

SCIENTIFIC PAPERS  
OF THE UNIVERSITY OF PARDUBICE  
Series B  
The Jan Perner Transport Faculty  
5 (1999)

## ŘÍZENÍ DISTRIBUCE VÝKONU NA POHÁNĚNÁ KOLA VOZIDLA

Josef KOREIS<sup>1)</sup>, Gabriela KOREISOVÁ<sup>1)</sup>, Jan MAZÁNEK<sup>1)</sup>, Ivo ŠEFČÍK<sup>2)</sup>

<sup>1)</sup> Katedra provozní spolehlivosti, diagnostiky a mechaniky v dopravě

<sup>2)</sup> Katedra dopravních prostředků

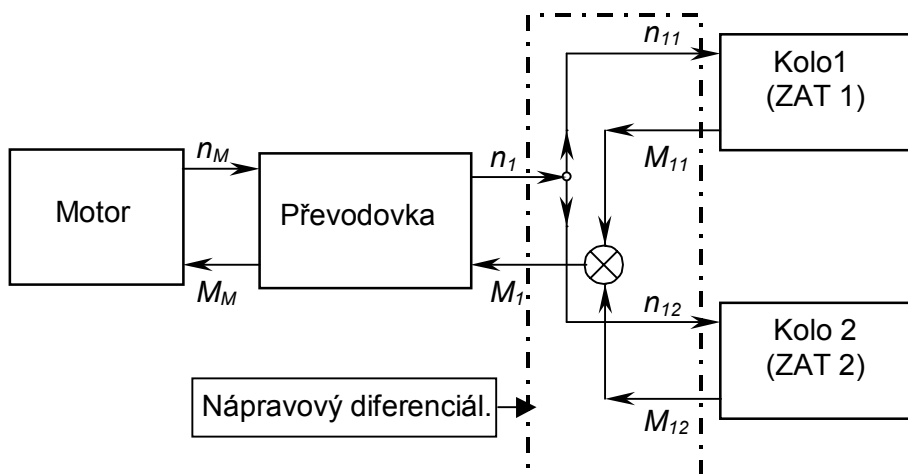
### Úvod

V motorovém vozidle se výkon přenáší od motoru, přes převodový systém, k poháněným kolům vozidla. Převodový systém obsahuje obecně přenosové prvky pro přenos a transformaci výkonu, a přenosové prvky pro přenos a distribuci výkonu. Distribucí výkonu se obecně rozumí rozdělování výkonu od jednoho zdroje k několika místům jeho spotřeby. U motorových vozidel s mechanickým převodovým systémem zabezpečují distribuci výkonu na jednotlivá poháněná kola nápravové a mezinápravové diferenciály. Řízením distribuce výkonu je možné výrazně zvýšit využitelnost okamžitých adhezních podmínek na jednotlivých poháněných kolech, pro tvorbu jízdního výkonu vozidla, a zvýšit průjezdnost vozidla terénem.

### 1. Distribuce výkonu a činnost diferenciálů

#### 1.1 Vozidlo s jednou poháněnou nápravou

U vozidla s pohonem jedné nápravy se výkon od spalovacího motoru přenáší na poháněnou nápravu a v nápravovém diferenciálu se rozděluje mezi obě poháněná kola nápravy. Způsob rozdělování, (distribuce), výkonu na poháněná kola nápravy je naznačen na obr.1.



**Obr.1** Distribuce výkonu na poháněná kola , realizovaná nápravovým diferenciálem

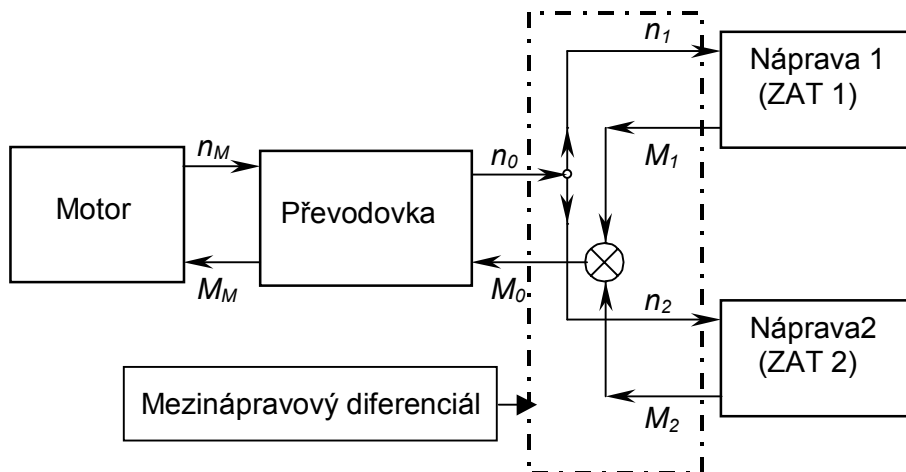
Při jízdě vozidla v přímém směru po upravené vozovce se stejnými adhezními podmínkami na obou kolech, jsou otáčky obou kol stejně velké a nápravový diferenciál není v činnosti. Distribuci výkonu na poháněná kola zabezpečuje stálý převod v rozvodovce. Pro otáčky kol platí  $n_{11} = n_{12} = i_S \cdot n_1$ , kde  $i_S$  je převodový poměr stálého převodu v rozvodovce nápravy. Pro momenty přenášené od kol přes převody na motor platí  $M_M = i_P \cdot M_1$ ,  $M_1 = i_S \cdot (M_{11} + M_{12})$ , kde  $i_P$  je převodový poměr všech převodů mezi motorem a stálým převodem v rozvodovce.

Směr přenosu výkonu je určen směrem působení kinetické výkonové veličiny, kterou je frekvence otáček  $\omega = 2\pi \cdot n$ . Nositel energie (výkonu) se obecně pohybuje ve směru klesajícího potenciálu. Potenciální výkonová veličina (moment  $M$ ) se přenáší protisměrně, od zátěže k motoru. V běžném provozu vozidla tvoří momenty na jednotlivých kolech okamžité jízdní odpory. Maximální hodnota momentu, kterou je kolo schopno přenést, je dán adhezními podmínkami na kole, a zatížením kola složkou tíže vozidla. Za předpokladu, že na obou kolech jsou stejné adhezní podmínky, (stejné koeficienty adheze  $\varphi$ ), jsou adhezní momenty úměrné složkám tíže vozidla, které přitlačují kolo k vozovce. Při zrychlování, nebo zpomalování vozidla se ke složkám tíže připočítávají a odpočítávají složky setrvačných sil. V běžném provozu vozidla přenáší obě kola nápravy stejně velký nenulový zatěžovací moment  $M_{Z1} = M_{11} = M_{12}$ , který je menší než adhezní, (maximální), a je určen okamžitými jízdními odpory vozidla.

## 1.2 Vozidlo s pohonem dvou náprav

Při provozu vozidla s pohonem obou náprav probíhá přenos a distribuce výkonu mezi obě nápravy podle schéma na obr.2.

Distribuci přenášeného výkonu mezi poháněné nápravy zabezpečuje mezinápravový diferenciál, který rozděluje vstupní otáčky  $n_0$  mezi obě nápravy a sečítá



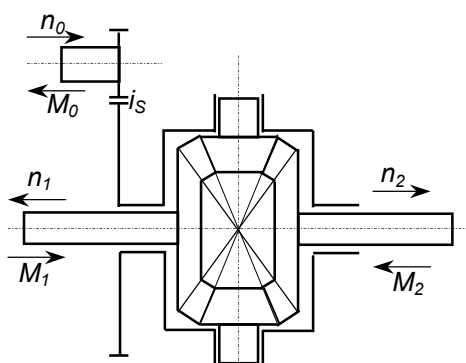
**Obr.2** Distribuce výkonu na nápravy, realizovaná mezinápravovým diferenciálem

zatěžovací momenty obou náprav. Podle obr.2. je  $M_0 = M_1 + M_2$ . Poslední vztah není přesný, protože schéma na obr.2 je zjednodušené a neobsahuje převodové poměry dané poloměry kol, ani převodové poměry stálých převodů v rozvodkách. Bez ohledu na hodnoty těchto převodových poměrů platí pro distribuci výkonu

$$M_0 \cdot \omega_0 = M_1 \cdot \omega_1 \cdot \frac{1}{\eta_{M1}} + M_2 \cdot \omega_2 \cdot \frac{1}{\eta_{M2}} \quad (1)$$

Vozidlo s pohonem obou náprav je vybaveno třemi diferenciály. Jeden nápravový má každá náprava a jeden mezinápravový, který je vložen mezi nápravy. Všechny tři diferenciály slouží pro vytvoření potřebné difference otáček mezi jednotlivými koly vozidla při průjezdu zatáčkou. Při jízdě vozidla v přímém směru, za ideálních podmínek, nejsou diferenciály v činnosti. Nápravové a mezinápravové diferenciály jsou stejného provedení.

## 2. Vlastnosti kuželového automobilového diferenciálu



**Obr.3.** Uspořádání kuželového diferenciálu

V automobilech nejčastěji používaný kuželový diferenciál je schematicky naznačen na obr.3. Diferenciál spolu se stálým převodem je zabudován ve skříni rozvodky. (Na obr.3 není naznačena). Stálý převod tvoří pastorek s počtem zubů  $z_p$ . a velké (talířové) kolo s počtem zubů  $z_k$ . V nápravových rozvodkách je soukolí stálého převodu kuželové. (globoidní). V mezinápravových diferenciálech navazuje pastorek stálého převodu rozvodky na sestupný převod hlavní převodovky a stálý převod je tvořen častěji čelními ozubenými koly, jak je na obr.3. naznačeno. Vstupní otáčky stálého

převodu  $n_0$  jsou od motoru, přes hlavní převodovku a sestupný převod, přivedeny na pastorek stálého převodu.

Velké kolo stálého převodu je pevně spojeno s klecí satelitů, (klecí diferenciálu), a má otáčky  $n_R = i_S \cdot n_0$ .

Převodový poměr stálého převodu je:

$$i_S = \frac{n_R}{n_0} = \frac{Z_P}{Z_K} < 1, \quad (i_S = 1:3 \text{ až } 1:6) \quad (2)$$

V kleci diferenciálu (unašeči satelitů) jsou kuželové satelity uloženy volně otočně na čepech, které přenášejí na klec moment  $M_R$ , na středním poloměru  $R$ . (Na rameni unašeče  $R$ ). Několik stejně velkých kuželových satelitů je ve stálém záběru s kuželovými planetami, které mají obecně různé otáčky  $n_1$  a  $n_2$ . U mezinápravového diferenciálu jsou planety připojeny ke spojovacím hřídelím, které vedou k poháněným nápravám.  $M_1$  a  $n_1$  nechť jsou výkonové parametry (moment a otáčky) přední nápravy,  $M_2$  a  $n_2$  výkonové parametry zadní nápravy. Pro kuželový diferenciál podle obr.3 platí základní kinematická rovnice ve tvaru:

$$n_R = \frac{1}{2}(n_1 + n_2) \quad (3)$$

Pro rovnováhu teoretických výkonů (při  $\eta_M = 1$ ) platí:

$$M_{0T} \cdot \omega_0 = M_{RT} \cdot \omega_R = M_1 \cdot \omega_1 + M_2 \cdot \omega_2 \quad (4)$$

Protože je  $\omega = 2\pi \cdot n$ , plyne z rovnic (3) a (4):

$$n_R = \frac{1}{2}(n_1 + n_2) = \frac{M_1}{M_{RT}} n_1 + \frac{M_2}{M_{RT}} n_2 \quad (5)$$

Porovnáním pravých stran rovnice (5) se určí:

$$\frac{M_1}{M_{RT}} = \frac{M_2}{M_{RT}} = \frac{1}{2} \quad \text{poměry momentů jsou konstantní.} \quad (6)$$

$$M_1 = M_2 = \frac{1}{2} M_{RT}, \quad \text{momenty na planetách jsou stejně velké.} \quad (7)$$

$$M_1 + M_2 = M_{RT} \quad \text{momenty se sčítávají na unašeči.} \quad (8)$$

Při libovolných hodnotách otáček  $n_1$ ,  $n_2$ ,  $n_R$ , vázaných kinematickou rovnicí (3) jsou stále na obou planetách stejné momenty  $M_1 = M_2$ .

Hodnoty momentů  $M_1$  a  $M_2$  na planetách mezinápravového diferenciálu jsou momenty poháněných náprav, přivedené od poháněných kol přes stálý převod rozvodovky v nápravě. Jejich okamžitá hodnota je určena překonávanými jízdními

odpory a jejich maximální hodnota je určena adhezními podmínkami na jednotlivých nápravách.

Přední náprava je schopna přenášet adhezní moment

$$M_{1A} = F_{1A} \cdot r_{1K} = G_1 \varphi_1 r_{1K}$$

a zadní náprava je schopna přenášet adhezní moment

$$M_{2A} = F_{2A} = G_2 \varphi_2 r_{2K},$$

kde je označeno:

$r_{1K}, r_{2K}$ .....	odvalovací poloměr kola
$G_1, G_2$ .....	složka tíže vozidla nad nápravou
$\varphi_1, \varphi_2$ .....	koeficient adheze ve styku kol nápravy s podložkou
$F_{1A}, F_{2A}$ .....	adhezní síly
$M_{1A}, M_{2A}$ .....	adhezní momenty

Adhezní moment může být nulový, když je nulová složka tíže  $G_i$  přitlačující kola nápravy na podložku, nebo když je nulový koeficient adheze  $\varphi_i$ . Téměř nulový koeficient adheze mají pneumatiky bez dezénu na zledovatělé vozovce. Nulová přitlačná síla na jedné nápravě může vzniknout při uvíznutí vozidla v terénu, opřením rámu (břicha) vozidla o terénní překážku, kdy kola jedné nápravy ztratí styk s podložkou. Při průjezdu zatáčkou velkou rychlostí, mohou ztratit styk s vozovkou kola vozidla na vnitřní straně zatáčky.

Jestliže jedna náprava má nulové adhezní podmínky, (např.  $G_i=0$ , nebo  $\varphi_i = 0$ .), je nulový adhezní moment  $M_{1A}$  a nulový je i moment  $M_i$  na příslušné planetě. Protože je za každých okolností  $M_1=M_2$ , je nulový i moment také na druhé planetě, i když s ní spojená náprava má dobré adhezní podmínky. Kola nápravy s nulovými adhezními podmínkami se roztočí na dvojnásobné otáčky  $n_1=2n_R$ , a kola nápravy s lepšími adhezními podmínkami zůstanou stát. Vozidlo stojí a není schopno samovyproštění. Aby tento stav nenastal, musí být vozidlo s pohonem obou náprav vybaveno nějakým systémem blokování činnosti mezinápravového diferenciálu, nebo systémem automatického řízení distribuce výkonu na jednotlivá poháněná kola.

Pokud budou na obou nápravách dobré adhezní podmínky, nepřekročitelné okamžitými jízdními odpory, neměl by být v činnosti žádný systém blokování mezinápravového ani nápravového diferenciálu.

Adhezní síly a jim odpovídající adhezní momenty jsou maximální zatěžovací síly a jim odpovídající maximální momenty, které jsou kola vozidla schopna přenést. Skutečné zatěžovací síly jsou tvořeny součtem jízdních odporů vozidla  $\Sigma W = F_z$ , které jsou při běžném provozu výrazně menší, než okamžité adhezní síly na kolech. Teprve při

extrémních provozních podmínkách, při jízdě do prudkého svahu neúnosným terénem, mohou narůstající zatěžovací síly dosáhnout hodnoty adhezních sil. V okamžiku, kdy je  $F_{Zi} = F_{Ai} = G_i \cdot \varphi_i$  začnou kola prokluzovat a vozidlo se zastaví. Při přenosu výkonu neřízeným mechanickým převodem a nevhodné volbě převodového poměru, (ponecháním zařazeného vyššího převodového stupně), může na prudkém svahu dojít k zastavení vozidla také přetížením, (zadušením), spalovacího motoru. Při přenosu výkonu převodovým systémem obsahujícím hydrodynamický měnič se přetížené vozidlo zastaví tím, že se zastaví turbína hydrodynamického měniče. Při přenosu výkonu řízeným převodem, (hydrostatickým, nebo třecím), který spojitě mění převodový poměr, dojde k zastavení přetíženého vozidla tím, že řídicí systém nastaví nulový převodový poměr.

### 3. Vynucené diference otáček v zatáčce.

Při jízdě vozidla zatáčkou má každé kolo vozidla jiný okamžitý poloměr zatáčení, kterému odpovídají na každém kole jiné otáčky, pokud se má kolo odvalovat bez prokluzování.

Při **přímé jízdě** mají všechny body vozidla stejně velkou (translační) rychlost jízdy  $v_P$  a všechna stejně velká kola (se stejným dynamickým poloměrem  $r_d$ ) mají stejné otáčky, totožné s otáčkami klece nápravových diferenciálů.

$$r_K = r_{11} = r_{12} = r_{21} = r_{22}, \quad n_{11} = n_{12} = n_{21} = n_{22} = n_{R1} = n_{R2} = n_K \quad (9)$$

Rychlost jízdy vozidla je totožná s obvodovou rychlostí kol:  $v_P = v_K = r_K \cdot \omega_K = r_K \cdot 2\pi \cdot n_K$ .

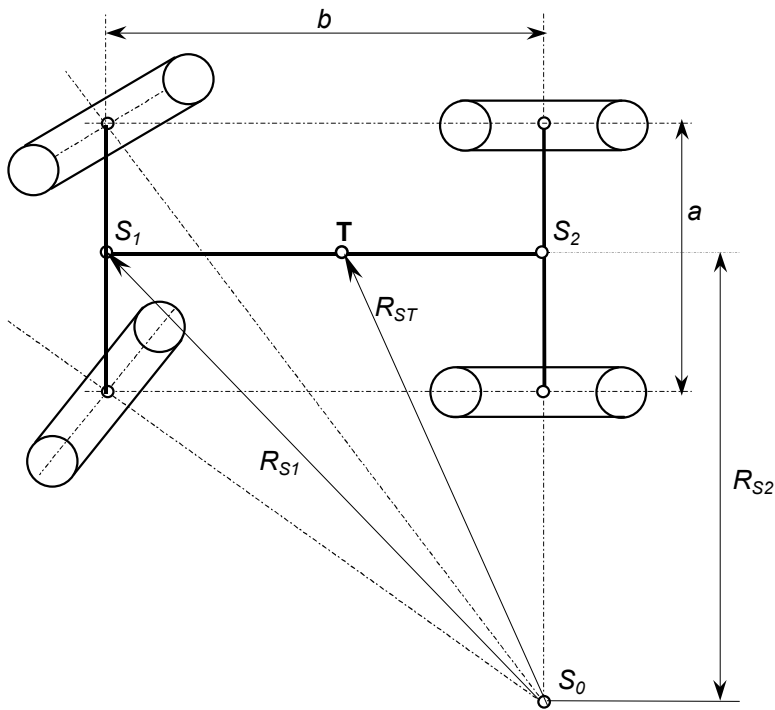
Při stejných poloměrech všech kol jsou převodové poměry stálých převodů v obou rozvodkách náprav stejné ( $i_{S1} = i_{S2} = i_{SN}$ ).

Potom jsou stejné i otáčky spojovacích hřídelí a pro otáčky planet mezinápravového diferenciálu platí:

$$n_1 = \frac{n_{R1}}{i_{SN}}, \quad n_2 = \frac{n_{R2}}{i_{SN}}, \quad n_1 = n_2 = n_R \quad (10)$$

Rychlost jízdy v přímém směru lze vyjádřit pomocí otáček klece mezinápravového diferenciálu:

$$v_P = 2\pi \left( \frac{r_K}{i_{SN}} \right) n_R \quad (11)$$



**Obr.4** Teoretické poměry při jízdě vozidla zatáčkou

V **zatáčce** se kola vozidla teoreticky odvalují bez prokluzu, ve směru kolmém na osu rotace kola. Mechanismus řízení pření nápravy zabezpečuje takové natočení kol pření nápravy, aby se jejich prodloužené osy rotace protly v bodě  $S_0$  na prodloužené ose zadní nápravy. Bod  $S_0$  je okamžitým (teoretickým) středem zatáčení vozidla.

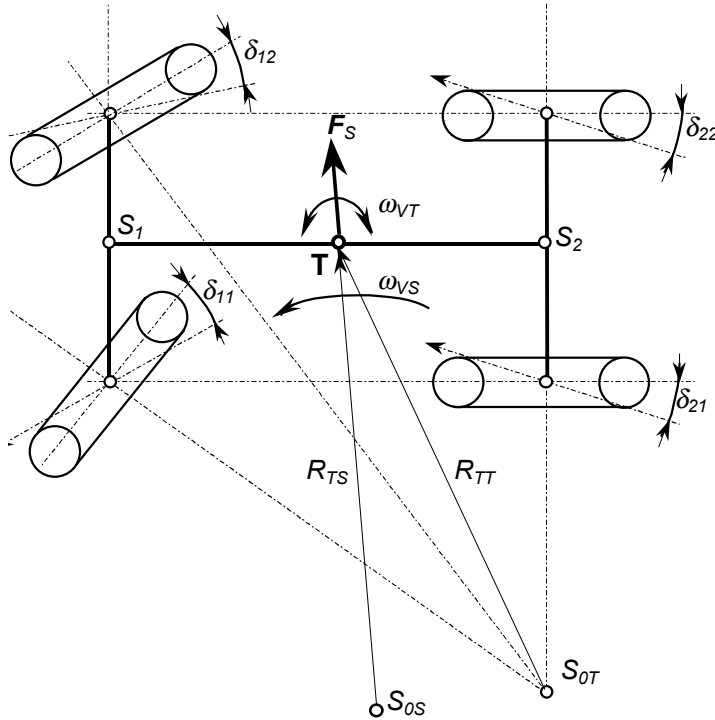
Skutečné poměry při jízdě zatáčkou jsou podstatně složitější. I u vozidla s poháněnou jen zadní nápravou neleží skutečný spřed zatáčení vozidla  $S_{0S}$  v prodloužené ose zadní nápravy. V těžišti vozidla působí odstředivá síla  $F_S$ , která se rozloží na čtyři složky, přenášené koly vozidla na vozovku. Složka kolem přenášené odstředivé síly způsobí deformaci pneumatiky a také nesymetrickou deformaci plochy stopy ve styku kola s vozovkou. Tím vzniknou směrové odchylky  $\delta$  ve stopě, a kolo se neovaluje ve směru kolmém na osu rotace, ale ve směru směrové odchylky. Velikost směrových odchylek je úměrná složce přenášené setrvačné síly, složce tíže vozidla přitlačující kolo na vozovku, příčné tuhosti pneumatik, a je závislá na okamžitých adhezních podmínkách. Vozidlo potom zatáčí na skutečném okamžitém poloměru zatáčky  $R_{TS}$  a jeho těžiště rotuje úhlovou rychlostí  $\omega_{VS}$  okolo okamžitého středu zatáčení  $S_{0S}$ , jak je naznačeno na obr.5.

Současně vlivem existujících směrových odchylek vzniká rotace vozidla okolo jeho těžiště úhlovou rychlostí  $\omega_{VT}$ .

Vozidlo se chová neutrálně, když rotace  $\omega_{VT}$  okolo těžiště je nulová, a skutečný poloměr zatáčení  $R_{TS}$  je totožný s teoretickým. ( $R_{TS} = R_{TT}$ ).

Vozidlo je přetáčivé, když směr rotace vozidla okolo těžiště je souhlasný se směrem rotace těžiště vozidla okolo okamžitého středu zatáčení. V takovém případě je vždy skutečný poloměr zatáčení menší, jako teoretický. ( $R_{TS} < R_{TT}$ ).

Vozidlo je nedotáčivé, když směr rotace vozidla okolo těžiště je opačný jako směr rotace těžiště vozidla okolo okamžitého středu zatáčení. V takovém případě je vždy skutečný poloměr zatáčení větší, jako teoretický. ( $R_{TS} > R_{TT}$ ).



**Obr. 5** Naznačení skutečných poměrů při jízdě zatáčkou

Hnací síla přenášená poháněnými koly zadní nápravy zvyšuje přetáčivost vozidla.

Hnací síla tvořená poháněnými koly přední nápravy zvyšuje nedotáčivost vozidla.

Jedním z cílů řízení distribuce výkonu na poháněná kola vozidla je také zabezpečení neutrálního chování vozidla při jízdě zatáčkou.

Následující určení diferencí otáček je odvozeno z teoretických poměrů na obr.4. Vozidlo se jako jeden celek otáčí okolo okamžitého středu otáčení  $S_0$  okamžitou úhlovou rychlostí  $\omega_v$ , pro všechny body vozidla stejně velkou.

Při jízdě vozidla zatáčkou má střed přední nápravy okamžitou rychlost:

$$v_{S1} = R_{S1} \cdot \omega_v = 2\pi \left( \frac{r_K}{i_{SN}} \right) (n_R + \Delta n) \quad (12)$$



a střed zadní nápravy má okamžitou rychlost:

$$v_{S2} = R_{S2} \cdot \omega_v = 2\pi \left( \frac{r_K}{i_{SN}} \right) (n_R - \Delta n) \quad (13)$$

Jejich rozdíl je:

$$v_{S1} - v_{S2} = \omega_v (R_{S1} - R_{S2}) = 2\pi \left( \frac{r_K}{i_{SN}} \right) 2\Delta n, \quad (14)$$

kde  $\Delta n$  je diference otáček planet mezinápravového diferenciálu.

Pro otáčky planet mezinápravového diferenciálu v zatáčce platí

$$n_1 = n_R + \Delta n, \quad n_2 = n_R - \Delta n \quad (15)$$

a jejich diference je:

$$\Delta n = \frac{1}{2} (n_1 - n_2) = \frac{\omega_v \cdot (R_{S1} - R_{S2}) \cdot i_{SN}}{4\pi \cdot r_K} \quad (16)$$

Protože v zatáčce má každý bod vozidla jinou okamžitou rychlost, má vozidlo jako celek nějakou střední rychlost průjezdu zatáčkou, kterou lze zjednodušeně určit ze vztahu:

$$v_S = \frac{1}{2} (v_{S1} + v_{S2}) = \frac{1}{2} \omega_v (R_{S1} + R_{S2}) \quad (17)$$

Za předpokladu, že střední rychlost vozidla v zatáčce bude stejná, jako jeho rychlost v přímém směru před najetím do zatáčky, bude platit:

$$v_S = v_P = \frac{1}{2} \omega_v (R_{S1} + R_{S2}) = 2\pi \cdot r_K \cdot i_{SN} \cdot n_R \quad (18)$$

To znamená, že otáčky klece mezinápravového diferenciálu  $n_R$  (a otáčky motoru) budou v zatáčce stejně velké jako při jízdě v přímém směru. Ze vztahu (18) plyne pro úhlovou rychlost natáčení vozidla:

$$\omega_v = \frac{4\pi \cdot r_K \cdot n_R}{(R_{S1} + R_{S2}) \cdot i_{SN}} \quad (19)$$

Po dosazení (19) do (16) se určí pro diference otáček planet mezinápravového diferenciálu vztah:

$$\Delta n = \frac{1}{2} (n_1 - n_2) = n_R \frac{R_{S1} - R_{S2}}{R_{S1} + R_{S2}} \quad (20)$$

Z geometrie na obr. 5 plyne:

$$b^2 = R_{S1}^2 - R_{S2}^2 = (R_{S1} - R_{S2}) (R_{S1} + R_{S2}) \quad (21)$$

Potom vztah (20) přejde do tvaru:

$$\Delta n = n_R \frac{b^2}{(R_{S1} + R_{S2})^2} \quad (22)$$

Střední rychlost jízdy vozidla zatáčkou bude mít nějaký bod vozidla, (ve skutečnosti těžiště vozidla podle obr.5), otáčející se okolo okamžitého středu otáčení  $S_0$  na středním poloměru zatáčky:

$$R_{ZS} = \frac{1}{2}(R_{S1} + R_{S2}) \quad (23)$$

Pro difference otáček planet mezinápravového diferenciálu potom platí:

$$\Delta n = n_R \left( \frac{b}{2R_{ZS}} \right)^2 \quad (24)$$

kde

$b$  ..... rozvor náprav  
 $n_R$  ..... otáčky klece mezinápravového diferenciálu  
 $R_{ZS}$  ..... střední poloměr zatáčky

Podobný vztah se používá pro difference otáček planet nápravového diferenciálu vozidla s poháněnou zadní nápravou ve tvaru:

$$\Delta n_2 = n_{R2} \frac{a}{2R_{S2}} \quad (25)$$

kde:

$a$  ..... rozchod nápravy  
 $R_{S2}$  ..... poloměr zatáčení středu zadní nápravy  
 $n_{R2}$  ..... otáčky klece nápravového diferenciálu zadní nápravy.

Při minimálním poloměru zatáčky nepřesahují vynucené difference otáček planet nápravového diferenciálu hodnotu  $\Delta n_{2max} = 0,05n_R$ . Difference otáček planet mezinápravového diferenciálu jsou ještě menší. Větší difference otáček jako  $\Delta n_{2max} \cong 0,05n_R$  mohou vznikat (i při přímé jízdě) jen tehdy, když kolo s nejhoršími adhezními podmínkami začne prokluzovat právě proto, že jsou v činnosti diferenciály (nápravové i mezinápravový). Při nulových adhezních podmínkách na jednom kole, např. přední nápravy, bude platit:

na nápravovém diferenciálu:  $n_{11}=0, n_{12}=2n_{R1}=2i_{SN} \cdot n_1,$

na mezinápravovém diferenciálu :  $n_1=2n_R, n_2=0.$

U vozidla s pohonem obou náprav má kolo s nulovými adhezními podmínkami (při ztrátě styku s podložkou) otáčky  $n_{12}=4i_{SN} \cdot n_R$  a ostatní tři kola s lepšími adhezními podmínkami mají nulové otáčky a přenášejí teoreticky nulové momenty. Vozidlo bez

blokování činnosti diferenciálů není schopno samo překonat kritické adhezní podmínky. Pokud prokluzuje jen jedno kolo nápravy, stačí zablokovat příslušný nápravový diferenciál. Jestliže prokluzují obě kola (jedné nápravy), je nutné zablokovat mezinápravový diferenciál. Řízením blokování jednotlivých diferenciálů vozidla lze realizovat řízení distribuce výkonu na poháněná kola vozidla.

#### 4. Možnosti blokování diferenciálu

Diferenciál je možné zablokovat úplně (zubovou blokovací spojkou) nebo částečně (třecí spojkou, nebo třecí brzdou). Ovládání blokování diferenciálu může být ruční, nebo automatické. V ideálním případě nesmí být žádný diferenciál zablokován při jízdě vozidla zatáčkou a všechny tři diferenciály vozidla s pohonem obou náprav by měly být úplně zablokovány při překonávání úseků se zhoršenými adhezními podmínkami jízdou v přímém směru. Systémů blokování (uzávěrky) diferenciálu je velké množství. Uvedeny jsou jen některé možnosti.

##### 4.1 Úplné zablokování diferenciálu

Pro totální zablokování diferenciálu se používá jednoduchá zubová spojka, vložená buď mezi planety diferenciálu, nebo mezi jednu planetu a klec diferenciálu. Při rozpojené spojce je diferenciál v činnosti. Při sepnuté spojce je diferenciál zablokován a otáčky obou planet jsou stejné jako otáčky klece:  $n_1 = n_2 = n_R$ .

Pro distribuci momentů  $i$  u zablokováného diferenciálu platí  $M_R = M_1 + M_2$ , ale neplatí  $M_1 = M_2$ . Momenty  $M_1$  a  $M_2$  jsou dány okamžitými jízdními odpory na nápravách a jejich maximální hodnota je dána adhezními podmínkami na kolech náprav. Využití okamžitých adhezních podmínek pro tvorbu jízdního výkonu je maximální.

Při ručním ovládním uzávěrky diferenciálu musí řidič držet ovládací prvek (tlačítko, nebo páku) v blokovací poloze po celou dobu, kdy má být diferenciál blokován. Jakmile řidič ovládací prvek nedrží, vrátí ho vratná pružina do polohy, kdy je diferenciál nezablokovaný. Tím je zabezpečeno, že řidič nezapomene odblokovat diferenciál po překonání kritického úseku a vozidlo nebude provozováno se zablokováným diferenciálem při jízdě zatáčkou na úseku s dobrými adhezními podmínkami. Nevhodnou vlastností tohoto opatření je, že při překonávání kritického úseku má řidič k dispozici jen jednu ruku na ovládním všech ostatních ovládacích prvků vozidla.

Tento nedostatek lze odstranit automatickým ovládním uzávěrky diferenciálu, které však naráží na řadu úskalí. Je poměrně jednoduché diferenciál zablokovat sepnutím spojky, když diference otáček planet přestoupí zvolenou hodnotu. (S rezervou např. při,  $\Delta n = 15\%n_R$  kdy rozdíl otáček planet bude  $n_1 - n_2 = 2\Delta n = 30\%n_R$ ). Nesmí se to však uskutečnit v zatáčce, protože v okamžiku zablokování diferenciálu klesne diference  $\Delta n$  skokem na nulovou hodnotu a otáčky planet se skokem vyrovnají ( $n_1 = n_2 = n_R$ ). Taková skoková změna při jízdě zatáčkou může být příčinou havárie vozidla. Soutěžní vozidla s pohonem obou náprav někdy projíždí zatáčkou takovou rychlostí, že obě vnitřní kola

ztrácí kontakt s vozovkou a  $\Delta n_N = 100\% n_R$ . Skutečnost, že při zablokovaném diferenciálu je diference otáček nulová ( $\Delta n = 0$ ,  $n_1 = n_2 = n_R$ ) znemožňuje využít informací o změnách  $\Delta n$  pro rozpojení spojky, a odblokování diferenciálu, po překonání kritického úseku. K odblokování diferenciálu je nutno využít jinou informaci (měřit jinou veličinu, např. všechny přenášené momenty) nebo diferenciál blokovat jen na určitou dobu  $\Delta t$ , závislou na rychlosti jízdy vozidla (nepřímě úměrně). Je zřejmé, že automatické blokování diferenciálu i při použití jednoduché zubové blokovací spojky vyžaduje složitý ovládací systém, vyhodnocující velké množství informací. To je úkol pro palubní řídicí počítač.

Při automatickém blokování diferenciálu jednoduchou zubovou spojkou jsou provozně nebezpečné skokové změny diference otáček  $\Delta n$ . Proto se u starších terénních vozidel používalo výhradně ruční ovládání totálního zablokování diferenciálu a u moderních vozidel se používají automaticky pracující systémy s částečným blokováním diferenciálu. Vozidlo uvízne proto, že na jednom kole jsou nulové adhezní podmínky a nulový přenášený moment je při nezablokovaných diferenciálech na všech kolech. Pro samovyproštění vozidla stačí kolo s nulovými adhezními podmínkami přibrzdit momentem  $M_S$ , který se přenesou na kola s dobrými adhezními podmínkami.

#### 4.2 Částečné zablokování diferenciálu snížením jeho vnitřní účinnosti

Vnitřní účinnost nápravového diferenciálu lze určit následujícím způsobem. Náprava se zvedne do výšky, při které kola ztratí styk s podložkou. V hlavní převodovce se zařadí nejnižší převodový stupeň. Tím je klec diferenciálu zabrzděna rozběhovým momentem stojícího motoru, vynásobeným převodovým poměrem zařazeného převodového stupně a stálých převodů. Když se při stojící kleci diferenciálu ( $n_R=0$ ) k jednomu kolu připojí zdroj výkonu s otáčkami  $n_1$ , bude se druhé kolo nápravy otáčet otáčkami  $n_2$  stejné velikosti a opačného smyslu ( $n_2 = -n_1$ ). Otáčky satelitů vzhledem k nehybné kleci budou maximální. (Při jízdě v přímém směru jsou otáčky satelitů nulové). Diference otáček obou kol (planet) při  $n_R = 0$  bude  $\Delta n = 0,5 \cdot (n_2 - n_1) = n_2 = -n_1$ .

Na otáčení obou kol musí zdroj výkonu vytvořit výkon  $\omega_1 \cdot \sum \Delta M_1 = 2\pi \cdot n_1 \cdot \sum \Delta M_1$ . Za předpokladu, že druhé kolo se otáčí volně otáčkami  $n_2$  při  $M_2=0$ , pak celý výkon zdroje  $\omega_1 \cdot \sum \Delta M_1$  představuje součet vnitřních výkonových ztrát diferenciálu při  $n_R=0$  a  $\Delta n = n_1$ .

Když se k dosud volně otáčejícímu kolu připojí brzda, která vytvoří brzdný, (zatěžovací), moment  $M_2$ , musí zdroj výkonu vytvořit vstupní výkon:

$$M_1 \omega_1 = (M_{1T} + \sum \Delta M_1) \omega_1 = M_2 \omega_2 \frac{1}{\eta_{M1}} \quad (26)$$

Kdyby vnitřní momentové ztráty diferenciálu byly nulové ( $\sum \Delta M_1 = 0$ ), byl by teoretický moment na vstupu stejný jako skutečný (brzdou vytvořený) zatěžovací moment na výstupu. Při  $\sum \Delta M_1 = 0$  je  $\eta_{M1} = 1$ ,  $M_{1T} = M_2$ .

Při existenci nenulových vnitřních ztrátových momentů je potřebný vstupní moment

$$M_1 = M_{1T} + \sum \Delta M_1 = M_{1T} \frac{1}{\eta_{M1}} = M_2 \frac{1}{\eta_{M1}} \quad (27)$$

Vnitřní účinnost diferenciálu potom je:

$$\eta_{M1} = \frac{M_2}{M_1} = \frac{M_{1T}}{M_1} = \frac{M_{1T}}{M_{1T} + \sum \Delta M_1} = \frac{M_2}{M_2 + \sum \Delta M_1} \quad (28)$$

Přirozené vnitřní ztrátové momenty diferenciálu jsou závislé na diferencii otáček planet:

$$\sum \Delta M_1 = f(\Delta n) \quad (29)$$

Při běžném provozu vozidla se kola odvalují bez prokluzu, a při přímé jízdě je  $\Delta n = 0$  a tím i  $\sum \Delta M_1 = 0$ . Při normální přímé jízdě je  $\eta_{M1} = 1$  a libovolné zvýšení vnitřní účinnosti diferenciálu nemá na provoz vozidla žádný vliv. Teprve když kolo s horšími adhezními podmínkami začne prokluzovat, vznikne diference otáček  $\Delta n$  a nenulový pasivní moment  $\sum \Delta M_1$ . Kolo s lepšími adhezními podmínkami je potom schopno přenést moment  $M_1 > M_2$  podle vztahu (27).

Při ztrátě styku jednoho kola s terénem (nebo při  $\varphi_2 = 0$ ) je kolo s lepšími adhezními podmínkami schopno přenést moment  $M = \sum \Delta M_1$ , který je tím větší, čím nižší je hodnota vnitřní účinnosti nápravového diferenciálu.

Při průjezdu vozidla zatáčkou vzniká velmi malá diference otáček  $\Delta n \cong 0,05n_R$  a vnitřní kolo potom přenáší o hodnotu  $\sum \Delta M_1$  větší moment jako kolo vnější. I když je tato hodnota přidavného momentu malá (úměrná malé diferencii otáček), způsobuje nedotáčivost vozidla a zvýšené namáhání poloos nápravy. Podobné závislosti platí i pro mezinápravový diferenciál. Závislost (29) může být lineární, nebo kvadratická (úmyslně zavedená). Z předchozího rozboru je zřejmé, že výhodnější je kvadratická závislost  $\sum \Delta M_1 = k \cdot \Delta n^2$ . Snížení vnitřní účinnosti diferenciálu nemá žádný vliv na jeho vnější účinnosti při přímé jízdě a velmi malý vliv při jízdě zatáčkou. Definice vnější účinnosti diferenciálu plyne z rovnice distribuce výkonů (5).

$$\eta_V = \frac{M_1 \omega_1 + M_2 \omega_2}{M_0 \omega_0} = \frac{M_{0T} \omega_0}{M_0 \omega_0} = \frac{M_{0T}}{M_0} \quad (30)$$

Protože při přímé jízdě je  $\omega_1 = \omega_2 = \omega_0$ , je také

$$\eta_V = \frac{M_1 + M_2}{M_0} \quad (31)$$

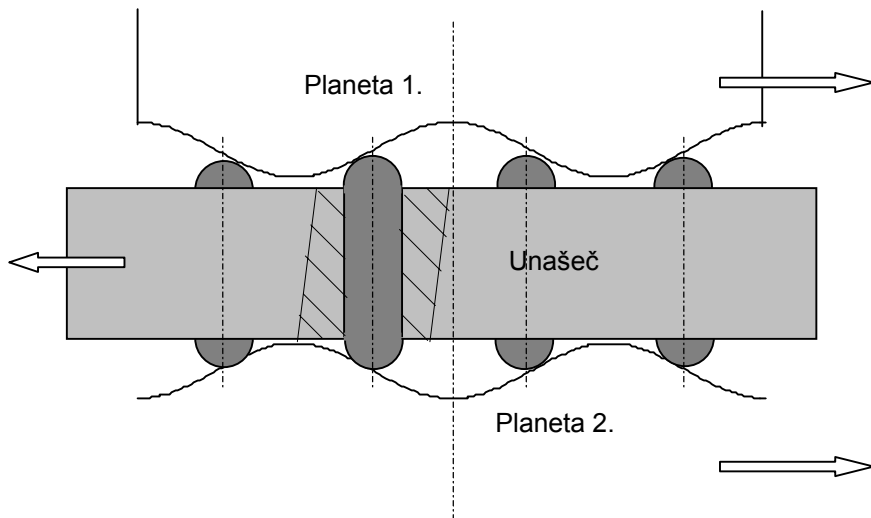
Vnější účinnost zahrnuje především pasivní momenty globoidního ozubení stálého převodu rozvodovky a ztrátové momenty ložisek planet a poloos. Hodnota vnější

účinnosti diferenciálu neklesá pod úroveň  $\eta_{Vmin} = 0,95$ , ani při průjezdu zatáčkou s minimálním poloměrem zatáčení. [L2].

Konstrukčních řešení samozávěrných diferenciálů se sníženou účinností je celá řada. Některá řešení jsou ilustrativně uvedena.

#### 4.2.1 Kolíkový diferenciál

Kolíkový (nebo vačkový) diferenciál je nejznámější konstrukční provedení samozávěrného diferenciálu se sníženou vnitřní účinností. Uspořádání je naznačeno na obr.6:



**Obr.6** Princip kolíkového diferenciálu

Planety kuželového diferenciálu jsou nahrazeny čelními vačkami s křivkovou dráhou se stejným počtem vrcholů (zubů) na obou planetách. Klec satelitů je nahrazena unašečem kolíků. V unašeči jsou příčně posuvně uloženy kolíky (nebo jiná tlačná tělíska) opírající se na obou stranách o křivkové dráhy planet.

Při jízdě v přímém směru jsou vrcholky křivkových drah planet proti sobě (jak je naznačeno v obr. 6), kolíky se v unašeči nepohybují a přenášejí momenty planet  $M_1$  a  $M_2$  na unašeč. Unašeč kolíků přenáší při přímé jízdě moment  $M_R = M_1 + M_2$  na větší kolo stálého převodu při stejných otáčkách planet  $n_1 = n_2 = n_R$  a minimálních vnitřních pasivních momentech diferenciálu.

Jakmile vznikne diference otáček planet  $\Delta n = 0,5 \cdot (n_2 - n_1)$ , začnou se vrcholky křivkových drah na planetách vzájemně posouvat, a tím se posouvají i kolíky ve vedení unašeče. Odporů způsobené třením kolíků o křivkové dráhy a třením kolíků ve vedení unašeče zvyšují hodnotu vnitřních ztrátových momentů diferenciálu  $\Sigma \Delta M_i = f(\Delta n)$ .

Odporové síly suchého tření jsou nezávislé na třecí rychlosti, a proto jsou nezávislé na diferenci otáček planet. Hydraulické odpory viskozního tření jsou závislé na

diferenci otáček planet kvadraticky, ale u kolíkového diferenciálu mají malou hodnotu. Závislost odporových momentů na diferenci otáček je velmi slabá, a dá se popsat zjednodušeným nelineárním vztahem  $\Sigma \Delta M_1 = M(0) + K \Delta n^2$ , kde  $M(0)$  je teoretická počáteční konstantní hodnota a ve druhém členu má konstanta růstu  $K$  velmi malou hodnotu.

#### 4.2.2 Diferenciál s třecí spojkou nastavenou na konstantní moment

Třecí spojka (lamelová, nebo kuželová) je uložena mezi zvolené dva členy diferenciálu. Třecí moment spojky  $M_S$  je nastaven na konstantní hodnotou  $M_S = konst.$  Protože třecí moment není závislý na třecí rychlosti v kluzných plochách, není hodnota  $M_S$  závislá ani na diferenci otáček  $\Delta n$ . Opotřebením třecích ploch je úměrné součinu měrného tlaku a třecí rychlosti. Proto se třecí spojka vkládá mezi jednu planetu a klec diferenciálu, kde je diference otáček  $\Delta n_R$  poloviční jako diference otáček  $\Delta n$  mezi planetami. Třecí spojkou se doplňuje klasický kuželový diferenciál, který má velmi malé vnitřní pasivní momenty  $\Sigma \Delta M_1$ . Potom je možné položit  $\Sigma \Delta M_1 = M_S$ . Veškeré vnitřní pasivní momenty tvoří vložená třecí spojka. Hodnota třecího momentu není závislá na velikosti třecí relativní rychlosti, ale směr třecího momentu je na směr relativní třecí rychlosti závislý. Za vstupní (hnací) hřídel je nutno považovat ten, který má oproti kleci relativní otáčky opačného směru. Ke vstupnímu hřídeli se připočítává  $\Sigma \Delta M_1 = M_S$ , jak bylo vysvětleno při definici vnitřní účinnosti diferenciálu. Z toho plyne:

$$\text{Při } n_1 < n_2 \text{ je } n_1 = n_R - \Delta n \text{ a } M_1 = M_2 + M_S \quad (32)$$

$$\text{Při } n_1 > n_2 \text{ je } n_2 = n_R - \Delta n \text{ a } M_2 = M_1 + M_S \quad (33)$$

U nápravových diferenciálů se třecí moment  $M_S$  vždy připočítává k rovnovážnému momentu na kole s lepšími adhezními podmínkami, pokud kolo má menší otáčky jako protilehlé kolo s horšími adhezními podmínkami. Při nulových adhezních podmínkách na jednom kole, je druhé kolo schopné přenést moment  $M_S$ , tvořený vloženou spojkou. To je jediná výhoda tohoto diferenciálu. V zatáčce je vnitřní kolo momentem  $M_S$  přetěžováno.

U mezinápravových diferenciálů se někdy používá kombinace třecí spojky s konstantním třecím momentem, s některým jiným systémem, který zvyšuje vnitřní účinnost úměrně diferenci otáček. Důvodem k takové kombinaci je obvykle nerovnoměrné rozložení tíže vozidla mezi nápravy. Při rozjezdu vozidla jsou v počátečním okamžiku otáčky i jejich diference nulové a blokovací systém tvořící přídavný moment úměrný diferenci otáček žádný přídavný moment nemůže vytvořit. Při rasantním rozjezdu potom kola méně zatížená náprava proklouznou a rozjezdový prokluz se ukončí až blokovací systém vytvoří potřebný přídavný moment úměrný diferenci otáček. Při rozjezdovém prokluzu více zatížená náprava přenáší jen takový moment, jaký tvoří prokluzující náprava. Dosahované zrychlení je potom menší, jako zrychlení dosažitelné bez prokluzu. Aby tento počáteční rozjezdový prokluz kol méně zatížená náprava nevznikal, je trvale planeta mezinápravového diferenciálu příslušná k méně

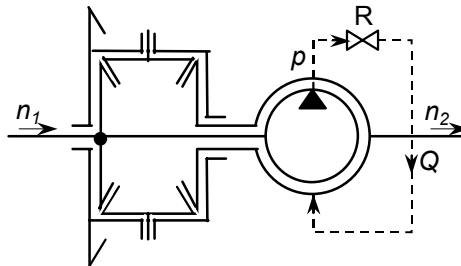
zatížené nápravě přibrzdována malým konstantním momentem, zabudovanou třecí spojkou. Více zatížená náprava potom přenáší od počátku rozjezdu o hodnotu  $M_S$  větší moment a méně zatížená náprava neprokluzuje. Obvykle se jedná jen o jednu třecí spojkou, u které má přitlačná síla dvě složky. Jedna složka přitlačné síly je závislá na diferenci otáček, a zabezpečuje samočinné blokování diferenciálu při výrazném prokluzu poháněného kola. Druhá složka přitlačné síly spojky je konstantní, tvořená pružinou, a tvoří trvale konstantní přídavný moment vhodné zvolené hodnoty.

#### 4.2.3 Diferenciál s hydraulickým blokováním

Místo třecí spojky lze použít hydrodynamickou spojkou, která tvoří moment závislý na kvadrátu difference otáček. ( $M_S = k\Delta n^2$ ). Proto je třeba hydrodynamickou spojkou vložit mezi planety, kde je difference otáček největší.

U klasických kuželových diferenciálů je prostor mezi planetami malý a malým rozměrům hydrodynamické spojky odpovídá i malý dosažitelný moment  $\sum \Delta M_1 = M_S$ .

Místo hydrodynamické spojky lze mezi planety vložit hydrogenerátor, (např. Gerotor Nicholss, nebo speciální axiální hydrogenerátor samozávěrné spojky HALDEX), a to tak, aby s jednou planetou byl spojen vstupní hřídel a s druhou planetou skříň hydrogenerátoru, jak je schematicky naznačeno na obr.7.



**Obr.7** Hydrogenerátor vložený mezi planety diferenciálu

Průtok hydrogenerátoru potom bude úměrný diferencii otáček

$$Q = V_g \Delta n = \frac{V_g}{2\pi} \Delta \omega \quad (34)$$

kde  $V_g$  je geometrický objem hydrogenerátoru. Tlak je úměrný kvadrátu průtoku přes hydraulický odpor ( $p=R_H \cdot Q^2$ ). Pro rovnováhu teoretických výkonů platí:

$$M_{HG} \Delta \omega = Qp.$$

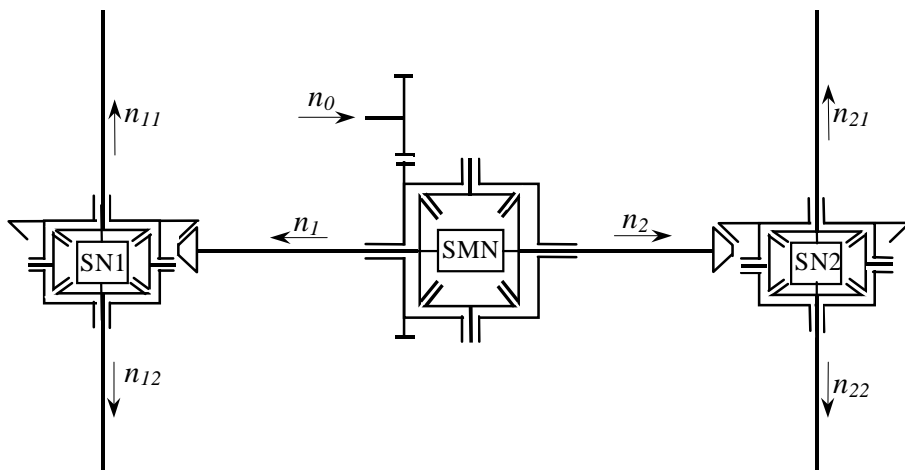
Přídavný moment tvořený hydrogenerátorem je potom úměrný kvadrátu difference otáček

$$\sum \Delta M_1 = M_{HG} = \frac{V_g}{2\pi} \cdot p = k\Delta n^2 \quad (35)$$



I při malých rozměrech hydrogenerátoru lze vytvořit hydrostatickou cestou dostatečně velký vnitřní pasivní moment. Pokud hydrogenerátor má velké rozměry, (např. axiální pístový hydrogenerátor je dlouhý), umísťuje se vedle diferenciálu. (Obr.7).

Princip uspořádání systému pro přenos a distribuci výkonu se samočinnými spojkami je schematicky znázorněn na obr.8.

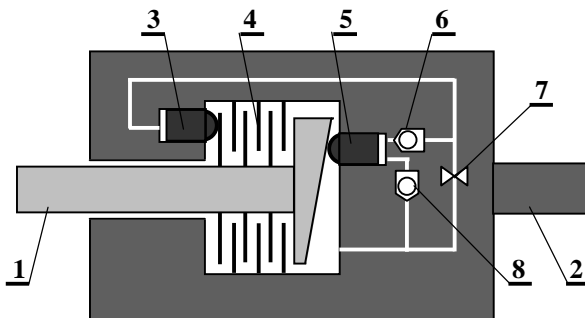


**Obr.8.** Systém s automatickými spojkami vloženými mezi planety diferenciálů

Systém automatického řízení diferencí otáček se samočinnými spojkami nevyžaduje žádné ústřední elektronické řízení. Spojky pracují zcela autonomně.

Spojka SN1 v diferenciálu přední nápravy vyrovnává difference jen mezi otáčkami  $n_{11}$  a  $n_{12}$  poháněných kol přední nápravy. Spojka SN2 v diferenciálu zadní nápravy vyrovnává difference jen mezi otáčkami  $n_{21}$  a  $n_{22}$  poháněných kol zadní nápravy. Proto musí být i v mezinápravovém diferenciálu použita spojka SMN, která vyrovnává difference mezi otáčkami  $n_1$  a  $n_2$  vstupních hřídelí diferenciálů přední a zadní nápravy.

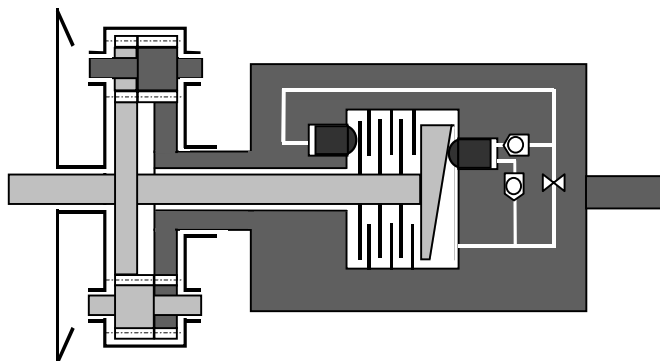
Nejnovější uspořádání samočinně pracujících vyrovnávací spojek je naznačeno na obr.9.



**Obr. 9** Schéma uspořádání spojky HALDEX

Se vstupním hřídelem **1** je spojena šikmá rotující deska, která je součástí vysokotlakého axiálního pístového hydrogenerátoru. Pracovní písty hydrogenerátoru **5** jsou uloženy v tělese, které je spojeno s výstupním hřídelem **2**. Průtok dodávaný hydrogenerátorem je úměrný rozdílu otáček vstupního a výstupního hřídele. Při nenulových relativních otáčkách vstupního hřídele vzhledem k výstupnímu, se pracovní písty v tělese axiálně pohybují, a buď vytlačí kapalinu přes výtlačný ventil **6**, nebo nasávají kapalinu přes sací ventil **8**. Pracovních pístů hydrogenerátoru, a k nim příslušejících dvojic jednosměrných ventilů, je větší (lichý) počet, aby průtok nebyl pulzační. (na obr.7. je jen schéma uspořádání. Ve skutečném provedení je použit klasický hydrogenerátor s čelním rozvodem. Pro větší názornost je na obr.7. čelní rozvod hydrogenerátoru zastoupen dvojicí jednosměrných ventilů **6** a **8**). Průtok protéká přes nastavitelný hydraulický odpor **7** zpět do nádrže. Před odporem vznikne tlak, úměrný velikosti odporu a kvadrátu průtoku. Tím je tlak také úměrný kvadrátu rozdílu otáček vstupního a výstupního hřídele. Tlak je veden tlakovým (bezprůtokovým) vedením na ovládací písty **3**, které stlačují lamely spojky **4**, silou danou součinem tlaku a čelní plochy všech ovládacích pístů. Ovládacích pístů **3** je rovněž několik, rovnoměrně rozložených po obvodě. Spojka má kvadratickou charakteristiku, jak o tom bylo pojednáno v úvodu této kapitoly.

Při malých diferencích otáček, ( v zatáčkách), je přítlačná hydraulická síla velmi malá. Do prostoru mezi planetami klasického kuželového diferenciálu se spojka HALDEX nevejde, zejména pro její délku. Potřebná úprava kuželového diferenciálu by vyžadovala výrazně větší rozměry satelitů. Minimální úpravy diferenciálu jsou potřebné, když se spojka HALDEX umístí vedle něho, podle obr.10.



**Obr 10** Automatická spojka HALDEX, umístěná vedle diferenciálu

Na obr.10 je na místě kuželového diferenciálu nakreslen schematicky čelní automobilový diferenciál se zdvojenými satelity, pro který platí stejná základní kinematická rovnice, jako pro diferenciál kuželový. Čelní automobilový diferenciál se snadněji kreslí. Používal se např. ve vozech Tatra. Levé planetové kolo diferenciálu je spojeno se vstupním hřídelem spojky, a pravé planetové kolo je spojeno s tělesem

spojky, které je zakončeno výstupním hřídelem. Takovým způsobem je spojka HALDEX vložena mezi planetová kola diferenciálu.

Při nenulové diferencii otáček tvoří pracovní písty **5** průtok  $Q = V_g \cdot \Delta n$ . Pro geometrický objem vnitřního hydrogenerátoru spojky HALDEX platí:  $V_g = S_5 \cdot z_5 \cdot r_5 \cdot \text{tg} \alpha$ , kde  $S_5$  je čelní plocha pracovních pístů,  $z_5$  jejich počet,  $r_5$  roztečný poloměr, na kterém jsou pracovní písty uloženy v tělese spojky a  $\alpha$  je úhel sklonu šikmé rotující desky, spojené se vstupním hřídelem. Na zabudovaném odporu **7** vzniká tlak úměrný kvadrátu průtoku. Hydrogenerátor potom tvoří moment  $M_{HG} = k_{HG} \cdot \Delta n^2$  podle rovnice (35).

Současně je tlak  $p_R$  přiveden na čela ovládacích pístů **3**, kde tvoří přítlačnou sílu  $F_P = S_3 \cdot z_3 \cdot p$ . ( $S_3$  je čelní plocha jednoho ovládacího pístu a  $z_3$  je jejich počet). Může být použit i jeden velký ovládací píst ve tvaru mezikruží, jak je to běžné u ovládání spojek automatických převodovek. Přítlačná síla  $F_P$  svírá lamely spojky a na každé tvoří třecí sílu  $F_T = F_P \cdot f$ , kde  $f$  je koeficient tření. Lamelová spojka potom na rameni  $r_3$  tvoří třecí moment  $M_T = F_T \cdot r_3 \cdot i_3$ , kde  $i_3$  je počet lamel spojky. Protože je tlak úměrný kvadrátu difference otáček, je i třecí moment lamelové spojky  $M_T = k_S \cdot \Delta n^2$ . Výsledný moment tvořený spojkou HALDEX má potom dvě složky.

$$M_S = M_{HG} + M_T = (k_{HG} + k_S) \cdot \Delta n^2 = k \cdot \Delta n^2. \quad (36)$$

Když bude spojka HALDEX vložena mezi planety nápravového diferenciálu, vznikne samozávěrné nápravový diferenciál se sníženou vnitřní účinností pasivním momentem  $\sum \Delta M_i = M_S$ . Při prokluzování jednoho kola bude druhé (stojící) kolo schopno přenést moment  $M_S = k \cdot \Delta n^2$ . Je zřejmé, že v samozávěrném nápravovém diferenciálu nemusí být použita lamelová spojka. Vnitřní hydrogenerátor spojky HALDEX sám vytvoří dostatečně velký pasivní moment  $M_{HG} = k_{HG} \cdot \Delta n^2$ , když se zmenšením průtočného profilu hydraulického odporu **7** upraví konstanta úměrnosti  $k_{HG}$ . I když v nápravovém diferenciálu bude lamelová spojka použita, a spojka HALDEX bude tvořit pasivní moment podle vztahu (35), nedokáže nikdy totálně zablokovat diferenciál. Při totálním zablokování diferenciálu je nulová hodnota  $\Delta n$ , a moment podle vztahu (36) je nulový. Prokluzující kolo s horšími adhezními podmínkami musí trvale prokluzovat a kolo s lepšími adhezními podmínkami přenesou nenulový moment  $M_S$  jen tehdy, když jeho otáčky budou menší, než otáčky prokluzujícího kola. Po dobu překonávání kritického úseku budou prokluzovat i lamely spojky. Aby bylo možné spojkou HALDEX totálně zablokovat, je třeba z nějakého vnějšího zdroje na čela ovládacích pístů **3** přivést tlak  $p$ , nezávislý na diferencii otáček  $\Delta n$ . Tím bude současně umožněno i nezávislé řízení distribuce výkonu.

## 5. Automatické řízení distribuce výkonu na poháněná kola

Cílem automatického řízení distribuce výkonu na jednotlivá poháněná kola vozidla je vytvoření takového provozního stavu, při kterém bude každé poháněné kolo schopno přenést výkon, odpovídající okamžitým adhezním podmínkám na daném kole. Z předchozího výkladu je zřejmé, že taková distribuce výkonu se uskutečňuje samočinně,

(bez vnějšího řízení), na vozidle, které není vybaveno diferenciály, nebo má všechny diferenciály totálně zablokovány. Pro jízdu zatáčkou takový režim nevyhovuje. Problém automatického řízení distribuce výkonu se tak převádí na problém vhodného (řízeného) blokování diferenciálů tak, aby při přímé jízdě byly diferenciály alespoň částečně zablokovány, a při jízdě zatáčkou měla kola požadované diference otáček. Tím je problém automatického blokování diferenciálů převeden na problém automatického řízení diferencí otáček poháněných kol. Rozhodující informací o požadovaných hodnotách otáček jednotlivých kol je informace o požadovaném směru jízdy vozidla.

Jsou známy a používány tři základní druhy řízení směru jízdy vozidla:

- a) natáčením kol řízené nápravy u silničních vozidel.
- b) brzděním kol, nebo pásů na vnitřní straně zatáčky u mobilních pracovních strojů a pásových vozidel.
- c) natáčením kloubového rámu u mobilních pracovních strojů a speciálních terénních vozidel.

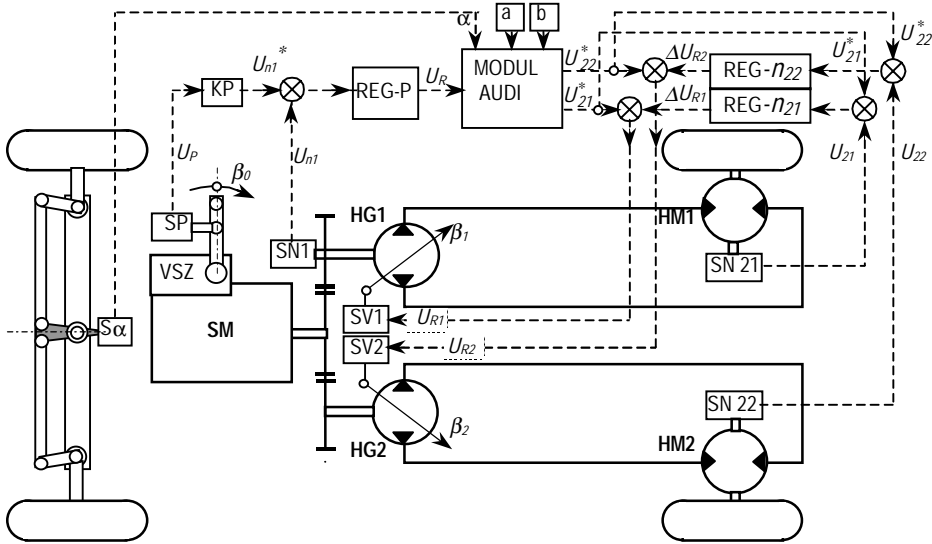
Uspořádání podle bodu a) je nejrozšířenější (viz obr.4). Natočení kol přední řízené nápravy vyvolá diference otáček kol neřízené nápravy. Systém podle bodu b) pracuje opačně. Snížením otáček kol na jedné straně vozidla o  $\Delta n$  se otáčky kol na druhé straně vozidla zvýší o stejnou hodnotu  $\Delta n$ . Vozidlo se zatáčí na tu stranu, kde kola mají menší otáčky. Všechna kola jsou poháněna a v zatáčce prokluzují.

Základní filozofie řízení diferencí otáček poháněných náprav je založena na součinnosti systémů podle bodů a), b). Při jízdě v přímém směru (úhel natočení volantu  $\alpha = 0$ ) jsou otáčky na všech kolech se stejným poloměrem  $r_k$  stejně velké a diference otáček nulové. Natočením volantu o úhel  $\alpha$  se kola nápravy natočí podle kinematiky mechanismu řízení, a tím vzniknou na všech kolech vozidla nějaké diference otáček  $\Delta n$  tvořené nezablokovaným diferenciálem a vazbou přes vozovku. Skutečné diference otáček na jednotlivých kolech jsou závislé na řadě parametrů (rozložení tíže vozidla mezi nápravy, tuhost pneumatik, rychlost jízdy, výška těžiště nad vozovkou, úhel natočení volantu  $\alpha$ , velikost rozvoru a rozchodu, velikost směrových odchylek podle obr.5...).

Navzdory všem složitostem skutečných poměrů při jízdě vozidla zatáčkou, lze stanovit požadované teoretické hodnoty diferencí otáček  $\Delta n^*$ , které jsou závislé jen na úhlu natočení volantu  $\alpha$ , rozchodu kol náprav  $a$ , a rozvoru náprav  $b$ . Systém automatického řízení diferencí otáček při natočení volantu o úhle  $\alpha$  přibrzdí kola na vnitřní straně zatáčky takovými momenty  $M_{Si}$ , kterým odpovídají požadované diference  $\Delta n^*$ , na jednotlivých kolech i na výstupních hřídelích mezinápravového diferenciálu. Systém automatického řízení diferencí otáček neustále porovnává na každém kole a výstupech mezinápravového diferenciálu skutečnou hodnotu diference  $\Delta n$ , s požadovanou hodnotou  $\Delta n^*$ . Když je při jízdě zatáčkou např. na vnitřním kole skutečná hodnota  $\Delta n$  větší než požadovaná  $\Delta n^*$ , zvětší se hodnota  $M_{Si}$  na tomto kole tak, aby bylo  $\Delta n = \Delta n^*$ . Vozidlo se potom v zatáčce chová neutrálně a pohybuje se po teoretickém

poloměru zatáčení, i když je rozložení tíže vozidla mezi nápravy nerovnoměrné a směrové odchyly ve stopě kol neodpovídají teoretickým.

Výše popsaný princip automatického řízení diferencí otáček jednotlivých kol byl vyprojektován pro mobilní pracovní stroje s hydrostatickým přenosem výkonu od hnacího motoru na poháněná kola. Hydrostatický převod umožňuje spojitě řízení převodového poměru. Systém řízení diferencí otáček je založen na řízení převodového poměru mezi hnacím motorem a každým jednotlivým kolem. Schéma uspořádání systému automatického řízení otáček hydrostatickým pojezdovým mechanismem je na obr.11.



**Obr.11** Automatické řízení diferencí otáček kol jedné nápravy hydrostatickým převodem.

Snímač SP měří polohu plynového pedálu, (řídící parametr motoru  $\beta_0$ ), a přes korekční člen KP se tvoří požadovaná hodnota pro řízení zatížení motoru, podle zvoleného optimalizačního kritéria. Skutečná hodnota otáček motoru se měří snímačem SN1 a porovnává se s nastavenou požadovanou hodnotou. Regulátor výkonu REG-P tvoří řídicí elektrický signál  $U_R$ , přivedený na vstup modulu AUDI. Pokud je úhel natočení předních kol vozidla nulový, ( $\alpha = 0$ ), jsou na výstupu řídicího modulu dva stejné signály  $U_{12}^* = U_{12}^* = U_R$ . Jestliže jsou otáčky poháněných kol stejně velké (žádné kolo neprokluzuje), pak na výstupech regulátorů diferencí otáček kol REG- $n_{12}$  a REG- $n_{22}$  jsou nulové diferenční signály  $\Delta U_{R1} = \Delta U_{R2} = 0$ , a signál  $U_R$ , generovaný regulátorem výkonu REG-P, se přivede bez úprav na vstupy servoventilů SV1 a SV2, kde bude  $U_{R1} = U_{R2} = U_R$ . Za těchto okolností bude probíhat obvyklý proces řízení přenosu výkonu tak, jako kdyby tam systém AUDI nebyl.

Jestliže se mechanismus řízení natočí o úhel  $\alpha$ , vytvoří řídicí modul, (podle vloženého algoritmu řízení), různé požadované hodnoty otáček poháněných kol a na

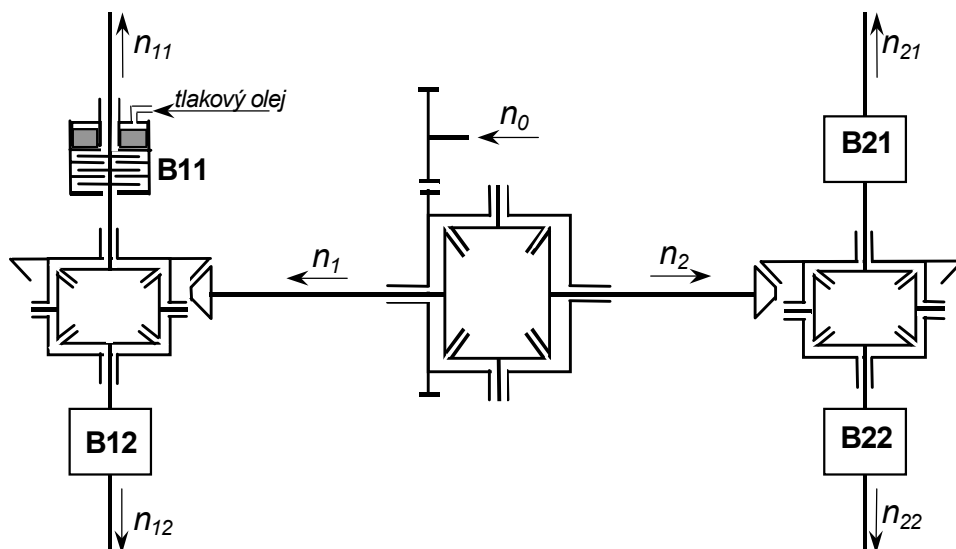
výstupu řídicího modulu budou různé hodnoty signálů  $U_{12}^* \neq U_{12}^*$ , které se ihned přenesou na vstupy servoventilů SV1 a SV2. Tím vzniknou na poháněných kolech difference otáček, předepsané matematickým modelem řízení, tvořeným řídicím modulem na základě informací o změnách úhlu  $\alpha$ , a o hodnotách konstantních parametrů  $a$ ,  $b$ , (rozvor, rozchod). Vozidlo se začne zatáčet, jednak proto, že přední kola jsou natočena, a zejména proto, že vnitřní kolo zadní nápravy má menší otáčky, jako vnější kolo. Skutečné otáčky poháněných kol se měří snímači SN12 a SN22, a hodnoty skutečných otáček se porovnávají s požadovanými hodnotami. Pokud není shoda skutečných a požadovaných hodnot otáček poháněných kol, vytvoří regulátory otáček REG- $n$  korekční difference řídicího signálu  $\Delta U_R$  tak, aby se shoda dosáhla. Jestliže některé poháněné kolo začne prokluzovat, zabezpečí regulátory otáček REG- $n_1$  a REG- $n_2$ , aby poháněná kola měla předepsané otáčky, při jízdě zatáčkou různé, při jízdě v přímém směru stejně velké. Stejný princip je použitelný i pro vozidlo s hydrostatickým pohonem obou náprav.

Při jízdě v přímém směru je požadovaná hodnota  $\Delta n^*$  nulová a systém automatického řízení diferencí otáček potom přibrzdí to kolo, které má horší adhezní podmínky a snahu zvýšit svoje otáčky. Využitelnost okamžitých adhezních podmínek je stejná, jako kdyby všechny diferenciály byly totálně zablokované. Přitom v zatáčce mají všechna kola teoretické difference otáček  $\Delta n^*$ , bez ohledu na okamžité adhezní podmínky.

Hydrostatický převod umožňuje spojitou změnu převodového poměru mezi otáčkami motoru a otáčkami jednotlivých poháněných kol. Byl vyprojektován pro mobilní pracovní stroj s relativně malou maximální rychlostí jízdy do 45 km/h. Proto plně postačuje měřit pouze proměnný úhel natočení mechanismu řízení  $\alpha$  a znalost konstantních parametrů  $\underline{a}$ ,  $\underline{b}$ , pro výpočet teoretických požadovaných hodnot diferencí otáček jednotlivých poháněných kol.

Stejná filosofie řízení distribuce výkonu na poháněná kola vozidla se používá i moderních, rychlých osobních vozidel, s mechanickým systémem přenosu výkonu. U vozidel s mechanickým přenosem výkonu od motoru na poháněná kola je na každém převodovém stupni konstantní převodový poměr mezi otáčkami motoru a koly. Pro řízení distribuce výkonu na poháněná kola nelze využít spojitou změnu převodového poměru. Je třeba využít vlastnosti diferenciálu a buď umožnit přenos nenulového momentu kolem s lepšími adhezními podmínkami řízenou spojkou vloženou mezi planety diferenciálu podle obr.7, nebo prokluzující kolo (s vyššími otáčkami) přibrzdit směrovou spojkou. Pro určení požadovaných hodnot diferencí otáček na všech třech diferenciálech vozidla s pohonem dvou náprav je nutné, vedle úhlu natočení mechanismu řízení, vyhodnocovat i okamžitou rychlost jízdy vozidla a její vliv na okamžitý poloměr zatáčení, měřit skutečné otáčky všech poháněných kol a vyhodnocovat skutečné difference otáček, případně měřit další veličiny potřebné pro tvorbu algoritmu řízení.

Zpracování velkého počtu informací a složitost řízení vyžadují použití řídicího palubního počítače. Princip usprádaní systému řízení distribuce výkonu na poháněná kola pomocí směrových brzd je naznačen na obr.12.



**Obr.12** Systém distribuce výkonu s řízenými směrovými brzdami.

Na obr.12. je na každé polonápravě umístěna jedna směrová brzda, která přibrzdí příslušnou planetu diferenciálu proti nehybné nosné konstrukci. (Obvykle se brzdný moment přenáší na skříň rozvodovky). Řídicí palubní počítač vypočítává požadované a skutečné diference otáček mezi jednotlivými koly, na základě informací o okamžitých hodnotách otáček jednotlivých kol, úhlu natočení mechanismu řízení směru jízdy, a dalších informací zjišťovaných průběžným měřením. Při přímé jízdě jsou požadované hodnoty diferencí otáček nulové, a pokud žádné kolo neprokluzuje, nejsou směrové brzdy v činnosti. Při prokluzování jednoho kola se přibrzdí to kolo nápravy, které má větší otáčky. Druhé kolo téže nápravy, ( s lepšími adhezními podmínkami), potom přenesou brzdý moment a využije lepší adhezní podmínky k tvorbě tažné síly. Pokud začnou prokluzovat obě kola jedné nápravy, přibrzdí se obě prokluzující kola a druhá náprava vytváří tažnou sílu úměrnou součtu brzdých momentů na prokluzujících kolech. Při jízdě zatáčkou je možno přibrzdit vnitřní kola a upravovat přetáčivost, nebo nedotáčivost vozidla tak, aby se vozidlo chovalo v zatáčce neutrálně.

Moderní vozidla jsou vybavena protismykovým automatickým brzdým systémem ABS, který zabráňuje prokluzu (smyku) kol při přenosu brzdých sil, a protiskluzovým systémem EDS, který zabráňuje prokluzu kol se zhoršenými adhezními podmínkami při přenosu tažné síly vozidla.

Elektronický řídicí systém pro řízení směrových brzd na obr.12 lze zařadit do kategorie EDS. Jeho programová vybavenost, a s ní související kvalita řízení, může mít

různou úroveň. Výstupní hřídele mezinápravového diferenciálu nejsou opatřeny brzdami. Mezinápravový diferenciál však nelze ze systému vynechat, protože jeho vlastnosti se využívají, když začnou prokluzovat obě kola jedné nápravy. Systém na obr.12 je vybaven čtyřmi brzdami. Přítlačná síla každé brzdy je řízena pomocí řízeného hydrostatického obvodu. V hydraulickém obvodu musí být každá brzda řízena samostatným řídicím prvkem. Hydraulický obvod je komplikovaný a algoritmus řízení je složitý.

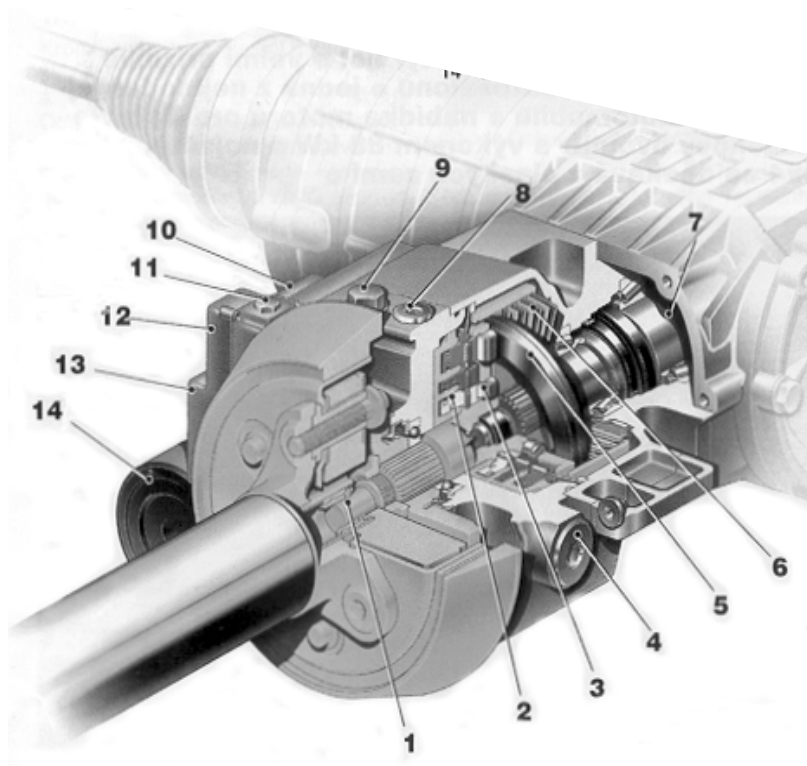
Brzdy, pokud jsou v činnosti, zhoršují vnější účinnost systému. Spojky na obr.8 jsou jen tři, a snižují pouze vnitřní účinnost diferenciálu. Systém EDS s řízenými spojkami je zřejmě výhodnější.

Při uspořádání podle obr.8 není třeba samočinně pracující blokovací spojky řídit vnějším elektronickým řídicím systémem. Na obr.8 není schéma zapojení EDS. Spojka HALDEX v uspořádání podle obr.9 a obr.10 řízení vnějším elektronickým systémem neumožňuje.

Spojku HALDEX by bylo možné řídit vnějším elektronickým řídicím systémem, kdyby byla doplněná vnějším hydraulickým obvodem, tvořícím tlak  $p$  nezávisle na diferencii otáček vstupního a výstupního hřídele. Prvky takového vnějšího hydraulického obvodu řízené spojky HALDEX jsou uvedeny na obr.13.

Na obr.13 je částečný řez spojkou HALDEX, vybavenou vnějším autonomním elektrohydraulickým systémem. Obr.13 je převzat z přílohy 3/99 časopisu „Automobil revue“ č.6/99., kde jsou vyjmenovány prvky, ze kterých je elektrohydraulický řídicí obvod složen, a není uvedeno jeho uspořádání. V legendě k obr.12 jsou vyjmenovány všechny základní prvky autonomního řídicího systému. (Pozice 13 a 14 jsou pravděpodobně zaměněny). Je zřejmé, že vnější elektrohydraulický systém tvoří s řízenou spojkou HALDEX jednu montážní jednotku, a může pracovat zcela samostatně (autonomně), neboť obsahuje vedle vlastního elektromotoru a hydrogenerátoru i vlastní elektronickou řídicí jednotku. Protože vnější hydraulický obvod tvoří tlak  $p$  nezávislý na diferencii otáček, je možné tímto tlakem dosáhnout totální zablokování lamelové spojky. Protože autonomní řídicí jednotku je možné napojit na centrální řídicí počítač, je možné pomocí řízené spojky HALDEX vytvořit systém EDS pro automatické řízení distribuce výkonu na pojezdová kola vozidla.



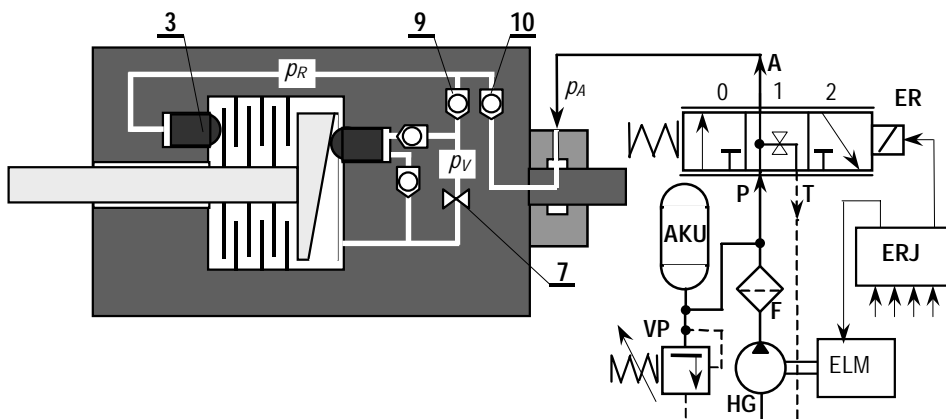


**Obr.13** Částečný řez řízenou spojkou HALDEX vozu Škoda Octavia 4x4.

<u>1</u>	Vstupní hřídel	<u>8</u>	Tlakový ventil
<u>2</u>	Axiální pístové čerpadlo	<u>9</u>	Pojistný ventil
<u>3</u>	Váleček	<u>10</u>	Olejový filtr
<u>4</u>	Hydraulický akumulátor	<u>11</u>	Regulační ventil
<u>5</u>	Přítlačný talíř	<u>12</u>	Řídící jednotka
<u>6</u>	Lamely	<u>13</u>	Ovládací motor
<u>7</u>	Vstup do zadní rozvodovky	<u>14</u>	Tlakové čerpadlo

Z prvků uvedených v legendě k obr.13 lze vnější řídicí obvod spojky HALDEX sestavit. Jedna z možností uspořádání je naznačena na obr.14.

Vzhledem k tomu, že číselné pozice prvků, použité pro popis uspořádání vnitřního hydraulického obvodu spojky, (v obr.9), nejsou totožné s číselnými pozicemi na obr.13, je pro označení prvků vnějšího řídicího obvodu na obr.14 použito jiné označení. Hydraulický obvod je tvořen hydrogenerátorem HG, s lokálním pohonem elektromotorem ELM, filtrem F, pro zabezpečení čistoty pracovní kapaliny, pojistným ventilem VP, akumulátorem hydraulické energie AKU, řídicím elektromagneticky ovládaným šoupátkovým prvkem ER, a autonomní řídicí elektronickou jednotkou ERJ.



**Obr.14** Spojka HALDEX s vnějším elektrohydraulickým řídicím systémem

Seznam prvků na obr.13 obsahuje ještě jeden prvek **8**, (blíže nespecifikovaný), nazvaný „tlakový ventil“, který na obr.14 znázorněn není. Tento „tlakový ventil“ zřejmě zabezpečuje, průtokové oddělení řízeného výstupu **A** prvku ER od zabudovaného odporu **7**. Stejnou funkci zabezpečí dva jednosměrné ventily **9** a **10**, zařazené do obvodu na obr.14. Jednosměrný ventil **10** odděluje vnitřní hydraulický obvod s tlakem  $p_V$  od vnějšího řídicího hydraulického obvodu s tlakem  $p_A$ . Jednosměrný ventil **9** odděluje vnější hydraulický obvod od vnitřního. Tlak  $p_R$ , působící na čelní plochu ovládacích pístů **3**, je potom buď tlak  $p_V$  generovaný vnitřním obvodem, nebo tlak  $p_A$  řízený vnějším hydraulickým obvodem. Přitom dvojice zabudovaných jednosměrných ventilů provádí výběr toho tlaku, který má v daném okamžiku vyšší hodnotu. Jestliže je  $p_V > p_A$  potom  $p_R = p_V$ , jednosměrný ventil **9** je otevřený a ventil **10** je zavřený. Při  $p_V < p_A$  bude  $p_R = p_A$ , jednosměrný ventil **9** je zavřený a **10** otevřený. To má podstatný vliv na ekonomičnost provozu vnějšího hydraulického obvodu. Při startu ERJ přesune šoupátko do polohy **2**, s uzavřeným tlakovým vstupem „P“. Akumulátor se „nabije“ na maximální tlak nastavený pojistným ventilem „VP“. V okamžiku otevření pojistného ventilu ERJ vypne autonomní hnací elektromotor ELM a k dispozici je v AKU nahromaděná hydraulická energie. Jednosměrný ventil **9** zabraňuje vybití AKU přes hydraulický odpor **7**. Elektronická řídicí jednotka ERJ má na obr.13 naznačeno několik vstupních řídicích veličin. Některé z nich jsou informace o stavu autonomně řízených prvků, jiné budou přivedeny od palubního počítače pro nadřazené řízení. V počátečním nulovém stavu, (kdy je elektromagnet ER bez proudu), je šoupátkový řídicí prvek ER v poloze **0**, udržovaný vratnou pružinou. V této poloze je tlakový vstup **P** šoupátkového řídicího prvku ER propojen s řízeným výstupem **A**, při zavřeném svodu **T**. Výstupní řízený tlak  $p_A$  je totožný s tlakem v AKU a přes otevřený jednosměrný ventil **10** je přiveden na ovládací písty **3**. Spojka je tlakem  $p_R = p_A$  trvale sepnuta.

Přivedením řízeného proudu od ERJ na elektromagnet ER se spojitě řídí poloha šoupátka ER a tím se také spojitě řídí hodnota tlaku  $p_A$  na výstupu ER. Přesunutím

šoupátka ER do polohy **1** se k výstupu **A** připojí paralelní odbočka umožňující průtok oleje přes vnitřní (řízený) odpor ER do svodu T a výstupní tlak  $p_A$  je potom úměrný řídicímu signálu, přivedenému od ERJ na elektromagnet ER. Přesunutím šoupátka až do krajní polohy **2** se výstup **A** oddělí od tlakového vstupu **P** a propojí se s beztlakovým svodem **T**. Tím se vynuluje řídicí tlak  $p_A$  a spojka se rozpojí, pokud ji nesepe vnitřní řídicí obvod tlakem  $p_V$ , úměrným kvadrátu diference otáček vstupního a výstupního hřídele. Potom už bude  $p_R = p_V$  a přítlačnou sílu na lamelách spojky bude řídit vnitřní hydraulický obvod. Místo dvojice jednoduchých zpětných ventilů může být v obvodu zařazen další elektromagneticky ovládaný šoupátkový řídicí prvek, zabezpečující dokonalejší spolupráci vnějšího a vnitřního řídicích obvodu spojky HALDEX.

Spojku HALDEX vyvinula švédská firma stejného jména. Spojka HALDEX s vnějším řídicím hydraulickým obvodem skýtá množství možností variabilních druhů řízení a z toho plynoucích aplikací. Jednou z aplikací je systém EDS se spojkou HALDEX použitou místo mezinápravového diferenciálu, u vozidel s pohonem obou náprav. Tento systém je aplikován u vozů AUDI A3 a A4 Qatro, VW 4motion, VW Golf, VW Passat, VW Sharan, a také u vozu Škoda Octavia kombi 4x4. Tím vznikla nová kategorie vozidel s pohonem obou náprav, bez mezinápravového diferenciálu.

## **6. Vozidlo bez mezinápravového diferenciálu**

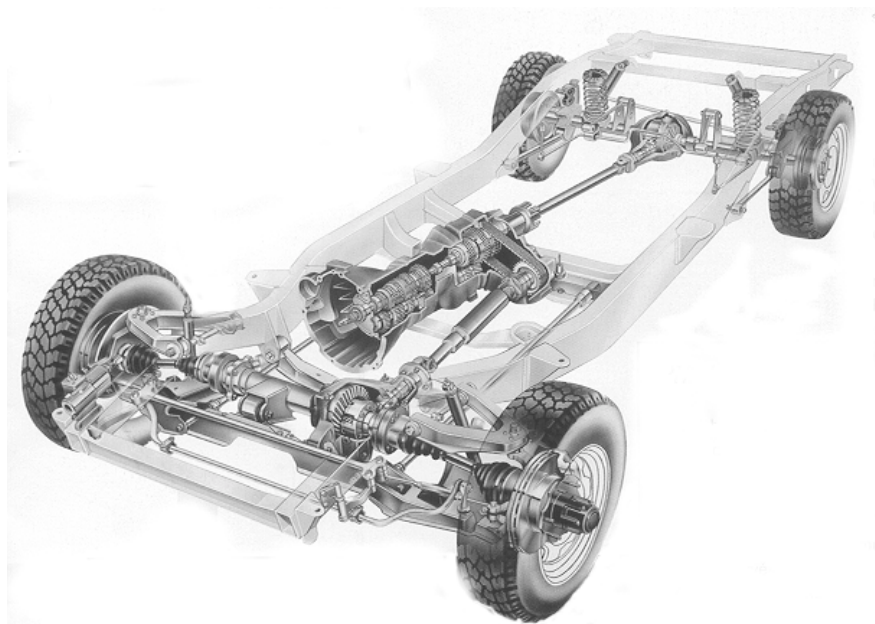
### **6.1 Volnoběžné náboje v kolech**

Jestliže se poháněná kola nápravy uloží na volnoběžné náboje, pak není třeba mezi tyto kola vkládat nápravový diferenciál. Pokud jsou poháněny obě nápravy vozidla a všechna poháněná kola jsou uložena na „volnoběžkách“ pak není potřebný ani mezinápravový diferenciál. Při jízdě vozidla v přímém směru za ideálních podmínek, (stejně efektivní poloměry kol, ideálně rovinná vozovka, stejné adhezí podmínky,...), přenáší všechna poháněná kola stejně velký moment a okamžité adhezí podmínky jsou dokonale využity pro tvorbu tažné síly vozidla. Jakmile vozidlo vjede do zatáčky a na poháněných kolech vzniknou vynucené diference otáček, potom moment přenáší jen to (vnitřní) kolo, které má nejnižší otáčky a zbývající kola, (s vyššími otáčkami), se volně odvalují. V terénu s proměnnými adhezí podmínkami na jednotlivých kolech potom prakticky přenáší moment vždy jen jedno kolo, a jakmile toto kolo proklouzne, přeskakuje přenos momentu na jiné kolo, s momentálně nejnižšími otáčkami. Vozidlo v terénu „hrabe“. To je zřejmá nevýhoda jednoduchých „volnoběžek“ v kolech. Druhou nevýhodou je, že jednoduché volnoběžky jsou schopné přenést moment jen v jednom směru. Vozidlo by potom nemělo zpětný chod. Obě uvedené nevýhody odstraňují samouzamykatelné „volnoběžky“, které umožňují volné odvalování kola jen do určité hodnoty diferencí otáček, a při vyšších hodnotách diferencí otáček se samočinně uzamknou. (Systém NO-SPIN). Při jízdě zatáčkou jsou malé diference otáček volnoběžkami vyrovnávány, při prokluzování kol a při zpětném chodu vozidla jsou volnoběžky uzamknuty.

## 6.2 Kombinované systémy bez mezinápravového diferenciálu

U vozidel s pohonem obou náprav se často používají kombinace, kdy kola jedné poháněné nápravy jsou uložena na samouzamykatelných volnoběžkách, a druhá náprava je vybavena některým z uvedených druhů samozávěrného diferenciálu.

Např. Off-road Nissan Terrano II vyráběný ve Španělsku má kola pření nápravy uložena na samouzamykatelných volnoběžných nábojích, samosvorný diferenciál zadní nápravy, a nemá mezinápravový diferenciál. Uspořádání pohonu tohoto vozidla je na bor.15.



**Obr. 15** Uspořádání podvozku vozidla Nissan Terrano II., bez mezinápravového diferenciálu

Při jízdě zatáčkou vyrovnávají vynucené diference otáček mezi koly přední nápravy zabudované volnoběžky a mezi koly zadní nápravy vložený nápravový diferenciál. Vynucené diference otáček mezi nápravami jsou samočinně vyrovnávány jen tehdy, když kola přední nápravy mají vyšší otáčky jako k nim přivedené hnací hřídele. V opačném případě jsou diference otáček mezi nápravami vyrovnány buď prokluzem kol po vozovce, nebo tangenciálními deformacemi pneumatik. V obou případech vznikají pasivní síly a momenty, které zvyšují namáhání nosné konstrukce vozidla. Proto i nejmodernější vozidla tohoto druhu mají karoserii uloženu na patřičně dimenzovaném nosném rámu. Použity jsou na první pohled neúměrně rozměrné pneumatiky, které mají budít dojem snahy po zvýšené průchodnosti vozidla neúnosným terénem, (oprávněně), ale současně musí být dostatečně tangenciálně pružné, aby svými tangenciálními deformacemi vyrovnaly vynucené diference otáček mezi nápravami.

### 6.3 Řízená spojka místo mezinápravového diferenciálu

Na místo mezinápravového diferenciálu lze použít spojku HALDEX, vybavenou vnějším řídicím hydraulickým obvodem podle obr.13., napojeným na centrální řídicí jednotku. (Palubní řídicí počítač). Tím vznikne systém EDS pro automatické řízení distribuce výkonu bez mezinápravového diferenciálu.

Uspořádání řízené mezinápravové spojky HALDEX, použité u vozu Škoda Octavia 4x4 je na obr.12. Na zadní nápravě je vidět neobvykle širokou skříň rozvodovky, ve které je možné tušit umístění samočinně pracující spojky HALDEX, zabudované vedle diferenciálu podle obr.9. Lze předpokládat, že nápravové samozávěrné diferenciály se spojkou HALDEX pracují samočinně, a nejsou vybaveny vnějším řídicím hydraulickým obvodem. Rovněž přední náprava bude mít stejně řešený samozávěrný nápravový diferenciál.

Spojka HALDEX, nahrazující mezinápravový diferenciál je umístěna bezprostředně před rozvodovkou zadní nápravy. V tomto případě je spojka vybavena vnějším řídicím hydraulickým obvodem, uspořádaným možná podle obr 14, nebo nějakým jiným způsobem, ale s vlastnostmi takovými, jak bylo k uspořádání podle obr.14. vyloženo.

Řízení mezinápravové spojky, zastupující mezinápravový diferenciál, může probíhat následujícím způsobem. Při jízdě vozidla v přímém směru je spojka zablokována vnějším řídicím hydraulickým obvodem. Při jízdě zatáčkou, (bez prokluzování kol), vyrovnávají vynucené diference mezi otáčkami kol jedné nápravy instalované nápravové diferenciály. Vynucené diference otáček mezi přední a zadní nápravou vyhodnocuje řídicí palubní počítač a při překročení stanovené mezní hodnoty, zajistí odblokování mezinápravové spojky vnějším hydraulickým obvodem. Při jízdě zatáčkou přebírá řízení vnitřní obvod. Při jízdě mírnou zatáčkou jsou diference mezi otáčkami přední a zadní nápravy malé. Vnitřní řídicí obvod spojky tvoří přítlačnou sílu na lamely úměrnou kvadrátu rozdílu otáček a počáteční náběh kvadratické charakteristiky spojky má malou strmost. Moment přenášený spojkou na zadní nápravu je malý. Lze říct, že při jízdě mírnou zatáčkou je zadní náprava prakticky odpojena od hnacího motoru a téměř celý výkon je přenášen přední nápravou. Jakmile kola přední nápravy začnou prokluzovat, vzroste diference otáček mezi přední a zadní nápravou, a vnitřní řídicí obvod spojky připojí zadní nápravu k motoru. Takto jednoduše, (parciálně) by mohlo řízení mezinápravové spojky probíhat, kdyby řídicí obvody byly navzájem odděleny dvojicí jednosměrných ventilů, v zapojení podle obr.13. Již bylo řečeno, že to tak nemusí být. Místo dvojice jednosměrných ventilů může být v obvodu zařazen řízený šoupátkový prvek, který umožní, aby centrální řídicí počítač zasahoval do procesu řízení vnitřním obvodem spojky kdykoliv je to třeba, tedy i při jízdě zatáčkou, nebo při manévrování v neúnosném terénu se špatnými adhezními podmínkami na všech čtyřech kolech. Jízdní vlastnosti vozidla budou silně závislé na řídicím programu palubního počítače. Výměnou řídicí karty s nahraným řídicím programem je možné jízdní vlastnosti vozidla přizpůsobit daným požadavkům. Pro terénní soutěže budou jiné podmínky jako pro běžný provoz na dálnici. Na jedné straně lze zvýšit průchodnost vozidla terénem za cenu většího opotřebení pneumatik a vyšší spotřeby paliva, na druhé straně lze dosáhnout značných úspor provozních nákladů, s ještě přijatelnou průchodností vozidla, při sporadicky se vyskytujících terénních podmínkách.

Lektoroval :*Doc. Ing. Milan Graja, Csc.*

Předloženo v březnu 2000.

**Poznámka:** Článek je prezentací výsledků řešení úlohy IV 2542 institucionálního výzkumu DFJP, řešeného katedrami oboru DP. V článku prezentovaná problematika je ve větším rozsahu probrána v citované interní výzkumné zprávě [3], s rozšířením o problematiku měření emisí motorových vozidel s naftovým motorem.

#### **Literatura:**

- [1] Koreis, J.: Přenosové systémy dopravních prostředků. Monografie, TS Univerzity Pardubice 1999, ISBN 80 7194-204-9.
- [2] Kovařík, J.: Příspěvek k teorii samozávěrných diferencíálů. Sborník vědeckých prací VTA AZ, Brno 1958.
- [3] Koreis, J. Koreisová, G.: Možnosti měření emisí vozidel s pohonem obou náprav. Interní zpráva institucionálního výzkumu DF JP č.5260-01/2000-IV. Pardubice 2000.
- [4] Nissan magazín, Automobil revue, a propagační materiály výrobců vozidel.

#### **Resumé**

### **ŘÍZENÍ DISTRIBUCE VÝKONU NA POHÁNĚNÁ KOLA VOZIDLA**

Josef KOREIS, Gabriela KOREISOVÁ, Jan MAZÁNEK, Ivo ŠEFČÍK

V článku jsou odvozeny základní vztahy pro distribuci otáček a momentů v mechanických automobilových diferencíálech. Jsou popsány vlastnosti používaných samozávěrných diferencíálů a systémů řízení distribuce výkonu na poháněná kola vozidla.

#### **Summary**

### **DISTRIBUTION MANAGEMENT OF POWER TO DRIVEN WHEELS OF CAR**

Josef KOREIS, Gabriela KOREISOVÁ, Jan MAZÁNEK, Ivo ŠEFČÍK

Article contains basic dependencies for distribution of speed and moments in mechanical differentials of car. There are described characteristics of used self-closer-differentials and systems for distribution management of power to driven wheels of car.

#### **Zusammenfassung**

### **LEITUNG DER LEISTUNGSDISTRIBUTION AUF ANGETRIEBENE RÄDER DES FAHRZEUGES**

Josef KOREIS, Gabriela KOREISOVÁ, Jan MAZÁNEK, Ivo ŠEFČÍK

In der Artikek sind die Grundbeziehung für die Drehzahldistributon und Moment-distribution in mechanischer Autodifferentiale. Die Eigenschaften benutzter sebst-beschlusseten Differentialen und der Leitugsystems der Leistusdistribution auf angetriebene Räder des Fahrzeuges.

Josef Koreis, Gabriela Koreisová, Jan Mazánek, Iva Šefčík:

**Řízení distribuce výkonu na poháněná kola vozidla**