



Patent dodatkowy
do patentu

Zgłoszono: 08.III.1963 (P 100 960)

Pierwszeństwo: 13.III.1962 Francja

Opublikowano: 26.IV.1966

Kl.

47b, 13

47b, 11/04

MKP

F-06h

FIG 6h

15/04
BIBLIOTEKA

UKD

Urzędu Patentowego
Polskiej Rzeczypospolitej Ludowej

Właściciel patentu: Glaenzer Spicer Société Anonyme, Poissy (Francja)

Zmiennik momentu obrotowego i prędkości

1

Niniejszy wynalazek dotyczy zmiennika momentu obrotowego. Wynalazek ma na celu dostarczenie zmiennika momentu o dużej sprawności, który może progresywnie wprowadzać w ruch obrotowy wał wyjściowy, poczynając od postoju aż do połączenia bezpośredniego z wałem wejściowym za pomocą rozrządu ręcznego lub samoczynnego i który zezwala na odwrócenie kierunku ruchu wału wyjściowego.

Zmiennik będący przedmiotem wynalazku, osadzony między silnikiem i maszyną, znacznie upraszcza lub zastępuje układ rozruchowy maszyny.

Zmiennik zamontowany w pojeździe mechanicznym pozwala przystosować stosunek przełożenia na koła pojazdu do warunków jazdy i zezwala w danym przypadku na hamowanie silnikiem na spadkach drogi.

Znane są zmienniki momentu obrotowego, których środkowy element przekładnikowy jest połączony z wałem wejściowym za pomocą przegubu kardana, co umożliwia jego ruch obrotowy wokół osi tego wału oraz ruch planetarny po kołowym torze drugiego elementu przekładnika. W tym znanym układzie, dalsze elementy zmiennika są ruchome tylko w kierunku osiowym, co ogranicza możliwości uzyskania dużego zakresu stopnia przekładni i zmusza do stosowania dodatkowych elementów sprzęgłowych, zezwalających na wzajemne łączenie głównych elementów zmiennika.

2

Zmiennik momentu obrotowego, będący przedmiotem wynalazku składa się w istocie swej z pierścienia przekładnikowego lub przekładnika, obracającego się razem z wałem wejściowym 5 zmiennika, pierścienia odbiorczego lub odbiornika obracającego się razem z wałem wyjściowym i pierścienia oporowego lub opornika obracającego się razem z kadłubem zmiennika i neutralizującego różnicę między momentami obrotowymi na wale 10 wejściowym i na wale wyjściowym. Wszystkie trzy pierścienie są umieszczone w zasadzie współosiowo i każde dwa stykają się stycznie w dwóch punktach pod wpływem siły odśrodkowej.

Pierścienie mogą mieć wewnętrzne powierzchnie 15 toczne i zewnętrzne obiegowe o tworzących prostoliniowych lub krzywoliniowych.

Połączenie styczne może następować wewnętrznie, zewnętrznie lub wewnętrznie i zewnętrznie.

Pierścienie mogą mieć powierzchnie oporowe 20 o dwukierunkowej stożkowatości w celu umożliwienia obrotowego kierunku ruchu wału wyjściowego w odniesieniu do kierunku ruchu wału wejściowego.

Pierścień przekładnikowy jest połączony z wałem 25 wejściowym podobnie jak pierścień odbiorczy — z wałem wyjściowym za pomocą oddzielnych przegubów kardana lub układów równoważnych.

Środek ciężkości zestawu może być w zasadzie 30 nieruchomy w przypadku osadzenia regulowanych

elementów sprężystych między najkorzystniej pierścieniem oporowym i kadłubem zmiennika.

Zmiennik może zawierać dwa nadajniki, dwa odbiorniki a opornik odbiera przy tym tylko siły zrównoważone, przy czym każdy pierścień w stosunku do pierścienia o tym samym działaniu jest przesunięty w swym ruchu obrotowym o 180° a obydwie pierścienie nadajnikowe bądź odbiorcze są połączone ze sobą za pomocą sprzęgła (przegubu) Oldhama lub równoważnego sprzęgła.

Wynalazek jest opisany bardziej szczegółowo w przykładach jego wykonania uwidocznionych na rysunku, na którym fig. 1 przedstawia w przekroju jeden z możliwych zestawów pierścieni, fig. 2 — ten sam zestaw w widoku z przodu, fig. 3, 4 i 5 — schematy pokazujące sposób przekazywania momentu obrotowego między różnymi pierścieniami, fig. 6 i 7 — przykład wykonania zmiennika momentu obrotowego, w którym nie działają siły zewnętrzne, fig. 8 — urządzenie ułatwiające wprowadzenie przekładnika w ruch obrotowy po stożku, fig. 9 — urządzenie do odwrócenia kierunku obrotów wału wyjściowego w stosunku do wału wejściowego, fig. 10 — układ ciężarków oddziałujących na pierścień odbiorczy, fig. 11—24 — schematycznie pojedyncze przykłady różnych układów pierścieni.

Zmiennik będący przedmiotem wynalazku składa się w istocie z trzech elementów obiegowych a mianowicie z pierścienia przekładnikowego 1 (fig. 1) obracającego się razem z wałem wejściowym zmiennika, pierścienia odbiorczego 2 obracającego się razem z wałem wyjściowym tego ostatniego i pierścienia oporowego 3 połączonego z kadłubem zmiennika momentu obrotowego.

Te trzy pierścienie, prawie współosiowe, stykają się stycznie w dwóch punktach, bądź wewnętrznie, bądź zewnętrznie albo też wewnętrznie i zewnętrznie, w zależności od sposobu wykonania i działania omawianego pierścienia.

W przykładzie pokazanym schematycznie na fig. 1, pierścienie 1 i 2 stykają się wzajemnie w punkcie A a pierścienie 2 i 3 w punkcie B.

Zasada przekazywania momentu obrotowego między różnymi pierścieniami, staje się bardziej zrozumiała w wyniku analizy schematów przedstawionych na fig. 3 i 4.

Wał 4 silnika napędza za pośrednictwem przegubu kardana 5 i wału 6, stożek 7, którego wierzchołek znajduje się w zasadzie w środku przegubu 5. Stożek 7 o promieniu r jest dociskany pod wpływem siły odśrodkowej do stożka wewnętrznego 8 o promieniu R , w którym toczy się w przypadku, gdy wał 4 silnika obraca się. Wierzchołek stożka 8 znajduje się również w środku przegubu kardana 5. Oś stożka 7 opisuje stożek obiegowy z prędkością kątową ω , odpowiadającą prędkości obrotowej n wału 4 silnika:

$$\omega = n \frac{r}{(R-r)} \quad (1)$$

Siła odśrodkowa F jest proporcjonalna do masy stożka 7, kwadratu prędkości kątownej ω i do różnicy $(R-r)$ lub promienia koła opisywanego przez środek ciężkości stożka 7:

$$F = m\omega^2 (R-r)$$

Zastępując ω wartością znaną ze wzoru pierwszego dostaje się:

$$F = m n^2 \left(\frac{r}{R-r} \right)^2 (R-r) = \frac{m n^2 r^2}{(R-r)}$$

Wynika z tego, że gdy siła odśrodkowa F ma być duża, zachodzi potrzeba zmniejszenia mianownika $(R-r)$ to znaczy zmniejszenia różnicy między średnicami toczenia stożków 7 i 8.

W tych przypadkach, gdy między stożkami 7 i 8 jest osadzony pierścień 9, którego powierzchnie wewnętrzna i zewnętrzna są stożkami o wierzchołkach, znajdujących się w zasadzie w środku przegubu kardana 5 (fig. 5) widać, że stożek przekładnika 7 będzie toczył się wewnątrz pierścienia 9, który z kolei będzie toczył się wewnątrz stożka 8 wykonując ruch, który można rozłożyć na dwa ruchy prostsze, a mianowicie na ruch obrotowy z prędkością ω osi obrotu podanego pierścienia dookoła osi obrotu stożka wewnętrznego 8 oraz na ruch obrotowy z prędkością N pierścienia dookoła swej osi obrotu.

Jeżeli w celu uproszczenia rachunku przyjmie się, że stożki wewnętrzny i zewnętrzny tego pierścienia 9 mają wspólny promień toczenia R w strefie styku, prędkość ruchu obrotowego tego pierścienia 9 dookoła swej osi obrotu będzie wynosiła:

$$N = \omega \frac{R-R}{R}$$

gdzie zastępując ω przez wartość znaną ze wzoru 1 otrzymamy:

$$N = n \frac{r}{(R-r)} \frac{(R-R)}{R} = n \frac{r}{R} \frac{(R-R)}{(R-r)}$$

$$\frac{N}{n} = \frac{r}{R} \frac{(R-R)}{(R-r)}$$

Jeżeli pierścień 9 będzie przesuwany osiowo, można zmieniać promień styku R między dwiema granicznymi wartościami: wartości największej $R = R$ i jego wartości najmniejszej $R = r$. Każda z tych wartości granicznych odpowiada stanowi zablokowania pierścienia 9 przy czym w pierwszym przypadku na stożku wewnętrznym 8 a w drugim przypadku na stożku zewnętrznym 7. W pierwszym przypadku $R = R$, co daje następującą zależność prędkości ruchu obrotowego pierścienia 9 i stożka 7:

$$\frac{N}{n} = \frac{r}{R} \frac{(R-R)}{(R-r)} = 0$$

Prędkość N pierścienia 9 wynosi zero, co jest w rzeczywistości oczywiste, ponieważ pierścień 9 jest w tym przypadku zablokowany w stożku wewnętrznym 8, który jest nieruchomy.

W drugim przypadku $R = r$. Daje to następującą zależność prędkości ruchu obrotowego pierścienia 9 i stożka 7:

$$\frac{N}{n} = \frac{r}{r} \frac{(R-r)}{(R-r)} = 1$$

Prędkość ruchu obrotowego pierścienia 9 jest taka sama jak prędkość stożka 7, co jest również oczywiste, ponieważ w tym przypadku pierścień 9 jest zablokowany na stożku 7. Mówiąc inaczej, jest osiągnięte połączenie bezpośrednie między stożkiem 7 i pierścieniem 9.

Dla położenia pośrednich zawartych między tymi dwoma położeniami granicznymi, wszystkie sto-

sunki $\frac{N}{n}$ mają wartość zawartą między zerem a jednością, co można przedstawić następująco:

$$0 \leq \frac{N}{n} \leq 1$$

W celu wykorzystania mocy przekazanej na pierścień 9, wystarczy połączyć go z wałem wyjściowym za pośrednictwem rurowego wału przekątnikowego 10 i przegubu kardana 11 lub przegubu elastycznego, ześrodkowanych na wspólnym wierzchołku stożka.

Moment obrotowy C, odbierany na wale wyjściowym 12 jest taki, że moc osiągnięta na tym wale posiada wartość równą podwójnej mocy na wale 4 połączonym ze stożkiem 7. Jeżeli moment obrotowy na wale 4 wynosi c, to otrzymany:

$$CN = cn$$

skąd wartość momentu wyjściowego na wale 12 wynosi:

$$C = \frac{cn}{N} = c \frac{R}{r} \frac{(R-r)}{(R-R)}$$

Różnica między momentami wyjściowym c i momentem wyjściowym C jest pochłaniana przez część nośną stożka wewnętrznego 8 lub opornik.

Największy moment wyjściowy, przy małych prędkościach N, odbierany na wale wyjściowym 12 jest ograniczony przez wartość siły przylegania w miejscu styku pierścienia 9 na stożku oporowym 8. Ten największy moment obrotowy jest proporcjonalny zatem do siły odśrodkowej F, do współczynnika f w punkcie styku i do promienia R w tym samym punkcie pierścienia 9 (gdzie $R = R$) i wynosi:

$$C_{max} = F \cdot f \cdot R = m \cdot n^2 \cdot r^3 \cdot f \cdot \frac{R}{R-r}$$

Fakt, że siła przykładająca „części przewodzące” jedno do drugich, jest wywoływana siłą odśrodkową, stanowi cechę znamioną wynalazku.

Największy moment wyjściowy c max, możliwy do przekazania wynosi znowu:

$$C_{max} = C_{max} \frac{N}{n} = m \cdot N \cdot nr^3 \cdot f \cdot \frac{R}{R-r}$$

to znaczy, że jeżeli na przykład ten zmiennik osadzi się między silnikiem elektrycznym lub spalinowym a maszyną mającą określoną bezwładność wówczas moment obrotowy wymagany dla tych silników w czasie ich rozruchu jest bardzo mały co znacznie upraszcza układ rozruchowy maszyny lub czyni go zupełnie zbytecznym.

Współczynnik tarcia f jest różny w zależności od rodzaju materiału użytego w miejscach toczenia i stanowiącego stal, kauczuk lub ogólnie materiał, nadający się do przenoszenia nacisku i do przekazywania siły stycznej pod wpływem zjawiska przyczepności.

Wywołanie stożkowego ruchu obrotowego osi stożka przekątnikowego 7 może być ułatwione przy rozruchu wałka 4 silnika w przypadku, gdy współczynnik przylegania jest mały w punktach styku.

W tym celu wystarczy osadzić pierścień 16 (fig. 8) z materiału o dużym współczynniku przylegania, na przykład z kauczuku, na pierścieniu

odbiorczym 2 bądź też na stożku przekątnikowym 1 urządzenia pokazanego na fig. 6. Ten pierścień wywołuje ruch na początku rozruchu, po czym, gdy ustali się prędkość kątowa ω , jak również siła odśrodkowa F, wówczas lekko odsuwa się w bok, zezwalając na właściwe zetknięcie się torów toczych. Na skutek późniejszego przesunięcia osiowego pierścienia 2, pierścień 16 zostaje zupełnie zwolniony i nie jest już poddawany ścieraniu ani zmęczeniu.

Na fig. 9 jest pokazany element ułatwiający uzyskanie, w ramach wynalazku, odwrócenie kierunku ruchu wału wyjściowego w stosunku do kierunku ruchu wału wejściowego, bez przerywania jego ruchu obrotowego.

W przedstawionym urządzeniu, stożek przekątnikowy 17 jest połączony z wałem wejściowym lub wałem 4 silnika a pierścień odbiorczy 23 jest wyposażony w dwa elementy stożkowe, a mianowicie w element 18, przeznaczony do ruchu normalnego, którego wierzchołek znajduje się we wspólnym środku przegubów na wafach oraz w element 19, który jest zawieszony przeciwnie w stosunku do elementu 18. Ponadto elementy stożkowe 20 i 21 połączone z opornikiem 24 mogą być zbliżone lub oddalone od siebie przez obsługę. Jeżeli przesunie się je w położenie zbliżone, następuje zetknięcie się ze sobą elementów 19 i 21 i wówczas odbiornik 23 obraca się w kierunku przeciwnym do kierunku obrotu stożka przekątnikowego 17. Jeżeli obydwie elementy stożkowe 20 i 21 znajdą się w położeniu oddalonym, następuje zetknięcie się elementów 18 i 20 i wówczas kierunek ruchu obrotowego odbiornika 23 jest zgodny z kierunkiem ruchu przekątnika 17.

Wszystkie omawiane układy zostały uproszczone w celu jasnego wytłumaczenia zasady. Są one przedstawione schematycznie na fig. 3 i 5.

Jest oczywistym, że zmiennik wykonany w ten sposób jest użyteczny tylko dla małych mocy lub, jeżeli dysponuje się dużą konstrukcją, która może służyć do podpierania stożka oporowego. W rzeczywistości, siła promieniowa F potrzebna do przekazywania momentu obrotowego na skutek przylegania w punktach styku powinna być znaczna, co jak już zauważono jest zresztą łatwe do osiągnięcia. Jednak wektor tej siły obraca się z prędkością ω i w przypadku uproszczonego układu z fig. 3, część podtrzymująca stożek oporowy 8 przejmuje tę siłę i przekazuje ją do swych punktów zamocowania co wydaje się być sprzeczne z montażem na konstrukcji tak czulej, jaką jest pojazd mechaniczny. Można oczywiście podwoić liczbę przekątników i odbiorników toczących się wewnątrz lub na jednym tylko oporniku, przesuwając w fazie o określony kąt obydwie otrzymane siły F, jednak komplikuje to wykonanie (fig. 24).

Zgodnie z wynalazkiem, korzystna jego postać wykonania usuwająca reakcje zewnętrzne, zawiera stożek oporowy wprawiany w ruch promieniowy. Ten ruch może być uzyskany w ten sam sposób jak w przypadku innych stożków, to znaczy łącząc przegubowo opornik dokoła punktu środkowego przegubu kardana lub sprzęgła elastycznego. Ten punkt łączący znajduje się najkorzystniej

przy wierzchołku innych stożków. Otrzymuje się zatem zestaw przedstawiony na fig. 6.

Wał wejściowy 4 jest połączony z pierścieniem przekątnikowym 1 za pośrednictwem przegubu kardana 5. Pierścień oporowy 3 jest połączony z kadłubem 13 zmiennika za pomocą przegubu kardana 14. Pierścień odbiorczy 2 jest połączony z wałem odbiorczym 12 za pomocą przegubu kardana 11. Te połączenia przegubowe są dobrze znanymi elementami maszyn i są przedstawione tutaj bardzo schematycznie. Mogą być one zresztą zastąpione przez inny układ połączeń mechanicznych lub przez znane sprzęgła elastyczne, umożliwiające żądany ruch stożkowy.

Położenie względne, zajmowane w czasie działania zmiennika przez trzy pierścienie jest pokazane schematycznie na fig. 7. Środek ciężkości zestawu trzech pierścieni 1, 2 i 3 znajduje się w punkcie G. Środki pierścieni 1, 2 i 3 są pokazane oddzielnie za pomocą punktów O, P i Q. Punkt A określa miejsce styku między pierścieniami, przekątnikowym 1 i odbiorczym 2. Punkt B określa miejsce styku między pierścieniami odbiorczym 2 i oporowym 3. Siła odśrodkowa działa w każdym pierścieniu wzdłuż wektora, przechodzącego przez jego środek i środek ciężkości G zestawu.

Środek ciężkości G zestawu jest w zasadzie nieruchomy w czasie działania zmiennika. Znajduje się on na osi CD kadłuba 13, co zostaje osiągnięte w wyniku osadzenia regulowanych sprężyn 15 między pierścieniem oporowym 3 i kadłubem 13. Postać tych sprężyn jest przystosowana do oddziaływania na zestaw trzech pierścieni z częstotliwością zawieszenia, znacznie mniejszą od najniższej częstotliwości stożkowego ruchu obrotowego ω , będącego w użyciu. W ten sposób zestaw ten jest zupełnie stateczny w ruchu obrotowym a reakcje przekazywane kadłubowi za pomocą sprężyn są mało znaczące. Pozostałe reakcje promieniowe, przenoszone przez złącza 5, 11 i 14 (fig. 6) mogą być złagodzone przez właściwe położenie miejsc styku w stosunku do położenia tych złączy i środka ciężkości zestawu oraz przez wzięcie pod uwagę dwóch zasadniczych bezwładności pierścieni.

Zmiana stosunku prędkości wyjściowej do prędkości wyjściowej zachodzi podczas ruchu lub nawet w czasie postoju wału wejściowego. W rozwiązaniach przedstawionych na fig. 6, wystarczy na przykład przesunąć w tym celu osiowo pierścień odbiorczy 2.

Wierzchołki czterech stożków ruchu tworzą tory toczone znajdujące się w tym samym punkcie, przy czym toczenie odbywa się bez poślizgu, co powoduje dużą sprawność układu zmiennika. Ten warunek może być spełniony ściśle w przypadku stosowania odbiornika 2, ruchomego osiowo, przez lekkie wygięcie do środka tworzących dwóch torów toczych, jak to uwidoczniło na fig. 6.

Ten układ nadaje się w szczególności dobrze do prostego ujęcia stosunku przekładni na przykład prędkości i momentu obrotowego na wałe wejściowym.

Na fig. 10 jest przedstawiony układ ciężarków 25, podobny do znanego regulatora odśrodkowego i powodujący ruch poosiowy pierścienia odbiorcze-

go 2. Układ sprzęgłowy 26, przenoszący moment obrotowy na wał 4 w wyniku osiowego przesunięcia drążka 27, połączonego również do pierścienia odbiorczego, zmienia zgodnie z życzeniem stosunek przekładniowy w funkcji momentu wejściowego.

To proste ujęcie znajduje zastosowanie w pojazdach mechanicznych o napędzie spalinowym lub elektrycznym, przystosowując samoczynnie stosunek przekładni do warunków jazdy.

Jako korzyść wtórną należy podkreślić, że zmiennik według wynalazku pozwala stosować w największym stopniu hamowanie silnikiem przy spadkach drogi i jeżeli zachodzi potrzeba, zmniejszyć prędkość pojazdu aż do jego zupełnego zahamowania.

Na fig. 1, 7 i 12 jest przedstawiony układ elementów przekątnika 1, odbiornika 2 i opornika 3, zezwalający na zmianę stosunku prędkości $\frac{N}{n}$

między wałem wyjściowym i wałem wejściowym, od zera do jedności, przy czym ten ostatni stosunek odpowiada efektywnemu połączeniu bezpośredniemu. W tym układzie odbiornik jest umieszczony między przekątnikiem i opornikiem.

Inne rozwiązania wchodzące w zakres wynalazku są przedstawione w nie ograniczających wynalazek przykładach na fig. 11 do 19. Umożliwiają one uzyskanie innych cech znamienych, które mogą być użyte pojedynczo lub razem.

W rozwiązaniach przedstawionych na fig. 13 i 14, pierścień oporowy 3 jest umieszczony między pierścieniem przekątnikowym 1 i pierścieniem odbiorczym 2.

Te układy pozwalają w szczególności na zmianę stosunku $\frac{N}{n}$ prędkości wyjściowej do prędkości wejściowej, od zera do nieskończoności. Kierunek ruchu obrotowego pierścienia odbiorczego 2 jest odwrotny w stosunku do kierunku ruchu obrotowego pierścienia przekątnikowego 1.

W rozwiązaniach przedstawionych na fig. 11 i 15, pierścień przekątnikowy 1 jest umieszczony między pierścieniami odbiorczym i opornikowym.

Możliwa zmiana stosunku $\frac{N}{n}$ prędkości wyjściowej do prędkości wejściowej mieści się w zakresie od jedności do nieskończoności. Kierunek ruchu obrotowego pierścienia odbiorczego 2 jest taki sam jak kierunek ruchu obrotowego pierścienia przekątnikowego 1.

W rozwiązaniu przedstawionym na fig. 16, przekątnik 1 i odbiornik 2 toczą się obydwa obok siebie w otworze opornika 3. Stosunek $\frac{N}{n}$ może

być zawarty w zakresie od zera do nieskończoności. Kierunki ruchu obrotowego pierścieni przekątnika 1 i odbiornika 2 mogą być takie same lub przeciwne. W tym ostatnim przypadku środek opornika nie opisuje już obwodu koła.

W rozwiązaniu według fig. 17, pierścienie odbiornika i opornika toczą się wewnątrz pierścienia przekątnikowego. Stosunek $\frac{N}{n}$ prędkości wyjściowej od prędkości wejściowej mieści się w zakresie od jedności do zera, i od zera do nieskończoności. To

urządzenie rezwala zwłaszcza na przejście w sposób progresywny od połączenia bezpośredniego do zatrzymania się i do ruchu do tyłu. Na fig. 22 jest przedstawiona odmiana tego zestawu.

W rozwiązaniu według fig. 18, gdzie pierścienie przekładnika i opornika toczą się wewnątrz pierścienia odbiorczego można osiągnąć stosunek $\frac{N}{n}$ prędkości wyjściowej do prędkości wejściowej, zawarty w zakresie od jedności do zera.

Na fig. 19 jest przedstawiony przykład nie ograniczający zakresu wynalazku, w którym przekładnik 1 nie jest osadzony współosiowo z odbiornikiem 2. Opornik 3 przekazuje odbiornikowi 2 impulsy, które on sam otrzymuje z przekładnika 1 pracując prawie jak korbówód. Stosunek $\frac{N}{n}$ może mieścić się w zakresie od zera do nieskończoności. Kierunek ruchu obrotowego na wyjściu jest obojętny i jest przystosowany do rozruchu.

Na fig. 20 jest przedstawiony schematycznie układ zmiennika (przekładniowy), przystosowany zwłaszcza do dużego zmniejszenia lub dużego zwielokrotnienia prędkości wyjściowej.

Jeżeli ten układ jest zastosowany jako przekładnia redukcyjna, wał wejściowy 30 przekazuje ruch obrotowy silnika na wał 31 poprzez przegub kardana 32 lub równoważne sprzęgło elastyczne. Wał 31 jest prowadzony w łożysku tocznym 33 i zawiera na końcu mimośrodowy ciężarek 34. Podczas ruchu obrotowego wału wejściowego 30, ciężarek 34 wprowadza oś XX' , wspólną dla wału 31, stożka 35 i wału rurowego 35, w ruch obrotowy po stożku z prędkością ω dookoła środka X' przegubów kardana 32 i 37. W ten sposób stożek 35 jest zmuszany do toczenia się wewnątrz stożka oporowego 3 i obracanie się dookoła swego środka obrotu z prędkością wyjściową N , którą przekazuje na wał 29. W tym przykładzie wykonania wynalazku, prędkość ω jest oczywiście równa prędkości wejściowej n . Zachodzi więc $\omega = n$. Wzór określający prędkość wyjściową N w funkcji ω jest taki sam jak podano uprzednio:

$$N = \frac{(R - R)}{R}$$

gdzie R stanowi promień toczenia stożka 35, R — promień toczenia stożka wewnętrznego 3. Zastępując ω przez wartość „ n ” otrzymuje się:

$$N = n \frac{(R - R)}{R}$$

skąd stosunek redukcji:

$$\frac{N}{n} = \frac{R - R}{R} = \frac{R}{R} - 1$$

Widać z tego, że kierunki ruchu obrotowego wałów wyjściowego 29 i wejściowego 30 są przeciwnie dopóki R zgodnie z układem na fig. 13 jest mniejszy od R . Stosunek $\frac{N}{n}$ może przechodzić

bardzo progresywnie od zera czyli wartości odpowiadającej postojowi wału wyjściowego do pewnego maksimum określonego przez największą możliwą do osiągnięcia wartość stosunku $\frac{R - R}{R}$

Aby moment obrotowy wywoływany na wale wyjściowym mógł być wykorzystany, trzeba aby

sila odśrodkowa wywoływana przez ciężarek 34 była znaczna, co można osiągnąć przy znacznych prędkościach wejściowych „ n ”. To rozwiązanie według wynalazku nadaje się do zastosowania na przykład przy silnikach wysokoobrotowych takich jak turbiny parowe, spalinowe, na sprężone powietrze itp.

Jeżeli to rozwiązanie jest zastosowane jako przekładnia zwiększająca, funkcje wałów 29 i 30 są odwrócone. Wał 29 staje się wałem wejściowym a wał 30 — wałem wyjściowym. Wywołanie ruchu obrotowego do prędkości stożka 35 w stożku oporowym 3 może być ułatwione za pomocą taśmy tocznej o dużej przyczepności, podobnej do opisanej uprzednio i pokazanej na fig. 7. To rozwiązanie może być użyte do łączenia maszyn o dużych prędkościach obrotowych np. wirówek, sprężarek, podobnie jak hamulców absorbcyjnych lub zwalniających hydrokinetycznych albo aerodynamicznych.

Oczywiście, układ stożków tocznych pokazany jest na fig. 20 jedynie jako przykład nie ograniczający zakresu wynalazku, przy czym można stosować również inne d.d. pokazanych uprzednio układy, nie wykraczając poza ramy wynalazku. Opornik 3 może być osadzony na podstawie lub zawieszony elastycznie w wyniku połączenia z obudową za pośrednictwem przegubu kardana, ześrodkowanego na przegubach kardana 32 i 37 w podobny sposób jak pokazano na fig. 6, 10 i 21.

Dla wszystkich rozwiązań pokazanych uprzednio w przykładach nie ograniczających zakresu wynalazku, jest oczywiste, że zmiana średnicy toczenia, osiągana przez przesunięcie osiowe pierścieni, może być uzyskana przez przesunięcie jednego lub dwóch pierścieni. Powierzchnie toczne mogą mieć dwa kierunki zbieżności lub mogą być zastąpione przez części cylindryczne bez wykraczania poza zakres wynalazku. Również w przypadku stożkowych torów tocznych lub stożkowego styku miejscowego byłoby korzystnym usunąć poślizg, zbliżając do siebie możliwie najbardziej wierzchołki tych stożków.

Jest oczywiste, że zgodnie z zasadą wynalazku można wykonać przekładnie zwiększające lub redukcyjne w stosunku do ustalonych $\frac{N}{n}$ bądź

przy użyciu stożkowych torów tocznych bez przesunięć pionowych, bądź też cylindrycznych torów tocznych.

Na fig. 23 jest przedstawione rozwiązanie według wynalazku, w którym pierścienie toczące się, zachowują położenie równoległe do określonej stałej płaszczyzny dzięki zastosowaniu wałów wyposażonych w dwa przeguby kardana.

Na fig. 24 jest przedstawione rozwiązanie według wynalazku, w którym pierścień zewnętrzny, będący w tym nie ograniczonym przykładzie opornikiem 3, otrzymuje tylko reakcje zrównoważone, a przekładnik podobnie jak odbiornik jest podwójny. Każdy pierścień 1a i 1b przekładnika i 2a i 2b odbiornika jest przesunięty w fazie ruchu obrotowego ω o 180° w stosunku do innego pierścienia o tej samej funkcji. W tym przykładzie zmiennika o zrównoważonych reakcjach połączenie między dwoma pierścieniami odbiorczymi 2a i 2b stanowi

sprzęgło Oldhama 28 lub równoważne urządzenie, przystosowane do przekazywania momentu obrotowego dwoma wałkami, przesuniętymi promieniowo.

W końcu istnieje możliwość zwiększenia liczby pierścieni odbiorczych, aby można było za pomocą samego zestawu zmiennika kierować moc początkową przy takich samych lub różnych prędkościach wyjściowych do dwóch lub więcej maszyn odbiorczych.

Na fig. 22 jest pokazana zasada takiego układu przy zastosowaniu dwóch odbiorników. Te same oznaczenia określają identyczne części i elementy pokazane uprzednio. Zestaw 2' i 12' zastępuje zestaw 2 i 12.

Zastrzeżenia patentowe

1. Zmiennik momentu obrotowego i prędkości, którego pierścień przekładnikowy jest połączony z wałem wejściowym za pośrednictwem przegubu kardana, **znamienny tym**, że zawiera pierścień odbiorczy połączony przegubowo z wałem wyjściowym, pierścień oporowy przejmujący różnicę między momentami na wale wejściowym i wyjściowym, przy czym elementy przegubowe, osadzone na tych dwóch wałach umożliwiają względne przemieszczanie się co najmniej dwóch z tych omawianych pierścieni w celu uzyskania styku w dwóch punktach każdego z tych trzech pierścieni pod wpływem siły odśrodkowej i przystosowanie stosunku przekładni do prędkości i/lub do momentu obrotowego.
2. Zmiennik momentu obrotowego i prędkości, według zastrz. 1, wyposażony w wał pierwszy, stały korpus i wał drugi oraz pierwszy element połączony w ruchu obrotowym z pierwszym wałem za pomocą przegubu i obdarzony określonym stanem swobody promieniowej lub stożkowej, zezwalającej jemu na wykonywanie ruchu składającego się z ruchu obrotowego za pomocą omawianego przegubu z wałem pierwszym i ruchu obrotowego planetarnego dookoła wału pierwszego, **znamienny tym**, że zawiera drugi element lub opornik wyposażony w jeden lub wiele torów tocznych obiegowych, połączony w ruchu obrotowym z kadłubem oraz trzeci element, wyposażony w jeden lub wiele torów tocznych obiegowych, połączony w ruchu obrotowym z drugim wałem za pomocą przegubu i obdarzony określonym stanem swobody promieniowej lub stożkowej, toczący się ruchem złożonym z ruchu obrotowego w powiązaniu z wałem drugim za pomocą omawianego drugiego przegubu i z ruchu obrotowego planetarnego swego środka o prędkości takiej samej jak prędkość ruchu obrotowego planetarnego pierwszego elementu, opierający się i toczący bezpośrednio lub za pośrednictwem pierwszego elementu na elemencie drugim, przy czym energia ruchu obrotowego przechodzi z jednego wału na inny wał pod wpływem sił bezwładności znacznie zwiększo-

- nych przez prędkość ruchu obrotowego planetarnego wspólnego dla pierwszego i trzeciego elementu, zaś omawiane siły bezwładności zapewniają potrzebny styk w dwóch punktach między tymi trzema elementami.
3. Zmiennik momentu obrotowego według zastrz. 1, **znamienny tym**, że pierścień oporowy jest nieruchomy w położeniu i ruchu obrotowym.
 4. Zmiennik momentu obrotowego według zastrz. 1, **znamienny tym**, że pierścień oporowy jest nieruchomy w ruchu obrotowym i ruchomy w położeniu.
 5. Zmiennik momentu obrotowego według zastrz. 1, i jednego z zastrz. 2 lub 3, **znamienny tym**, że pierścienie mają wewnętrzne powierzchnie toczne.
 6. Zmiennik momentu obrotowego według zastrz. 1, i jednego z zastrz. 2 lub 3, **znamienny tym**, że pierścienie mają zewnętrzne powierzchnie toczne.
 7. Zmiennik momentu obrotowego według zastrz. 1 i jednego z zastrz. 2 lub 3, **znamienny tym**, że powierzchnie toczne pierścieni są stożkowe lub prawie stożkowe i co najmniej jeden jest ruchomy poosiowo.
 8. Zmiennik momentu obrotowego według zastrz. 1 i jednego z zastrz. 2 lub 3, **znamienny tym**, że powierzchnie toczne pierścieni są cylindryczne.
 9. Zmiennik momentu obrotowego według zastrz. 1 i jednego z zastrz. 2 lub 3, **znamienny tym**, że powierzchnie toczne pierścieni mają tworzące wygięte.
 10. Zmiennik momentu obrotowego według zastrz. 1 i jednego z zastrz. 2 lub 3, **znamienny tym**, że jeden pierścień jest wyposażony w powierzchnie oporowe o przeciwnej zbieżności w celu umożliwienia odwrócenia kierunku ruchu wału wyjściowego w stosunku do kierunku ruchu wału wejściowego.
 11. Zmiennik momentu obrotowego według zastrz. 1, i jednego z zastrz. 2 lub 3, **znamienny tym**, że połączenia między pierścieniami — przekładnikowym i odbiorczym — a wałami wejściowym i wyjściowym każdego z osobna, stanowią przeguby kardana lub inne układy równoważne.
 12. Zmiennik momentu obrotowego według zastrz. 1 i jednego z zastrz. 2 lub 3, **znamienny tym**, że zawiera nastawne elementy sprężyste, umieszczone między jednym z pierścieni i kadłubem zmiennika, w wyniku czego środek ciężkości zestawu jest w zasadzie nieruchomy.
 13. Zmiennik momentu obrotowego według zastrz. 1 i jednego z zastrz. 2 lub 3, **znamienny tym**, że zawiera podwójny przekładnik i odbiornik, opornik przejmujący tylko reakcje zrównoważone, przy czym każdy pierścień jest przesunięty w fazie ruchu obrotowego o 180° w odniesieniu do pierścienia o tej samej funkcji a obydwa pierścienie o tej samej funkcji są połączone ze sobą za pomocą sprzęgła Oldhama lub innego równoważnego sprzęgła.
 14. Zmiennik momentu obrotowego według zastrz. 1 i jednego z zastrz. 2 lub 3, **znamienny tym**,

że zawiera wiele pierścieni odbiorczych, zastosowanych do napędu wielu maszyn odbiorczych z prędkością obrotową taką samą lub różną.

15. Zmiennik momentu obrotowego według zastrz. 1 i jednego z zastrz. 2 lub 3, **znamienny tym**, że zawiera wał napędzany przez wał wejściowy za pomocą przegubu kardana lub równoważnego sprzęgła elastycznego i wyposażony na swym końcu, znajdującym się wewnątrz

pierścienia o zewnętrznych stożkowych powierzchniach toczeniowych, w mimośrodowy ciężarek, który przy ruchu obrotowym wału wejściowego wywołuje stożkowy ruch obrotowy osi omawianego pierwszego wału, stożka jednolitego z wałem rurowym połączonym z wałem wyjściowym za pomocą przegubu kardana lub podobnego sprzęgła, przy czym wspomniany ruch obrotowy stożkowy zmusza omawiany stożek do toczenia się wewnątrz stożka oporowego pod wpływem siły odśrodkowej.

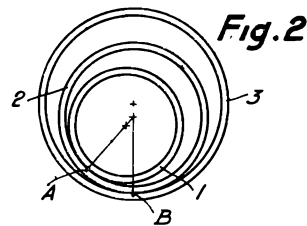
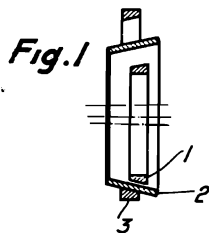


Fig. 3

Fig. 4

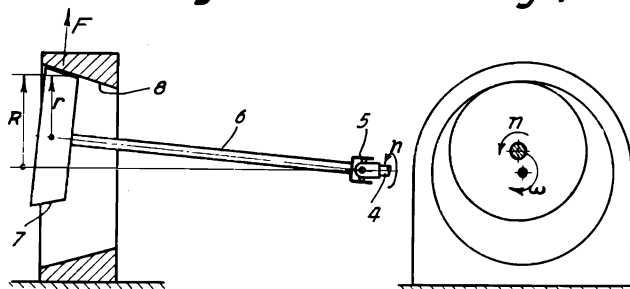
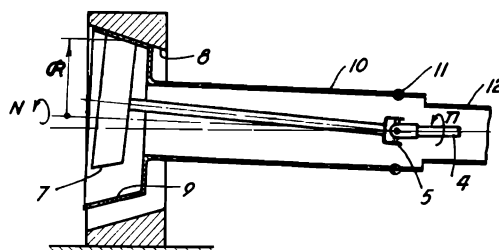


Fig. 5



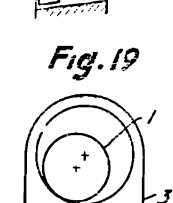
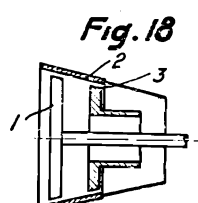
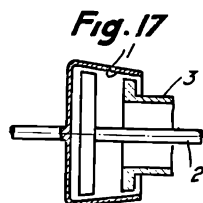
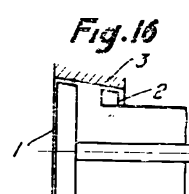
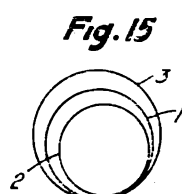
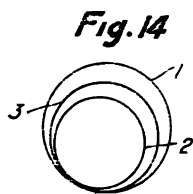
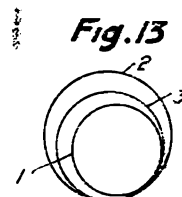
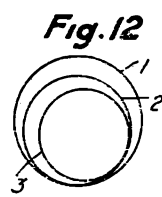
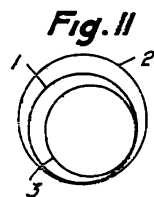
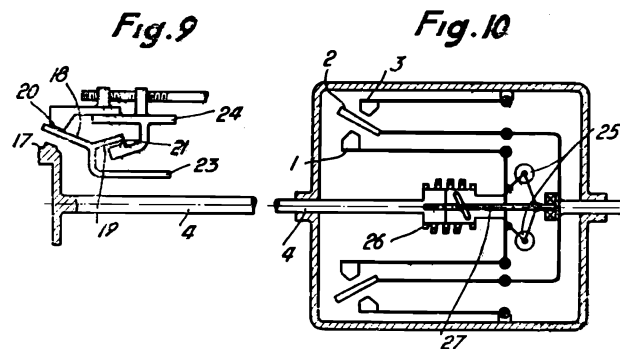
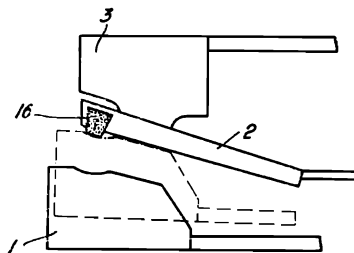
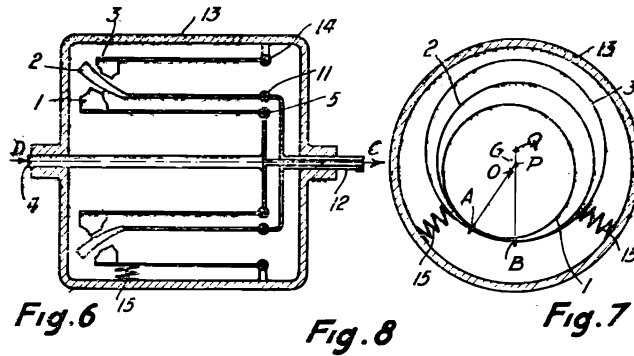


Fig. 20

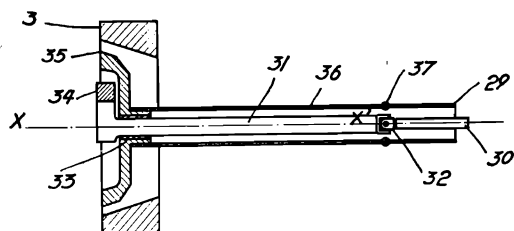


Fig. 22

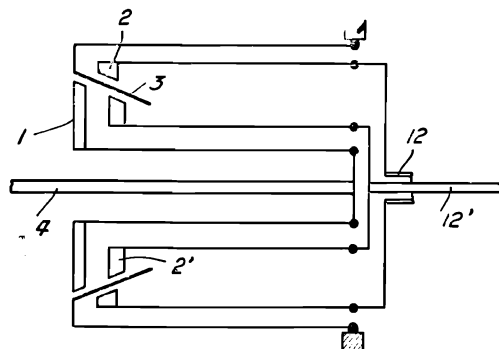


Fig. 23

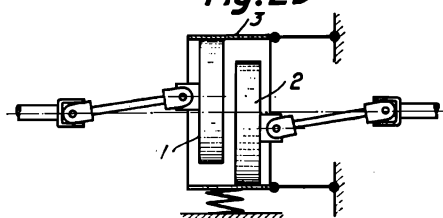


Fig. 24

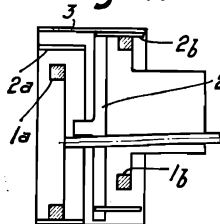


Fig. 21

