

POPIS VYNÁLEZU K AUTORSKÉMU OSVĚDČENÍ

218782
(11) (B1)

(51) Int. Cl.³
F 16 H 41/26



ÚŘAD PRO VYNÁLEZY
A OBJEVY

(22) Přihlášeno 06 10 80
(21) [PV 6717-80]

(40) Zveřejněno 30 07 82

(45) Vydáno 15 04 85

(75)
Autor vynálezu

TRUSOV SERGEJ MICHAJLOVIČ, GIRUCKIJ OLGERT IVANOVIČ,
JESENOVSKIJ-LÁŠKOV JURIJ KONSTANTINOVICH, MOSKVA (SSSR),
STRATIL JIRÍ, BENEŠ JOSEF ing., PŮR LADISLAV ing., PRAHA (ČSSR)

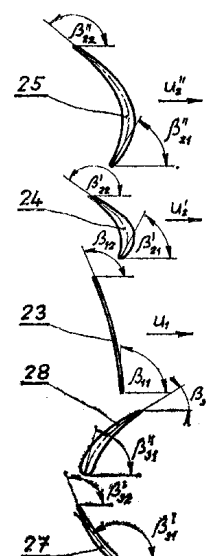
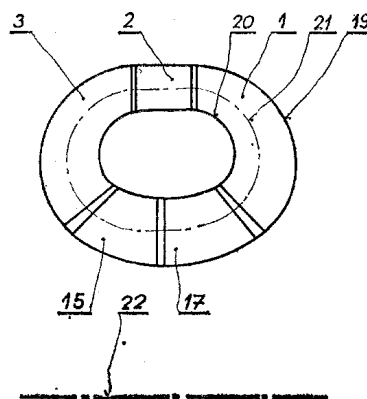
(54) Dvouturbínový hydrodynamický měnič

1

Dvouturbínový hydrodynamický měnič je určen pro motorová vozidla. Řeší úhly lopatek kol dvouturbínového hydrodynamického měniče jak na vstupu, tak na výstupu. Navrhuje tyto úhly měřené na střední proudnici: první turbínové kolo vstup 40° až 98° , výstup 142° až 168° , druhé turbínové kolo vstup 40° až 108° , výstup 138° až 162° . První kolo převáděče vstup 120° až 150° , výstup 80° až 125° , druhé kolo převáděče vstup 60° až 100° , výstup 10° až 45° . Čerpadlové kolo vstup 80° až 150° , výstup 65° až 150° .

Dvouturbínový hydrodynamický měnič může být použit pro silniční motorová vozidla a zemní stroje.

2



Obr. 1

Vynález se týká hydraulického převodu hydrodynamického typu, zejména se týká dvouturbínového hydrodynamického měniče, jehož využití je především v převodovkách různých dopravních strojů.

Je známo, že dvouturbínový hydrodynamický měnič zabezpečuje činnost spalovacího motoru v úsporných režimech, vyznačuje se širší zónou vysokých účinností a má také velkou násobnost ve srovnání s hydrodynamickými měniči, které mají pouze jedno turbínové kolo.

Dvouturbínový hydrodynamický měnič představuje lopatkový stroj určený ke změně momentu a zahrnuje jedno čerpadlové kolo, dvě kola turbínová a alespoň jedno kolo převáděče. Čerpadlové a turbínové kolo s převáděčem tvoří uzovřenou průtokovou část nebo pracovní dutinu, ve které proudí kapalina.

Vlastnosti hydrodynamického měniče závisí na směru a velikosti rychlosti proudu kapaliny, které se stanoví pomocí parametrů průtokové části, charakterizované nejčastěji údaji na střední proudnici toku kapaliny. Kromě toho má na průtok kapaliny vliv rychlost otáčení lopatkových kol, následkem toho vlastnosti hydrodynamického měniče ještě závisí na kinematickém propojení jeho lopatkových kol, což je stanoveno parametry zubového převodu, propojujícího tato lopatková kola.

Je znám dvouturbínový hydrodynamický měnič (viz USA patent č. 3 025 720), obsahující odstředivé čerpadlové kolo se vstupním úhlem lopatek 70° až 90° a výstupním úhlem lopatek od 34° až 62° , axiální turbínové kolo se vstupním úhlem lopatek 90° až 120° a výstupním úhlem 90° až 140° , odstředivé turbínové kolo se vstupním úhlem lopatek 60° až 90° a výstupním úhlem 90° až 140° , převáděč se vstupním úhlem lopatek 60° až 90° a výstupním úhlem 18° až 50° a planetový ozubený převod, jehož unášec je spojen s výstupním hřídelem a odstředivým turbínovým kolem, korunové ozubené kolo je spojeno s komorou hydrodynamického měniče.

Nedostatkem tohoto hydrodynamického měniče je to, že při malých hodnotách převodového poměru se záporný moment z odstředivého turbínového kola přenáší na výstupní hřídel, což snižuje účinnost hydrodynamického měniče a jeho násobnost v uvedených režimech činnosti.

Je znám také dvouturbínový hydrodynamický měnič (viz USA patent č. 2 937 940, obsahující odstředivé kolo čerpadlové se vstupním úhlem lopatky 90° až 135° , výstupním úhlem lopatky 45° až 135° , axiální turbínové kolo se vstupním úhlem lopatek 30° až 50° a výstupním úhlem lopatky 135° až 160° , odstředivé turbínové kolo se vstupním úhlem lopatek 115° až 150° a výstupním úhlem 135° až 160° , převáděč se vstupním úhlem lopatek 90° až 150° a výstupním úhlem 20° až 35° a planetové soukolí, ve

kterém je centrální ozubené kolo spojeno s čerpadlovým kolem, první turbínové kolo s unášečem a výstupním hřídelem a odstředivé turbínové kolo s korunovým ozubeným kolem.

Přenos energie v tomto hydrodynamickém měniči se provádí jak mechanicky, tak i hydraulicky, následkem čehož je jeho násobnost srovnatelně nižší. Kromě toho vzniká při malých hodnotách kinematického převodu na odstředivé turbíně záporný moment, snižující násobnost.

Je znám dvouturbínový hydrodynamický měnič (viz čs. patent č. 148 406), obsahující odstředivé čerpadlové kolo, axiální a odstředivé turbínové kolo, převáděč a planetové soukolí, jehož centrální ozubené kolo je spojeno s axiálním turbínovým kolem, korunové kolo s odstředivým turbínovým kolem a unášec s výstupním hřídelem a volnoběžkou pro spojení odstředivého turbínového kola s komorou hydrodynamického měniče.

Účinnost tohoto hydrodynamického měniče je však nedostatečně vysoká, poněvadž realizovaný převod mezi axiálním turbínovým kolem a výstupním hřídelem při uvedeném planetovém převodu má hodnotu 2,8 a vyšší. Docílení optimální hodnoty nižší než 2,8 je spojeno se zmenšováním rozměrů satelitů, což vede ke zmenšení životnosti jak satelitů, tak i ložisek.

Je znám dvouturbínový hydrodynamický měnič (viz USA patent č. 2 795 158), obsahující odstředivé čerpadlové kolo se vstupním úhlem lopatek 130° a výstupním úhlem 90° , axiální turbínové kolo se vstupním úhlem lopatek 105° a výstupním úhlem 140° , odstředivé turbínové kolo se vstupním úhlem lopatek 115° a výstupním úhlem 130° , převáděč se vstupním úhlem 90° a výstupním úhlem 45° , planetové soukolí, skládající se z centrálních ozubených kol spojených s turbínovými koly a unášeče spojeného s výstupním hřídelem a volnoběžky pro spojení odstředivého turbínového kola s komorou hydrodynamického měniče.

V tomto dvouturbínovém hydrodynamickém měniči s axiálním turbínovým kolem je spojeno korunové kolo, mající vnitřní záběr se satelity, centrální ozubené kolo je spojeno s odstředivým turbínovým kolem. Avšak při takto provedeném planetovém převodu, převodový poměr mezi axiálním turbínovým kolem a unášečem při pevném odstředivém turbínovém kole se docílí nízky, řádově 1,6, což neumožňuje docílit dostatečnou násobnost. Kromě toho úhly sklonu lopatek kol tohoto hydrodynamického měniče nejsou optimální, vlivem čehož i jeho účinnost není dostatečně vysoká. Dalším nedostatkem tohoto hydrodynamického měniče je to, že planetový převod je umístěn v dutině naplněné pracovní kapalinou, což vede k přídatným ztrátám, které jsou spojeny s broděním, způsobeným otáčením satelitů a ozubených kol v kapalině.

Cílem vynálezu je zvýšení účinnosti dvou-turbínového hydrodynamického měniče.

K tomuto účelu byl navržen dvouturbínový hydrodynamický měnič, který obsahuje odstředivé čerpadlové kolo se vstupním úhlem lopatek na střední proudnici 80° až 150° a výstupním úhlem 65° až 150° , axiální a dostředivé turbínové kolo, převáděč se vstupním úhlem lopatek 80° až 150° a výstupním úhlem 10° až 45° , planetové ozubené soukolí, skládající se z centrálních ozubených kol, spojených s turbínovými koly a unášeče se satelity spojeného s výstupním hřídelem, volnoběžkou pro spojení dostředivého turbínového kola s komorou hydrodynamického měniče, vstupní úhel lopatek axiálního turbínového kola je 40° až 93° , výstupní úhel těchto lopatek je 142° až 168° , vstupní úhel lopatek dostředivého turbínového kola je 40° až 108° a výstupní úhel lopatek tohoto kola je 138° až 162° .

K rozšíření zóny účinnosti hydrodynamického měniče je jeho převáděč proveden ze dvou samostatných kol spojených s komorou hydrodynamického měniče pomocí samostatných volnoběžek, přičemž vstupní úhel lopatek prvního převáděče je 120° až 150° a výstupní úhel je 80° až 125° , vstupní úhel lopatek druhého kola převáděče je 60° až 100° a výstupní úhel 10° až 45° (viz výše).

K zabezpečení optimálního poměru otáček kol hydrodynamického měniče je planetové ozubené soukolí vybaveno dvěma řadami satelitů, jež jsou spolu v zubovém záběru, a centrální ozubená kola mají vnější zubový záběr s různými řadami satelitů.

Vlivem uvedeného provedení průtokové části hydrodynamického měniče a kinematického sladení poměrných otáček jeho kol se podařilo zmenšit ztráty výkonu v hydrodynamickém měniči, a tím se zvýšila jeho účinnost při zabezpečení vysoké násobnosti. Při využití tohoto hydrodynamického měniče v pohonech městských autobusů lze vyloučit redukční převody. Díky tomu se snižuje hmotnost pohonu, vylučují se rázy vyskytující se při přeřazování rychlostí, čímž se zvyšuje pohodlnost jízdy. Vlivem zjednodušení ovládání převodu se zvyšuje také spolehlivost a životnost pohonu.

Příkladné provedení vynálezu je znázorněno na výkresech, kde na obr. 1 je principiální schéma dvouturbínového hydrodynamického měniče s jedním převáděčem, na obr. 2 je principiální schéma dvouturbínového hydrodynamického měniče se dvěma převáděči, na obr. 3 je pracovní dutina a rozvinutí lopatek dvouturbínového hydrodynamického měniče s jedním převáděčem, na obr. 4 je pracovní dutina a rozvinutí lopatek se dvěma převáděči, na obr. 5 je závislost momentů lopatkových kol na kinematickém převodovém poměru, na obr. 6 je závislost otáček turbínových kol na kinematickém převodovém poměru, na obr. 7 je charakteristika dvouturbínového hydrodynamického měniče.

Dvouturbínový hydrodynamický měnič (viz obr. 1) zahrnuje čerpadlové kolo **1**, první turbínové kolo **2**, druhé turbínové kolo **3** a převáděč **4** nasazený na volnoběžce **5**. Čerpadlové kolo **1** je spojeno s hřídelem motoru **6**. První turbínové kolo **2** přes kotouč, který je umístěn v dutině mezi čerpadlovým kolem **1** a druhým turbínovým kolem **3**, je spojeno hřídelem **9** prvního turbínového kola **2**, na kterém je umístěno první centrální kolo **7**. Druhé turbínové kolo **3** je pomocí hřídele **10** druhého turbínového kola **3** spojeno s druhým centrálním ozubeným kolem **8**, přičemž hřídel **9** prvního turbínového kola **2** je v hřídeli **10** druhého turbínového kola **3** a oba procházejí hřídelem převáděče **4**. Unášeč **11**, který nese dvě řady satelitů, je spojen s výstupním hřídelem.

Delší satelit **12** je v záběru s druhým centrálním ozubeným kolem **8** a krátkým satelitem **13**, který je v záběru s prvním centrálním ozubeným kolem **7**. Hřídel **10** druhého turbínového kola **3** nese volnoběžku komory **14**, která nedovoluje otáčet se proti směru hodinových ručiček, tj. ve směru opačném proti chodu motoru. Ke zmenšení hydraulických ztrát při malých kinematických převodech je účelné používat dvě kola převáděče **4** (obr. 2), přičemž první kolo převáděče **15** se instaluje na volnoběžce **16** prvního kola převáděče **15** a druhé kolo převáděče **17** na volnoběžce **18** druhého kola převáděče **17**.

Činnost dvouturbínového hydrodynamického měniče se uskutečňuje tak, že motor čerpadlovým kolem **1**, které absorbuje moment M_1 a vytváří energií proudící kapaliny tlak. Tato energie se prvním turbínovým kolem **2** a vzniká moment M_2' . Na druhé turbínové kolo **3** v počátečním období (při malých hodnotách převodu „i“) působí moment M_2'' , směřující na stranu opačnou než otáčení motoru (viz obr. 5). Díky volnoběžce komory **14** toto druhé turbínové kolo **3** je pevné a záporný moment se na výstupní hřídel nepřenáší.

S cílem vysvětlit zvláštnosti činnosti dvouturbínového hydrodynamického měniče jsou uvedeny následující parametry a označení.

Kinematický převodový poměr i se rovná:

$$i = \frac{n_2}{n_1} = \frac{\omega_2}{\omega_1}$$

n_2 — otáčky (nebo úhlová rychlost ω_2) výstupní hřídele spojeného s unášečem **11** planetového převodu

n_1 — otáčky (nebo úhlová rychlost ω_1) čerpadlového kola **1** spojeného s hřídelem motoru **6**

K tomu, aby se uskutečnilo otáčení unášeče **11**, první centrální ozubené kolo **7** (viz

obr. 1) otáčí krátkým satelitem **13**. Krátký satelit **13** uvádí do otáčení dlouhý satelit **12**, který při obíhání po druhém centrálním ozubeném kole **8** uvádí do otáčení unášeč **11**.

Moment na výstupním hřídeli při pevném centrálním ozubeném kole **8** se stanoví vzorcem

$$M_2 = M_1 K' i_p \eta_{MP},$$

kde i_p — (převod mezi druhým centrálním ozubeným kolem **8** a unášečem **11**) je rovno:

$$i_p = 1 + \frac{z_2}{z_1}$$

z_2 — počet zubů druhého centrálního ozubeného kola **8**

z_1 — počet zubů prvního centrálního ozubeného kola **7**

Označením

$$\overline{Z}_p = \frac{z_2}{z_1}$$

lze uvést jako $i_p = 1 + \overline{Z}_p$

$$K' = \frac{M_2'}{M_1}$$

— je koeficient transformace momentu (násobnost) prvního turbínového kola **2**.

η_{MP} — mechanická účinnost planetového převodu.

Úhlová rychlost otáčení výstupního hřídele je přitom rovna:

$$\omega_2 = \frac{\omega_2'}{i_p}, \quad n_2 = \frac{n_2'}{i_p},$$

kde ω_1' a n_2' — odpovídající úhlová rychlost a otáčky prvního turbínového kola **2**.

Podle zvětšení kinematického převodového poměru (nebo rychlosti otáčení výstupního hřídele) se moment na prvním turbínovém kole **2** zmenšuje a na druhém turbínovém kole **3** se zvětšuje (viz obr. 5).

Jestliže poměr momentů

$$\overline{M}_2 = \frac{M_2'}{M_2''}$$

bude větší než poměr

$$\overline{Z}_p = \frac{z_2}{z_1},$$

začne se druhé centrální kolo **8** otáčet v

tom směru jako první centrální ozubené kolo **7** a moment na výstupním hřídeli bude roven

$$M_2 = M_2' + M_2'',$$

přičemž otáčky prvního turbínového kola **2** a druhého turbínového kola **3** (n_2' a n_2'') se budou měnit tak, jak je uvedeno na obr. 6.

Při převodovém poměru $i = 0,83$ až $0,86$, se převáděč **4** začne volně otáčet v proudě kapaliny, přičemž

$$M_2 = M_2' + M_2'' = M_1$$

to znamená, že se vytváří režim hydrodynamické spojky. S cílem snížit ztráty pro tento režim se čerpadlové a turbínové kolo může blokovat.

Ke snížení hydraulických ztrát při kinematických převodových poměrech $i = 0$ až $0,4$, způsobených velkými rázovými úhly vstupu kapaliny do lopatek, se mohou používat dvě kola převáděče (obr. 2). V tomto případě se docílí zlepšení charakteristik hydrodynamického měniče a zvýšení maximální násobnosti. Rozbor činnosti dvou-turbínového hydrodynamického měniče umožnil stanovit, že parametr i_p je účelné provést v mezích $i_p = 1,5$ až $3,0$, zároveň hodnotu $\overline{Z}_p$ provést $0,5$ až $2,0$. Pro hydromechanický převod městských autobusů jsou vhodnější hodnoty $i_p = 1,9$ až $2,5$ ($\overline{Z}_p = 0,9$ až $1,5$).

Meridiální řez pracovní dutiny dvouturbínového hydrodynamického měniče s jedním převáděčem je uveden na obr. 3, s dvěma převáděči na obr. 4.

Čerpadlové kolo **1**, první turbínové kolo **2**, druhé turbínové kolo **3** a převáděč **4** vytvářejí uzavřený průtokový obvod, ve kterém se pohybuje proud kapaliny a který je omezen vnějším **19** a vnitřním **20** toroidem.

Čerpadlové kolo **1** a obě turbínová kola **2**, **3** se otáčejí kolem osy **22**. V řezu pracovní dutiny je střední proudnice **21**, podél které se uvádí úhly natočení lopatek. Poloha střední proudnice **21** uvnitř pracovního prostoru se určuje podle vzorce

$$r_n = \sqrt{\frac{r_a^2 + r_b^2}{2}}$$

kde r_a — poloměr na vnitřním toroidu **20**
 r^2 — poloměr na vnějším toroidu **19**

Uvedené poloměry se stanoví následujícím způsobem. Meridiálním řezem pracovní dutiny se vede přímka, která je normálou k vnějšímu a vnitřnímu toroidu **19**, **20**. Vzdálenost od průsečíku normály s vnitřním toroidem **20** k ose otáčení se označuje r_a a s vnějším toroidem **19** — r_b .

Rozvinutí lopatek podél střední proudnice jsou uvedeny na obr. 3 a 4. Tvary (v rozvinutí) lopatek čerpadlového kola 1, prvního turbínového kola 2, druhého turbínového kola 3 a převáděče 4 (viz obr. 3) jsou postupně čísla 23, 24, 25, a 26. Pro hydrodynamický měnič se dvěma převáděči jsou tvary lopatek čerpadlového kola a turbínových kol označeny jako dříve (23, 24 a 25) a tvary lopatek prvního kola převáděče 15 a druhého kola převáděče 17 postupně čísla 27 a 28. Na uvedených výkresech jsou šipkami uvedeny směry unášivé rychlosti (u) a relativní rychlosti (W). Přitom unášivá rychlost čerpadlového kola 1 je označena u_1 , unášivá rychlost prvního turbínového kola 2 u_2' a druhého turbínového kola 3 u_2'' .

Úhly sklonu lopatek se měří mezi směrem lopatky a směrem tečny ke kružnici, jejichž střed leží na ose rotace, to znamená, že úhel sklonu lopatky se měří mezi směry unášivé rychlosti u a relativní rychlosti w (viz obr. 3, 4). K označení úhlu sklonu lopatek β je přijat tento systém. První index označuje kolo hydrodynamického měniče: 1 — čerpadlové kolo, 2 — turbínové kolo, a 3 — kolo převáděče. Druhý index označuje vstup do kola. Číslice 1 označuje vstup, číslice 2 — výstup. Přitom se úhel prvního turbínového kola dodatečně označuje čárkou a druhého turbínového kola dvěma čárkami. Při existenci dvou kol převáděčů se úhel prvního převáděče dodatečně označuje jednou čárkou a druhého převáděče dvěma čárkami. Označení úhlů podle výše popsaného systému je uvedeno na obr. 3 a 4.

K získání lopatkových soustav unifikovaných konstrukcí, lišících se různými zatěžovacími kapacitami (tj. momentovými kapacitami), se provádějí úhly sklonu lopatek u čerpadlového kola a kola převáděče v různých hodnotách, které se mění v určitých mezích.

Aby bylo možné použít stejný hydrodynamický měnič (s jednotnou pracovní dutinou) za motory různých výkonů, je třeba měnit jeho momentovou kapacitu, což může být docíleno změnou úhlů sklonu lopatek a po-

čtem lopatek jeho jednotlivých kol, především kola čerpadla a kola převáděče. K řešení tohoto úkolu se úhly sklonu lopatek na střední proudnici a počet lopatek volí ve stanovených mezích. Přitom je možné vytvoření hydrodynamických měničů unifikované konstrukce, lišících se různými zatěžovacími vlastnostmi, určené k využití za motory různého výkonu.

Provedená šetření ukázala, že k realizaci vysokých ukazatelů a také pro získání unifikovaných konstrukcí je účelné provádět úhly sklonu lopatek na střední proudnici v těchto mezích. Pro čerpadlové kolo je úhel vstupu $\beta_{11} = 80$ až 150° a úhel výstupu $\beta_{12} = 65$ až 150° , pro první axiální turbínové kolo úhel vstupu $\beta_{21}' = 40$ až 98° , úhel výstupu $\beta_{22}'' = 142$ až 163° , pro druhé (dostředivé) turbínové kolo úhel vstupu $\beta_{21}''' = 40$ až 108° a úhel výstupu $\beta_{22}'''' = 138$ až 162° .

Pro dvouturbínový hydrodynamický měnič s jedním převáděčem je úhel sklonu lopatek na vstupu do převáděče v těchto mezích: $\beta_{31} = 80$ až 150° a úhel na výstupu $\beta_{32} = 10$ až 45° . Pro dvouturbínový hydrodynamický měnič s dvěma převáděči se úhel sklonu lopatek na vstupu do prvního převáděče provádí v těchto mezích: $\beta_{31}' = 80$ až 150° , úhel sklonu na výstupu $\beta_{32}' = 80$ až 125° , úhel na vstupu do druhého převáděče $\beta_{31}'' = 60$ až 100° a úhel výstupu z druhého převáděče $\beta_{32}'' = 10$ až 45° .

Počet lopatek pro jednotlivá kola se stanoví v těchto mezích: pro čerpadlová kola 15 až 36, pro první turbínové kolo 30 až 50, pro druhé turbínové kolo 15 až 36. Počet lopatek převáděče (pro hydrodynamický měnič s jedním převáděčem) se stanoví v rozmezí 9 až 23. Počet lopatek v prvním převáděči (pro hydrodynamický měnič se dvěma převáděči) se stanoví v mezích 15 až 38, druhého převáděče 11 až 33.

Výše uvedené parametry jsou uvedeny v tabulce 1.

Tabulka 1

Pořadové číslo	Typ kola	Počet lopatek	Úhel vstupu	Úhel výstupu	Poznámka
1.	Čerpadlové	15 až 36	80 až 150°	65 až 150°	Čtyřkolová varianta
2.	První turbínové kolo	30 až 50	40 až 98°	142 až 168°	
3.	Druhé turbínové kolo	15 až 36	40 až 108°	138 až 162°	
4.	Kolo převáděče	9 až 23	80 až 150°	10 až 45°	Pětikolová varianta
5.	Kolo prvního převáděče	15 až 38	120 až 150°	80 až 125°	
6.	Kolo druhého převáděče	11 až 33	60 až 100°	10 až 45°	

Při provedení úhlu sklonu lopatek v uvedených mezích se docílí změna momentové kapacity 3,5 až 5,5krát při zachování dostatečně vysokých ukazatelů.

Pracovní dutina hydrodynamického měniče se provádí tak, aby plocha průřezu (bez uvažování zúžení proudu lopatkami) byla ve stanovených mezích, přičemž parametr

$$\overline{F} = \frac{F_{12}}{\pi \cdot R_a^2}$$

se mění od 0,18 do 0,28,

kde F_{12} je plocha průřezu na výstupu z čerpadlového kola,

$$F_a = \frac{D_a}{2}$$

Tabulka 2

Lopatkové kolo	Počet lopatek	Úhel sklonu lopatky na střední proudnici	
		Na vstupu do kola	Na výstupu z kola
Čerpadlové kolo	29	100°	105°
1. turbínové kolo	42	75°	161°
2. turbínové kolo	24	75°	152°
1. převáděč	23	142°	100°
2. převáděč	21	90°	25°

Díky použití navržených parametrů lopatkování dosahuje systém vysoké účinnosti v širokém rozsahu kinematických převodových poměrů. Bezrozměrová charakteristika dvouturbínového hydrodynamického měniče provedeného podle výše uvedených údajů je uvedena na obr. 7.

Zde jsou uvedeny závislosti $K = f(i)$; $\eta = f(i)$ a $\lambda_1 = f(i)$ při

$$K = \frac{M_2}{M_1} ; \eta = K \cdot i.$$

Parametr λ_1 se určí podle vzorce

kde D_a je aktivní průměr, tj. maximální průměr pracovní dutiny.

Pracovní dutina se vymezuje plynulými křivkami, přičemž varianty provedení pracovní dutiny jsou uvedeny na obr. 3 a 4.

Příklad provedení úhlů sklonu lopatek na střední proudnici a také údaje o počtu lopatek jsou uvedeny v tabulce 2. Uvedený lopatkový systém odpovídá dvouturbínovému hydrodynamickému měniči provedenému podle konstrukčního schématu uvedeného na obr. 2, přičemž parametr $\overline{Z}_p$ je rovný 1,375 ($i_p = 2,375$) a pracovní dutina podle obr. 4.

$$\lambda_1 = \frac{M_1}{\gamma D_a^5 n_1^2}$$

kde γ = měrná váha pracovní kapaliny v kp/m^3 .

Popsaný dvouturbínový hydrodynamický měnič má vysokou účinnost v širokém rozsahu kinematických převodových poměrů a vysoké násobnosti. To umožňuje snížit počet mechanických převodů a v mnohých případech je plně vyloučit. Díky tomu se snižuje hmotnost převodu, zjednodušuje se konstrukce hydromechanické převodovky, zvyšuje se její životnost a spolehlivost a také se zvyšuje pohodlí jízdy.

PŘEDMĚT VYNÁLEZU

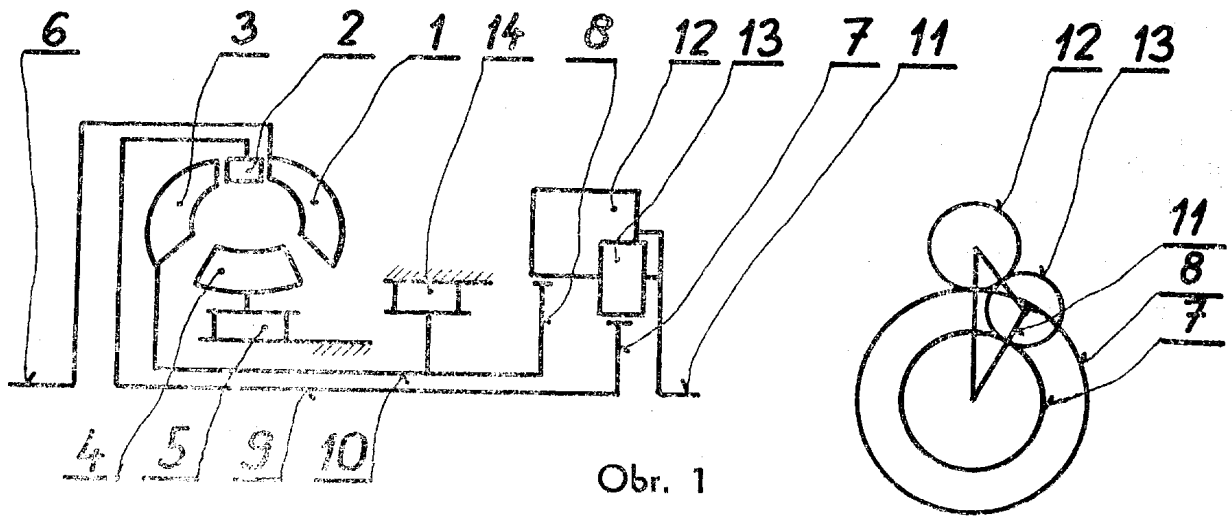
1. Dvouturbínový hydrodynamický měnič obsahující odstředivé čerpadlové kolo se vstupním úhlem lopatek na střední proudnici 80 až 150° a výstupním úhlem 65 až 150°, dvě turbínová kola, převáděč se vstupním úhlem lopatek 80 až 150° a výstupním úhlem 10 až 45°, planetové soukolí, skládající se z centrálních kol spojených s turbínovými koly a unášeče se satelity, spojeného s výstupním hřídelem, volnoběžky pro spojení druhého turbínového kola s komorou hydrodynamického měniče, vyznačený tím, že vstupní úhel lopatek prvního turbínového kola (2) je 40 až 98° a výstupní úhel těchto lopatek 142 až 168°, vstupní úhel lopatek druhého turbínového kola (3) je 40 až 108° a výstupní úhel lopatek tohoto kola je 138 až 162°.

2. Dvouturbínový hydrodynamický měnič

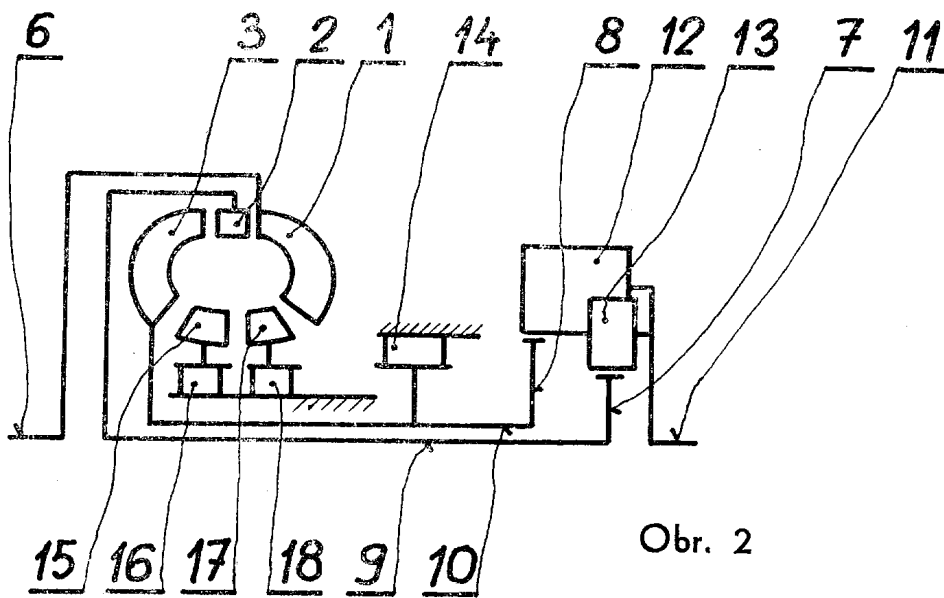
podle bodu 1, vyznačený tím, že převáděč (4) je proveden ze dvou samostatných kol (15, 17), spojených pomocí samostatných volnoběžek (16, 18) s komorou hydrodynamického měniče, přičemž vstupní úhel lopatek prvního kola (15) převáděče je 120 až 150° a výstupní úhel lopatek tohoto kola je 80 až 125°, vstupní úhel lopatek druhého kola (17) převáděče je 60 až 100° a výstupní úhel lopatek tohoto kola je 10 až 45°.

3. Dvouturbínový hydrodynamický měnič podle bodů 1 a 2, vyznačený tím, že planetové soukolí je tvořené unášečem (1) nesoucím dvě řady satelitů, jež jsou vzájemně v zubovém záběru, přičemž delší satelit (12) je v záběru s druhým centrálním ozubeným kolem (8) a krátký satelit (13) je v záběru s prvním centrálním ozubeným kolem (7).

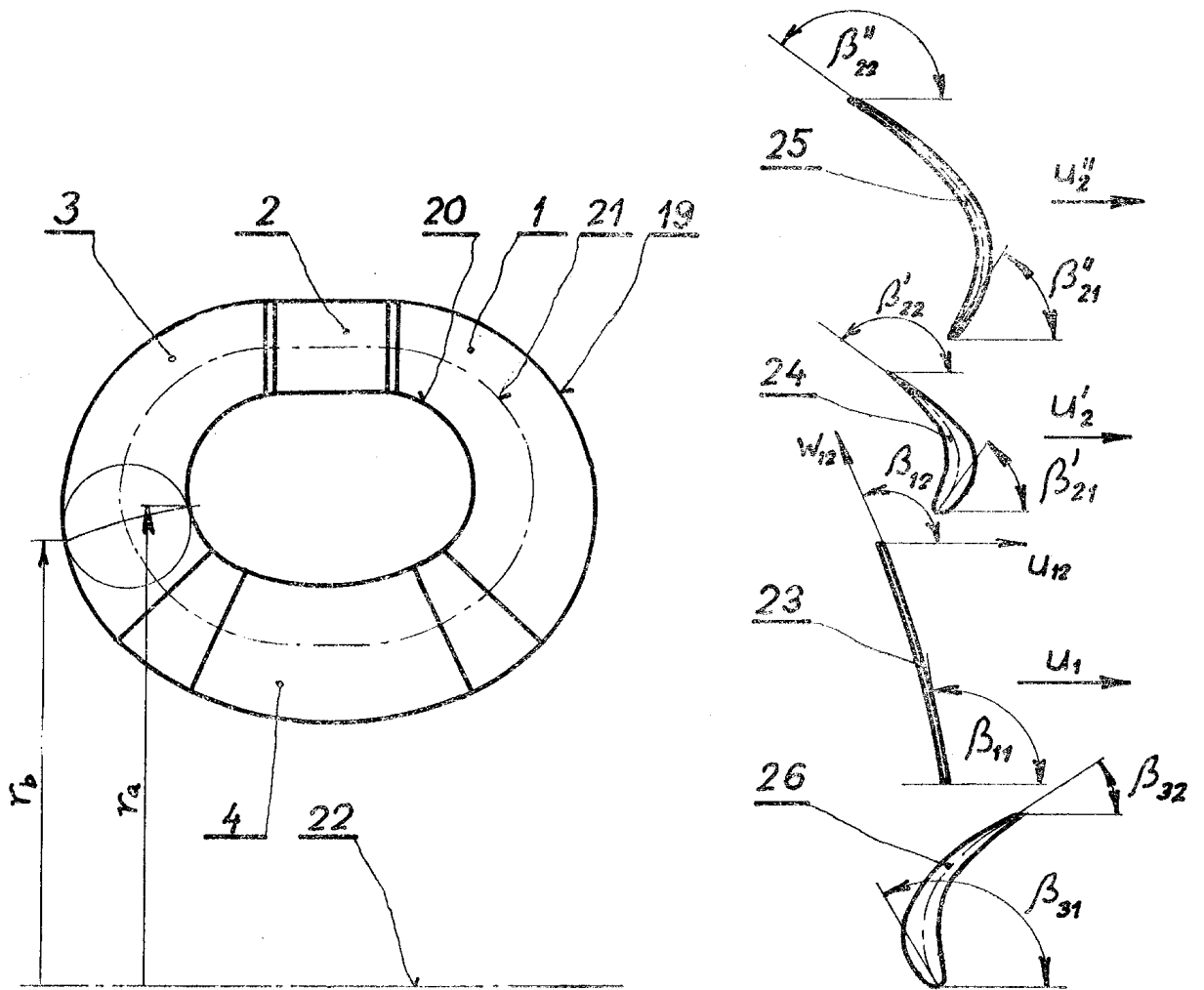
5 listů výkresů



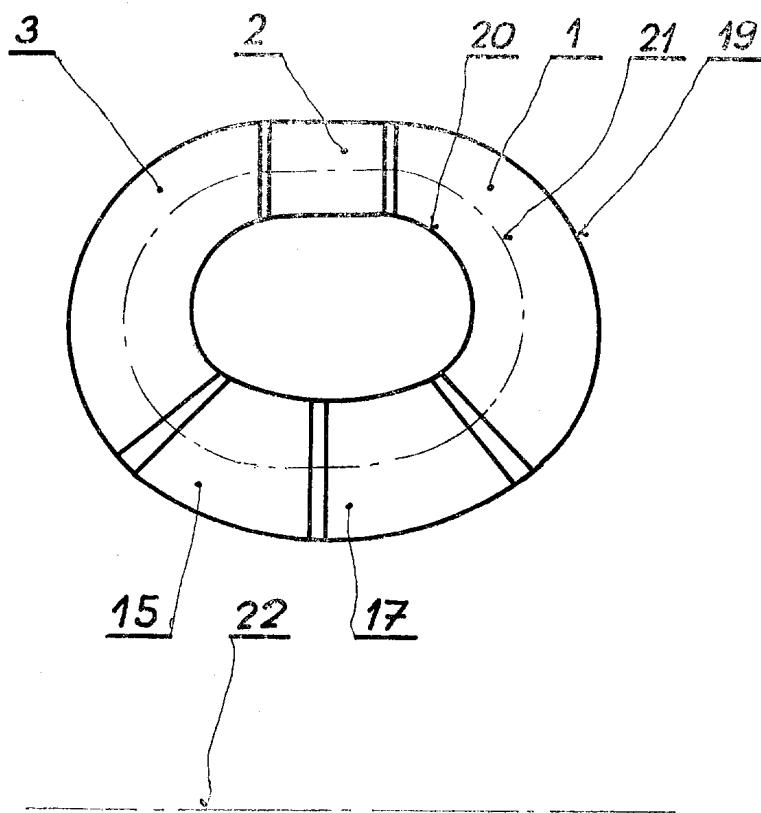
Obr. 1



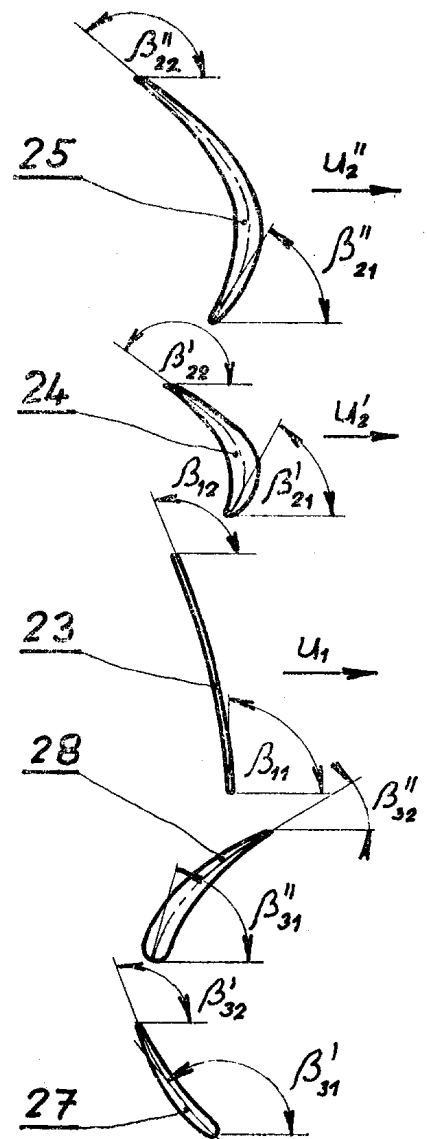
Obr. 2

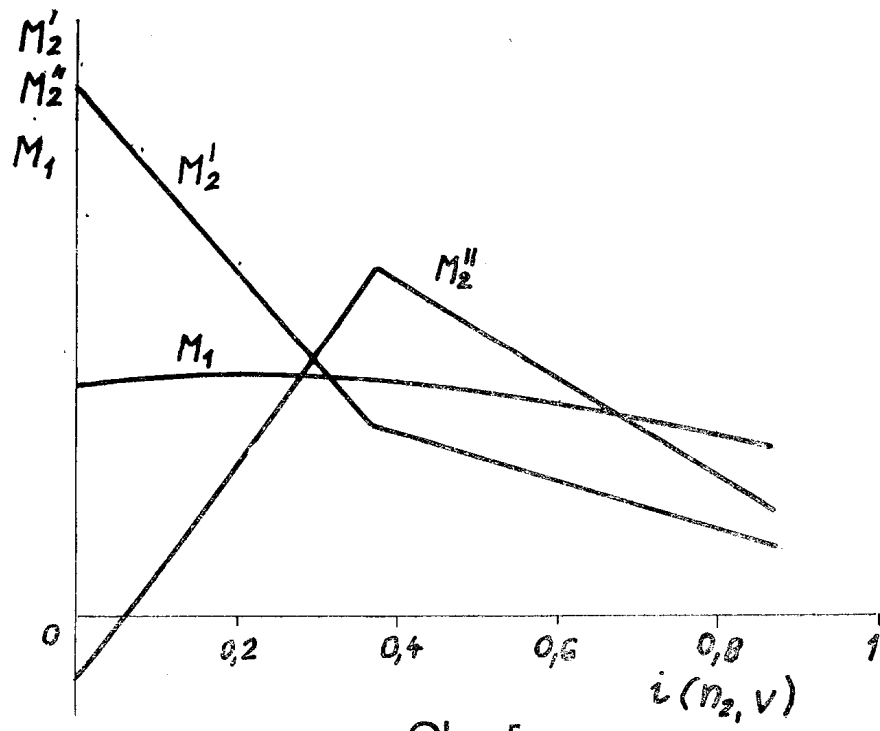


Obr. 3

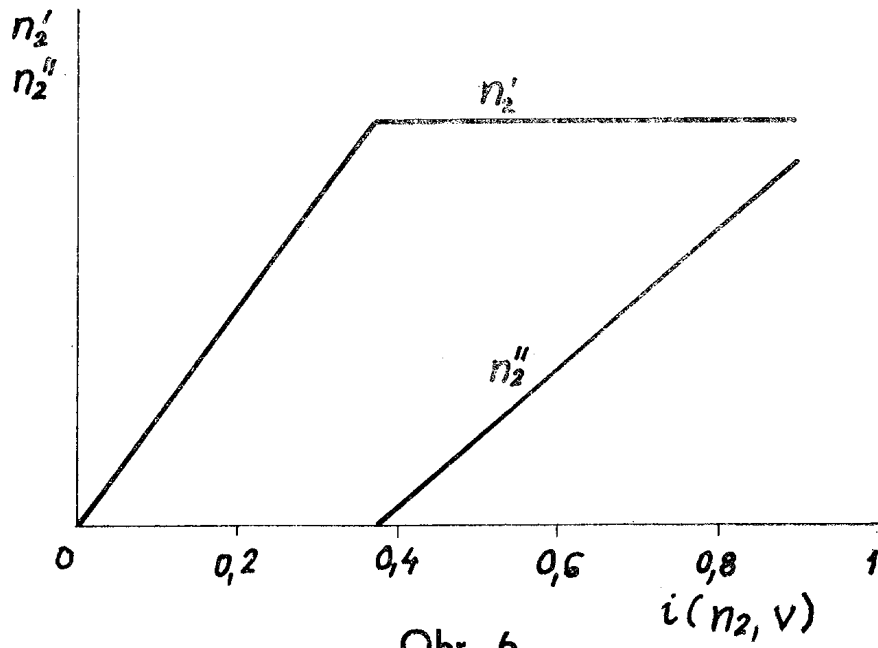


Обр. 4

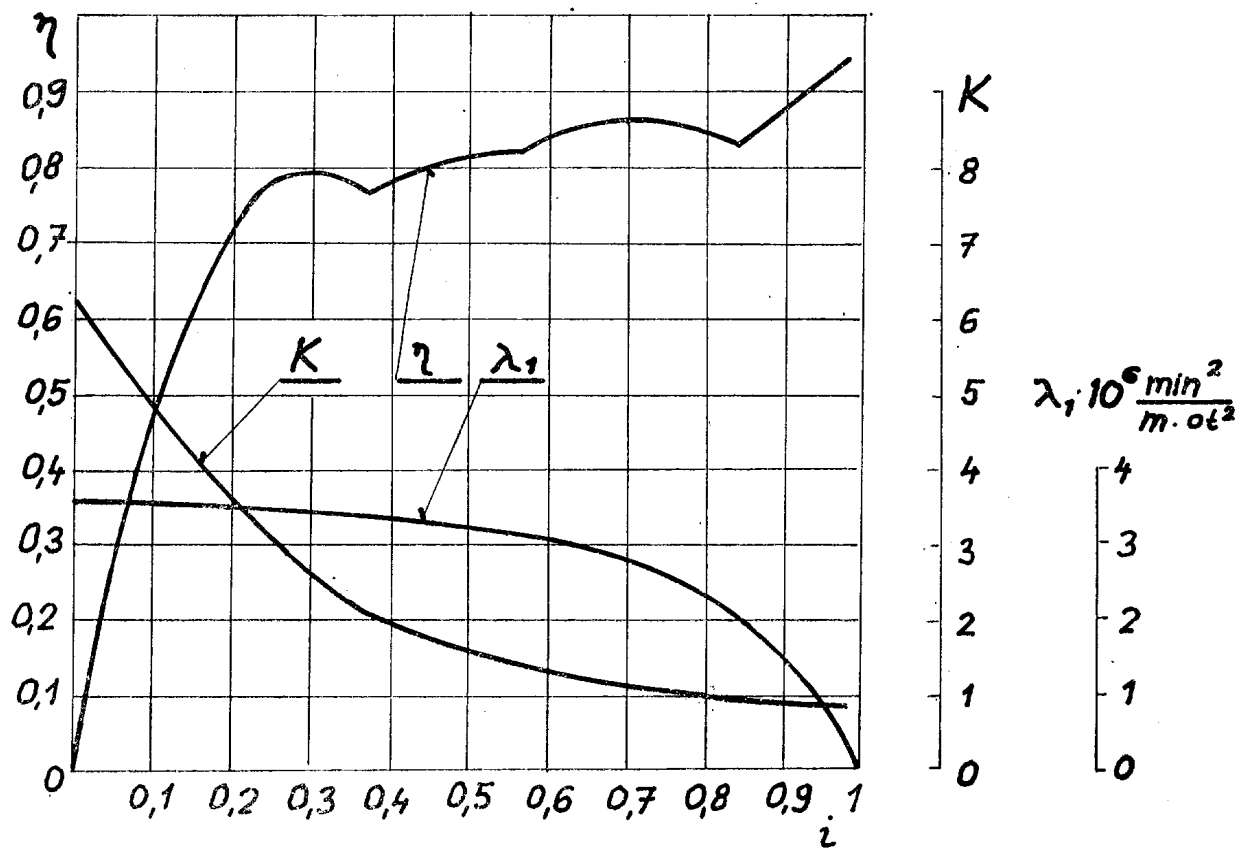




Obr. 5



Obr. 6



Obr. 7