



ÚŘAD PRO VYNÁLEZY
A OBJEVY

POPIS VYNÁLEZU K AUTORSKÉMU OSVĚDČENÍ

237772

(11) (B1)

(51) Int. Cl. ⁴

B 21 B 35/12

- (22) Přihlášeno 30 07 81
(21) (PV 5830-81)
(32) (31)(33) Právo přednosti 11 12 80
(89) 158 312,DD (WP B 21 B/225 947) DD
(40) Zveřejněno 19 11 84
(45) Vydáno 15 09 86

(75)
Autor vynálezu

KLETZIN PETER dr., GOMMERN, SCHRÖDER JÖRG, dipl.-ing., MAGDEBURG,
FINCKE HANS-WERNER, HAUPTFLEISCH GÜNTER, NAWROTZKI HANS dipl.-ing.,
MAGDEBURG (NDR)

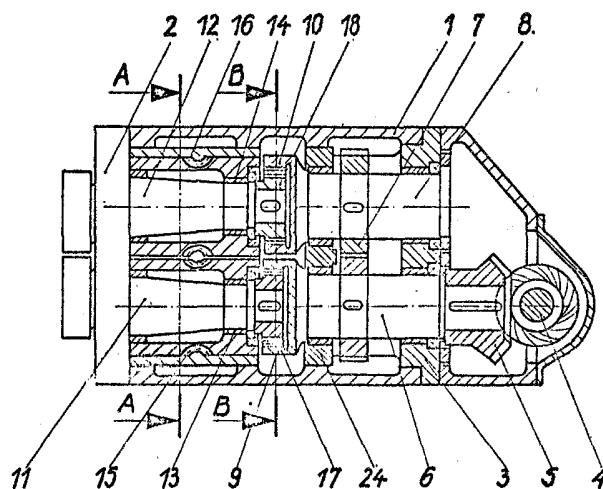
- (54) Ozubený převod s vnitřním a vnějším ozubením k pohonu
bezvřetenové válcovací stolice

Vynález se týká ozubeného převodu s vnitřním a vnějším ozubením pro pohon válcovací stolice s širokým rozmezím nastavování hřídelů pracovních válců, které jsou uloženy ve výstředníkových stavěcích objímkách a jsou poháněny ozubenými koly s vnitřním ozubením.

Účelem vynálezu je jednak zajistit bezporuchový pohon bezvřetenové válcovací stolice s širokým rozmezím nastavování hřídelů pracovních válců, jednak zvýšit provozní spolehlivost válcovací stolice a životnost válců vyrobených ze slinutého karbidu.

Vynález si v této souvislosti klade za úkol vytvořit ozubený převod s vnitřním a vnějším ozubením, u něhož by byla umožněna korekce při porušení přesného styku zabírajících do sebe ozubení.

Podstata vynálezu spočívá v tom, že osy hnacích ozubených kol s vnitřním ozubením jsou posunuty vůči osám výstředníkových stavěcích objímek a že roztečné kružnice hnacích ozubených kol na hřídelích pracovních válců se v celém rozmezí nastavování válců dotýkají roztečných kružnic hnacích ozubených kol s vnitřním ozubením, přičemž vzájemné přesezení os je závislé na zatížení působícím na válce a na vzájemných posunech válců při provozu.



Область применения изобретения

Изобретение относится к внутренне-наружному зубчатому зацеплению для привода бесшпиндельной прокатной клетки с большим диапазоном настройки валковых валов, имеющих приводные шестерни с внешними зубьями и опирающиеся в эксцентриковые установочные гильзы валковых кассет, и приводные шестерни которых находятся в зацеплении с шестернями с внутренними зубьями предусматриваемых в редукторных кассетах валов, причем валковая и редукторная кассеты предусмотрены в общем опорном корпусе.

Характеристика известных технических решений

В DE-AS I 427 974 валковые валы с целью обеспечения возможности их настройки установлены в эксцентриковых втулках, вращающихся вокруг своей оси. Закрепленные на валковых валах шестерни приводятся от установленных сбоку шестеренных валков. Точный контакт зубьев приводной шестерни и шестеренного вала имеет место только при срединном положении эксцентриковой втулки. При смещении валков из этого срединного положения получается как при увеличении, так и при уменьшении осевого расстояния валковых валов увеличение осевого расстояния расположенных на валковых валах приводных шестерен от соответствующих шестерен шестеренного вала. Недостатком данного решения является то обстоятельство,

237772

что это изменение осевого расстояния зацепления ограничивает диапазон возможной настройки валковых валов и исключает экономическую эксплуатацию высококачественного валкового материала.

В DE-OS 2 103 734 исходят также из принципа установки валковых валов в эксцентриковых гильзах. Валковые валы приводятся, однако, через редукторные шестерни с внутренними зубьями. Поскольку эксцентриситет оси валковых валов относительно оси установочной гильзы совпадает с осевым расстоянием внутренне-наружного зацепления, а оси валов с зубчатыми венцами совпадают с осями установочных гильз, сохраняется при настройке валковых валов точный контакт зацепления. Данный вариант позволяет теоретически большие пути смещения при настройке с сохранением точного контакта зацепления. Оказалось, однако, что внутреннее зацепление очень ненадежно в случаях смещения валов с теоретической оси. Эти смещения, результирующие из зазоров подшипников опоры валов, перекося валов при нагрузке в пределах допустимых подшипниками смещений и нормального изгиба деталей конструкции, достигают такой величины, что при ударных нагрузках нарушается контакт внутреннего зацепления, что приведет к значительным повреждениям внутренних зубьев. Отрицательные последствия смещения валов разны по длине установочного пути, так как направление усилия в зубьях изменяется по длине установочного пути.

Цель изобретения

Цель изобретения состоит в создании безотказного привода бесшпиндельных прокатных клетей с большим диапазоном настройки валков и в повышении надежности работы прокатных клетей и степени эксплуатации твердосплавных валков.

Изложение сущности изобретения

Целью изобретения является создание внутренне-наружного зацепления, компенсирующего нарушения точного контакта зацепления.

237772

В соответствии с изобретением эта задача решается тем, что оси шестерен валов с внутренними зубьями лежат вне осей эксцентриковых установочных гильз в корпусе редукторной кассеты и делительные окружности приводных шестерен валковых валов касаются по всему диапазону настройки валков делительных окружностей шестерней валов с внутренними зубьями, причем смещения осей зависят от смещений валковых валов в зоне зацепления, resultирующих из нагрузок и обусловленных принципом работы смещений.

Пример осуществления изобретения

Ниже поясняется изобретение на примере осуществления.
Рисунки показывают:

- Рис. 1 продольный разрез прокатной клетки с бесшпиндельным приводом и внутренне-наружным зацеплением,
- Рис. 2 разрез А-А по рис. 1,
- Рис. 3 разрез В-В по рис. 1,
- Рис. 4 схема корректировки зацепления.

По рис. 1 бесшпиндельная прокатная клетка состоит из опорного корпуса 1 с валковой кассетой 2 и редукторной кассетой 3. Центрирующая система обеспечивает при этом точное расположение редукторной кассеты 3 в корпусе 1 относительно валковой кассеты 2. Крутящий момент передается от приводного вала 4 через коническую пару 5 на вал с венцом 6, который приводит через ступень шестеренных валков 7 верхний вал 8. Валы 6, 8 носят шестерни 9, 10 с внутренними зубьями, образующие вместе с установленными на валковых валах 11, 12 приводными шестернями 17, 18 с наружными зубьями зацепление. Валковые валы 11, 12 установлены радиально во втулках скольжения 13, 14, установленных эксцентрически в поворотных установочных гильзах 15, 16.

Рис. 2 показывает разрез по устройству настройки валков с эксцентрической установкой валковых валов 11, 12 в установочных

гильзах 16, 15 при среднем осевом расстоянии.

Рис. 3 показывает разрез по внутренне-наружному зацеплению при среднем осевом расстоянии приводных шестерен 17, 18 валковых валов 11, 12. Так как эксцентриситет e оси валковых валов 11, 12 относительно оси установочных гильз 15, 16 совпадает с осевым расстоянием а внутренне-наружного зацепления и оси валов 6, 8 совпадают с осями соответствующих установочных гильз 15, 16, то сохраняется при настройке валковых валов 11, 12 путем вращения установочных гильз 15, 16 при применении подшипников повышенной точности точный контакт зацепления. На практике в опоре валов 11, 12 и валов 6, 8 возникают, однако, обусловленные принципом работы смещения, приводящие к изменению осевого расстояния внутренне-наружного зацепления, вследствие чего нарушается точность контакта зацепления.

Рис. 4 показывает на примере верхнего вала 8 схему корректировки внутренне-наружного зацепления в том случае, когда валы 6, 8 покоятся в подшипниках, почти не допускающих смещений, а валковые валы 11, 12 в радиальных подшипниках скольжения 13, 14 с обусловленными принципом работы смещения. Корректировка нижнего вала 6 производится аналогично. Нескорректированная настройка изображена нежирным пунктиром. Делительная окружность 19 приводной шестерни 18 обкатывает при установке валкового вала 12 в подшипниках повышенной точности делительную окружность 20, причем центр приводной шестерни 18 движется по траектории 21, радиус которой равен эксцентриситету e .

Вследствие наличия зазоров в подшипниках валковых валов 11, 12 теоретическая траектория 21 приводной шестерни 18 принимает форму траектории 21', точное осевое расстояние достигается по всему диапазону настройки валков только в точке пересечения траекторий 21 и 21'. Корректировка внутренне-наружного зацепления производится путем смещения оси вала 8 из оси 22 эксцентриковой гильзы в положение 23 в корпусе 24 редукторной кассеты 3. За счет этого делительная окружность 20 шестерни 10 вала 8 будет смещена таким образом, что делительная окружность 19, смещенная вследствие нагрузки на валковый вал 12 в делительную окружность 19' приводной

шестерни 18 валкового вала 12, касается по всему диапазону настройки валков делительной окружности 20' шестерни с внутренними зубьями 10 вала 8. Другая возможность для предотвращения повреждения зубьев при нарушении контакта зацепления заключается в снятии фаски на головках зубьев внутренне-наружного зацепления.

Благодаря предусматриваемой в изобретении корректировке. внутренне-наружного зацепления, предотвращаются по всему диапазону настройки валков результирующие из нарушения контакта зацепления аварии и их последствия. Далее обеспечивается использование твердосплавных валков по всему диапазону настройки валков, т.е. увеличивается срок службы твердосплавных прокатных дисков.

Формула изобретения

Внутренне-наружное зубчатое зацепление для привода бесшпиндельной прокатной клетки с большим диапазоном настройки оснащенных приводными шестернями с наружными зубьями и установленных в эксцентриковых установочных гильзах валковой кассеты валковых валов, приводные шестерни которых находятся в зацеплении с шестернями с внутренними зубьями предусмотренных в редукторной кассете валов, причем валковая и редукторная кассеты установлены в общем корпусе, отличающееся тем, что оси шестерен с внутренними зубьями (9, 10) валов (6, 8) лежат вне осей эксцентриковых установочных гильз (15, 16) в опорном корпусе (1) редукторной кассеты (3) и делительные окружности приводных шестерен (17, 18) валковых валов (11, 12) по всему диапазону настройки валков касаются делительных окружностей шестерен с внутренними зубьями (9, 10) валов (6, 8), причем смещение осей зависит от результирующих из нагрузок на валки и обусловленных принципом работы смещений валков в зоне зацепления.

Аннотация

Изобретение относится к внутренне-наружному зубчатому зацеплению для привода бесшпиндельной прокатной клетки с большим диапазоном настройки валковых валов, установленных в эксцентриковых установочных гильзах и приводящихся от шестерен с внутренними зубьями.

Целью изобретения являются обеспечение безотказного привода бесшпиндельной прокатной клетки с большим диапазоном настройки валковых валов и повышение надежности работы прокатной клетки и срока службы твердосплавных валков.

Задача изобретения заключается в создании внутренне-наружного зубчатого зацепления, компенсирующего нарушения контакта зацепления

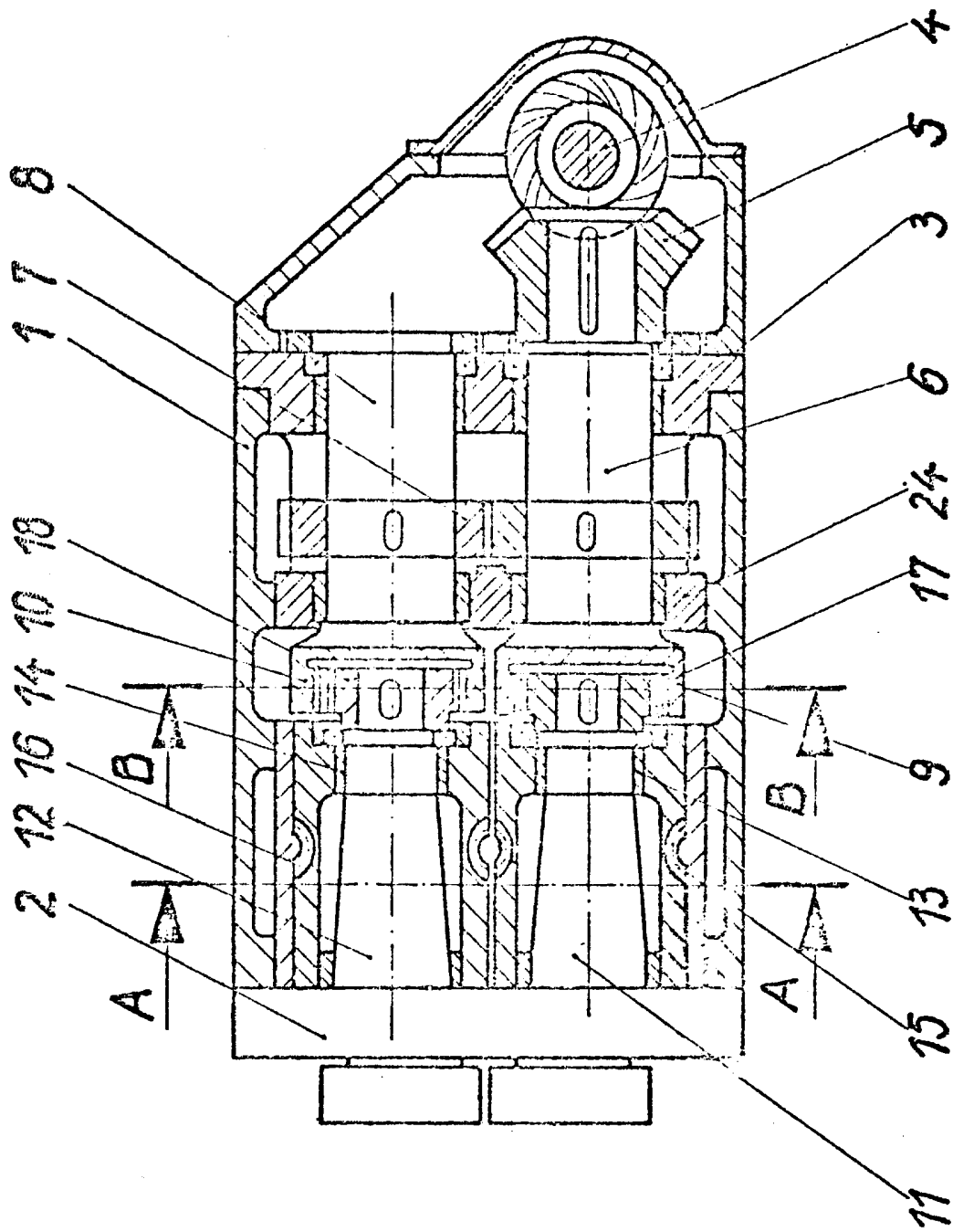
Изобретение характеризуется тем, что оси шестерен с внутренними зубьями валов лежат вне осей эксцентриковых установочных гильз в корпусе редукторной кассеты и что делительные окружности приводных шестерен валковых валов по всему диапазону настройки касаются делительных окружностей шестерен с внутренними зубьями, причем смещение осей зависит от результирующих из нагрузок на валки и обусловленных принципом работы смещений валковых валов в зоне зацепления.

PŘEDMĚT VYNÁLEZU

Ozubený převod s vnitřním a vnějším ozubením pro pohon bezvřetenové válcovací stolice s širokým rozmezím nastavování hřídelů pracovních válců, přičemž hřídele jsou opatřeny hnanými ozubenými koly s vnějším ozubením a jsou uloženy ve výstředníkových stavěcích objímkách opěrné skříně válců a jejich hnaná ozubená kola jsou v záběru s hnacími ozubenými koly s vnitřním ozubením, upevněnými na hřídelích uložených v převodové skříně, přičemž opěrná skříně válců a převodová skříně jsou uspořádány ve společném nosném tělese, vyznačují se tím, že osy hnacích ozubených kol (9, 10) s vnitřním ozubením, upevněných na hřídelích (6, 8) převodové skříně (3), jsou posunuty vůči osám výstředníkových stavěcích objímk (15, 16) a roztečné kružnice hnaných ozubených kol (17, 18) na hřídelích (11, 12) pracovních válců se v celém rozmezí nastavování válců dotýkají roztečných kružnic hnacích ozubených kol (9, 10) s vnitřním ozubením upevněných na hnacích hřídelích (6, 8), přičemž vzájemné přesazení os odpovídá zatížení působícímu na válce a vzájemnému posunu válců při provozu.

Uznáno vynálezem na základě výsledků expertizy, provedené Úřadem pro vynálezeectví a patentnictví, Berlín, DD.

3 výkresy



237772

