

(12) 特許協力条約に基づいて公開された国際出願

(19) 世界知的所有権機関  
国際事務局

(43) 国際公開日  
2023年5月4日(04.05.2023)

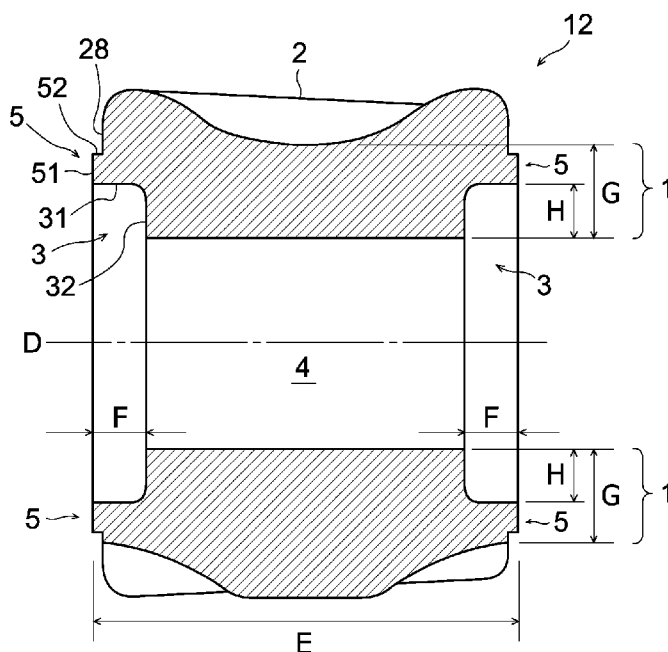


(10) 国際公開番号  
**WO 2023/074839 A1**

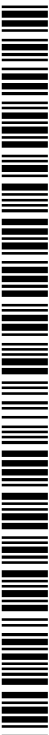
- (51) 国際特許分類:  
*F16H 1/46* (2006.01)      *F16H 55/17* (2006.01)
- (21) 国際出願番号:                      PCT/JP2022/040326
- (22) 国際出願日:                      2022年10月28日(28.10.2022)
- (25) 国際出願の言語:                      日本語
- (26) 国際公開の言語:                      日本語
- (30) 優先権データ:  
特願 2021-176169      2021年10月28日(28.10.2021) JP
- (71) 出願人: マブチモーター株式会社(MABUCHI MOTOR CO.,LTD.) [JP/JP]; 〒2702280 千葉県松戸市松飛台4 3 0 番地 Chiba (JP).
- (72) 発明者: 諏訪 正和 (SUWA, Masakazu); 〒2702280 千葉県松戸市松飛台4 3 0 番地 マブチモーター株式会社内 Chiba (JP).
- (74) 代理人: 弁理士法人真田特許事務所(SANADA PATENT FIRM); 〒1800004 東京都武蔵野市吉祥寺本町1丁目10番31号 NMF 吉祥寺本町ビル8階 Tokyo (JP).
- (81) 指定国(表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CV, CZ, DE, DJ, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IQ, IR, IS, IT, JM, JO, JP, KE, KG, KH, KN, KP, KR, KW, KZ, LA, LC, LK,

(54) Title: HELICAL GEAR, AND SPEED REDUCER

(54) 発明の名称: はすば歯車及び減速機



(57) Abstract: A disclosed helical gear (12) comprises: a helical portion (2) formed by forming a helical tooth trace on an outer cylindrical surface of a cylindrical rim (1); and a thinned portion (3) formed by recessing an area on one end surface, in an axial direction, of the rim (1), in which a distance to an axis (D) is equal to or less than a prescribed value, toward the other end surface side. If a ratio of a value obtained by subtracting a thinned thickness (H) of the thinned portion (3) from a thickness (G) of the rim (1), to a tooth thickness (J) of the helical portion (2) is defined as a first ratio (P), and a ratio of a recessed dimension (F) to an overall length dimension (E), in the axial direction, of the rim (1) is defined as a second ratio (Q), relationships between the first ratio (P) and two end points (m, n) of a range of the second ratio (Q) are



WO 2023/074839 A1

LR, LS, LU, LY, MA, MD, MG, MK, MN, MW, MX,  
 MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PA, PE, PG, PH,  
 PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, SA, SC, SD, SE, SG,  
 SK, SL, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ,  
 UA, UG, US, UZ, VC, VN, WS, ZA, ZM, ZW.

- (84) 指定国(表示のない限り、全ての種類の広域保護が可能): ARIPO (BW, CV, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SD, SL, ST, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), ヨーロッパ (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, ME, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, KM, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

添付公開書類：

一 国際調査報告 (条約第21条(3))

P=12.628m-25.78, and P=9.8605n-88.24 (P: first ratio [%]; m: one end point [%]; n: other end point [%]).

(57) 要約：開示のはずば歯車 (1 2) は、円筒状のリム (1) の外部筒面に弦巻線状の歯筋を形成してなる斜歯部 (2) と、リム (1) の軸方向の一端面のうち軸心 (D) までの距離が所定値以下となる範囲を他端面側に向かって凹設してなる肉抜き部 (3) と、を備える。斜歯部 (2) の歯厚 (J) に対するリム (1) の厚み (G) から肉抜き部 (3) の肉抜き厚 (H) を減じた値の割合が第一割合 (P) と定義され、リム (1) の軸方向の全長寸法 (E) に対する凹設寸法 (F) の割合が第二割合 (Q) と定義されるものとして、第一割合 (P) と第二割合 (Q) の範囲の両端点 (m, n) との関係が、 $P = 12.628m - 25.78$ 、 $P = 9.8605n - 88.24$  (P: 第一割合 [%]、m: 一方の端点 [%]、n: 他方の端点 [%]) である。

## 明 細 書

**発明の名称**： はすば歯車及び減速機

### 技術分野

[0001] 本発明は、はすば歯車及びはすば歯車を含む減速機に関する。

### 背景技術

[0002] 従来、円筒歯車において歯筋が回転軸に対して弦巻線状に傾斜するように形成されたはすば歯車（斜歯歯車）が知られている（特許文献1参照）。このような歯車の折損性能は、歯のサイズや回転特性に応じて変化する。例えば、歯車全体をサイズアップすることで歯幅、歯厚が拡大され、歯車の歯元応力が減少するため、破損や折損の発生を抑制できる。また、歯車の圧力角を大きくすることや、回転速度を低下させることでも、破損や折損の可能性を低下させることができる。

### 先行技術文献

#### 特許文献

[0003] 特許文献1：特表2007-537415号公報

### 発明の概要

#### 発明が解決しようとする課題

[0004] 一方、歯車のサイズを大きくすると、歯車の適用対象となる装置全体がサイズアップしてしまい、小型化が困難になる。また、設計上の制約や要件により、歯車の回転特性を変更できない場合もある。例えば、歯車の圧力角を大きくした場合には、噛み合い率が低下してしまう。このような課題に対し、高強度材料を用いて歯車を製造することで、形状を変更することなく折損性能を改善することも考えられる。しかしながら、高強度材料は高価であってコストアップを招く。

[0005] 本件の目的の一つは、上記のような課題に照らして創案されたものであり、サイズアップとコストを抑えつつ折損性能を改善できるようにしたはすば歯車及びこのはすば歯車を含む減速機を提供することである。なお、この目

的に限らず、後述する「発明を実施するための形態」に示す各構成から導き出される作用効果であって、従来の技術では得られない作用効果を奏することも、本件の他の目的として位置付けることができる。

### 課題を解決するための手段

[0006] (1) 開示のはすば歯車は、円筒状のリムの外部筒面に弦巻線状の歯筋を形成してなる斜歯部と、前記リムの軸方向の一端面のうち軸心までの距離が所定値以下となる範囲を他端面側に向かって凹設してなる肉抜き部と、を備える。前記斜歯部の歯厚に対する前記リムの厚みから前記肉抜き部の肉抜き厚を減じた値の割合が第一割合と定義され、前記リムの軸方向の全長寸法に対する凹設寸法の割合が第二割合と定義されるものとして、前記第一割合と前記第二割合の範囲の両端点との関係が、以下の数式で与えられる。

$$P = 12.628m - 25.78$$

$$P = 9.8605n - 88.24$$

(ただし、P：第一割合 [%]、m：一方の端点 [%]、n：他方の端点 [%])

[0007] (2) 上記(1)において、前記第一割合が19.0～103.8 [%]の範囲内であることが好ましい。この場合、前記第二割合が少なくとも3.6～19.3 [%]の範囲内であることが好ましい。

(3) 上記(1)または(2)において、前記第二割合が6.4～15.0 [%]の範囲内であることが好ましい。

[0008] なお、前記第一割合が19.0 [%]である場合には、前記第二割合が3.6～10.7 [%]の範囲内であることが好ましい。また、前記第一割合が56.2 [%]である場合には、前記第二割合が6.4～15.0 [%]の範囲内であることが好ましい。また、前記第一割合が103.8 [%]である場合には、前記第二割合が10.7～19.3 [%]の範囲内であることが好ましい。

[0009] (4) 上記(1)乃至(3)の何れかにおいて、前記肉抜き部が、前記リムにおける軸方向の一端面及び他端面の各々に設けられ、前記一端面にお

る前記凹設寸法が、前記他端面における前記凹設寸法と同一であることが好ましい。

[0010] (5) 上記(1)乃至(4)の何れかにおいて、前記はすば歯車が、遊星歯車機構のプラネタリギヤであって、前記軸心と同軸で前記所定値よりも半径が小さい中空円筒状に穿孔されるとともに、前記遊星歯車機構のキャリアピンが回転自在に挿入される軸孔を備えることが好ましい。

(6) 上記(5)において、前記リムの軸方向の一端面のうち前記軸心までの距離が前記所定値を超える環状の範囲を前記他端面側とは反対側に向かって凸設してなる摺接部を備えることが好ましい。

[0011] (7) 開示の減速機は、上記(5)または(6)記載のはすば歯車と、前記遊星歯車機構におけるサンギヤに接続される入力軸と、前記キャリアピンを有するキャリアに接続される出力軸と、を備える。

### 発明の効果

[0012] 開示のはすば歯車及び減速機によれば、サイズアップとコストを抑えつつ折損性能を改善できる。

### 図面の簡単な説明

[0013] [図1]実施例としての減速機の構成を示す断面図である。

[図2]図1の減速機に内蔵される複合遊星歯車機構のスケルトン図である。

[図3]図2中の遊星歯車機構の正面図である。

[図4]図3の遊星歯車機構に適用されるはすば歯車の斜視図である。

[図5]図4のはすば歯車の断面図である。

[図6]はすば歯車の肉抜き割合と歯元応力との関係を示すグラフである。

[図7]はすば歯車の肉抜き割合と最大歯元応力との関係を示すグラフである。

[図8]図1の第一キャリアの斜視図である。

[図9] (A) 及び (B) は、図1の第一キャリアの要部断面図(図1のA拡大図)である。

[図10]図1の係止部の断面図(図1のB断面図)である。

[図11]第一割合を19.0 [%]に固定して第二割合と歯元応力との関係を

C A E解析したシミュレーション結果を示す表である。

[図12]図 1 1 に示す第二割合と歯元応力との関係を示すグラフである。

[図13]図 1 1 に示す第二割合と最大歯元応力との関係を示すグラフである。

[図14]第一割合を56.2 [%] に固定して第二割合と歯元応力との関係をC A E解析したシミュレーション結果を示す表である。

[図15]図 1 4 に示す第二割合と歯元応力との関係を示すグラフである。

[図16]図 1 4 に示す第二割合と最大歯元応力との関係を示すグラフである。

[図17]第一割合を103.8 [%] に固定して第二割合と歯元応力との関係をC A E解析したシミュレーション結果を示す表である。

[図18]図 1 7 に示す第二割合と歯元応力との関係を示すグラフである。

[図19]図 1 7 に示す第二割合と最大歯元応力との関係を示すグラフである。

[図20]第一割合と第二割合との関係を示すグラフである。

## 発明を実施するための形態

### [0014] [1. 構成]

以下、実施例としてのはすば歯車及びはすば歯車を含む減速機7について説明する。

図1は、はすば歯車を内蔵する減速機7の構成を示す断面図である。この減速機7は、例えばモータ6の回転駆動力を減速してトルクを増大させる変速装置である。モータ6で生成された駆動力は、入力軸17を介して減速機7へと入力され、減速機7の内部で変速（減速）された後、出力軸27から出力される。入力軸17から出力軸27までの動力伝達経路には、複数の歯車が介装される。図1に示す例は、第一遊星歯車機構10と第二遊星歯車機構20とを組み合わせた二段の複合遊星歯車機構が内蔵された減速機7である。

[0015] 第一遊星歯車機構10及び第二遊星歯車機構20は、減速機7の外周を囲むように形成されたギヤハウジング8及びカバー9の内側に收容される。ギヤハウジング8は、例えば底面側及び頂面側の双方が開放された中空円筒状に形成される。図1に示すギヤハウジング8は、紙面における右側の端面全

体が開放された形状であり、その開口部に円錐台形状（テーパ状）のカバー 9 が取り付けられる。ギヤハウジング 8 及びカバー 9 は、少なくとも一箇所以上に（要すれば複数箇所に）設けられる係止部 40 を介して、互いに係止される。

[0016] 図 1 に示すギヤハウジング 8 のうち、紙面における左側の端部には、円錐台形状（テーパ状）に形成された傾斜部が設けられる。傾斜部の中心部分（円錐台の頂面部分）には、モータ 6 の回転軸である入力軸 17 が挿通される孔が形成される。モータ 6（破線で概形を示す）は、この孔を塞ぐように、ギヤハウジング 8 に取り付けられる。また、図 1 に示すギヤハウジング 8 のうち、紙面における右側の端部には、カバー 9 が取り付けられる。カバー 9 の中央部分（円錐台の頂面部分）には、出力軸 27 が挿通される孔が形成される。入力軸 17 及び出力軸 27 は、ギヤハウジング 8 の中心軸 C と同軸に配置される。

[0017] 図 2 は、減速機 7 に内蔵される複合遊星歯車機構のスケルトン図である。第一遊星歯車機構 10 には、第一サンギヤ 11、第一プラネタリギヤ 12、第一リングギヤ 13、第一キャリア 14 が設けられる。第一サンギヤ 11 は、入力軸 17 に接続（または一体に形成）される外歯歯車である。第一リングギヤ 13 は、ギヤハウジング 8 の内周面に形成（または固定）される内歯歯車である。第一プラネタリギヤ 12 は、第一サンギヤ 11 と第一リングギヤ 13 との間に介装される外歯歯車であり、双方の歯車に噛み合っている。各ギヤ 11～13 に形成される歯筋は弦巻線状であり、第一サンギヤ 11 及び第一プラネタリギヤ 12 は外歯のはずば歯車とも呼ばれ、第一リングギヤ 13 は内歯のはずば歯車とも呼ばれる。

[0018] 図 3 は、四個の第一プラネタリギヤ 12 が設けられた第一遊星歯車機構 10 を示す正面図である。第一プラネタリギヤ 12 の個数は任意に設定可能であり、一個でもよいし二個以上でもよい。第一プラネタリギヤ 12 の中心は、第一キャリア 14 に固定された第一キャリアピン 15 によって回転自在に支持される。第一プラネタリギヤ 12 は、第一キャリアピン 15 の軸心 D を

中心に回転可能（自転可能）とされる。

[0019] 図1～図3に示すように、第一キャリア14には、入力軸17と同軸の第一キャリア軸16が形成（または固定）される。第一キャリア14は、第一キャリア軸16を中心として（すなわち中心軸Cを中心として）回転可能とされる。これにより、第一プラネタリギヤ12は、中心軸Cのまわりを公転可能となる。また、第一キャリア軸16は、第一遊星歯車機構10で変速された回転駆動力を出力する出力軸としての機能を持つ。ここで、第一サンギヤ11の歯数を $Z_1$ とし、第一リングギヤ13の歯数を $Z_2$ とする。第一リングギヤ13を固定して第一サンギヤ11を回転駆動したときに、第一キャリア軸16から出力される回転速度の減速比（入力軸17に対する第一キャリア軸16の角速度比）は、 $Z_1/(Z_1+Z_2)$ となる。

[0020] 図1及び図2に示すように、第二遊星歯車機構20には、第二サンギヤ21、第二プラネタリギヤ22、第二リングギヤ23、第二キャリア24が設けられる。第二サンギヤ21は、第一サンギヤ11よりも大径の外歯歯車であり、第一キャリア軸16に接続（または一体に形成）される。本実施例の第一キャリア軸16は、第二遊星歯車機構20に回転駆動力を入力する入力軸としての機能を併せ持つ。第二リングギヤ23は、第一リングギヤ13よりも大径の内歯歯車であり、ギヤハウジング8の内周面に形成（または固定）される。第二プラネタリギヤ22は、第二サンギヤ21と第二リングギヤ23との間に介装される外歯歯車であり、双方の歯車に噛み合っている。第二遊星歯車機構20に含まれる各ギヤ21～23もはすば歯車である。

[0021] 第二プラネタリギヤ22の中心は、第二キャリア24に固定された第二キャリアピン25によって回転自在に支持される。第二プラネタリギヤ22は、第二キャリアピン25の軸心を中心に回転可能（自転可能）とされる。また、第二キャリア24には、入力軸17と同軸の第二キャリア軸26が形成（または固定）される。第二キャリア24は、第二キャリア軸26を中心として（すなわち中心軸Cを中心として）回転可能とされる。これにより、第二プラネタリギヤ22は、中心軸Cのまわりを公転可能となる。また、第二

キャリア軸 26 には、入力軸 17 と同軸の出力軸 27 が接続（または一体に形成）される。

[0022] 第二キャリア軸 26 は、第二遊星歯車機構 20 で変速された回転駆動力を出力する出力軸としての機能を持つ。ここで、第二サンギヤ 21 の歯数を  $Z_3$  とし、第二リングギヤ 23 の歯数を  $Z_4$  とする。第二リングギヤ 23 を固定して第二サンギヤ 21 を回転駆動したときに、第二キャリア軸 26 から出力される回転速度の減速比（第一キャリア軸 16 に対する第二キャリア軸 26 の角速度比）は、 $Z_3/(Z_3+Z_4)$  となる。また、入力軸 17 に対する出力軸 27 の減速比は、 $Z_1/\{Z_1+(Z_1+Z_2)Z_4\}$  となる。

[0023] 図 4 は、第一プラネタリギヤ 12（はすば歯車）の斜視図である。第一プラネタリギヤ 12 は、円筒状のリム 1 の外部筒面に弦巻線状の歯筋を形成してなるはすば歯車であり、斜歯部 2 を有する。斜歯部 2 は、リム 1 の外部筒面の部位であって、弦巻線状の歯筋が形成された部位である。斜歯部 2 の歯厚（歯車のピッチ直径における歯の部分の厚さ）は  $J$  である。第一プラネタリギヤ 12 には、第一キャリアピン 15 が回転自在に挿入される軸孔 4 が穿孔される。軸孔 4 は、中空円筒状の孔であり、その中心は第一キャリアピン 15 の軸心  $D$  と同軸である。なお、第一プラネタリギヤ 12 の噛み合い率は少なくとも 1 よりも大きく設定される。

[0024] リム 1 の軸方向の一端面には、他端面側に向かって凹んだ形状の肉抜き部 3 が設けられる。肉抜き部 3 は、リム 1 の軸方向の一端面のうち、軸心  $D$  までの距離が所定値以下となる円形の範囲を他端面側に向かって凹設してなる部位である。この肉抜き部 3 は、少なくともリム 1 の両端面のうちのいずれか一方に設けられる。好ましくは、両方の端面に肉抜き部 3 が設けられる。一端面側の肉抜き部 3 の形状は、他端面側の肉抜き部 3 の形状と相違させてもよいが、より好ましくは、一端面側の肉抜き部 3 と他端面側の肉抜き部 3 とが同一形状とされる。また、肉抜き部 3 が形成される円形の範囲は、少なくとも軸孔 4 よりも大きな範囲である。肉抜き部 3 が形成される範囲の半径が所定値であるとき、軸孔 4 の半径は所定値（肉抜き部 3 の半径寸法）より

も小さい。

[0025] 図5は、軸心Dを通る切断面における第一プラネタリギヤ12（はすば歯車）の断面図である。斜歯部2の歯厚Jに対するリム厚Gから肉抜き部3の肉抜き厚H（ザグリ径）を減じた値を割合Pと定義する。「 $P = (G - H) / J$ 」である。割合Pが56.2 [%]である場合において、肉抜き部3の軸心方向の凹設寸法Fは、リム1の軸方向の全長寸法Eに対して4~22 [%]の範囲内に設定される。好ましくは、凹設寸法Fが全長寸法Eに対して7~17 [%]の範囲内に設定される。また、肉抜き部3は、軸心Dを中心とした円筒面の内周面状に形成される側面部31と、軸心Dに直交する平面状に形成される底面部32とを有する。側面部31の開口側の端部についても同様である。

[0026] ここで、斜歯部2の歯底から軸孔4の筒面までの寸法のことを、リム厚G（リムの厚み）と定義する。また、肉抜き部3の所定値から軸孔4の半径を減算した寸法のことを、肉抜き厚Hと定義する。これらのリム厚G及び肉抜き厚Hを、図5中に例示する。割合P = 56.2 [%]の場合、肉抜き厚Hは、リム厚Gの1/3以上に設定することが好ましく、リム厚Gの半分以上に設定することがより好ましい。肉抜き厚Hを増加させることで、斜歯部2の歯元応力が減少する。

[0027] 図6、図7は、割合P = 56.2 [%]における、CAE（Computer Aided Engineering）解析のシミュレーション結果を説明するための図表である。発明者は、CAE解析用のコンピュータ及びソフトウェアを用いて、第一プラネタリギヤ12（はすば歯車）の形状を変更したときに各種歯元応力がどのように変化するかを検討した。

図6は、第一プラネタリギヤ12について、リム1の軸方向の全長寸法Eに対する凹設寸法Fの割合（百分率）と斜歯部2の歯元応力との関係を示すグラフである。縦軸は、凹設寸法Fが0であるときの歯元応力（換言すれば、リム1の軸方向の全長寸法Eに対する凹設寸法Fの割合が0であるときの歯元応力）の最大値を100 [%]として、歯元応力を百分率で表した値で

ある。ここでは、三種類の歯元応力を考慮している。第一の歯元応力は、第一サンギヤ11と第一リングギヤ13との噛み合いによって、斜歯部2の軸方向両端部に生じる歯元応力である。第二の歯元応力は、第一サンギヤ11と第一リングギヤ13との噛み合いによって、斜歯部2の軸方向中央部に生じる歯元応力である。第三の歯元応力は、第一キャリアピン15に支持されることによって、斜歯部2の軸方向中央部に生じる歯元応力である。各々の歯元応力の大きさは、肉抜き部3の凹設寸法Fに応じて変化し、言い換えれば、全長寸法Eに対する凹設寸法Fの割合に応じて変化する。

[0028] 第一の歯元応力は、図6中において黒丸及び太実線で示すように、凹設寸法Fが大きくなるに連れて減少する。一方、第二の歯元応力は、図6中において黒三角及び破線で示すように、凹設寸法Fが大きくなるに連れて増大する。第三の歯元応力についても同様であり、図6中において黒四角及び二点鎖線で示すように、凹設寸法Fが大きくなるに連れて増大する。各々の歯元応力の値は、全長寸法Eに対する凹設寸法Fの割合に対してほぼ線形に変化する。

[0029] 図6に示すように、全長寸法Eに対する凹設寸法Fの割合が小さすぎれば、第一の歯元応力が過大になってしまう。一方、全長寸法Eに対する凹設寸法Fの割合が大きすぎれば、第三の歯元応力が過大になってしまう。したがって、全長寸法Eに対する凹設寸法Fの割合を適正な範囲内に設定することが肝要である。これにより、三種の歯元応力のいずれかが過度に大きくなってしまいうような事態が防止され、各々の歯元応力が全体的に小さくなる。肉抜き部3がない場合と比較すると、二割程度の歯元応力を削減できる。

[0030] 図7は、全長寸法Eに対する凹設寸法Fの割合（横軸）と、図6に示す三種類の歯元応力のうち最大の歯元応力（最大歯元応力，縦軸）との関係を例示する近似曲線である。発明者の試算によれば、割合Pが56.2 [%]である場合における、最大歯元応力の値が所定値X以下となるFの割合の範囲は4~22 [%]である。Xは肉抜き部3を設けない場合（すなわち凹設寸法Fが0）と比較して小さな値である。したがって、このような範囲内でF

の割合を設定することで、最大歯元応力が所定値 $X$ 以下に抑えられ、ギヤの強度が向上する。また、最大歯元応力の値が所定値 $X$ よりも小さい第二所定値 $Y$ 以下となる $F$ の割合の範囲は、 $7\sim 17$  [%]である。したがって、このような範囲内で $F$ の割合を設定することで、最大歯元応力を第二所定値 $Y$ 以下に抑えられ、ギヤの強度がさらに向上する。

[0031] 図5に示すように、リム1の軸方向の一端面には、斜歯部2における軸方向の端面である斜歯端面28よりも外側に向かって突出する摺接部5が設けられる。摺接部5は、リム1の軸方向の一端面のうち、軸心Dまでの距離が所定値（肉抜き部3の半径寸法）を超える環状の範囲を他端面側とは反対側（外側）に向かって凸設してなる部位である。この摺接部5は、少なくともリム1の両端面のうちのいずれか一方に設けられる。好ましくは、両方の端面に摺接部5が設けられる。一端面側の摺接部5の形状は、他端面側の摺接部5の形状と相違させてもよいが、より好ましくは、一端面側の摺接部5と他端面側の摺接部5とが同一形状とされる。

[0032] 摺接部5には、第一面部51と第二面部52とが設けられる。第一面部51は、軸心Dに直交する平面状に形成された部位である。第一面部51は、例えばギヤハウジング8やカバー9など、位置が固定される他の部材に面接触するように設けられる。また、第二面部52は、第一面部51と斜歯端面28との間を接続するように円筒面状に形成された部位である。第一面部51を他の部材に支承させることで、第一プラネタリギヤ12の軸方向への位置ずれや移動が阻止される。

[0033] 第一面部51に面接触する部材は、図1に示すように、少なくとも第一面部51の一部分を支承するものであればよく、第一面部51の全面を同時に支承する必要はない。また、図5中に示す全長寸法Eは、一端面側の第一面部51と他端面側の第一面部51との距離を示しているが、一端面側の斜歯端面28と他端面側の斜歯端面28との距離を全長寸法Eとしてもよい。摺接部5が片方のみ形成される場合には、一端面側の第一面部51と他端面側の斜歯端面28との距離を全長寸法Eとしてもよい。

[0034] 図8は、図3に示す第一遊星歯車機構10の第一キャリア14の斜視図である。第一キャリア14には、中心軸Cに対して垂直な円盤状に形成される円盤部18と、円盤部18の板面の一方に立設される円柱状の第一キャリアピン15と、円盤部18の板面の他方に立設される円柱状の第一キャリア軸16とが設けられる。第一キャリアピン15の本数は、四個の第一プラネタリギヤ12に対応するように、四本である。

[0035] 図9(A), (B)の各々は、第一キャリアピン15の基端部の形状を説明するための断面図(図1のA拡大図)である。第一キャリアピン15は第一プラネタリギヤ12より力を受けるため応力が生じ、特に応力が集中しやすい基端部付近は軸心Dを通る断面において円弧で形成される。応力集中を緩和するためにはできるだけ曲率半径 $r$ を大きくすることが望ましい。このため、第一キャリアピン15の基端部の形状は、軸心Dを通る断面において中心角 $\theta$ が $90^\circ$ 以下になるように形成される。例えば、およそ $30^\circ$ の円弧をなすように形成される。一例として、第一プラネタリギヤ12の直径が $\phi 10$ であって、四本の第一キャリアピン15の直径が $\phi 5$ であるものとする。第一キャリアピン15の基端部の断面を構成する円弧の中心角 $\theta$ は、例えば $20\sim 50^\circ$ の範囲内で設定され、好ましくは $25\sim 35^\circ$ の範囲内で設定され、より好ましくは $30^\circ$ に設定される。

[0036] ここで、中心角 $\theta$ が $90^\circ$ の円弧で基端部を設計した場合、第一キャリアピン15同士の干渉を防止するためには、円弧の曲率半径 $r$ が2.5程度で上限となってしまふ。また、例えば円弧の曲率半径 $r$ をこれよりも大きく(例えば $r 20.0$ 程度に)設定するならば、第一キャリアピン15同士を離隔させる必要が生じることから、第一遊星歯車機構10のサイズが大きくなってしまふ。一方、円弧の中心角 $\theta$ をおよそ $30^\circ$ に設定することで、曲率半径 $r$ を大きく(例えば $r 20.0$ 程度に)設定した場合であっても第一キャリアピン15同士を離隔させる必要がなくなり、第一遊星歯車機構10のダウンサイジングが容易となる。

[0037] なお、図9(A)に示すように、第一キャリアピン15の基端部を形成す

る円弧の上端を第一キャリアピン15の筒面に対して滑らかに接続するとともに、円弧の下端を円盤部18に対して滑らかな曲線（例えば、曲率半径がより小さい円弧やスプライン曲線など）で接続してもよい。また、曲率半径 $r$ が大きいほど、円弧の下端に応力が集中しやすくなってしまうため、図9（B）に示すように、第一キャリアピン15の基端部を形成する円弧の位相（中心に対する位置）をずらして形成してもよい。

[0038] 例えば、図9（A）に示す例では、円弧の上端が破線円の中心に対して9時の方向（中心から左向きの水平方向）に位置している。これに対し、図9（B）に示す例では、円弧の上端が破線円の中心に対して8時の方向（中心から左下向き方向）に位置している。このように、第一キャリアピン15の基端部を形成する円弧について、上端の法線方向を円盤部18に対して平行な方向（図中の水平方向）に設定してもよいし、平行ではない斜め方向に設定してもよい。ただし、第一キャリアピン15の筒面と円弧の上端との境界部分は、より曲率半径の小さい円弧やスプライン曲線等で滑らかに接続することが好ましい。円盤部18と円弧の下端との境界部分についても同様である。

[0039] また、第一キャリアピン15の基端部を形成する円弧の上部側は下部側と比較して応力が大きくなるため、図9（B）中に示す角度 $\theta_A$ は、角度 $\theta_B$ よりも大きく設定する（ $\theta_A > \theta_B$ にする）ことが好ましい。角度 $\theta_A$ は、図9（B）中において、第一キャリアピン15の基端部を形成する円弧の上端から円弧中心までを結ぶ線分と第一キャリアピン15の筒面とのなす角度である。また、角度 $\theta_B$ は、図9（B）中において、第一キャリアピン15の基端部を形成する円弧の下端から円弧中心までを結ぶ線分と円盤部18の板面とのなす角度である。

[0040] 図10は、図1の係止部40の断面図（図1のB断面図）である。係止部40は、例えば複数箇所にて設けられ、ギヤハウジング8及びカバー9の周方向に所定の間隔を空けて配置される。また、係止部40には、ギヤハウジング8側から凸設される爪41と、カバー9側に凹設される爪受け43とが設

けられる。図1に示すように、ギヤハウジング8をカバー9に向かって中心軸Cに沿って移動させることで、爪41が爪受け43の内側に嵌装され、凹凸形状に係合する。これにより、ギヤハウジング8及びカバー9が互いに係止されるようになっている。

[0041] 図10に示す係止部40の断面において、爪41の周方向両端部には、爪端面42が設けられる。これに対応するように、爪受け43の周方向両端部には、爪受け端面44が設けられる。爪受け端面44は、爪端面42の全面に対して面接触しうる大きさに形成される。言い換えれば、爪41の半径方向外側の表面が、爪受け43の半径方向外側の表面よりも内側に位置するように、爪41及び爪受け43の形状が形成される。このような構造により、例えばギヤハウジング8が中心軸Cの回りに回転しようとしたときに、爪端面42が爪受け端面44に対して全面衝突する（オフセット衝突しない）。したがって、爪41が開いて爪受け43の外側に飛び出す（係合が外れる）ことが防止され、ギヤハウジング8及びカバー9の係合状態が維持されやすくなる。

[0042] 爪端面42が爪受け43の端面に対して径方向外側に突出している場合、たとえその突出箇所が爪端面42の一部であったとしても、爪端面42がオフセット衝突（部分衝突）することで、爪41に径方向外側向きの力が生じ、爪41が開いて爪受け43の外側に飛び出してしまうおそれが生じる。これに対し、図10に示すように、爪端面42が爪受け43の内側に収まる構造にしておくことで、爪41が外側に飛び出しにくくなる。

[0043] [2. 解析結果]

図11～図20は、上記の実施例に係るCAE解析のシミュレーション結果を説明するための図表である。発明者は、CAE解析用のコンピュータ及びソフトウェアを用いて、第一プラネタリギヤ12（はすば歯車）の形状を変更したときに各種歯元応力がどのように変化するかを検討した。ここで、斜歯部2の歯厚Jに対するリム厚Gから肉抜き部3の肉抜き厚H（ザグリ径）を減じた値の割合Pを、第一割合Pと定義する。また、リム1の軸方向

の全長寸法Eに対する肉抜き部3の軸心方向の凹設寸法Fの割合を、第二割合Qと定義する。すなわち、「 $Q = F / E$ 」である。

[0044] なお、図11～図20に示すシミュレーション結果に係る解析条件（例えば、解析構造物のメッシュサイズ、メッシュ数、メッシュ形状等）は、図6、図7に示すシミュレーション結果に係る解析条件とは若干相違する。したがって、図11～図20に示すシミュレーション結果は、必ずしも図6、図7に示すシミュレーション結果に対して完全に整合するものではない点に留意されたい。また、図6、図7、図11～図20に示すシミュレーション結果の解釈においては、些末な事項（具体的な数値やグラフ形状等）の相違や不一致に囚われることなく、各々の解析結果から導き出される技術的特徴や特性を努めて把握する姿勢が期待されることを付言する。

[0045] 図11は、第一割合Pを19.0 [%]に固定して、肉抜き部3の軸心方向の凹設寸法Fを第二割合Qが3.6～12.1 [%]の範囲内で変更された場合のシミュレーション結果を示す表である。解析条件は、リム厚Gが1.69 [mm]、肉抜き厚H（ザグリ径）が1.49 [mm]、歯厚Jが1.05 [mm]、斜歯部2の歯幅が7.0 [mm]、入力トルクが2.0 [Nm]である。

[0046] 図12は、図11に示す三種の歯元応力 [MPa] の第二割合Q [%] に対する挙動をグラフ化したものである。図中の黒丸及び太実線は、第一の歯元応力及び近似曲線を示す。同様に、黒三角及び破線は第二の歯元応力及び近似曲線を示し、黒四角及び二点鎖線は第三の歯元応力及び近似曲線を示す。これらのグラフから、第二割合Qが比較的小さい領域では第一の歯元応力が比較的大きくなるのに対し、第二割合Qが比較的大きい領域では第二、第三の歯元応力がともに比較的大きくなることがわかる。

[0047] 図13は、図11における第二割合Q [%] とその第二割合Qに対する第一、第二、第三の歯元応力の最大値 [MPa] との関係性をグラフ化したものである。図中の黒丸及び太実線は、最大歯元応力及び近似曲線を示す。ここで、このグラフ中における最大歯元応力の最小値（ボトム値）をRとおく。

最小値Rに所定の係数Kを乗じた値Zよりも最大歯元応力が小さくなる第二割合Qの範囲は、第一、第二、第三の歯元応力の各々が過度に大きくならず、総合的に小さくなる範囲であるといえる。図13中における最小値Rは13.0 [MPa]である。また、発明者の鋭意検討の結果、最小値Rに対し最大歯元応力の増加が10 [%]以内 ( $K \leq 1.1$ ) であれば、優良な効果が得られることが分かっている。そして、所定の係数Kが1.1のとき、値Zが14.3 [MPa]となる。最大歯元応力が値Z以下となる第二割合Qの範囲を抽出すると、およそ3.6~10.7 [%]となる。なお、所定の係数Kの具体的な値は任意に設定可能であるが、例えば  $1.0 < K \leq 1.5$  の範囲内で設定される。

[0048] 図14は、第一割合Pを56.2 [%]に固定して、肉抜き部3の軸心方向の凹設寸法Fを第二割合Qが5.0~15.0 [%]の範囲内で変更された場合のシミュレーション結果を示す表である。解析条件は、リム厚Gが1.69 [mm]、肉抜き厚H（ザグリ径）が1.1 [mm]、歯厚Jが1.05 [mm]、斜歯部2の歯幅が7.0 [mm]、入力トルクが2.0 [Nm]である。

[0049] 図15は、図14に示す三種の歯元応力 [MPa] の第二割合Q [%] に対する挙動をグラフ化したものである。図中の黒丸及び太実線は、第一の歯元応力及び近似曲線を示す。同様に、黒三角及び破線は第二の歯元応力及び近似曲線を示し、黒四角及び二点鎖線は第三の歯元応力及び近似曲線を示す。これらのグラフから、第二割合Qが比較的小さい領域では第一の歯元応力が比較的大きくなるのに対し、第二割合Qが比較的大きい領域では第三の歯元応力が比較的大きくなることがわかる。また、第一割合Pが56.2 [%] の場合には、最大歯元応力を検討する上で第二の歯元応力をあまり考慮する必要がないことがわかる。

[0050] 図16は、図14における第二割合Q [%] とその第二割合Qに対する第一、第二、第三の歯元応力の最大値 [MPa] との関係グラフ化されたものである。図中の黒丸及び太実線は、最大歯元応力及び近似曲線を示す。図1

6中における最小値Rは15.2 [MPa]である。また、所定の係数Kが1.1のとき、値Zが16.72 [MPa]となる。最大歯元応力が値Z以下となる第二割合Qの範囲を抽出すると、およそ6.4~15.0 [%]となる。

[0051] 図17は、第一割合Pを103.8 [%]に固定して、肉抜き部3の軸心方向の凹設寸法Fを第二割合Qが6.4~23.6 [%]の範囲内で変更された場合のシミュレーション結果を示す表である。解析条件は、リム厚Gが1.69 [mm]、肉抜き厚H（ザグリ径）が1.49 [mm]、歯厚Jが1.05 [mm]、斜歯部2の歯幅が7.0 [mm]、入力トルクが2.0 [Nm]である。

[0052] 図18は、図17に示す三種の歯元応力 [MPa] の第二割合Q [%] に対する挙動をグラフ化したものである。図中の黒丸及び太実線は、第一の歯元応力及び近似曲線を示す。同様に、黒三角及び破線は第二の歯元応力及び近似曲線を示し、黒四角及び二点鎖線は第三の歯元応力及び近似曲線を示す。これらのグラフから、第二割合Qが比較的小さい領域では第一の歯元応力が比較的大きくなるのに対し、第二割合Qが比較的大きい領域では第三の歯元応力が比較的大きくなることがわかる。また、第一割合Pが103.8 [%] の場合にも、最大歯元応力を検討する上で第二の歯元応力をあまり考慮する必要がないことがわかる。

[0053] 図19は、図17における第二割合Q [%] とその第二割合Qに対する第一、第二、第三の歯元応力の最大値 [MPa] との関係グラフ化したものである。図中の黒丸及び太実線は、最大歯元応力及び近似曲線を示す。図19中における最小値Rは14.6 [MPa]である。また、所定の係数Kが1.1のとき、値Zが16.06 [MPa]となる。最大歯元応力が値Z以下となる第二割合Qの範囲を抽出すると、およそ10.7~19.3 [%]となる。

[0054] 図20は、図13、図16、図19の各々から抽出される第二割合Qの範囲と第一割合Pとの関係をグラフ化したものである。図20中の黒丸及び黒

三角は、第二割合Qの範囲の両端点を表す。ここで、これらの両端点のうち小さい一方をmとおき、他方をnとおく ( $m < n$ )。第二割合Qの範囲は、第一割合Pが大きいほど、第二割合Qの範囲を規定する両端点m, nがともに増加方向に移動する。つまり、第一割合Pに応じて、好ましい第二割合Qの範囲が変動することがわかる。

[0055] 端点m, nの各々の座標を直線近似すると、第一割合Pと第二割合Qの範囲の両端点m, nとの関係を表す以下の近似式が得られる。

$$P = 12.628m - 25.78$$

$$P = 9.8605n - 88.24$$

(ただし、P：第一割合 [%]、m：一方の端点 [%]、n：他方の端点 [%])

[0056] 上記の近似式から、第一割合Pが大きいほど、第二割合Qの範囲が拡大されることがわかる。端点mについてのグラフは、図20中に太実線で示し、端点nについてのグラフは破線で示す。図20中の太実線と破線とに挟まれた範囲が、第一割合P及び第二割合Qの好ましい範囲となる。図20中において、黒丸及び黒三角が存在する範囲は、第一割合Pについては19.0～103.8 [%]の範囲であり、第二割合Qについては2～22 [%]の範囲内である。

[0057] なお、図20に示すような、第一割合Pと第二割合Qとの関係が表現される座標系において、第一割合P及び第二割合Qの好ましい組み合わせを示す領域は、以下の四つの不等式(式A～式D)を満たす四角形領域として規定することができる。

$$[\text{式A}] \quad P \leq aQ - b \quad [\text{式B}] \quad P \geq cQ - d$$

$$[\text{式C}] \quad P \geq e \quad [\text{式D}] \quad P \leq f$$

(ただし、P：第一割合 [%]、Q：第二割合 [%]、 $a > c > 0$ 、 $f > e \geq 0$ )

[0058] 図20に示す例は、 $a = 12.628$ 、 $b = 25.78$ 、 $c = 9.8605$ 、 $d = 88.24$ の場合に相当する。また、第一割合Pの上下限を黒丸及

び黒三角が存在する範囲内に設定するならば、 $e = 19.0$ 、 $f = 103.8$ となる。ただし、第一割合Pの上限値及び下限値はこれに限定されることはなく、少なくとも $f > e \geq 0$ が成立する限りにおいてe及びfの値を任意に設定することができる。

[0059] [3. 作用・効果]

(1) 実施例としてはすば歯車（第一プラネタリギヤ12）には、円筒状のリム1の外部筒面に弦巻線状の歯筋を形成してなる斜歯部2と、リム1の軸方向の一端面のうち軸心Dまでの距離が所定値以下となる範囲を他端面側に向かって凹設してなる肉抜き部3とが設けられる。上記のはすば歯車では、斜歯部2の歯厚Jに対するリム1の厚みGから肉抜き部3の肉抜き厚Hを減じた値の割合が第一割合Pと定義され、リム1の軸方向の全長寸法Eに対する凹設寸法Fの割合が第二割合Qと定義される。また、図20に示すように、第一割合Pと第二割合Qの範囲の端点mとの関係は、数式「 $P = 12.628m - 25.78$ 」で与えられ、第一割合Pと第二割合Qの範囲の端点nとの関係は、数式「 $P = 9.8605n - 88.24$ 」で与えられる。

[0060] このような構成により、第一～第三の歯元応力が全体的に抑制される第二割合Qの範囲を容易に定めることができ、斜歯部2に生じる歯元応力を低減させることができる。また、上記のような数式により、第一割合Pと第二割合Qとの関係を明確に規定することができ、斜歯部2に生じる歯元応力をより確実に低減させることができる。

[0061] (2) 図11～図20に示すように、第一割合Pが19.0～103.8 [%]の範囲において、斜歯部2に生じる歯元応力を低減させうることが確認されている。したがって、第一割合Pは、19.0～103.8 [%]の範囲内であることが好ましい。

なお、第一割合Pを19.0～103.8 [%]の範囲内で設定するとともに、第二割合Qを3.6～19.3 [%]の範囲内で設定してもよい。このような構成により、図20に示すように、第一割合P及び第二割合Qの良好な組み合わせをより確実に実現することができる。

(3) 図11～図20に示すように、第二割合Qが6.4～15.0 [%] の範囲において、斜歯部2に生じる歯元応力を低減させることが確認されている。したがって、第二割合Qは、6.4～15.0 [%] の範囲内であることが好ましい。

[0062] 第一割合Pと第二割合Qとの関係が表現される座標系において、第一割合P及び第二割合Qの組み合わせを示す領域が以下の四つの不等式(式A～式D)を満たす四角形領域として規定されてもよい。

$$\text{[式A]} \quad P \leq aQ - b \quad \text{[式B]} \quad P \geq cQ - d$$

$$\text{[式C]} \quad P \geq e \quad \text{[式D]} \quad P \leq f$$

(ただし、P：第一割合 [%]，Q：第二割合 [%]， $a > c > 0$ ， $f > e \geq 0$ )

このような構成においても、第一割合Pと第二割合Qとの関係を明確に規定することができ、斜歯部2に生じる歯元応力をより確実に低減させることができる。

[0063] なお、第一割合Pが19.0 [%]である場合には、第二割合Qが3.6～10.7 [%]の範囲内であることが好ましい。これにより、図13に示すように、最大歯元応力を確実に値Z以下(例えば14.3 [MPa]以下)にすることができる。

また、第一割合Pが56.2 [%]である場合には、第二割合Qが6.4～15.0 [%]の範囲内であることが好ましい。これにより、図16に示すように、最大歯元応力を確実に値Z以下(例えば16.72 [MPa]以下)にすることができる。

また、第一割合Pが103.8 [%]である場合には、第二割合Qが10.7～19.3 [%]の範囲内であることが好ましい。これにより、図19に示すように、最大歯元応力を確実に値Z以下(例えば16.06 [MPa]以下)にすることができる。

[0064] (4) 実施例としてはすば歯車(第一プラネタリギヤ12)には、肉抜き部3がリム1の両端面に設けられる。これらの二つの肉抜き部3は、好ま

しくは同一形状とされ、一端面における凹設寸法Fが、他端面における凹設寸法Fと同一とされる。このような構成により、歯車の両端面で均等に歯元応力を削減することができ、折損性能をさらに改善できる。

[0065] (5) 実施例としてははすば歯車は、第一遊星歯車機構10の第一プラネタリギヤ12であり、第一キャリアピン15が回転自在に挿入される軸孔4を備えている。軸孔4は、軸心Dと同軸で所定値（肉抜き部3の半径寸法）よりも半径が小さい中空円筒状に穿孔される。このような構成により、図6中に太実線で示すように、第一プラネタリギヤ12の軸方向両端部における歯元応力を削減でき、折損性能をさらに改善できる。

[0066] (6) 実施例としてははすば歯車（第一プラネタリギヤ12）には、リム1の軸方向の一端面のうち軸心Dまでの距離が所定値（肉抜き部3の半径寸法）を超える環状の範囲を他端面側とは反対側に向かって凸設してなる摺接部5が設けられる。摺接部5は、スラスト方向にははすば歯車が動いた際に、歯端面をスラスト方向側の面で直接的に擦らないようにするための受け面として機能する。したがって、第一プラネタリギヤ12の性能を長時間にわたって維持でき、製品品質の向上を図れる。

[0067] (7) 実施例としての減速機7は、上記のはすば歯車（第一プラネタリギヤ12）と入力軸17と出力軸（第一キャリア軸16）とを備えている。入力軸17は、第一遊星歯車機構10における第一サンギヤ11に接続される。また、出力軸である第一キャリア軸16は、第一プラネタリギヤ12を支持する第一キャリアピン15が取り付けられる第一キャリア14に接続される。このような構成により、減速機7に内蔵される第一プラネタリギヤ12の折損性能を改善でき、減速機7の品質を向上させることができる。

[0068] [4. その他]

上記の実施例はあくまでも例示に過ぎず、本実施例で明示しない種々の変形や技術の適用を排除する意図はない。本実施例の各構成は、それらの趣旨を逸脱しない範囲で種々変形して実施できる。また、本実施例の各構成は必要に応じて取捨選択でき、あるいは、公知技術に含まれる各種構成と適宜組

み合わせることができる。

[0069] 上記の実施例では、はすば歯車の一例として、第一プラネタリギヤ12を取り上げて詳述したが、本件のはすば歯車の構造を他のギヤに適用することも可能である。例えば、第二遊星歯車機構20の第二プラネタリギヤ22に対して、図4及び図5に示すようなはすば歯車の構造を適用してもよい。あるいは、第一サンギヤ11や第二サンギヤ21に対して、同様の構造を適用してもよい。また、上記の実施例では、本件のはすば歯車が適用された減速機7を例示したが、本件のはすば歯車が適用される装置はこれに限定されることはなく、例えばギヤモータ、サイクロイド減速機、変速機（ギヤボックス）など、各種の動力伝達装置に適用可能である。

### 符号の説明

- [0070]
- 1 リム
  - 2 斜歯部
  - 3 肉抜き部
  - 4 軸孔
  - 5 摺接部
  - 6 モータ
  - 7 減速機
  - 8 ギヤハウジング
  - 9 カバー
  - 10 第一遊星歯車機構
  - 11 第一サンギヤ
  - 12 第一プラネタリギヤ（はすば歯車）
  - 13 第一リングギヤ
  - 14 第一キャリア
  - 15 第一キャリアピン
  - 16 第一キャリア軸（出力軸，入力軸）
  - 17 入力軸

- 1 8 円盤部
- 2 0 第二遊星歯車機構
- 2 1 第二サンギヤ
- 2 2 第二プラネタリギヤ
- 2 3 第二リングギヤ
- 2 4 第二キャリア
- 2 5 第二キャリアピン
- 2 6 第二キャリア軸
- 2 7 出力軸
- 2 8 斜歯端面
- 3 1 側面部
- 3 2 底面部
- 4 0 係止部
- 4 1 爪
- 4 2 爪端面
- 4 3 爪受け
- 4 4 爪受け端面
- 5 1 第一面部
- 5 2 第二面部
- C 中心軸
- D 軸心
- E 全長寸法
- F 凹設寸法
- G リム厚
- H 肉抜き厚（ザグリ径）
- r 曲率半径
- $\theta$  中心角
- J 歯厚

- K 所定の係数
- P 第一割合
- Q 第二割合
- R 最大歯元応力の最小値（ボトム値）
- Z 最小値 R に所定の係数 K を乗じた値
- m 第二割合の範囲を規定する一方の端点
- n 第二割合の範囲を規定する他方の端点

## 請求の範囲

- [請求項1] 円筒状のリムの外部筒面に弦巻線状の歯筋を形成してなる斜歯部と、
- 前記リムの軸方向の一端面のうち軸心までの距離が所定値以下となる範囲を他端面側に向かって凹設してなる肉抜き部と、を備え、
- 前記斜歯部の歯厚に対する前記リムの厚みから前記肉抜き部の肉抜き厚を減じた値の割合が第一割合と定義され、前記リムの軸方向の全長寸法に対する凹設寸法の割合が第二割合と定義されるものとして、
- 前記第一割合と前記第二割合の範囲の両端点との関係が、以下の数式で与えられる
- ことを特徴とする、はすば歯車。
- $$P = 12.628m - 25.78$$
- $$P = 9.8605n - 88.24$$
- (ただし、P：第一割合 [%]、m：一方の端点 [%]、n：他方の端点 [%])
- [請求項2] 前記第一割合が19.0～103.8 [%] の範囲内であることを特徴とする、請求項1記載のはすば歯車。
- [請求項3] 前記第二割合が6.4～15.0 [%] の範囲内であることを特徴とする、請求項1または2記載のはすば歯車。
- [請求項4] 前記肉抜き部が、前記リムにおける軸方向の一端面及び他端面の各々に設けられ、
- 前記一端面における前記凹設寸法が、前記他端面における前記凹設寸法と同一であることを特徴とする、請求項1乃至3の何れか一項に記載のはすば歯車。
- [請求項5] 前記はすば歯車が、遊星歯車機構のプラネタリギヤであって、
- 前記軸心と同軸で前記所定値よりも半径が小さい中空円筒状に穿孔されるとともに、前記遊星歯車機構のキャリアピンが回転自在に挿入

される軸孔を備える

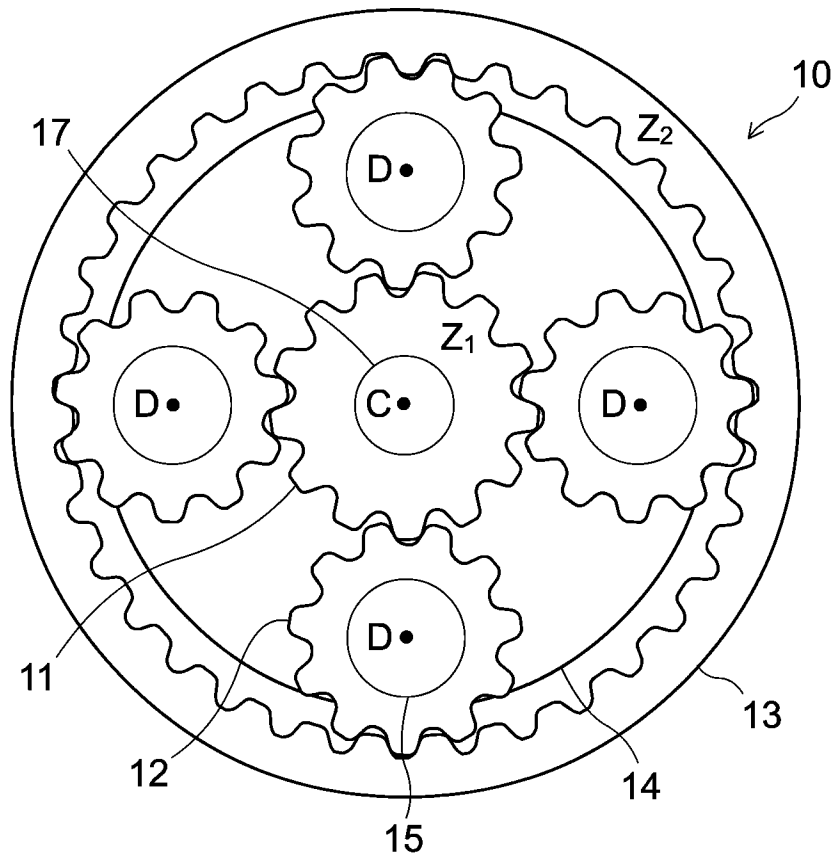
ことを特徴とする、請求項 1 乃至 4 の何れか一項に記載のはずば歯車  
。

[請求項6] 前記リムの軸方向の一端面のうち前記軸心までの距離が前記所定値  
を超える環状の範囲を前記他端面側とは反対側に向かって凸設してな  
る摺接部を備える  
ことを特徴とする、請求項 5 記載のはずば歯車。

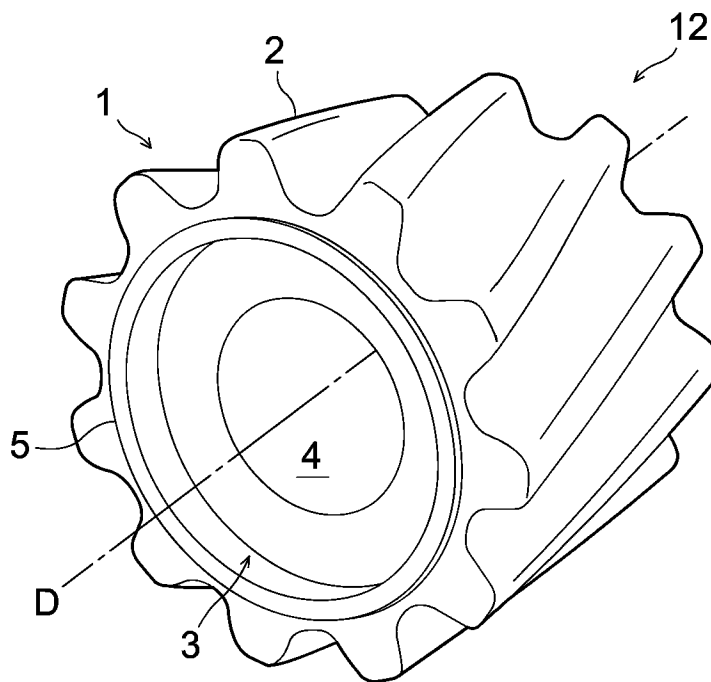
[請求項7] 請求項 5 または 6 記載のはずば歯車と、  
前記遊星歯車機構におけるサンギヤに接続される入力軸と、  
前記キャリアピンを有するキャリアに接続される出力軸と、を備え  
た減速機。



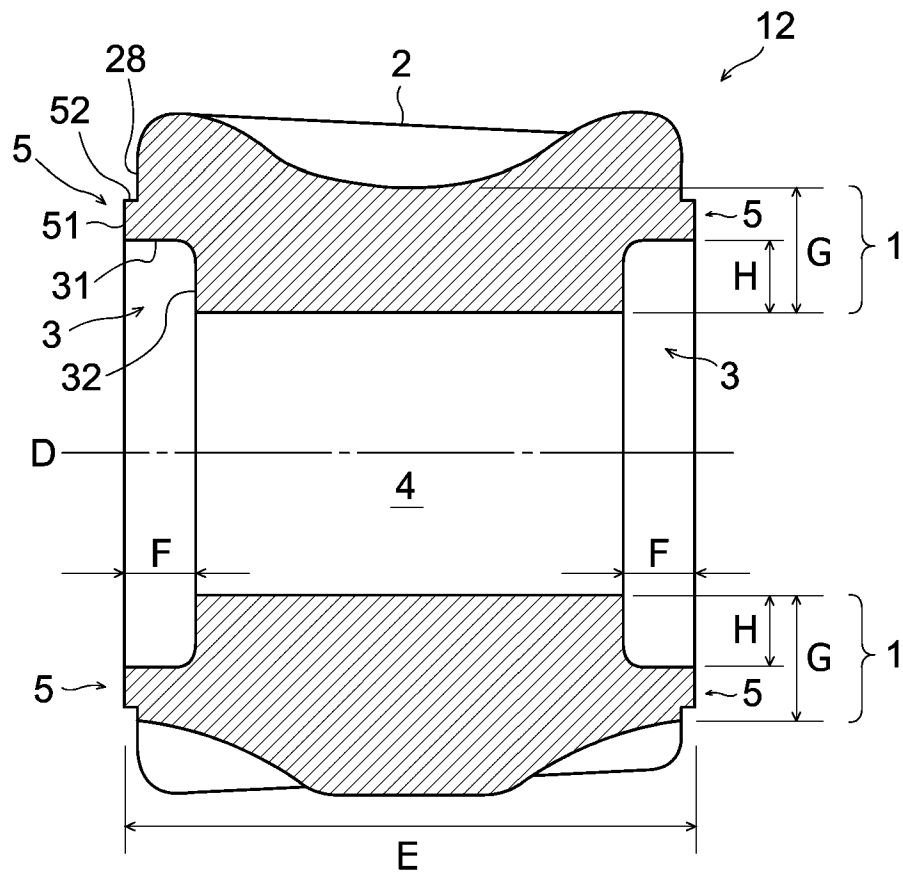
[図3]



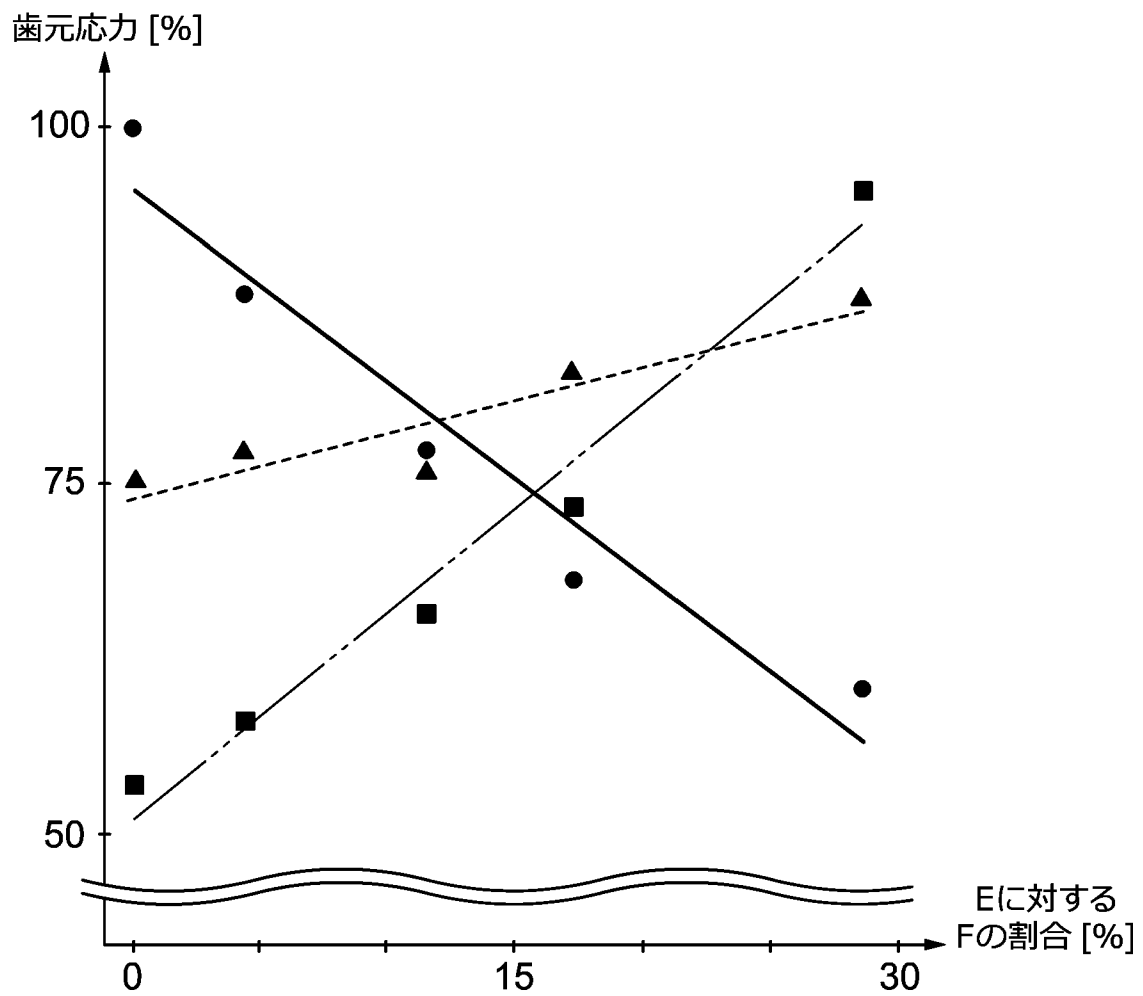
[図4]



[図5]

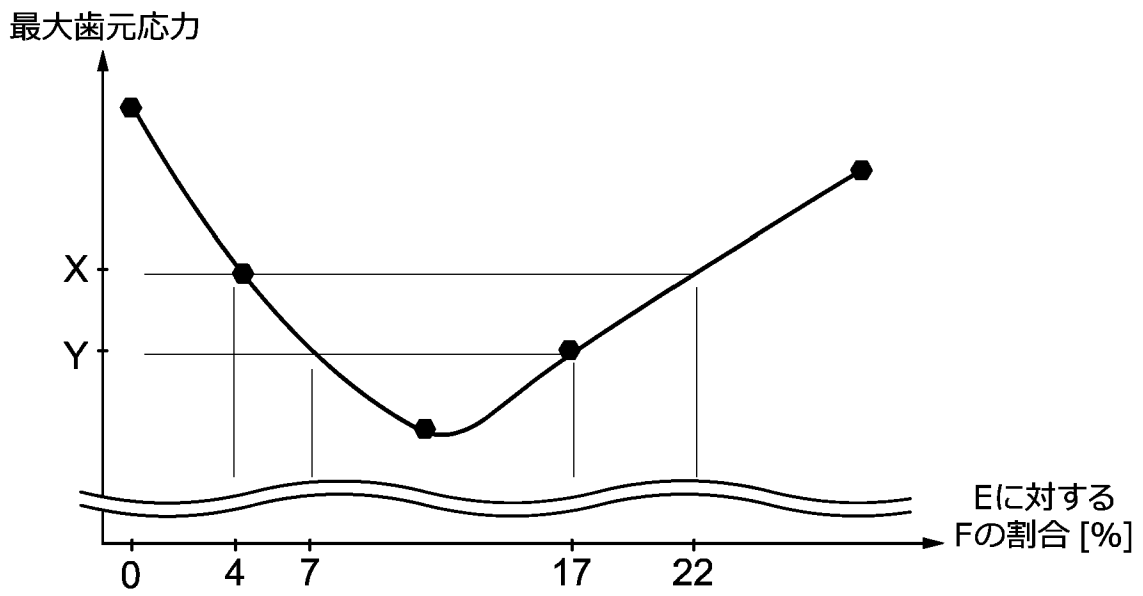


[図6]

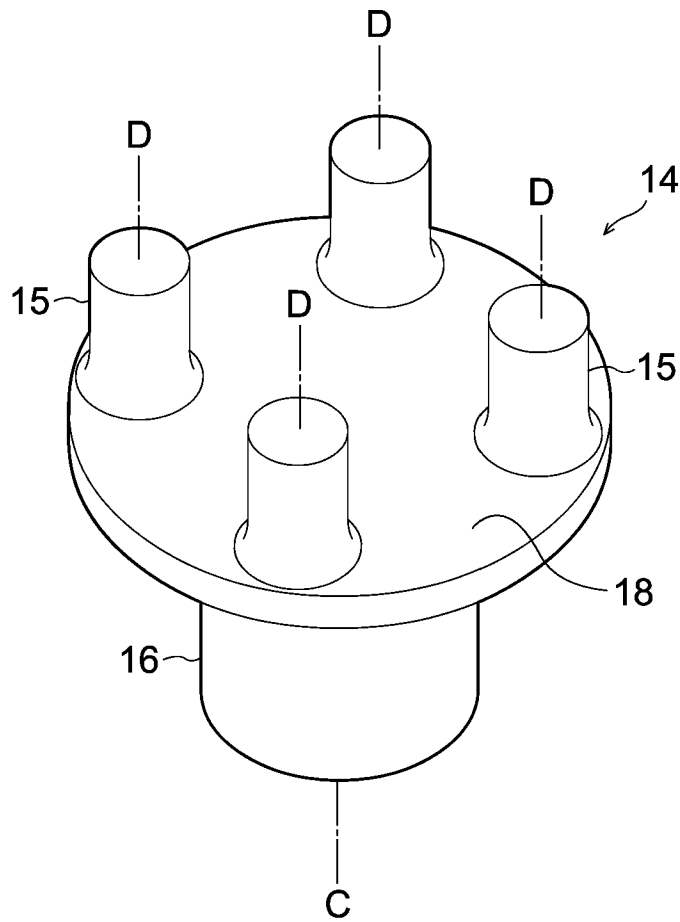


- ——— サンギヤとリングギヤとの噛み合いによる軸方向両端部の応力
- ▲ - - - - サンギヤとリングギヤとの噛み合いによる軸方向中央部の応力
- ····· キャリアピンの支持による軸方向中央部の応力

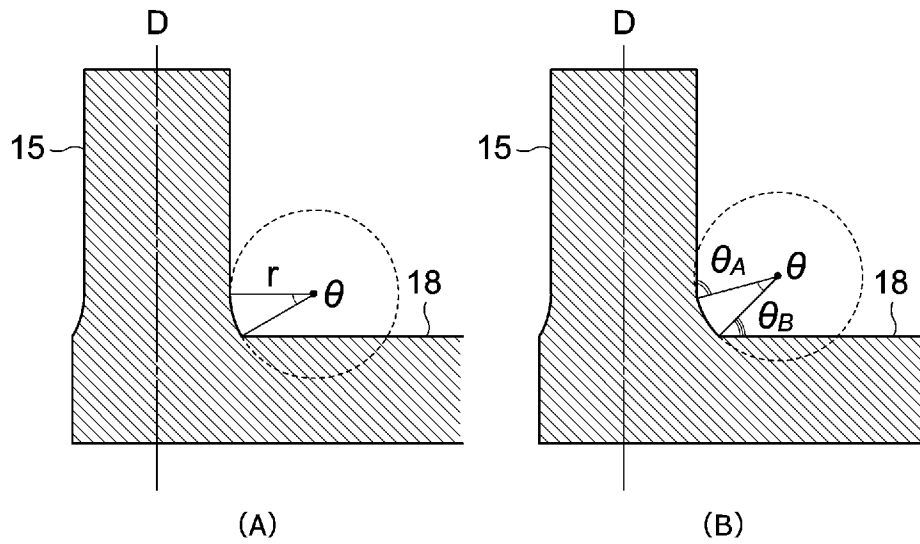
[図7]



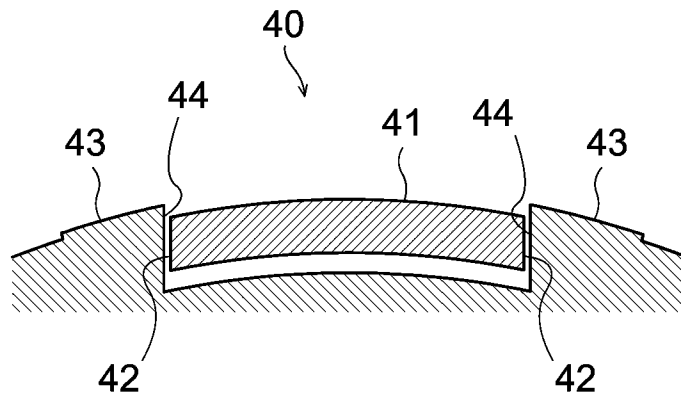
[図8]



[図9]



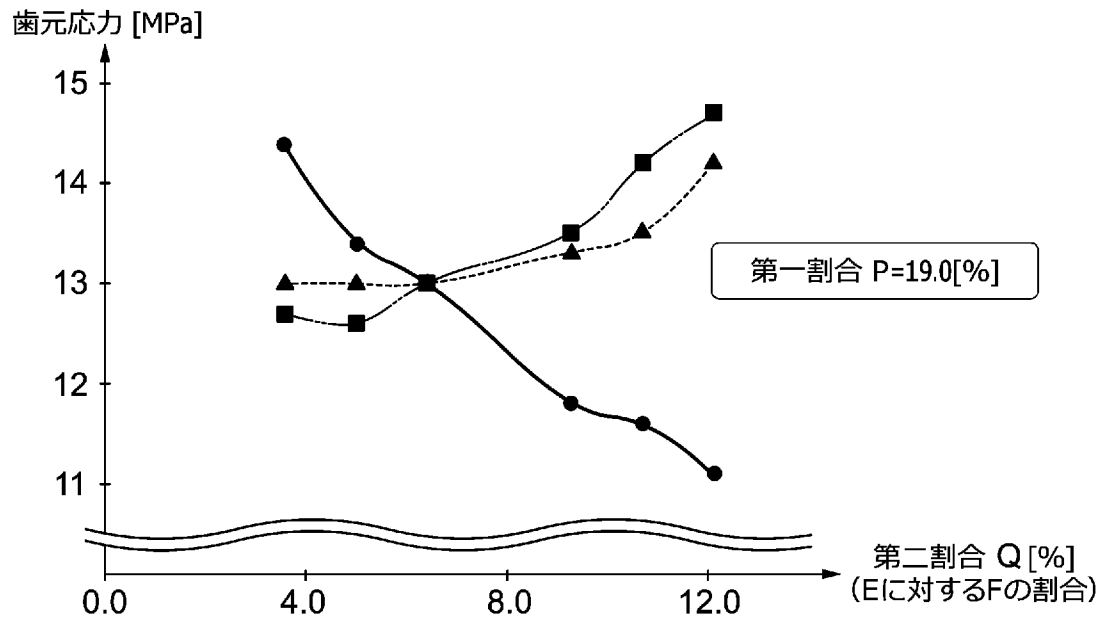
[図10]



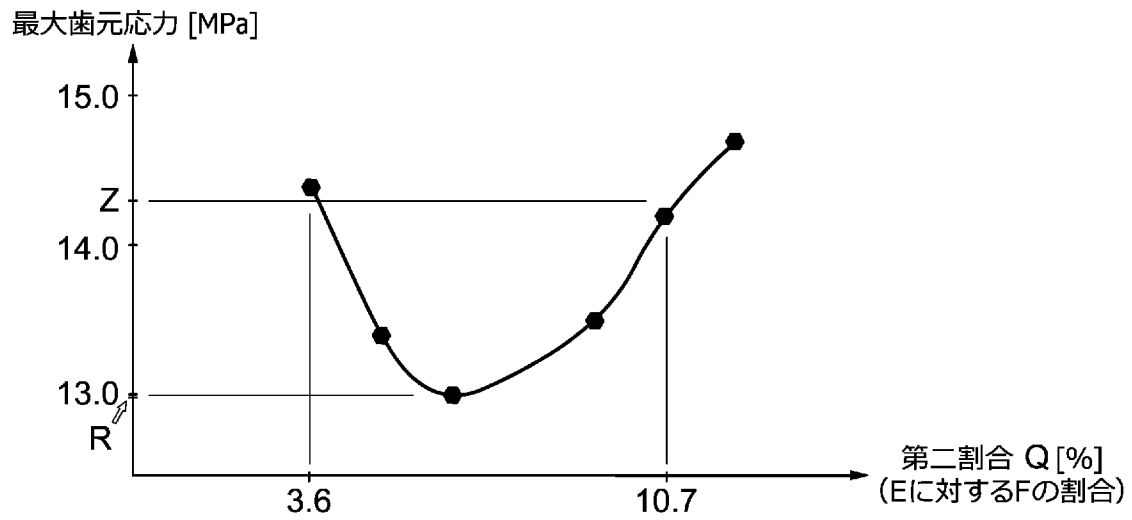
[図11]

P 第一割合 [%]	Q 第二割合 [%]	第一の 歯元応力 [MPa]	第二の 歯元応力 [MPa]	第三の 歯元応力 [MPa]
19.0	3.6	14.4	13.0	12.7
	5.0	13.4	13.0	12.6
	6.4	13.0	13.0	13.0
	9.3	11.8	13.3	13.5
	10.7	11.6	13.5	14.2
	12.1	11.1	14.2	14.7

[図12]



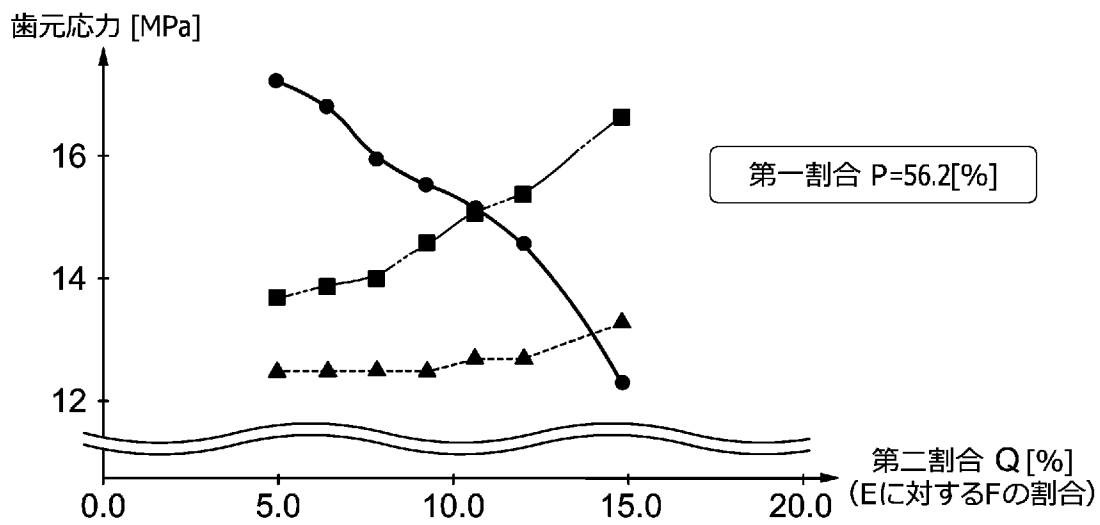
[図13]



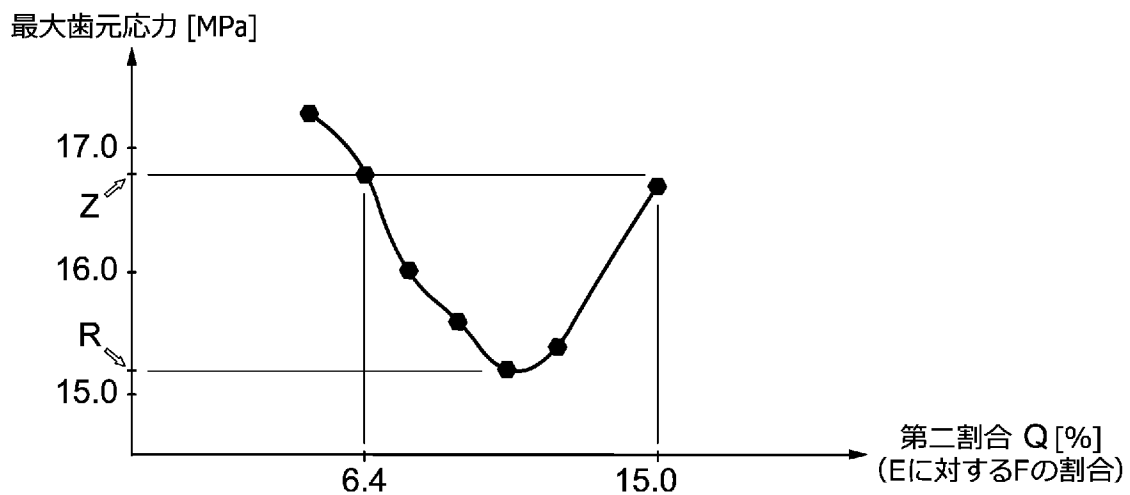
[図14]

P 第一割合 [%]	Q 第二割合 [%]	第一の 歯元応力 [MPa]	第二の 歯元応力 [MPa]	第三の 歯元応力 [MPa]
56.2	5.0	17.3	12.5	13.7
	6.4	16.9	12.5	13.9
	7.9	16.0	12.5	14.0
	9.3	15.6	12.5	14.6
	10.7	15.2	12.7	15.1
	12.1	14.6	12.7	15.4
	15.0	12.3	13.3	16.7

[図15]



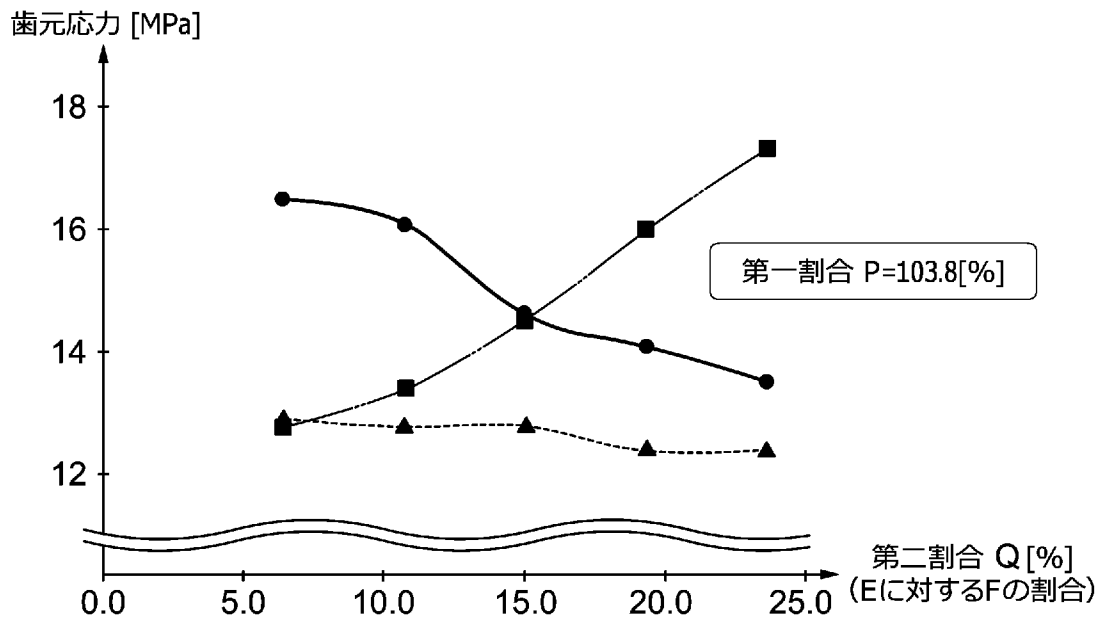
[図16]



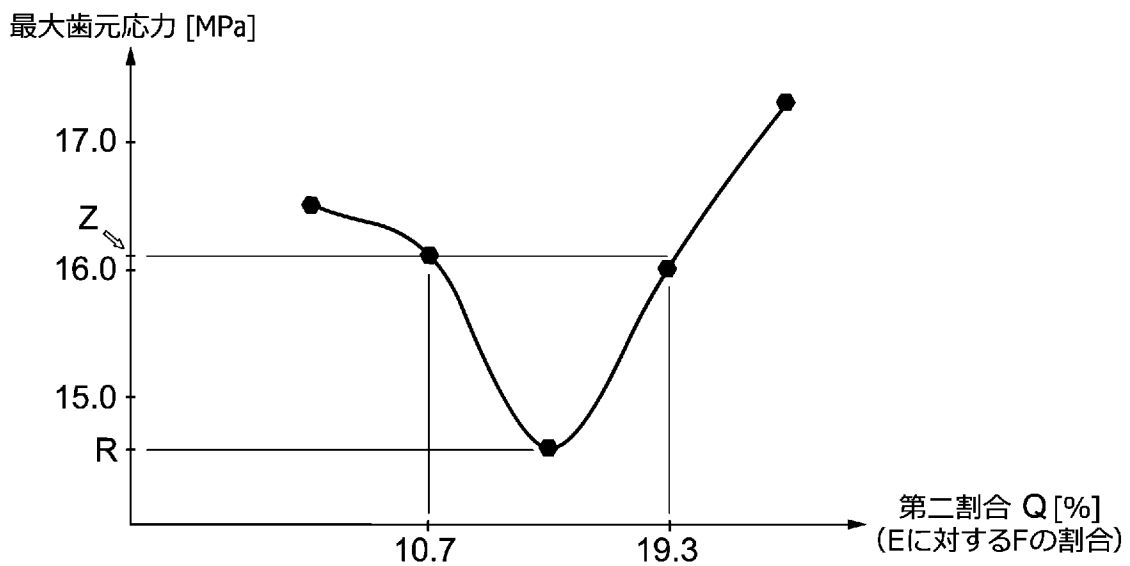
[図17]

P 第一割合 [%]	Q 第二割合 [%]	第一の 歯元応力 [MPa]	第二の 歯元応力 [MPa]	第三の 歯元応力 [MPa]
103.8	6.4	16.5	12.9	12.8
	10.7	16.1	12.8	13.4
	15.0	14.6	12.8	14.5
	19.3	14.1	12.4	16.0
	23.6	13.5	12.4	17.3

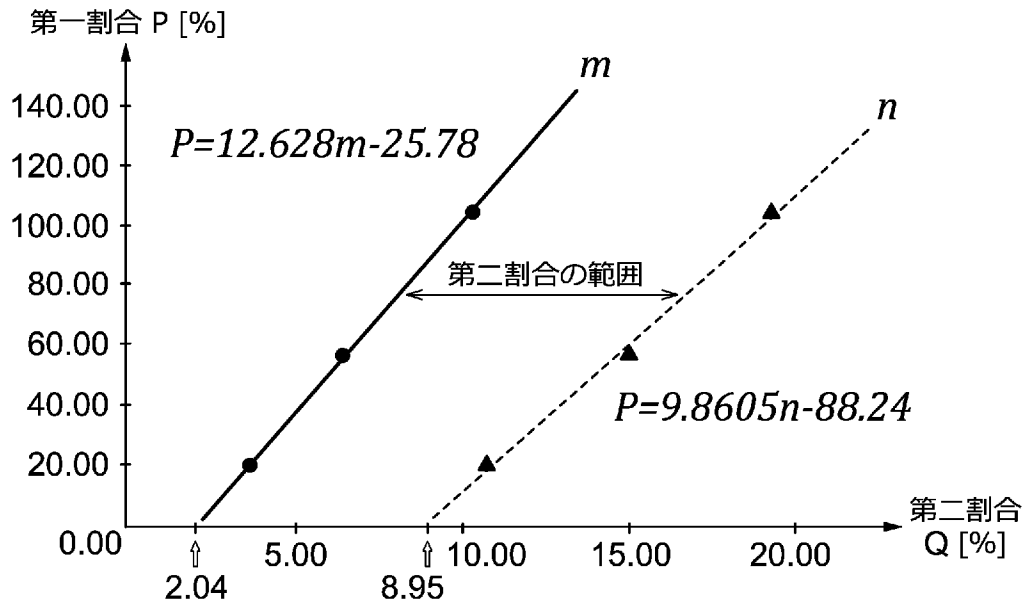
[図18]



[図19]



[図20]



## INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2022/040326

<b>A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER</b> <i>F16H 1/46</i> (2006.01)i; <i>F16H 55/17</i> (2006.01)i FI: F16H1/46; F16H55/17  According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC		
<b>B. FIELDS SEARCHED</b>		
Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols) F16H1/46; F16H55/17		
Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched Published examined utility model applications of Japan 1922-1996 Published unexamined utility model applications of Japan 1971-2022 Registered utility model specifications of Japan 1996-2022 Published registered utility model applications of Japan 1994-2022		
Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)		
<b>C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT</b>		
Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X	US 5368528 A (GENERAL MOTORS CORPORATION) 29 November 1994 (1994-11-29) column 4, line 11 to column 7, line 63, fig. 1-2	1-7
A	Microfilm of the specification and drawings annexed to the request of Japanese Utility Model Application No. 117097/1977 (Laid-open No. 42870/1979) (TEIJIN SEIKI COMPANY, LIMITED) 23 March 1979 (1979-03-23), specification, page 8, line 5 to page 9, line 8, fig. 1, 3	1-7
<input type="checkbox"/> Further documents are listed in the continuation of Box C. <input checked="" type="checkbox"/> See patent family annex.		
* Special categories of cited documents: "A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance "E" earlier application or patent but published on or after the international filing date "L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified) "O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means "P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed "T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention "X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone "Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art "&" document member of the same patent family		
Date of the actual completion of the international search <b>28 December 2022</b>		Date of mailing of the international search report <b>17 January 2023</b>
Name and mailing address of the ISA/JP <b>Japan Patent Office (ISA/JP) 3-4-3 Kasumigaseki, Chiyoda-ku, Tokyo 100-8915 Japan</b>		Authorized officer  Telephone No.

**INTERNATIONAL SEARCH REPORT**  
**Information on patent family members**

International application No.

**PCT/JP2022/040326**

Patent document cited in search report			Publication date (day/month/year)	Patent family member(s)	Publication date (day/month/year)
US	5368528	A	29 November 1994	(Family: none)	
JP	54-42870	U1	23 March 1979	(Family: none)	

A. 発明の属する分野の分類（国際特許分類（IPC）） F16H 1/46(2006.01)i; F16H 55/17(2006.01)i FI: F16H1/46; F16H55/17		
B. 調査を行った分野 調査を行った最小限資料（国際特許分類（IPC）） F16H1/46; F16H55/17 最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの 日本国実用新案公報 1922-1996年 日本国公開実用新案公報 1971-2022年 日本国実用新案登録公報 1996-2022年 日本国登録実用新案公報 1994-2022年		
国際調査で使用した電子データベース（データベースの名称、調査に使用した用語）		
C. 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
X	US 5368528 A (GENERAL MOTORS CORPORATION) 29.11.1994 (1994 - 11 - 29) 第4欄第11行-第7欄第63行, 図1-2	1-7
A	日本国実用新案登録出願52-117097号(日本国実用新案登録出願公開54-42870号)の願書に添付した明細書及び図面の内容を撮影したマイクロフィルム(帝人製機株式会社) 23.03.1979 (1979-03-23) 明細書第8頁第5行-第9頁第8行, 第1, 3図	1-7
<input type="checkbox"/> C欄の続きにも文献が列挙されている。 <input checked="" type="checkbox"/> パテントファミリーに関する別紙を参照。		
* 引用文献のカテゴリー “A” 特に関連のある文献ではなく、一般的な技術水準を示すもの “E” 国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの “L” 優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献（理由を付す） “O” 口頭による開示、使用、展示等に言及する文献 “P” 国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願の日の後に公表された文献 “T” 国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と抵触するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの “X” 特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの “Y” 特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの “&” 同一パテントファミリー文献		
国際調査を完了した日	28. 12. 2022	国際調査報告の発送日 17. 01. 2023
名称及びあて先 日本国特許庁(ISA/JP) 〒100-8915 日本国 東京都千代田区霞が関三丁目4番3号	権限のある職員（特許庁審査官）  鷲巢 直哉 3J 1776  電話番号 03-3581-1101 内線 3328	

国際調査報告  
パテントファミリーに関する情報

国際出願番号

PCT/JP2022/040326

引用文献	公表日	パテントファミリー文献	公表日
US 5368528 A	29.11.1994	(ファミリーなし)	
JP 54-42870 U1	23.03.1979	(ファミリーなし)	