



ONAD PRO VYNÁLEZY
A OBJEVY

POPIS VYNÁLEZU K PATENTU

219890
(11) (B2)

(51) Int. Cl.³
F 16 D 51/00

(22) Přihlášeno 06 05 78
(21) [PV 2919-78]

(40) Zveřejněno 30 07 82

(45) Vydáno 15 09 85

(72) Autor vynálezu SZALAI GÁBOR dipl. ing., ALBRECHT LÁSZLÓ dipl. ing., SZIJ PÉTER dipl. ing., GYÖR (MLR)
(73) Majitel patentu MAGYAR VAGON-ÉS GÉPGYÁR, GYÖR (MLR)

(54) Brzdový klíč k ovládání brzdy s vnitřními čelistmi

1

2

Vynález se týká brzdového klíče k ovládní brzdy s vnitřními čelistmi, obsahující brzdový buben a brzdové čelisti, které mohou být rozpírány prostřednictvím brzdového klíče proti vratným pružinám, kde je brzdový klíč tvořen symetrickou rozpěrnou vačkou tvaru S s vačkovým hřídelem a konvexními axiálními evolventními pracovními plochami.

Podstatou vynálezu je, že evolventy pracovních ploch jsou odvozeny od vzájemně přesazených základních kružnic o stejném průměru.

Vynález se týká brzdového klíče k ovládní brzdy s vnitřními čelistmi.

Jak je známo, stávající brzdy s vnitřními čelistmi se skládají z brzdového bubnu, ve kterém jsou uloženy brzdové čelisti, které mohou být rozpírány brzdovým klíčem proti síle vratné pružiny. Brzdové čelisti jsou jedním svým koncem kyvně uloženy na čepu štítu brzdy, zatímco jejich druhé konce nesou vždy jednu kladku. Kladky spolupracují s pracovními plochami brzdových klíčů. Na vnějších plochách brzdových čelistí se předpokládá brzdové obložení. Brzdové klíče bývají zpravidla tvořeny symetrickou rozpěrnou vačkou tvaru S, se kterou je spojen vačkový hřídel, který s rozpěrnou vačkou tvoří celek nebo je k ní připevněn. Rozpěrná vačka je opatřena konvexními axiálními evolventními pracovními plochami. Při rozepření brzdových čelistí brzdovým klíčem přiléhají brzdová obložení na vnitřní plochu brzdového bubnu a třením vyvolávají brzdný účinek, který je tím větší, čím je větší síla přenášená brzdovým klíčem. Brzda s vnitřními čelistmi tohoto typu je popsána například v DT — AS 1 455 788. Konstantní poměr mezi natočením brzdového klíče a brzdou silou je základním požadavkem brzdění všeobecně, zvláště pak u vozidlových brzd, kde potom stejný pohyb brzdy způsobí vždy stejný brzdý účinek, takže při jízdě je vyžadováno nepatrné duševní soustředění, což je velmi významné zvláště u výkonných vozidle, jako jsou nákladní automobily a autobusy. Ale této žádoucí stability nebo úměrnosti nemůže být dosaženo s ohledem na provozní vlastnosti brzdového obložení a jeho protisoučásti. Seřizování odstraňující vliv opotřebení styčných ploch s cílem dosažení původního poměru mezi brzdou silou a brzdým momentem se jeví jako nedostačující, neboť se mění nejen rozměry, ale také fyzikální vlastnosti dotýkajících se součástí podléhají změnám, které jsou při brzdění vyvolány častým mechanickým a tepelným namáháním.

Cílem vynálezu je odstranit tento nedostatek.

Úlohou vynálezu je vytvořit brzdový klíč, u něhož by bylo možno dosáhnout konstantního poměru mezi pohybem brzdy a brzdou silou prostřednictvím brzdového klíče brzdy s vnitřními čelistmi. Při řešení této úlohy se vyšlo ze známého brzdového klíče, který sestává ze symetrické rozpěrné vačky tvaru S s vačkovým hřídelem a z konvexních axiálních evolventních pracovních ploch.

U známých brzdových klíčů tohoto druhu bývají obě evolventní pracovní plochy odvozeny od jedné společné základní kružnice, jejíž střed leží na ose vačkového hřídele. Následkem toho se při natáčení brzdového klíče nemění ramena, na kterých působí síly na konce brzdových čelistí, takže také neměnně zůstávají i rozpěrné síly. Potom ale na základě již uvedených podkladů nezu-

stává brzdý účinek konstantní, změna poměru mezi natočením brzdového klíče a brzdou silou roste s počtem zabrzdění.

Aby se tato změna vyrovnala a tím se mezi pohybem brzdového klíče a brzdým účinkem vytvořil konstantní poměr, je nutno, aby se měnila rozpěrná síla v závislosti na natočení brzdového klíče. Je známo, že této protichůdné závislosti mezi rozpěrnými silami a natočením brzdového klíče může být dosaženo, když evolventní pracovní plochy rozpěrných vaček nebudou mít jednu společnou základní kružnici, ale naopak budou odvozeny od dvou samostatných základních kružnic vzájemně přesazených. Střed obou těchto základních kružnic leží na obvodu centrální kružnice, jejíž střed leží na ose vačkového hřídele. Střed základních kružnic leží na obvodě centrální kružnice vzájemně proti sobě uvnitř úhlové výseče určené evolventami pracovních ploch. Když se potom vačkový hřídel pootočí, změní se rameno síly tak, že se odpovídajícím způsobem změní i rozpěrná síla, čímž se může dosáhnout stálého poměru mezi rozpěrnou silou a pootočením vačkového hřídele, což prakticky znamená vynálezem předpokládané dosažení přímé brzdové charakteristiky.

Jak bude ještě dále detailně objasněno, mění se délky ramen síly při natáčení rozpěrné vačky zásadně od maxima až po minimum, přičemž ale může existovat určitý počáteční rozsah, ve kterém se budou délky ramen při otáčení vačky zvětšovat. Potom bude uvažované vyrovnání ještě dokonalejší, neboť bere v úvahu rovněž počáteční růst účinnosti brzdění.

Další detaily vynálezu objasňují výkresy, které znázorňují příklad provedení vaček podle vynálezu a kde značí obr. 1 řez brzdou ovládanou rozpěrnou vačkou s rozpěrnou vačkou podle vynálezu, obr. 2 perspektivní pohled na rozpěrnou vačku podle vynálezu, obr. 3 schéma, obr. 4 až 6 různé provozní polohy rozpěrné vačky podle vynálezu.

Jak vyplývá z výkresu, ukazuje obr. 1 brzdový buben **10** a hřídel **12** se štítem **14** brzdy, které jsou uspořádány běžným způsobem. Štít **14** brzdy nese dvě navzájem proti sobě ležící brzdové čelisti **16**, **18** tvaru půlměsíce, které jsou jedním svým koncem otočně uloženy na čepu **20**, resp. **22**. Opačné konce brzdových čelistí **16**, resp. **18** nesou kladky **24**, resp. **26**, které jsou uloženy známým, a proto na výkrese neuvedeným způsobem. Brzdové čelisti **16**, resp. **18** jsou opatřeny brzdovým obložením **28**, resp. **30**, kterým přiléhají na válcovou vnitřní plochu brzdového bubnu **10**, zatímco se kladky **24**, resp. **26** pohybují po rozpěrné vačce **32**, prostřednictvím které mohou být rozpírány obvyklým způsobem proti tažným pružinám. K vůli přehlednosti nejsou tyto tažné pružiny na výkrese uvedeny.

Detaily rozpěrné vačky **32** vyplývají z obr. 2. Rozpěrná vačka **32** má v axiálním směru

prodloužený vačkový hřídel **34** s podélnou osou **Z**. Vačkový hřídel **34** nese dvě příčná ohnutá páková ramena **36**, **38**, uspořádaná vzájemně obráceně, a opatřená konvexními axiálními pracovními plochami **40**, resp. **42** tvaru evolventy, přičemž involuty nebo evolventy pracovních ploch **40**, resp. **42** jsou označeny **I1**, **I2**. Pracovní plochy **40**, **42** určují úhlový rozsah alfa vzhledem k podélné ose **Z** mezi první mezní čarou **A1** a druhou mezní čarou **A2**. Mezní čáry **A1**, **A2** procházejí na jedné straně podélnou osou **Z** v místě středu **C** a na druhé straně počátečním, resp. koncovým bodem evolvent **I1**, **I2**, jak bude ještě dále ukázáno.

Podle vynálezu jsou evolventy **I1**, **I2** shodné, ale jsou přiřazeny ke dvěma základním kružnicím **B1**, resp. **B2**, jejichž středy **C1**, **C2** leží proti sobě na obvodě jedné centrální kružnice **B**, kterážto je soustředná se středem **C** a podélnou osou **Z**.

Středy **C1**, **C2** určují řídicí čáru **Ac**, která spolu s první mezní čarou **A1** uzavírá řídicí úhel α a prochází uvnitř úhlového rozsahu α podélnou osou **Z**. Řídicí úhel α je nejmeně tak velký jako referenční úhel α_r , který je uzavřen mezní čarou **A1** a referenční čarou **Ar**. Referenční čára **Ar** prochází rovněž středem **C** a také středem křivosti **C3** evolventy **I1**, jemuž je přiřazen průsečík uvedené evolventy s první mezní čarou **A1**.

Z obr. 3 vyplývá význam provedení rozpěrné vačky podle vynálezu. V grafu je znázorněna závislost brzdného momentu **M** na počtu **N** brzdění. Brzdný moment **M** nové brzdy nebo nového obložení vykazuje počáteční hodnotu **Mo**. Brzdý moment při prvních brzděních zpravidla vzrůstá až do úplného vzájemného přizpůsobení styčných ploch mezi brzdovým obložním a brzdovým bubnem. Tato doba záběhu trvá tak dlouho, až je po počtu **N1** brzdění dosaženo maximální hodnoty **Mmax** brzdného momentu. Tento růst brzdného momentu může být jen tehdy vyrovnán, když bude rameno rozpěrné síly delší, protože se potom rozpěrné síly při konstantním brzdném momentu vhodně zmenšují. Při dalších brzděních až přes **N1** se brzdý moment kontinuálně zmenšuje až do dosažení minimální hodnoty **Mmin** brzdného momentu při počtu **N2** brzdění. Pro vyrovnání takového úbytku se musí opět zmenšovat rameno síly, přičemž se síla sama zvětšuje a brzdý moment zůstává nezměněn.

Na obr. 4 až 6 je vysvětlena geometrie různých vzájemných poloh rozpěrné vačky a kladek přenášejících síly.

Jak je známo, každý bod evolventy je přiřazen jednomu středu křivosti, který leží z jeho strany na obvodě přiřazené základní kružnice, ze které je evolventa odvozena. Střed křivosti určuje s odpovídajícím bodem evolventy poloměr křivosti. Poloměr křivosti leží tangenciálně na obvodě základní kružnice. Na znázorněném příkladu provedení je odvozena evolventa **I1** od základní kruž-

nice **B1** a evolventa **I2** od základní kružnice **B2**. Jejich středy **C1**, resp. **C2** leží na obvodě centrální kružnice **D** vzájemně proti sobě.

Na obr. 4 je znázorněna vzájemná výchozí poloha rozpěrné vačky a kladek. Jak je zřejmé, procházejí mezní čáry **A1**, **A2** středem **C**, jakož i první bodem **P1** a posledním bodem **U2** evolventy **I1**. To platí i pro evolventu **I2**. Výchozímu bodu **P1** evolventy **I1** je přiřazen střed křivosti **C3**, který leží na obvodu základní kružnice **B1**. Stejným způsobem je koncovému bodu **P2** evolventy **I1** přiřazen střed křivosti **C4**, rovněž ležící na základní kružnici **B1**.

Dále je zřejmé, že středy **C1**, resp. **C2** základních kružnic **B1**, resp. **B2** určují řídicí čáru **Ac**, která prochází středem **C** a protíná diametrálně obě základní kružnice **B1**, **B2**. Řídicí čára **Ac** uzavírá s první mezní čarou **A1** řídicí úhel α . Na druhé straně určuje střed **C** a střed křivosti **C3** referenční čáru **Ar**, která uzavírá s první mezní čarou **A1** referenční úhel α_r . Jak je patrné, je u znázorněného příkladu provedení řídicí úhel α větší než referenční úhel α_r . Těmito vzájemnými rozměrovými vztahy je zajištěno, že při otáčení rozpěrné vačky kolem své podélné osy **Z** (podle obrázku 2) ve smyslu pohybu hodinových ručiček se ramena rozpěrné síly nejprve zvětšují, čímž se vlastní rozpěrné síly přechodně zmenšují, takže se dosáhne brzdného momentu, jak to již bylo vysvětleno pomocí schématu na obr. 3.

Ve znázorněné počáteční poloze (obr. 4) se stýká konvexní pracovní plocha **40** tvaru evolventy (obr. 2) s kladkou **26** v axiální přímce, která prochází bodem **P1**. Rozpěrná síla, která v tomto bodě působí na kladku **26**, prochází středem křivosti **C3** a její hodnota závisí na vzdálenosti poloměru křivosti **C3** — **P1** od středu **C**, přičemž **C3** — **C** představuje rameno rozpěrné síly, které je přiřazeno bodu **P1** evolventy a je označeno r_o .

Když se bude rozpěrná vačka otáčet ve vztahu k obrázku ve smyslu pohybu hodinových ručiček, bude se délka ramene rozpěrné síly zvětšovat, až řídicí přímka **A** zaujme takovou polohu, ve které pákové rameno **36**, resp. **38** přijde do styku s kladkami **24**, resp. **26** bodem **P3**, resp. **P4** evolventy **I1**, resp. **I2**, jak je to znázorněno na obr. 5. Potom jsou ramena rozpěrné síly tvořena vzdáleností mezi středem **C** a středem křivosti **C5**, resp. **C6**, a jsou označena r_{max} . Ramena rozpěrné síly tedy neprocházejí jen středem **C**, ale také středy **C1**, **C2** základních kružnic **B1**, resp. **B2** po přímce, na níž leží v zákrytu průměry těchto kružnic.

Při dalším otáčení rozpěrné vačky **32** v dosavadním smyslu bude nakonec dosaženo vzájemné polohy rozpěrné vačky **32** a kladek **24**, **26** uvedené na obr. 6. V této poloze se dotýká evolventa **I1** obvodu kladky **26** v bodě **P2** evolventy. Rozpěrná síla působí na rameni r_{min} . Obdobné poměry platí pro pákové rameno **38** a kladku **24**.

Jak je patrné, ramena rozpěrných sil se mění tak, že při otáčení rozpěrné vačky 32 z výchozí úhlové polohy podle obr. 4 přes mezipolohu podle obr. 5 do konečné úhlové polohy podle obr. 6 zpočátku narůstají a zvětšují se z hodnoty r_0 až do největší hodnoty $r_{\max}$, potom se zmenšují až do hodnoty $r_{\min}$. Tuto změnu je názorně vidět z toho, že s výjimkou protilehlých poloh podle obr. 5 leží ramena rozpěrných sil na sečnách základních kružnic B1, B2 a tím jsou tedy nutně kratší než v poloze podle obr. 5, kde ramena sil splývají s průměry základních kružnic.

Při návrhu rozpěrné vačky podle vynálezu bude nejdříve vyšetřena závislost M, N bubnové brzdy zvoleného typu s obvyklou rozpěrnou vačkou. Potom úsečka největší hodnoty $M_{\max}$ přiřazená počtu N1 brzdění tvoří základnu nebo základní polohu pro výběr různých úhlů α_c a α_r , jejichž hodnoty budou ležet účelně v následujících uvedených rozsazích.

$$\begin{aligned}\alpha_c - \alpha_r &= 15^\circ \text{ až } 35^\circ \\ \alpha &= 9^\circ \text{ až } 120^\circ \\ \alpha_c &= 60^\circ \text{ až } 90^\circ.\end{aligned}$$

Průměr centrální kružnice D bude účelně činit

$$D = 2 \text{ až } 10 \text{ mm}.$$

Jak je patrné, liší se rozpěrná vačka podle vynálezu od obvyklé vačky pouze geometrií svých evolventních ploch, takže i přes dosažený pokrok zůstávají její pořizovací náklady prakticky stejné.

Výše uvedeným výkladem byl objasněn vynález na základě rozpěrné vačky, kde jsou změny brzdného momentu vyrovnány také v rozsahu mezi N0 a N1. Když jsou ale požadavky mírnější nebo to vyžaduje způsob výroby, může vyrovnání v takovémto počátečním rozsahu také odpadnout. Potom je α_c rovna α_r .

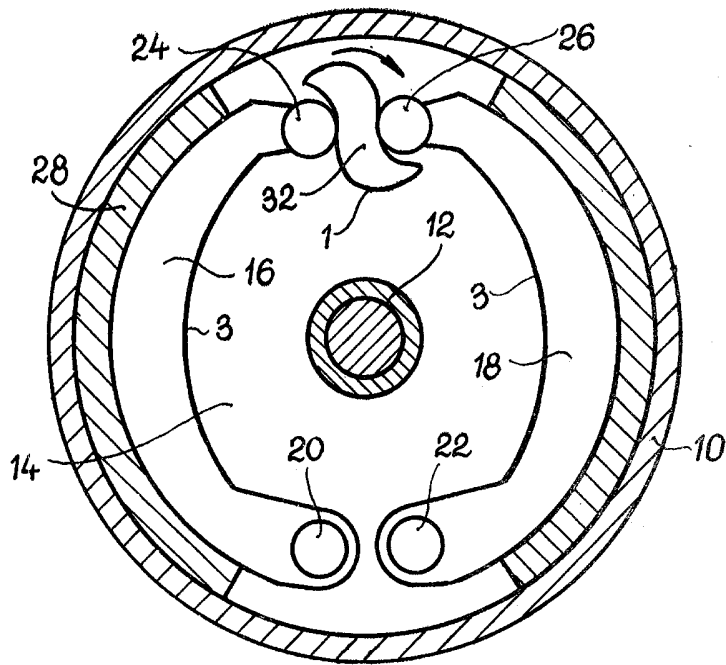
PŘEDMĚT VYNÁLEZU

1. Brzdový klíč k ovládání brzdy s vnitřními čelistmi, obsahující brzdový buben a brzdové čelisti, které mohou být rozpírány prostřednictvím brzdového klíče proti vratným pružinám, kde je brzdový klíč tvořen symetrickou rozpěrnou vačkou tvaru S s vačkovým hřídelem a konvexními axiálními evolventními pracovními plochami, vyznačený tím, že evolventy (I1, I2) pracovních ploch (40, 42) jsou odvozeny od vzájemně přesazených základních kružnic (B1, B2) o stejném průměru.

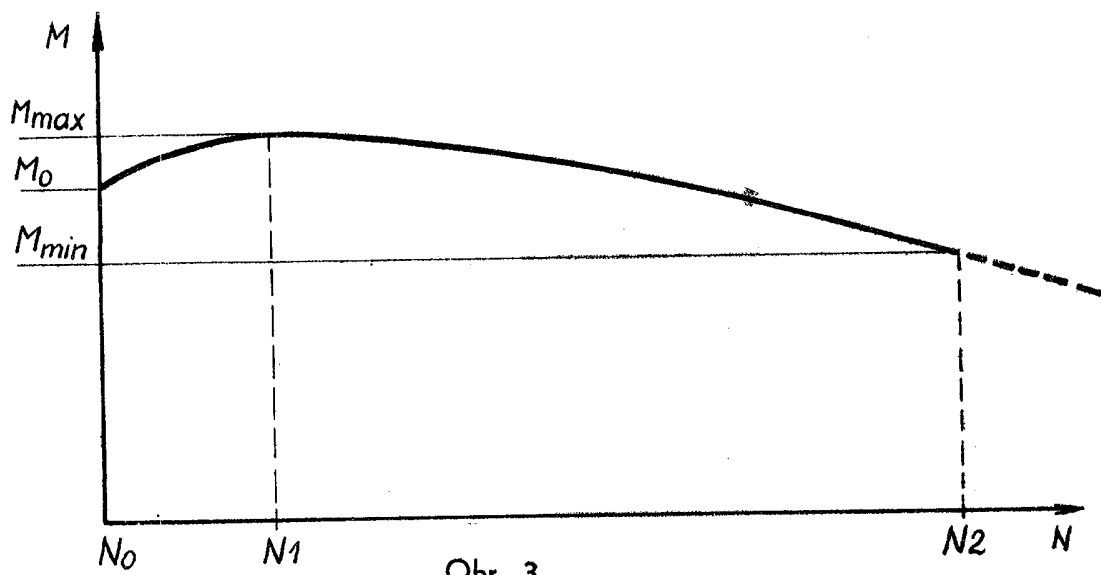
2. Brzdový klíč podle bodu 1, vyznačený tím, že evolventy (I1, I2) uzavírají každá jeden úhlový rozsah (α) mezi první mezní přímkou (A1) a druhou mezní přímkou (A2), které obě procházejí středem (C) centrální kružnice (D) ležícím na ose (Z) vačkového

hřídele (34), přičemž vzájemně proti sobě na průměru centrální kružnice (D) ležící dva body tvoří středy (C1, C2) základních kružnic (B1, B2) a určují řídicí přímku (Ac) danou úhlovým rozsahem (α) určeným evolventami (I1, I2), zatímco řídicí přímka (Ac) tvoří s první mezní přímkou (A1) řídicí úhel (α_c), a bodům (P1) ležícím na první mezní přímce (A1) přísluší středy křivosti (C3) evolvent (I1, I2), které určují referenční přímku (Ar) svírající s první mezní přímkou (A1) referenční úhel (α_r), který je maximálně tak velký jako řídicí úhel (α_c).

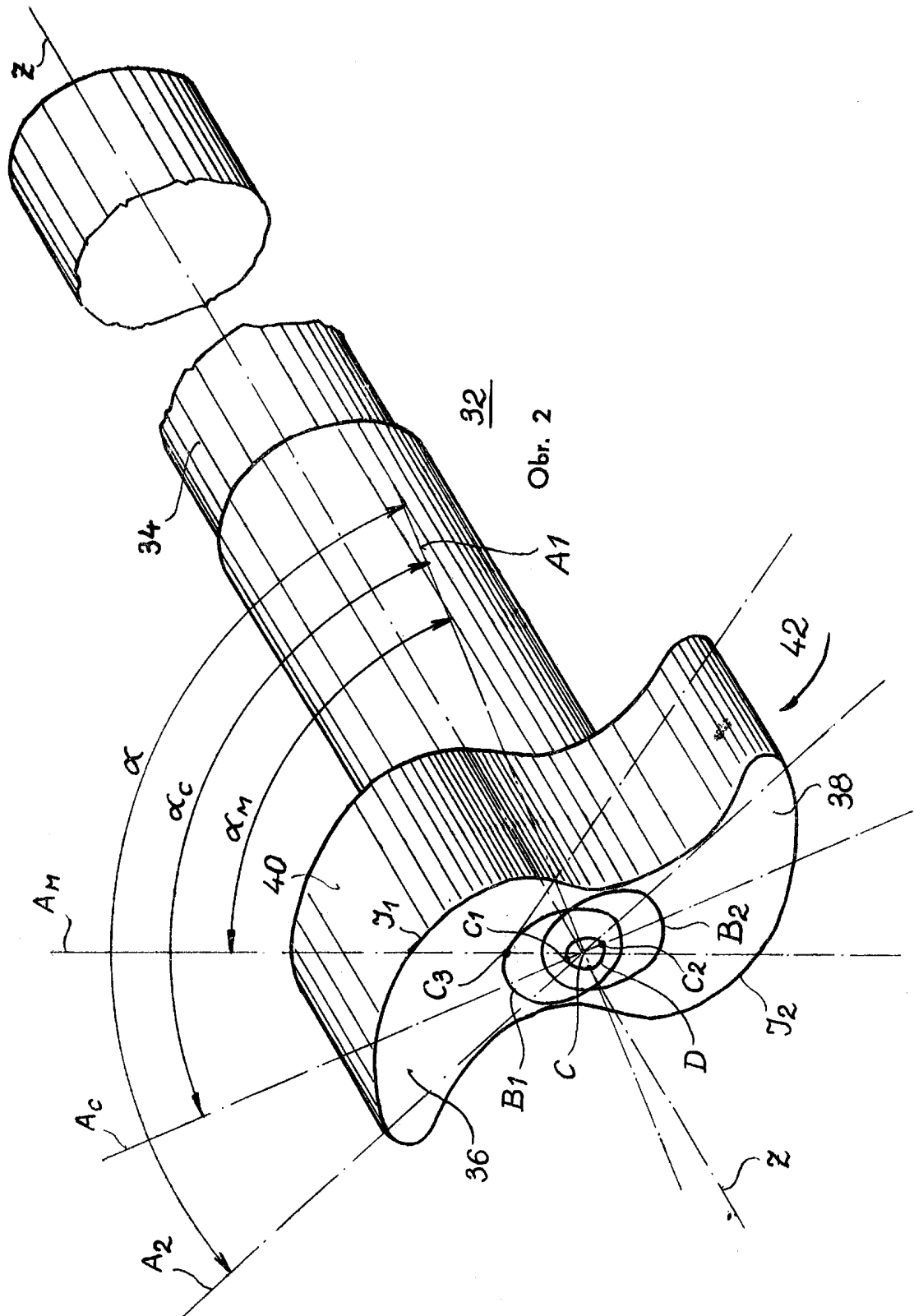
3. Brzdový klíč podle bodu 2, vyznačený tím, že řídicí úhel (α_c) je větší, než referenční úhel (α_r).

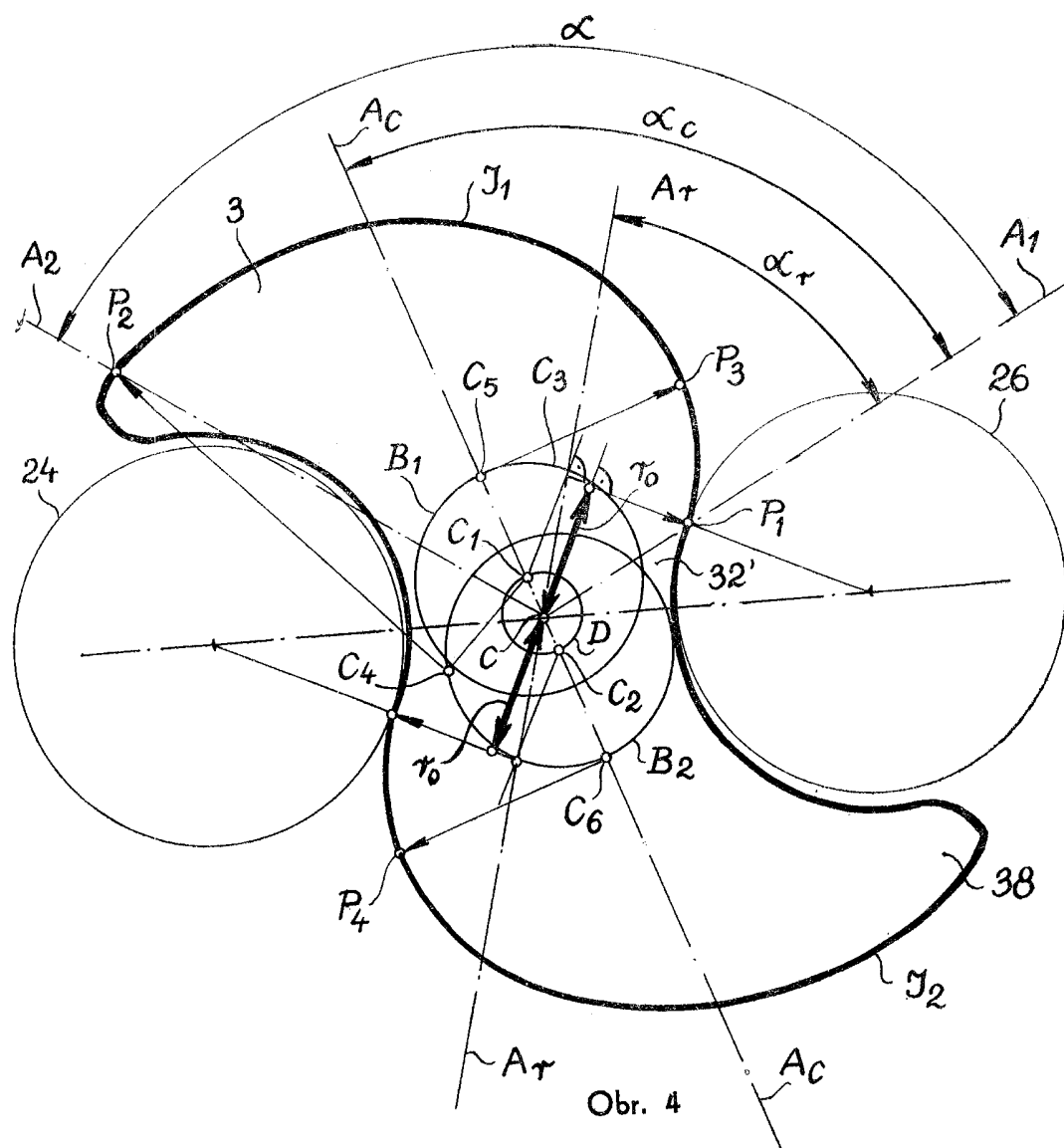


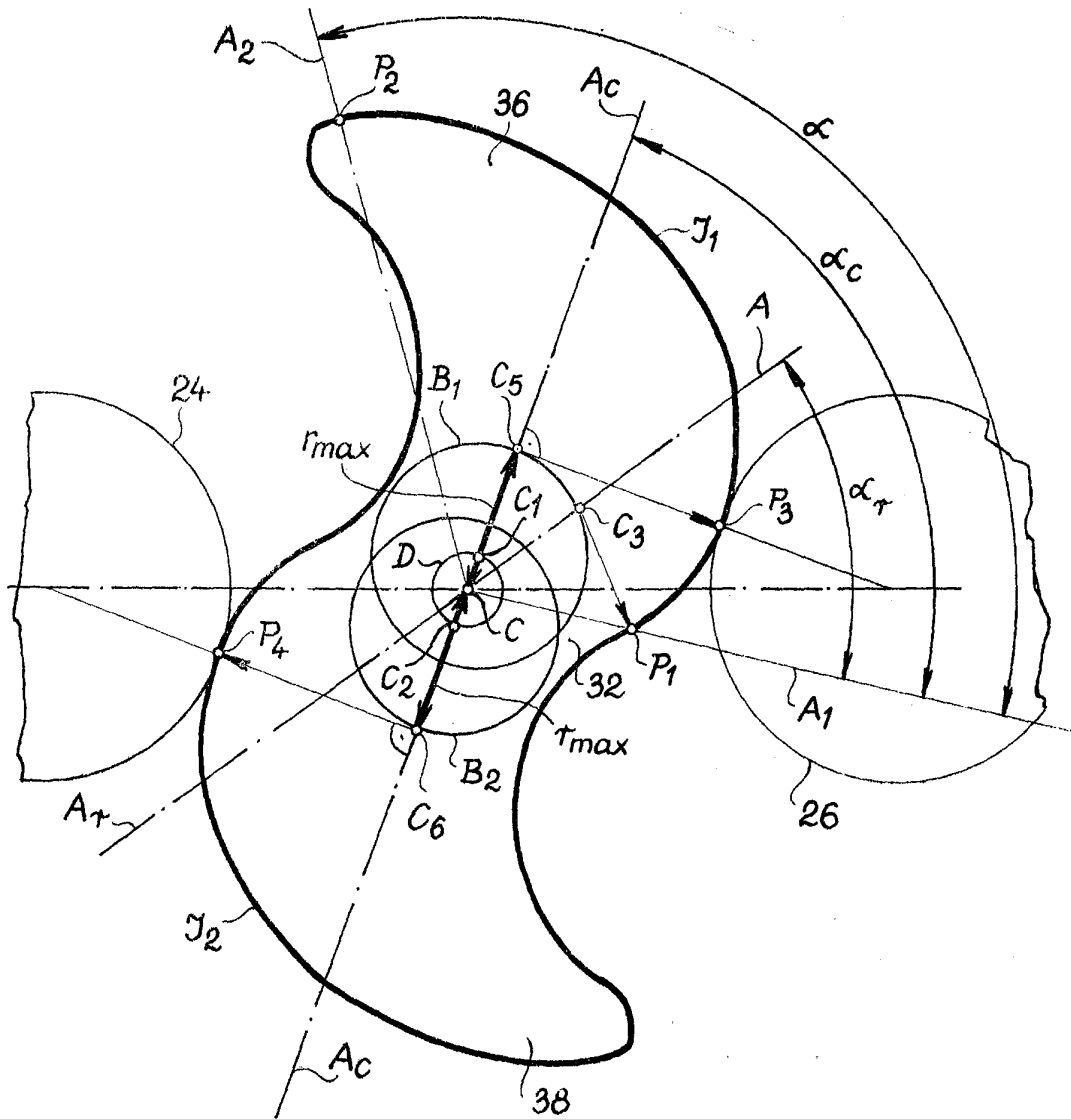
Obr. 1



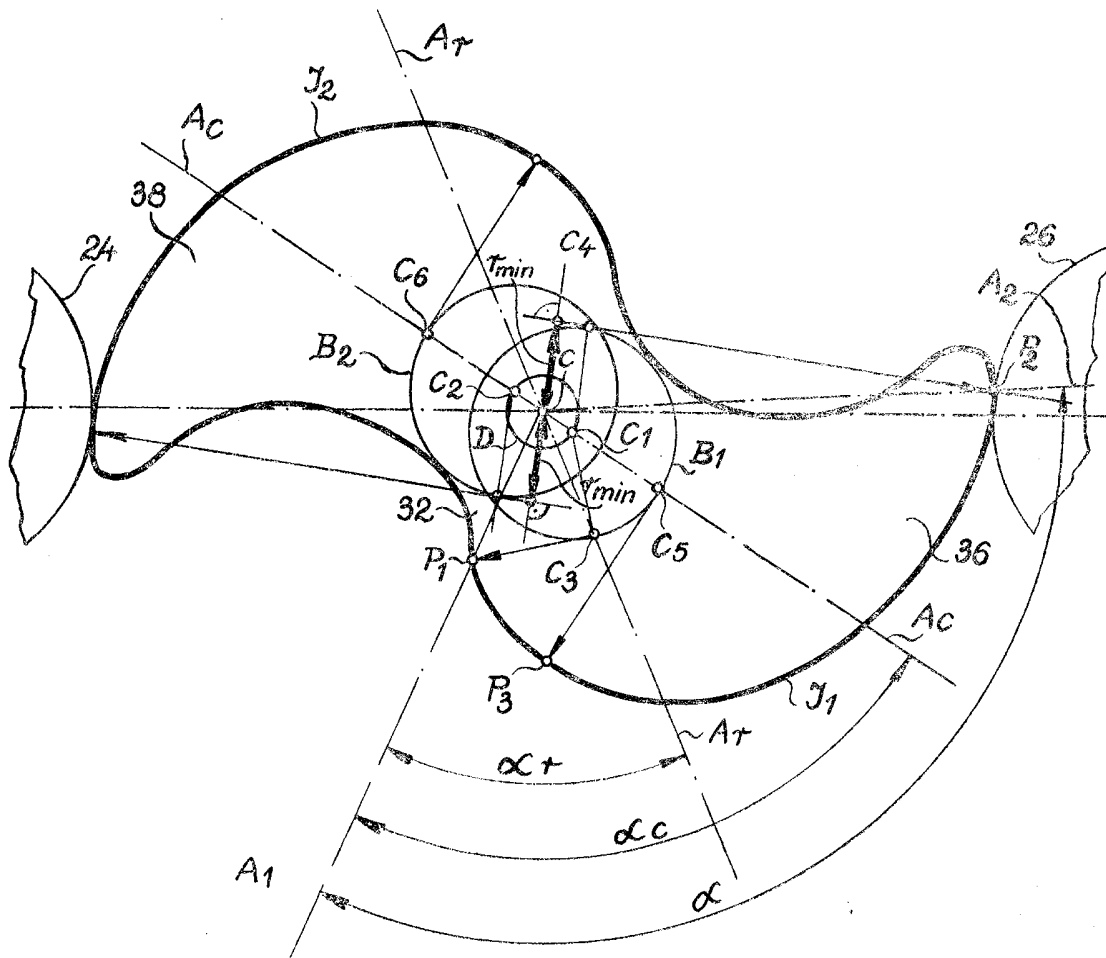
Obr. 3







Obr. 5



Obr. 6