

Title	平歯車デフを用いた超減速装置
Author(s)	藤沢, 正一郎; 廣口, 和夫; 吉田, 丈夫
Editor(s)	
Citation	大阪府立工業高等専門学校研究紀要, 1995, 29, p.11-16
Issue Date	1995-06-30
URL	<a href="http://hdl.handle.net/10466/13449">http://hdl.handle.net/10466/13449</a>
Rights	

# 平歯車デフを用いた超減速装置

藤沢正一郎\* 廣口和夫\* 吉田丈夫\*

## Super-Reduction Gear with Spur-Gear

Shoichiro FUJISAWA\* Kazuo HIROGUCHI\* Takeo YOSHIDA\*

### ABSTRACT

Usually heavily-handicapped-persons are always in bed. They can't move even in a room. They have a strong desire to move around the room. Lightly-handicapped-person uses a wheel-chair to move. But, there are no such instruments for heavily-handicapped-persons because there exist too many difficult problems to easyhandle wheel-chair for them. Such wheel-chair must have properties of safety, easiness to ride and drive, lightness and so on. In order to achieve these propertis, Omni Directional Mobile Robot and Super-Reduction Gear were developed. In this paper, the Improvement of Super-Reduction Gear and the method how to use Omni Direction Mobile Robot and Super-Reduction Gear to wheel-chair are described.

Key Words: Spur-Gear, Differential Gear, Reduction Ratio, Miniaturization, Wheel-Chair, Handicapped-Person

### 1. はじめに

筆者らは通常のかき歯車で構成されるデファレンシャルギヤー（デフ）を用いた超減速装置を開発し、前号<sup>(1)</sup>で発表した。これはデフの入出力の関係を車の場合とは逆にして、2つのサイドギヤーを駆動軸とし、ピニオンギヤーを出力軸にするものである<sup>(2)</sup>。この際に両サイドギヤーを互いに反対方向に回転させるとともに、両ギヤーの円周速度をわずかに違えさすことによって、ピニオンの回転数を超低速にしようというものである。このために両サイドギヤーを逆転させる機構を持たせるとともに、異数歯デフを用いた。同時に逆転機構にも減速機能を持たせた。この方法によって歯数50枚前後の比較的小さな歯車の使用によってさえ1/1200程度の減速可能な減速機を作ることが出来た。歯車の歯数を増やせば更に大きな減速が可能であり、超減速と呼べるものが可能である。しかし、この方法はかき歯車を用いるので製作のし安さ、動力伝達効率、小型化等の面で改良の余地が残されている。そこで今回減速機能付逆転機構と異数歯デフの両方を、製作しやすく効率も良い平歯車に置き換えることを試みた（平歯車デフを用いた減速装置）。こうして出来た減速装置の性能を調査し、かき歯車デフを用いた減速機との比較を行った。また、小型化の可能性、用途等についても考察した。超減速することは大トルクを

発生させることになるので、速度が小さくても良い場面では、小さな動力源と小さなアクチュエータで機械・装置を動かせることが考えられる。この点から多くの用途が考えられる。

### 2) 理論

#### 1-1) 平歯車によるデフ

図-1に傘歯車デフを用いた超減速装置を示す。

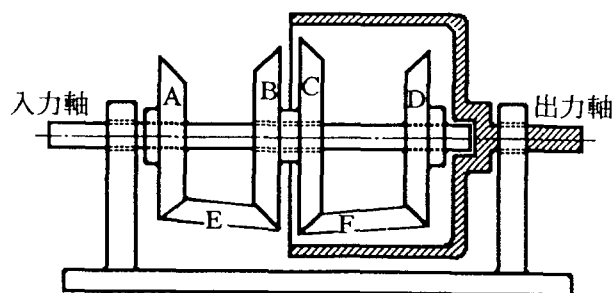


図-1 傘歯車デフを用いた超減速装置

図に於て歯車 A, E, B で構成される部分が減速機能付逆転機構、歯車 C, F, D で構成される部分が異数歯デフである。入力軸は傘歯車 A, D を同方向に回転さす。歯車 C の回転は歯車 A, E, B を経由して歯車 D とは逆方向に回転する。この時歯車 C と歯車 D の周速度がわずかに異なるように歯数を選ぶと、歯車 F と連動する出力軸は超低速回転をする。この装置の逆転機構とデフを平歯車で構成するためには図-2に示す遊星歯車を用いればよい。これは平歯車と内歯

1995年4月10日受理

\* システム制御工学科 (Department of Systems and Control Engineering)

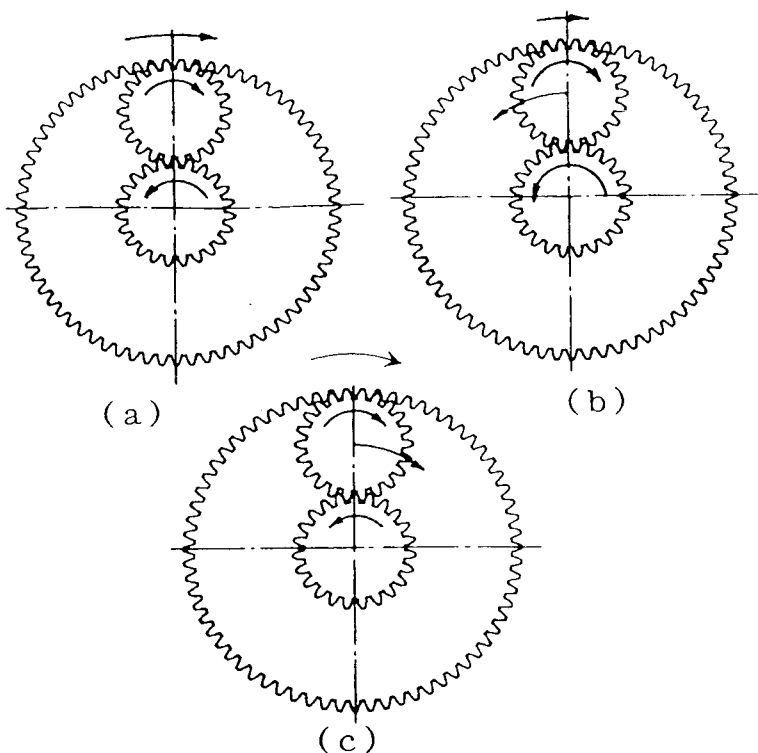


図-2 平歯車によるデフ

歯車および遊星歯車から成り立つ。

図の (a) は平歯車と内歯歯車が反対方向・同一周速度で回転している場合で、この時は遊星歯車は自転するのみで公転しない。図 (b) は内歯歯車の周速度が平歯車の周速度よりも小さい場合で、この時は遊星歯車は自転をしながら図に示す方向へ公転する。ここで内歯歯車の周速度と平歯車の周速度をわずかに違えれば公転速度は微小な値になるので、超減速が実現できることになる。図 (c) は逆の場合である。この原理を利用すると図-1の装置は、図-3に示す平歯車デフを用いた減速装置になる。

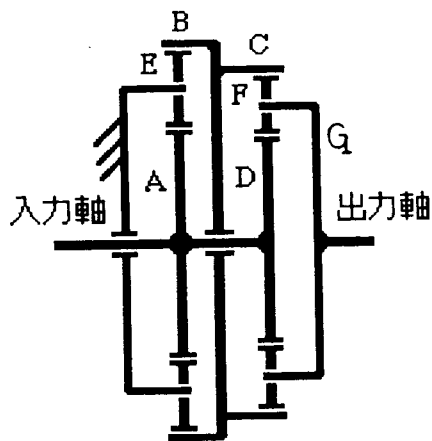


図-3 平歯車デフを用いた超減速装置

表-1 任意の歯車における減速率

Za	Ze	Zb	Zd	Zf	Zc	減速率
24	23	70	23	22	67	-3150
21	22	65	22	23	68	-2925
21	20	61	20	19	58	-2379
23	14	51	28	17	62	-2235
22	15	52	25	17	59	-2184
18	19	56	19	20	59	-2184
37	13	63	40	14	68	-1701
20	21	62	22	23	68	-1335
23	21	65	22	20	62	-1335
18	26	70	16	23	62	-1335
32	18	68	25	14	53	-1326
20	17	54	26	22	70	-1236
19	21	61	20	22	64	-1281
22	21	64	20	19	58	-1248
31	17	65	33	18	69	-1105
35	16	67	33	15	63	-1072
17	18	53	19	20	59	-1033.5
25	16	57	22	14	50	-1026
20	18	56	19	17	53	-1008
18	17	52	20	19	58	1014
18	20	58	17	19	55	1044
14	20	54	16	23	62	1053
13	19	51	17	25	67	1071
33	15	63	35	16	67	1071
34	13	60	39	15	69	1080
33	18	69	31	17	65	1104
13	21	55	16	26	68	1155
16	25	66	14	22	58	1188
26	18	62	23	16	55	1209
22	16	54	26	19	64	1215
19	16	51	26	22	70	1224
30	19	68	22	14	50	1224
21	19	59	22	20	62	1239
21	22	65	19	20	59	1267.5
23	15	53	29	19	67	1272
26	20	66	22	17	56	1287
21	20	61	23	22	67	1372.5
21	23	67	20	22	64	1407
31	19	69	26	16	58	1449
31	13	57	38	16	70	1539
17	18	53	16	17	50	1749
15	23	61	13	20	53	2013
17	23	63	14	19	52	2079
19	18	55	20	19	58	2145
20	21	62	19	20	59	2418
15	22	59	17	25	67	2478
28	19	66	25	17	59	2772
26	17	60	29	19	67	2880
22	21	64	23	22	67	2880
27	16	59	32	19	70	3009
37	15	67	32	13	58	3015

この機構の入出力の回転数の関係を求めると次の通りである。

$$\frac{N_{out}}{N_{in}} = \frac{Z_c \times Z_a - Z_b \times Z_d}{Z_b \times (Z_c + Z_d)} \text{-----(1)}$$

この式より任意の歯数の歯車を用いて減速比を求め、この際次の三条件を考慮しなければならない。

- 1) 歯車の歯数は常用の最小歯数より大きい
- 2) 歯車 E と歯車 F の歯数が整数になる
- 3) 歯車 F が歯車 C, D と噛み合う条件を満たす

これらの点を考慮して得た結果を表-1に示す。なお表に於ける減速率は減速比の逆数である。表は最大歯数70の場合であるが、3000倍の減速が出来ていることがわかる(1000倍以下の組み合わせは省略した)。歯数を増やせば更に大きな減速が出来る。減速率の負の値は逆方向回転を意味する。

前記三条件の3)の意味は次の通りである。図-3における遊星歯車 F が数個使用される時、内歯歯車と平歯車の歯数が勝手な値であった場合には、これらの歯車は噛み合わない。これらがうまく噛み合うためには内歯歯車Cと平歯車Dが次の関係を満たさなければならない。

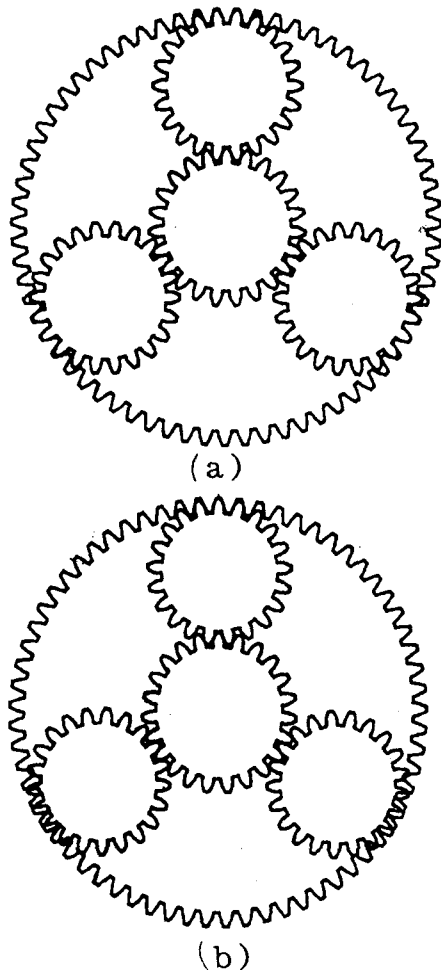


図-4 遊星歯車のかみあい状況

$$Z_d + Z_c = nX \text{-----(2)}$$

ここで n は遊星歯車の個数, Xは任意の整数である。図-4にうまく噛み合う例(a)とそうでない場合の例(b)を示す。

(a)の場合にはうまく噛み合い、(b)の場合にはうまく噛み合わないことが図から伺える。

今回製作した装置を図-5に示す。

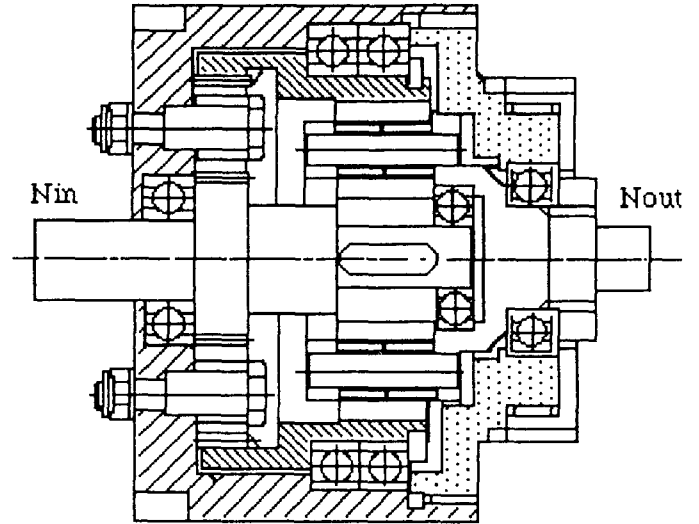


図-5 製作した超減速装置

2-2) 特定の減速率を求める課題

平歯車を用いて超減速装置を作ることが出来たが表-1から判るとおり、減速率はラウンドナンバーとはなっていない。実用的には100倍、150倍というラウンドナンバーの値が要求される。そこでそのような減速率を計算で求めると表-2のようになる。

表-2 減速率をラウンドナンバーにする  
歯車の組み合わせ

Za	Ze	Zb	Zd	Zf	Zc	減速率
32	16.5	65	33	17	67	-650
21	14.5	50	29	20	69	-4900
23	13.5	50	29	17	63	-4600
28	13.5	55	27	13	53	-4400
35	16.5	68	34	16	66	-3400
24	13	50	26	14	54	-1000
31	14.5	60	34	16	66	1000
13	18.5	50	14	20	54	1700
40	14	68	37	13	63	1700
19	15.5	50	22	18	58	2000
27	16.5	60	31	19	69	2000
21	14.5	50	26	18	62	2200
16	19.5	55	18	22	62	2200
33	15.5	64	34	16	66	3200
34	17.5	69	33	17	67	6900

但し、この場合は遊星歯車の数は2個である。また、歯車 E の歯数が非整数になっている。したがってこの場合は転位歯車を利用しないとイケないことになる。

### 3) 性能試験

#### 3-1) トルク

試作機を性能試験機に取り付けた風景を図-6に示す。

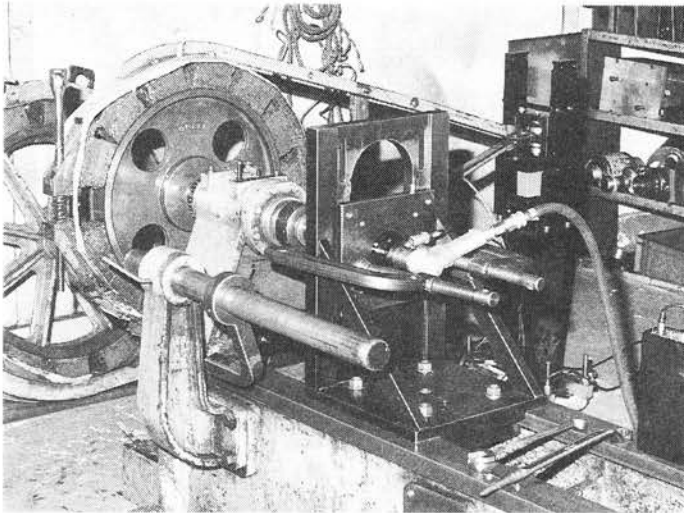


図-6 試験風景

この試験機に試作機を取り付け、入力軸出力軸の各トルクと回転数を測定した。その試作機を図-7に示す。入力軸にはエアーツールを取り付け、空気圧から入力トルクを求めた。入力軸回転数は非接触型磁気式回転計を用いた。また出力トルクは、プロニー式ブレーキを用いて測定した。今回試作した超減速装置の減速率は3150、歯車のモジュールは1である。

拘束時の静止トルクを表-3に示す。入力トルクは一定を保ちながらプロニー・ブレーキにより制動をかけ、静止した時の出力トルクを測定した。表より減速率3150に比ベトルク率は60から70と低い。この超減速装置が、差動歯車であるという構造的なものによるが、今回試作した装置は、歯車の軽量化、潤滑、歯表面のシェービング加工などは行っておらず、これらがトルク率低下の原因と考えられる。

表-3 拘束時のトルク伝達

入力トルク(N・m)	出力トルク(N・m)	トルク率
0.22	12.8	59.1
0.33	20.7	63.6
0.42	26.7	62.8
0.53	36.6	68.5
0.63	43.5	68.8

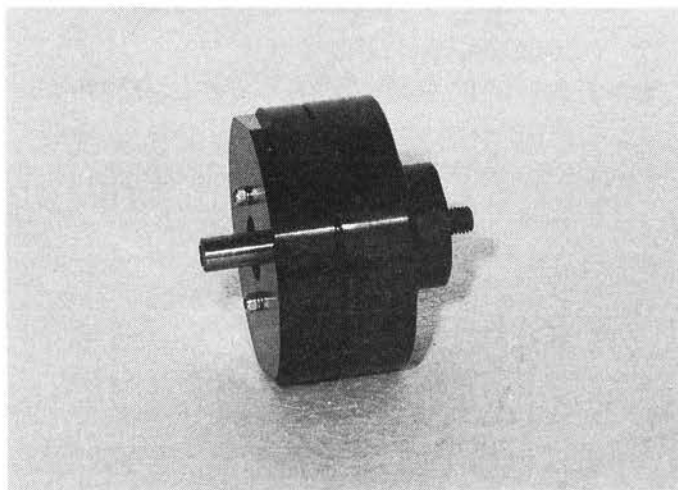


図-7 性能試験に使用した試作機

#### 3-2) 動力伝達効率

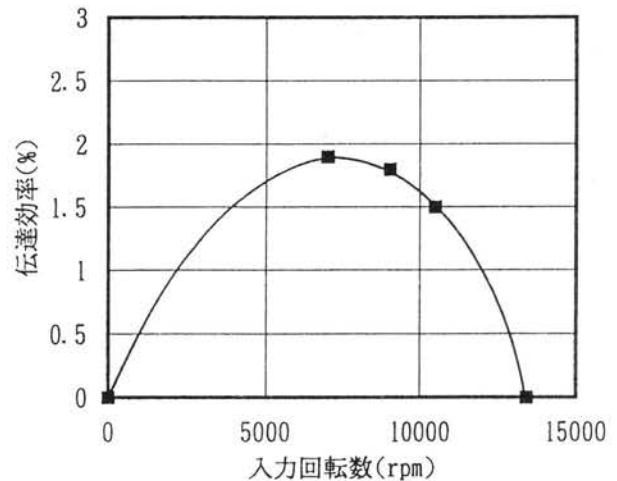


図-8 動力伝達効率

表-4 伝達効率

入力トルク(N・m)	入力回転数(rpm)	出力トルク(N・m)	出力回転数(rpm)	入力軸動力 (W)	出力軸動力 (W)	効率 (%)
0	13400	0	4.28	0	0	0
0.33	10500	14.8	3.48	358	5.3	1.5
0.38	9000	19.8	3.06	352	6.3	1.8
0.44	7000	24.7	2.34	320	6	1.9
0.63	0	43.1	0	0	0	0

さらに、図-6の装置を用いて動力伝達試験を行った。その結果を表-4に示す。予め入力軸に取り付けたエア・ツールの回転数とトルクの関係測定しておき、制動をかけない無負荷時から拘束時までを数点測定した。

図-8に見るように効率曲線が描けることが判る。最高効率点が約2%であるが、先程のトルク率と同様の原因が考えられる。如何に効率を高めるかは今後の課題といえる。

3-3) 慣性トルク

伝達効率が低かった原因を検討するため、慣性モーメントGD<sup>2</sup>や慣性トルクについて考察を行なうことにする。

この減速装置をモータにつないだ時のモータの出力軸にかかる慣性トルクを求めると、単一の回転体の慣性トルクは式(3)で表わせる。

$$TI = \frac{GD^2(N - N_0)}{375 \times t} \text{-----}(3)$$

今回の装置は多数の連動する歯車から構成されている。このように回転体が連動する場合には、GD<sup>2</sup>の項に次式を適用すればよい。

$$[GD^2]_1 = \sum GD_j^2 \cdot \left(\frac{N_j}{N_1}\right)^2 \text{-----}(4)$$

この式を図-3に適用すると

$$[GD^2]_A = GD_{AD}^2 \left(\frac{N_{AD}}{N_A}\right)^2 + GD_E^2 \left(\frac{N_E}{N_A}\right)^2 + 3GD_{BC}^2 \left(\frac{N_{BC}}{N_A}\right)^2 + 3GD_F^2 \left(\frac{N_F}{N_A}\right)^2 + GD_G^2 \left(\frac{N_G}{N_A}\right)^2 \text{--}(5)$$

今回製作した平歯車デフによる減速装置と前号で製作したかさ歯車デフによる減速装置の比較を行なってみる。表-5に図-3で示した歯車AからGの各部のGD<sup>2</sup>を、表-6に回転数比を示す。

表-5からGD<sup>2</sup>に関しては歯車AD, E, F, Gは、同じぐらいの値か、平歯車デフの方が小さな値であるのに対して、平歯車デフの歯車BCは、他の歯車の30倍から500倍に達しており、非常に大きな値であることが判る。また、表-6の回転数比の項は、N<sub>G</sub>/N<sub>A</sub>の値以外は同程度の値をとっている。式(3)の歯車Gの項は小さな値となり、ここでは無視できる。表-5と表-6の上記の関係から判ることは、平歯車B, Cが他の

表-5 平歯車とかさ歯車デフの各GD<sup>2</sup>の値

(単位: N・m<sup>2</sup>)

	GD <sup>2</sup> <sub>A</sub>	GD <sup>2</sup> <sub>E</sub>	GD <sup>2</sup> <sub>B</sub>	GD <sup>2</sup> <sub>F</sub>	GD <sup>2</sup> <sub>G</sub>
平歯車デフ	6.12 × 10 <sup>-5</sup>	3.88 × 10 <sup>-5</sup>	1.65 × 10 <sup>-2</sup>	7.87 × 10 <sup>-5</sup>	8.32 × 10 <sup>-3</sup>
かさ歯車デフ	6.38 × 10 <sup>-4</sup>	1.06 × 10 <sup>-4</sup>	5.14 × 10 <sup>-4</sup>	3.18 × 10 <sup>-5</sup>	8.56 × 10 <sup>-3</sup>

表-6 平歯車とかさ歯車デフの各回転数比

	N <sub>AD</sub> /N <sub>A</sub>	N <sub>E</sub> /N <sub>A</sub>	N <sub>B</sub> /N <sub>A</sub>	N <sub>F</sub> /N <sub>A</sub>	N <sub>G</sub> /N <sub>A</sub>
平歯車デフ	19/19	19/18	19/55	20/19	-1/2145
かさ歯車デフ	37/37	37/30	37/38	40/30	1/1026

表-7 平歯車とかさ歯車デフの特性比較

	入力軸回転数(rpm)	出力軸回転数(rpm)	トルク(N・m)	出力軸動力(W)	減速率
平歯車デフ	2420	-1.128	22.47	2.61	-2145
かさ歯車デフ	2400	2.34	21.08	5.08	1026

歯車に比べて非常に大きな値をとり、このことがかさ歯車に比べて効率が悪くなった主な原因と思われる。

このことは、表-7の平歯車デフとかさ歯車デフの特性比較からもみてとれる。ほぼ同じ入力軸回転数に対して、平歯車デフがかさ歯車デフの2倍の減速率を有しながら、出力トルクはほぼ同じ値を示し、出力軸軸動力が1/2であることから判る。

平歯車デフの歯車 B, C の軽量化と併せて装置全体の軽量化を図ることが、今後の伝達効率向上のポイントの一つといえる。

表-5と表-6の値を式(3)に代入し、例えば、初期回転数0rpmから2400rpmまでの加速時間1秒として、各入力軸所要トルクを求めると表-8に示す結果となった。始動トルクもかさ歯車デフに対して平歯車デフが約6.4倍となり、非常に慣性の大きいことが判る。

表-8 始動トルクの比較

	入力軸所要トルク(N・m)
平歯車デフ	$1.18 \times 10^{-2}$
かさ歯車デフ	$1.85 \times 10^{-3}$

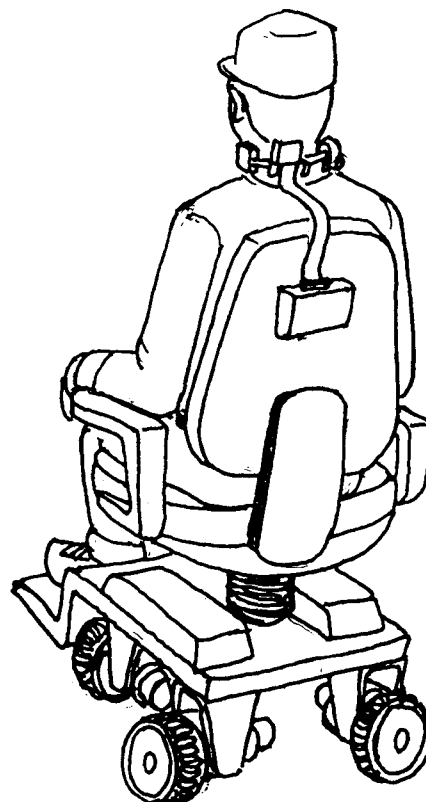
以上のように歯車 B, C がトルク伝達率、動力伝達率、始動トルクに大きく影響していることが判った。そこで、改良のポイントとして、下記の4点が挙げられる。

- (1)歯車 B, C の小型・軽量化
- (2)歯車のモジュールの決定
- (3)各歯車の小型・軽量化
- (4)シャフト径の決定

#### 4. 超減速装置の障害者用作業車椅子への応用

従来の障害者用車椅子の駆動用モータには、オーバースペックとも言える大型のモータが使用されている。著者らはすでに全方向移動装置の研究<sup>(3)</sup>を行っている。この装置に使用する駆動モータは、4輪独立駆動のため小型モータが要求される。耐久性の問題は解決する必要があるが、小型高回転型DCモータと超減速装置を組み合わせることにより、重量やスペース等を考慮したトータルバランスでは、従来の車椅子より向上するものと思われる。図-9にそのイラスト図を示す。また、作業用車椅子に限定して考えた場合、より複雑でしかも位置決め精度の高い移動とそれをくり返し行なう動作が要求される。このような場合、移動速度と移動方向を任意で指令できる操縦装置<sup>(4)</sup>(図-9では、首に取り付けている)と組み合わせて超減速装置を活用すれば、移動環境が飛躍的に改善されるものと思われる。

車椅子以外にも、小型モータとの組み合わせを想定してみると、例えばロボットアーム用アクチュエータの減速装置、など小型・軽量化を必要とされる広範囲な場所に応用が考えられる。



「全方向移動装置」と超減速装置

図-9 障害者用車椅子への応用

最後に、本試作機の製作や特性試験をお願いしました不二空機(株)の大久保雅明氏に、深く感謝します。

#### 参考文献

- (1)吉田・廣口他「超減速装置の開発」1994.4 大阪府立工業高等専門学校研究紀要第28巻 pp17-pp20
- (2)中田孝 転移歯車1965 誠文堂新光社
- (3)吉田・藤沢・里中「全方向移動装置」1994.9 日本機械学会誌トピックス欄pp52
- (4)石原建己他「手入力を伴わないマンマシン・インタフェースの基礎的研究」1994年度卒業研究報告書