electric wheelchair with posture change unit to reduce the actuator torques. A simple parallelogram structure as lower part of the posture change unit structurally absorbs reaction torque from the upper part such that both parts of the seating unit can independently rotate without coupling each other. The optimization was therefore separately executed in each joint to compensate gravitational torque as much as possible by determining the optimal mounting position of gas springs. The gas spring specification and installation conditions were adopted from commercial products, and certain features of the specification were used as optimization constraints and boundaries. The results showed that the torques produced by the gas springs were largely balanced with the gravitational torques, indicating that the proposed optimization method could be used for parallelogram linkage system to efficiently work with less actuator torques.

1. 서 론

로봇 및 기계 시스템의 구동 에너지를 최소화하기 위해 일반적으로 동역학적 거동에 가장 큰 영향을 미치는 중력토크를 부분 또는 전체 상쇄하기 위한 다양한 방식의 중력보상 메커니즘이 시도되었다.[1,2] 대표적으로 카운터 무게추를 더해 링크의 무게중심을 관절의 회전축 근방으로 이동시키는 방법과[3,4] 스프링의 탄성력을 이용하여 관절의 회전에 따라 카운터 토크를 발생시키는 방법이 있다.[5~8] 스프링을 활용하는 방식에는 풀리-와이

† Corresponding Author, seyoungkim@kimm.re.kr
ⓒ 2022 The Korean Society of Mechanical Engineers

어 기반 방식,[5] 기어-롤러 기반 방식,[6] 슬라이더-크랭크 기반 방식[7,8] 등이 있으며, 중력보상효율, 내구성, 필요공간, 부가질량 등에 있어 각기 장단점이 있다.

다자유도 관절 시스템의 경우 관절간 상대운동으로 인한 작용/반작용 효과를 구조적으로 흡수하고, 개별축마다 고정 기준면을 확보하기 위해 평행사변형 링크 구조를 활용하여 중력보상 메커니즘을 구현하는 경우가 많다.[9,10] 4절 링크 기반의 평행사변형 구조는 상·하단부 분절에서 발생하는 리액션 토크를 시스템의 베이스로 전달하고, 중력보상장치의 기준면을 항상 일정하게 유지시킬 수 있기에 다양한 중력보상장치에 활용 가능하다.

특히, 이러한 중력보상장치는 관성효과가 크지 않은 준정적 동작(quasi-static operation) 환경에서 제 기능을 발휘할 수 있기에 자중이 크고, 가반하중을 다루는 비교적 느린 시스템에서 효과적일 수 있다.[2,11,12]

본 연구에선 평행사변형 구조가 적용된 휠체어용 자세변환장치를 설계하고(Fig. 1(a)), 수동 기계요소를 통해 중력보상 메커니즘을 최적화하는 방법을 제안하였다(Fig. 1(b)). 상승, 하강, 앞기울임, 틸팅 기능을 수행하는 해당 지체장애인용 자세변환장치는 안전을 위해 휠체어가 정지한 상태에서 각속도 6°/s 또는 그 이하로 저속 동작하고, 60 kg 이상의 환자도 감당할 수 있어야 하기에 중력보상 메커니즘을 적용하기에 적합한 시스템이다. 카운터밸런스를 위한 수동 기계요소로는 기계 스프링에 비해 히스테리시스(hysteresis) 측면에서 다소 취약하지만, 중력보상을 위해 추가적인 장치가 필요하지 않고, 길이 변화 시 즉각적으로 큰 힘을 낼 수 있으며, 동적 힘의 변화가 작은 가스 스프링을 선정하였다.[13,14]

최적화 프로세스는, 가스 스프링이 주어졌을 때, 중력보상률을 최대화할 수 있는 가스 스프링의 설치 위치를 도출하도록 설계되었으며, 이때 구속조건 및 경계 조건은 상용 제품의 스펙과 설치 조건, 기구부 치수 등을 토대로 세팅되었다. 이는 풀리, 기어 등의 기계요소와 하중-변위 관계가 비교적 정확한 스프링 등의 탄성체를 동시에 활용하여 이론적으로 완벽한 중력보상 메커니즘을 구현 또는 장치를 개발하는 것이 아닌, 선형 또는 비선형 하중-변위 관계를 갖는 특정한 수동 기계요소 단품이 주어졌을 때 평행사변형 구조를 갖는 시스템의 중력보상률을 최대화할 수 있도록 최적의 설치 위치를 찾는 프로세스이다.

2. 방 법

2.1 중력보상을 위한 평행사변형 링크 구조

2자유도 이상의 다관절 시스템에 중력보상 메커니즘을 적용하기 위해선 개별 축에 작용하는 중력토크를 해당 축의 관절 모션에 고립시켜야 하며, 중력보상토크를 발생시키기 위해 해당 축의 관절 모션에 상관없이 상시 고정된, 각도불변 기준면을 확보해야 한다.[8]

평행 4절 링크는 구조적 특성상 위의 고정 기준면이 자체적으로 확보되며, 중력토크 또한 해당 축의 모션에만 종속되어, 중력보상 메커니즘 구현에 주로 활용된다. 일반적인 2-링크로 구성된 역진자와 평행사변형 구조가 채용된 2자유도 역진자 시스템의 static force analysis를 비교하면, 평행사변형 구조로 인해 중력토크가 해당 축에만 고립되는 현상을 관찰할 수 있다(Fig. 2)(식 (1), (2)).

일반적인 2-링크(Fig. 2(a)) 하단부에 인가되는 중력토크(T_{g1})는 상단부와의 작용/반작용 효과로 인

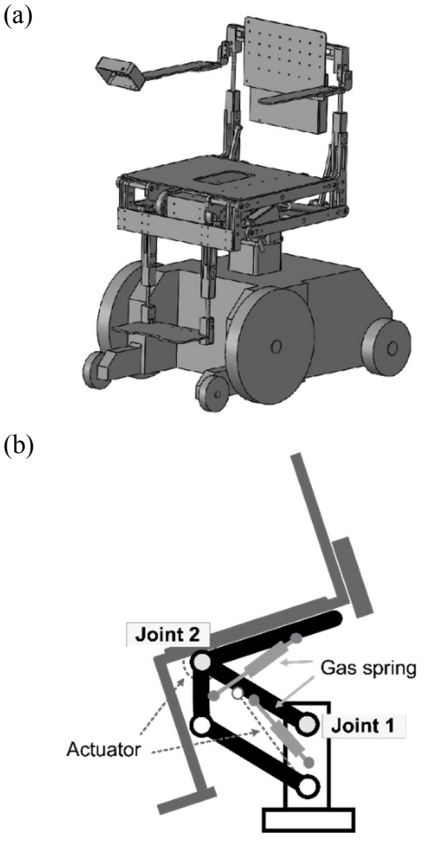

Fig. 1 (a) Conceptual 3D CAD image of an electric wheelchair with posture change unit; (b) simplified modeling of its mechanical structures consisting of actuators and passive elastic components for gravity compensation

해 상단부에 인가되는 중력토크(T_{g2})를 수식 내부에 그대로 포함한다(식 (1)).

$$\begin{aligned} T_{g1} &= (m_1 g l c_1 + m_2 g l_1)\cos\theta_1 - m_2 g l c_2 \cos\theta_2 \\ &= (m_1 g l c_1 + m_2 g l_1)\cos\theta_1 + T_{g2} \\ T_{g2} &= -m_2 g l c_2 \cos\theta_2 \end{aligned} \quad (1)$$

반면, link 3과 4가 추가되어 base와 함께 평행사변형(Fig. 2(b)) 구조를 이루는 하단부의 경우, 하단부에 인가되는 중력토크(T_{g1})는 상단부 모션(θ_2)에 영향을 받지 않는다(식 (2)).

$$\begin{aligned} T_{g1} &= (m_1 g l c_1 + m_2 g l_1)\cos\theta_1 \\ T_{g2} &= -m_2 g l c_2 \cos\theta_2 \end{aligned} \quad (2)$$

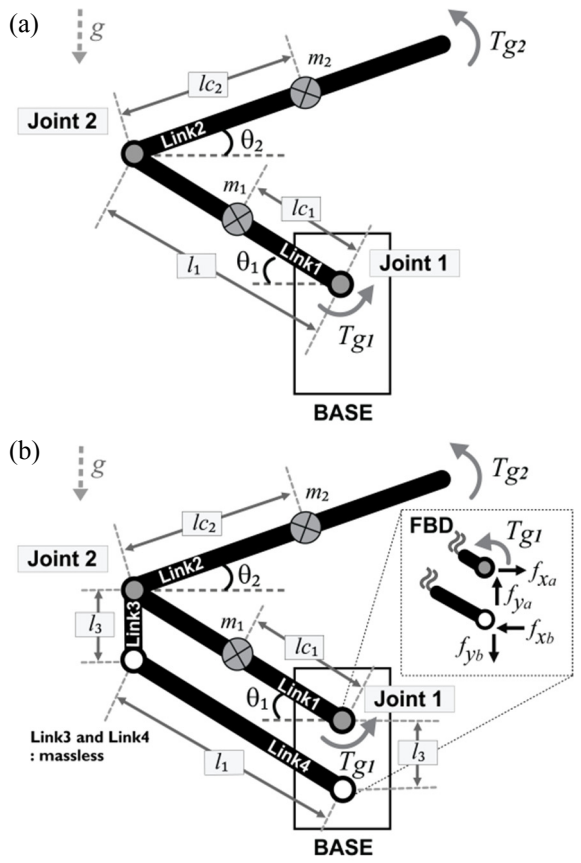

Fig. 2 (a) Two-link inverted pendulum model; (b) two degrees of freedom inverted pendulum model having lower and upper parts, where the lower part is a simple parallelogram structure. (a), (b) The model parameters such as mass (m_1, m_2), length (l_1, l_2, lc_1, lc_2) are depicted with segment angle (θ_1, θ_2) and gravitational torque (T_{g1}, T_{g2}), where the subscript '1', '2' indicate the link 1 and link 2, respectively. Center of masses (m_1, m_2) are located on the link 1 and link 2, respectively, since the link 3 and link 4 are assumed to be massless

이 경우(Fig. 2(b)), 상단부와 하단부 간의 리액션 토크(T_{g2})는 평행사변형 구조를 통해 흡수되어, base 링크에서 반력 형태로 나타난다(식 (3)). 다시 말해, base 링크의 반력(f_{xa}, f_{ya}, f_{xb}, f_{yb})으로 인해 1축 관절(joint 1)에 인가되는 모멘트를 계산하면($=-f_{xb}\cdot l_3 + f_{yb}\cdot 0 + f_{xa}\cdot 0 + f_{ya}\cdot 0$), 상단부의 중력토크($T_{g2}$)와 크기는 같고 방향은 반대가 되어 서로 상쇄되는 효과를 관찰할 수 있다(식 (4)).

$$\begin{aligned} f_{xa} &= -m_2 g \frac{lc_2}{l_3}\cos\theta_2 \\ f_{ya} &= m_2 g + m_2 g \frac{lc_2}{l_3}\cos\theta_2 \tan\theta_1 \\ f_{xb} &= -m_2 g \frac{lc_2}{l_3}\cos\theta_2 \\ f_{yb} &= m_2 g \frac{lc_2}{l_3}\cos\theta_2 \tan\theta_1 \end{aligned} \quad (3)$$

$$T_{g2} + (-f_{xb} l_3) = 0 \quad (4)$$

2.2 가스 스프링을 통한 중력보상

기구부 질량(m_1, m_2) 및 탑승자 질량(M)으로 인

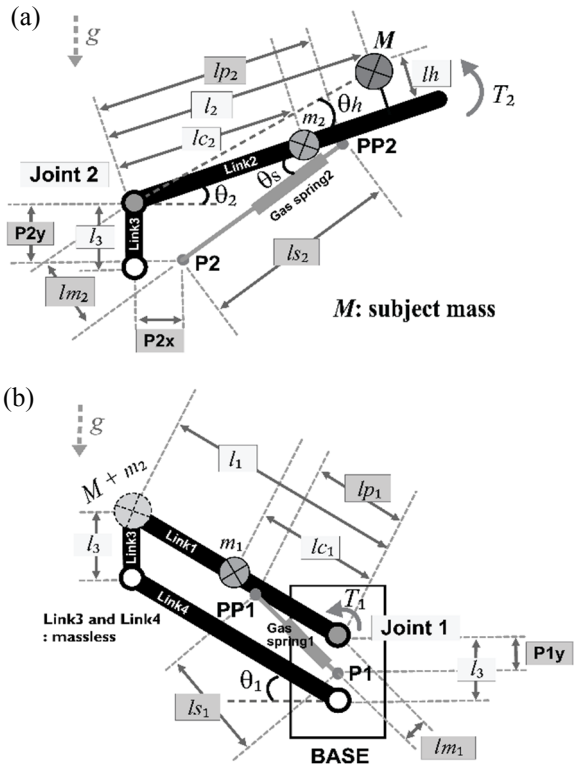

Fig. 3 Gas spring installations on mounting locations (P1, PP1, P2, PP2) of (a) upper; (b) lower parts, where P1 and P2 are calculated from optimization that is designed to minimize actuator torques needed to make the system equilibrium as gas springs effectively produce counter forces to compensate the gravitational torques

한 자중을 수동 기계요소를 통해 상당 부분 보상하고자 가스 스프링이 활용되었다(Fig. 3). 자중 또는 중력토크보상과 관련하여 상단부(joint 2)와 하단부(joint 1)에서는 자유 물체도(FBD)를 기반으로 이론상 중력토크를 완벽하게 보상하기 위해 필요한 중력보상토크(T_{req}), 가스 스프링을 통해 보상되는 가스 스프링 토크(T_s), 가스 스프링을 통해 보상되지 못해 추가적으로 모터가 발생시켜야 하는 모터 토크(T_{mot})를 아래와 같이 각각 계산해 낼 수 있다(식 (5), (6))(Table 1, 2).

$$\begin{aligned} T_{req1} &= -T_{g1} = -(m_1 g lc_1 + m_2 g l_1 + M g l_1)\cos\theta_1 \\ T_{s1} &= -F s_1 l m_1 \\ T_{mot1} &= T_{req1} - T_{s1} \end{aligned} \tag{5}$$

$$\begin{aligned} T_{req2} &= -T_{g2} = m_2 g lc_2 \cos\theta_2 \\ &\quad + M g \sqrt{{l_2}^2 + {l_h}^2}\cos(\theta_2 + \theta_h) \\ T_{s2} &= F s_2 l m_2 \\ T_{mot2} &= T_{req2} - T_{s2} \end{aligned} \tag{6}$$

Table 1 System parameters and optimization setup

Parameter values used in optimization			
Human subject mass		M	60 kg
Link 1 mass		m_1	10 kg
Link 2 mass		m_2	20 kg
Joint 1 range of motion		θ_1	0°~60°
Joint 2 range of motion		θ_2	-25°~75°
Link 1 length		l_1	0.22 m
Length between joint 2 and subject (M) in link 2 direction		l_2	0.24 m
Length of perpendicular from subject (M) to link 2		l_h	0.01 m
Length between joint 1 and CoM (m_1) in link 1 direction		lc_1	0.10 m
Length between joint 2 and CoM (m_2) in link 2 direction		lc_2	0.15 m
Optimization (refer to Fig. 3)			
Optimization parameters of gas spring mounting position with lower/upper bounds	Joint 1	P1y	20 mm~100 mm
	Joint 2	P2x	20 mm~100 mm
		P2y	20 mm~100 mm
Objective function (refer to Eq. (7))		F_{obj}	$min\left\{\frac{1}{TCR_{avg}}\right\}$
Gas spring stroke constraints	Joint 1	$\Delta ls_1 \leq 50\ mm$	
	Joint 2	$\Delta ls_2 \leq 100\ mm$	

2.3 최적화(optimization)

평행사변형 링크 구조의 상단부(Fig. 3(a))와 하단부(Fig. 3(b)) 각각 모션 구간(joint 2: -25°≤θ_2≤75°, joint 1: 0°≤θ_1≤60°) 전반에 걸쳐 평균 중력토크보상률(TCR_{avg}: average of torque compensation ratio)[7]을 최대화할 수 있도록 가스 스프링의 설치 위치(P1y, P2x, P2y)를 최적화 과정을 통해 선정하였다(Table 1).

$$TCR_{avg} = \frac{1}{N}\sum_{1}^{N}\left\{100 - \frac{|T_{req} - T_{gs}|}{|T_{req}|} \times 100\right\} \tag{7}$$

여기서 N은 θ_1과 θ_2 각각의 모션 전 구간에 걸친 데이터 포인트 개수를 뜻한다.

최적화는 제약 조건이 있는 비선형 최적화 알고리즘인 순차적 2차 계획법(SQP: sequential quadratic programming)을 통해 수행되었다(fmincon, MATLAB®). 기구학적 파라미터는 자세변환장치의 모델링 및 물성을 기반으로 선정되었으며, 평균 중력토크보상률을 최대로 하는 함수식은 목적 함수(objective function)로, 가스 스프링의 최대 스트로크 범위(Δls)는 구속 조건(constraints)으로 각각 세팅되었다(Table 1).

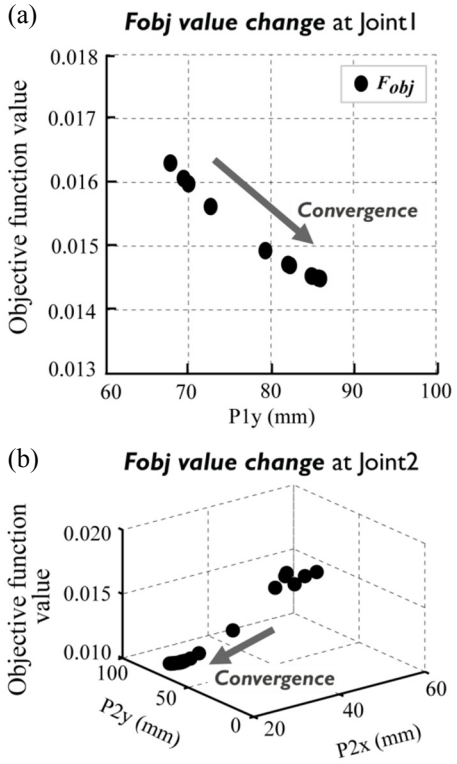

Fig. 4 Convergence of the objective function (F_{obj}) with a set of initial conditions (P1y = 70, P2x = 60, P2y = 65) in (a) joint 1; (b) joint 2 optimizations

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

Gas spring specification and installation condition					
Gas spring 1			**Gas spring 2**		
Max. extension angle of joint 1	θ_{1_max}	60°	Max. extension angle of joint 2	θ_{2_max}	75°
Max. length at resting position	ls_{1_full}	190 mm	Max. length at resting position	ls_{2_full}	293 mm
Spring constant	Ks_1	9 N/mm	Spring constant	Ks_2	4.5 N/mm
Nominal initial force	Fs_{1_min}	900 N	Nominal initial force	Fs_{2_min}	900 N
Stroke (max. amount of distance)	Δls_1	50 mm	Stroke (max. amount of distance)	Δls_2	100 mm
Number of installations	n_{s1}	2	Number of installations	n_{s2}	2
Formulas required to calculate the torque (T_{s1}) produced by gas spring 1 (refer to Fig. 3)					
Gas spring 1 mounting position (P1) in vert. axis	$P1y$: calculated from optimization				
Length between joint 1 and gas spring 1 mounting position (PP1)	$lp_1 = \frac{2 \cdot P1y \cdot \cos(\pi/2 + \theta_{1_max}) + \sqrt{(2 \cdot P1y \cdot \cos(\pi/2 + \theta_{1_max}))^2 - 4 \cdot (P1y^2 - ls_{1_full}{}^2)}}{2}$				
Gas spring 1 length	$ls_1 = \sqrt{lp_1{}^2 + P1y^2 - 2 \cdot lp_1 \cdot P1y \cdot \cos(\pi/2 + \theta_1)}$				
Gas spring 1 moment arm	$lm_1 = \frac{lp_1 \cdot P1y \cdot \sin(\pi/2 + \theta_1)}{ls_1}$				
Force produced by gas spring 1	$Fs_1 = \{-(ls_1 - ls_{1_full}) \cdot Ks_1 + Fs_{1_min}\} \times n_{s1}$				
Torque produced by gas spring 1	$T_{s1} = -Fs_1 \cdot lm_1$				
Formulas required to calculate the torque (T_{s2}) produced by gas spring 2 (refer to Fig. 3)					
Gas spring 2 mounting position (P2) in hor. axis	$P2x$: calculated from optimization				
Gas spring 2 mounting position (P2) in vert. axis	$P2y$: calculated from optimization				
Length between joint 2 and gas spring 2 mounting position (PP2)	$lp_2 = \frac{2 \cdot P2x \cdot \cos\theta_{2_max} - 2 \cdot P2y \cdot \sin\theta_{2_max} + \sqrt{(2 \cdot P2x \cdot \cos\theta_{2_max} - 2 \cdot P2y \cdot \sin\theta_{2_max})^2 - 4 \cdot (P2x^2 + P2y^2 - ls_{2_full}{}^2)}}{2}$				
Gas spring 2 length	$ls_2 = \sqrt{(lp_2 \cdot \cos\theta_2 - P2x)^2 + (lp_2 \cdot \sin\theta_2 + P2y)^2}$				
Angle between link 2 and gas spring 2	$\theta_s = \cos^{-1}\frac{lp_2{}^2 + ls_2{}^2 - (P2x^2 + P2y^2)}{2 \cdot lp_2 \cdot ls_2}$				
Gas spring 2 moment arm	$lm_2 = lp_2 \cdot \sin\theta_s$				
Force produced by gas spring 2	$Fs_2 = \{-(ls_2 - ls_{2_full}) \cdot Ks_2 + Fs_{2_min}\} \times n_{s2}$				
Torque produced by gas spring 2	$T_{s2} = Fs_2 \cdot lm_2$				

가스 스프링의 초기 설치 위치(P1y, P2x, P2y)가 주어졌을 때, 맞은편 설치 위치(PP1, PP2)(Fig. 3)는 가스 스프링의 무부하 상태 최대 길이(ls_{full})와 시스템 상·하단부 각각의 최대 각도($\theta_{_max}$)를 통해 자동적으로 결정되었으며, 전체 모션 구간 동안 가스 스프링에 의해 수동적으로 발생되는 인장 힘(Fs)과 토크(T_s)의 량은 kinematic analysis를 통해 이론값이 계산되었다(Table 2). 이때, 위 물리량 계

산은 자세변환장치 설계치와 상용 가스 스프링 제품(KG22 series, SHOBATEC)의 스펙에 기반하였다.

이론상 중력토크를 완벽하게 보상하기 위해 필요한 중력보상토크(T_{req})는 상·하단부 모션(θ_2, θ_1) 값을 포함한 시스템 파라미터를 이용해 계산되었으며(식 (5), (6)), 앞서 도출된 가스 스프링 토크(T_s)와 함께 모션 전구간에 걸친 평균 중력토크보상률 계산에 활용되었다.

이러한 평균 중력토크보상률을 최대화할 수 있는 전역 최적해를 얻기 위해, 물리적으로 가능한 범위 내에 있는 다양한 초기값(P1y, P2x, P2y)이 최적화 프로세스에 사용되었다(Fig. 4).

3. 결 과

3.1 중력보상토크

1축(joint 1 in Fig. 3) 완전 자중보상에 필요한 중력보상토크(T_{req1})의 절대값은 하단부 모션(θ_1)이 0°에서 60°까지 증가할수록 모멘트 암(lm_1 in Fig. 3)이 짧아지며, 점차 줄어드는 경향을 보였다(Fig. 5(a)). 1축에 인가되는 기구부 질량(m_1, m_2) 및 탑승자 질량(M)은 총 90 kg였으며, 필요 중력보상토크는 해당 모션 범위 내에서 -183 Nm에서 -91 Nm까지 변화했다.

반면, 2축(joint 2 in Fig. 3) 완전 자중보상에 필요한 중력보상토크(T_{req2})는 상단부 모션(θ_2)이 -25°에서 0°까지 변할 때는 모멘트 암(lm_2 in Fig. 3)이 길어지며 다소 증가했지만, 0°에서 75°까지 변할 때는 모멘트 암이 반대로 짧아지며 뚜렷하게 감소하는 경향을 보였다(Fig. 5(b)). 2축에 인가되는 기구부 질량(m_2) 및 탑승자 질량(M)은 총 80 kg였으며, 필요 중력보상토크는 해당 모션 범위 내에서 최대 171 Nm에서 최소 39 Nm까지 변화했다.

3.2 평균 중력토크보상률

최적화를 통해 계산된 1축(joint 1 in Fig. 3) 가스 스프링의 최적 설치 위치(P1y)는 1축으로부터 수직방향으로 86 mm 떨어진 위치였으며, 이때, 모션 범위($0°\leq\theta_1\leq60°$) 전 구간에서 가스 스프링이 수동적으로 발생시키는 토크에 의한 평균 중력토크보상률(TCR_{avg})은 69%였다(Fig. 5(a)).

반면, 최적화를 통해 계산된 2축(joint 2 in Fig. 3) 가스 스프링의 최적 설치 위치(P2x, P2y)는 2축으로부터 수평방향 22 mm, 수직방향으로 64 mm 떨어진 위치였으며, 이때, 모션 범위($-25°\leq\theta_2\leq75°$) 전 구간에서 가스 스프링이 수동적으로 발생시키는 토크에 의한 평균 중력토크보상률은 91%에 가까웠다(Fig. 5(b)).

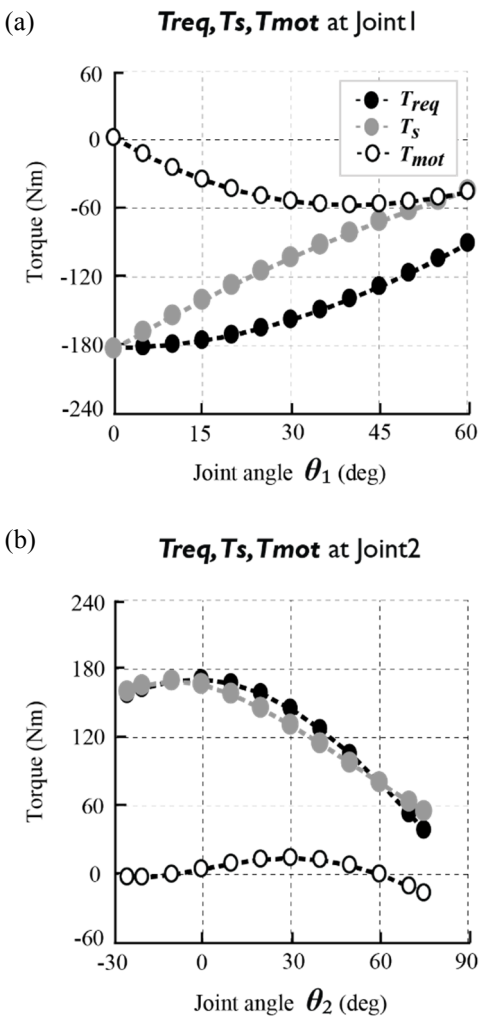

Fig. 5 Torque (T_{req}) required for gravity compensation, torque (T_s) produced by gas spring, and torque (T_{mot}) needed to fully compensate the rest of the gravitational torque, that is the difference between T_{req} and T_s in each joint of (a) lower frame; (b) upper link

결과적으로, 가스 스프링의 불완전한 중력보상으로 인해 추가적으로 발생시켜야 하는 모터 토크(T_{mot})는 1축의 경우 평균 -42 Nm, 2축의 경우 평균 3 Nm였다(Fig. 5). 특정 구간에서 가스 스프링이 필요 토크 이상으로 초과 보상을 하는 경우가 있는데, 그때는 가스 스프링 토크(T_s)와 모터 토크(T_{mot})의 부호가 달랐다(Fig. 5(b)).

4. 고 찰

4.1 가스 스프링을 통한 중력보상

중력보상을 위해 추가적인 장치가 필요하지 않고, 길이 변화 시 즉각적으로 큰 힘을 낼 수 있으

며, 동적 힘의 변화가 작고, 비교적 느린 속도로 움직여 준정적 동작(quasi-static operation) 환경에서 자중보상에 적합한 가스 스프링을 중력보상토크 발생을 위한 수동 기계요소 자원으로 선정하였다.

가스 스프링은 하중-변위 관계에서 히스테리시스(hysteresis) 현상이 다소 관찰되기에 본질적으로 정확한 중력보상 메커니즘을 구현하는 것이 어렵지만, 본 연구에서 다루는 휠체어용 자세변환장치의 경우, 인체 탑승으로 인해 언제든 무게중심이 변할 수 있고, 탑승자 또한 바뀔 수 있기에 완벽한 중력보상 메커니즘을 구현하는 것보다는, 소형/경량 시스템 구현에 가중치를 부여했다.

4.2 최적화 조건에 따른 평균 중력토크보상률

1축의 평균 중력토크보상률(TCR_{avg})이 2축에 비해 상당히 낮은 원인은 가스 스프링의 설치 조건 및 스펙의 한계 때문이다(Fig. 5). 평균 중력토크보상률을 최대화하기 위한 최적화 파라미터로 가스 스프링의 설치 위치(P1y, P2x, P2y)가 사용되었는데, 이 중 1축엔 설계 한계치로 인해 수평방향 위치는 고정된 상태에서 수직방향 위치(P1y) 한 개만 적용되었고, 구속 조건으로 사용된 가스 스프링의 최대 스트로크 범위($\Delta ls_1 \leq 50\ mm$) 또한 2축에 비해 상당히 제한적이었다(Table 1).

4.3 한계점

본 연구에선 탑승자 무게중심을 둔부 위치로 가정하고, 60 kg을 기준으로 고정된 자중에 대해 평균 중력토크보상률(TCR_{avg})을 최대화하도록 최적화를 수행했지만, 실제 휠체어용 자세변환장치에는 다양한 무게가 실릴 수 있고, 탑승자의 체형 또는 움직임으로 인해 무게 중심도 변할 수 있다. 이에 다양한 탑승자 및 동작 조건에 적절히 대응할 수 있도록 최적화 프로세스를 새롭게 설계할 수 있다.

후 기

본 연구는 한국기계연구원 기관 주요사업(NK238F)의 지원을 받아 수행된 결과입니다.

참고문헌
(References)

(1) 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.

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

(3) White, G. C. and Yangsheng, X., 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)*, 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) Chen, Y., Liu, Y., Li, C., Liu, G., Zhu, Y., Zhao, J. and Cai, H., 2016, “Gravity Balance Mechanism for a Spatial Robotic Manipulator,” *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol. 30, No. 2, pp. 865~869.

(10) Lee, W. B. and Song, J. B., 2017, “Exoskeleton based on Counterbalance Mechanism for Arm Strength Assistance,” *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. A*, Vol. 41, No. 6, pp. 469~475.

(11) Dam, T. v., 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*, pp. 883~889.

(12) Peng, Y. and Bu, W., 2022, “Design of Gravity-Balanced Exoskeletons with Linkage-Belt Hybrid Transmissions,” *Mechanism and Machine Theory*, Vol. 170, Article 104660.

(13) 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.

(14) 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.