(19)日本国特許庁(JP)　(12)特　許　公　報(B2)　(11)特許番号
特許第3543376号
(P3543376)
(45)発行日　平成16年7月14日(2004.7.14)　(24)登録日　平成16年4月16日(2004.4.16)

(51)Int.Cl.[7]	F I	
F16C 33/62	F16C 33/62	
C21D 9/40	C21D 9/40	Z
C23C 8/22	C23C 8/22	
C23C 8/32	C23C 8/32	

請求項の数 1　(全 9 頁)

(21)出願番号　特願平6-190574
(22)出願日　平成6年8月12日(1994.8.12)
(65)公開番号　特開平8-61372
(43)公開日　平成8年3月8日(1996.3.8)
審査請求日　平成13年8月6日(2001.8.6)

(73)特許権者　000004204
日本精工株式会社
東京都品川区大崎１丁目６番３号
(74)代理人　100066980
弁理士　森　哲也
(74)代理人　100075579
弁理士　内藤　嘉昭
(74)代理人　100103850
弁理士　崔　秀▲てつ▼
(72)発明者　村上　保夫
神奈川県藤沢市鵠沼神明一丁目５番５０号
日本精工株式会社内

審査官　鳥居　稔

最終頁に続く

(54)【発明の名称】表面硬化処理層を有する転がり軸受

(57)【特許請求の範囲】
【請求項１】
内輪，外輪，転動体の何れかの部品が浸炭または浸炭窒化されてなる軌道溝及び転動面に表面硬化処理層を有する軸受において、前記硬化処理層の深さがZ_0点において転動体平均直径の0.025 ～0.045 倍で且つZ_0点とY_0点との比（Z_0／Y_0）が0.8 未満であることを特徴とする表面硬化処理層を有する転がり軸受。
但し、Z_0は、前記表面硬化処理層における、表面からH_R Ｃ５８（H_V ６５３）となる点までの深さであり、Y_0は、同じくH_R Ｃ５２．４（H_V ５５０）となる点までの深さである。
【発明の詳細な説明】
【０００１】
【産業上の利用分野】
本発明は、自動車，農業機械，建設機械，鉄鋼機械等に使用される転がり軸受に係り、特に、トランスミッションやエンジン用として好適な耐衝撃性が大きく且つ長寿命な表面硬化処理層を有する軸受に関する。
【０００２】
【従来の技術】
転がり軸受は、高面圧下で繰り返しせん断応力を受けるという厳しい使われ方をするので、そのせん断応力に耐えて転がり疲労寿命（以下、転がり寿命又は寿命ともいう）を確保する必要がある。そのために、例えば軸受材料として高炭素クロム軸受鋼（ＳＵＪ２）を

使用し、それに焼入れ・焼戻しを施してロックウエッル硬さをH_R Ｃ５８～６４としている。

【０００３】

また、肌焼鋼を使用した転がり軸受の場合には、接触面圧に起因する内部せん断応力分布に合わせて硬さカーブを設定する必要があることから、焼入れ性の良好な低炭素肌焼鋼のＳＣＲ４２０Ｈ，ＳＣＭ４２０Ｈ，ＳＡＥ８６２０Ｈ，ＳＡＥ４３２０等を使用し、これに浸炭又は浸炭窒化処理，焼入れ，焼戻しを施すことにより、内外輪及び転動体の表面部硬さがH_R Ｃ５８～６４で且つその芯部硬さがH_R Ｃ３０～４８になるようにして、必要とされる寿命を確保している。

【０００４】

しかし、転がり軸受に対して適切な硬化層深さの設定基準は未だ明確になっていない。例えば特開昭６２－１３２０３１号公報においては、軌道輪及び転動体の表面硬化層の深さに関して製鋼技術の進歩との関連に言及し、浸炭鋼における浸炭深さと寿命との関係が１０年間の間に全く異なっていることを示している。すなわち、１９７０年代の浸炭鋼による実験結果は、浸炭深さに最適値があり浅過ぎても深過ぎても転がり寿命は低下しているのに対し、１９８０年代の浸炭鋼の場合は、浸炭深さが深い程転がり寿命は長くなっている。このことは応力集中源として作用する非金属介在物の影響が考えられるとし、これを踏まえて軌道輪及び転動体の表面硬化層の深さを、（深さ／転動体径）の値が軌道輪では0.05以上、転動体では0.07以上になるように深く設定して寿命を延長させることを提案している。

【０００５】

【発明が解決しようとする課題】

しかしながら、このような必要以上に深い表面硬化層は、浸炭ないし浸炭窒化処理に長時間を要することから熱処理コストを上昇させることは勿論であるが、そればかりではなく、表面硬化処理の本来の特性である優れた衝撃強度特性を劣化させてしまうという問題点がある。

【０００６】

そこで本発明は、上記従来の問題点に着目してなされたものであり、転がり寿命と衝撃強度との双方を共に向上させ得る表面硬化処理層を有する軸受を提供することを目的としている。

【０００７】

【課題を解決するための手段】

上記の目的を達成する請求項１の発明は、内輪，外輪，転動体の何れかの部品が浸炭または浸炭窒化されてなる軌道溝及び転動面に表面硬化処理層を有する軸受において、前記硬化処理層の深さがZ_0 点において転動体平均直径の0.025 ～0.045 倍で且つZ_0 点とY_0 点との比（Z_0 ／Y_0 ）が0.8 未満であることを特徴とするものである。

但し、Z_0 は前記表面硬化処理層における、表面からH_R Ｃ５８（H_V ６５３）となる点までの深さであり、Y_0 は同じくH_R C52.4(H_V ５５０）となる点までの深さである。

【０００８】

【作用】

軸受の寿命の原因であるフレーキングは、転がり表面に近い材料内部に発生する転がり疲れによるクラックから発生することが多いことが経験的に知られている。この事実から、フレーキングのもととなる応力は、接触表面ではなく表面下の応力であると考えられている。

【０００９】

例えば円筒転がり軸受の軌道輪と転動体のように、２固体が接触して荷重を受けたとすると、接触部分が弾性変形して接触領域を形成し、その領域内で接触圧力が生じる。接触領域が固体に対して十分に小さいときはヘルツ接触となる。いま、図１のように半径r_{11}の円筒１と、半径r_{12}の円筒２とが軸を平行にして接触した場合を考えると、その最大接触面圧p_{max} 及び接触幅２ｂは、ヘルツによって式（１），（２）のように与えられている

。

【００１０】

$p_{max} = [\{E/\pi(1-1/m^2)\} \cdot \Sigma\rho/2 \cdot Q/l_a]^{1/2}$ ……（１）

$2b = [\{32(1-1/m^2)/\pi E \Sigma\rho\} \cdot Q/l_a]^{1/2}$ ……（２）

ここで、

Ｅ：縦弾性係数

ｍ：ポアソン数

$\Sigma\rho$：両円筒の曲率の和　$\Sigma\rho = \rho_{11} + \rho_{12}$（$mm^{-1}$）

ρ_{11}：円筒１の曲率　$\rho_{11} = 1/r_{11}$（mm^{-1}）

ρ_{12}：円筒２の曲率　$\rho_{12} = 1/r_{12}$（mm^{-1}）

Ｑ：両円筒にかかる法線方向の荷重　（ｋｇｆ）

l_a：両円筒の接触長さ　（ｍｍ）

図２は、この場合の接触表面下の深さＺ方向の応力分布の変化を示している。接触点近傍のせん断応力τ_{st}は$\tau_{st} = (\sigma_x - \sigma_z)/2$で与えられる。ただし、$\sigma_x$，$\sigma_z$はｘ軸，z軸方向の主応力である。図から明らかなように、せん断応力τ_{st}は接触点の中央直下のある深さ$(Z_{st})_{max}$の点で最大値$(\tau_{st})_{max}$となる。また、その最大せん断応力$(\tau_{st})_{max}$の値は$(\tau_{st})_{max} = 0.301\ p_{max}$であり、その深さは$(Z_{st})_{max} = 0.786\ b$である。

【００１１】

いま、上記の式（１），（２）より

$2b/p_{max} = 8(1-1/m^2)/E \cdot \Sigma\rho$ ……（３）

が得られる。ここで、図１の円筒１をころ（半径r_{11}，直径Ｄａ＝２r_{11}）、円筒２を内輪（半径r_{12}）とすると、$r_{11} \ll r_{12}$であるから、$\Sigma\rho = \rho_{11} + \rho_{12}$　$1/r_{11} = 2/$Ｄａと近似させることができる。

【００１２】

ところで、軸受のころ（円筒１）と内輪（円筒２）とが回転していない静止状態で荷重Ｑが加わると、両者に局部的な永久変形を生じるが、その変形量が大き過ぎると以後の回転に支障を来す。そこで、その変形量を一定の限度内に止めるべく、静止時の軸受に許容しうる最大荷重Q_{max}の目安として基本静定格荷重が規定されている（ＪＩＳ　Ｂ　１５１９）。これによれば、軸受の最大応力を受けている接触部において、許容される転動体（円筒１）の永久変形量と軌道輪（円筒２）の永久変形量との和は転動体の直径Ｄａの0.0001倍であり、これに従えば上記最大接触面圧p_{max}の値は約４００ｋｇｆ／mm^2となる。なお、このような高面圧の数値になることは実際にはあり得ず、せいぜいp_{max}＝３００ｋｇｆ／mm^2止まりである。

【００１３】

上記（３）式に、このp_{max}＝４００ｋｇｆ／mm^2、$\Sigma\rho = 2/$Ｄａの関係を代入し、かつ鋼の縦弾性係数Ｅ＝２１２００ｋｇｆ／mm^2，ポアソン比ｍ＝１０／３を用いると次式（４）が得られる。

$2b = 0.0687Da$ ……（４）

せん断応力τ_{st}が最大となるＺ$_0$点の深さ$(Z_{st})_{max}$は先に述べたように図２から$(Z_{st})_{max} = 0.786\ b$であるから、これに（４）式を代入して、

$(Z_{st})_{max} = 0.027\ Da$ ……（５）

と表すことができる。

【００１４】

ここで、先に述べた$(Z_{st})_{max}$点位置における最大せん断応力$(\tau_{st})_{max}$の値に、p_{max}＝４００ｋｇｆ／mm^2を代入すると、

$(\tau st)_{max} = 0.301 \times p max = 120$ｋｇｆ／$mm^2$ ……（６）

になる。

この最大せん断応力$(\tau st)_{max}$は、実際にはあり得ない程の高い面圧を基準にしたものであるから、これを上回る硬さカーブを軸受部品に設定すれば、接触部位の表面下に塑性

降伏を生じたり、硬化層に早期フレーキングの原因となる圧痕や亀裂を生じることはないと考えられる。鋼材料のビッカース硬さＨｖは降伏応力のほぼ３倍であり、また理論的にはせん断応力τ_{st}はこの降伏応力の１／２と考えることができる。すなわち、せん断応力τ_{st}はビッカース硬さＨｖのほぼ１／６であり、換言すればせん断応力τ_{st}の６倍以上のビッカース硬さＨｖを設定すれば早期フレーキングの発生を防止できるものといえる。

【００１５】

すなわち、基本静定格荷重を満足するには、上記（６）式で得た$(\tau_{st})_{max}$＝１２０ｋｇｆ／mm_2の値の６倍以上の硬さ、すなわちＨｖ７２０（H_R Ｃ６１）以上の硬さが少なくとも表面下0.027 Ｄａの深さまでは必要であるということになる。

同様にして、Ｈｖ＝６×τ_{st}、p_{max}＝４００ｋｇｆ／mm^2として図２のτ曲線からｚ／ｂを求め、表面下深さに応じた所要硬さＨｖの関係を算出すると、表面からＨｖ６５３（H_R Ｃ５８）となる点までの深さZ_0は約0.05Ｄａ、Ｈｖ５５０（H_R Ｃ52.4）となる点までの深さY_0は約0.07Ｄａでないと静定格荷重を満足することができないといえる。

【００１６】

本発明者は、以上のことを踏まえた上で、更に硬化層深さと衝撃強度との関係をも追求することを意図して、硬化層深さと硬さとを種々に設定した試料を製作し、それらについて衝撃強度試験と寿命試験を行い、その実験結果に基づいて、実用上、軸受に最適な硬さカーブを規定して本発明を完成したものである。

本発明にあって硬化処理層の深さを、Z_0点において転動体平均直径の0.025 ～0.045 倍とした理由は、0.025 倍未満では硬化層が浅すぎて重荷重下の寿命が短いためである。一方、0.045 倍を越えると衝撃吸収エネルギーが軸受鋼のレベルに低下してしまうためである。

【００１７】

また、本発明にあって、Z_0／Y_0の値を0.8 未満とした理由は、その値が0.8 以上のものは硬化層の深さ方向の変化を示す硬さカーブが急勾配になり、軸受寿命が計算寿命を下回って短くなることが実験的に確認されたためである。

【００１８】

【実施例】

以下、本発明を実施例により説明する。

試料としては、円すいころ軸受呼び番号３０３０６Ｄ（ころ平均径９ｍｍ）を使用した。鋼種として、実施例のものは浸炭鋼のＳＣｒ４２０及びＳＣｒ４４０とし、比較例のものはその他に軸受鋼ＳＵＪ２も使用した。浸炭鋼の部品には浸炭（又は浸炭窒化）を施した。

【００１９】

各試料の表面硬さはおよそH_R Ｃ６２に調整した。また、硬さＨｖ６５３（H_R Ｃ５８）の点の深さZ_0 ｍｍ、硬さＨｖ５５０（H_R Ｃ52.4）の点の深さY_0 ｍｍをそれぞれに測定して、ころ平均直径Ｄａmmとの比Z_0／Ｄａ及びY_0／Ｄａを求めると共に、Z_0とY_0との比Z_0／Y_0を求めて比較した。

更に、各試料について、硬化深さと衝撃強度との関係を知るために衝撃試験を実施し、衝撃吸収エネルギーを求めて比較し衝撃強度を評価すると共に、寿命試験を実施してL_{10}寿命を求めて比較し耐久性を評価した。

【００２０】

衝撃試験要領は次の通りである。

実施例，比較例の呼び番号３０３０６Ｄの円すいころ軸受試料（Z_0値およびY_0値を測定したもの）の内輪から10.0±0.05ｍｍの幅に切り出したもの（図３参照）を試験片Ｓとし、これを図４に示すようにシャルピー衝撃試験機の試験片支持台１０に取り付けて、治具１１により衝撃荷重F_Sを加えた。各試料毎にｎ＝８個の試験を実施してその平均値を求めた。

【００２１】

寿命試験要領は次の通りである。

図５に示す中型ボックス試験機（ＳＡＥｐａｐｅｒ９４０７２８のＰ１４に記載）を用いてクリーン潤滑条件で実施した。
試験条件は、ラジアル荷重Ｆｒ＝２０００ｋｇｆ
スラスト荷重Ｆａ＝７００ｋｇｆ
回転数　Ｎ＝４０００ｒｐｍ
とし、計算寿命は２８ｈｒである。
【００２２】
各試料毎に試験個数ｎ＝５個の試験を実施し、計算寿命の3.6 倍に当たる１００ｈｒをもって打ち切りとした。なお、この寿命試験条件は実用条件より遙かに厳しいものであるが、それでも内輪ところとの最大接触面圧p_{max}は約３００ｋｇｆ／ｍｍ^{2}であり、先に述べた数値400 ｋｇｆ／ｍｍ^{2}よりは低い。
各項目の測定結果及び試験結果を表１に示す。
【００２３】
【表１】

試料 No.		鋼種	表面硬さ H_R C	Z_0 /Da	Y_0 /Da	Z_0 /Y_0	衝撃吸収エネルギー (kg・m)	寿命 (hr)				
実施例	1	SCr420	62.0	0.025	0.041	0.61	0.98	100以上	100以上	100以上	100以上	100以上
	2	同上	62.1	0.031	0.040	0.78	0.83	同上				
	3	同上	62.3	0.034	0.047	0.72	0.62					
	4	SCr440	62.3	0.039	∞	0	0.47					
	5	同上	61.9	0.045	∞	0	0.40					
比較例	1	SCr420	62.0	0.010	0.022	0.45	1.91	振動大で試験できず	21	27	17	33	27
	2	同上	62.1	0.017	0.029	0.59	1.57		45	33	51	30	27
	3	同上	61.8	0.022	0.031	0.71	1.22		100以上	78	100以上	98	51
	4	同上	62.2	0.030	0.037	0.81	0.76		36	77	53	100以上	90
	5	同上	62.1	0.039	0.046	0.85	0.54		100以上	100以上	100以上	100以上	100以上
	6	SCr440	62.0	0.050	∞	0	0.16		100以上	100以上	100以上	100以上	100以上
	7	同上	62.0	0.060	∞	0	0.15		100以上	100以上	100以上	100以上	100以上
	8	同上	61.9	0.071	∞	0	0.14		100以上	100以上	100以上	100以上	100以上
	9	同上	61.8	0.080	∞	0	0.16		100以上	100以上	100以上	100以上	100以上
	10	SUJ2	62.1	∞	∞	1	0.15		58	100以上	100以上	100以上	96

【００２４】

衝撃吸収エネルギーと硬化層深さとの関係を図６のグラフに表した。縦軸は衝撃吸収エネルギー〔ｋｇ・ｍ〕、横軸は硬さＨｖ６５３（H_R Ｃ５８）の点Z_0までの深さ〔ｍｍ〕及びころ平均直径Ｄａｍｍとの比Z_0／Ｄａである。

図６から明らかなように、Z_0点が深くなるに従って衝撃吸収エネルギーが低下し、Z_0＝0.05Ｄａ以上では軸受鋼ＳＵＪ２とほぼ同等の値にまで低下してしまう。

【００２５】

L_{10}寿命と硬化層深さとの関係は図７のグラフに表した。縦軸は寿命〔ｈｒ〕、横軸は硬さＨｖ６５３（H_R Ｃ５８）の点Z_0までの深さ〔ｍｍ〕及びころ平均直径Ｄｍｍとの比Z_0／Ｄａである。

図７から明らかなように、Z_0 ＜0.025 Ｄａである比較例１，２，３は硬化層が浅過ぎて重荷重下の寿命が短い。一方、Z_0 ≧0.025 Ｄａを満足する硬化層深さを有する軸受は、比較例４，５を除き、試験軸受の寿命が全て１００ｈｒを越えている。

【００２６】

比較例４，５ではZ_0 ／Y_0 の値が0.8 以上となっており、急勾配な硬さカーブが原因で短寿命となっている。

【００２７】

【発明の効果】

以上説明したように、本発明によれば、内輪，外輪，転動体の何れかの部品が浸炭または浸炭窒化されてなる表面硬化処理層を有する軸受において、表面硬化処理層の深さをZ_0 点において転動体平均直径の0.025 ～0.045 倍とし、且つZ_0 点とY_0 点との比（Z_0 ／Y_0 ）を0.8 未満としたため、硬化層が浅すぎて重荷重下の寿命が短くなることが防止されるとともに、硬化層が深すぎて衝撃吸収エネルギーが軸受鋼のレベルに低下してしまうというこも防止され、且つ硬化層の深さ方向の硬さカーブが急勾配で軸受寿命が計算寿命以下に短くなることもなくて、転がり寿命と衝撃強度との双方を共に向上させ得るという効果を奏する。

【図面の簡単な説明】

【図１】二円筒の接触面圧と接触幅を説明する図である。

【図２】接触応力分布のグラフである。

【図３】衝撃試験用試験片の斜視図である。

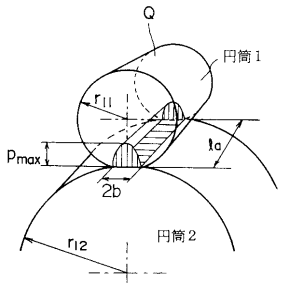
【図４】衝撃試験方法を示す概要図である。

【図５】中型ボックス寿命試験機の概要図である。

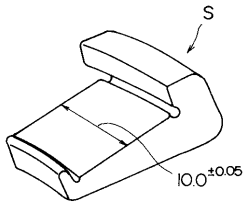
【図６】衝撃吸収エネルギーと硬化層深さとの関係を表すグラフである。

【図７】L_{10}寿命と硬化層深さの関係を表すグラフである。

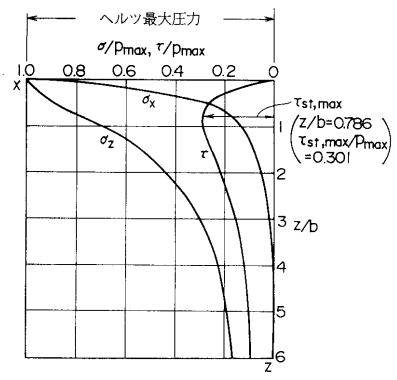
【図１】



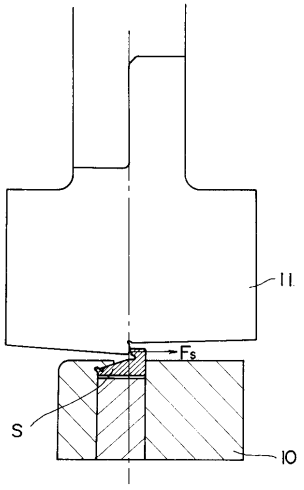
【図３】



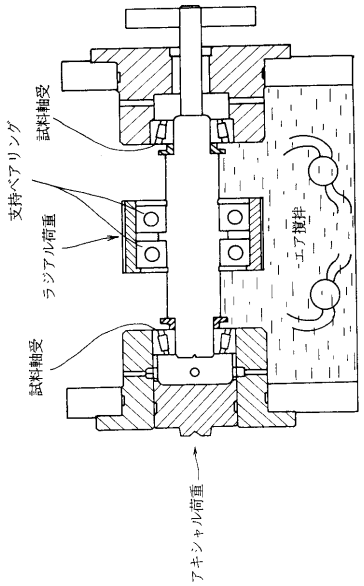
【図２】



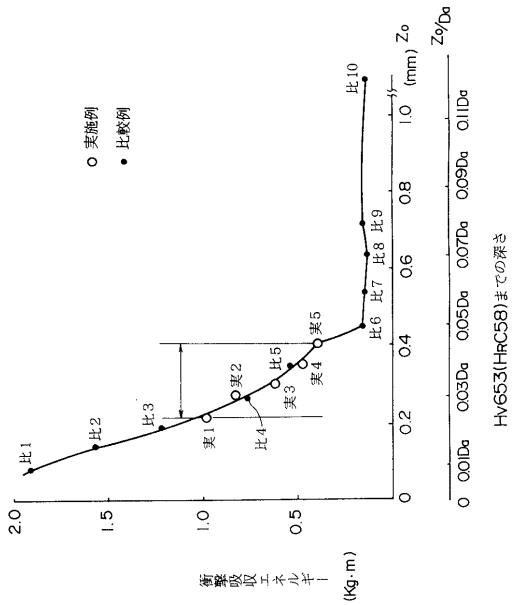
【図４】



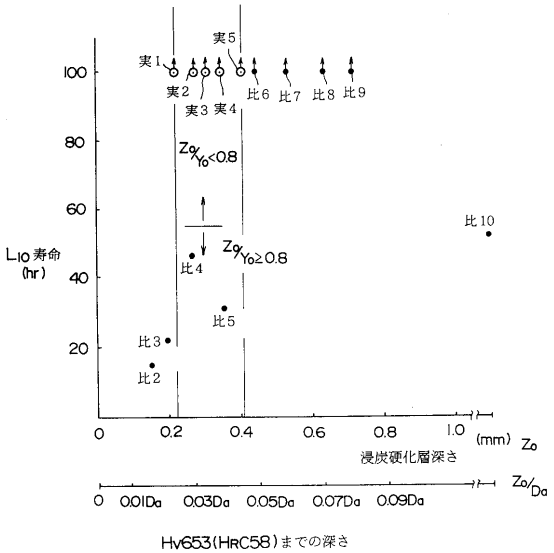
【図５】


支持ベアリング
試料軸受
ラジアル荷重
試料軸受
エア攪拌
アキシャル荷重

【図６】


○ 実施例
● 比較例
比1
比2
比3
実1
実2
比4
比5
実3
実4
実5
比6
比7
比8
比9
比10
衝撃吸収エネルギー (Kg.m)
Zo (mm)
Zo/Da
0 0.01Da 0.03Da 0.05Da 0.07Da 0.09Da 0.11Da
Hv653(HRC58)までの深さ

【図７】


L10 寿命 (hr)
Zo/Yo<0.8
Zo/Yo≥0.8
浸炭硬化層深さ
Zo (mm)
Zo/Da
0 0.01Da 0.03Da 0.05Da 0.07Da 0.09Da
Hv653(HRC58)までの深さ

フロントページの続き

(56)参考文献 特開平０６－１０９０２１（ＪＰ，Ａ）
特開昭６２－１３２０３１（ＪＰ，Ａ）

(58)調査した分野(Int.Cl.[7]，ＤＢ名)
F16C 33/30-33/64
C21D 9/40
C23C 8/22
C23C 8/32