

PŘIHLÁŠKA VYNÁLEZU

zveřejněná podle § 31 zákona č. 527/1990 Sb.

(19)
ČESKÁ
REPUBLIKA



ÚŘAD
PRŮMYSLOVÉHO
VLASTNICTVÍ

(22) Přihlášeno: **16.11.2005**

(40) Datum zveřejnění přihlášky vynálezu: **21.03.2007**
(Věstník č. 12/2007)

(21) Číslo dokumentu:

2005-717

(13) Druh dokumentu: **A3**

(51) Int. Cl.:

F16F 15/22 (2006.01)

F16F 15/28 (2006.01)

(71) Přihlašovatel:

Škoda Auto a. s., Mladá Boleslav, CZ

(72) Původce:

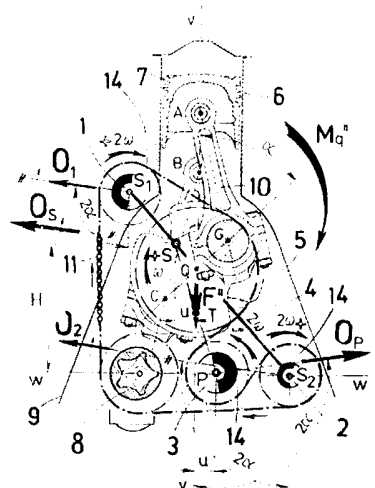
Babák Jan Ing. CSc., Mladá Boleslav, CZ

(54) Název přihlášky vynálezu:

Multifunkční vyvažovací systém

(57) Anotace:

Multifunkční vyvažovací systém je tvořen soustavou tří vzájemně rovnoběžných vyvažovacích hřídelů (1, 2 a 3) kinematicky pevně a bezprokluzově svázaných s centrálním hřídelem (5) o úhlové rychlosti (ω), otáčejících se stejnými konstantními úhlovými rychlostmi (2ω) a (-2ω), a to jednak v páru ve stejné úhlové fázi, jako s centrálním hřídelem (5) souběžně a po obou stranách stopy (v-v) roviny válců umístěné hřídele (1 a 2) a jednak sólově a opozitně jako vůči nim protiběžný vyvažovací hřídel (3), opatřených ve vyvažovací rovině stroje působícími rotujícími statickými vývažky ($m_1.R_1$), ($m_2.R_2$) a ($m_3.R_3$), umístěnými vně mechanismu vyvažovaného stroje tak, že průsečíky (S_1 , S_2 a P) jejich os rotace s vyvažovací rovinou tvoří hmotné vrcholy vláknového trojúhelníka ($\Delta S_1 S_2 P$), jejichž společné statické těžiště (T), vážené velikostmi jim příslušných statických vývažků ($m_1.R_1$), ($m_2.R_2$) a ($m_3.R_3$), leží na nositelce (v-v) rušivé síly (F^H) a půlí přitom vzdálenost mezi středem otáčení (P) sólově a opozitně rotujícího vyvažovacího hřídele (3) a párovým těžištěm (S) stejně vážených středů otáčení (S_1 , S_2) souběžně rotujících pomocných vyvažovacích hřídelů (1, 2).



Multifunkční vyvažovací systém

Oblast techniky

Vynález se týká způsobu zástavby přídatných vyvažovacích hřídelů pístového stroje, schopných simultánně eliminovat více různých rušivých harmonických vibrací stejného řádu, pocházejících například od přirozené dynamické nevyváženosti klikového mechanismu. Zvláště vhodný je pro stavbu spalovacích pístových motorů, hlavně pro uklidnění mobilních řadových čtyřválců vyšších kubatur, zejména pak dlouhozdvížných a těch, které jsou uloženy v automobilu ve třech bodech napříč a jsou opatřené reakčním momentovým vzpěrným táhlem, zakotveným do přenosově choulostivé nápravnice a představujících zdroj nežádoucích vibrací, obtěžujících posádku.

Navržené řešení rozšiřuje aplikační možnosti původního základního principu dodatečného vyvažování klikových mechanismů přídatnými, vzájemně proti sobě rotujícími páry hřídelů s konkrétní pevnou kinematickou vazbou, který již v roce 1903 fundamentálně odvodil a navrhl Dr. Frederick W. Lanchester a který o 80 let později jako další, tzv. „twin-shaft“ vylepšený multifunkční systém v praxi použili někteří renomovaní výrobci automobilů.

Aplikační potenciál vynálezu je aktuální zejména pro takové konstrukční varianty motorů, kde až dosud nemohly být všechny přednosti Lanchesterových a multifunkčních vyvažovacích „twin-shaft“ hřídelů v tradičním párovém uspořádání z konstrukčních důvodů plně optimálně využity, ať již to bylo z důvodu kolize hmot některého z dvojice vyvažovacích hřídelů s klikovým mechanismem stroje anebo z kompromisní nutnosti redukce jejich využitelného efektu či vzhledem ke svým značným a specifickým zástavbovým nárokům, nevyhovujícím dnešním potřebám a současným představám o kompaktním moderním mobilním hnacím agregátu.

Dosavadní stav techniky

Příznačným trendem současné stavby osobních automobilů je pronikání osvědčené koncepce předního pohonu motorových vozidel s monoblokovým příčně uloženým hnacím agregátem do tříd stále vyšších motorových kubatur. To však při aplikacích obvyklých spalovacích řadových motorů a požadavcích na jejich kompaktnost a kritickou dostatečně krátkou zástavbu vytváří dilema nejvhodnější volby smysluplného počtu válců motoru a z úvah předem diskvalifikuje takřka dynamicky ideální, avšak nevhodně dlouhý řadový šestiválec. Proto se zde nouzově volí kompromisní víceválcové uspořádání do V nebo se rovnou preferuje dynamickými vlastnostmi nejbližší a značnou přirozenou vyvážeností již ze své podstaty disponující, kratší i celkově jednodušší a lehčí standardní, výkonově ekvivalentní řadový čtyřválec. Avšak zde, právě u čtyřválců vyšších obsahů s relativně delšími klikami anebo většími posuvnými hmotami jejich nerovnoměrně se pohybujících úplných pístů a příslušných částí ojníc, vznikají vzhledem k sumárním dynamickým účinkům reálné zbytkové nevyváženosti celého soustrojí již výrazné vibroakustické projevy, rostoucí s kvadrátem jeho otáček. Naléhavost potřeby jejich potlačení dokumentuje i skutečnost, že problém je markantní právě u nejdražších kategorií velkých automobilů vyšší třídy, kde náročnější zákazník právem očekává svůj jistý komfort. Běžně voleným postupem řešení pak zpravidla bývá částečná nebo úplná rezignace na ovlivnění samotných budících vlastností motoru, jako základního zdroje chvění, ovšem s následným zadáním, poté pracně a nákladně na voze čelit jeho mezitím plně se rozvinutým dynamickým produktům. To zdůvodňuje známé aplikace různých pasivních, vibroakusticky tlumících a absorbčních nebo izolačních materiálů či přídatných přeladujících hmot, případně lokálních aktivních systémů v podobě monofrekvenčně nastavených dynamických tlumičů. Dotyčná dodatečná opatření ale nejen zvyšují cenu, pracnost a jalově transportovanou hmotu vozu, ale jsou i citlivá na důsledky případných průběžných inovačních změn v rámci modelové péče i na difference v individuálním provedení produktu z důvodu obvyklé pestrosti zákazníkem volitelných výbav. Proto podstatně sofistikovanější přístup představuje prevenční strategie, zaměřená na likvidaci vlastních příčin chvění přímo u jejich zdroje, tedy nejlépe již v jejich prenatální fázi.

Takový technický postup ovšem předpokládá koncepční změny v samotném uspořádání soustrojí a nutné zásahy do základní konstrukce již při jeho návrhu. Účinnými prostředky pro vyvážení dominantních rušivých složek se v tomto směru ukázaly být více než 100 let známé přídavné párové, vzájemně protisměrně rotující pomocné Lanchesterovy vyvažovací hřídele s pevnou kinematickou vazbou svého náhonu. Ty disponují patřičně dimenzovanými a vystředěnými závažími, jejichž vhodně frekvenčně a fázově nastavené odstředivé síly pak ve vzájemné vektorové syntéze eliminují jednotlivé nežádoucí harmonické produkty zbytkové nevyváženosti stroje. Lanchesterovy hřídele jsou podle způsobu umístění svých vystředěných závaží podél délky motoru v principu schopné vyvážit jak rušivé zbytkové periodické posuvné síly, tak i střídavé podélné nebo příčné momenty konkrétního řádu harmonické v případech, že tyto vázané nebo volné vektory toliko pulzují, ale jinak si zachovávají svůj směr nebo naopak tento mění, ale zachovávají si svou velikost. Přestože je právě zmíněný Lanchesterův princip znám dlouho, jeho přednosti a zejména multifunkční potenciál ve vylepšeném provedení „twin-shaft“ se vzájemným převýšením vyvažovacích hřídelů, se díky striktně omezeným konstrukčním možnostem obvyklé párové koncepce přesto nemohly v plné míře uplatnit. To dokazuje i dále sledovaný příklad aktuálního běžného řadového čtyřválce, aplikovaného nejčastěji jako spalovací motor osobních automobilů.

Centrické klikové mechanismy tohoto soustrojí, kde rovina válců prochází osou symetrického klikového hřídele s klikami, vyosenými v jedné rovině, má díky svému příznivému konstrukčnímu uspořádání a za dostatečně rovnoměrných výstupních otáček, udržovaných setrvačnickem, již valnou většinu svých rušivých, klikovými mechanismy jednotlivých válců dynamicky generovaných budících složek, sumárně vzájemně vyrušenou a přirozeně vyváženou. U takového soustrojí pak k relativní dokonalosti jeho vyvážení navenek a k uklidnění tohoto zdroje vibrací, působících do uložení motoru na žádoucí úroveň, zbývají fakticky toliko dva majoritní rušivé produkty, a to:

- a) Dominantní harmonická součtová posuvná síla F'' druhého řádu jako zbytková setrvačná složka od přímočarého pohybu posuvných hmot m jednotlivých úplných pístů, ok a příslušných částí ojníc. Je to vektor, působící na skříň motoru 9 přes hlavní ložiska klikového hřídele 5, který je vázaný na nositelku $v-v$, již je průsečnice roviny válců a roviny podélné symetrie soustrojí v místě mezi

Figure 1 consists of three schematic diagrams labeled (a), (b), and (c), each showing a 4x4 grid of dots. In (a), the Control condition, there are 16 dots in total, with a central 2x2 square of dots. In (b), the 10% condition, there are 18 dots in total, with a central 2x2 square of dots and an additional 2 dots in the center. In (c), the 20% condition, there are 20 dots in total, with a central 2x2 square of dots and an additional 4 dots in the center.

Figure 1 consists of three schematic diagrams labeled (a), (b), and (c), each showing a 4x4 grid of dots. In (a), the Control condition, there are 16 dots in total, with a central 2x2 square of dots. In (b), the 10% condition, there are 18 dots in total, with a central 2x2 square of dots and an additional 2 dots in the center. In (c), the 20% condition, there are 20 dots in total, with a central 2x2 square of dots and an additional 4 dots in the center.

Figure 1 consists of three schematic diagrams labeled (a), (b), and (c), each showing a 4x4 grid of dots. In (a), the Control condition, there are 16 dots in total, with a central 2x2 square of dots. In (b), the 10% condition, there are 18 dots in total, with a central 2x2 square of dots and an additional 2 dots in the center. In (c), the 20% condition, there are 20 dots in total, with a central 2x2 square of dots and an additional 4 dots in the center.

Figure 1 consists of three schematic diagrams labeled (a), (b), and (c), each showing a 4x4 grid of dots. In (a), the Control condition, there are 16 dots in total, with a central 2x2 square of dots. In (b), the 10% condition, there are 18 dots in total, with a central 2x2 square of dots and an additional 2 dots in the center. In (c), the 20% condition, there are 20 dots in total, with a central 2x2 square of dots and an additional 4 dots in the center.

(-1:2) pod klikovým hřídelem 5 situovaný protiběžný vyvažovací hřídel 3 prostřednictvím vnějšího záběru svého ozubeného kola 15. Takto poháněné kolo protiběžného vyvažovacího hřídele 3 má pak záměrně dvojnásobně rozšířené ozubení, které je pak svou zbývající axiálně přečnívající částí v záběru s dalším vnějším, podobně pod centrálním klikovým hřídelem 5 umístěným ozubeným kolem 15 adekvátně sfázovaného vyvažovacího hřídele 1 a opět s převodem (-1:1) obrací smysl jeho otáčení v souběžný s klikovým hřídelem 5. Excentrická protizávaží obou vyvažovacích hřídelů 1, 3 pak ve vyvažovací rovině, tedy v rovině podélné symetrie motoru mezi druhým a třetím válcem, vytvářejí svými odstředivými silami O_s , O_p systém dvou stejně vydatných, ale proti sobě symetricky rotujících vektorů, jejichž momentální vektorový součet, dosahující vždy aktuální velikosti $-F''$, eliminuje na stejné nositelce $v-v$ tento dominantní produkt zbytkové nevyváženosti dotyčného soustrojí, tj. výslednou druhou harmonickou posuvnou sílu F'' . Kromě tohoto efektu je hlavní předností zmíněné konstrukce její kompaktnost, nedotčenost délky motoru a případná možnost dodatečné adaptace systému do karteru bloku motoru 9 u takto předem neplánovaných konstrukcí. Přesto jde o řešení toliko dílčí a z konstrukční nouze plně nevyužívající celého vyvažovacího potenciálu takového zařízení. To proto, že zcela ignoruje existenci výše zmíněného rušivého příčného momentu M_q'' . Zůstatková budicí momentová složka chvění M_q'' na úrovni druhé harmonické je ale velmi zajímavá právě u obvyklých, příčně uložených a třibodově ve voze zavěšených řadových čtyřválcových motorů, protože se uplatňuje direktně a naplno ve směru osy přenosově choulostivé momentové tažné vzpěry, zatímco touto standardní úpravou vyvažovaná posuvná síla F'' zde působí nepřímo a kolmo na směr zmíněné přenosové cesty, nebo se v ose takové vzpěry projevuje jen svou malou složkou pod velmi tupým úhlem z titulu obvyklého předklonu příčného hnacího agregátu v motorovém prostoru. Proto je diskutabilní, zda je jako generátor kmitů pro tuto vibračně kritickou přenosovou trasu přes reakční momentovou tažnou vzpěru u reálného a žádnými úpravami nedotčeného motoru vydatnější budicí síla F'' nebo nedoceňovaný příčný klopný moment M_q'' . Z toho důvodu je u řešení, usilujícího v této oblasti o znatelný přínos, simultánní způsob likvidace obou těchto složek vibrací řádu druhé harmonické nevyhnutelný. Jenže právě to výše popsané první známé a původní Lanchesterovo monofunkční dvouhřídelové schéma v naznačeném provedení podle Obr. 1 nedokáže.

Proto dokonalejším způsobem úlohu řeší, ovšem za cenu podstatně komplikovanějšího náhonu vyvažovacích hřídelů, jiné podobné, pod pojmem „twin-shaft system“ známé, opět dvouhřídelové provedení se vzájemným orientovaným převýšením H vyvažovacích hřídelů 1, 3. Jeho předností je právě teoretická schopnost simultánní likvidace jak posuvné rušivé síly F'' , tak i příčného rušivého momentu M_q'' . Takovou konstrukci přibližuje Obr. 2, reprezentující druhý známý způsob uspořádání pomocných vyvažovacích hřídelů u řadového čtyřválce. Signifikantním rozdílem vůči prvnímu známému dvouhřídelovému typu je zde tedy zmíněné vzájemné převýšení H středů S , P obou vyvažovacích hřídelů 1, 3 ve směru os válců, měřené podél stopy $v-v$, které zde vytváří účinné rameno pro vyvažovací silovou dvojici $+F''/-F''$. Jeho exaktně ideální velikost, určená obecně požadavkem $H = 2.M_q''_{\max} / F''_{\max}$ pak po dosazení do dále uvedených vztahů, a pro běžný zvolený klikový poměr $\lambda = 0,3$ vychází v relaci $H = 0,978.l$, tedy přibližně stejně jako je délka ojnice l . Takovou podmínku optimálního multifunkčního vyvážení však podle existujících odborných pramenů není snadné v tradiční dvouhřídelové verzi jednoduše zástavbově splnit. Dvojice vyvažovacích hřídelů totiž v takovém případě musí z kolizních a konstrukčních důvodů opustit výhodné mazané místo v karteru bloku motoru 9 a je situována vně a vysoko, nejlépe vedle pláště válců. Pak by ovšem, při dodržení zásady příčně symetrie polohy libovolným rozměrem u a při docílení exaktně potřebné velikosti převýšení H středů S a P obou vyvažovacích hřídelů ve směru os válců v podstatě kdekoliv, vznikla neobyčejně rozložitá forma motoru, nevhodná pro disponibilní zástavbový prostor ve voze. Obr. 2 vysvětluje, že je to příčinou velmi košaté a rozměrné sestavy takto koncipovaného motoru, nepříznivé jak pro příčné umístění hnacího agregátu, tak i pro jeho montáž do zespodu z důvodu omezeného místa, nehledě na nutné zachování místní provozní vůle pro bezkolizní dynamický výkyv celého měkce uloženého hnacího agregátu vpřed a vzad. Účinná dvouhřídelová převýšená „twin-shaft“ koncepce nedovoluje ani použití žádoucího kompaktního, mazaného a krytého náhonu systému pod utěsněným čelním víkem motoru. V úvahu tak zde přichází jediné vnější kinematický bezprokluzový suchý řemenový převod s hnací ozubenou řemenicí 16 centrálního hřídele 5, hnanými ozubenými řemenicemi 17 vyvažovacích hřídelů 1, 3 s obíhací ozubenou kladkou 18 a s oboustranně příčně ozubeným řemenem 12, který je velmi speciální, navíc hlučný, náchylný na přeskok zubů,

postrádá uspokojivou životnost a prodlužuje soustrojí. Přitom je třeba uvážit, že moderní motor musí prostorově zvládnout pohony ještě řady dalších běžných pomocných agregátů, jako jsou například alternátor, vývěva, kompresor a vodní čerpadlo, včetně nutného místa na své hlavě pro rozvod, sací, výfukový a vstříkovací systém, takže přidání ještě dalšího vnějšího náhonového systému již ani nebývá vůbec možné.

Jinak je ale takto koncipovaný dvouhřídelový systém funkčně velmi efektivní a je prokazatelně potenciálně schopen, byť z konstrukční nouze zpravidla neúplně, najednou vyvážit obě rušivé složky druhé harmonické, tedy F'' i M_q'' . Publikovaná porovnávací měření renomovaných firem prokázala, že takto vybavený řadový čtyřválec dokáže i v ne zcela optimální verzi kultivovaností svého chodu v provozu přinejmenším úspěšně konkurovat i svému vytčenému vzoru, totiž nijak neupravenému řadovému šestiválci. Zásahu na takovém dojmu má jistě i rovinný charakter jeho symetrického klikového hřídele, který u řadového čtyřválce přirozeně likviduje vliv případných zbytkových momentů setrvačnosti jeho ojníc, generujících jinak třetí harmonickou složku chvění motoru.

Avšak ani toto druhé známé řešení není přes svou nespornou technickou úroveň pro své komplikace bezproblémové.

Situaci valně neřeší ani složitější známé a drobně vylepšené variace kombinovaných provedení náhonů vzájemně převýšené dvojice vyvažovacích hřídelů, kde je choullostivý oboustranně ozubený řemen 12 pro pohon vyvažovacího hřídele 1 nahrazen jen životnějším, jednostranně příčně ozubeným řemenem za cenu připojení ještě další dvojice ozubených kol 15, obracející s direktním převodem (-1:1) směr otáčení pro opozitně rotující vyvažovací hřídel 3.

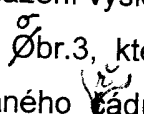
Toliko neúplného vyvažovacího účinku dosahuje i další realizované a neoptimální řešení náhonů dvojice vyvažovacích hřídelů oboustranně k válcům mimo karter bloku motoru 9 přimknutých a též vzájemně převýšených vyvažovacích hřídelů 1, 3 které jako nutnou daň za možnost použití řetězového převodu musí redukovat jejich převýšení H na toliko konstrukčně schůdnou poloviční hodnotu proti ideální.

Celkově shrnuto, dosud známá provedení Lanchesterovy koncepce na dvouhřídelové bázi tedy buď disponují akceptovatelnou nebo kompromisní zástavbou, umožňující montážně schopný příčný tvar motoru, ale zato zcela nebo z valné části postrádají požadovanou multifunkční vyvažovací schopnost a tím

nevyhovují zadání, nebo této vlastnosti v provedení „twin-shaft“ se vzájemným převýšením obou vyvažovacích hřídelů takřka dosahují, avšak jen za cenu speciální a montážně neschůdné zástavby, košatě deformující celek motoru do šířky, nehledě na další konstrukční a hluková úskalí a životnostní problémy suchého pomocného náhonu takového vyvažovacího systému, jakým je například nutný ale problematický příčně a většinou i oboustranně ozubený suchý řemen.

V každém případě jsou podle zasvěcené literatury konstrukční možnosti stávající dvouhřídelové koncepce vyvažovacích hřídelů prakticky jen omezené a neumožňují žádoucí optimální multifunkční využití svého celého potenciálu

Podstata vynálezu

Uvedené nedostatky a konstrukčně vynucená omezení potenciálu těchto známých provedení řeší nebo do značné míry odstraňuje multifunkční vyvažovací systém podle vynálezu, obsahující trojici selektivně menších vzájemně rovnoběžných vyvažovacích hřídelů. Ty pak díky uvolnění řady svých volitelných konstrukčních parametrů proti výše popsaným známým provedením dosažení vytčeného cíle schůdně umožňují. Řešení je založeno na rozšířeném modelu jinak známé vektorové syntézy účinků jejich, s výhodou nestejně dimenzovaných excentrických vyvažovacích prvků totožného, druhého řádu harmonické. Ty v příslušné rovině reprezentují fázově a kinematicky převodovým systémem pevně spřažené, vzájemně selektivně protiběžně nebo souběžně a identickými úhlovými rychlostmi $(2.\omega)$ a $(-2.\omega)$ rotující vektory, produkované třemi vyvažovacími hřídeli 1, 2, 3, uloženými v ložiskách bloku motoru 9. Jejich zdrojem jsou výhodně vzájemně odlišné odstředivé síly O_1 , O_2 , O_3 , generované ve vyvažovací rovině symetrie motoru mezi druhým a třetím válcem účinky příslušných, ze svých středů rotací S_1 , S_2 a P o excentricity R_1 , R_2 , R_3 vyosených vyvažovacích závaží s hmotnostmi m_1 , m_2 , m_3 . Princip dosažení výsledného efektu celého multifunkčního vyvažovacího systému je patrný z  Obr.3, který znázorňuje vektorovou syntézu momentálních silových produktů daného řádu, působících na relevantní těleso bloku motoru 9 ve zvoleném zastaveném okamžiku, zde orientačně v konstalaci při úhlu pootočení kliky prvního válce přibližně $\alpha \approx 120^\circ$ a tomu odpovídající konfiguraci

členů centrálního klikového hřídele **5** sledovaného řadového čtyřválce včetně poloh vývažků. Zde je vyvažovací hřídel **3** s vývažkem o hmotnosti m_3 a s vystředěním R_3 zvolen jako jediný protisměrně rotující a jeho osa se svým průsečíkem **P** v nákresně se tak stává jediným výlučným působištem opozitně otáčivého vyvažovacího vektoru. Zbývající, vzájemně ve stejné úhlové fázi nastavené vyvažovací hřídele **1, 2** s vývažky o hmotnostech m_1, m_2 , a s vyoseními R_1, R_2 a se stopníky S_1, S_2 svých os rotace v nákresně pak reprezentují dvakrát rychleji a souběžně s centrálním hřídelem **5** rotující vektorový systém. Silové účinky odstředivých sil O_1, O_2 obou souběžných vyvažovacích hřídelů **1, 2** se vzájemnou osovou vzdáleností o velikosti $(a + b)$ se pak v každém okamžiku i v každé poloze skládají v jediný součtový, stejně s nimi souběžný a ve stejné fázi s nimi rotující výsledný vektor $(O_1 + O_2)$, ležící mezi nositelkami sil O_1, O_2 a dělící tak jejich momentální vzdálenost v reciprokém poměru jejich velikostí, tedy v relaci **a:b**. Protože se tento poměr bez ohledu na momentální velikost úhlu pootočení první kliky α stále zachovává a protože i stopníky S_1, S_2 , umístěné po obou stranách roviny válců, jsou na motoru pevnými body, znamená to, že též výsledný vektor $(O_1 + O_2)$ se v nákresně otáčí kolem jednoho stálého pevného, avšak jen imaginárního nehmotného působíště. Tento stopník **S** pomyslné osy rotace výslednice vektorů souběžného systému tedy dělí rovinnou vzdálenost mezi stopníky S_1, S_2 v nákresně na úseky **a** a **b** a to v reciprokém poměru velikostí jejich statických vývažků $m_1.R_1, m_2.R_2$, s velikostmi, určenými podle vztahů v přehledu použitých označení. Stopník **S** zde tedy má zároveň i charakter těžiště hmotných bodů S_1, S_2 s váhami, úměrnými velikostem jim příslušných statických vývažků $m_1.R_1$ a $m_2.R_2$ vyvažovacích hřídelů **1, 2**.

Dále pak již pro konstrukční určení poloh stopníků **S** a **P** platí všechna další dosavadní pravidla zástavby, jako u vyvažovacích systémů typu „twin-shaft“. Tedy jak jejich symetrická odlehlost **u** od stopy **v-v** roviny válců, zpravidla předurčená volbou polohy středu **P** opozitně rotujícího hřídele **3**, tak i jejich vzájemná ničím neomezovaná distance **H** ve směru stopy **v-v**, dosahující přibližně až délky **I** ojnice **10**, musí být současně v zájmu kvality výsledku vyvážení respektovány.

Stejně tak i zde platí pravidlo ekvivalence účinku zrcadlových konstrukcí vzhledem k rovině válců a stopě **v-v**.

Předložený multifunkční vyvažovací systém s vyvažovacími hřídeli **1, 2, 3** tedy vytváří tři vzájemně adekvátně sfázované a ve vyvažovací rovině kolem svých středů **S₁, S₂, P** selektivně protisměrně a souměrně rotující odstředivé síly o součtové velikosti $O_3 + O_1 + O_2 = F_{\max}^{\parallel} = 4 \cdot K_{II} \cdot m \cdot r \cdot \omega^2$, což po dosazení v intencích výše uvedených pravidel znamená požadavek

$$m_3 \cdot R_3 \cdot (-2 \cdot \omega)^2 + m_1 \cdot R_1 \cdot (2 \cdot \omega)^2 + m_2 \cdot R_2 \cdot (2 \cdot \omega)^2 = 4 \cdot K_{II} \cdot m \cdot r \cdot \omega^2.$$

Za předpokladu vyvažování druhé harmonické pak získáme základní podmínku pro součtovou volbu vývažků trojice vyvažovacích hřídelů v podobě

$$m_3 \cdot R_3 + m_1 \cdot R_1 + m_2 \cdot R_2 = K_{II} \cdot m \cdot r$$

Vzhledem k zmíněné nutnosti symetrie umístění výsledných vektorů vůči k rovině válců a k nositelce **v-v** budiče $F^{\parallel}$, znázorněné stejnou ale opačnou odlehlostí **u** výsledných os protisměrných rotací obou vyvažovacích systémů, reprezentovaných v nákrese stopníky **S** a **P**, se tato skutečnost promítá i v matematických podmínkách. Potom separátně a symetricky platí $m_1 \cdot R_1 + m_2 \cdot R_2 = K_{II} \cdot m \cdot r / 2$ a zároveň i $m_3 \cdot R_3 = K_{II} \cdot m \cdot r / 2$, takže dimenzně pro volbu vývažků systému vycházejí vztahy $m_3 \cdot R_3 = m_1 \cdot R_1 + m_2 \cdot R_2 = K_{II} \cdot m \cdot r / 2$, značně uvolňující původní svazující okrajové podmínky pro konstrukční volbu umístění klasických párových Lanchesterových hřídelů.

Tyto matematické relace pak implikují výsledný charakteristický geometrický požadavek a znak, aby těžiště **T** středů rotace všech statických vývažků celého multifunkčního vyvažovacího systému, tj. všech průsečíků os otáčení použitých vyvažovacích hřídelů **1, 2, 3** s vyvažovací rovinou, jako hmotných bodů **S₁, S₂, P** s váhou jim příslušejících, a kolem nich rotujících statických vývažků $m_1 \cdot R_1$, $m_2 \cdot R_2$ a $m_3 \cdot R_3$ leželo v rovině os válců, tedy na její stopě **v-v** ve vyvažovací rovině a zároveň zde přitom i půlilo vzdálenost bodů **S** a **P**. Takto definované těžiště **T** tříhřídelového vyvažovacího systému se přitom musí ještě navíc nacházet právě v poloviční výšce **H/2** zadaného převýšení **H** nad osou sólově rotujícího vyvažovacího hřídele **3** ve směru osy válců k hlavě motoru. Příznakem uvolnění okrajových konstrukčních podmínek pro volbu hnacího schéma je skutečnost, že stopníky **S₁, S₂** os souběžně rotujících vyvažovacích hřídelů **1, 2** o osové vzdálenosti **(a+b)**, se pak mohou s výhodou nacházet po obou stranách stopy **v-v** roviny válců a ani jejich odlehlosti od ní nejsou jako povinně symetrické určeny, přičemž se každopádně liší od zvolené vzdálenosti **u** stopníku **P**. To vyhovuje

konstrukčnímu záměru co nejtěsnějšího možného obestavení disponibilní kontury vyvažovaného soustrojí pomocnými vyvažovacími hřídeli zvenku a tím i kompaktnosti zástavby jeho celku. Samotná vícenásobná vyvažovací funkce popsaného tříhřídelového systému je pak podle Obr.3 při uklidnění druhého řádu harmonické u vibracemi buzeného bloku motoru 9 následující:

Paralelně spolupracující, souběžně s centrálním klikovým hřídelem 5, avšak dvakrát rychleji rotující odstředivé síly O_1 , O_2 vyvažovacích hřídelů 1 a 2, uložených ve svých ložiskách v bloku motoru 9 vytvářejí v každém okamžiku svou syntézou ve vyvažovací rovině výsledný konstantní vektor $(O_1 + O_2)$, otáčející se stejným způsobem co do směru, rychlosti i fázového úhlu rotace kolem nehmotné imaginární osy ve svém působišti a zároveň i v nákrese kolem jejího stopníku S. Právě imaginární charakter této pomyslné osy rotace výsledného sousměrného vektoru $(O_1 + O_2)$ zakládá hledanou možnost, aby tato mohla procházet i hmotami potenciálně kolizních součástí motoru a otevírá tak možnosti dalších nových konstrukčních křeací. Naproti tomu protiběžně, avšak fázově i frekvenčně opět dvakrát rychleji rotující a také ~~ve svých~~ v bloku motoru 9 točně uložený opozitní vyvažovací hřídel 3 vytváří sám ve stejné vyvažovací rovině odstředivou sílu O_3 . Uvedené síly O_1 , O_2 a O_3 se pak zde v daném okamžiku ve vzájemném a místně proměnném momentálním průsečíku J vektorově sčítají. A to tak, že ve směru stopy $v-v$ roviny válců právě sumárně vytvářejí sílu $-F''$, vyloženou díky převýšení H ve vhodném směru od nositelky $v-v$ síly $+F''$ o momentální vzdálenost x . Tento produkt $-F''$ silových účinků trojice vyvažovacích hřídelů pak v každém okamžiku nejen silově vyrovnává rušivou sílu $+F''$, přenášenou jinak přes ložiska centrálního klikového hřídele 5 do bloku motoru 9 a do jeho uložení, ale navíc ještě spolu s ní na principu silové dvojice $+F'' / -F''$ a na rameni x zcela likviduje i fázově posunutý příčný rušivý moment M_q'' stejného řádu harmonické, který by jinak vibračně klopil blok 9 do jeho pružného uložení v karoserii v příčném směru.

Výhody řešení podle vynálezu

Ačkoliv se tříhřídelový vyvažovací systém může podle svého přívlastku jevit proti běžnému dvouhřídelovému komplikovanějším a zdánlivě díly jen přidávajícím, není tomu tak. Nabízí totiž vedle optima vyvažovacího účinku i řadu konstrukčních

předností a zjednodušení. Tříhřídelová koncepce proti známým dvouhřídelovým „twin-shaft“ řešením zachovává nebo dokonce spoří počet potřebných rozváděcích kol náhonu vyvažovacích hřídelů, a to navzdory zvětšení jejich počtu ze dvou na tři. Potom praktický konstrukční rozdíl mezi nejúspornějším známým dvouhřídelovým a tříhřídelovým systémem podle vynálezu spočívá jen v protažení původního nevyužitého krátkého hřídele, u dvouhřídelové verze nutného pro neaktivní obíhací rozvodové kolo, v třetí pomocný vyvažovací hřídel až do vyvažovací roviny stroje. U tříhřídelového provedení jsou jak systém sám, tak i vyvažovací hřídele navíc dimenzně zeštíhleny a výhodně přeskupeny převážně do karteru stroje s co největším přimknutím k vyvažovanému mechanismu, takže jsou zástavbově úsporné. Řetězový náhon, schopný vnějšího i vnitřního záběru řetězu a jeho úplně mazaný převodový systém, integrovaný dovnitř motoru pod jeho přední víko, pak na rozdíl od srovnávaných předchůdců již nevyžaduje, kromě jiných výhod, žádné zvláštní obíhací kolo navíc. Kromě toho je tu možnost integrace náhonu olejového čerpadla, případně i vodní pumpy nebo alternátoru do systému tohoto převodu.

Technologicky podstatnou výhodou je též skutečnost, že vývažky $m_1.R_1$, $m_2.R_2$ párově rotujících synchronních vyvažovacích hřídelů 1, 2 jsou proti systému „twin-shaft“, kde $m_1.R_1 = m_3.R_3$, dimenzně rozdělené podle vztahu $m_1.R_1 + m_2.R_2 = m_3.R_3$, což zde dává možnost použít technologicky progresivních, jednoduchých a štíhlých vyvažovacích hřídelů 1, 2 přes celou délku motoru na bázi trubkových provedení malých průměrů s přísmatickým profilem a s excentricky vyosenou vnitřní konturou.

Hlavní předností tříhřídelové konstrukce podle vynálezu je její variabilita, kompaktnost, zástavbová flexibilita a okrajovými podmínkami menší konstrukční svázanost, což garantuje docílení takových zástavbově a montážně vhodných vnějších kontur motoru i agregátu, včetně alternativ, které jsou u dvouhřídelových provedení nemožné. A to při schůdné dosažitelnosti nejlepšího možného efektu se zárukou úplného vyvážení posuvných hmot řadového čtyřválcového motoru až do dominantního řádu druhé harmonické včetně, jímž tento v provozním režimu, vysokých otáčkách a nízkých frekvencích dokáže při zástavbové, hmotnostní a cenové úspoře svou vibrační kulturou úspěšně konkurovat i vlastnímu vytčenému vzoru, totiž výkonově ekvivalentnímu řadovému šestiválci.

Přehled obrázků na výkresech

Vynález je blíže vysvětlen pomocí připojených vyobrazení, kde Obr. 1 v čelní projekci schematicky znázorňuje první známou standardní konstrukci dvouhřídelového vyvažovacího systému čtyřválcového řadového klikového soustrojí s posuvnými písty pomocí obligátních monofunkčních Lanchesterových vyvažovacích hřídelů.

Obr. 2 popisuje stejným způsobem podobně známý a rovněž dvouhřídelový ale zato již multifunkční systém, jako druhý, nejvýše dosažený stav vyvažovací techniky, označovaný jako „twin-shaft systém“.

Obr. 3 vysvětluje pomocí silového vektorového schéma princip a funkci multifunkčního vyvažování zbytkových dynamických produktů druhé harmonické pístového soustrojí třemi vyvažovacími hřídeli podle vynálezu a je přiblížen způsob, jak na základě syntézy jejich vektorových účinků v každém obecném okamžiku vzniká celkový teoreticky ideální vyvažovací efekt.

Obr. 4 pak v čelním pohledu zachycuje další schéma možného pohonu trojice vyvažovacích hřídelů od klikového hřídele jednořadým válečkovým nebo pouzdrovým řetězem, současně využitým i pro náhon olejového čerpadla, případně variantně a v jiné filozofii způsobu opásání řetězových kol i bez něj, jak znázorňuje Obr. 5.

Na Obr. 6 je ukázána konstrukční možnost pohonu trojice vyvažovacích hřídelů od klikového hřídele motoru pomocí ozubených kol v kombinaci s řetězovým převodem, jak je také ještě v další podobné verzi zachyceno i na dalším Obr. 7.

Příklady provedení vynálezu

Příklady nových konkrétních tříhřídelových konstrukčních provedení podle vynálezu jsou v několika variantách možných schémat náhonů vyvažovacích hřídelů 1, 2, 3 od klikového hřídele 5 znázorněny na obrázcích Obr. 4, Obr. 5, Obr. 6 a Obr. 7.

První uvedené konstrukční uspořádání zachycuje na Obr. 4 přední pohled a částečný příčný řez osou prvního válce 6 s pístem 7, načepovaným v oku se středem A ojnice 10 o délce l, která je svým druhým koncem uložena na ojničním čepu se středem G, vyoseném o poloměr kliky r vůči středu Q jako průmětu osy

klikového hřídele 5 do nákresny. Klika prvního válce je momentálně pootočena ze své základní polohy v horní úvratí pístu 7 o úhel α , ale jinak se otáčí pravotočivě, tj. ve směru pohybu hodinových ručiček úhlovou rychlostí ω . Dvojnásobnou úhlovou rychlostí 2ω v obou možných směrech se pak podle způsobu opásání svých řetězových kol 14 válečkovým nebo pouzdrovým řetězem 11 otáčejí vyvažovací hřídele 1, 2 a 3, poháněné od centrálního řetězového kola 4 klikového hřídele 5 s příslušnými kinematicky pevnými převody $1:2$ a $(-1:2)$. Tato varianta náhonu vyvažovacích hřídelů jednořadým řetězovým převodem současně obsahuje i pohon olejového čerpadla 8. Je zřejmé, že taková konstrukce může potenciálně snadno a s výhodou zajistit i technologickou dělicí rovinu w-w integrovaného spodního víka hlavních ložisek klikového hřídele 5 pro moderní koncepci motoru typu „bed plate“ a respektuje vhodnost umístění řetězového převodu převážně do karteru bloku motoru 9.

Druhou variantní možnost systému pohonu stejných vyvažovacích hřídelů 1, 2 a 3 řetězem 11 a řetězovým kolem 4, jenže tentokrát bez mazacího čerpadla 8 představuje Obř.5. Schéma pohonu je zde zvláštní tím, že každý článek řetězu 11 při jednom svém oběhu zabírá s hnacím řetězovým kolem 4 dvakrát. Návrh takového řetězového převodu s dvojím záběrem řetězu a hnacího řetězového kola 4 během jednoho svého oběhu může být u delších řetězů problematický vzhledem k jejich protahování s provozem. V takovém případě lze hnací řetězové kolo 4 koncipovat jako dvouřadé se zákrytem ozubení v osové projekci a pohon rozdělit na dva nezávislé a axiálně přesazené řetězové okruhy, které jednou tvoří klikový hřídel 5 s řetězovým kolem 4 spolu s vyvažovacím hřídelem 1 a jeho řetězovým kolem 14 a podruhé nezávislý, axiálně přesazený převod klikového hřídele 5 s řetězovým kolem 4 a zbývajících vyvažovacími hřídeli 3, 2 včetně jejich řetězových kol 14. Je zřejmé, že takto navržené separátní řetězové okruhy lze případně jindy zase sloučit v jediný.

Třetí možnou, kombinovanou konstrukční variantu náhonu vyvažovacích hřídelů 1, 2 a 3 představuje Obř.6. Zde je ukázána možnost adaptace a případné tříhřídelové dostavby současného užívaného a známého monofunkčního vyvažovacího dvouhřídelového Lanchesterova systému podle Obř.1 s poslední vyvinutou technologií na technicky ještě vyšší úroveň, tj. na požadované multifunkční schéma. Pro pohon protisměrně rotujícího vnitřního vyvažovacího hřídele 3 je proto

použito upraveného derivátu vpředu popsané známé konstrukce s hnacím ozubeným věncem **13** na klikovém hřídeli **5** a upravena je i poloha a dimenze taktéž známým způsobem ozubenými koly **15** poháněného a sousměrně rotujícího vyvažovacího hřídele **2**. Navíc zde jen přibývá třetí vyvažovací hřídel **1**, hnáný zvláštním řetězovým převodem s řetězovými koly **4**, **14** a jednořadým řetězem **11** na čele motoru. V případě potřeby lze i zde do tohoto řetězového převodu ještě včlenit náhon olejového mazacího čerpadla **8** podle ^{příkladu} vzoru na **Obr. 4**.

Čtvrtou uvedenou aktuální alternativu provedení náhonu trojice vyvažovacích hřídelů **1**, **2** a **3** přibližuje **Obr. 7**. Zde jsou všechny souběžné hřídele **1**, **2** a **5** s hnacím řetězovým kolem **4** a dvojicí hnáných řetězových kol **14** připojeny dvakrát poháněným válečkovým nebo pouzdrovým řetězem **11**, podle druhé varianty, přičemž protisměrně rotující vyvažovací hřídel **3** je hnán opozitně až od hřídele **2** prostřednictvím dvojice ozubených kol **15** s převodem $(-1:1)$. Toto demonstrační tříhřídelové hnací schéma připomíná jedno známé kombinované dvouhřídelové provedení typu „twin-shaft“ s jednostranně ozubeným suchým řemenem a ozubenými koly, avšak s tím rozdílem, že zde se uspoří jedno kolo rozvodu a suchý řemen je výhodně nahrazen vhodnějším kompaktním a mazaným řetězovým převodem.

Dále jsou dobře představitelné a realizovatelné ještě další, zde neuvedené kombinace pohonů trojice vyvažovacích hřídelů.

Je třeba dodat, že principiálně stejně fungující jsou i případná schémata se zrcadlovými konfiguracemi poloh vyvažovacích hřídelů **1**, **2** a **3** kolem průsečnice **v-v** vzhledem k zde uvedeným a to při zachování stejného pravotočivého smyslu otáčení kliky **5** stroje a stejně pak i při jeho obrácení.

Společnou vlastností uvedených řešení je toliko schematické znázornění jejich vesměs řetězových náhonů, bez dalších, případně nutných doplňujících dílů, jako jsou obvyklé kluzáky nebo napínací palce z vnější strany na dlouhých větvích.

Průmyslová využitelnost

Konstrukce podle vynálezu je aktuální zejména pro vyvážení zástavbově omezených mobilních čtyřválcových řadových výkonných motorů větších objemů s markantními projevy svých přirozených zbytkových rušivých dynamických účinků.

V úvahu přicházejí zejména čtyřválcové řadové motory od kubatury řadově 2 litry, uložené třibodově a napříč s reakční momentovou vzpěrou, kotvenou do nápravnice, používané u luxusnějších osobních vozů vyšších tříd s předním pohonem.

PATENTOVÉ NÁROKY

1. Multifunkční vyvažovací systém, jako pomocné zařízení stroje s centrálním hřídelem (5), buzeného účinky zbytkové nevyvážeností některého svého periodicky, avšak nerovnoměrně se pohybujícího hmotného členu, určený pro simultánní likvidaci jeho několika rušivých produktů na úrovni druhého řádu harmonické tak, že alespoň jeden z nich je rušivá posuvná síla (F'')

v y z n a č e n ý t í m,

že je tvořen soustavou tří vzájemně rovnoběžných vyvažovacích hřídelů (1, 2 a 3), kinematicky pevně a bezprokluzově svázaných s centrálním hřídelem (5) o úhlové rychlosti (ω), otáčejících se stejnými konstantními úhlovými rychlostmi (2ω) a (-2ω), a to jednak v páru ve stejné úhlové fázi, jako s centrálním hřídelem (5) souběžně a po obou stranách stopy ($v-v$) roviny válců umístěné hřídele (1 a 2) a jednak sólově a opozitně jako vůči nim protiběžný vyvažovací hřídel (3), opatřených ve vyvažovací rovině stroje působícími rotujícími statickými vývažky ($m_1.R_1$), ($m_2.R_2$) a ($m_3.R_3$), umístěnými vně mechanismu vyvažovaného stroje tak, že průsečíky (S_1 , S_2) a (P) jejich os rotace s vyvažovací rovinou tvoří hmotné vrcholy vláknového trojúhelníka ($\Delta S_1 S_2 P$), jejichž společné statické těžiště (T), vážené velikostmi jim příslušných statických vývažků ($m_1.R_1$), ($m_2.R_2$) a ($m_3.R_3$), leží na nositelce ($v-v$) rušivé síly (F'') a pólí přitom vzdálenost mezi středem otáčení (P) sólově a opozitně rotujícího vyvažovacího hřídele (3) a párovým těžištěm (S) stejně vážených středů otáčení (S_1 , S_2) souběžně rotujících pomocných vyvažovacích hřídelů (1, 2),

2. Multifunkční vyvažovací systém ^{výroba} podle bodu 1,

v y z n a č e n ý t í m,

že oba souběžné vyvažovací hřídele (1, 2) jsou na vyvažovaném stroji umístěny tak, aby párové těžiště (S) jejich středů otáčení (S_1 , S_2) s váhou jim příslušných statických vývažků ($m_1.R_1$), ($m_2.R_2$) leželo uvnitř plochy, vymezené kolmým průmětem obálky pohybujících se částí vyvažovaného stroje do vyvažovací roviny.

3. Multifunkční vyvažovací systém podle ^{nároku} ~~body~~ 1 a 2 ,

vyznačený tím,

že jeho pohon od centrálního hřídele (5) je proveden pomocí dvouřadého hnacího řetězového kola (4) a dvěma samostatnými jednořadými, axiálně přesazenými řetězovými okruhy se systémy hnaných řetězových kol (14).

4. Multifunkční vyvažovací systém podle ^{nároku} ~~body~~ 1, 2 nebo 3

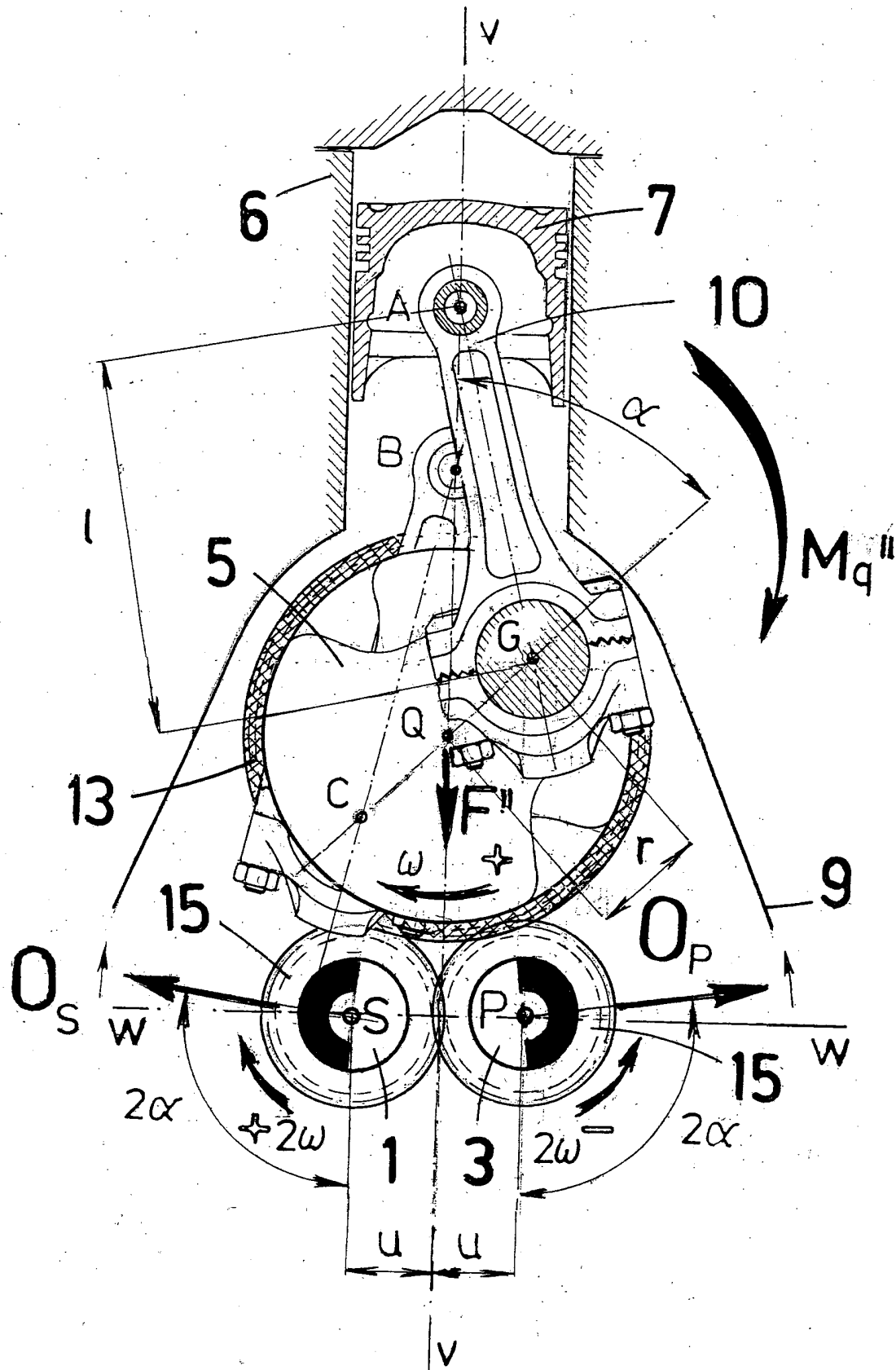
vyznačený tím,

že alespoň do jednoho okruhu jeho pohonného řetězového systému je zařazen náhon mazacího čerpadla (8) vyvažovaného stroje.

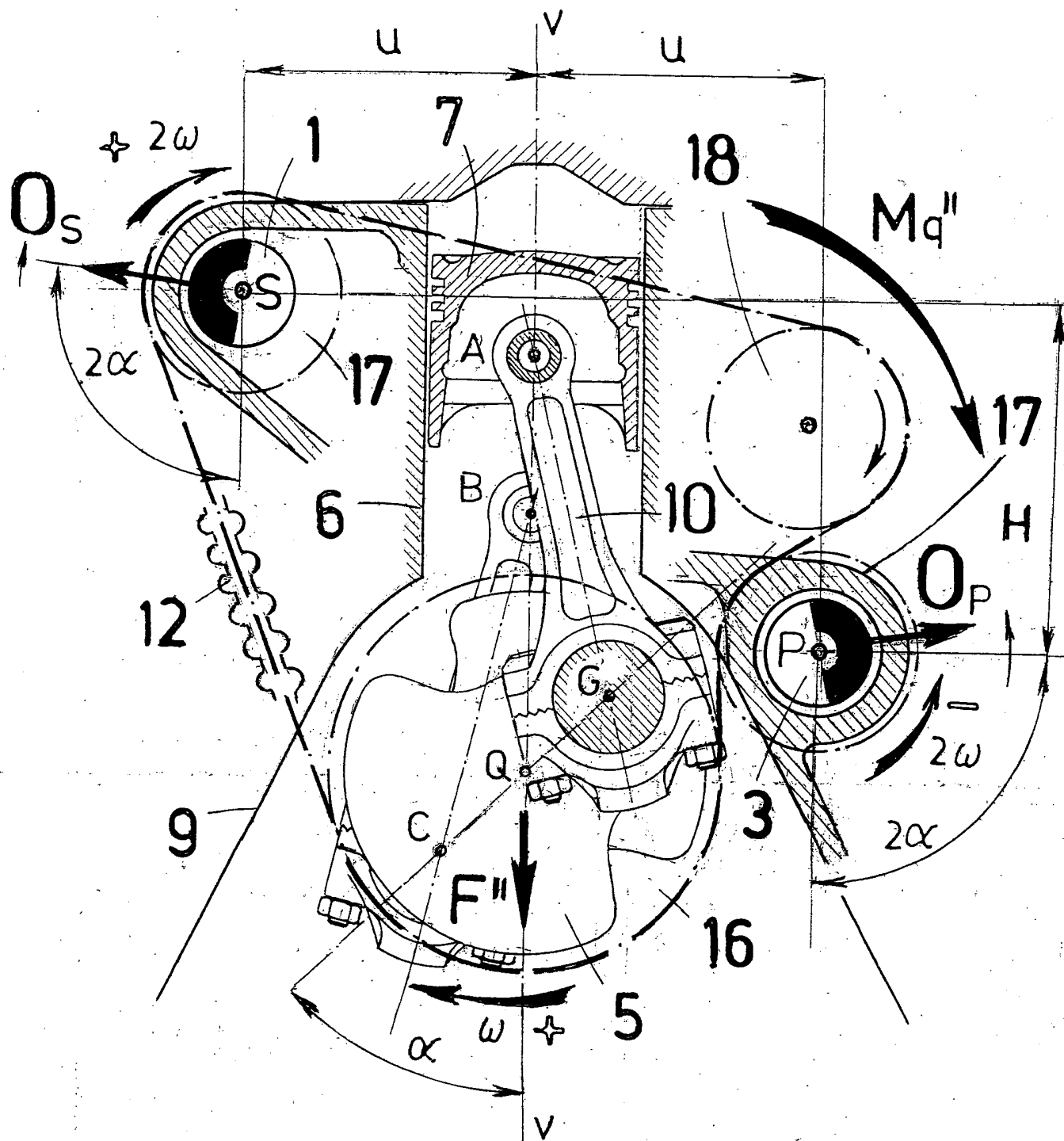
5. Multifunkční vyvažovací systém podle ^{nároku} ~~body~~ 1, 2 nebo 4

vyznačený tím,

že hnací jednořadé řetězové kolo (4) centrálního hřídele (5) přichází do záběru s vnitřní stranou každého článku jednořadého článkového řetězu (11) během jeho jednoho úplného oběhu na stejné místo vícekrát než jednou.



Obr.1



Obr. 2

3/7

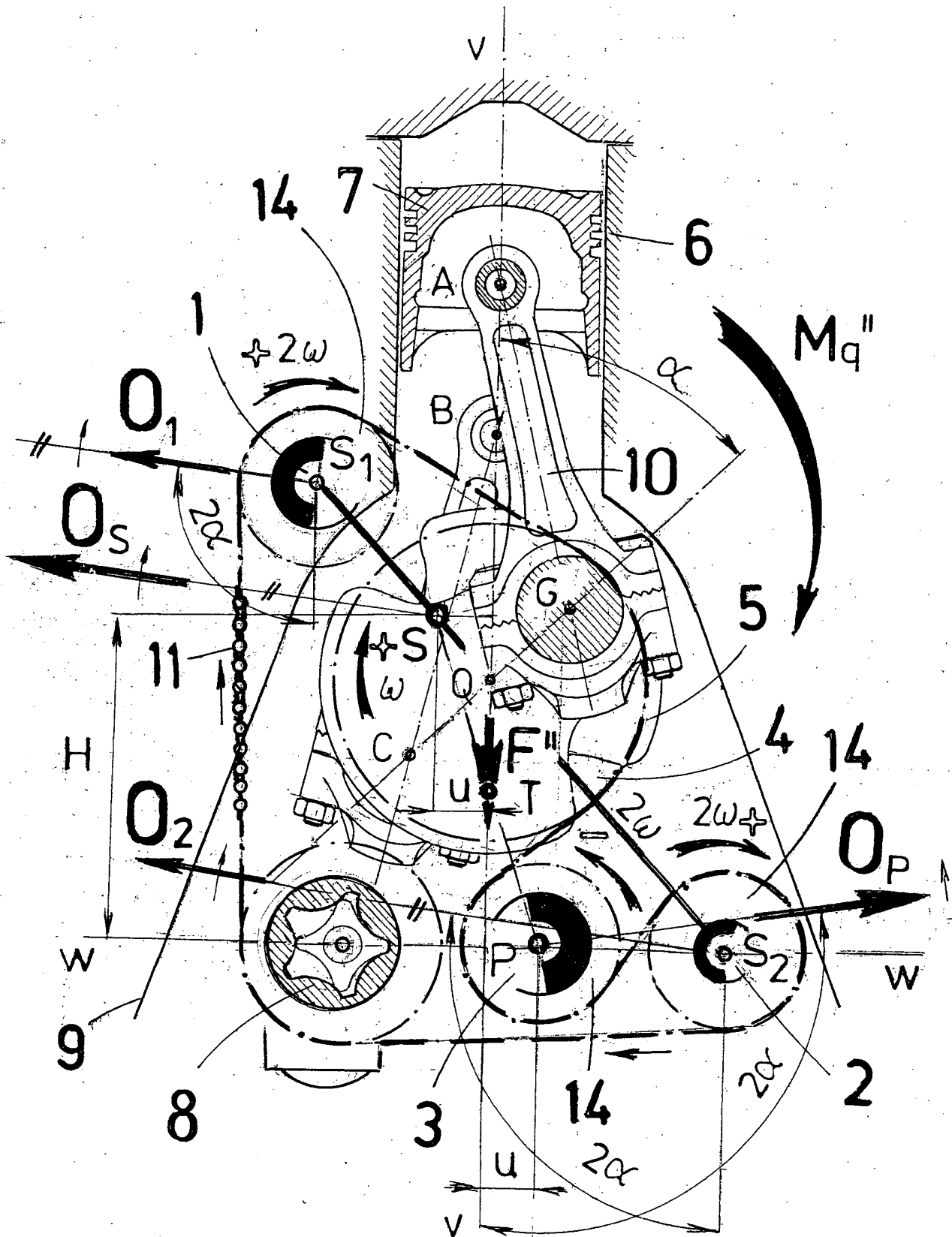
(continued)



TTSK

4/7

PI 2005-714



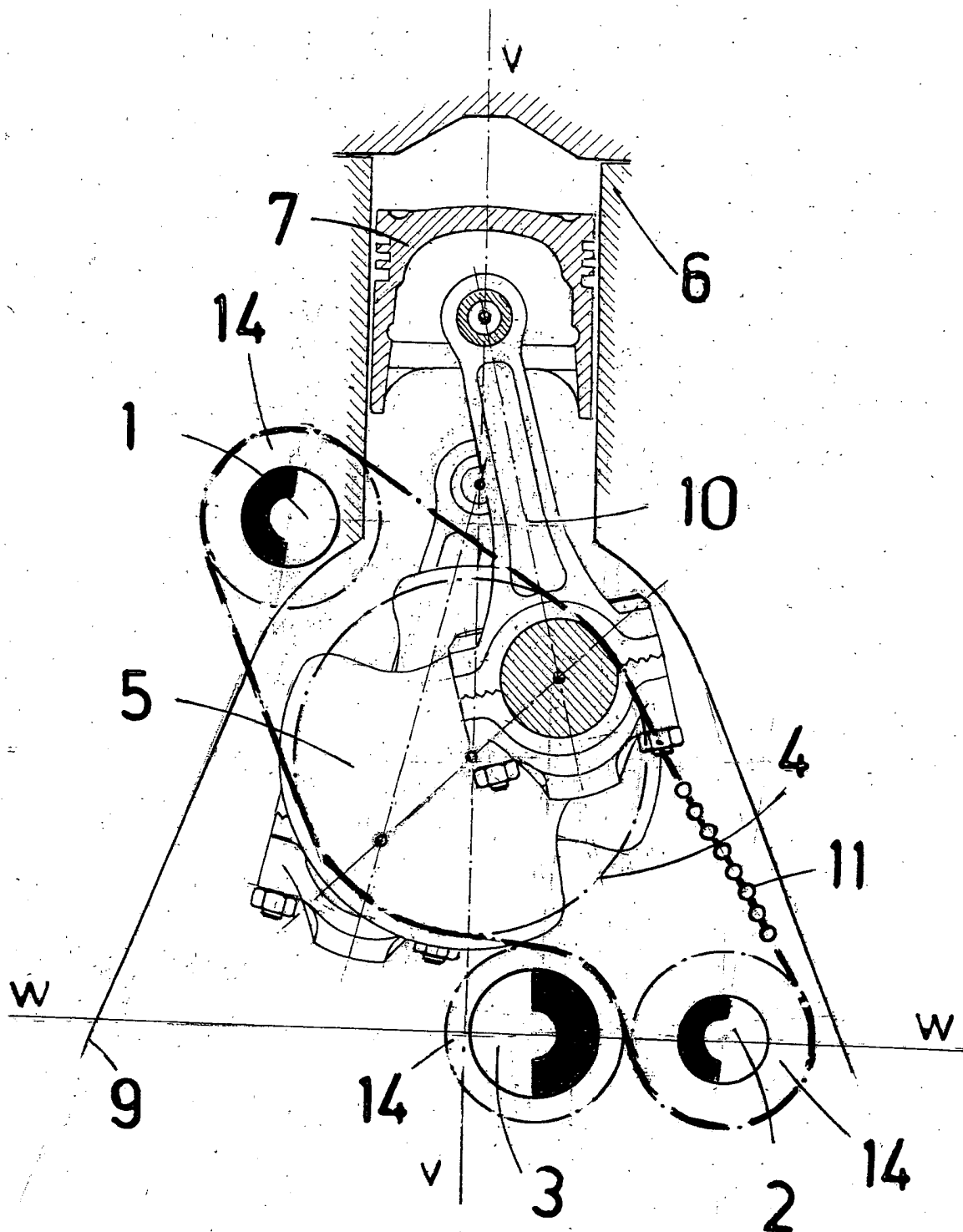
Обр. 4

77SK

5/7

PV 2005-414

20.08.00

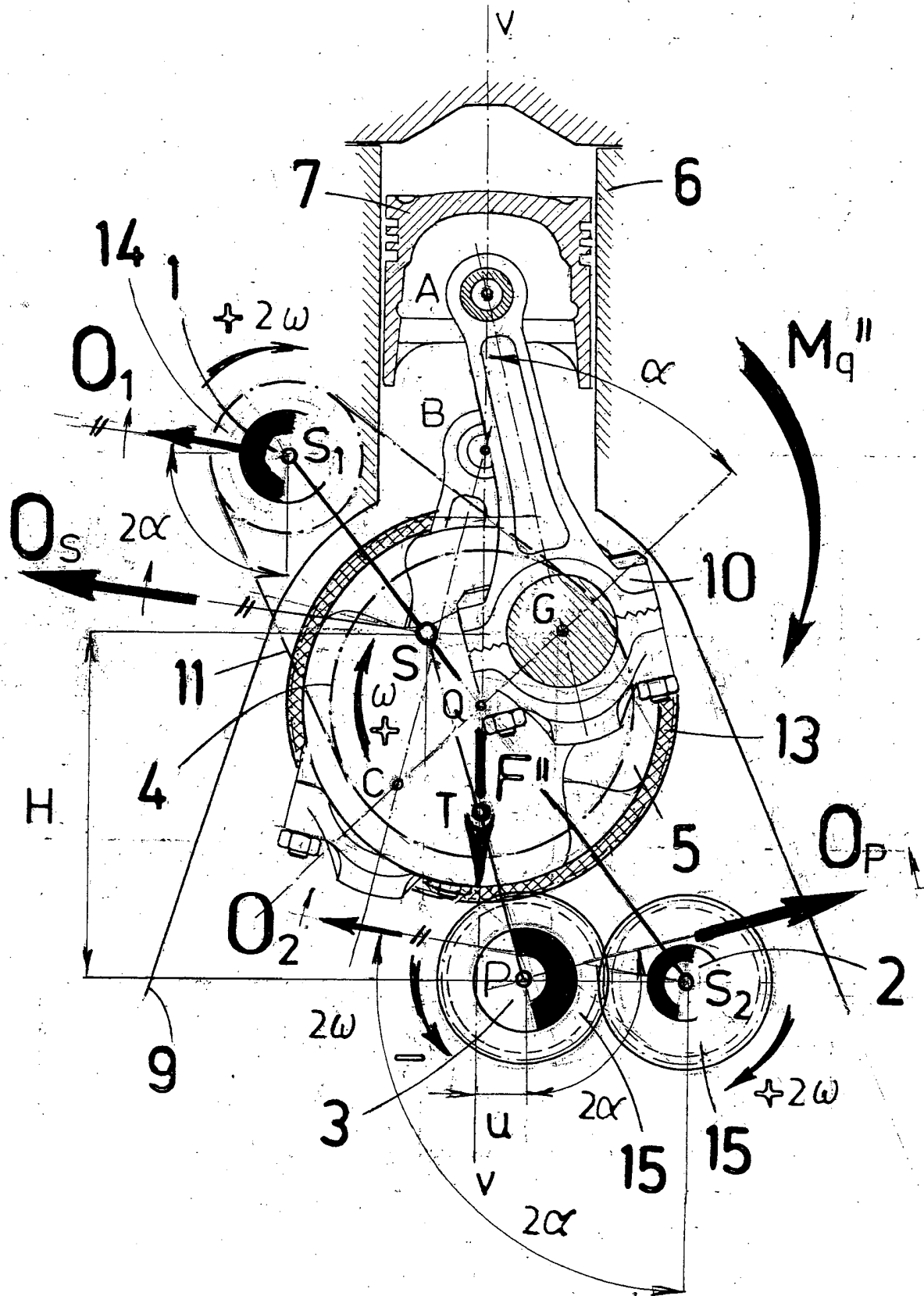


Obr.5

TNR

6/4

PV 2005-414

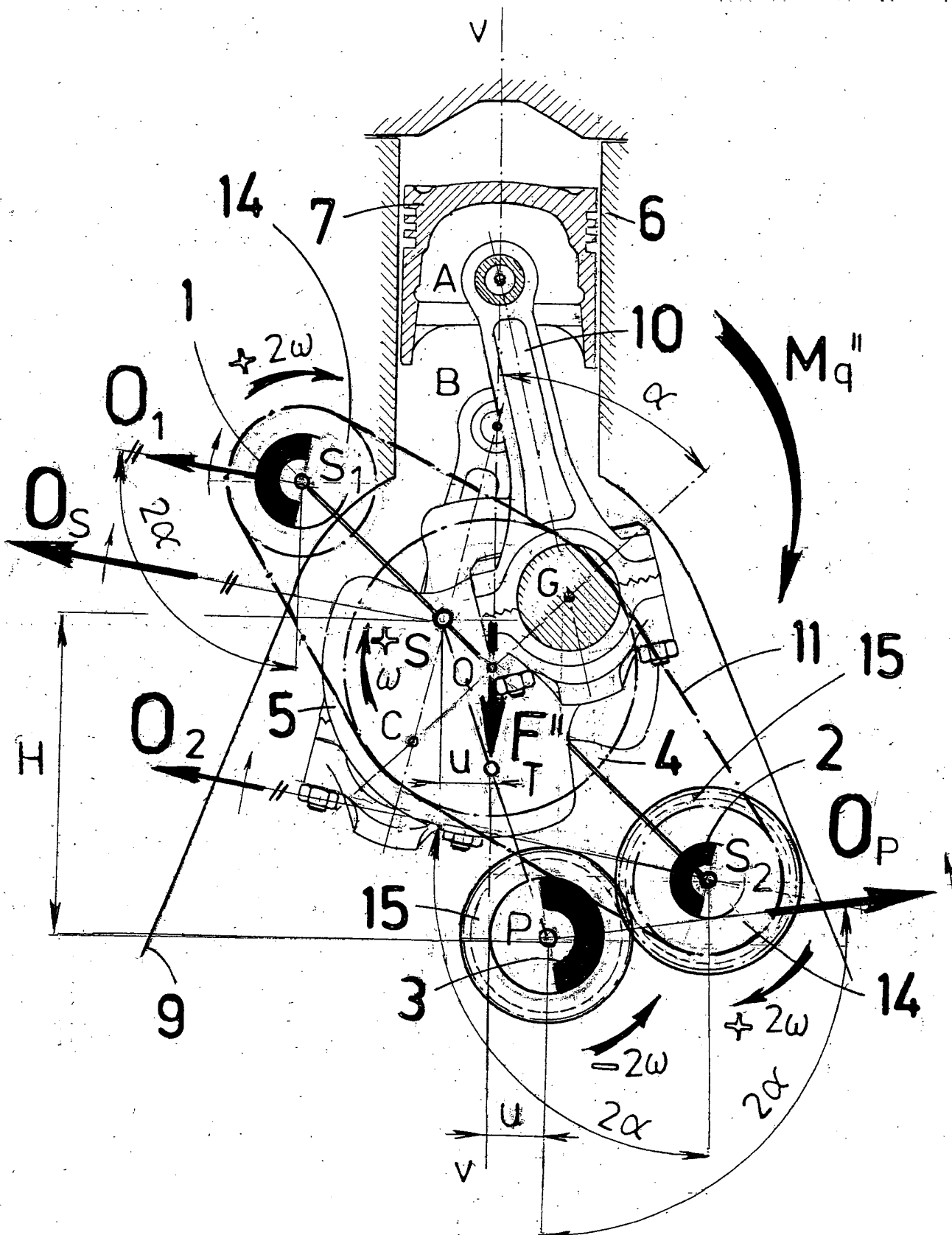


Obr. 6

TJK

7/7

FV 2005-414



Обр. 7