KATEGORIZÁCIA VOZIDIEL SMERNICE EÚ, RESP PODĽA ZÁKONA SR

Rozdelenie vozidiel podľa smernice EÚ, resp. Podľa zákona SR o podmienkach prevádzky vozidiel v premávke na pozemných komunikáciách a o zmene a doplnení niektorých zákonov.

A) Základné kategorie vozidel

- Kategória L: motorové vozidlá s menej ako štyrmi kolesami a štvôrkolky
- Kategória M: motorové vozidlá, ktoré majú najmenej štyri kolesá a používajú sa na dopravu osôb
- Kategória N: motorové vozidlá, ktoré majú najmenej štyri kolesá a používajú sa na dopravu nákladov
- Kategória O: prípojné vozidlá
- Kategória T: kolesové traktory
- Kategória C: pásové traktory
- Kategória R: prípojné vozidlá traktorov
- Kategória S: traktormi ťahané vymeniteľné stroje
- Kategória P: pracovné stroje
- Kategória V: ostatné vozidlá, ktoré sa nedajú zaradiť do uvedených kategórií

Kategória L: sedem podkategórii L_1 až L_7









Teória vozidiel

Zamyslenie











Kategória M: Tri podkategórie M_1- M_3 , podľa počtu osôb a celkovej hmotnosti
M_1 - vozidlá na prepravu cestujúcich s najviac ôsmimi sedadlami okrem sedadla pre vodiča,



Teória vozidiel

- M_2 - vozidlá na prepravu cestujúcich s viac ako ôsmimi sedadlami okrem sedadla pre vodiča, najväčšia celková hmotnosť do 5 000 kg,



- M_3 - vozidlá na prepravu cestujúcich s viac ako ôsmimi sedadlami okrem sedadla pre vodiča, najväčšia pripustná celková hmotnosť nad 5 000 kg.









Teória vozidiel

Kategória N:

- N_1 - vozidlá na prepravu tovaru, najväčšia celková hmotnosť do 3 500 kg,
- N_2 - vozidlá na prepravu tovaru, najväčšia prípustná celková hmotnosť vyššia ako 3 500 kg, ale neprevyšujúca 12 000 kg,
- N_3 - vozidlá na prepravu tovaru, najväčšia prípustná celková hmotnosť vyššia ako 12 000 kg,













Teória vozidiel









Kategória O:

- O1 - prípojné vozidlá, najväčšia celková hmotnosť do 750 kg,
- O2 - prípojné vozidlá, najväčšia prípustná celková hmotnosť nad 750 kg, ale neprevyšujúca 3 500 kg,
- O_3 - prípojné vozidlá, s najväčšou prípustnou celkovou hmotnosťou vyššou ako 3 500 kg, ale neprevyšujúcou 10 000 kg,
- O_4 - prípojné vozidlá, ktorých najväčšia prípustná celková hmotnosť je nad 10 000 kg



DA Náves DB



Ojový príves



DC Príves so stredovou nápravou

Kategória kolesové traktory T:

- T_1 - kolesové traktory, najväčšia konštrukčná rýchlosť do 40 km.h"[1], minimálny rozchod kolies nápravy pri vodičovi 1 150 mm, prevádzková hmotnosť nad 600 kg, svetlá výška maximálne 1 000 mm,
- T_2 - kolesové traktory, najväčšia konštrukčná rýchlosť do 40 km.h"[1], rozchod kolies do 1 150 mm, prevádzková hmotnosť nad 600 kg, svetlá výška maximálne 600 mm. Ak výška ťažiska predelená priemerným minimálnym rozchodom kolies presiahne 0,9, potom je najväčšia konštrukčná rýchlosť do 30 km.h"[1] ,
- T_3 - kolesové traktory, najväčšia konštrukčná rýchlosť do 40 km.h'[1], prevádzková hmotnosť do 600 kg,
- T_4 - kolesové traktory na špeciálne účely, najväčšia konštrukčná rýchlosť do 40 km.h"[1], členia sa ešte najmä podľa svetlej výšky a šírky na tri kategórie T4J, T_{4p2} a T43,





- T5 - kolesové traktory, najväčšia konštrukčná rýchlosť viac ako 40 km.h'[1].

Teória vozidiel











Teória vozidiel






Kategória pásové traktory C:
Pásové traktory, ktoré sa pohybujú a riadia pomocou pásov, a ktorých kategórie C1 až C_5 sú definované analogicky s kategóriami T, až T_5.




Teória vozidiel





Pásové vozidlá na zamyslenie



Ripsaw



Ripsaw EV



Teória vozidiel

Ripchair




Action track chair

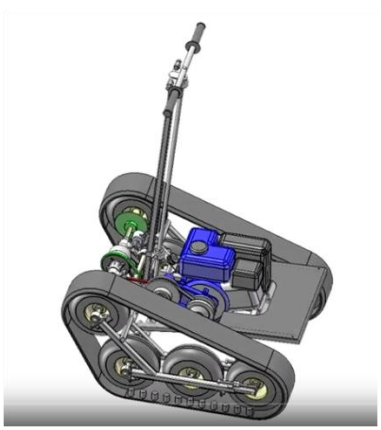


CEG-Ziesel




Carpet Go Kart

Teória vozidiel





Hamyak



Kategória prípojných vozidiel za traktor R:
- R_1 - prípojné vozidlá, najväčšia prípustná hmotnosť na nápravu neprevyšuje 1 500 kg,
- R_2 - prípojné vozidlá, najväčšia prípustná hmotnosť na nápravu je viac ako 1 500 kg, ale neprevyšuje 3 500 kg,
- R_3 - prípojné vozidlá, najväčšia prípustná hmotnosť na nápravu je viac ako 3 500 kg, ale neprevyšuje 21000 kg,
- R_4 - prípojné vozidlá, najväčšia prípustná celková hmotnosť na nápravu je nad 21 000 kg.

Každá kategória prípojného vozidla sa označuje podľa najväčšej konštrukčnej rýchlosti písmenom **a** pre rýchlosť do 40 km.h"^{1}, písmenom b pre rýchlosť nad 40 km.h"^{1}, napr. Rb_3.

Kategória ťahaných vymeniteľných strojov za traktor S:
- S_1, - ťahané vymeniteľné stroje pre poľnohospodárstvo alebo lesné hospodárstvo, najväčšia prípustná hmotnosť na nápravu neprevyšuje 3 500 kg,
- S_2 - ťahané vymeniteľné stroje pre poľnohospodárstvo alebo lesné hospodárstvo, najväčšia prípustná hmotnosť na nápravu je viac ako 3 500 kg.

Každá kategória ťahaného vymeniteľného stroja sa označuje podľa najväčšej konštrukčnej rýchlosti písmenom **a** pre rýchlosť do 40 km.h"^{1}, písmenom b pre rýchlosť nad 40 km.h"^{1}, napr. Sb_2.

Kategória pracovných strojov P:
- P_1, - pracovný stroj samohybný má vlastný zdroj pohonu, je určený len na vykonávanie určitých pracovných činnosti a nie na prepravnú činnosť.

Teória vozidiel













Teória vozidiel

















- P_2 - pracovný stroj nesený je vymeniteľný stroj, bez vlastného zdroja pohonu. V prepravnej polohe nie je v styku s pozemnou komunikáciou, nie je spravidla určený na prepravnú činnosť.




Kategória ostatné vozidlá V:
Patria sem: záprahové vozidlo, bicykel, bicykel s pomocným motorčekom, kolobežka s pomocným motorčekom (do 25 km.h"[1]), vozík pre telesne postihnuté osoby s ručným alebo motorickým pohonom (širka a dĺžka do 1 m, maximálna hmotnosť do 450 kg, rýchlosť do 6 km.h"[1]).
Vozidlá na špeciálne účely sú vozidlá určené na vykonávanie funkcie, ktorá si vyžaduje špeciálnu úpravu karosérie a/alebo špeciálne vybavenie. Do tejto kategórie patria vozidlá na prepravu osôb na invalidnom vozíku. Kódovanie zodpovedajúce „vozidlám na špeciálne účely" je vymedzené následne a použije sa na účely uvedené v tejto časti.

Teória vozidiel

• **Obytný automobil** je vozidlo na špeciálne účely kategórie M, konštruované tak, aby umožňovalo ubytovanie osôb, ktoré obsahuje aspoň túto výbavu:
— sedadlá a stôl,
— zariadenie na spanie, ktoré sa môže vytvoriť zo sedadiel,
— zariadenie na varenie,
— skladovacie zariadenia.



Toto vybavenie je v obytnom priestore pevne prichytené; stôl však môže byť konštruovaný tak, aby sa dal ľahko odstrániť.

• **Pancierové vozidlá** sú vozidlá určené na ochranu prepravovaných osôb a/alebo tovaru, spĺňajúce požiadavky pancierovania a nepriestrelnosti.

• **Sanitné vozidlá** sú motorové vozidlá kategórie M určené na prepravu chorých alebo ranených osôb, ktoré sú na tento účel špeciálne vybavené.



vs







Teória vozidiel

- **Pohrebné vozidlá** sú motorové vozidlá kategórie M určené na prepravu zosnulých osôb, ktoré sú na tento účel špeciálne vybavené.
- **Vozidlá na prepravu osôb na invalidnom voziku** sú vozidlá kategórie M1, osobitne konštruované alebo upravené tak, aby zodpovedali potrebám jednej alebo viacerých osôb sediacich počas jazdy na svojom invalidnom vozíku.
- **Obytný príves** - pozri ISO normu 3833 - 77, definíciu č. 3.2.1.3.



- **Samohybný žeriav** je vozidlo na špeciálne účely kategórie N3, ktoré nie je zariadené na prepravu tovaru a je vybavené žeriavom, ktorého moment bremena sa rovná 400 kNm alebo je vyšší.



vs



- **Ostatné vozidlá na špeciálne účely** sú vozidlá vymedzené v definícii, s výnimkou vozidiel uvedených v bodoch za definíciou.

Teória vozidiel

VOZIDLÁ

Vozidlo je charakterizované ako pozemný, dopravný alebo samojazdný pracovný stroj.

Vozidlá sa môžu pohybovať na:

- jazdnom ústrojenstve (kolesá, pásy, ...) v styku so zemou (vozovkou, koľajnicami)
- vzduchovom vankúši (vznášadlá),
- magnetickom alebo elektrostatickom poli.

Môžu byť poháňané:

- hnacou silou medzi jazdným ústrojenstvom a zemou,
- reakčnou silou (vrtuľový alebo prúdový pohon),
- akčnou silou (lineárny elektromotor, ...).

Energiu potrebnú k pohonu vozidlo:

- vezie si so sebou v zásobníku (nádrž paliva, akumulátor,...),
- prijíma pri jazde zvonku (troleje, koľajnice).

Vozidlá s jazdným ústrojenstvom poháňaným hnacou silou medzi jazdným ústrojenstvom a zemou delíme podľa:

Druhu komunikácie:

- cestné, terénne,
- koľajové.

Druhu a rozloženia jazdného ústrojenstva:

- kolesové,
- pásové,
- koleso pásové

môžu byť

- jednostopové
- dvojstopové
- viacstopové

Podľa pohonu:

- motorové,
- prípojné (spolu tvoria jazdnú súpravu)

Motorové vozidlá sú *poháňané vlastným motorom* a *delia sa podľa spôsobu použitia* na:

- **transportné** (pre dopravu osôb a vecí) motocykle, skútre, mopedy, osobné automobily, autobusy, dodávkové automobily, nákladné automobily, špeciálne automobily
- **ťahače** (prívesové alebo návesové, slúžiace k ťahaniu prípojných vozidiel),
- **traktory** (ťahanie, posúvanie, pohon či nesenie pracovných strojov zemných, stavebných, poľnohospodárskych)
- **samojazdné pracovné stroje** (poľnohospodárske, zemné, stavebné a iné) slúžiace k transportu stroja a vykonávaniu určitých prác (samojazdné nakladače a žeriavy, nosiče náradia, kombajny a pod.)

Prípojné vozidlá sa delia do dvoch základných skupin

- **prívesy**, pri ktorých sa podstatná časť tiaže prenáša vlastným jazdným ústrojenstvom,
- **návesy**, ktoré cez točnicu prenášajú podstatnú časť svojej tiaže na ťahač.

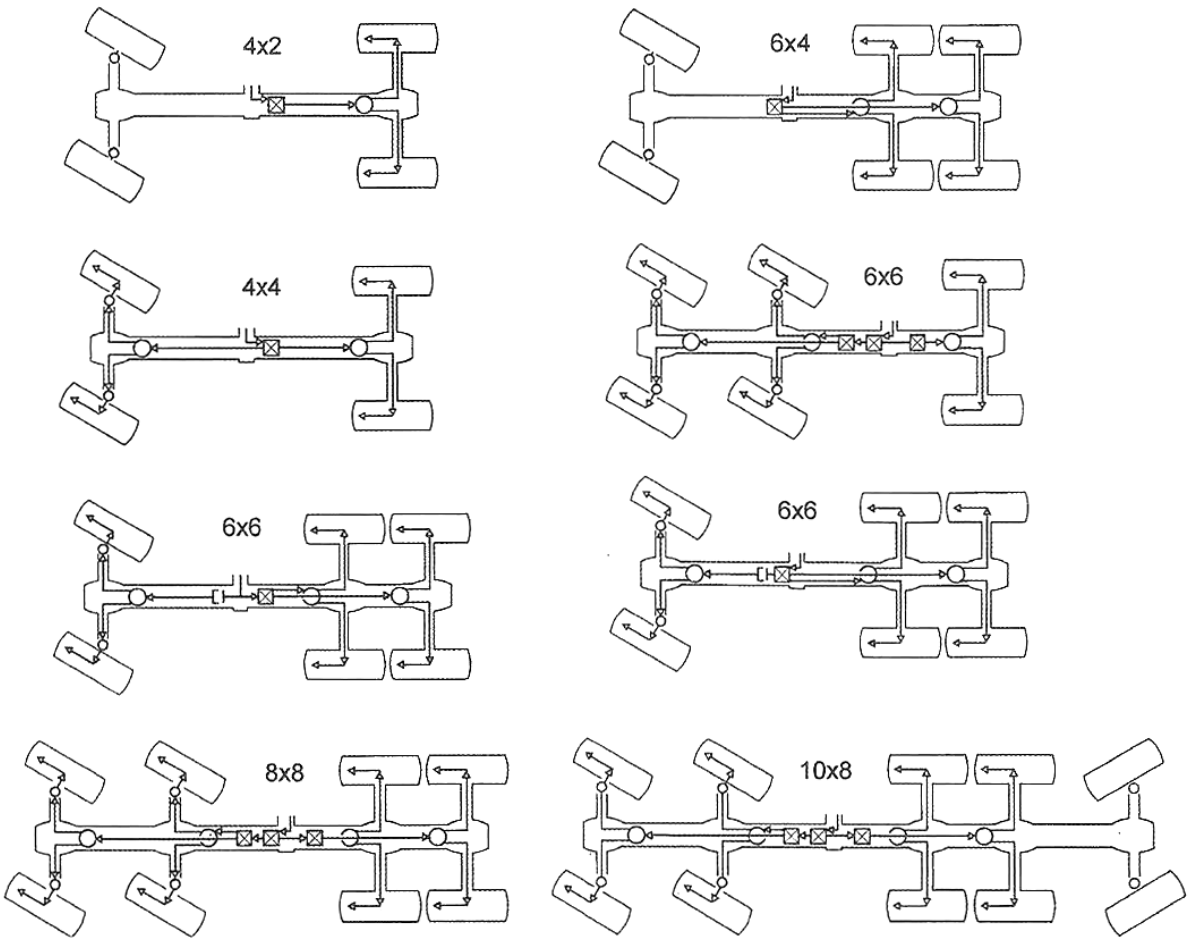
Teória vozidiel

Rozdelenie ústrojenstva motorových vozidiel

M – motor (zdroj mechanickej energie)
PÚ – prevodové ústrojenstvo – slúži na prenos energie od M na hnací člen JÚ,
JÚ – jazdné ústrojenstvo – umožňuje jazdu vozidla (pásmi alebo kolesami),
HÚ – hnacie ústrojenstvo = M + PÚ + časť JÚ prenášajúceho hnaciu silu,
BÚ – brzdiace ústrojenstvo – slúži k zastaveniu vozidla a jeho udržaní v zastavenom stave,
RÚ – riadiace ústrojenstvo – umožňuje zmenu smeru kolesových vozidiel,
SÚ – smerové ústrojenstvo – umožňuje zmenu smeru pásových vozidiel [1]

Kolesový vzťah kolesových vozidiel: **X** x **Y** kde X – počet kolies celkom
Y – počet hnacích kolies

(napríklad: 4x2, 4x4, 6x4, 8x8 a pod.)



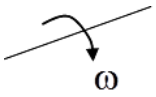
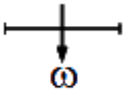
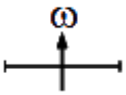
Obr. Označenie koncepcie pohonov [4]

Označovanie zmyslu otáčania na výkresoch

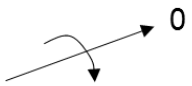
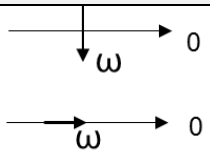
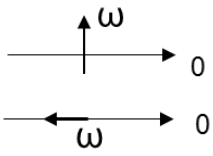
Zmysel otáčania sa na kinematických alebo konštrukčných výkresoch značí šípkou. Pri slovnom opise hovoríme o zmysle otáčania vpravo (v zmysle pohybu hodinových ručičiek) resp.

vľavo (proti zmyslu pohybu hodinových ručičiek). Dôležité je ale pritom udať smer pohľadu na rotujúci člen pozdĺž osi otáčania (Tab. 1, Tab. 2).

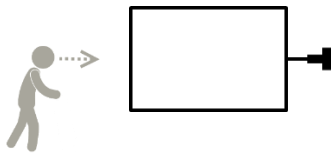
Tab. 1 Zmysel otáčania

Pohľad na člen			
Axonometrický	Zhora	Sprava ←	→ Zľava
		 **Vľavo** proti smeru hodín	 **Vpravo** v smere hodín
		 **Vpravo** v smere hodín	 **Vľavo** proti smeru hodín

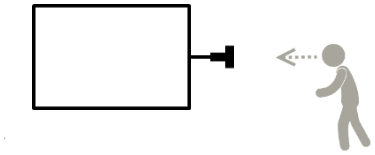
Tab. 2 Zmysel otáčania na orientovanej ose

Slovné vyjadrenie	Grafické znázornenie	
Kladný zmysel rotácie		
Záporný zmysel rotácie		

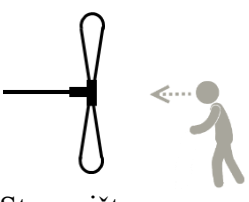
Normalizované miesta stanovišťa a smery pohľadov pre rôzne druhy motorov a strojov sú znázornené na obr. Vozidlové a letecké motory majú teda opačný smer pohľadu ako ostatné motory a teda rovnaký zmysel otáčania sa označuje inak. Motory a hnané stroje zo zmyslom otáčania vpravo (vľavo) sa označujú ako pravotočivé (ľavotočivé). [1]



motory vozidiel a letecké vrtuľové motory

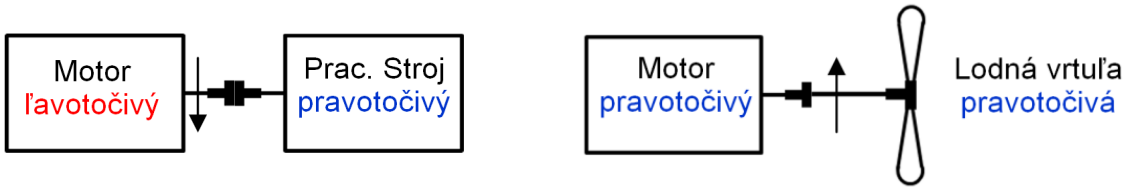


ostatné druhy motorov a pracovné stroje



vrtule, ventilátory, frézy sacích bagrov a pod.

Obr. Stanovište pozorovateľa a smer pohľadu pri určovaní zmyslu otáčania [1]



Obr. Príklady na označenie zmyslu otáčania [1]

Hlavné časti motorových vozidiel

K vytvoreniu energie, ktorá slúži na pohon motorových vozidiel získanú z rôznych druhov palív, slúži vozidlový motor. Tento slúži na priamy pohon vozidla a je prispôsobený na prácu v širokom rozsahu otáčok a zaťažení (spaľovací, elektrický, iný).

Na prenos energie od motora na kolesá slúži podvozková časť motorového vozidla – jeho jednotlivé ústrojenstvá. Pri tomto prenose vznikajú straty, ktorým nevieme zabrániť. Z toho vyplýva, že výkon na hnacích kolesách je vždy menší, ako je výkon motora. [4]

K hlavným častiam automobilov patrí

Poháňacia sústava
- motor
- prevodové ústrojenstvo
  - spojka
  - prevodovka
  - stály prevod, rozvodovka a diferenciál
  - spojovacie a kĺbové hriadele

Podvozok
- rám
- podvesy
  - nápravy (hnacia, riadiaca)
  - pruženie
  - kolesá
  - nosné a suvné časti podvesu
- brzdové zariadenie
- riadenie

Karoséria je časť vozila, v ktorej sú vytvorené priestory na využitie vozidla podľa jeho účelu, prípadne aj na umiestnenie časti poháňacej sústavy. Môže byť prichytená k základnému rámu vozidla - u starších typov vozidiel, alebo je samonosná. Jej úlohou je umožniť prepravu osôb a nákladu. Pri samonosných karosériách táto nesie prednú a zadnú nápravu, umožňuje uchytenie príslušenstva, výstroja a výbavy vozidla.

Príslušenstvo - sem zaraďujeme pomocné zariadenia, prístroje a prostriedky, ktoré sú pevne spojené s vozidlom a po technickej stránke sú nevyhnutné v prevádzke vozidla podľa jeho účelu alebo pre samostatný pohyb strojového spodku. Sem patrí osvetlenie, sklápací mechanizmus, čerpadlá, záves a pod.

Výstroj - sem zaraďujeme pomocné zariadenia a pomocné prístroje, pomôcky a prostriedky, ktoré sú pevne spojené s vozidlom a sú predpísané alebo účelové nie však nevyhnutné pre dopravnú činnosť vozidla po komunikáciách. Výstroj vozidla predpisujú príslušné vyhlášky a normy alebo je účelová. Sem patria bezpečnostné pásy, zrkadlá, stierače okien s ostrekovačmi, osvetlenie, rýchlomer, sedadlá,

teplomer, kontrolky a pod., ďalej účelové zariadenia špeciálnych automobilov a samochodných alebo pracovných strojov.

Výbava - jedná sa o prostriedky a pomôcky ktoré sú potrebné k prevádzke, údržbe a ochrane vozidla podľa platných vyhlášok a bez nich nie je povolený pohyb vozidla po verejných komunikáciách. Tieto časti nie sú pevne pripevnené k vozidlu. Jedná sa o základné náradie na opravu vozidla, lekárničku, výstražný trojuholník, hasiaci prístroj, ťažné lano, kliny, snehové reťaze, plachta, plachtové oblúky a pod.

Nadstavba - je funkčná, účelová časť špeciálnych vozidiel s príslušenstvom a výstrojom, ktorá nezahŕňa kabínu pre obsluhu.

Búdka - je samostatný konštrukčný celok vytvárajúci uzatvorený priestor pre obsluhu vozidla.

Skriňa - je samostatný konštrukčný celok vytvárajúci uzatvorený priestor pre náklad automobilu, prívesu alebo návesu. Skriňa je opatrená jednými alebo niekoľkými dverami.

Valník - je plošina s predným alebo zadným čelom a bočnicami, bočnice sú obvykle odklápacie aj u prípojných vozidiel. Plošina býva v sklápacom prevedení.

Korba - je ložná časť nákladného automobilu, prívesu, návesu lyžicového alebo korýtkového tvaru, býva sklopná.

Plošina - je nosná plocha nákladného automobilu, prívesu, návesu na uloženie nákladu. [4]

Koncepcia pohonov motorových vozidiel

Pohonom motorových vozidiel rozumieme jednak činnosť, výsledkom ktorej je mechanický pohyb ale aj zariadenie, ktoré to umožňuje (v tomto prípade to budeme označovať ako hnacie ústrojenstvo - HÚ).
Z energetického hľadiska je HÚ vozidla energetický systém, ktorý zabezpečuje dodávku energie k pohonu vozidla, t.j. pre prekonávanie jazdných a pracovných odporov. HÚ energiu premieňa, akumuluje, transformuje a prenáša. [1]
Základné prvky, ktoré zabezpečujú tieto funkcie sú:
Konvertor (prevodník) – mení jednu formu energie na inú, energia sa v ňom nezhromažďuje.

Tab. 3

Energia výstupná	Energia vstupná				
	chemická	tepelná	mechanická	elektrická	hydraulická
chemická					
Tepelná	Kotol Spal. komora		Trecia brzda	El. odporník	
mechanická	Tepelné motory	Tepelné motory		Elektromotor	Hydromotor Hydr. turbína
elektrická	Palivový článok	Termoelektr.. generátor	Elektrický generátor		
hydraulická			Hydrostat. G. čerpadlá		

Motor – je konvertor, ktorého výstupom je energia mechanická.
Generátor – je konvertor, ktorého výstupná energia je elektrická alebo tlaková hydraulická.

Akumulátor – akumuluje energiu počas určitej doby a potom ju vydáva. Je ho možno nabíjať a vybíjať.

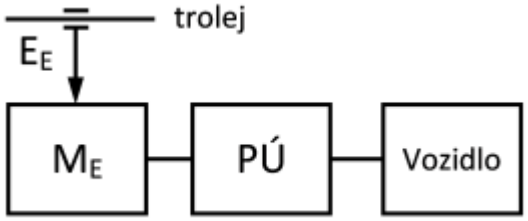
Transformátor (menič, prevod a pod.) – mení dve základné zložky výkonu napr. moment a rýchlosť, prúd a napätie, fázu, prietok a tlak, pričom ostáva zachovaná forma energie na vstupe a výstupe.

Transmisia (prenos) – prenáša energiu z jedného miesta na iné bez jej premeny.

Premena, akumulácia, transformácia a prenos energie musí byť nejakým spôsobom riadený a to zabezpečuje riadiace ústrojenstvo HÚ.

Podľa umiestnenia zdroja energie voči vozidlu budeme hovoriť o:

1. závislom pohone – vozidlo odoberá energiu zo zdroja mimo vozidla pri jazde (troleje, koľajnice),



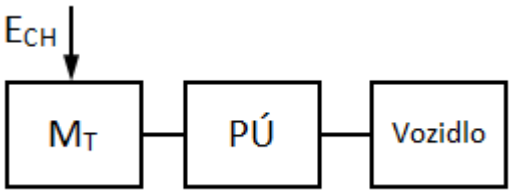
Obr. Schéma závislého pohonu
E_E - elektrická energia z vedenia, M_E - elektrický motor

2. nezávislom pohone – vozidlo vezie zásobu energie so sebou. Ako primárny zdroj energie pre nezávislý pohon sa používa:

- chemická energia obsiahnutá v palivách,
- elektrická, mechanická, eventuálne tepelná energia akumulovaná v príslušnom akumulátore.

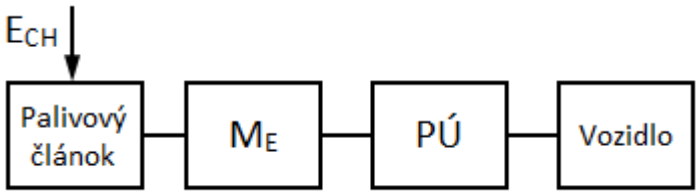
Podľa primárneho zdroja energie budeme rozlišovať tieto základné koncepcie nezávislého pohonu:

- motorový pohon - chemicky viazaná energia paliva sa v tepelnom motore zmení na energiu mechanickú a prostredníctvom prevodového ústrojenstva je odovzdaná vozidlu.



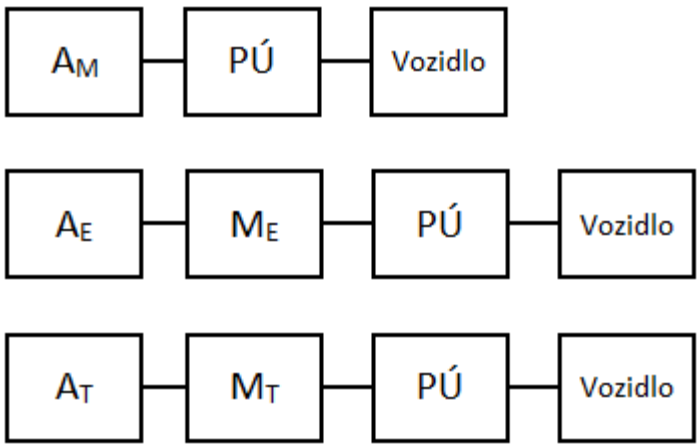
Obr. Schéma nezávislého pohonu s tepelným motorom M_T

- pohon palivovými článkami - chemická energia paliva sa priamo mení na energiu elektrickú a v elektromotore na energiu mechanickú.



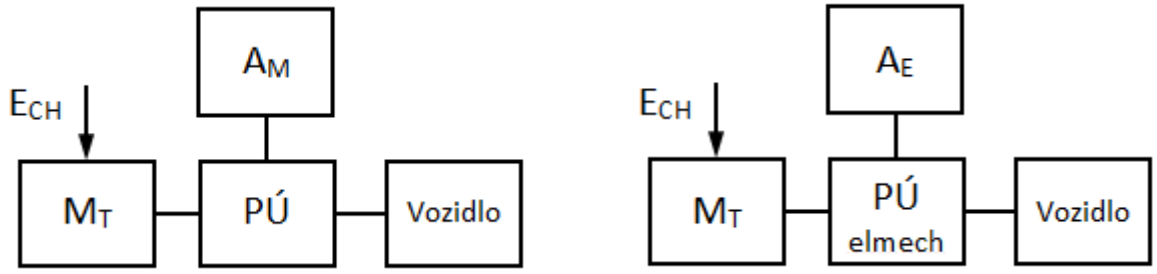
Obr. Schéma nezávislého pohonu s palivovými článkami a elektromotorom M_E. E_{CH} - energia chemicky viazaná v palive

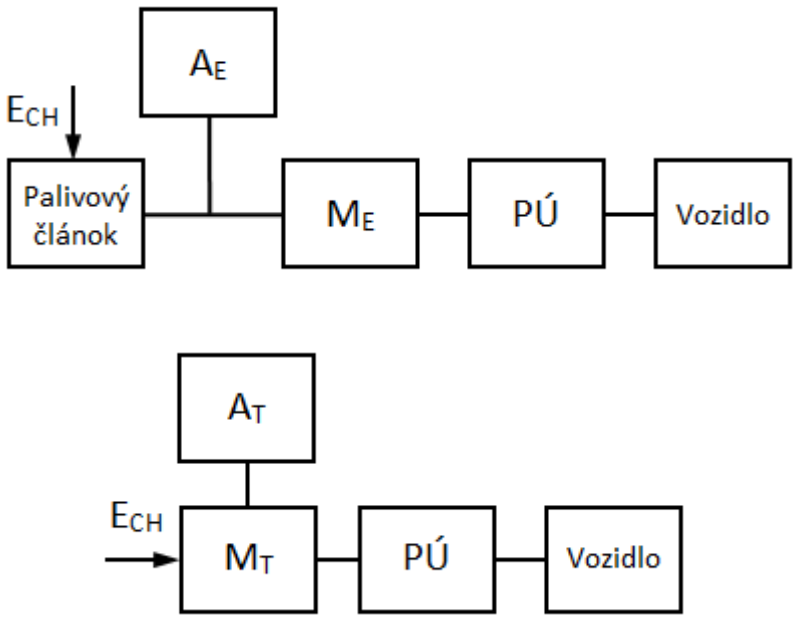
- akumulátorový pohon - energia je akumulovaná v niektorom type akumulátora, ktorá je podľa príslušného typu motora konvertovaná na energiu mechanickú.



Obr. Schéma nezávislého pohonu s akumulátormi A_M - akumulátor mechanický, A_E - akumulátor elektrický, A_T - akumulátor

- hybridný pohon - je kombináciou motorového pohonu resp. pohonu s palivovými článkami s akumulátorom. Zdrojom pohybu je energia získaná z paliva a energia akumulovaná v niektorom type akumulátora.





Obr. Koncepčné riešenia nezávislého pohonu hybridného
A_M - akumulátor mechanický, A_E - akumulátor elektrický, A_T - akumulátor
M_T - tepelný motor, M_E - elektromotor

Z hľadiska významu a dosahu na vlastnosti pohonu sú rozhodujúcimi prvkami hnacieho ústrojenstva zdroj mechanickej energie a prenosové ústrojenstvo V súčasnosti je najrozšírenejším zdrojom mechanickej energie pre pohon vozidiel piestový spaľovací motor na tekuté palivá. K Jeho rozšíreniu došlo najmä pre svoje výkonové, hmotnostné a cenové parametre ako aj pre jeho prevádzkovú spoľahlivosť. Medzi jeho nedostatky možno zaradiť najmä negatívny vplyv na životné prostredie (emisie exhalátov, hluk ...).

Prevodové ústrojenstvo PÚ musí plniť tieto základné funkcie:

- preniesť mechanickú energiu vyvíjanú motorom vo forme rotačného pohybu s vysokou účinnosťou na hnacie kolesá vozidla,
- rozdeliť energiu v určitom pomere rýchlostí a momentov na jednotlivé hnacie kolesá
- prispôsobiť frekvenciu otáčania motora frekvencii otáčania hnacích kolies,
- meniť prevodový pomer medzi motorom a hnacími kolesami,
- umožniť chod motora voľnobežnými otáčkami bez zaťaženia stojaceho vozidla.

Vstupná aj výstupná forma energie v PÚ je vždy mechanická, ale vo vnútri PÚ môže dochádzať k premene na inú formu energie, napr. hydraulickú, elektrickú

Základné komponenty (agregáty) PÚ

hriadele (H) - plnia úlohu prenosu rotačného pohybu bez jeho transformácie

stály prevod (PK) - je to prevod spravidla ozubený, s konštantným prevodovým pomerom, ktorý plní funkciu prispôsobiť" frekvenciu otáčania výstupného hriadeľa prevodovky frekvencii otáčania kolies,

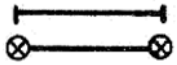
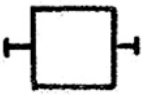
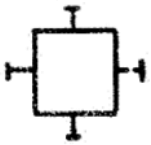
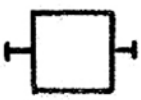
rozvodovka (R), respektíve rozdeľovacia (zlučovacia) prevodovka - je to spravidla ozubený mechanizmus. R obvykle obsahuje i stály prevod PK. Ak ide o rozdelenie energie na dve hnacie kolesa tej istej nápravy, jedná sa o rozvodovku. Rozdeľovacia prevodovka delí energiu na dve alebo viac náprav a zlučovacia prevodovka spája tok energie z dvoch alebo viacerých vetiev do jednej (napríklad od dvoch motorov),

premenlivý (variabilný) prevod (P) - je to mechanizmus, ktorý umožňuje zmenu prevodového pomeru. Vo vozidlách sa používajú nasledovné typy P:

- stupňová prevodovka °P
- rozjazdová spojka S,
- trecí variátor,
- hydrodynamický menič HdM,
- hydrostatický HsP a elektrický prevod EP

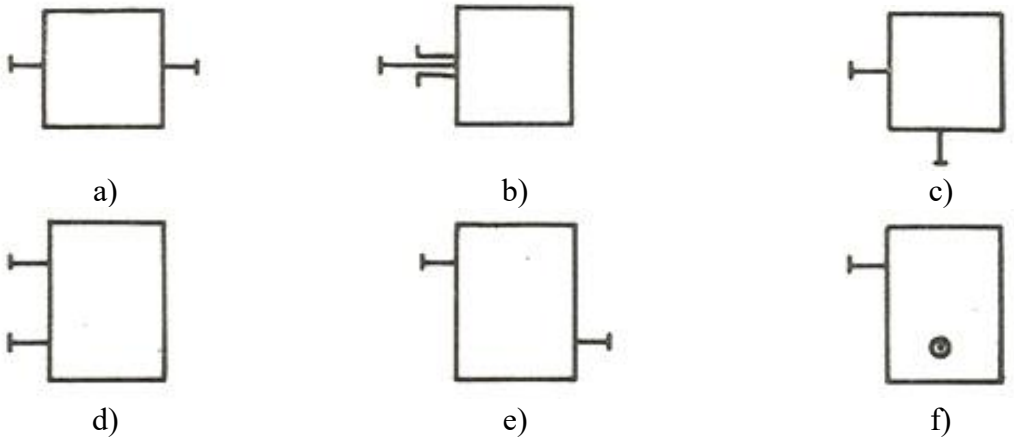
V tab. 4 sú znázornené schématické označenia a popis funkcie základných komponentov PÚ

Tab. 4

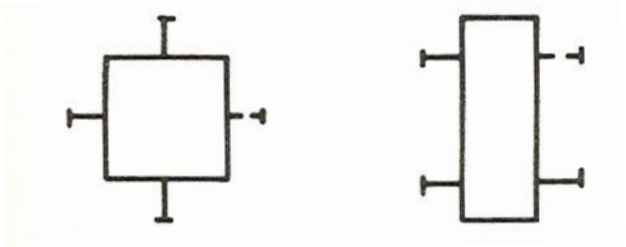
Schéma a označenie		Funkcia
	H - hriadeľ KH - kĺbový hriadeľ	Prenos mechanickej energie na vzdialenosť v smere osi hriadeľa
	P - stály prevod Pm - priamo za M Pa - priamo pred °P Pn - priamo za °P Pk - priamo pred kolesom	- Zmena frekvencie otáčania a momentu v stálom pomere - Prenos energie do rôznych smerov daných polohami vonkajších hriadeľov
	R - rozvodovka, rozdeľovacia resp. zlučovacia prevodovka RD - diferenciálna R RP - rozdeľovací prevod Rn - medzinápravová Rk - medzikolesová Rs - zlučovacia	- Rozdelenie (zlúčenie) prenosu energie do niekoľkých ciest - Prenos energie do rôznych smerov daných polohami vonkajších hriadeľov - Zmena frekvencie otáčania a momentu u RD je stály pomer momentov u RP je stály pomer frekvencií otáčania
	Pv - premenlivý prevod °P - stupňová prevodovka	- Zmena frekvencie otáčania a momentu v premenlivom pomere - Prenos energie do rôznych smerov

	S - rozjazdová spojka HdM - hydrodynamický menič	Plynulá zmena výstupnej frekvencie otáčania od 0 do max. hodnoty. U HdM aj plynulá zmena momentu.
	$G_{H,E}$ – generátor $M_{H,E}$ – hydromotor, elektromotor	- Premena jednej formy energie na druhú (mech. na hydraulickú resp. elektrickú) - V spojení G+M transformácia energie – plynulá zmena frek. otáčania a momentu

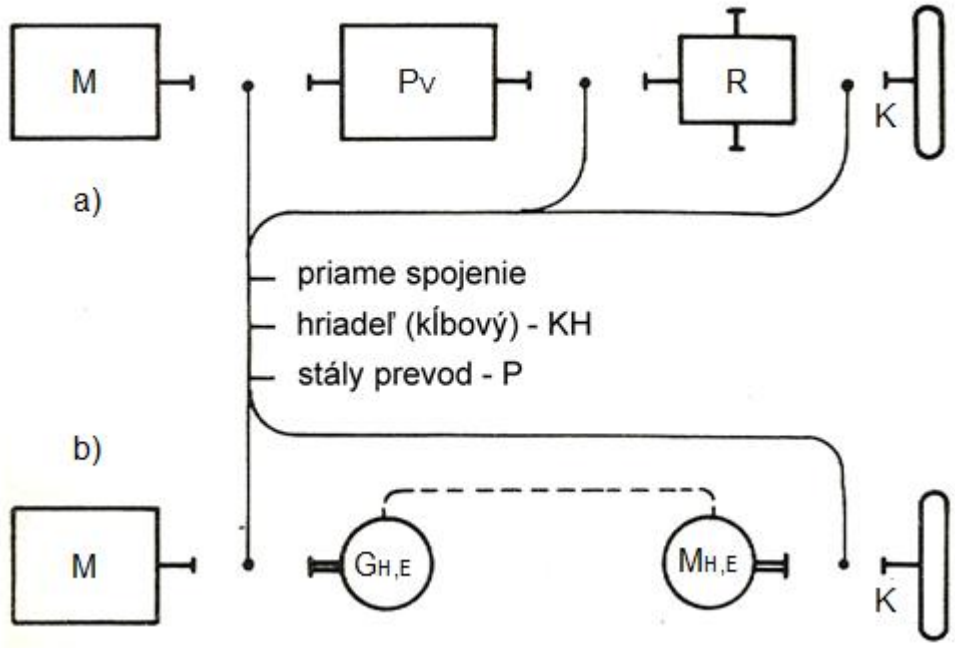
Komponenty s viacerými vonkajšími hriadeľmi (P, S, P_v, R) môžu mať rôzne polohy týchto hriadeľov ako to znázorňujú schémy na obrázkoch. Tieto usporiadania umožňujú ich zostavovanie a spájanie podľa potreby rôznym spôsobom. [1]



Obr. Možné varianty polôh vonkajších hriadeľov dvoj hriadeľových Pv alebo P
a) súosové rôznostranné, b) súosové jednostranné, c) uhlové,
d) rovnobežné jednostranné, e) rovnobežné rôznostranné, f) rôznobežné.



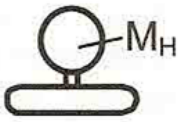
Obr. Najčastejšie varianty polôh vonkajších hriadeľov trojhriadeľových alebo štvorhriadeľových R



Obr. Schéma dvoch základných koncepcií prenosu energie HÚ vozidiel
a) mechanický prenos, b) hydraulický alebo elektrický prenos

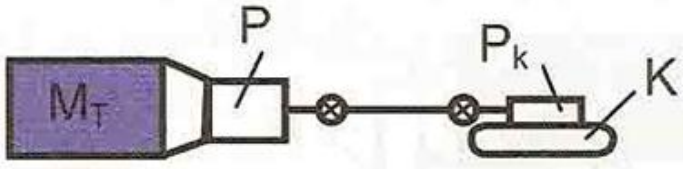
Usporiadania hnacieho ústrojenstva

- Najjednoduchšie usporiadanie HÚ:

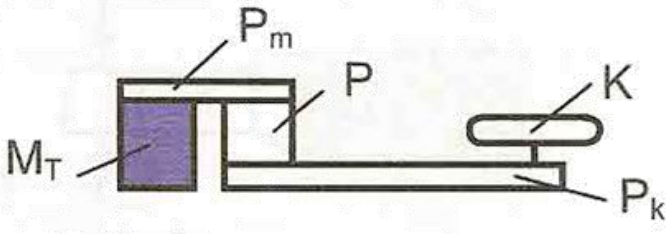


Obr. Nízkootáčkový motor priamo pripojený na hnacie koleso

- Typické usporiadanie HÚ jednostopových vozidiel :

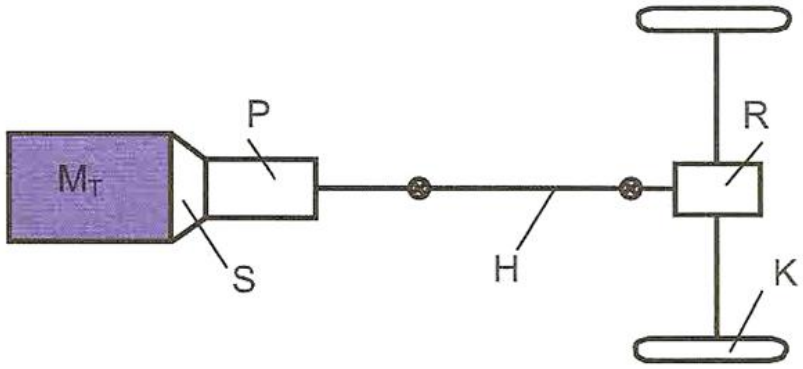


Obr. Usporiadanie HÚ s kĺbovým hriadeľom a kužeľovým prevodom Pk,



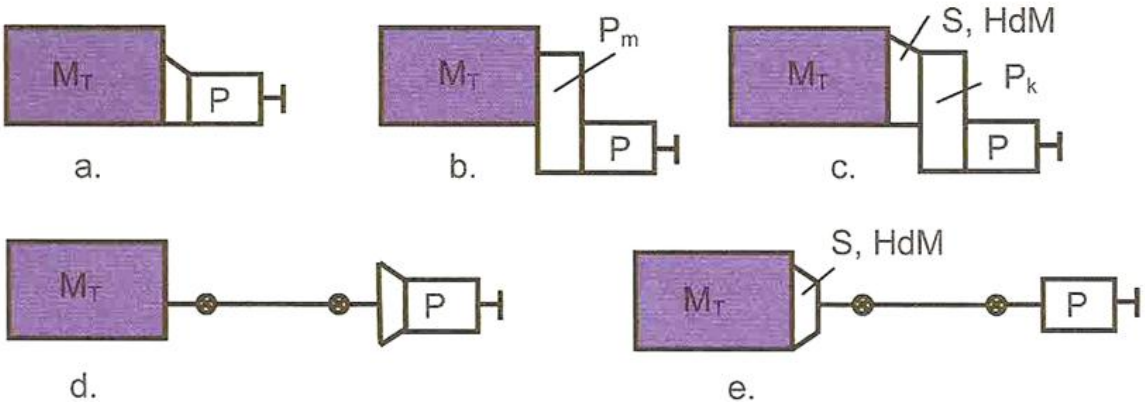
Obr. Usporiadanie HÚ s reťazovým prevodom Pk

- Klasické usporiadanie HÚ vozidla s jednou hnacou nápravou, spravidla zadnou



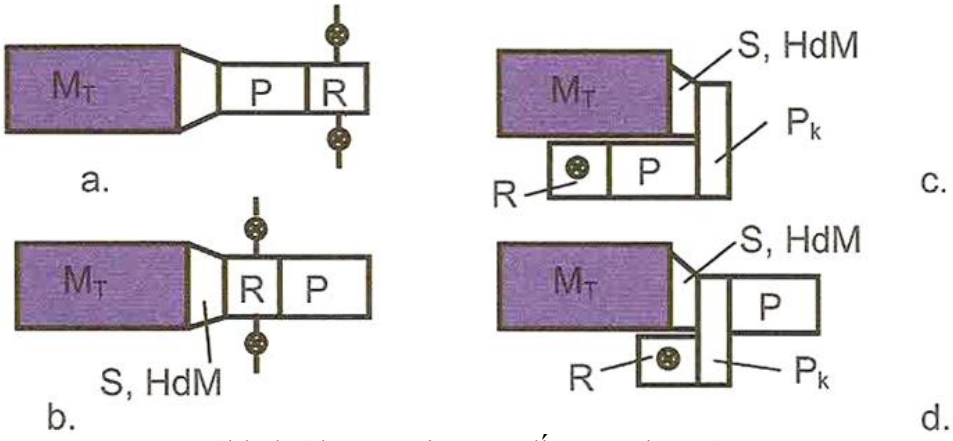
Obr. Klasické usporiadanie hnacieho ústrojenstva
M_T – spaľovací motor, S – spojka, P – stupňová prevodovka, R – rozvodovka, K – koleso, H – kĺbový hriadeľ

- Koncepcie spojenia M s PÚ:



Obr. Možnosti spojenia motora s prevodovým ústrojenstvom
a). najčastejšie a najvýhodnejšie je usporiadanie , ostatné sú vynútené koncepčnými požiadavkami vozidla

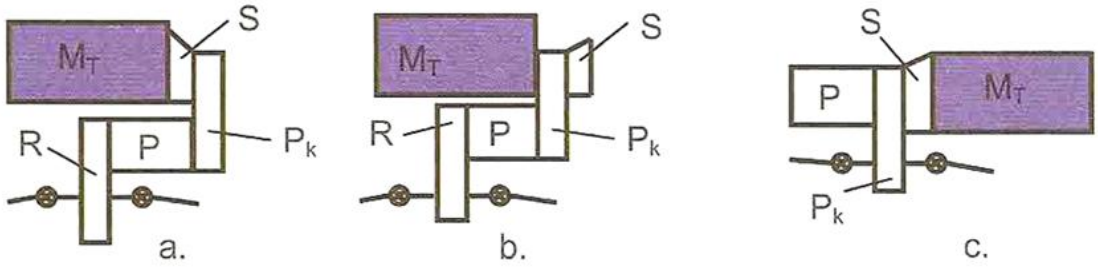
- Koncepcie HÚ osobných automobilov s pozdĺžnym uložením motora



Obr. Základné koncepcie s pozdĺžnym uložením motora

M_T – spaľovací motor, P – stupňová prevodovka, R – rozvodovka S – spojka, P_k, P_m – vložený prevod, HdM – hydrodynamický menič

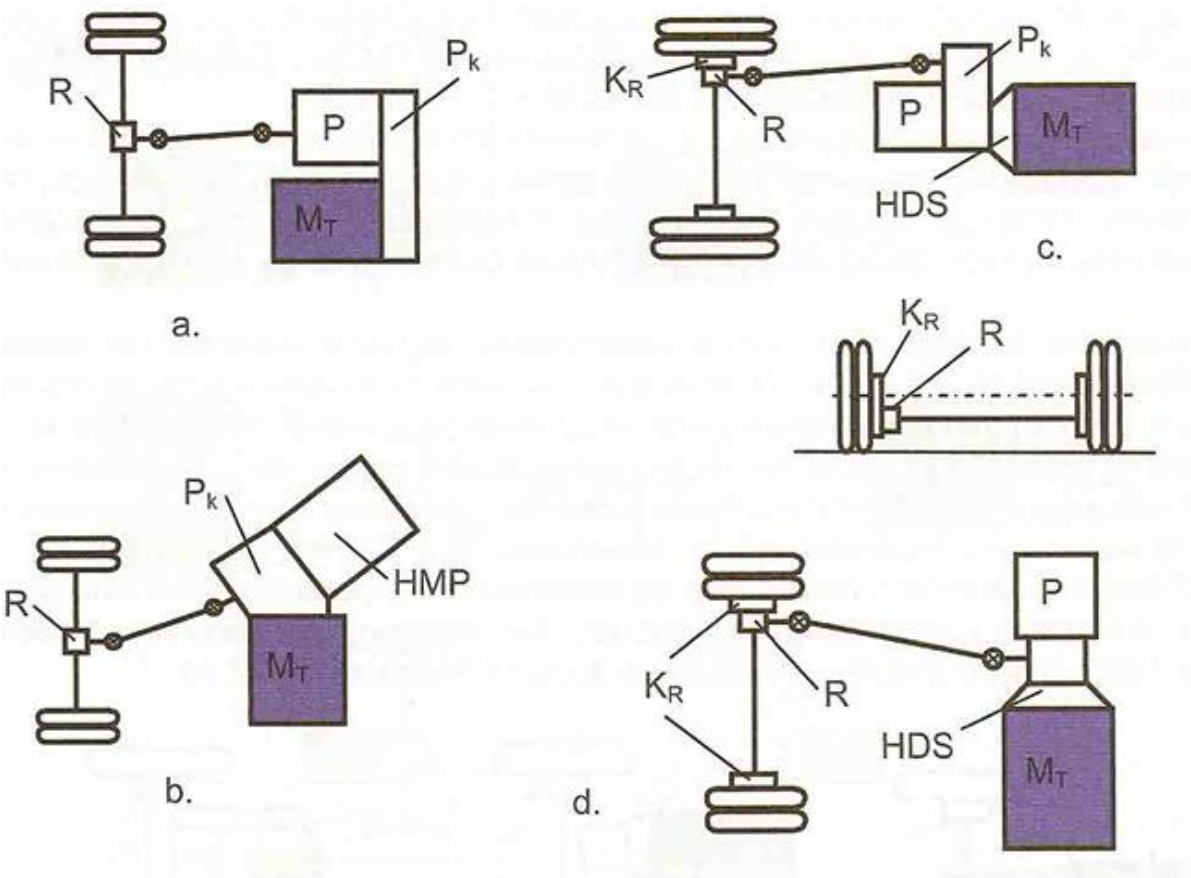
- Koncepcie HÚ osobných automobilov s uložením motora naprieč



Obr. Základné koncepcie s uložením motora naprieč

M_T – spaľovací motor, P – stupňová prevodovka, R – rozvodovka S – spojka, P_k, P_m – vložený prevod, HdM – hydrodynamický menič

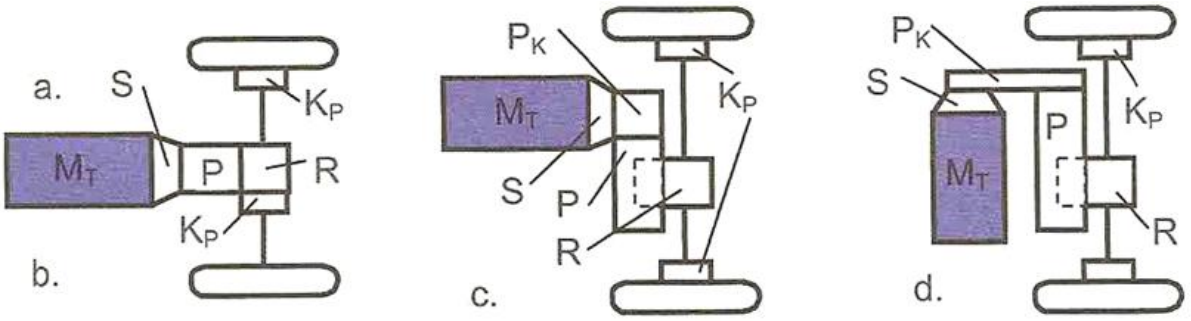
- Príklady usporiadania HÚ mestských autobusov s motorom vzadu



Obr. Hnacie ústrojenstvo mestských autobusov
c) a d) umožňuje dosiahnuť nízku podlahu autobusov v priestore zadnej nápravy

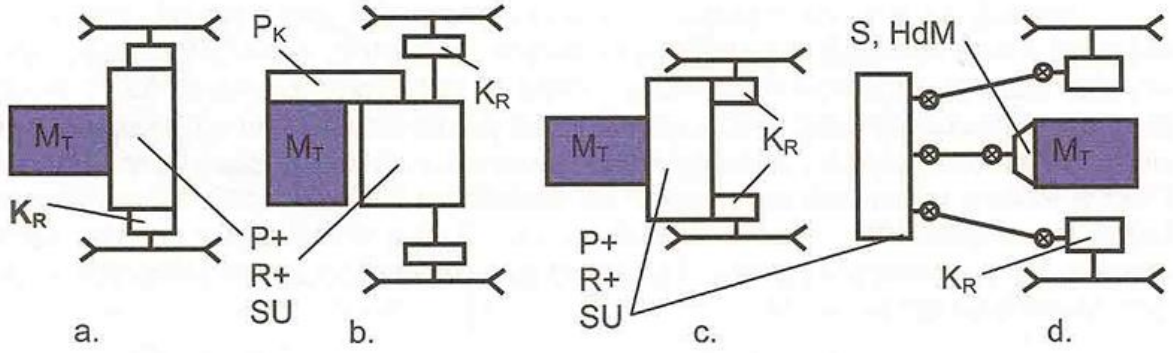
M_T – spaľovací motor, P – stupňová prevodovka, R – rozvodovka S – spojka, P_k, P_m – vložný prevod, HdM – hydrodynamický menič, HMP – hydromechanická prevodovka, HDS – hydrodynamická spojka, K_R – kolesová redukcia

- Príklady typického usporiadania HÚ kolesových traktorov



Obr. Usporiadanie hnacieho ústrojenstva traktorov

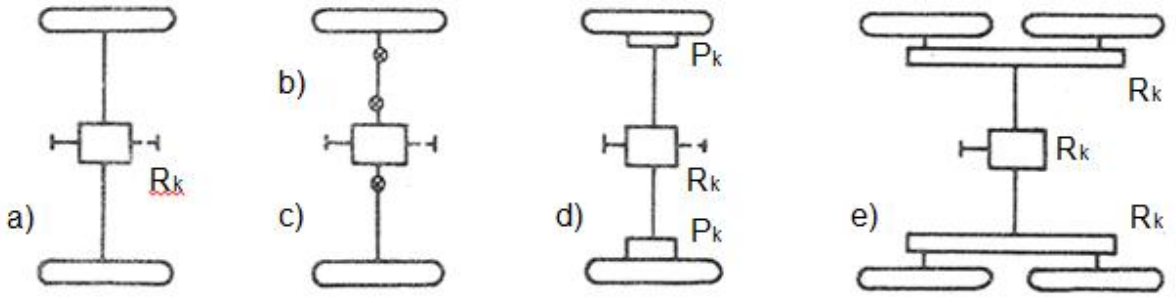
- Príklady usporiadania HÚ pásových vozidiel



Obr. Usporiadanie hnacieho ústrojenstva pásových vozidiel

M_T – spaľovací motor, P – stupňová prevodovka, R – rozvodovka S – spojka, P_K – vložený prevod, HdM – hydrodynamický menič, SU – smerové ústrojenstvo, K_R – kolesová redukcia

Typické príklady prevodov hnacej nápravy



Obr. Prevody hnacej nápravy
a) tuhá náprava, b),c) výkyvné nápravy,
d) nápravy s kolesovými reduktormi Pk
e) dve hnacie kolesá na každej strane sú poháňané cez rozdeľovacie prevody Rk

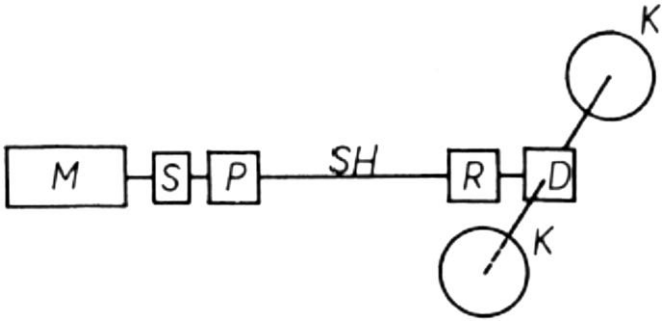
MECHANIKA MOTOROVÝCH VOZIDIEL

Náplňou mechaniky motorových vozidiel je skúmanie prevádzkovo technických vlastností vozidiel a vypracovanie spôsobu hodnotenia týchto vlastností.
Výsledky teoretických rozborov sa uplatňujú pri navrhovaní a testovaní nových vozidiel, pri výbere typu vozidla pre konkrétne požiadavky, pri navrhovaní logistických modelov a pod.

K základným prevádzkovým a technickým vlastnostiam patria dynamické vlastnosti, spotreba, ovládateľnosť, stabilita, prejazdnosť v sťažených podmienkach, vibrácie a hlučnosť.

Prenos krútiaceho momentu motora na hnacie kolesá

Budeme uvažovať jednoduchú schému prenosu krútiaceho momentu pri klasickom automobile s motorom vpredu a s pohonom zadných kolies (obr.). Z obrázku je zrejmé, že krútiaci moment sa prenáša z motora M cez spojku S, prevodovku P, spájací hriadeľ SH, rozvodovku R a diferenciál D na hnacie kolesá K.



Obr. Schéma prenosu krútiaceho momentu od motora na hnacie kolesá

Prevodový pomer v prevodovke i_p definujeme pomerom otáčok motora n_m k otáčkam spájacieho hriadeľa n_{sh}

$$i_p = \frac{n_m}{n_{sh}}$$

Prevodový pomer v rozvodovke i_r je daný pomerom otáčok spájacieho hriadeľa n_{sh} k otáčkam kolies n_k

$$i_r = \frac{n_{sh}}{n_k}$$

Celkový prevodový pomer potom bude:

$$i = i_p \,.\, i_r = \frac{n_m}{n_k}$$

Vzťah medzi krútiacim momentom na hnacích kolesách M_k a krútiacim momentom motora M_m určuje rovnica

$$M_k = i \,.\, M_m$$

Teória vozidiel

Závislosť medzi otáčkami motora a rýchlosťou vozidla

Pri známom celkovom prevodovom pomere i, otáčkach motora n [min^{-1}] a dynamickom polomere hnacích pneumatík r_d [m] vypočítame rýchlosť vozidla v [km/h] podľa rovnice

$$v = \frac{n \,.\, r_d}{2{,}654 \,.\, i}$$

Dynamický polomer pneumatiky je skutočný polomer zaťaženej pneumatiky pri odvaľovaní na ceste. Je to vlastne vzdialenosť stredu kolesa od roviny cesty. Vo výpočtoch sa uvažuje s hodnotami dynamických polomerov pneumatík. V skutočnosti sa dynamický polomer pneumatiky so zvyšovaním rýchlosti jazdy mierne zväčšuje (pôsobením odstredivých síl). Statický polomer pneumatiky je vzdialenosť stredu kolesa od roviny cesty pri stojacom vozidle. Z predchádzajúcej rovnice môžeme vypočítať otáčky motora pre danú rýchlosť jazdy

$$n = \frac{2{,}654 \,.\, i \,.\, v}{r_d}$$

Pohybová rovnica motorového vozidla

Počas jazdy motorového vozidla sa výkon motora P_m [kW] spotrebuje na prekonanie jazdných odporov vozidla. Výkon motora sa pritom rozdelí na tieto zložky:
P_t - výkon na prekonanie odporu trenia v prevodovom mechanizme [kW]
P_f - výkon na prekonanie odporu valivého trenia [kW]
P_v - výkon na prekonanie odporu vzduchu [kW]
P_z - výkon na prekonanie odporu zotrvačnosti vozidla [kW]
P_s - výkon na prekonanie odporu stúpania [kW]
P_{kl} - výkon spotrebovaný na prekĺzavanie hnacích kolies [kW]
P_p - výkon potrebný na ťahanie prívesu [kW]
Pre motorové vozidlo platí pohybová rovnica:

$$P_m = P_t + P_f + P_v + P_z + P_s + P_{kl} + P_p$$

Výkon P [kW], potrebný na prekonanie určitého jazdného odporu 0 [N] pri danej rýchlosti v [km/h] vypočítame podľa vzťahu:

$$P = \frac{O \,.\, v}{3600}$$

Motorové vozidlo pri jazde prekonáva nasledujúce jazdné odpory:
O_t - odpor trenia v prevodovom mechanizme [N]
O_f - odpor valivého trenia [N]
O_v - odpor vzduchu [N]
O_z - odpor zotrvačnosti [N]
O_s - odpor stúpania [N]
O_{kl} - odpor prekĺzavania hnacích kolies [N]
O_p - odpor prívesu [N]

Medzi jazdnými odpormi a myslenou hnacou silou motora F_m [N] uvažovanou na obvode hnacích kolies (bez zreteľa na straty v prevodovom mechanizme motorového vozidla) platí rovnováha

$$F_m = O_t + O_f + O_v + O_z + O_s + O_{kl} + O_p$$

Pre motorové vozidlo bez prívesu, ak neuvažujeme prekĺzavanie hnacích kolies, platí pohybová rovnica:

$$F_m = O_t + O_f + O_v + O_z + O_s$$

Pri jazde konštantnou rýchlosťou po rovine sa pohybová rovnica zjednoduší do tvaru:

$$F_m = O_t + O_f + O_v$$

Myslenú hnaciu silu motora F_m vypočítame podľa rovnice:

$$F_m = \frac{3600 \,.\, P_m}{v}$$

alebo podľa rovnice

$$F_m = \frac{M_m \,.\, i}{r_d}$$

Kde: M_m je krútiaci moment motora,
i - celkový prevodový pomer,
r_d - dymanický poloner pneumatík.

Odpory pôsobiace na vozidlo a prenos hnacej sily

Vo valci motora sa spaľuje zmes z ktorej sa uvoľňuje tepelná energia. Tepelná energia je premieňaná na mechanickú energiu. Mechanická energia je následne spotrebovaná na prekonávanie jazdných odporov pôsobiacich na vozidlo počas jazdy.

Hnacia sila motora je daná hnacím momentom nasledovne:

$$F_h = \frac{M_h . i_p . i_r}{r_d}$$

Kde:
F_h – teoretická hnacia sila na kolese [N],
M_h – hnací moment motora [Nm],
i_p – hodnota prevodového pomeru v prevodovke [-],
i_r – hodnota prevodového pomeru na stálom prevode [-]
r_d – dynamický polomer kolesa [m].

Takto distribuovaná hnacia sila na kolese, musí byť schopná prekonávať všetky jazdné odpory ktoré na vozidlo pôsobia.

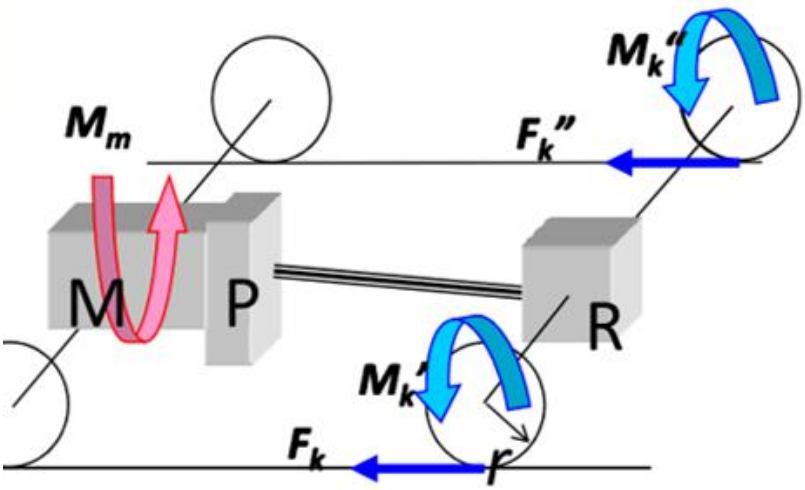
Teória vozidiel

Hnacie ústrojenstvo

Základnými parametrami hnacieho ústrojenstva je menovitý výkon hnacieho motora, krútiaci moment, sila na kolese, minimálny a maximálny prevod.

Pre prenos krútiaceho momentu od motora na koleso môžeme všeobecne uvádzať:

$$M_m \rightarrow M_k = M_{k'} + M_{k''}$$



Celková účinnosť je súčinom parciálnych účinností jednotlivých časti hnacieho reťazca:

$$\eta_c = \eta_p . \eta_R$$

Moment na kolese vyjadríme:

$$M_k = M_m . i_c . \eta_c$$

Celkový prevodový pomer je súčinom čiastkových prevodových pomerov:

$$i_c = i_p . i_R$$

Výkon na kolese vozidla vyjadríme:

$$P_k = M_m . \eta_c = M_k . \omega_k = F_k . v$$

Uhlová rýchlosť kolesa:

$$\omega_k = \frac{\pi . n_k}{30}$$

Rýchlosť vozidla:

$$v = r . \omega_k$$

Trakčná sila na kolese:

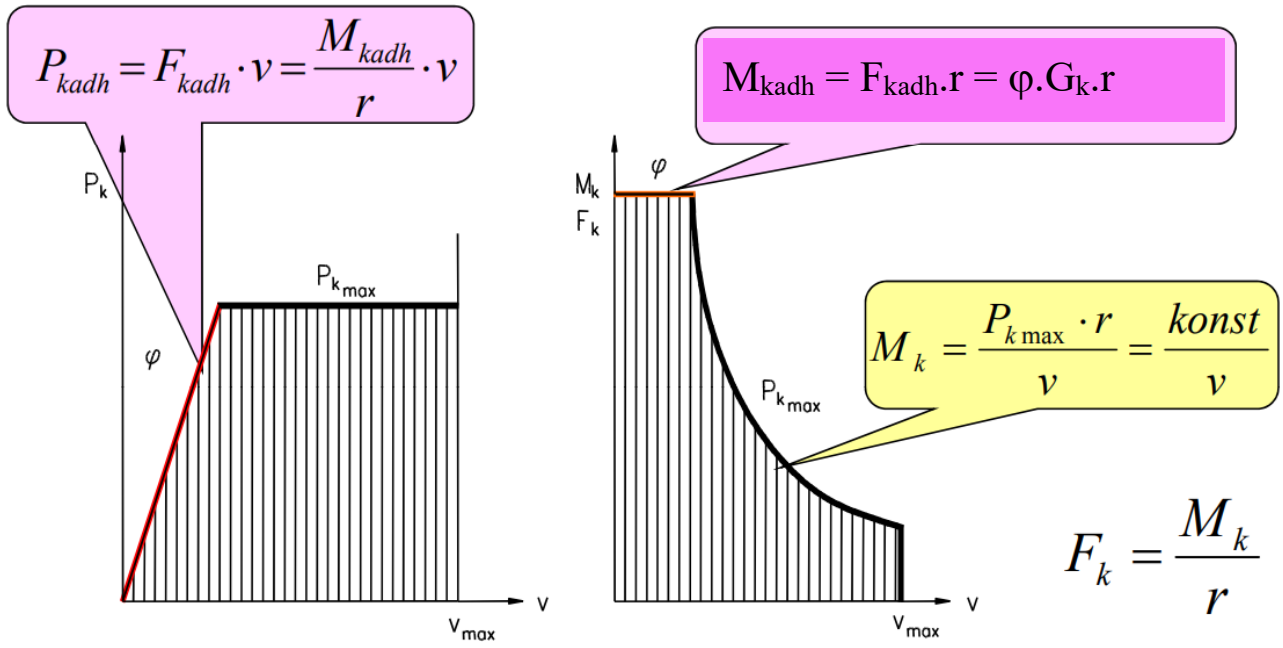
$$F_k = \frac{M_k}{r}$$

Teória vozidiel

Ideálna charakteristika hnacieho ústrojenstva

Maximálna hnacia sila na kolese je obmedzená schodnosťou kolesa preniesť túto trakčnú silu na vozovku, prostredníctvom kontaktu vozovky a kolesa. Trakčná sila na kolese musí byť menšia nanajvýš rovná adhéznej sile.

$$F_{kmax} \leq F_{adh} = (\varphi + f).G_k$$



Odpor trenia v prevodoch

Tento odpor spôsobuje straty pri prenose hnacieho momentu od motora k hnaciemu kolesu. Je ho vhodné vyjadriť na základe celkovej účinnosti prevodového ústrojenstva.

$$O_\eta = F_h \,.(1 - \eta_c)$$

$$\eta_c = \eta_1.\eta_2.\eta_3 \ldots\ldots \eta_n$$

kde:

O_η- Odpor trenia v prevodoch [N],

η_c – celková účinnosť [-].

Celková účinnosť prevodového ústrojenstva pozostáva z násobkov účinnosti jednotlivých časti prevodu, vrátane účinnosti v ložiskách uloženia hnacích kolies.

Mechanická účinnosť je závislá od mnohých faktorov. Čím väčší počet súkolesí, prenášajúcich krútiaci moment, tým sú väčšie straty. Odporúča sa preferovať také technické riešenia, ktoré majú čo najmenšie straty, napr.: ozubené kolesa s čelnými zubami, klzné ložiská, oleje s vyššou viskozitou a pod.

Straty v prevodoch sa pohybujú na úrovni 1-2% u spojky, 1,5-2%u čelných ozubených kolies, 4-6%u kužeľových ozubených kolies, 6-8% reťazový prevod, 1-3% kĺbové spojovacie hriadele, 1-2% brodenie kolies v oleji a okolo 0,5%predstavujú straty v ložiskách. Na základe týchto údajov môžeme konštatovať, že straty v prevodoch sa pohybujú v rozsahu 10-20% v závislosti od technického prevedenia pohonného ústrojenstva.

Skutočná hnacia sila ktorá pôsobí na obvode kolesa je teda nižšia o tieto straty a môžeme ju vyjadriť nasledovne:

$$F_k = F_h - O_\eta$$

$$F_k = \frac{M_h . i_p . i_r . \eta_c}{r_d}$$

kde: F_k – skutočná hnacia sila na kolese [N].

Odpor valenia

Celkový odpor valenia sa skladá z trenia v stenách pneumatiky pri ich deformácii, z odporu vznikajúceho deformovaním vozovky, z odporu pri ušmyknutí pneumatiky v styčnej ploche z vozovkou, z odporu prisávania behúňa pneumatiky k vozovke a z trenia v uložení hnaných kolies.

Trenie v stenách pneumatiky je závislé na deformácií spôsobenej radiálnym zaťažením, na deformácií pri prenášaní obvodovej sily a na deformácii spôsobenej bočnými silami. Veľkosť strát trením v stene pneumatiky je závislá na konštrukcii, kvalite materiálu pneumatiky a na technológií výroby pneumatiky. Veľký vplyv na valivý odpor má hodnota tlaku hustenia pneumatiky. So znižujúcim tlakom sa zvyšujú straty.

Deformácia vozovky je závislá na jej prevedení, druhu či jej povrchu. Obzvlášť veľké deformácie povrchu vozovky sú skôr pri jazde v terénne.

Ušmyknutie kolesa v styčnej ploche nastáva predovšetkým u hnacieho kolesa, alebo brzdeného kolesa, lebo pri prenose obvodovej sily sa časť behúňa pneumatiky v stykovej ploche naťahuje a časť stláča. Pri súčasnom odvaľovaní sa tieto deformácie vyrovnávajú, čo je spojené s ušmyknutím v styčnej ploche.

Prisávanie behúňa pneumatiky je závislé na tvare vzoru behúňa. Z dutín ktoré sa uzatvárajú vo stykovej ploche s vozovkou, sa vytlačuje vzduch. Pri odvaľovaní sa následne behúň odtrháva od vozovky, čo spôsobuje prídavnú deformáciu pneumatiky a tým sa zvyšuje odpor valenia. Odtrhávanie behúňa od vozovky je spojené s výraznou hlučnosťou.

Trenie v uložení hnaných kolies je závisle od spôsobu uloženia, kolies a od kvality výroby.

Odpor valenia môžeme vyjadriť nasledovne:

$$O_t = G . \varphi_t$$

Kde:

O_t – odpor valenia [N],

G – tiaž vozidla [N],

φ_t – súčiniteľ odporu valenia [-].

Súčiniteľ odporu valenia zahŕňa všetky vplyvy spôsobujúce odpor valenia. S rastúcou rýchlosťou sa zvyšuje odpor valenia. Tento stav je zreteľný hlavne u nízkotlakových pneumatikách. Taktiež sa odpor valenia zvyšuje vplyvom zaťaženia kolies. Pri pneumatikách s tlakom hustenia nad 450bar a pri rýchlostiach od 80km/h do 100km/h je možne hodnotu odporu valenia považovať za konštantu.

Prehľad súčiniteľov odporu valenia a odporu trenia medzi pneumatikou a rôznymi druhmi povrchu je uvedený v tabuľke.

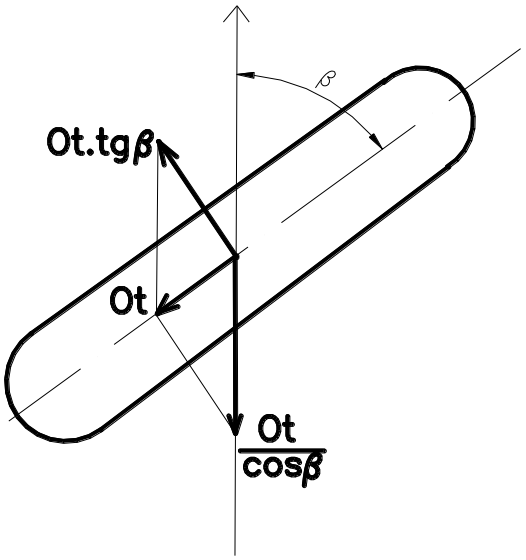
Hodnotu súčiniteľa trenia je nutné uvažovať s ohľadom na stav behúňa pneumatiky. Nový behúň má hodnotu 0,92.φ, ojazdený behúň na 10-20% má hodnotu súčiniteľa trenia upravenú 1,0.φ a dalším opotrebovaním sa súčiniteľ trenia znižuje až na hodnotu 0,5.φ.

Tab.

Druh vozovky	φ_t		φ		
	nová	opotrebená	suchá	mokrá	s nánosom blata
Asfaltový povrch	0,01	0,02	0,5 - 0,7	0,3 – 0,5	0,2 – 0,3
Betónový povrch	0,015	0,025	0,7 – 0,9	0,5 – 0,6	0,3 – 0,4
Dlažba	0,015	0,025	0,5 – 0,8	0,35	0,25
Uvalcovaný štrk	0,025	0,04	0,6 – 0,7	0,5	0,4
Námraza			0,5 – 0,2	0,001- 0,1	
10cm snehu	0,035				
Suchá ornica	0,11		0,4 - 0,5		

Odpor valenia predného kolesa v zákrute

Pri prejazde zákrutou pôsobí odpor valenia proti pohybu kolesa natočeného do zákruty obr. Odpor valenia O_t sa môže rozložiť na zložku do smeru pozdĺžnej osi vozidla a na zložku kolmú ku smeru natočenia kolesa.



Obr. Prejazd kolesa zákrutou

Zložka vo smere pozdĺžnej osi automobilu sa prekonáva hnacou silou prenášanou zadnými hnacími kolesami, a ako vyplýva z obrázka, je to zložka väčšia ako je samotný odpor valenia. Zložka vo smere kolmom na pohyb natočeného kolesa, udržuje koleso na požadovanej dráhe. Aby sa koleso nešmýkalo, musí byť splnená nasledujúca podmienka:

$$G.\varphi_t.tg\beta \leq G.\varphi$$

$$\varphi \geq \varphi_t.tg\beta$$

Z uvedených rovníc vyplýva, že predné koleso sa ušmykne o to skôr, čím je odpor valenia väčší a čím je väčší uhol zatočenia kolesa b. Preto je uhol zatočenia kolesa na vnútornej strane zatáčky maximálny 40° a vo výnimočných prípadoch to môže byť 45-50°.

Teória vozidiel

Odpor vzduchu

Veľkosť odporu vzduchu je určená veľkosťou dynamického tlaku vzduchu, ktorý pôsobí na čelnú plochu vozidla. Konečná hodnota je upravená tvarovým súčiniteľom. Odpor vzduchu potom môžeme vyjadriť takto:

$$O_v = c_x . p . S_x$$

Kde:
O_v – odpr vzduchu [N],
c_x – tvarový súčiniteľ [-],
p – dynamický tlak vzduchu [Pa],
S_x – priemet čelnej plochy vozidla [m^2].

Odpor vzduchu je priamo závislí na hodnote tvarového súčiniteľa, ktorý vyjadruje vplyv obtekania vzduchu okolo automobilu a zahrňuje i trenie vzduchu o povrch automobilu. V tabuľke je prehľad tvarových súčiniteľov pre rôzne druhy vozidiel.

Tab.

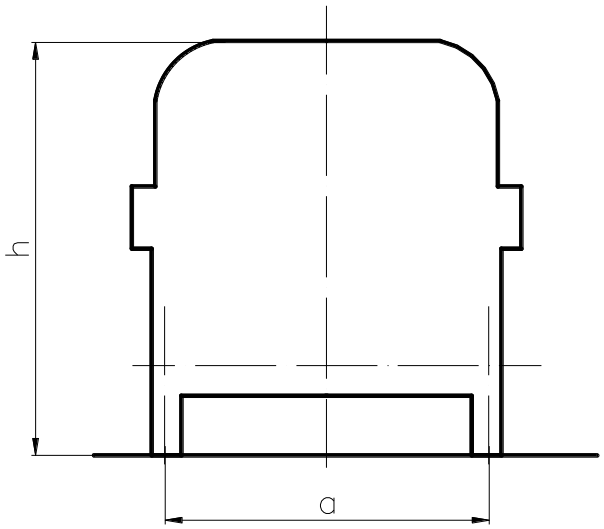
Druh vozidla	c_x
Jazdná súprava	1,0 – 1,5
Nákladný automobil	0,8 – 1,0
Autobus	0,7
Otvorený osobný automobil	0,9
Uzatvorený osobný automobil – hranatý	0,65
Uzatvorený osobný automobil – zaoblený	0,4 – 0,5
Osobný automobil – aerodynamická karoséria	do 0,3
Pretekárske a pokusné automobily	0,23 – 0,3

Odpor vzduchu je ďalej závislý aj na dynamickom tlaku vzduchu. Dynamický tlak vzduchu môžeme vyjadriť nasledovne:

$$p = \frac{\rho . v^2}{2} + p_0$$

Kde:
ρ – hustota vzduchu [$kg.m^{-3}$],
v – rýchlosť vozidla [$m.s^{-1}$],
P_0 – statický tlak [Pa].

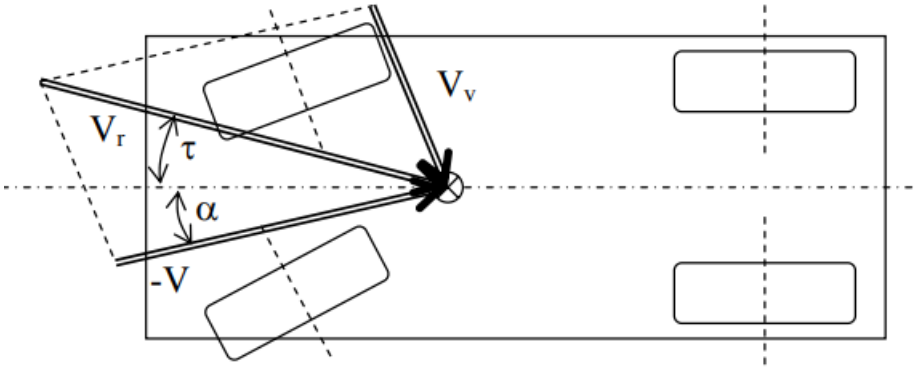
Z rovnice vyplýva, že dynamický tlak vzduchu , a tým aj odpor vzduchu raste s druhou mocninou rýchlosti prúdiaceho vzduchu, t.j rastie s druhou mocninou rýchlosti vozidla. Pri jazde proti vetru je nutné k rýchlosti vozidla pripočítať aj rýchlosť vetra. Hustota vzduchu sa mení s teplotou a s barometrickým tlakom. Odpor vzduchu je ďalej priamo závislý aj na veľkosti čelnej plochy vozidla. Preto sa konštruktéri snažia upravovať tvar aj usporiadanie vozidla tak, aby jeho čelná plocha v závislosti na splnení ostatných požiadaviek bola čo najmenšia. Príklad určenia čelnej plochy vozidla je znázornený na obr..



Obr. Stanovenie čelnej plochy vozidla

$$S_x = a.h$$

Kde:
a – rozchod kolies nápravy [m],
h – výška plne zaťaženého vozidla [m].



V_r – výsledná náporová rýchlosť [m.s^{-1}]

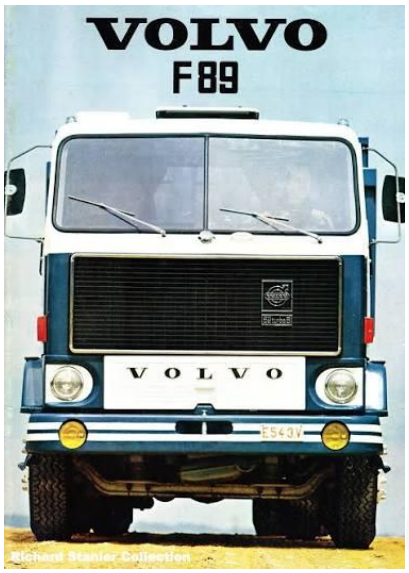
$$\overrightarrow{v_r} = -\vec{v} + \overrightarrow{v_v}$$

v – rýchlosť vozidla vzhľadom ku stojaciemu vzduchu
v_v – rýchlosť vetra
τ – uhol nábehu vzduchu
α – smerová odchýlka ťažiska

Merná hmotnosť vzduchu
Suchý vzduch pri tlaku 100 kPa (1 bar)
0 °C – 1,276 kg.m^{-3}
20 °C – 1,189 kg.m^{-3}
Budeme predpokladať teplotu 20 °C, takže hustota vzduchu bude ρ_v = 1,189 kg.m^{-3}

Teória vozidiel

Príklady vývoja aerodynamiky vozidiel













2004



2000



2015



2026

Odpor zotrvačnosti pri zrýchľovaní vozidla

Pri jazde vozidla rovnomernou rýchlosťou na vodorovnej komunikácií sa prekonáva odpor valenia a odpor vzduchu hnacou silou pôsobiacou na hnacích kolesách. Pokiaľ sa tieto odpory neprekonávajú maximálnou silou motora, je možné využiť výkonovej rezervy motora na zrýchľovanie vozidla. Proti zrýchľovaniu vozidla pôsobí odpor zotrvačnosti O_α, ktorý zahrňuje odpor zotrvačnosti posuvných hmôt $O_{\alpha p}$ a odpor zotrvačnosti rotujúcich hmôt $O_{\alpha rot}$.

$$O_\alpha = O_{\alpha p} + O_{\alpha rot}$$

$$O_{\alpha p} = m.a$$

$$O_{\alpha rot} = \frac{1}{r_d}.(I_m.\varepsilon.i_c.\eta_c + \sum I_k.\varepsilon)$$

Kde:
m – hmotnosť celého automobilu [kg],
a – zrýchlenie posuvných hmôt [m.s^{-2}],
I_m – hmotný moment zotrvačnosti motora [kg.m^2],
ε – uhlové zrýchlenie [s^{-2}],
I_k - hmotný moment zotrvačností ostatných rotujúcich časti, redukovaných na otáčky hnacieho kolesa [kg.m^2].

K rotujúcim hmotám ktoré majú vplyv na veľkosť celkového momentu rotujúcich hmôt vozidla, sa počítajú rotujúce hmoty motora, spojky, ozubených kolies, brzdových kotúčov, kolies a pod.

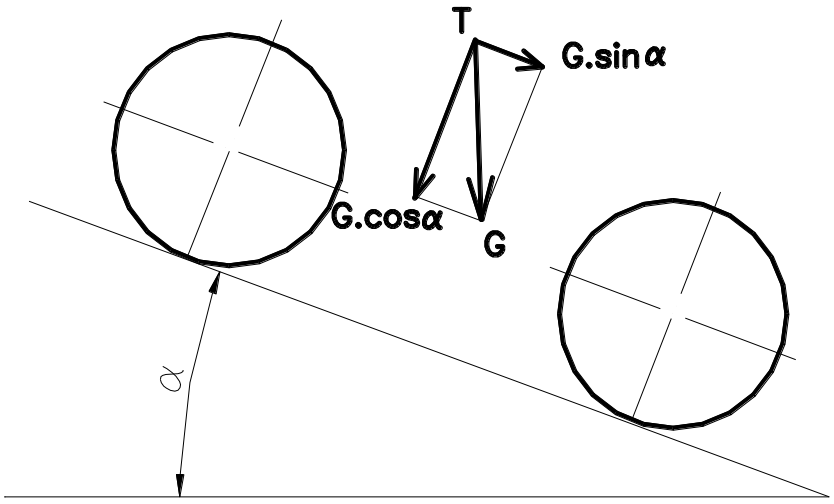
Vhodným vyjadrením schopnosti vozidla zrýchľovať je vyjadrenie pomocou prebytkového výkonu Pα, ktorý je možné využiť na prekonanie odporu zotrvačnosti.

$$P_\alpha = P_e.\eta_c - P_t - P_v$$

Kde:
P_e – efektívny výkon motora [kW],
P_t – výkon potrebný na prekonanie odporu valenia [kW],
P_v – výkon potrebný na prekonanie odporu vetra [kW].

Odpor stúpania

Pri jazde vozidla do svahu obr, sa rozkladá tiaž vozidla do dvoch zložiek závislých na uhle sklonu vozovky α.



Obr. Odpor stúpania

Odpor stúpania O_s je zložkou ktorá je rovnobežná s vozovkou a pri jazde do svahu sa musí prekonávať hnacou silou.

$$O_s = G.sin\alpha$$

Uhol pozdĺžneho sklonu vozovky α sa zvyčajne udáva v stupňoch alebo v percentách stúpania podľa vzťahu:

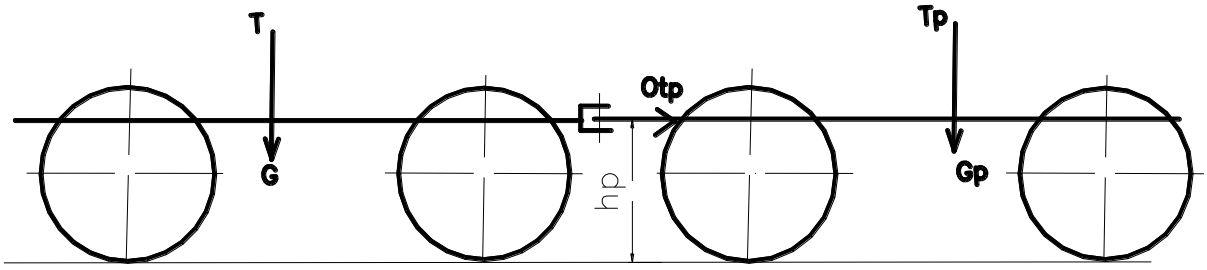
$$s = 100.tg\alpha$$

Odpor ťahania prívesu

Pri ťahaní prívesu pôsobí odpor ťahania prívesu ako vonkajšia sila na ťahač aj príves. Stanovenie odporu ťahania prívesu O_{tp} pre vodorovné ojo a pri jazde rovnomernou rýchlosťou na vodorovnej komunikácií je na obr. a je ho možné vyjadriť nasledovne:

$$O_{tp} = G_p . \varphi_t$$

Kde:
G_p – tiaž prívesu [N].



Obr. Odpor ťahania prívesu

Hnacia sila vozidla

Rozborom všetkých síl pôsobiacich za jazdy na vozidlo sa dostávame k poznatku, že hnacia sila motora, odpor trenia v prevodoch a odpor vzduchu sú závislé na konštrukcii vozidla, jeho technickom stave a na rýchlosti jazdy. Ostatné odpory, závisia prevažne na povrchu komunikácie a na spôsobe jazdy. Preto je možné stanoviť pohybovú rovnicu vozidla nasledovne:

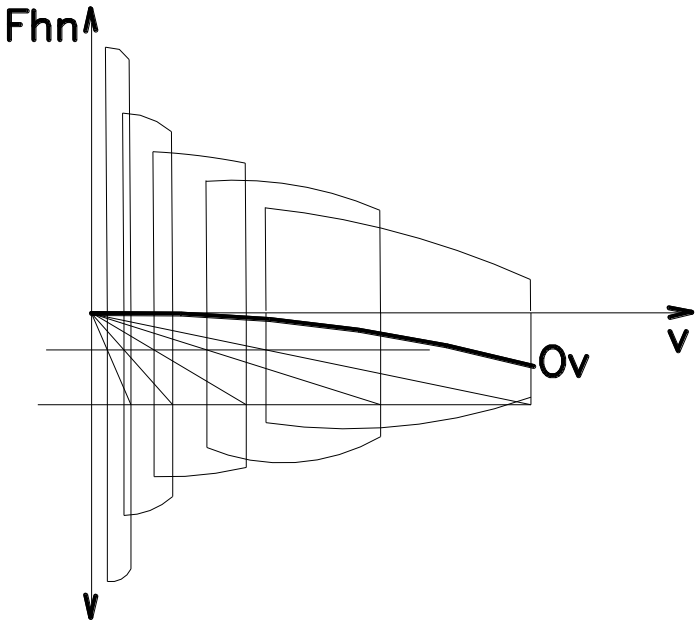
$$F_h - O_\eta - O_v = O_t + O_a + O_s$$

Ľavá strana rovnice určuje silu, ktorej veľkosť charakterizuje vlastnosti závislé na konštrukcii vozidla.

Hnaciu silu vozidla môžeme následné vyjadriť takto:

$$F_{hn} = F_h - O_\eta - O_v = F_k - O_v$$

Grafické vyjadrenie hnacej sily vozidla umožňuje rýchle stanovenie najväčšieho možného odporu zotrvačnosti pri zrýchľovaní, alebo najväčšiu stúpavosť, poprípade kombináciu oboch, ale nie je to vhodným parametrom pre porovnanie rôznych druhov vozidiel.

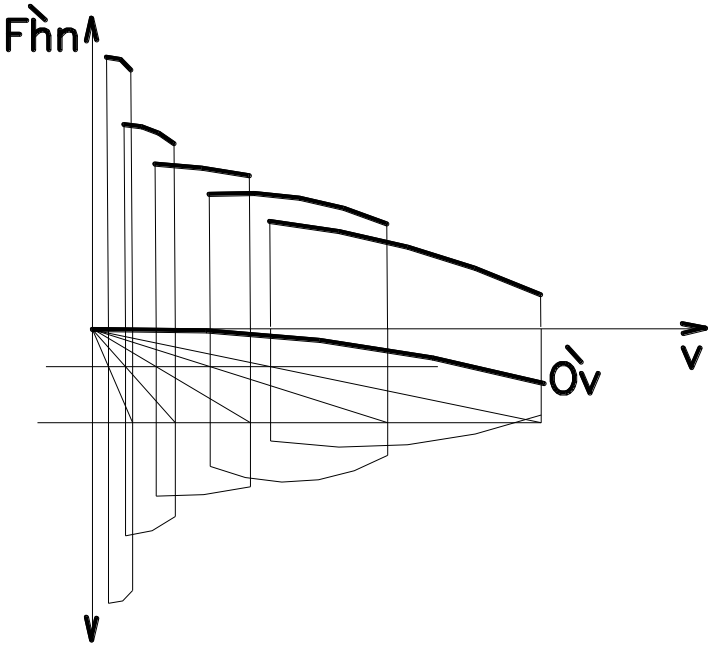


Obr. Diagram hnacej sily vozidla

Merná hnacia sila vozidla

Jednoduché porovnanie pohybových vlastností rôznych druhov vozidiel umožňuje diagram mernej hnacej sily vozidla F'_{hn} obr. Merné hodnoty udávajú veľkosť síl a odporov, ktoré pripadajú na jednotku tiaže vozidla. Základný diagram sa konštruuje pre tiaž vozidla plne naloženého podľa rovnice mernej hnacej sily vozidla:

$$F'_{hn} = \frac{F_{hn}}{G}$$



Obr. Diagram mernej hnacej sily vozidla

Teória vozidiel

Príklad:
Vypočítajte jazdné odpory osobného automobilu pri priamej jazde na suchej betónovej vozovke:

1. Pri jazde konštantnou rýchlosťou 0, 60, 120, 160 km/h.
   a- po vodorovnej rovine
   b- na rovine so stúpaním s = 2%
   c- na rovine so stúpaním s = 6%

2. Pri konštantnom zrýchlení a z nulovej okamžitej rýchlosti.

D:
m = 1450 kg Okamžitá hmotnosť vozidla
S_x = 1,87 m^2 Čelná plocha vozidla
c_x = 0,3 Koeficient odporu vzduchu
a = 2 $m.s^{-2}$ Zrýchlenie vozidla (priemerné zrýchlenie z 0 na 100 km/h za 13,9 s)

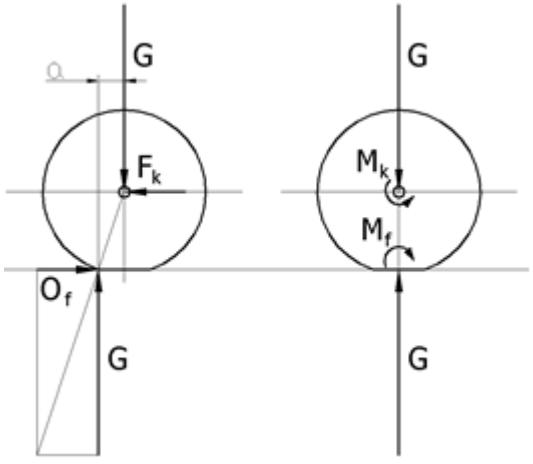
Na vozidlo pri priamej jazde pôsobia nasledujúce jazdné odpory
O_f – odpor valenia,
O_s – odpor stúpania,
O_v – odpor vetra (aerodynamický),
O_a – odpor zrýchlenia (akceleračný)

Celkový jazdný odpor O_c bude ich súčtom.

Výsledky sa budú zapisovať do tabuľky

v [km/h]	O_f [N]	O_v [N]	O_s [N]			O_c [N]		
			s=0%	s=2%	s=6%	s=0%	s=2%	s=6%

1. Odpor valenia na vodorovnej rovine



Odpor valenia na vodorovnej ploche vypočítame podľa rovnice

$$O_f = G \cdot f = m \cdot g \cdot f \ \text{[N]}$$

kde:

G [N]	tiaž vozidla
m [kg]	hmotnosť vozidla
g [kg.m.s^{-2}]	gravitačné zrýchlenie g=9,81 m.$^{s-2}$
f	súčiniteľ valivého odporu

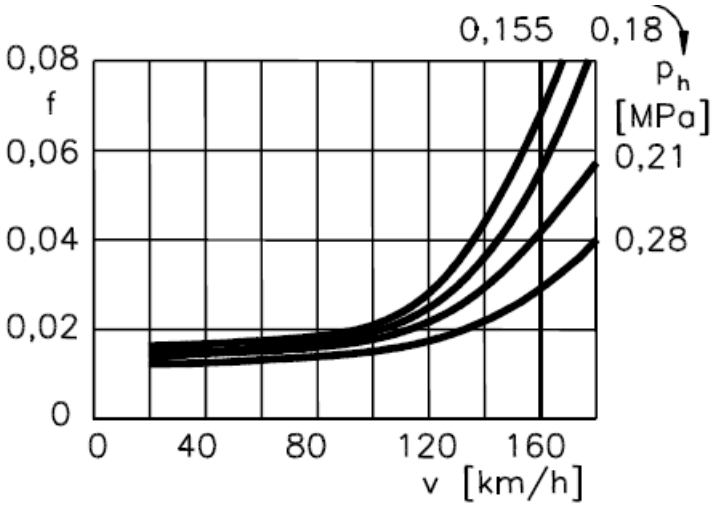
Súčiniteľ valivého odporu f závisí od:

- Povrchu vozovky (asfalt, betón, poľná cesta, sneh, ...)
- Typu pneumatík (radiálne, diagonálne, typ dezénu,...) a ich nahustenia
- Rýchlosti vozidla

Orientačné hodnoty súčiniteľa odporu valenia f (Podľa rôznych autorov sa môžu líšiť)

Asfalt	0,01 – 0,025
Betón	0,015 – 0,03
Dlažba	0,02
Sneh	0,1 – 0,3

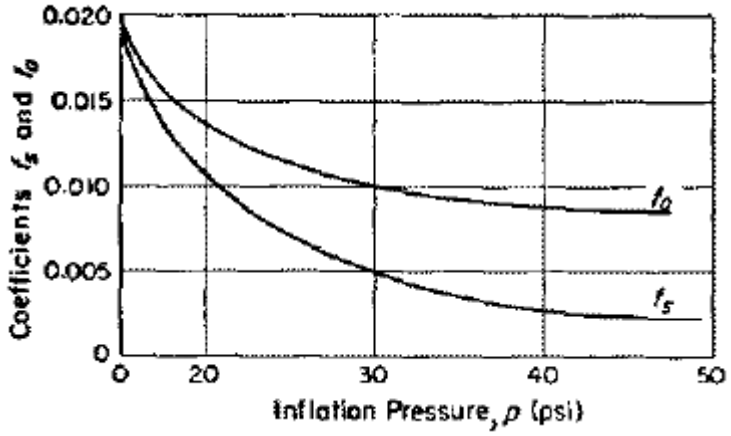
Ďalej iba pre ilustráciu:



Závislosť súčiniteľa valivého odporu od rýchlosti vozidla a nahustenia pneumatík

Empirický vzťahy pre suchý betón:

$$f = f_0 + 3{,}24 \cdot f_S \left(\frac{v}{160} \right)^{2,5}$$



Pre rýchlosti do 130 km/h a tlak 26 psi možno použiť empirický vzťah:

$$f = 0{,}01 \cdot \left(1 + \frac{v}{160}\right)$$

kde:
v [km/h] okamžitá rýchlosť vozidla

Pre naše účely bude postačovať, ak budeme považovať súčiniteľ valivého odporu za konštantný.

Z odporúčaných hodnôt pre betón (0,015-0,03) vyberám:

$$f=0{,}02$$

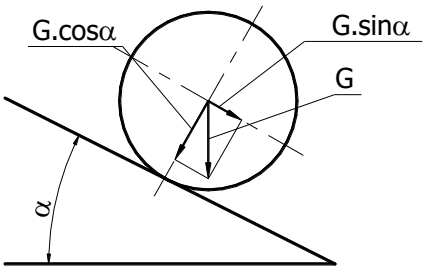
Vypočítame tiaž:

$$G = m \cdot g = 1450 \cdot 9{,}81 = 14225 \ \text{[N]}$$

Vypočítame odpor valenia:

$$O_f = G \cdot f = 14225 \cdot 0{,}02 = 284{,}5 \ \text{[N]}$$

2. Odpor stúpania



Odpor valenia na naklonenej rovine

$$O_f = G \cdot f \cdot \cos\alpha = m \cdot g \cdot f \cdot \cos\alpha \ \ [\mathrm{N}]$$

Zo stúpania s je potrebné vypočítať uhol stúpania α
Ak platí:

$$s = tg(\alpha)$$

Potom:

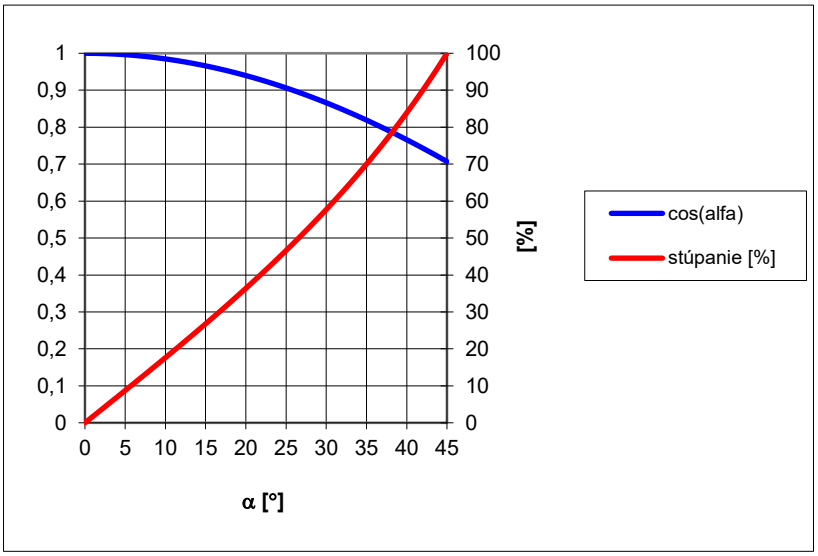
$$\alpha = arctg(s)$$

Vypočítame uhol stúpania pre stúpanie 2%:

$$\alpha(2\%) = arctg(0{,}02) = 1{,}146°$$

Vypočítame uhol stúpania pre stúpanie 6%:

$$\alpha(6\%) = arctg(0{,}06) = 3{,}434°$$



Pre malý uhol stúpania môžeme odpor valenia počítať ako na vodorovnej rovine.
Pre stúpanie 6%, $\alpha = 3{,}43°$, vychádza $\cos(\alpha) = 0{,}998$, takže zmenu odporu valenia oproti vodorovnej rovine môžeme zanedbať.

Odpor stúpania na rovine naklonenej o uhol stúpania α :

$$O_s = G \cdot \sin\alpha = m \cdot g \cdot \sin\alpha \quad [\mathrm{N}]$$

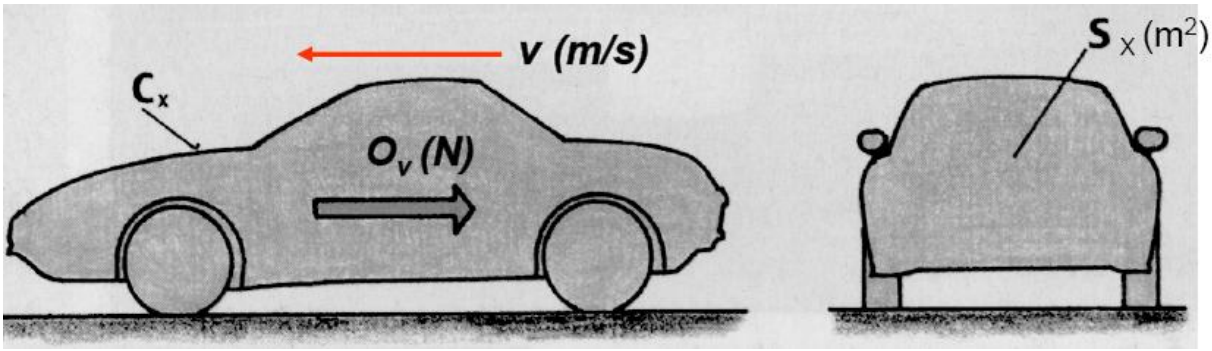
Pri stúpaní je uhol stúpania kladný, pri klesaní záporný.
Na vodorovnej rovine bude odpor stúpania nulový. (zapísať do tabuľky)
Vypočítame odpor stúpania pre stúpanie 2%:

$$O_s = G \cdot \sin\alpha = 14225 \cdot \sin 1{,}146° = 284{,}5 \quad [\text{N}]$$

Vypočítame odpor stúpania pre stúpanie 6%:

$$O_s = G \cdot \sin\alpha = 14225 \cdot \sin 3{,}434° = 852 \quad [\text{N}]$$

3. Odpor vzduchu



Odpor vzduchu vypočítame podľa rovnice:

$$O_v = \frac{1}{2}\rho_v \cdot c_x \cdot S_x \cdot v_c^2 \approx 0{,}63 . c_x \cdot S_x \cdot v_c^2 \quad [\text{N}]$$

kde:

ρ_v [kg.m^{-3}]	merná hmotnosť (hustota) vzduchu)
c_x	súčiniteľ odporu vzduchu
S_x [m^2]	čelná plocha vozidla
v_c [m.s^{-1}]	celková rýchlosť prúdenia vzduchu

Orientačné hodnoty súčiniteľa odporu vzduchu (len pre ilustráciu):

Osobné automobily	0,25 – 0,4
Nákladné automobily	0,7 – 1
Autobusy	0,5 – 0,7

Celková rýchlosť prúdenia vzduchu

$$v_c = v + v_v \quad [\text{m.s}^{-1}]$$

kde:

v [m.s^{-1}]	okamžitá rýchlosť vozidla
v_v [m.s^{-1}]	rýchlosť vetra v smere proti okamžitej rýchlosti vozidla

Pre riešený príklad budeme predpokladať $v_v = 0$ (bezvetrie), takže:

$$v_c = v$$

Rýchlosť vozidla v [km/h] je potrebné prepočítať na [m/s]:

$$v[m/s] = \frac{1000[m/km] \cdot v[km/h]}{60[\text{min}/h] \cdot 60[s/\text{min}]}$$

$$v[m/s] = \frac{v[km/h]}{3{,}6}$$

Po dosadení do rovnice pre jednotlivé rýchlosti vychádza:

60 km/h	100 km/h	120 km/h	160 km/h
16,667 m/s	27,778	33,333 m/s	44,444 m/s

Spočítame odpor vzduchu pre jednotlivé rýchlosti (dosadené v [m/s]):

$$O_v = \frac{1}{2}\rho_v \cdot c_x \cdot S_x \cdot v^2 = \frac{1}{2} \cdot 1{,}189 \cdot 0{,}3 \cdot 1{,}87 \cdot v^2 \quad [\text{N}]$$

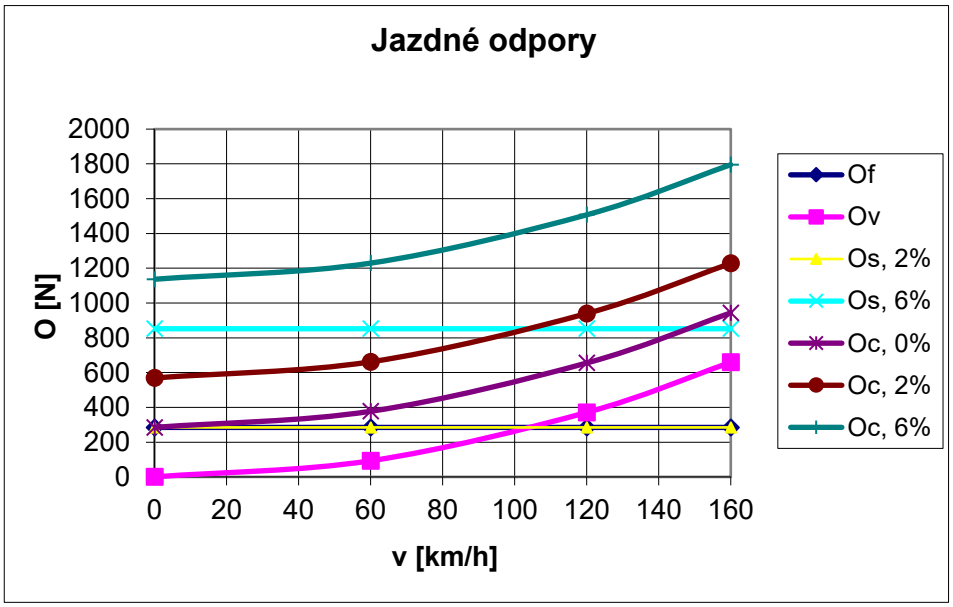
(Výsledky v nasledujúcej tabuľke)

Celkový jazdný odpor potom bude súčtom všetkých jazdných odporov:

$$O_c = O_f + O_v + O_s + O_a$$

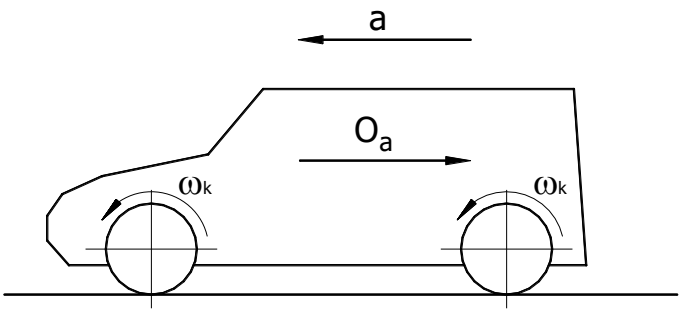
Pre jazdu konštantnou rýchlosťou bude akceleračný odpor O_a nulový.

v [km/h]	**O_f [N]**	**O_v [N]**	**O_s [N]**			**O_c [N]**		
			s=0%	**s=2%**	**s=6%**	**s=0%**	**s=2%**	**s=6%**
0	**284,5**	**0**	**0**	**284,5**	**852**	**284,5**	**569**	**1136,**
60		**92,6**				**377,1**	**661,6**	**1229,2**
120		**370,6**				**655,1**	**939,6**	**1507,1**
160		**658,8**				**943,3**	**1227,8**	**1795,3**



Z grafu pre náš prípad môžeme povedať že:
- Odpor valenia je konštantný, bez ohľadu na stúpanie a rýchlosť
- odpor vzduchu sa výrazne prejaví až pri vyšších rýchlostiach
- Odpor stúpania je zo všetkých najväčší a výrazne sa prejaví už aj pri malom uhle stúpania

4. Odpor zrýchlenia (akceleračný odpor)



Počítame podľa vzťahu:

$$O_a = (m + m_R) \cdot a \ \ [\mathrm{N}]$$

kde:
m [kg] okamžitá hmotnosť vozidla
m_R [kg] redukovaná hmotnosť zotrvačných hmôt rotujúcich častí vozidla(motor, prevodovka, kolesá, ...)
c_a súčiniteľ vplyvu rotačných hmôt
a [m.s^{-2}] zrýchlenie vozidla

Redukované hmotnosti vo všeobecnosti počítame podľa:

$$m_R = \frac{I \cdot i^2}{r^2}$$

kde:

I [kg.m^2]	Hmotný moment zotrvačnosti rotujúcej hmoty
r [m]	polomer kolesa
i	celkový prevodový pomer medzi rotujúcou hmotou a kolesom

Redukované hmotnosti sa zvyknú zohľadniť aj nasledovne:

$$O_a = (m + m_R) \cdot a = m \cdot c_a \cdot a \ \text{[N]}$$

kde:

c_a	súčiniteľ vplyvu rotačných hmôt

Orientačné hodnoty c_a:

Osobné automobily:

c_a=1,5-1,8	na 1. prevodový stupeň
c_a=1,05	na priamy záber

Nákladné automobily:

c_a=2,5-3	na 1. prevodový stupeň

Pozn:
Vzorec platí pre prípad, ak chceme počítať moment alebo výkon motora, pri zrýchľovaní motorom. Pri výpočte adhéznej (alebo trecej) sily medzi kolesom a podložkou do rotačných hmôt počítame iba rotačné hmoty na nepoháňaných nápravách (keď vozidlo zrýchľuje vplyvom momentu motora).

Pri okamžitej rýchlosti 0 km/h budeme predpokladať, že automobil sa rozbieha z 1. prevodového stupňa, takže z odporúčaného rozsahu c_a volíme:

$$c_a = 1{,}65$$

Potom:

$$O_a = m \cdot c_a \cdot a = 1450 \cdot 1{,}65 \cdot 2 = 4785 \ \text{[N]}$$

Celkový jazdný odpor bude:

$$O_c = O_f + O_v + O_s + O_a$$

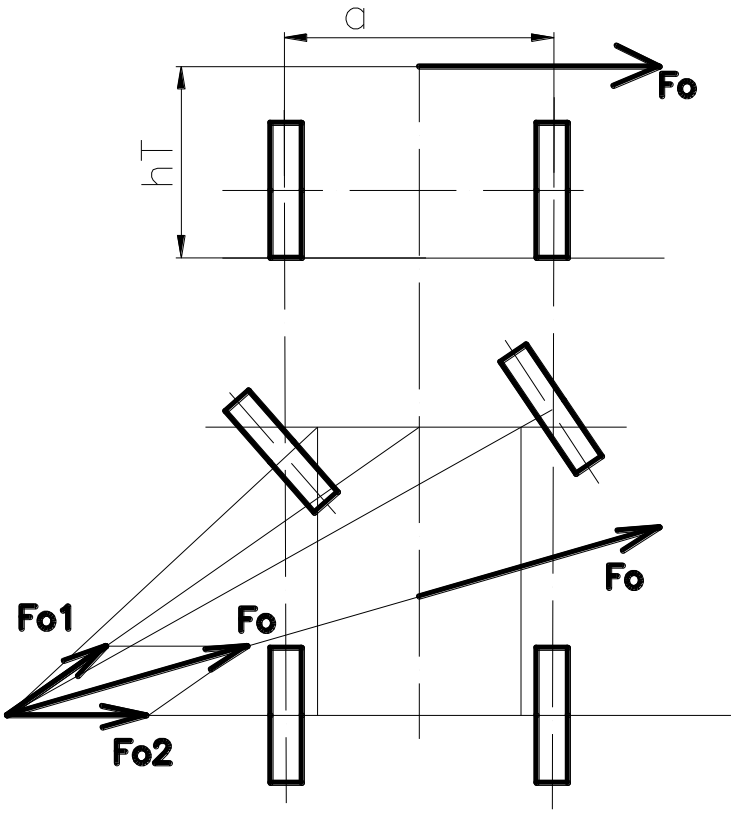
Pri výpočte celkového jazdného odporu pri zrýchľovaní zoberieme hodnoty ostatných odporov z predchádzajúcej tabuľky (hodnoty pre 0 km/h a vodorovnú rovinu).

Potom:

$$O_c = O_f + O_v + O_s + O_a = 284{,}5 + 0 + 0 + 4785 = 5069{,}5 \ \text{[N]}$$

JAZDA VOZIDLA ZÁKRUTOU

Úvahy o jazde vozidla zákrutou sa obmedzujú na najjednoduchší prípad, kedy vozidlo ide rovnomernou rýchlosťou. Predpokladá sa, že na vozidlo nepôsobia hnacia a ani brzdná sila a týmto silám prislúchajúce jazdné odpory. Môžeme zanedbať odpor zotrvačností, odpor valivý, odpor vzduchu vrátane pružnosti pneumatík. U perovania predpokladáme, že dokonalé stabilizátory, nedovoľujú naklápanie karosérie voči naprávam.



Obr. Jazda vozidla zákrutou na vodorovnej podložke

Pri jazde vozidla zákrutou, aby neprešlo do šmyku musí platiť nasledujúca podmienka:

$$F_0 \leq G.\varphi$$

$$F_0 = \frac{G.v^2}{g.r} \leq G.\varphi$$

$$\varphi \geq \frac{v^2}{g.r}$$

Kde:
v- rýchlosť vozidla [m/s],
r – polomer zákruty [m].

Z poslednej rovnice sa môže vypočítať pri známom súčiniteli trenia a polomere zákruty najvyššia dovolená rýchlosť. Zároveň však musí byť splnená podmienka, aby sa vozidlo nepreklopilo. Táto podmienka sa určí nasledovne:

$$F_0.h_F \leq G.\frac{a}{2}$$

$$\frac{G.v^2}{g.r} \leq G.\frac{a}{2}$$

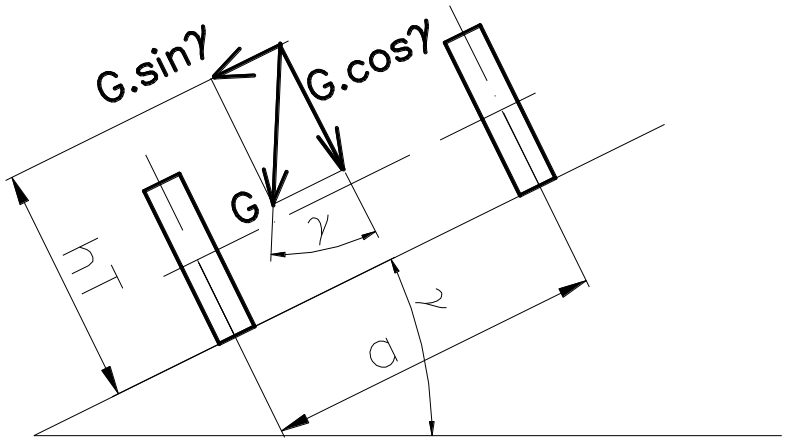
$$\frac{a}{2.h_F} \geq \frac{v^2}{g.r}$$

Kde:
a – rozchod kolies [m].
porovnaním podmienok prechodu vozidla zákrutou dostávame tvar:

$$\frac{a}{2.h_F} \geq \varphi \geq \frac{v^2}{g.r}$$

Ak je podiel prvého zlomku menší ako súčiniteľ trenia, musíme potom vychádzať pre výpočet maximálnej rýchlosti prejazdu zákrutou s podmienky proti preklopeniu. Uvedené rovnice musia platiť i pre jednotlivé nápravy, ale z obr. vyplýva, že odstredivá sila sa nerozdeľuje na nápravy.

Pri výpočte prejazdu vozidla zákrutou ktorá je klopená obr. sa ponúkajú dve základné úvahy. Musíme uvažovať so stojacím vozidlom a s prechádzajúcim vozidlom.



Obr. Prejazd vozidla klopenou zákrutou

Stojace vozidlo musí vyhovovať podmienke, ktorá zabráni priečnemu kĺzaniu a preklopeniu vozidla.

Podmienka zabraňujúca šmýkaniu vozidla

$$G.cos\gamma.\varphi \geq G.sin\gamma$$

$$\varphi = tg\gamma$$

Podmienka zabraňujúca preklopeniu vozidla:

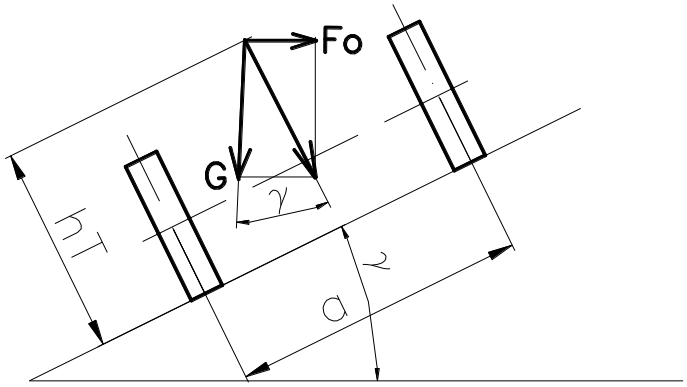
$$G.cos\gamma.\varphi.\frac{a}{2} \geq G.sin\gamma.h_T$$

$$\frac{a}{2.h_T} \geq tg\gamma$$

Z oboch podmienok vyplýva nasledovné:

$$\frac{a}{2.h_T} \geq \varphi \geq tg\gamma$$

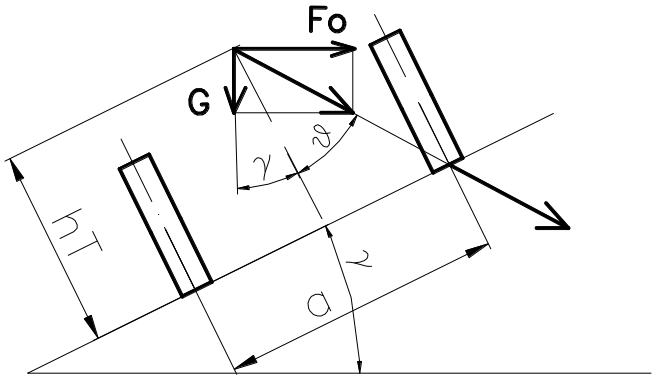
Podmienka pre správny prejazd zákrutou vyžaduje, aby výslednica tiaže automobilu *G* a odstredivej sily F_0 bola kolmá na vozovku obr.



Obr. Podmienka správneho prejazdu klopenou zákrutou

$$tg\gamma = \frac{F_0}{G} = \frac{G.v^2}{G.g.r} = \frac{v^2}{g.r}$$

Pri prejazde zákrutou najväčšou rýchlosťou sa musia splniť podmienky, ktoré zabránia priečnemu šmýkaniu a preklopeniu vozidla obr.



Obr. Podmienka pre prejazd zákrutou najväčšou rýchlosťou

Podmienka brániaca priečnemu ušmyknutiu vozidla:

$$\sqrt{G^2 + {F_0}^2}.cos\vartheta.\varphi \geq \sqrt{G^2 + {F_0}^2}.sin\vartheta$$

$$\varphi \geq tg\vartheta$$

Výsledný tvar podmienky pre prejazd vozidla zákrutou maximálnou rýchlosťou má tvar:

$$\frac{a}{2.h_T} \geq \varphi \geq tg\vartheta$$

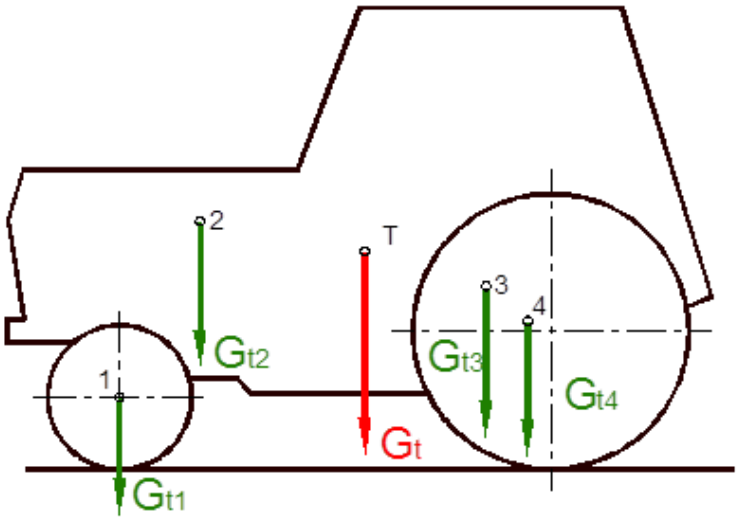
ŤAŽISKO MOTOROVÝCH VOZIDIEL

Ťažisko motorového vozidla je myslený bod, v ktorom môžeme uvažovať sústredenú všetku hmotnosť daného prostriedku.
Na automobiloch má byť ťažisko čo najnižšie k podložke, aby pri jazde na svahu čo najmenej ovplyvňovalo zaťaženie náprav a pri jazde v zákrutách, kde pôsobia odstredivé sily, nebola jazda vozidla labilná s veľkým rozdielnym zaťažením vonkajších a vnútorných kolies. [4]

Poloha ťažiska zásadne ovplyvňuje ťahové a ekonomické vlastnosti vozidiel. Polohu ťažiska určujeme predbežne výpočtom a pri skúškach navrhnutých vozidiel ju spresňujeme experimentálne.[4]

Určenie ťažiska výpočtom

Stanovenie polohy ťažiska výpočtom bude názorne prezentované pre traktor, ktorého schéma je zobrazená na obr.



Obr. Schéma traktora [4]

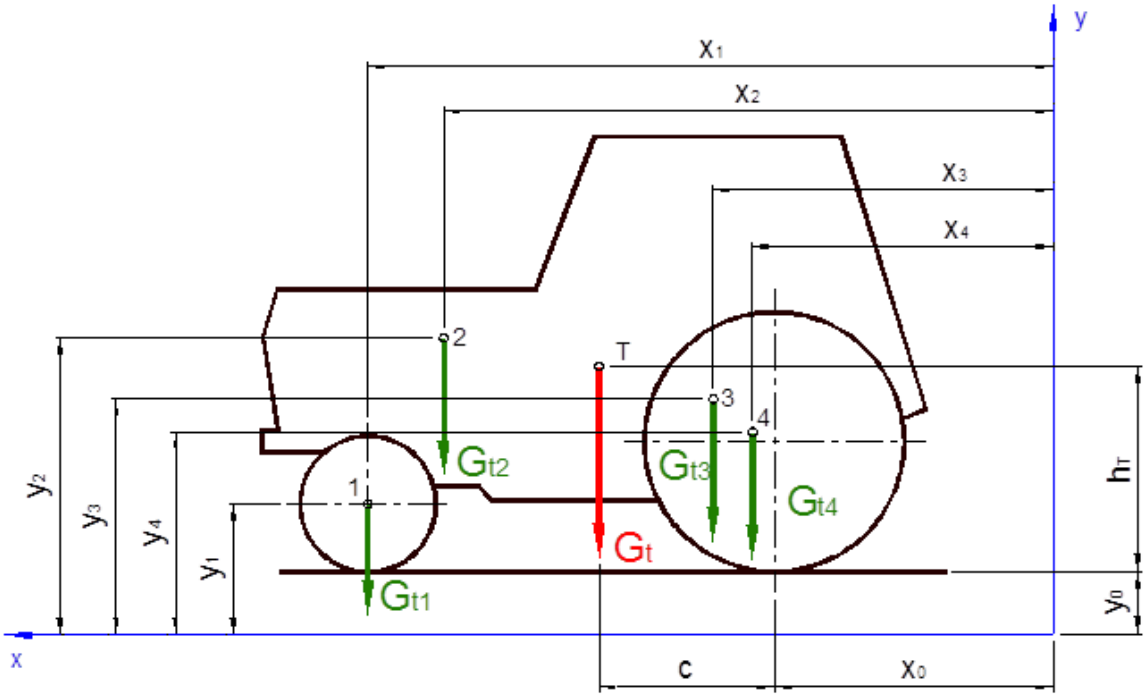
Zostavu traktora tu tvoria čiastkové tiaže jednotlivých komponentov. Celková tiaž G_t sa skladá z tiaže prednej nápravy G_{t1}, tiaže motora s príslušenstvom G_{t2}, tiaže prevodovky a hydraulického zariadenia G_{t3} a tiaže zadnej nápravy s rozvodovkou G_{t4}. Celkovú tiaž je možné matematicky zapísať podľa vzťahu (3.1).

$$G_t = G_{t1} + G_{t2} + G_{t3} + G_{t4}$$

Vzájomná súvislosť medzi hmotnosťou m [kg] a tiažou G [N] je definovaná podľa vzťahu.

$$G = g.m$$

kde g je tiažové zrýchlenie 9,81 $m.s^{-2}$
Pre stanovenie ťažiska sa použije súradnicový systém x, y podľa obr. Na základe rovnováhy momentov jednotlivých tiaží k súradnicovým osiam sa vypočítajú hľadané súradnice ťažiska „c“ a „h_t“.



Obr. Schéma traktora pre určenie ťažiska výpočtom [4]

Pre určenie vodorovnej súradnice bude momentová podmienka k osi y v nasledovnom tvare:

$$(c+x_0).G_t = x_1.G_{t1} + x_2.G_{t2} + x_3.G_{t3} + x_4.G_{t4}$$

Dosadením vzťahu do rovnice a jej úpravou dostaneme:

$$c = \frac{x_1.G_{t1}+x_2.G_{t2}+x_3.G_{t3}+x_4.G_{t4}}{G_{t1}+G_{t2}+G_{t3}+G_{t4}} - x_0$$

Analogicky z rovnováhy k osi x dostaneme súradnicu ťažiska „h_t“ nasledovne:

$$h_t = \frac{y_1.G_{t1}+y_2.G_{t2}+y_3.G_{t3}+y_4.G_{t4}}{G_{t1}+G_{t2}+G_{t3}+G_{t4}} - y_0$$

Vhodné je os x umiestniť do roviny podložky a os y do miesta zadnej nápravy, takže vzdialenosti x_0 a y_0 sa budú rovnať 0 a vzťahy a môžeme zovšeobecniť a zapísať v tvare [4]:

$$c = \frac{\sum x_i.G_i}{\sum G_i}$$

$$h_t = \frac{\sum y_i.G_i}{\sum G_i}$$

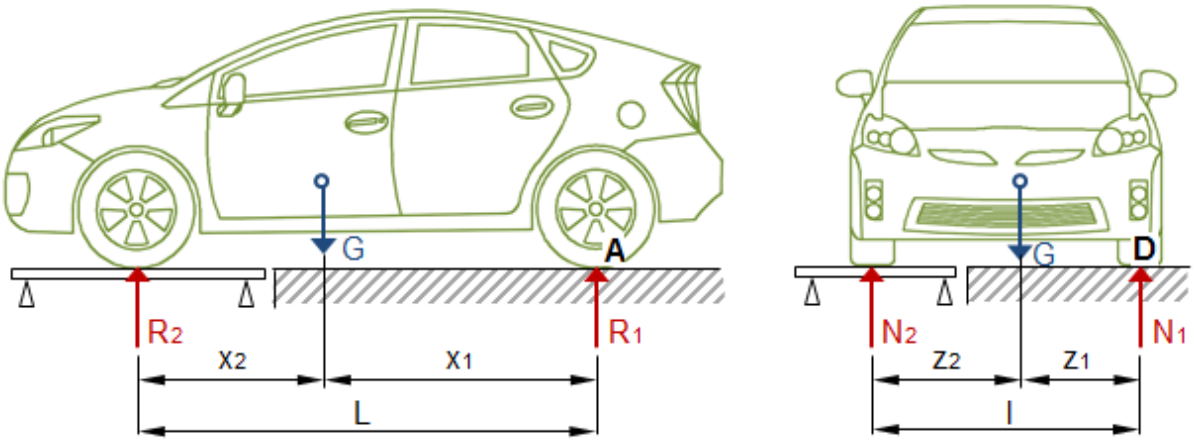
Určenie ťažiska experimentálne

V praxi sa často vyskytuje potreba zistiť experimentálne polohu ťažiska buď ako kontrolu po množstve riešení u prototypu, alebo po rekonštrukcii stávajúceho zariadenia. V experimentálnej praxi sa používa pre stanovenie polohy ťažiska metóda váženia. Aplikácia dynamometra alebo stanovenie podporových reakcii. Metódy môžu byť úplné (stanovenie polohy ťažiska v priestore) alebo rýchle, čiastočné a len informatívne (určenie ťažiska len v jednej rovine). Stanoviť polohu ťažiska znamená určiť súradnice v priestore: x - pozdĺžna, y - zvislá, z - priečna. Princípom je zisťovanie síl alebo reakcií z momentových podmienok pri zmienenom vážení, podopieraní alebo nakláňaní príslušného zariadenia. Riešenie momentovými účinkami je bežný výpočtový postup, avšak problémy nastávajú, ak sa pristúpi k praktickému meraniu. Vtedy je nutné rozhodnúť o najvhodnejšom spôsobe meraní, závislom na možnostiach pracoviska, na type a rozmernosti zariadenia a o mnohých detailných podmienkach, ako bezpečnom podopretí, spôsobe zavesenia, výške zdvihnutia u vozidiel, o vhodných meradlách, nakláňaniu podpier a pod. . [3]

Pre stanovenie polohy ťažiska je podľa [3] možné použiť nasledujúce metódy:
- Meranie nápravových tlakov - použitie váh u kolesových vozidiel,
  - použitie váh u pásových vozidiel.
- Meranie síl v závese - použitie dynamometra u kolesových vozidiel,
  - použitie dynamometra u pásových vozidiel.
- Použitie závesu bez merania síl.
- Meranie kolesových tlakov - použitie snímačov napätia.

Meranie nápravových tlakov kolesových vozidiel s použitím váh

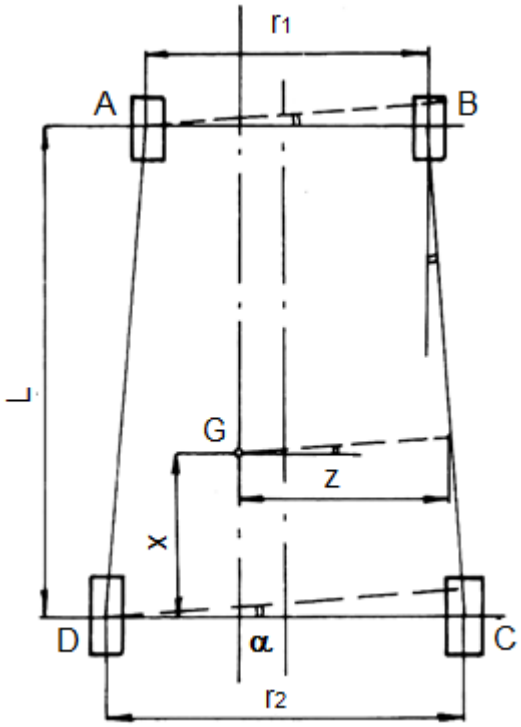
Ak máme k dispozícii vhodnú váhu, váži sa vozidlo vo vodorovnej polohe (obr.a).



Obr. Zisťovanie polohy ťažiska
a) na pozdĺžnej osi, b) na priečnej osi

Reakcia R_2 je rovná nápravovému tlaku a z momentovej podmienky k bodu A je možné vypočítať pozdĺžnu súradnicu x_1. Pre kontrolu je nutné odvážiť obidve nápravy. Vozidlo sa postaví na váhu bokom, predným a zadným kolesom súčasne obr.b a z momentovej podmienky k bodu D sa

vypočíta priečna súradnica z_1. V prípade, že predná a zadná náprava nemajú rovnaký rozchod, vznikne v pôdorysnom nákrese lichobežník (obr.



Obr. Zisťovanie polohy ťažiska v nepravidelnom pôdoryse [3]

Opäť sa odváži ľavá strana AD (alebo druhá BC) a celé vozidlo (G), a z momentovej podmienky k osi BC je možné vypočítať súradnicu „z“ nasledovne:

$$\text{hmotnosť AD}.p - G.z = 0$$

kde sa uvažuje zo strednou priečkou $p = (r_1 + r_2)/2$. Úpravou a dosadením bude:

$$z = \frac{\text{hmotnosť AD}.\left(\frac{r_1+r_2}{2}\right)}{G}$$

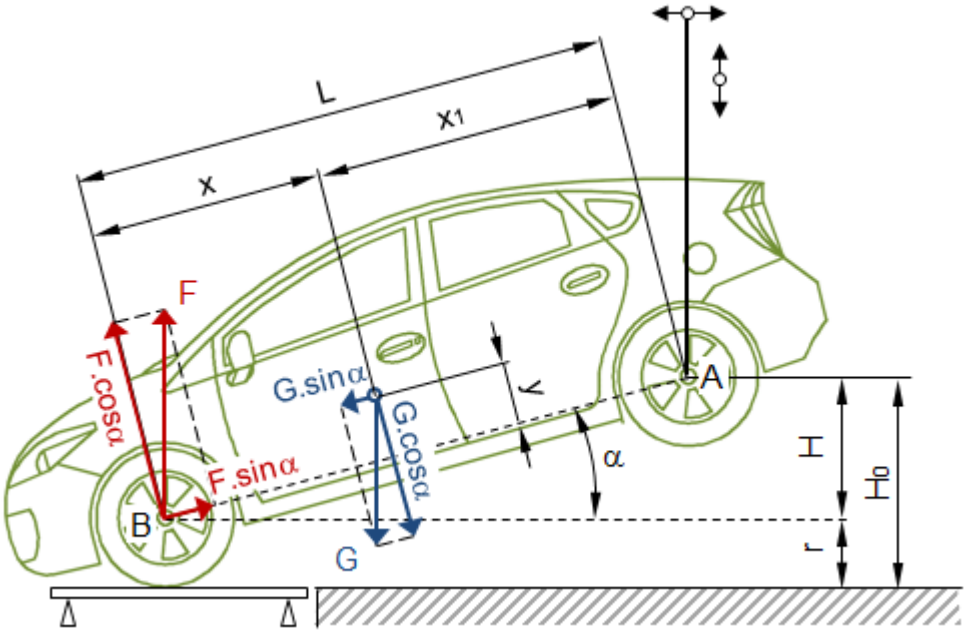
Pri uplatnení presnejšieho riešenia sa určia tlaky na jednotlivé kolesá, odchýlka α a potom možno napísať rovnicu:

$$A.r_1.\cos\alpha + D.r_2.\cos\alpha - G.z.\cos\alpha = 0$$

z toho:

$$z = \frac{A.r_1+D.r_2}{G}$$

Rozdiel obidvoch spôsobov však nebude väčší ako 1%.
Zvislá súradnica ťažiska „y“ sa určí zo zmeny hmotnosti v závislosti na uhle naklonenia vozidla. Predné koleso na váhe a zadná náprava sa zdvihne žeriavom (obr.).

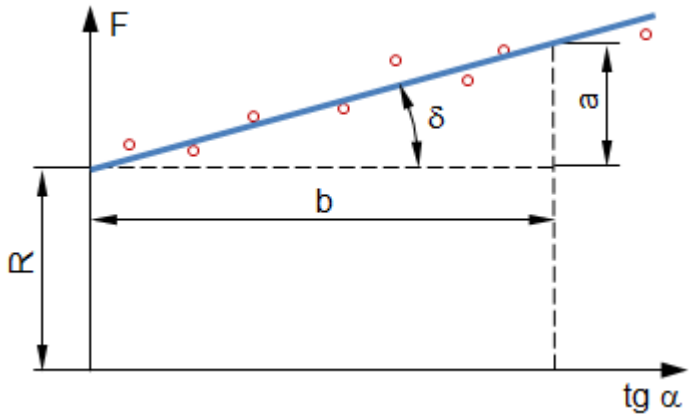


Obr. Zisťovanie polohy ťažiska v zvislej osi

Zadná náprava sa zavesí v osi zadných kolies a k tomuto bodu sa budú uvažovať momenty všetkých síl pôsobiacich na vozidlo pri zdvihnutí. Určitému zdvihnutiu H prislúcha určitý tlak prednej nápravy na váhu a je možné vypočítať uhol naklonenia α. Tlaková sila rovnajúca sa odčítanej hmotnosti bude označovaná ako sila F a určí sa uhol α.
Momentová rovnica k bodu A bude:

$$F.\cos\alpha \,.\, L - G.\cos\alpha \,.x_1 - G.\sin\alpha \,.\, y = 0$$

Z rovnice sa vypočíta zvislá súradnica „y“. Ak bude mať zápornú hodnotu, je ťažisko pod spojnicou geometrických stredov osí oboch kolies (AB). Týmto spôsobom sa stanoví súradnica „y“ jedným nadvihnutím.
Pre vylúčenie eventuálnej chyby jedného merania, stanoví sa priebeh sily F v závislosti na výške zdvihnutia (obr. Z rôznych polôh H sa vypočíta uhol α a príslušnú tangentu je možné znázorniť v diagrame. Vznikne rad bodov, z ktorých sa vylúčia hodnoty, líšiace sa o viac než 10 % a preloží sa priamka najlepšie vyhovujúca nameraným hodnotám. Poloha preloženej priamky má vyhovovať požiadavke, aby súčet štvorcov bol najmenší.



Obr. Štatistický postup zisťovania polohy ťažiska [3]

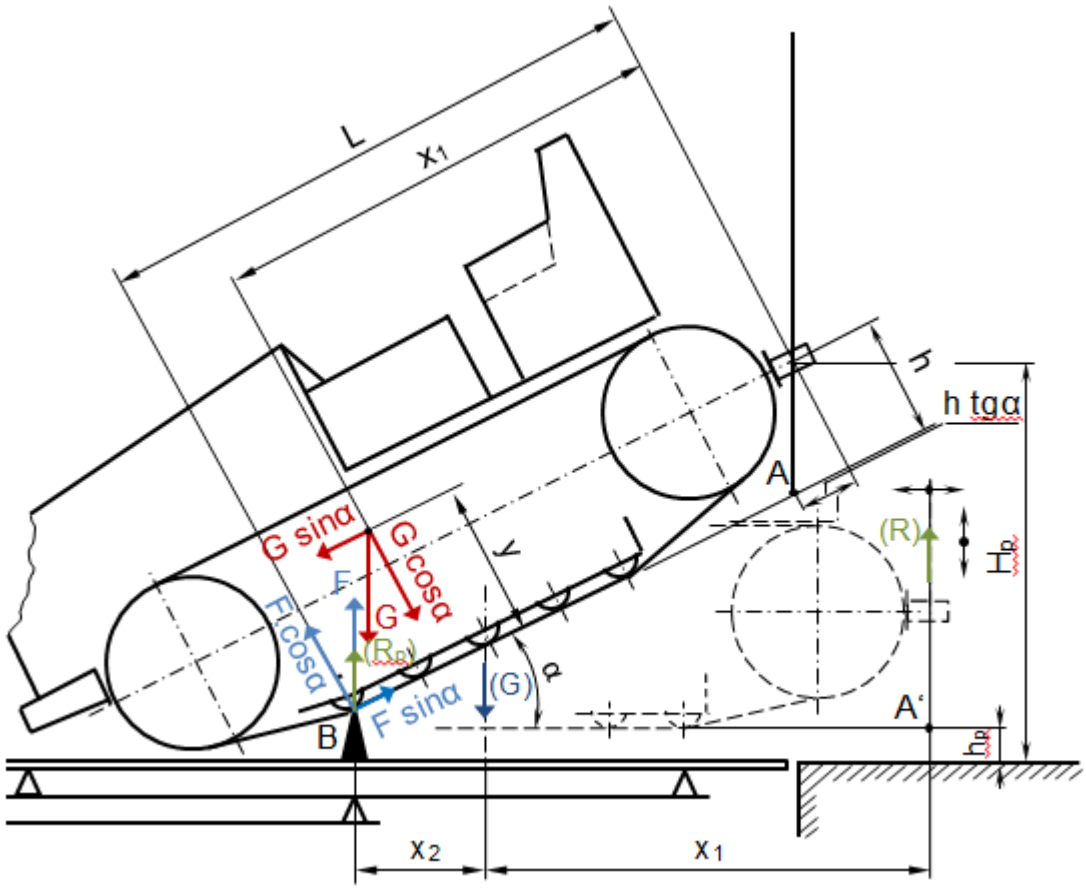
Sila F prechádza stálou osou kolesa. Ak je na váhach dosť miesta, nechajú sa kolesá voľné, aby sa mohli pri zdvíhaní vozidla posúvať. Ak nie je posúvanie dovolené, je nutné kolesá oprieť o záves žeriava pri každom zdvihnutí - pred odčítaním výšky H_0 a odvážení - položiť do zvislej polohy. Pre najpresnejšie merania je nutné použiť nivelačný pristroj. [3]

Meranie nápravových tlakov pásových vozidiel s použitím váh

U pásových vozidiel spôsobuje pás, že hmotnosť vozidla je rozložená po celej dĺžke styku pásu so zemou, čím je znemožnené váženie vo vodorovnej polohe na zemi.

Pri zistení pozdĺžnej súradnice „x“ vážením sa upraví podoprenie v jednom mieste (teoreticky bod B, obr.). Najlepšie sa hodí profil I medzi ozuby alebo články pásov, ktoré zamedzia pri zdvihnutí, aby sa vozidlo posunulo po podpere. Druhý koniec vozidla sa upraví pre zavesenie za ťažný hák alebo, vozidlo sa nadvihne a vyrovná sa do vodorovnej polohy. Pozdĺžna súradnica sa stanoví z momentovej podmienky k bodu A z reakcií (R_2) (R_1).

Umiestnenie podpery a závesu v osách kolies nie je vhodné, lebo prináša mnoho komplikácií. Záves v osi hnacích kolies je ťažko realizovateľný a široké pásy môžu spôsobiť zachytávanie lana. Os podopreného kolesa je spravidla v miestach, kde sa pás ku kolesu značne zdvíha. Podpera by musela byť vyššia - tým aj tuhšia - a do momentovej rovnice by pribudol účinok zložky F. sin α , ktorej rameno je ťažko merateľné. Najvýhodnejšie miesto podoprenia je preto v počiatku dotyku pásu so zemou.



Obr. Zisťovanie polohy ťažiska u pásových vozidiel [3]

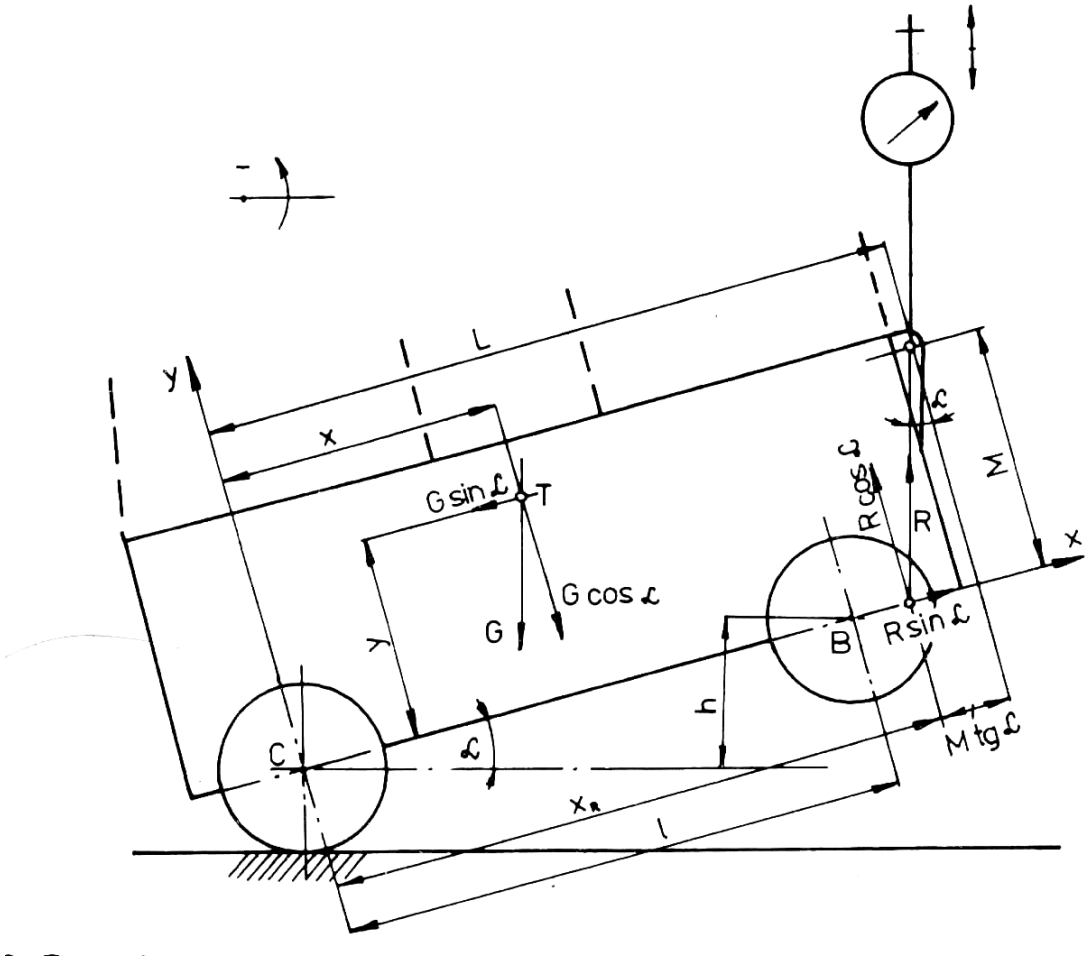
Momentová rovnica sa uvažuje k bodu A (obr. 3.7) ako priesečník roviny pásu, vedenú podporou, s predĺženým smerom závesu, ktorý je nutné po každom zdvihnutí zoradiť do zvislej polohy.
Platí:

$$F \cos \alpha \,.\, (L - h.\, tg\, \alpha) - G \,.\, \sin \alpha \,.\, y \; - G \,.\, \cos \alpha \,.\, (x_1 - h\,,\, tg\, \alpha) = 0$$

odkiaľ sa vypočíta zvislá súradnica „y“. Uhol α sa meria najpohodlnejšie priamo sklonomerom, lebo riešenie z odmeranej výšky H_0 vedie k zložitejším výrazom. Priečna súradnica sa stanoví, ako u vozidiel, vážením. [3]

Meranie síl v závese s použitím dynamometra pri kolesových vozidlách

Podľa [3] ak nie sú k dispozícii vhodné váhy, je možné použiť v systéme závesného lana dynamometer (obr. 3.8).

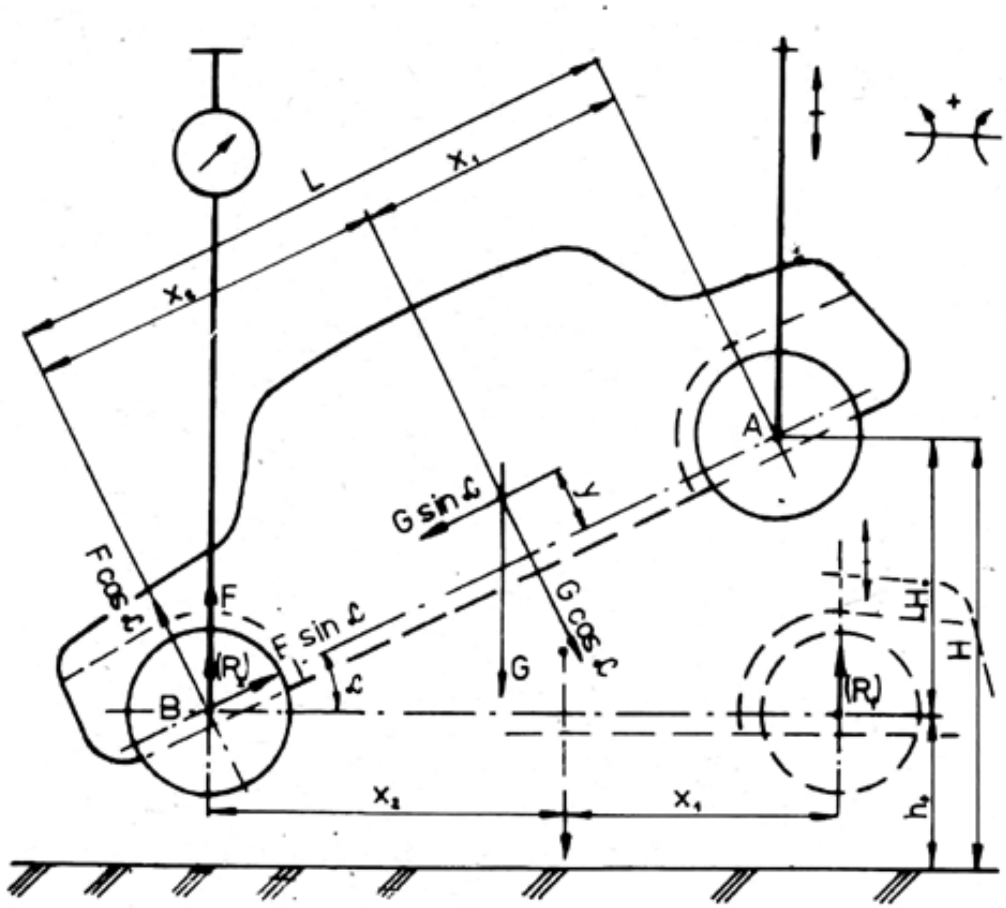


Obr. Zisťovanie polohy ťažiska závesným dynamometrom [3]

Ak sa ponechajú kolesá jednej strany na zemi a dynamometer sa umiestni do systému zdvíhacieho lana druhej nápravy, nie je nutné záves zoraďovať do zvislej polohy, pretože kolesá na zemi sa môžu posúvať. Momentová rovnica sa uvažuje vzhľadom k osi podopretého kolesa (obr.):

$$G \cdot \cos\alpha \cdot x - G \cdot \sin\alpha \cdot y - R \cdot \cos\alpha \cdot x_R = 0$$
$$x_R = L - M \cdot \operatorname{tg}\alpha$$

Zavesenie v osi B by zjednodušilo rovnicu, ale v praxi sa skôr vyskytnú prípady podobné naznačenému na skici. Pri použití grafického spôsobu vyhodnotenia z niekoľkých meraní (obr.) je nutné si uvedomiť, že ak sila F odčítaná na dynamometri klesá, smernica preloženej priamky je záporná.
Pre zistenie pozdĺžnej súradnice „x“ (nulové nadvihnutie), je potrebné zadnú nápravu odľahčiť. Tým však $\alpha = 0$ a pozdĺžna súradnica nebude presná. Použijú sa preto dva závesy (obr.).



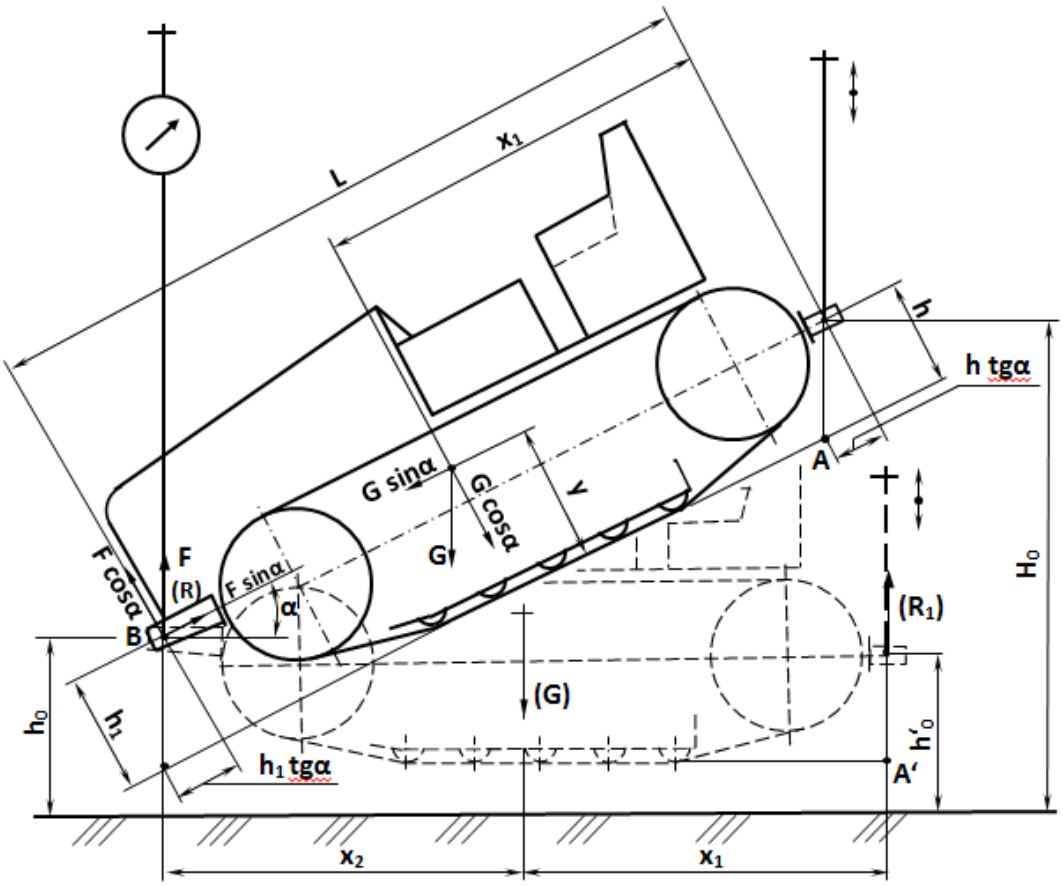
Obr. Zisťovanie polohy ťažiska dvoma dynamometrami [3]

Jeden sa umiestni na mačke žeriava na vyrovnanie zvislej polohy. Vo vodorovnej polohe vozidla sa odčíta reakcia (R_2) a stanoví sa pozdĺžna súradnica x_2.

Pri zdvihnutej zadnej náprave je možné vypočítať z momentovej podmienky vzhľadom k bodu A zvislú súradnicu „y“ podľa rovnice (). Súradnica „y“ sa meria od osi, ku ktorej sa vzťahovala vodorovná poloha. Pri podrobnejšom rozbore merania je nutné si všimnúť u kolies podopretých na zemi tiež stlačenie pneumatiky pri naklonení vozidla. Pri nahustenej pneumatike je jej stlačenie tak malé, že tým vzniknutá zmena uhlu naklonenia neovplyvní polohu ťažiska viac, než je vlastná presnosť merania.

Meranie síl v závese s použitím dynamometra u pásových vozidiel

Zisťovanie hmotnosti dynamometrom pri obojstrannom zavesení vozidla (obr.) je u pásových vozidiel najpohodlnejší spôsob. Zavesenie sa realizuje za predné i zadné háky a závesy, pričom do lán na jednej strane sa umiestni dynamorneter.



Obr. Zisťovanie polohy ťažiska u pásových vozidiel dynamometrom [3]

Pre zistenie pozdĺžnej súradnica sa umiestni vozidlo do vodorovnej polohy vo výške h_0' ($\alpha = 0$) a momenty síl sa uvažujú k bodu A'. Pri zdvíhaní sa odčíta hmotnosť na dynamometri a merajú sa výšky závesov H_0, h_0 alebo uhol priamo na sklonomere. Momentová podmienka vzhľadom k bodu A :

$$F.\cos\alpha\,.\,(L - h\,.\,tg\,\alpha) + F.\sin\alpha\,.\,h_1 - G.\sin\alpha\,.\,y - G.\cos\alpha\,.\,(x_1 - h.\,tg\,\alpha)$$

odkiaľ je možné určiť zvislú súradnicu „y“. Vodorovná poloha sa u pásových vozidiel vzťahuje k vodorovnej rovine spodného pásu, ku ktorému sa taktiež zvislá súradnica meria. [3]

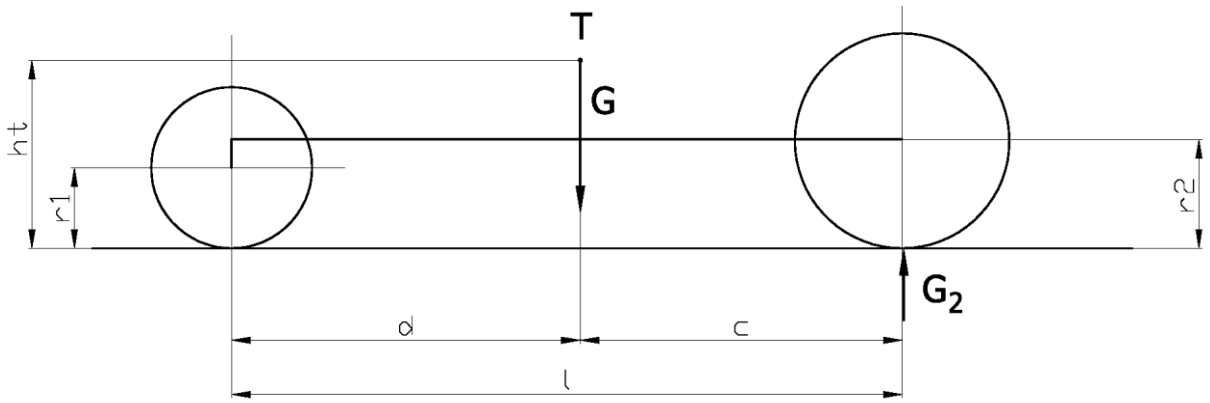
Teória vozidiel

Príklad
Zistite horizontálnu a vertikálnu polohu ťažiska automobilu. Vertikálnu poloha ťažiska bola zisťovaná meraním zvislej reakcie tiaže pri nadvihnutej prednej náprave.

D:
m = 1400 kg hmotnosť vozidla
r_1 = 300 mm polomer predného kolesa
r_2 = 400 mm polomer zadného kolesa
l = 2500 mm rázvor náprav
g = 9,81 m.s^{-2} gravitačné zrýchlenie
h = 800 mm zdvih prednej nápravy pri zisťovaní vertikálnej polohy ťažiska
G_2 = 7142 N vertikálna reakcia zadného kolesa vo vodorovnej polohe automobilu
G_2' = 7789 N vertikálna reakcia zadného kolesa pri nadvihnutej prednej náprave

Výpočet horizontálnej polohy ťažiska.

Horizontálnu polohu ťažiska zistíme pri vodorovnej polohe vozidla zo známej hmotnosti (tiaže) vozidla, tiaže (hmotnosti) jednej z náprav a rázvoru náprav.



Ak poznáme hmotnosť vozidla a zvislú silu od zadného kolesa potom z podmienky rovnováhy momentu k osi O_1 môžeme písať:

$$G \cdot d = G_2 \cdot l$$

Spočítame tiaž G:

$$G = m \cdot g = 1400 \cdot 9{,}81 = 13734 \ \text{[N]}$$

Potom:

$$d = \frac{G_2 \cdot l}{G} = \frac{7142 \cdot 2500}{13734} = 1300 \,[\text{mm}]$$

Výpočet vertikálnej polohy ťažiska.

Vertikálna poloha ťažiska sa zisťuje z hodnoty reakcie jednej z náprav ak vozidlo je naklonené o uhol sklonu α.

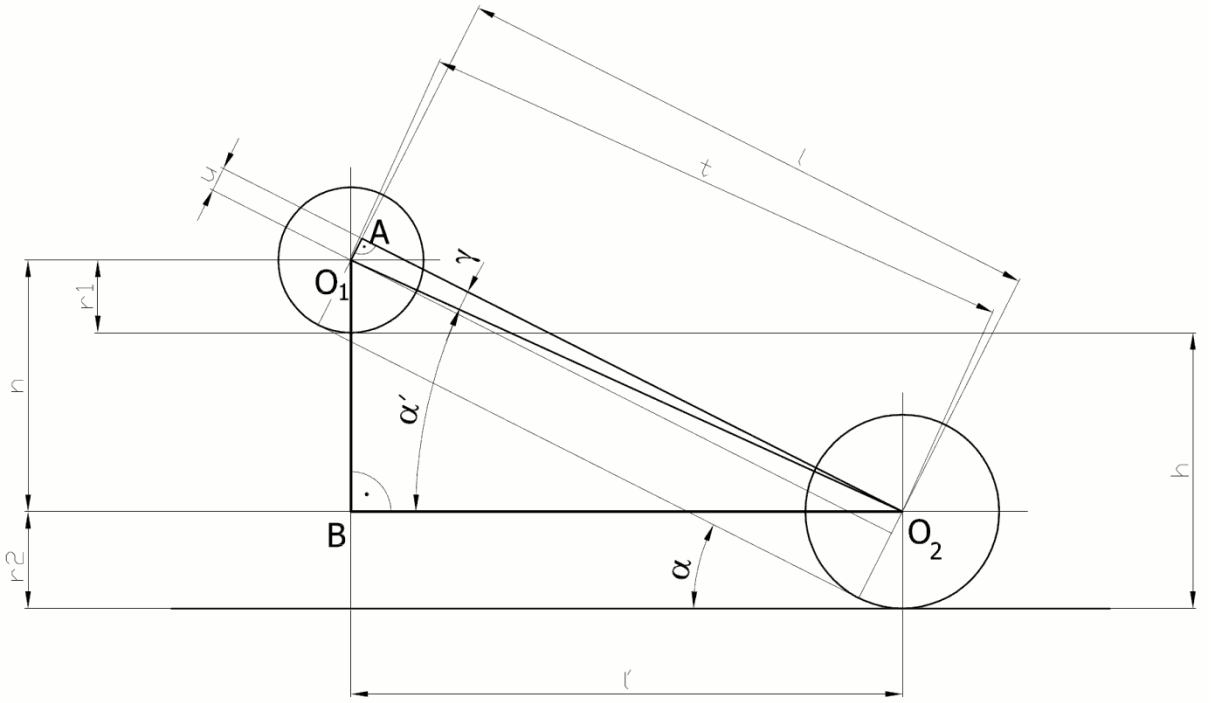
Podmienky merania:

- Kolesá musia byť odbrzdené
- Zavesenie má byť zaistené v neutrálnej polohe
- Reakcie môžu pôsobiť iba v zvislom smere
- Musíme poznať horizontálnu polohu ťažiska

Uhol sklonu vozidla môžeme zistiť buď:

- Pomocou olovnice a posuvným meradlom uhlov
- Výpočtom zo zdvihu nápravy

Výpočet uhla sklonu α:



Vychádzame z pravouhlých trojuholníkov (O_1 O_2 B) a (O_1 O_2 A)
Pre uhol α platí:

$$\alpha = \alpha' + \gamma$$

Pre uhol α' platí:

$$tg\alpha' = \frac{n}{l'}$$

Pre uhol γ platí:

$$\gamma = arctg\frac{u}{l} = arctg\frac{100}{2500} = 2{,}291°$$

Pre *n* platí:

$$n = h - r_2 + r_1 = 800 - 400 + 300 = 700 \text{ [mm]}$$

Pre l' platí:

$$l'^2 = t^2 - n^2$$

pre t platí:

$$t^2 = l^2 + u^2$$

Pre u platí:

$$u = r_2 - r_1 = 400 - 300 \text{ [mm]}$$

Potom pre l' môžeme písať:

$$l'^2 = l^2 + u^2 - n^2$$

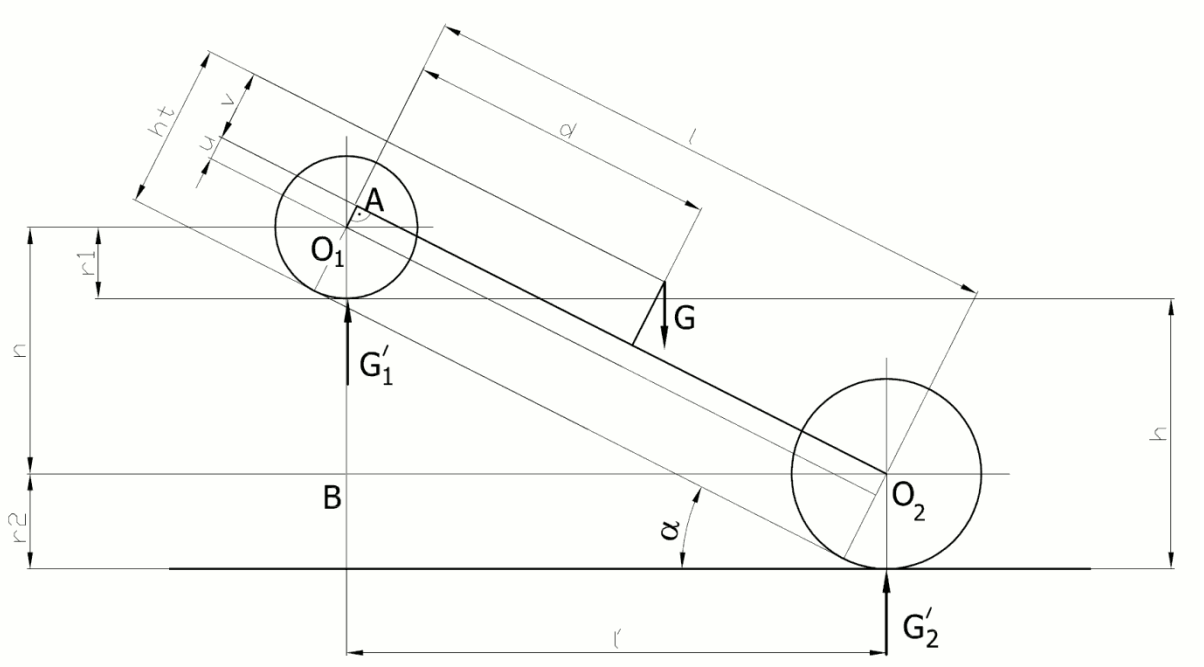
$$l' = \sqrt{l^2 + u^2 - n^2} = \sqrt{2500^2 + 100^2 - 700^2} = 2402 \text{ [mm]}$$

Potom spočítame uhol α':

$$\alpha' = arctg\frac{n}{l'} = arctg\frac{700}{2402} = 16{,}247°$$

Potom α bude:

$$\alpha = \alpha' + \gamma = 16{,}247 + 2{,}291 = 18{,}937°$$



Zapíšeme podmienku rovnováhy momentu k bodu O_1:

$$G \cdot (u \cdot \sin\alpha + d \cdot \cos\alpha + v \cdot \sin\alpha) = G_2' \cdot (u \cdot \sin\alpha + l \cdot \cos\alpha)$$

$$u \cdot \sin\alpha + d \cdot \cos\alpha + v \cdot \sin\alpha = \frac{G_2'}{G} \cdot (u \cdot \sin\alpha + l \cdot \cos\alpha)$$

$$v \cdot \sin\alpha = \frac{G_2'}{G} \cdot (u \cdot \sin\alpha + l \cdot \cos\alpha) - u \cdot \sin\alpha - d \cdot \cos\alpha$$

$$v = \frac{G_2'}{G} \cdot (u + \frac{l}{tg\alpha}) - u - \frac{d}{tg\alpha}$$

kde:

$$v = h_t - r_2$$

Potom:

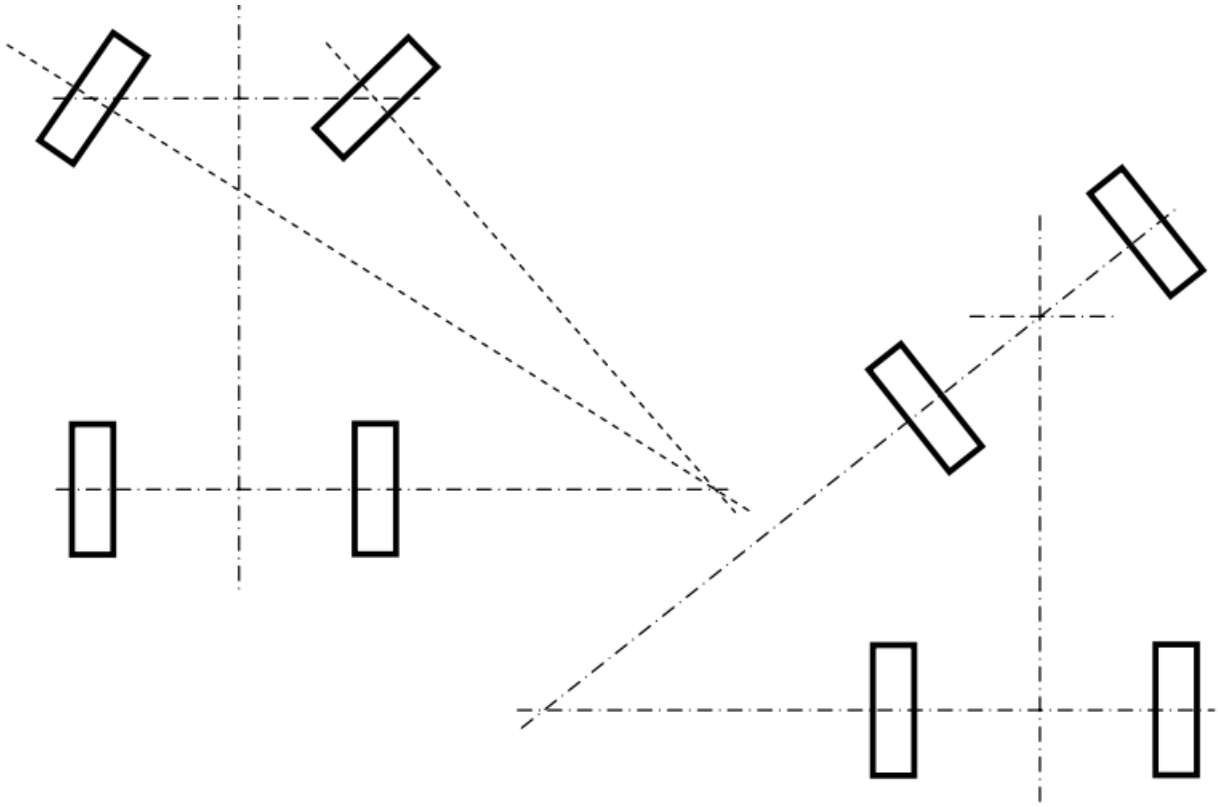
$$h_t = v + r_2 \; h_t = \frac{G_2'}{G} \cdot (u + \frac{l}{tg\alpha}) - u - \frac{d}{tg\alpha} + r_2 = \frac{7789}{13734} \cdot \left(100 + \frac{2500}{tg18{,}937°}\right) - 100 - \frac{1300}{tg18{,}937°} + 400 = 700 \text{ [mm]}$$

RIADENIE VOZIDLA V ZÁKRUTE

Riadenie slúži na udržiavanie, alebo zmenu smeru jazdy vozidla. Riadenie môžeme rozdeliť na riadenie jednotlivými kolesami (otáčanie kolesa okolo čapu riadenia), alebo riadenie celou nápravou (ojové prívesy).

Požiadavky na riadenie :

1) jednoduchá, bezpečná a rýchla ovládateľnosť vozidla,
2) minimálny prenos vibrácií na volant,
3) existencia síl ktoré budú vracať kolesa do priameho smeru,
4) sily pre pohyb v zákrute musia byť väčšie ako sily pre návrat do priameho smeru,
5) minimalizácia opotrebenia pneumatík pri prejazde zákrutou,
6) malé vôle v mechanizme riadenia, max 18°pre rýchlosť >100km/h, max 27°pre rýchlosť (25 – 100 km/h), 36° pre rýchlosť do 25 km/h.
7) pri riadení bez posilňovača max. 5 pootočení volantom (z odchýlky 35° u vnútorného kolesa do rovnakej polohy sprava do ľavá, alebo z krajných polôh ktoré sú opatrené dorazmi),
8) vozidla s hmotnosťou 3500kg na riadenú nápravu, musia byť opatrené posilňovačom riadenia, pri nefunkčnosti posilňovača nesmie sila na volante presiahnuť 600N,
9) pri zmene jazdy z priamej na zatáčku s polomerom 12m pri rýchlosti 10km/h nesmie sila na volante prekročiť 250N,
10) ďalšie požiadavky definujú príslušné normy resp. smernice, napr. EHK č. 79



Rozdelenie podľa náprav:

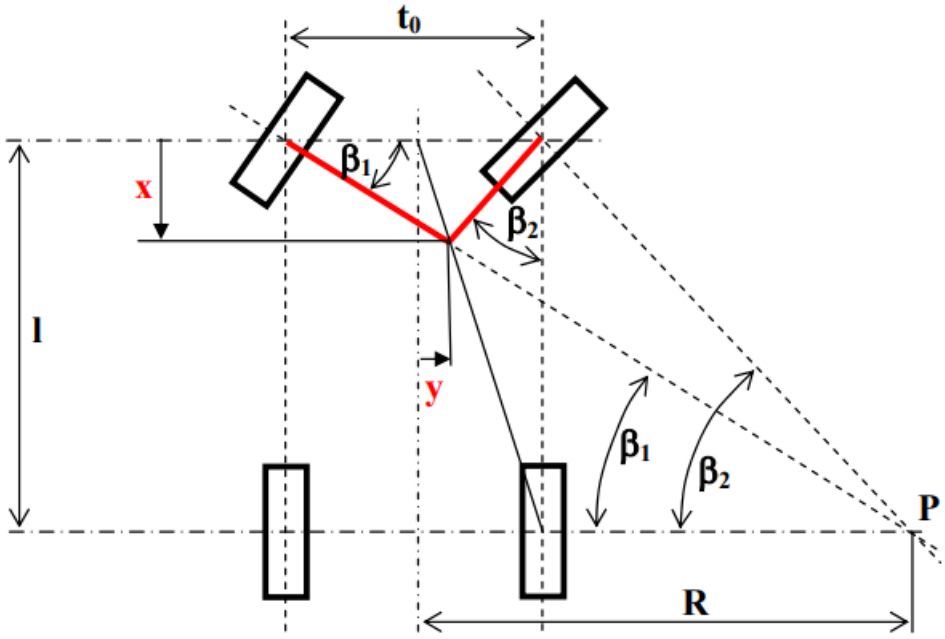
1. Riadenie kolesá na prednej náprave - nápravách,
2. Riadenie kolies na zadnej náprave (vách),
3. Riadenie prednej aj zadnej nápravy

Teória vozidiel

Rozdelenie podľa spôsobu ovládania:
- Priame riadenie,
- Riadenie s posilňovačom,

Mechanizmus riadenia
Požiadavkou je aby sa pri prejazde vozidla zákrutou, kolesa odvaľovali bez bočného sklzu. Predpokladáme, že kolesa sú smerovo nepoddajné, a stred otáčania leží na predĺženej osi zadnej nápravy ktorá je neriadená!

Ackermannova geometria riadenia



Definovanie uhlov pootočenia kolies

$$cotg\beta_1 = \frac{R + \frac{t_0}{2}}{l} \quad ; cotg\beta_2 = \frac{R - \frac{t_0}{2}}{l} \implies cotg\beta_1 - cotg\beta_2 = \frac{t_0}{l}$$

Zavedieme substitúciu x, y.

$$cotg\beta_1 = \frac{y + \frac{t_0}{2}}{x} \quad ; cotg\beta_2 = \frac{\frac{t_0}{2} - y}{x} \implies cotg\beta_1 - cotg\beta_2 = \frac{2y}{x}$$

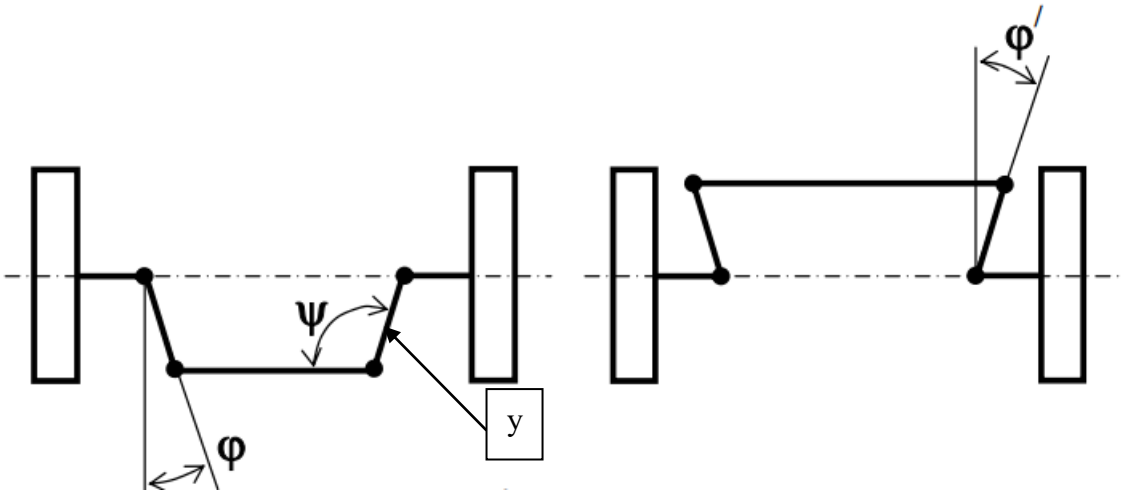
Dostávame riešenie v tvare:

$$y = \frac{t_0}{2l}.x$$

Resp:

$$\frac{y}{x} = \frac{t_0}{2l}$$

Ak chceme splniť teoretické podmienky je nutné použiť lichobežník riadenia nasledovne:

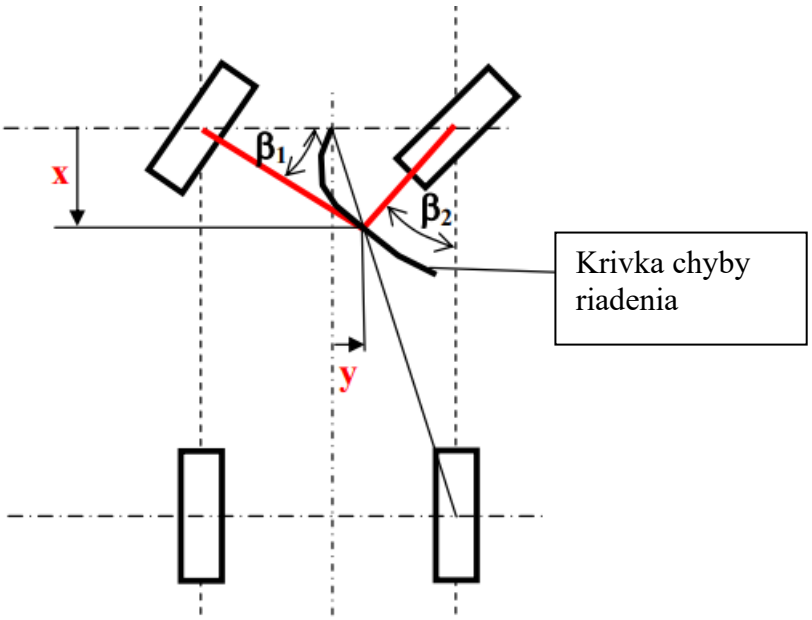


Potom nutnou podmienkou je: $\psi < 160°$ - aby sa zabezpečila ochrana proti vzpriečeniu
Podmienky na spojovaciu tyč:

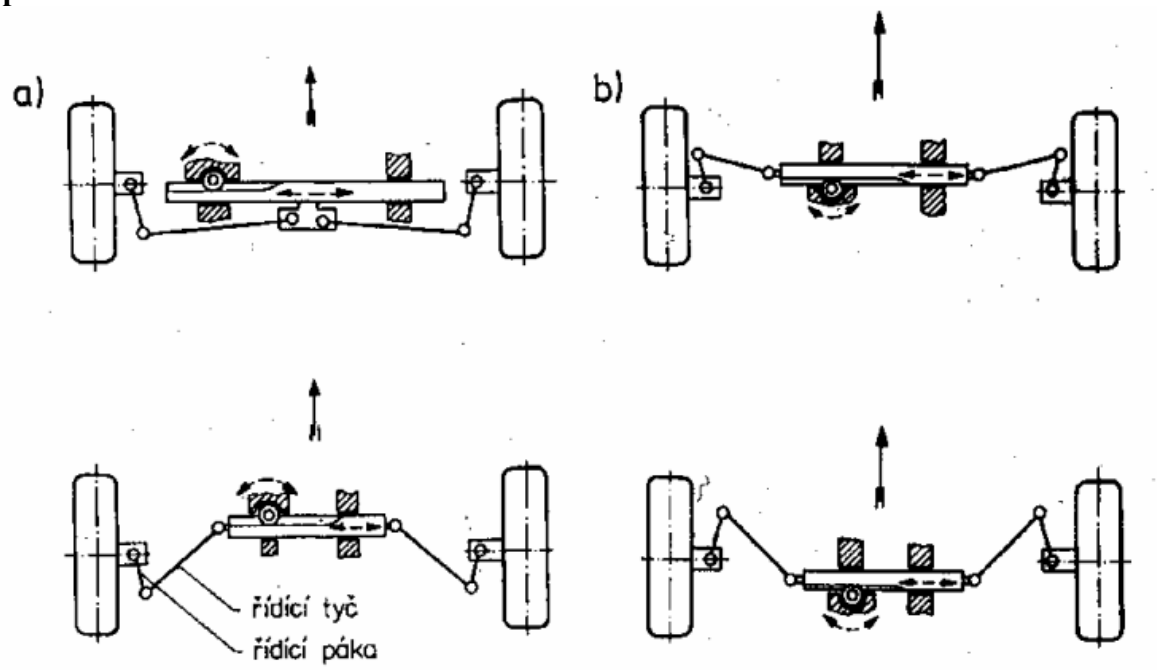
- Nedelená v prípade tuhej nápravy.
- Delená v prípade nezávislého zavesenia kolies.

Veľkosť uhlu φ je možné graficky stanoviť po zadaní veľkosti časti y a R, tzv. Causantovou konštrukciou, za predpokladu zvislých čapov riadenia.

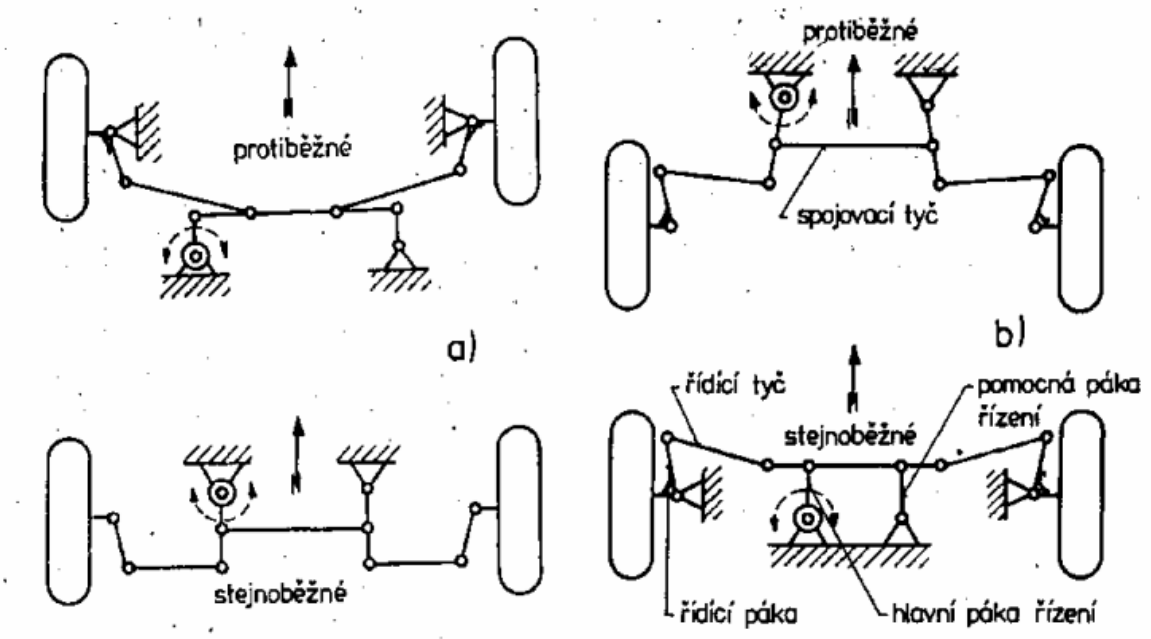
Pomocou identifikácie krivky chyby sa kontroluje syntéza riadiaceho mechanizmu.



Usporiadanie mechanizmu riadenia



Obr.221 Různá uspořádání mechanismu řízení pro nezávislé zavěšení kol s hřebenovou převodkou řízení: a) za osou přední nápravy, b) před osou přední nápravy



Obr.219 Různá uspořádání mechanismu řízení pro nezávislé zavěšení kol a převodku řízení s otočnou hlavní pákou řízení: a) za osou přední nápravy, b) před osou přední nápravy

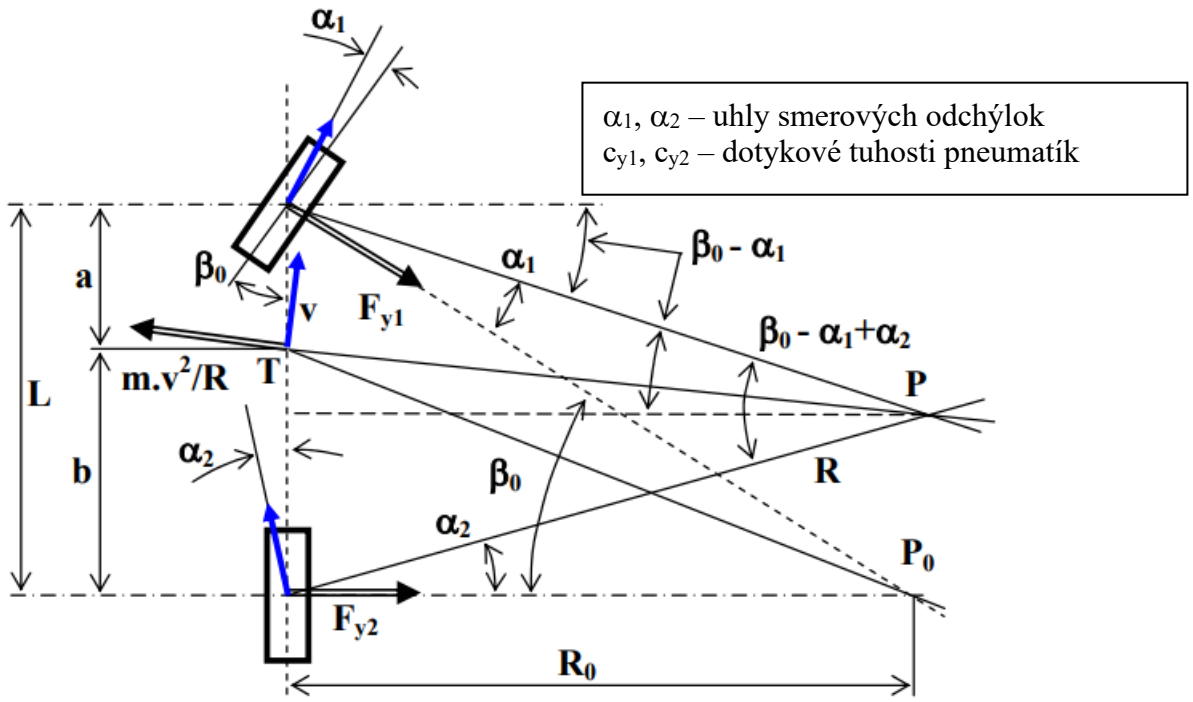
Teória vozidiel

Riadenie všetkých kolies

• moderné prvky riadenia
• výrazne ľahšie riadenie pri nízkych rýchlostiach (malý polomer zatočenia)
• zlepšuje sa dynamická riaditeľnosť pri vysokých rýchlostiach

Podľa smeru natočenia kolies poznáme :

• nesúhlasné – veľké natočenie kolies
• súhlasné – malé natočenie kolies



Vychádzame z predpokladu R_0 =R, arctan(L/R) = L/R

$$\frac{L}{R} = \beta_0 - \alpha_1 - \alpha_2 \;\Rightarrow\; \beta_0 = \frac{L}{R} + \alpha_1 - \alpha_2$$

Bočné sily:

$$F_{y1} = m.\frac{v^2}{R}.\frac{b}{L} \qquad F_{y2} = m.\frac{v^2}{R}.\frac{a}{L}$$

$$F_{y1} = 2.F_{z1}.\frac{v^2}{R}.\frac{1}{g} \qquad F_{y2} = 2.F_{z1}.\frac{v^2}{R}.\frac{1}{g}$$

Uhlové odchýlky smeru:

$$\alpha_1 = \frac{F_{y1}}{2.c_{y1}} = \frac{F_{z1}.v^2}{g.R.c_{y1}} \qquad \alpha_2 = \frac{F_{y2}}{2.c_{y2}} = \frac{F_{z2}.v^2}{g.R.c_{y2}}$$

Uvažujem s dvoma kolesami preto v menovateli pri tuhosti 2 násobok kolesa.

Po substitúcii dostaneme:

$$\beta_0 = \frac{L}{R} + \left[\frac{F_{z1}.v^2}{g.R.c_{y1}} - \frac{F_{z2}.v^2}{g.R.c_{y2}}\right] = \frac{L}{R} + \left[\frac{F_{z1}}{c_{y1}} - \frac{F_{z2}}{c_{y2}}\right].\frac{v^2}{g.R} = \frac{L}{R} + K_0.\frac{v^2}{g.R}$$

K_0 – súčiniteľ točivosti.

Ak $K_0 = 0$, vozidlo je neutrálne a platí:

$$\alpha_1 = \alpha_2, \qquad \frac{F_{z1}}{c_{y1}} = \frac{F_{z2}}{c_{y2}}$$

Ak $K_0 > 0$, vozidlo je nedotáčavé a platí:

$$\alpha_1 > \alpha_2, \qquad \frac{F_{z1}}{c_{y1}} > \frac{F_{z2}}{c_{y2}}$$

Nedotáčavosť – pri pôsobení vonkajšej sily v ťažisku bez zmeny polohy riadiacich častí má vozidlo snahu natáčať sa v smere pôsobiacich síl. Charakteristická rýchlosť pri uhle natočenia kolies 2L/R je:

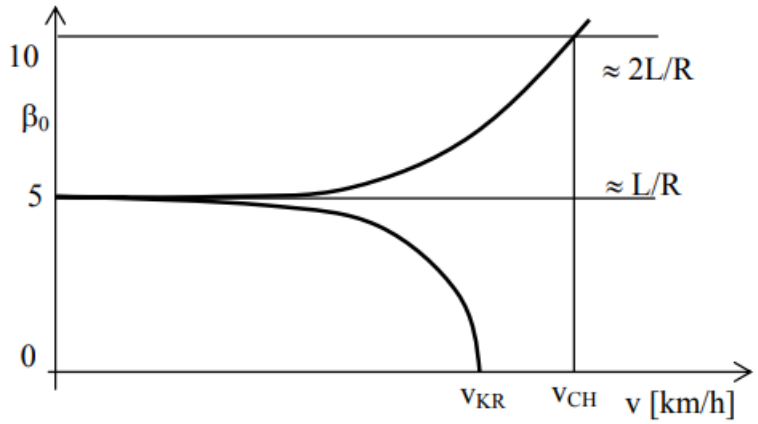
$$v_{ch} = \sqrt{\frac{g.L}{K_0}}$$

Ak $K_0 < 0$, vozidlo je pretáčavé a platí:

$$\alpha_1 < \alpha_2, \qquad \frac{F_{z1}}{c_{y1}} < \frac{F_{z2}}{c_{y2}}$$

Pretáčavosť – pri pôsobení vonkajšej sily v ťažisku bez zmeny polohy riadiacich častí má vozidlo snahu natáčať sa v smere opačnom ako je smer pôsobiacich síl. Jazda pretáčavého vozidla je smerovo nestabilná.
Smerová stabilita je vlastnosť vozidla kedy sa nemení smer jazdy pri pôsobení menších bočných síl. Kritická rýchlosť je pri smerovo stabilnom pohybe vozidla s nulovým natočení kolies a pohybe vozidla po akejkoľvek dráhe. Nad touto rýchlosťou je už vozidlo smerovo nestabilné.

$$v_{kr} = \sqrt{\frac{g.L}{-K_0}}$$

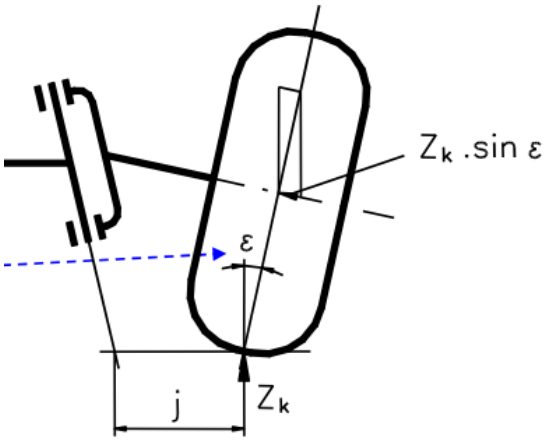


GEOMETRIA RIADENÉHO KOLESA

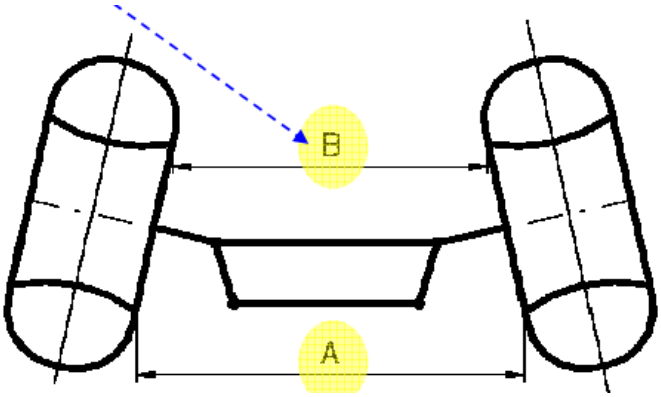
Odchýlky zavesenia kolies od ideálne zvislých rovín spôsobujú:

- Vymedzenie vôli
- Stabilizáciu pohybu vozidla
- Zlepšujú ovládateľnosť

Odklon kolesa

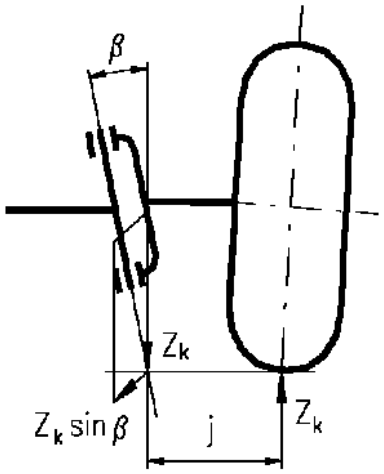


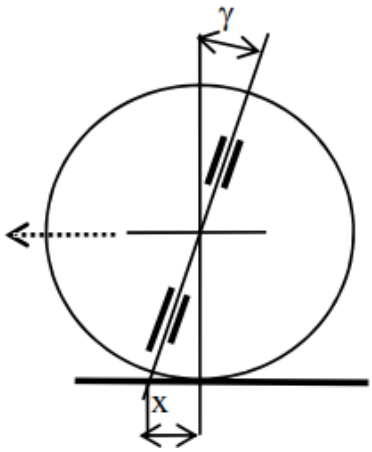
Zbiehavosť kolies



j – menší polomer polomeru zatáčania (rajdu), znižuje ovládaciu sílu v prípade pozitívneho odklonu (u neriadených kolies zadných náprav mávame negatívny odklon),
z_k.sinε – vymedzuje vôle v uložení kolies,
A-B – vymedzuje vôle v lichobežníkovom riadení, zabraňuje rozkmitaniu kolies počas jazdy.

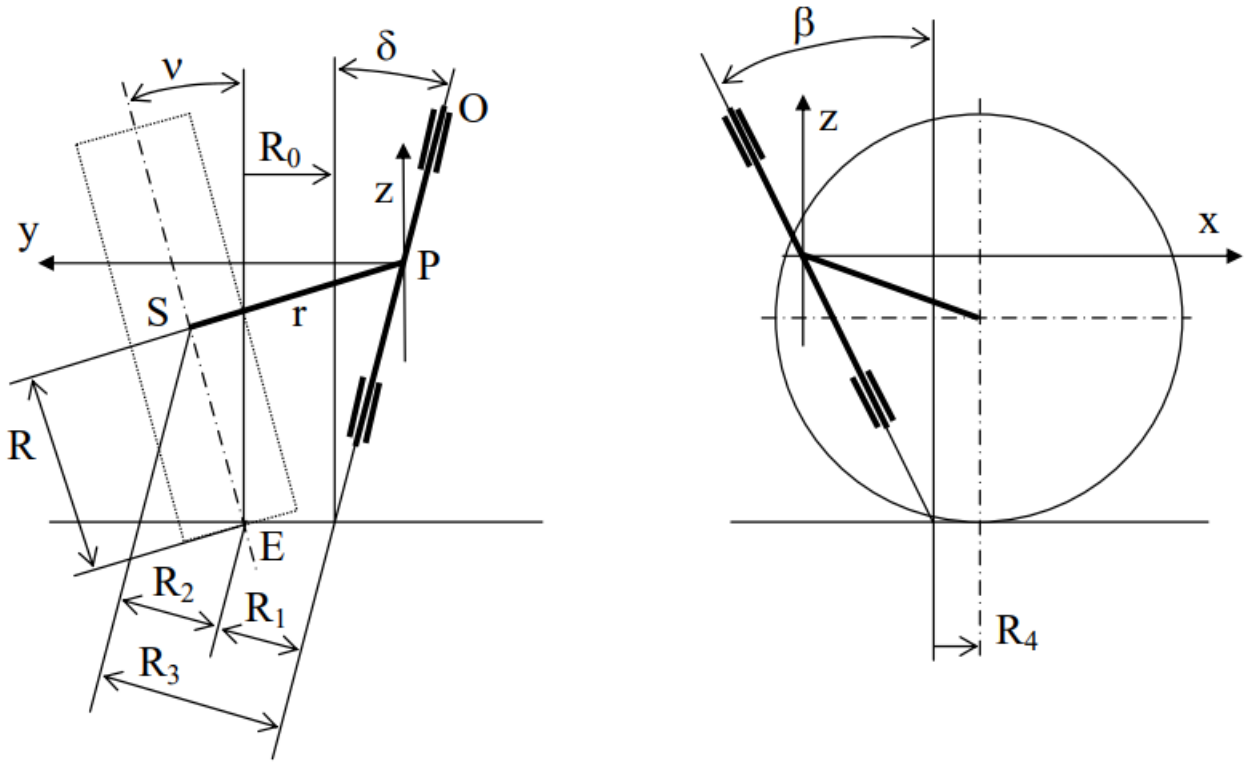
Príklon a záklon otočného čapu





γ – záklon,
x – závlek.
Záklon čapu zabezpečuje návrat kolesa do priameho smeru. Pozitívny záklon sa využíva pri vozidlách so zadným pohonom, negatívny záklon pre pohon predných kolies.

Rozbor geometrie riadeného kolesa



ν – odklon kolesa
δ – príklon riadiaceho čapu
R_0 – polomer rajdu
R_4 závlek kolesa
p – vzdialenosť bodu P od začiatku O
r – vzdialenosť stredu kolesa od bodu P
φ_R – uhol natočenia kolesa okolo osi riadiaceho čapu
φ – uhol natočenia kolesa v rovine vozovky
Index 0 platí pre stav priamej jazdy.

Súradnice stredu kolesa potom vyjadríme nasledovne:

$$x_s = \frac{tg\beta}{1 + tg^2\beta + tg^2\delta}.[p.tg\beta + r.(tg\delta.cosv_0 + sinv_0)].(1 + cos\varphi_R) + p.cos\varphi_R + \frac{r}{\sqrt{1 + tg^2\beta + tg^2\delta}}.[cosv_0 - sinv_0.tg\delta]sin\varphi_R$$

$$y_s = \frac{tg\delta}{1+tg^2\beta+tg^2\delta}.[p.tg\beta + r.(tg\delta.cosv_0 + sinv_0)].(cos\varphi_R - 1) - r.cosv.cos\varphi_R + \frac{r}{\sqrt{1+tg^2\beta+tg^2\delta}}.[p - r.sinv_0.tg\beta]sin\varphi_R$$

$$z_s = -[p.tg\beta + r.(tg\delta.cosv_0 + sinv_0)] + \left[\frac{[p.tg\beta + r.(tg\delta.cosv_0 - (tg^2\beta+tg^2\delta).sinv_0)]}{1+tg^2\beta+tg^2\delta}\right].cos\varphi_R + \frac{1}{\sqrt{1+tg^2\beta+tg^2\delta}}.[r.tg\beta.cosv_0 - p.tg\delta]sin\varphi_R$$

$$tg\varphi = \frac{\frac{r}{\sqrt{1+tg^2\beta+tg^2\delta}}.sin\varphi_R + \frac{tg\beta}{1+tg^2\beta+tg^2\delta}.(tg\delta.cosv_0 + sinv_0).(1+cos\varphi_R)}{-\frac{tg\delta}{1+tg^2\beta+tg^2\delta}.(tg\delta.cosv_0 + sinv_0).(1-cos\varphi_R) + cosv.cos\varphi_R - \frac{sinv_0.tg\beta}{\sqrt{1+tg^2\beta+tg^2\delta}}.sin\varphi_R}$$

Po zavedení substitúcie cosν =1 a sinν$_0$.tgδ << 1, sinν.tgβ << 1 je možné považovať $\varphi_R = \varphi$.
Po úprave sú súradnice bodu E nasledovné:

$$x_E = x_s - R.sinv.sin\varphi$$
$$y_E = y_s + R.sinv.cos\varphi$$
$$z_E = z_s - R.cosv$$

Vplyv uhla odklonu kolesa ν

- Uhol medzi strednou rovinou kolesa a zvislou rovinou vozidla
- Odklon vonku od vozidla je kladný, odklon do vnútra je záporný
- Odstránenie vôle v ložiskách vplyvom F_z .sinν
- Koleso sa odvaľuje po kuželi
  - Kolesá sa odvaľujú od sebe
  - Znižuje sa kmitanie kolies
  - Zvyšuje sa opotrebenie pneumatík

- Zmena odklonu kolesa (vplyvom mechanizmu zavesenia) spôsobuje gyroskopický moment — zmena odklonu musí byť malá
- U športových vozidiel je odklon záporný (v zatáčkach sa znižuje)

Z hľadiska opotrebenia pneumatík je vhodný nulový odklon

Malý odklon optimálni pre zníženie vibrácií v riadení

V celom rozsahu pruženia je žiadúce |ν| < 1°

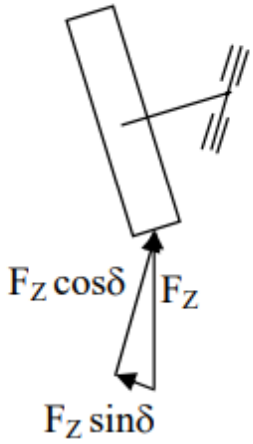
Pre zvýšenie nedotáčavosti ν kladné

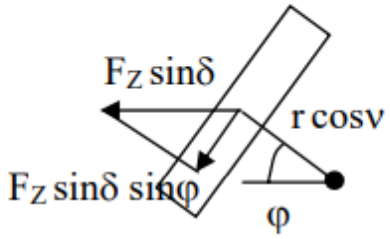
Pre zvýšenie pretáčavosti ν záporné

Vplyv uhla príklonu zvislého čapu riadenia δ (0° až 14°)

Teória vozidiel

- Slúži k návratu riadenia do priameho smeru
- Pri zatočení sa kolesa zdvíhajú — váha vozidla vracia kolesa naspäť





Vratný moment M_{stab} vracia kolesa do priameho smeru pri prejazde zákrutou, určí sa:

$$M_{stab} = Z_k . j . sin\beta . sin\psi$$

Ponúkajú sa dve možnosti:

- Veľký polomer rajdu a malý uhol príklonu (60mm/5°).
- Záporný polomer rajdu a veľký uhol príklonu (-10mm/14°)

Je možná zmena uhlu δ pri prepružení.

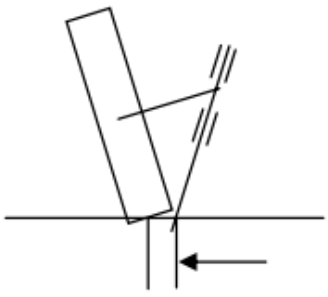
Vplyv polomeru rajdu R_0

Veľký R_0, zvyšuje sily pre návrat kolesa do priameho smeru

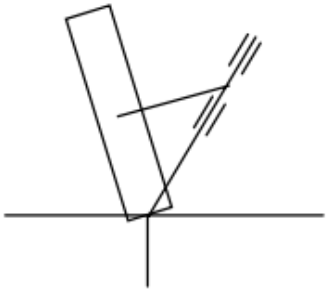
Veľký R_0, zvyšuje citlivosť na boční sily

Záporný R_0 stabilizuje riadenie (Mc Pherson)

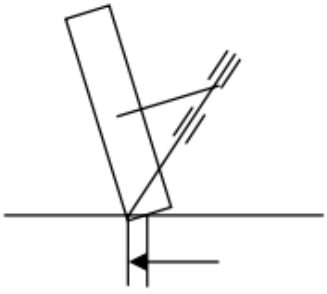
Kladný R_0 pri nesúmernom brzdení alebo nerovnakých odporoch kolies vychyľuje kolesa



Kladný



Nulový



Záporný

Teória vozidiel

Vplyv ramena rajdu v osi kolesa (r.cosv)

- Zväčšovanie vedie k zvýšeniu momentu vnášanému k rajdovej osi vertikálnou silou z vozovky (os y)
- Snaha je znižovať ju na minimálnu hodnotu

Vplyv závleku R_4

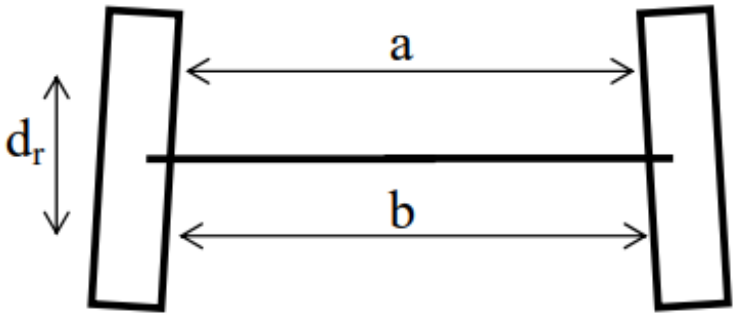
- Rozhoduje o momentoch vnášaných bočnými silami
- Jeho zväčšovanie spôsobuje zväčšovanie momentu na volant pri prejazde zákrutou urýchľuje návrat riadenia do priamej polohy
- Jeho zväčšovanie znižuje nutnosť stabilizácie v priamom smere jazdy
- Zvyšuje kmitanie riadenia
- Optimum je 10 – 15mm

Vplyv záklonu osi zvislého čapu riadenia (rajdovej osi)

- Zväčšenie záklonu zvyšuje momenty v riadení od rozdielu bočných síl pravého a ľavého kolesa
- Zväčšenie záklonu zvyšuje pretáčavosť, zároveň so zväčšujúcim polomerom zatáčky sa znižuje náklon kolesa ku vozovke
- Rozsah od -1°do +14°

Vplyv zbiehavosti kolies

- Pre minimalizáciu opotrebovania pneumatík musí byť nulová
- V reálnych podmienkach pri reálnom vozidle sa zbiehavosť počas jazdy mení
- Pre vozidla s predným náhonom majú predné kolesa rozbiehavosť
- Pre vozidla so zadným náhonom majú predné kolesa zbiehavosť

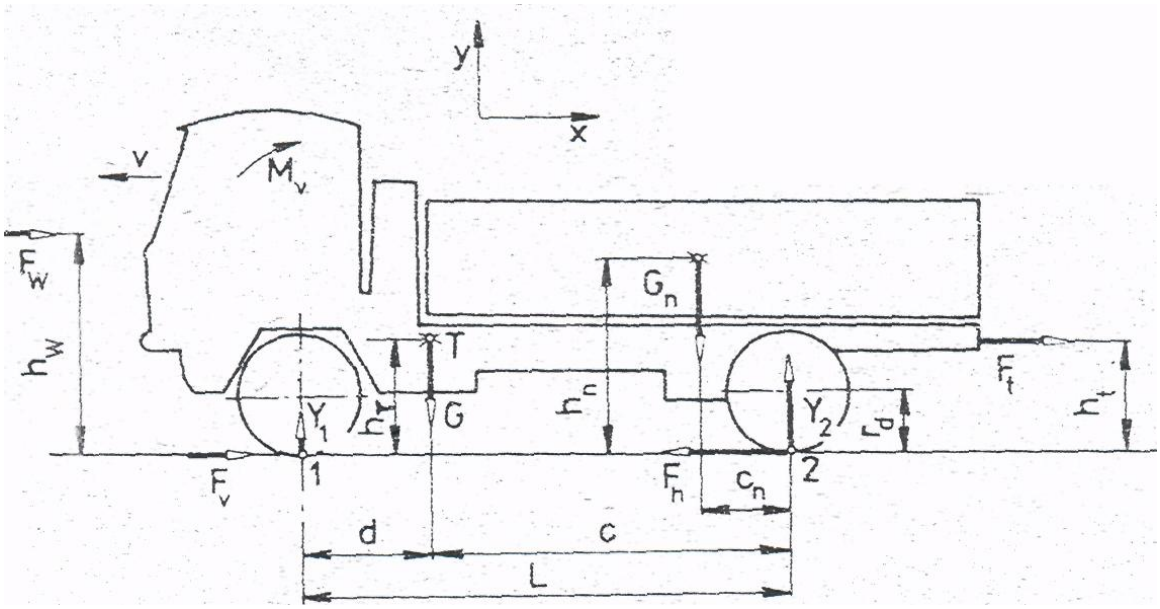


Uhol zbiehavosti sa určí:

$$\psi = arcsin\frac{b-a}{d_r}$$

SILOVÉ RIEŠENIE VOZIDIEL

Pri silovom riešení automobilov musíme pri nákladnom automobile brať do úvahy odpor vzduchu F_v (vzhľadom na vyššie pojazdné rýchlosti) a tiaž prevážaného nákladu G_n.



Obr.. Silová a rozmerová schéma nákladného automobilu pri rovnomernom pohybe.

Y_1 , Y_2 – zaťaženie náprav,
F_h – hnacia sila kolesa,
F_t – ťažná sila,
G – tiaž vozidla,
G_n – tiaž nákladu,
q_s – stredný kontaktný tlak,
S_o – plocha otlačku,
Y – normálová reakcia na koleso,

A pre normálovú reakciu na koleso platí:

$$Y = S_o \,.\, q_s \;\; [N]$$

Z podmienok rovnováhy pre rovnomerný pohyb môžeme napísať:

$$\sum F_x = 0\,, \qquad F_w + F_v - F_h + F_t = 0$$

$$\sum F_y = 0\,, \qquad Y_1 + Y_2 - G - G_n = 0$$

$$\sum M_1 = 0\,, \qquad L.Y_2 - h_t.F_t - (L - c_n)G_n - d.G - h_w.F_w - M_v = 0$$

$$\sum M_2 = 0\,, \qquad c.G - h_w.F_w - M_v + c_n.G_n - L.Y_1 - h_t.F_t = 0$$

Z týchto rovníc môžeme potom vyjadriť najdôležitejšie silové účinky.
Valivý odpor:

$$F_v = f.(G + G_n)$$

Hnacia sila kolesa:

$$F_h = F_t + F_w + f.(G + G_n)$$

Reakcia kolies:

$$Y_1 = G.\frac{c - r_d.f}{L} + G_n.\frac{c_n}{L} - F_w.\frac{h_w}{L} - F_t.\frac{h_t}{L}$$

$$Y_2 = G.\frac{d + r_d.f}{L} + G_n.\frac{L - c_n}{L} + F_w.\frac{h_w}{L} + F_t.\frac{h_t}{L}$$

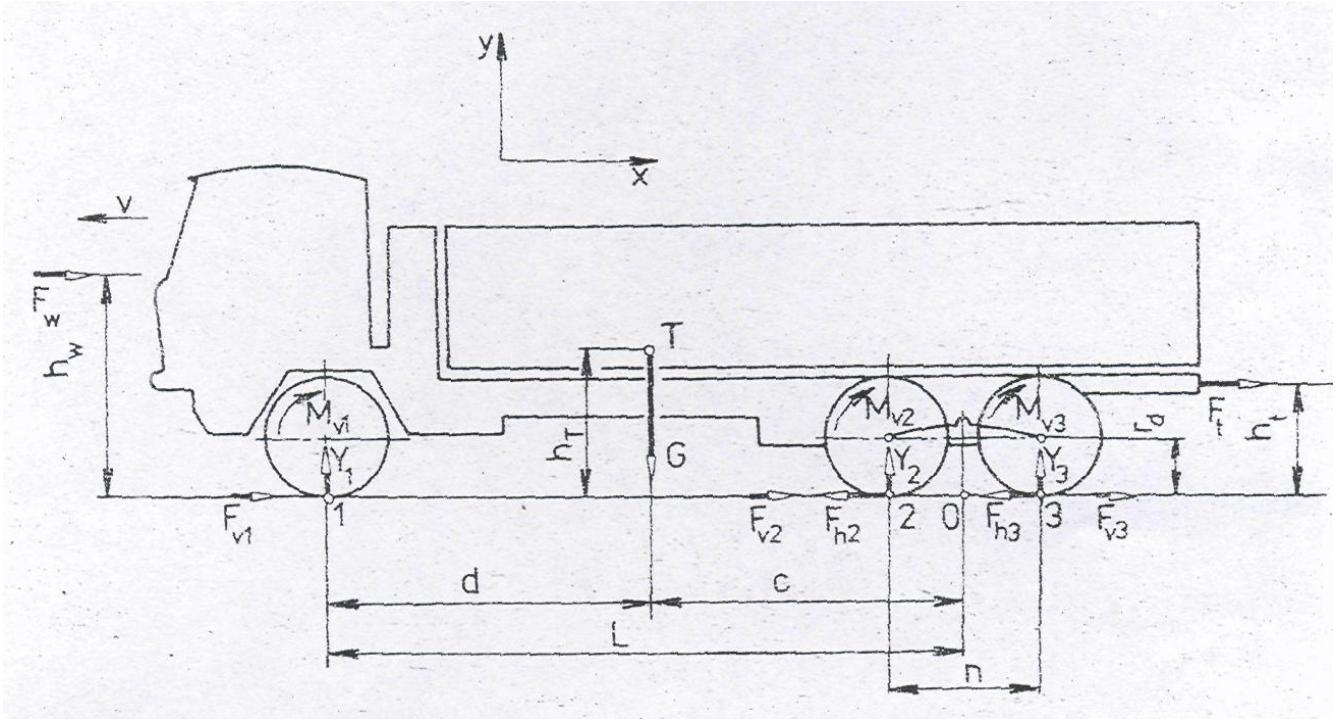
Z týchto silových účinkov môžeme potom hodnotiť ťahové vlastnosti automobilu.

Vozidlá s pohonom viacerých náprav

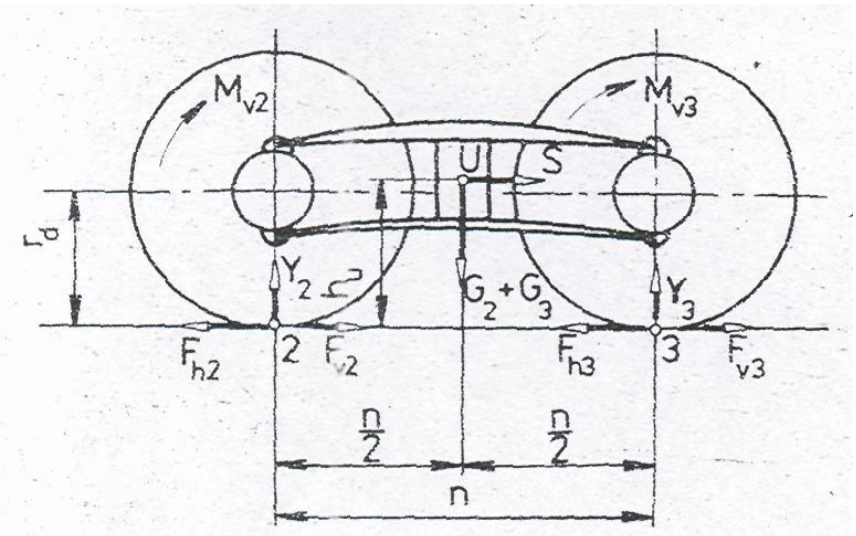
Zo spôsobov zlepšovania ťahových vlastností vozidiel najefektívnejším riešením je pohon všetkých kolies vozidla. Takéto usporiadanie umožňuje využiť na vyvíjanie hnacej sily F_h vozidla celú tiaž vozidla. Ak sú však len niektoré kolesá hnacie, využíva sa len časť tiaže vozidla. Pre pohyb vozidiel v teréne, kde dotykové podmienky s podložkou sú horšie ako na cestách, sú preto dôležité vozidlá s pohonom všetkých kolies, to značí pre takmer všetku poľnohospodársku prevádzku.

Automobily s troma nápravami

Pri trojnápravových vozidlách však nestačí na určenie jeho ťahových vlastností znalosť podmienok uvedených pri dvojnápravových vozidlách. Musíme ešte poznať vnútorné pomery vozidla, ktoré ovplyvňujú rozloženie zaťaženia na jednotlivé nápravy. Najjednoduchšie riešenie je na obr.
Pri vozidlách so zdvojenou zadnou nápravou nebýva každá z náprav odpružená osobitne, ale spoločným vahadlovým závesom uloženým na ráme vozidla otočené. Ak sú vahadla súmerné, možno pri statickom zaťažení predpokladať rovnosť obidvoch zadných reakcií Y_2 a Y_3 (obr.). Vozidlo potom môžeme riešiť ako dvojnápravové s rázvorom c + d.



Obr. Silová a rozmerová schéma nákladného automobilu s odpružením náprav vahadlovým závesom.



Obr. Silová a rozmerová schéma zavesenia náprav automobilu s pozdĺžnymi listovými pružinami.

Zložitejšie pomery vznikajú pri jazde trojnápravového vozidla, kde sa vplyvom hnacích síl vytvára dynamické doťaženie a odľahčenie zadných náprav, čo ovplyvňuje aj reakciu Y_1 — prednej nápravy. Tu musíme uvažovať aj vplyv usporiadania závesov oboch zadných náprav.
Najjednoduchším prípadom usporiadania závesu býva spojenie náprav len s vahadlom z pozdĺžnych listových pružín otočne uložených na ráme v bode *U* (obr).

Z podmienok rovnováhy môžeme písať:

$$\sum F_x = 0\,, \qquad F_w + F_{v1} + F_{v2} - F_{h2} + F_{v3} - F_{h3} + F_t = 0$$

$$\sum F_y = 0\,, \qquad Y_1 + Y_2 + Y_2 - G = 0$$

$$\sum M_0 = 0\,, \qquad - Y_1(c+d) - h_t.F_t - (Y_2 - Y_3)\frac{n}{2} + c.G - h_w.F_w - M_{v1} - M_{v2} = 0$$

$$\sum M_U = 0\,, \qquad - Y_2\frac{n}{2} + Y_3\frac{n}{2} - (F_{h2} + F_{h3} - F_{v2} - F_{v3}).h_u - M_{v2} - M_{v3} = 0$$

kde:

$$(F_{v2} + F_{v3}).r_d = M_{v2} + M_{v3}$$

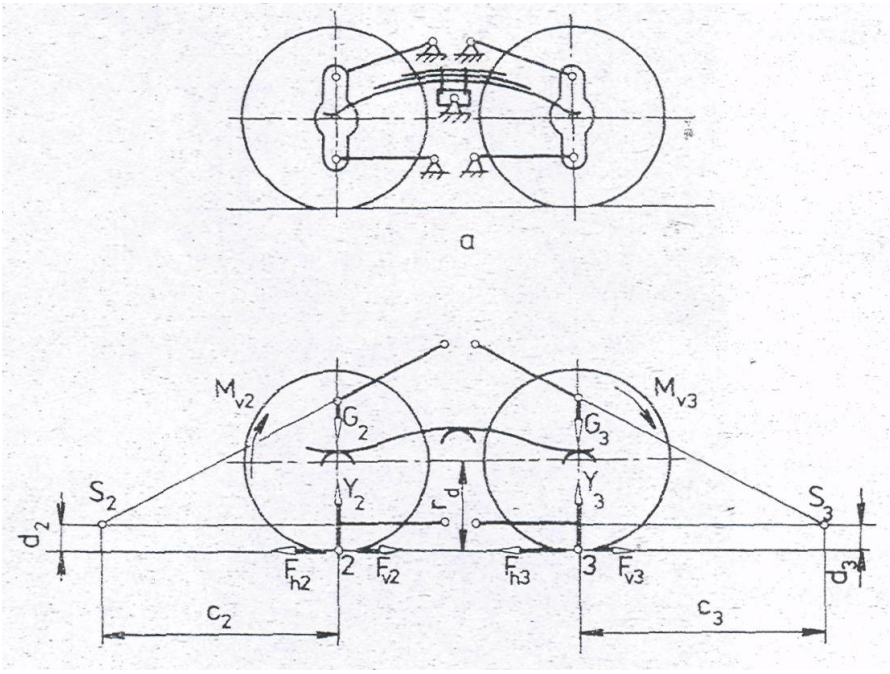
Súčasne môžeme vyjadriť sily $F_{v2} + F_{v3}$:

$$F_{v2} + F_{v3} = (G - Y_1).f$$

Ak dosadíme za M_{v2}; M_{v3}; F_{v2}; F_{v3} do vzťahu $\sum M_U = 0$, a upravíme ho a dostaneme:

$$Y_3 - Y_2 = \frac{(F_{h2} + F_{h3}).h_u - (G - Y_1)\,.(h_u - r_d).f}{\frac{n}{2}}$$

Potom môžeme vyjadriť reakcie na jednotlivých kolesách Y_1, Y_2, a Y_3, a pomocou nich potom ťahové vlastnosť vozidla.
Takéto geometrické usporiadame zadných náprav je však dosť nevhodné, lebo pri väčších hodnotách hnacích síl spôsobuje preťaženie tretej nápravy. Okrem toho sa viac zaťaží aj predná náprava, ako keby sa $Y_2 = Y_3$. Preto je výhodnejšie také prichytenie náprav, ktoré umožňuje, aby normálové reakcie oboch zadných náprav sa ani pri rozličnom prevádzkovom režime nelíšili.



Obr. Zavesenie náprav automobilu vzpernými tyčami:
a — schéma zavesenia, b — silová a rozmerová schéma.

Konštrukčne sa to najčastejšie rieši použitím vzperných tyčí, ktorými sa do rámu zachytávajú posuvné sily náprav. Odpruženie je pozdĺžnou listovou pružinou, ktorá tvorí vahadlo uložené otočné na ráme a s nápravami spojené klzné, takže neprenáša posuvné sily. Tieto sily zachytávajú vzperné tyče, ktoré sú prichytené na náprave hore aj dole.
Na riešenie momentovej rovnováhy síl, ktoré pôsobia na obe nápravy, musíme určiť okamžitý stred otáčania S, okolo ktorého sa každá z oboch náprav vykyvuje. Body S_2 a S_3 nájdeme predĺžením smerov posuvných tyčí. K týmto bodom potom môžeme napísať momentové rovnice rovnováhy pre jednotlivé nápravy:

$$\sum M_{s2} = 0\,, \quad d_2.F_{h2} + (r_d - d_2)F_{v2} + G_2.c_2 - Y_2.c_2 = 0$$

$$\sum M_{s3} = 0\,, \quad d_3.F_{h3} + (r_d - d_3)F_{v3} - G_3.c_3 + Y_3.c_3 = 0$$

Väzbovým prvkom medzi silami obidvoch náprav je pružina, ktorá pôsobí ako vahadlo, takže pre jeho súmernosť s dostatočnou presnosťou platí:

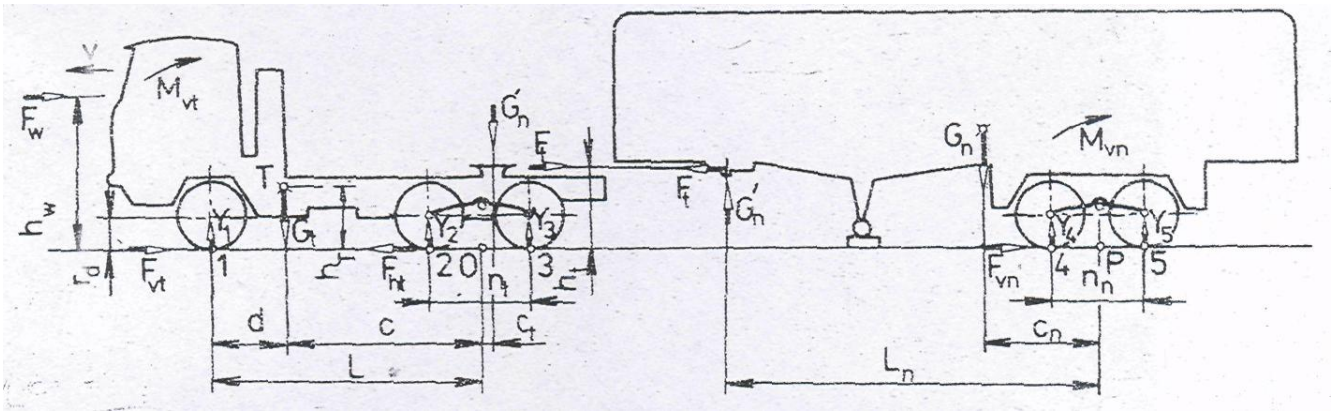
$$G_3 = G_2 = \frac{Y_2.c_2 - F_{h2}.d_2 - F_{v2}\,.(r_d - d_2)}{c_2} = \frac{Y_3.c_3 + F_{h3}.d_3 + F_{v3}\,.(r_d - d_3)}{c_3}$$

O tom, ktorá z obidvoch zadných náprav bude viac zaťažená, rozhoduje predovšetkým geometria zavesenia náprav, t. j. poloha a smer vzperných tyčí.
Optimálny prípad by bol, keby vzperné tyče boli navzájom aj s rovinou podložky rovnobežné. V takom prípade hnacia sila, valivý odpor a jeho moment nevyvolávajú nijaké prídavné sily v smere kolmom na podložku, a preto platí:

$$Y_2 = G_2 = G_3 = Y_3$$

Sedlový ťahač

Vhodné sú vozidlá na podklade jednotného podvozku s nosnosťou 10t, ako aj sedlové ťahače so sedlovými návesmi 16 až 20 t.



Obr. Silová a rozmerová schéma sedlového ťahača.

Pre určenie ťahových vlastností sedlového ťahača je dôležité správne určiť silové pôsobenie návesu na ťahač. Silu, ktorou náves doťažuje ťahač, vyjadríme z momentovej podmienky rovnováhy k bodu P:

$$\sum M_p = 0\,, \qquad G_{n'}.L_n - h_t.F_t - G_n.c_n + M_{vn} = 0$$

M_{vn} a F, môžeme vyjadriť:

$$M_{vn} = f.(G_n - G_{n'}).r_d \qquad a \qquad F_t = f.(G_n - G_{n'})$$

z čoho po úprave dostaneme zaťaženie ťahača sedlovým návesom G'_n:

$$G_{n'} = G_n - \frac{c_n + f.(h_t - r_d)}{L_n + f.(h_t - r_d)}$$

Riešenie sedlového ťahača je ďalej zhodné s riešením trojnápravového vozidla, ktoré je v predchádzajúcich častiach uvedené aj s prihliadnutím na pôsobenie návesu silami G'_n a F_t.

MECHANIKA KOLESA

Pre pružné kolesá sa rozlišujú nasledovné polomery:

menovitý	r_m	teoreticky polomer nezaťaženého kolesa
voľný	r_v	skutočný polomer nezaťaženého kolesa
statický	r_s	vzdialenosť" osi stojaceho kolesa zaťaženého normálovou silou od roviny podložky,
dynamický	r_d	vzdialenosť" osi pohybujúceho sa kolesa od výslednej vodorovnej zložky reakcie podložky, pôsobiacej naň,
valenia	r_f	polomer fiktívneho kolesa ideálne sa odvaľujúceho s rovnakou posuvnou rýchlosťou, ako má skutočné koleso.

Pri odvaľovaní kolies môžu nastať z pohľadu kinematiky tri prípady:

1. ideálne odvaľovanie: V stykovej ploche kolesa s podložkou nedochádza k vzájomnému pohybu $r_v = r_d$
2. Odvaľovanie s preklzom: Obvodová rýchlosť" kolesa je väčšia ako posuvná rýchlosť" jeho stredu - prenáša sa hnacia sila $r_v < r_d$
3. Odvaľovanie so šmykom: Obvodová rýchlosť" kolesa je menšia ako posuvná rýchlosť" jeho stredu - napr. prenáša sa brzdná sila $r_v > r_d$

Kĺzanie kolesa sa posudzuje pomocou sklzu :

$$\delta_h = \frac{v_t - v}{v_t}$$

Kde: δ_h – je sklz pre hnacie koleso
v – obvodová rýchlosť kolesa [$m.s^{-1}$]
v_t – rýchlosť vozidla [$m.s^{-1}$]

$$\delta_b = \frac{v - v_t}{v}$$

kde: δ_b – je sklz pre brzdené koleso

Súdržnosť podjazdu s podložkou sa hodnotí prostredníctvom súčiniteľa, ktorý je definovaný pomerom obvodovej sily F k normálovej reakcii Z. Zvykne sa nazývať súčiniteľom (priľnavosti) záberu :

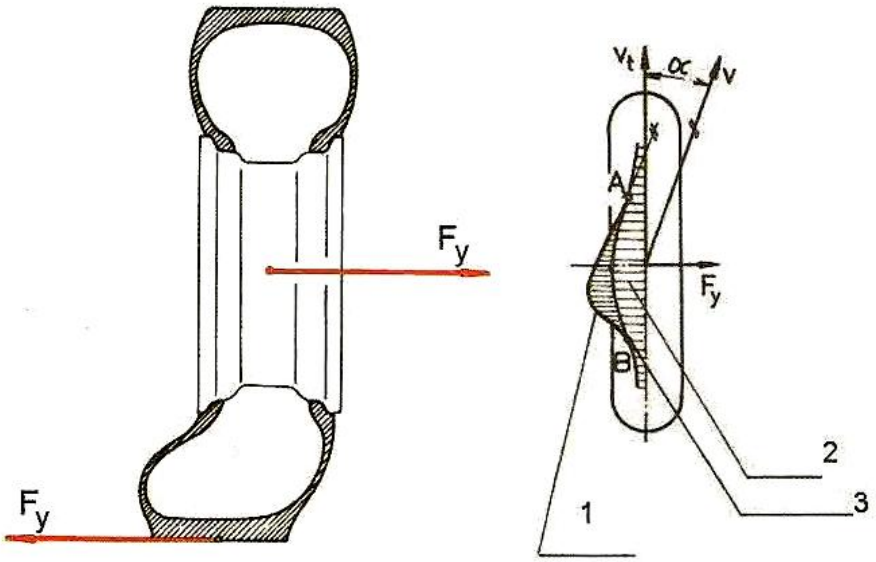
$$\mu = \frac{F}{Z}$$

Akú bočnú silu F_y je koleso schopné preniesť, závisí od súčiniteľa bočnej priľnavosti μ_b a od reakcie Z. Ich vzájomný vzťah je

$$\mu_b = \frac{F_y}{Z}$$

Pri pôsobení bočnej sily F_y na pneumatiku dochádza vplyvom jej pružnosti k jej bočnej deformácií. Ak pri takejto deformácií nedochádza k relatívnemu bočnému pohybu behúňa pneumatiky a podložky, musí sa voči podložke bočne pohybovať" pneumatika.

Koleso sa preto nepohybuje v smere roviny jeho rotácie, ale smer pohybu je od tejto roviny odklonený o uhol smerovej odchýlky α

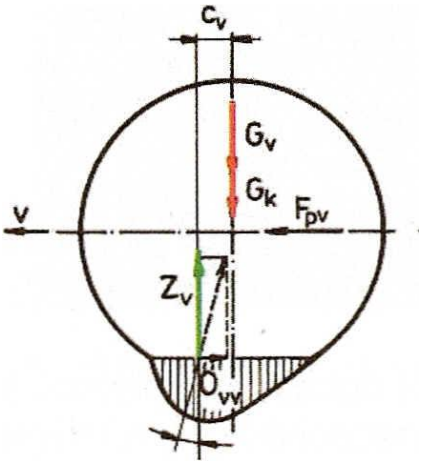


Obr. Pôsobenie sily na koleso
1 - strednica behúňa, 2 - deformácia kostry, 3 - deformácia behúňa

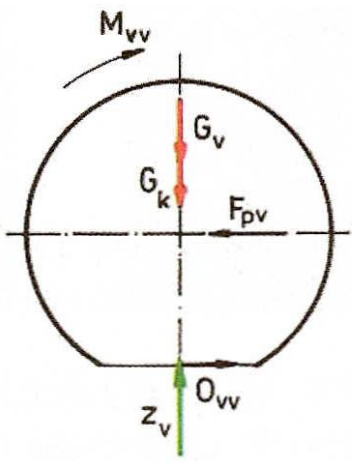
Pružné koleso sa môže odvaľovať po tvrdej alebo mäkkej podložke, t. j. po spevnenej vozovke alebo v teréne. Podľa účelu sa vozidlové kolesá delia na:

- vlečené neprenášajúce hnaciu silu,
- hnacie ktoré sú spojené prenosovým ústrojenstvom s energetickým zdrojom - motorom.

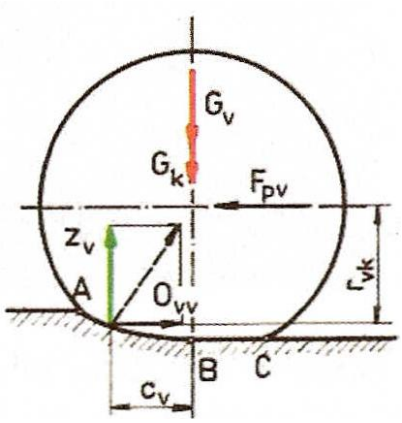
Silová rovnováha na vlečenom pružnom kolese



Obr. Pružné koleso na tvrdej podložke



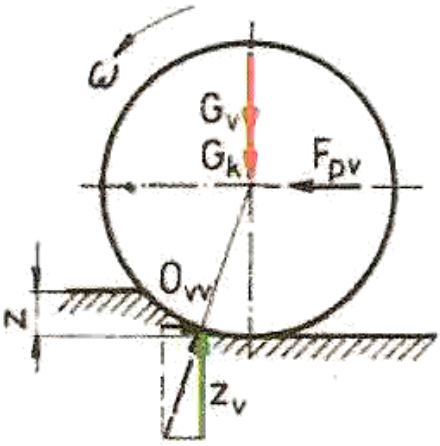
Obr. Zavedenie momentu odporu valenia M_{vk} na tvrdej podložke



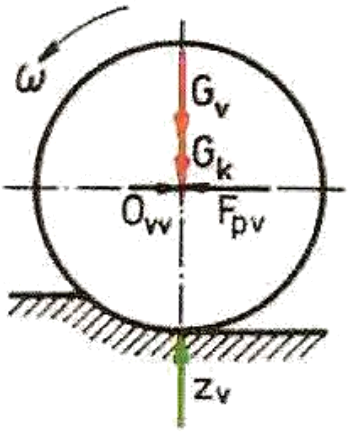
Obr. Pružné koleso na mäkkej podložke

kde: F_{pv} - posúvacia sila od rámu na vlečenom kolese, (N),
G_v - silový účinok hmotnosti vozidla, (N),
G_k - silový účinok hmotnosti kolesa, (N),
Z_v - normálová reakcia podložky na vlečenom kolese, (N),
O_{vv} - odpor valenia na vlečenom kolese, (N),
v - rýchlosť vozidla, ($m.s^{-1}$),
ω - uhlová rýchlosť kolesa, (s^{-1})

Silová rovnováha na vlečenom tuhom kolese

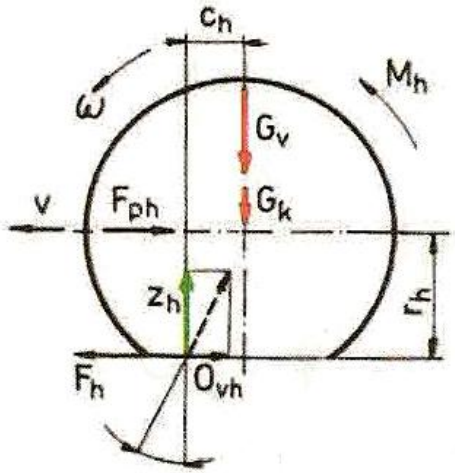


Obr. Tuhé vlečené koleso na plastickej podložke

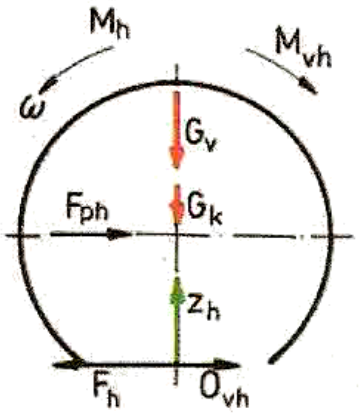


Obr. Zavedenie momentu odporu valenia M_{vv}

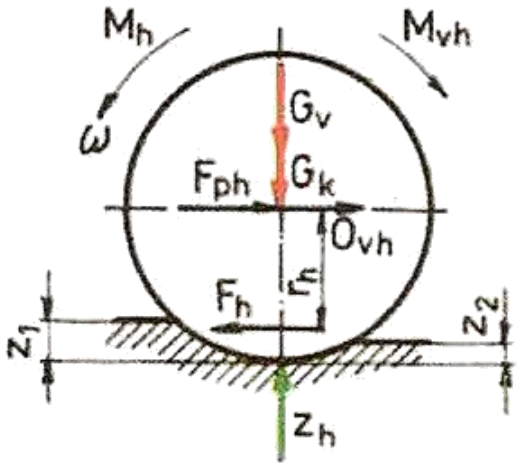
Silové pomery na hnacom kolese



Obr. Pružné hnacie koleso na tvrdej podložke



Obr. Zavedenie momentu odporu valenia M_{vh} na tvrdej podložke



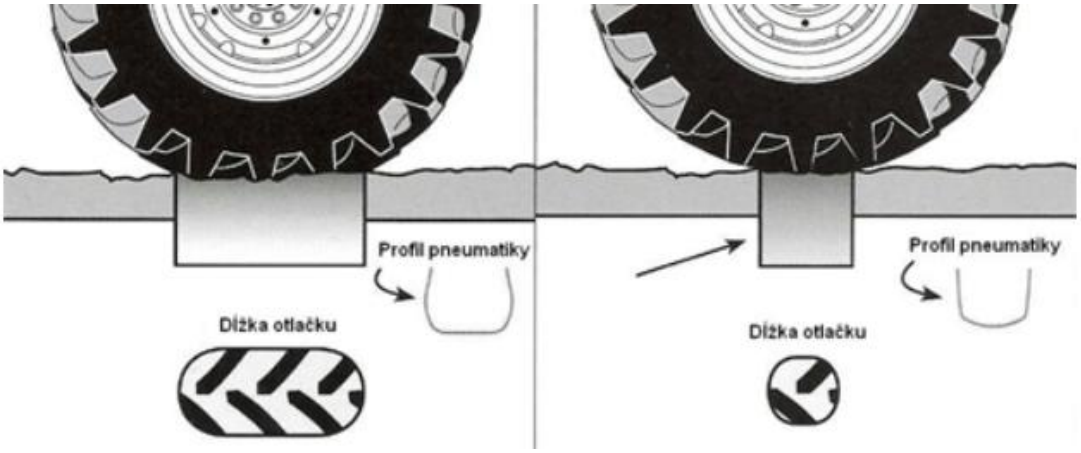
Obr. Pružné hnacie koleso na pružnej plastickej podložke

kde F_{pv} - posúvacia sila od rámu na vlečenom kolese, (N),
G_v - silový účinok hmotnosti vozidla, (N),
G_k - silový účinok hmotnosti kolesa, (N),
Z_v - normálová reakcia podložky na vlečenom kolese, (N),
O_{vv} - odpor valenia na vlečenom kolese, (N),
v - rýchlosť vozidla, ($m.s^{-1}$),
ω - uhlová rýchlosť kolesa, (s^{-1})

Kontaktný a merný tlak

Pneumatika sa dotýka s podložkou v tzv. dosadacej ploche. Dĺžka tejto plochy sa nazýva dosadacou dĺžkou a alebo dĺžkou záberu. Pomer plochy styku ku ploche otlačku sa nazýva plnosť vzorky behúňa.

Dosadacia plocha - priestorová plocha
Plocha otlačku - priemet, označenie S_o
Plocha styku - zaborený dezén



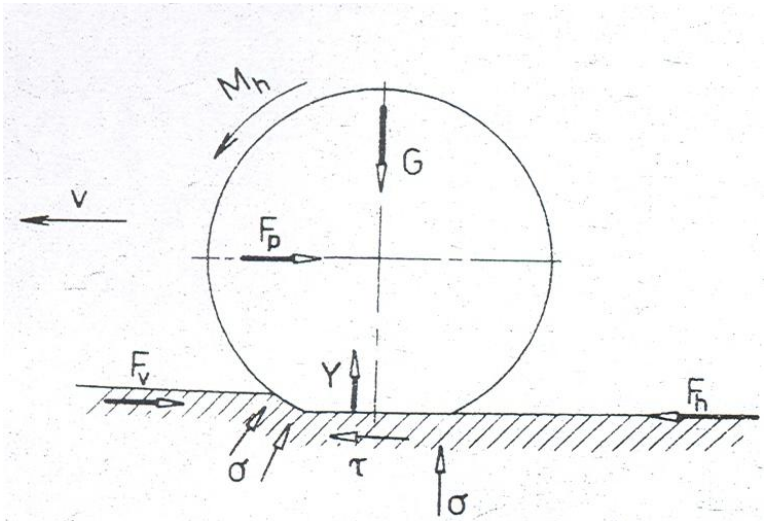
Obr. Veľkosť dosadacej plochy

Súčet výsledných vodorovných zložiek napätia je rovný rozdielu hnacej sily a sily odporu valenia, t.j. posuvné sily kolesa. Na nepoháňané koleso pôsobí iba jediná sila, a to sila odporu valenia.

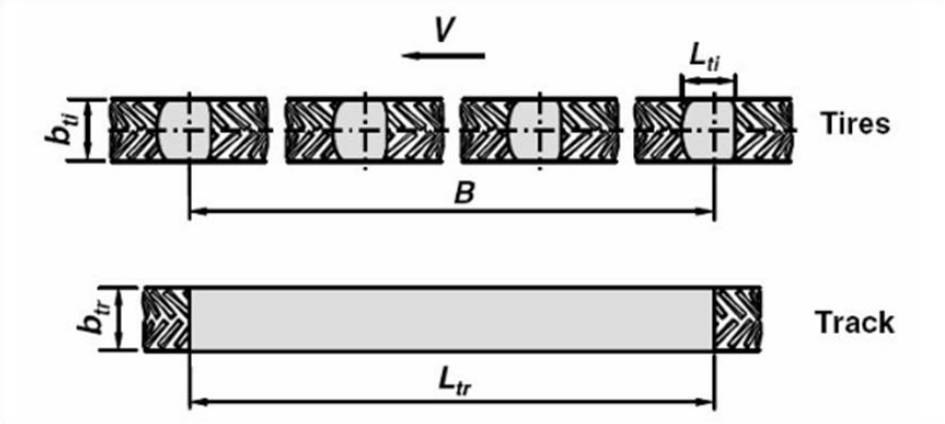
Tlakové napätie σ_d vzniknuté stlačovaním pôdy smeruje kolmo na dosadaciu plochu. Môžeme ju rozložiť na zložky kolmé k povrchu pôdy (kontaktný tlak), ich výslednicou je normálová reakcia **Y**, a zložky rovnobežné s povrchom, ich výslednicou je sila odporu valenia $\mathbf{F_v}$. Kontaktný tlak **q** je napätie medzi pôdou k ploche otlačku. Jeho stredná veľkosť $\mathbf{q_s}$ je definovaná ako pomer normálovej reakcie **Y** ku ploche otlačku $\mathbf{S_o}$:

$$q_s = \frac{Y}{S_o} \quad [Pa]$$

Zaťažujúca plocha sa zaborí do pôdy tak hlboko, pokiaľ sa nevyrovná nosná schopnosť pôdy s vonkajším zaťažením.



Schematické znázornenie valenia pneumatiky



Obr. Pomer styčnej plochy kolesa a pásu











Súčiniteľ záberu

Veľkosť ťahovej sily vozidla ovplyvňuje veľké množstvo parametrov, akonapr. rozloženie hmoty, mechanické vlastnosti podkladu a pod. Veľkosť ťahovej sily je možné analyticky vyjadriť pomocou sučiniteľa záberu μ:

$$\mu = \frac{F_h}{Y}$$

Súčiniteľ záberu môže nadobúdať hodnoty od μ=0 po μ = μ_{max}. V prípade μ_{max} je preklz kolies δ = ∞. Vyjadríme teda maximálny súčiniteľ záberu nasledovne:

$$\mu_{max} = \frac{F_{hmax}}{Y}$$

Veľkosť maximálnej hnacej sily je možné odvodiť z Colombovej rovnice:

$$\tau_{max} = \frac{F_{hmax}}{S_o}$$

$$\tau_{max} = c + q_s.tg\varphi$$

$$\tau_{max} = S_o.c + G.tg\varphi$$

kde:

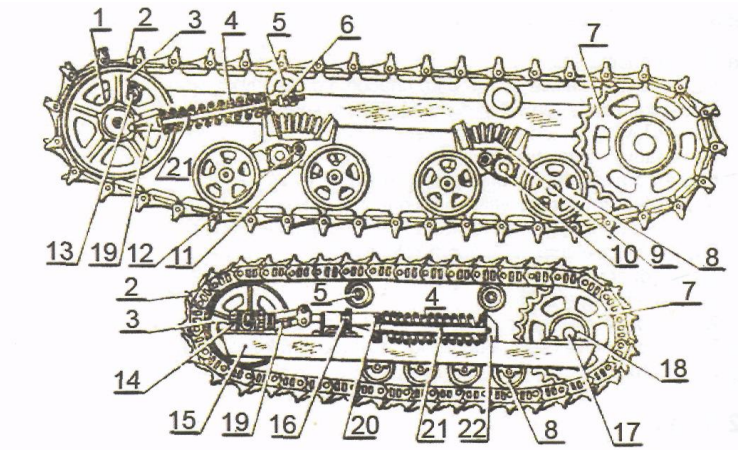
φ - trecí uhol podložky

c - konštanta vyjadrujúca súdržnosť pôdy

Ideálne trecia podložka (piesok) pneumatika sa nezabára c = 0 a trecí uhol piesku φ = 35°.
Potom maximálna hnacia sila F_{max} = 0,7.G.
Ideálne súdržná podložka (íl, φ = 0°) pneumatika sa zabára kým nedôjde k rovnováhe zaťaženia a tlaku v podložke. Samotný prenos hnacej sily sa realizuje tvarom dezínu pneumatiky.

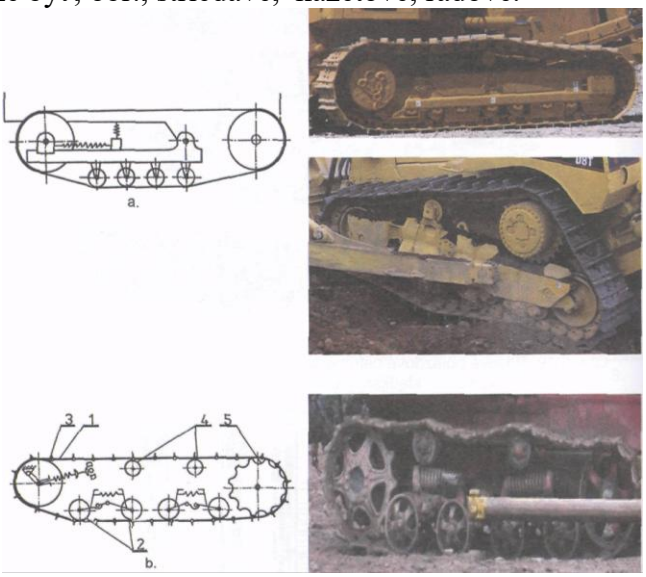
Pásy

Pásové pojazdové ústrojenstvo zabezpečuje zmenu otáčavého pohybu hnacích kladiek na posuvný pohyb vozidla. Okrem toho prenáša sily medzi podložkou a vozidlom a významnou mierou sa podieľa na vedení vozidla.



Obr. Pásové pojazdové ústrojenstvo
1, 15-rám, 2-pás, 3- napínacia kladka, 4, 6, 13, 14, 16, 19, 20, 2, 22- napínacie ústrojenstvo, 5 - oporné kladky, 7 - hnacia kladka, 8 - vodiace kladky, 9, 10, 11, 12 - pruženie, 17, 18 - hriadeľ hnacej kladky s uchytením

Usporiadanie kladiek môže byť, obr., striedavé, kazetové, radové.



Obr. Uloženie vodiacich kladiek
a - tuhé, b - pružné, 1 - pás, 2 - vodiace kladky, 3 - napínacia kladka, 4,- oporné kladky, 5 - hnacia kladka

VÝPOČET SÍL PRI JAZDNÝCH REŽIMOCH VOZIDIEL

Stúpavosť automobilu

Pre jazdu vozidla do svahu platí obecná rovnica:

$$F_k = G.cos\alpha.\varphi_t + G.sin\alpha + O_v + O_\alpha$$

$$F_k = G.(cos\alpha.\varphi_t + sin\alpha) + O_v + O_\alpha$$

Najväčšia stúpavosť sa dosahuje pri zaradení najnižšieho rýchlostného stupňa a pri jazde rovnomernou rýchlosťou, ktorá pripadá otáčkam maximálneho krútiaceho momentu motora. Za týchto podmienok môžeme zanedbať odpor vzduchu a zotrvačnosti. Dostávame:

$$\frac{F_k}{G} = cos\alpha.\varphi_t + sin\alpha$$

Táto rovnica ponúka niekoľko približných riešení ale umožňuje aj presný výpočet stúpavosti *s* [%].

Približný výpočet vychádza z predpokladu, že cosα=1 a sinα=tgα

Potom dostávame:

$$\frac{F_k}{G} = \varphi_t + tg\alpha$$

$$tg\alpha = \frac{F_k}{G} - \varphi_t$$

$$s = 100.tg\alpha$$

Presný výpočet stúpavosti vychádza s predpokladu, že funkcia uhla sinα a cosα sa nahradí funkciou tgα a riešením sa dopracujeme ku kvadratickej rovnici:

$$\frac{F_k}{G} = k$$

$$k = cos\alpha.\varphi_t + sin\alpha$$

$$cos\alpha = \frac{1}{\sqrt{1 + tg^2\alpha}}$$

$$sin\alpha = \frac{tg\alpha}{\sqrt{1 + tg^2\alpha}}$$

$$k = \frac{\varphi_t}{\sqrt{1 + tg^2\alpha}} + \frac{tg\alpha}{\sqrt{1 + tg^2\alpha}}$$

$$k = \sqrt{1 + tg^2} = \varphi_t + tg^2\alpha$$

$$k^2.(1+tg^2\alpha) = \varphi^2{}_t + 2.\varphi_t.tg\alpha + tg^2\alpha$$

$$(1-k^2).tg^2\alpha + 2.\varphi_t.tg\alpha + \varphi^2{}_t - k^2 = 0$$

$$tg\alpha_{1,2} = \frac{-2.\varphi_t \pm \sqrt{4.\varphi^2{}_t - 4.(1-k^2).(\varphi_t - k^2)}}{2.(1-k^2)}$$

Z kvadratickej rovnice nám vychádzajú dve riešenia z ktorých v absolútnych hodnotách menšia hodnota je stúpanie a väčšia hodnota je maximálne klesanie. Maximálne klesanie, je klesanie pri ktorom sa vozidlo pohybuje rovnomernou rýchlosťou za predpokladu, že brzdná sila F_b bude rovnako veľká ako uvažovaná hnacia sila na kolesách F_k pre výpočet maximálnej stúpavosti. Uvedený záver dokazujú aj nasledujúce rovnice pre stanovenie hnacej sily a brzdnej sily na kolesách pri jazde rovnomernou rýchlosťou.

$$F_k = G.cos\alpha_1.\varphi_t + G.sin\alpha_1$$

$$F_b = -G.cos\alpha_2.\varphi_t + G.sin\alpha_2$$

Odpor zotrvačností pri brzdení

Jedna sa o odpor ktorý priamo zahŕňa odpor zotrvačných posuvných hmôt vozidla pri brzdení. Je ho možné vyjadriť pohybovou rovnicou:

$$O_b = F_b + O_t + O_v + O_\eta$$

Rovnica platí pri miernom brzdení. Pri brzdení, kedy sa využíva vysokého súčiniteľa trenia, musí sa vypnúť spojka, aby sa nemuseli brzdiť aj zotrvačné sily od rotujúcich hmôt motora, prevodovky a pod.

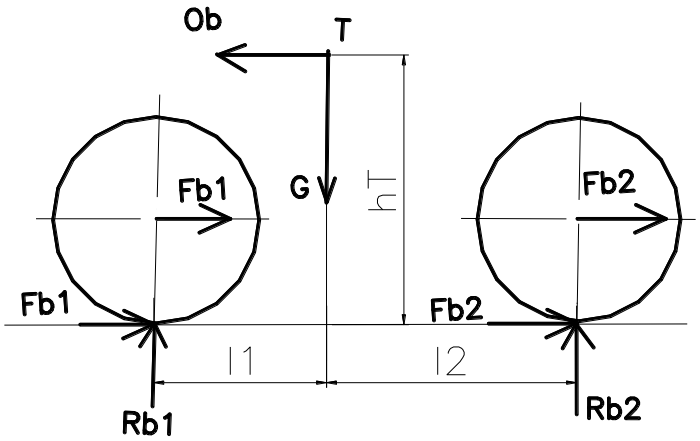
Pri brzdení veľkou intenzitou sa môže odpor trenia motora a prevodového ústrojenstva zanedbať, lebo sa predpokladá, že spojka bude vypnutá.

Podobne aj odpor vzduchu je možné zanedbať, lebo hodnota odporu vzduchu je nízka pri rýchlostiach do 50km/h. Môžeme povedať, že jej vplyv je zanedbateľný. Po zapracovaní týchto úvah do pohybovej rovnice, dostávame ju v tvare:

$$O_b = F_b + O_t = G.\varphi + G.\varphi_t = G.(\varphi + \varphi_t)$$

Rozborom takto upravenej pohybovej rovnice môžeme konštatovať, že pri brzdení s vysokým využitím súčiniteľa trenia, je možné za určitých podmienok zanedbať aj súčiniteľ trenia. Pri brzdení na betónovom povrchu je súčiniteľ trenia φ=0,7-0,8 a súčiniteľ odporu valenia φ_t=0,01. Podobne pri brzdení na vozovke s asfaltovým povrchom je súčiniteľ trenia φ=0,5-0,7 a súčiniteľ odporu valenia φ_t=0,01. Z uvedeného vyplýva, že na bežných vozovkách je dôležitejšie presné zistenie súčiniteľa trenia, než súčiniteľa valenia, ktorého hodnota je výrazne nižšia. Taktiež brzdenie na hranici šmyku nemôže koleso v mieste dotyky zachytiť väčšiu silu, ako mu dovoľujú adhézne možnosti.

Konečný tvar pre vyjadrenie odporu zotrvačností potom vychádza z obr.



Obr. Dynamické zaťaženie náprav pri brzdení na vodorovnej podložke

$$O_b = F_{b1} + F_{b2} = F_b = \eta_b . G . \varphi$$

Kde:
F_{b1} – brzdná sila prednej nápravy [N],
F_{b2} – brzdná sila zadnej nápravy [N],
η_b – účinnosť brzdenia – vyjadruje dokonalosť brzdenia a rozdelenia brzdných síl.
Brzdné spomalenie *b* sa určí z predchádzajúcej rovníc

$$O_b = \eta_b . G . \varphi = \eta_b . m . g . \varphi = m . b$$

Kde:
m- hmotnosť vozidla [kg],

Odpor zotrvačností a reakčné momenty brzdnej sily, vyvolávajú klopný moment v smere jazdy vozidla. Z momentovej podmienky môžeme napísať nasledujúce tvary pre dynamické zaťaženie náprav pri brzdení. R_{1b} a R_{2b}.

$$R_{1b} . l - G . l_2 - O_b . h_F - F_b . r_d = 0$$

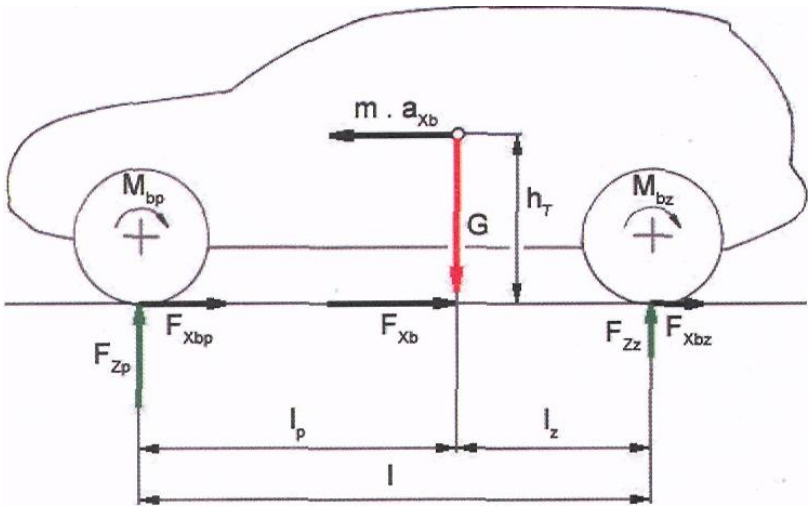
$$R_{2b} . l - G . l_1 + O_b . h_F + F_b . r_d = 0$$

$$R_{1b} = G . \frac{l_2}{l} + O_b . \frac{h_F}{l} + F_b . \frac{r_d}{l}$$
$$R_{2b} = G . \frac{l_1}{l} - O_b . \frac{h_F}{l} - F_b . \frac{r_d}{l}$$

R_{1b} – reakcia dynamického zaťaženia prednej nápravy pri brzdení
R_{2b} – reakcia dynamického zaťaženia zadnej nápravy pri brzdení

Sily pri brzdení automobilu
Úlohou brzdovej sústavy automobilu je :
- znížiť rýchlosť jazdy pohybujúceho sa vozidla, podľa potreby až do úplného zastavenia,
- zabezpečiť stojace vozidlo proti samovoľnému pohybu.

Brzdiaci účinok sa dosahuje pôsobením brzdných momentov M_{bi} v osiach kolies vozidla, pričom vznikajú v dotykových plochách pneumatík s vozovkou pozdĺžne trecie (brzdné) sily F_{Xbi}. Tieto sily pôsobia proti pohybu vozidla a ich účinkom vzniká brzdné spomalenie vozidla a_{Xb}.



Obr. Schéma síl brzdeného dvojnápravového vozidla

m - hmotnosť vozidla,
a_{xb}- brzdné spomalenie,
M_{bp}, M_{bz} - brzdné momenty prednej, zadnej nápravy,
F_{xbp}. F_{Xbz} - brzdné sily prednej, zadnej nápravy,
F_{xb} - celková brzdná sila vozidla,
G - tiaž vozidla,
F_{Zp}, F_{Zz} - zvislé zaťaženia prednej, zadnej nápravy

V ťažisku vozidla, obr. vzniká pri brzdení zotrvačná sila m . a_{Xb}, kde je m = G / g - celková hmotnosť vozidla, a_{xb} - brzdné spomalenie. Táto sila je reakciou na celkovú brzdnú silu vozidla F_{Xb}, teda:

$$F_{xb} = m.a_{xb} = \frac{G}{g}.a_{xb} = G.z$$

z = a_{Xb}/ g - pomerné spomalenie (zbrzdenie) vozidla, (m.s $^{-2}$).

pričom celková brzdná sila vozidla je súčtom brzdných síl prednej a zadnej nápravy

$$F_{xb} = F_{xbp} + F_{xbz}$$

Brzdná dráha vozidla je vzdialenosť, na ktorej vozidlo zastaví od okamihu začiatku brzdenia. Z hľadiska bezpečnosti jazdy je potrebné dosiahnuť čo najkratšiu brzdnú dráhu pri brzdení za daných podmienok. Brzdná dráha bude tým kratšia, čím väčšie bude brzdné spomalenie vozidla, a teda podľa rovnice (9.1), čím väčšia bude celková brzdná sila vozidla. Maximálna hodnota celkovej brzdnej sily je obmedzená veľkosťou súčiniteľa priľnavosti pneumatík s vozovkou.

$$F_{xbmax} = G.\mu_x = m.g.\mu_x = m.a_{xbmax} = G.z_{max}$$

Kde:
u_x - je súčiniteľ pozdĺžnej priľnavosti pneumatiky s vozovkou.

Z rovnice (9.3) vyplýva pre maximálne brzdné spomalenie vozidla:

$$a_{xbmax} = g.\mu_x; \qquad z_{max} = \mu_x$$

Brzdy
Brzdy tvoria veľmi dôležitú časť vozidla, zabezpečujúcu jeho bezpečné ovládanie. Brzdy slúžia na zastavenie, spomalenie, alebo udržanie stojacieho vozidla.
Druhy bŕzd delíme na prevádzkové, odľahčovacie, núdzové, parkovacie.

V brzdách dochádza ku premene kinetickej energie vozidla na tepelnú energiu.

$$Q = \frac{1}{2} m.({v_1}^2 - {v_2}^2)$$

Brzdy je možne rozdeliť z rôznych hľadísk. Ak sa vo vozidle nachádza viacero brzdných systémom, tie musia byť pre zvýšenie bezpečnosti na sebe vzájomne nezávislé.

Súčasné vozidlové prevádzkové brzdy sú riešené ako dvojokruhové brzdné systémy.
a) štandardné – každý okruh brzdí jednu nápravu. Pri poruche jedného okruhu je zhoršená riaditeľnosť
b) zapojenie HT – jeden okruh ovláda predné a zadné kolesa, druhý jen predne. Brzdenie predných kolies je istené oboma okruhmi.
c) zapojenie LL – jeden okruh brzdí predne kolesá a jedno zadní, druhý predne kolesa a druhé zadní
d) zapojenie HH – zdvojené brzdenie všetkých kolies
e) diagonálne zapojenie K – v každom okruhu brzdené predné koleso a diagonálne zadné koleso. Jednoduché, ale v prípade poruchy vzniká otáčavý moment vzhľadom ku ťažisku vozidla (spôsobené rozdielnymi brzdnými silami)

Podmienka aby jedná z náprav neblokovala pri brzdení skôr:

$$\frac{F_{b1}}{F_{b2}} = \frac{l_2 + h_T.(\varphi + f)}{l_1 + h_T.(\varphi + f)} = \frac{K_{B1}}{K_{B2}}$$

K_B – súčiniteľ pomeru celkovej brzdnej sily pripadajúcej na jednu nápravu
Účinnosť bŕzd:

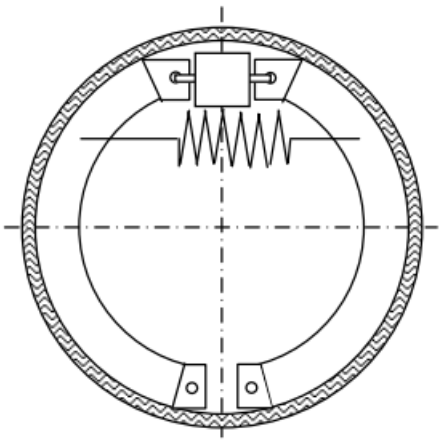
$$\eta_B = \frac{a_{xb}}{\varphi.g}$$

Ak bude $\eta_B < 1$ – nebola využitá celá brzdná sila.
Na hranici šmyku:

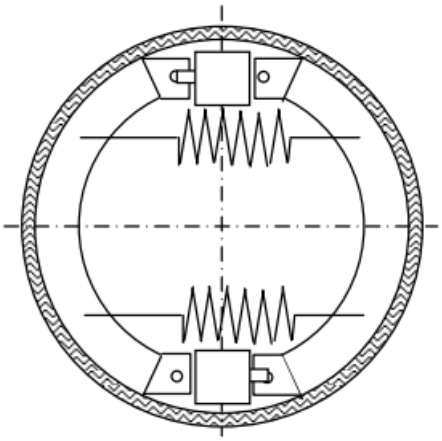
$$\eta_B = \frac{\varphi + f}{\varphi}$$

Kde:
φ – súčiniteľ trenia medzi vozovkou a kolesom
f – súčiniteľ odporu valenia medzi vozovkou a kolesom.

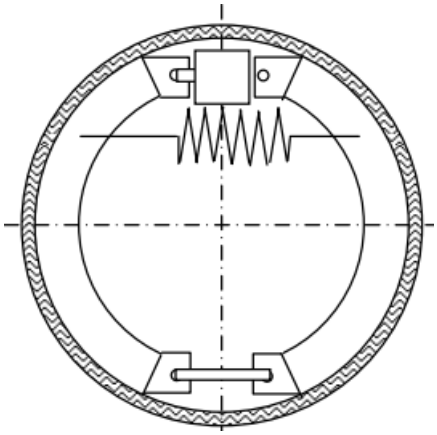
Druhy čeľusťových bŕzd



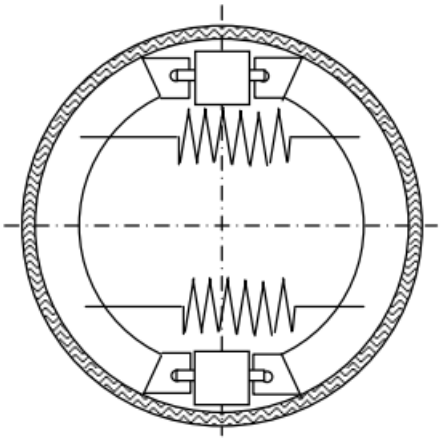
Jednoduchá (simplex)



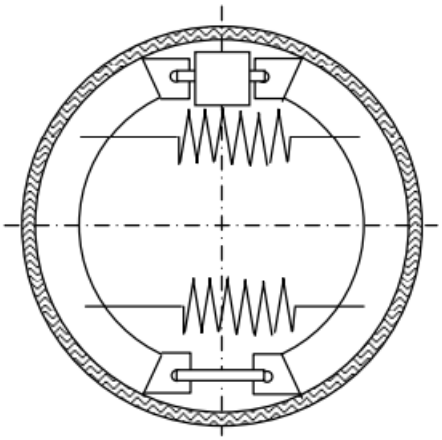
Dvojnábežná (duplex)



So zpriahnutými pružinami (servo)



Dvojnábežná obojsmerná (duo-duplex)



Obojsmerná so spriahnutými pružinami (duo-servo)

Simplex – jedná nábehová a druhá výbehová čeľusť. Brzdný moment pre obidva smery otáčania je rovnaký. (Na obr. pri otáčaní proti smeru hodinových ručičiek, je ľavá čeľusť nábehová a pravá výbehová.)

Duplex – obe čeľuste nábehové pre jeden smer otáčania a oba výbehové pre opačný smer otáčania. Každá čeľusť je ovládaná samostatne. Pomer brzdných momentov je 3:1 v prospech nábežnej čeľuste.
Servo – reakcia v uložení primárnej nábehovej čeľuste sa prenáša rozperným mechanizmom na sekundárnu čeľusť, vzniká tak prítlačná sila ktorá je väčšia ako ovládacia sila. V jednom smere sú obe čeľuste nábehové.
Duo-duplex – odstraňuje nevýhody dvojnábehovej brzdy. Obidve čeľuste sú stále nábehové.
Duo-servo – podobne ako pri duo-duplexe zlepšuje brzdný moment v oboch smeroch otáčania.

Antiblokovací systém ABS
Systém ABS je povinný pre vozidla s konštrukčnou rýchlosťou vyššou ako 60km/h a všetky vozidla s celkovou hmotnosťou viac ako 3,5t.

3 základné prvky ABS
1) snímač – sníma okamžitú rýchlosť kolesa (alebo hnacieho hriadeľa)
2) elektronická riadiaca jednotka – spracováva signál zo snímača pre akční člen
3) akční člen (regulační ventil – modulátor tlaku bŕzd) – mení tlak v kolesovom valci a tým i brzdný moment

Rozdelenie ABS systémov podľa druhu snímania a spracovania signálu
A) individuálna regulácia (IR/IR) – každé koleso je regulované zvlášť. Najkratšia brzdná dráha, nezaručuje smerovú stabilitu).

B) zmiešaná regulácia (IR/SL) – predná náprava = individuálna regulácia, zadní = spoločná regulácia – Select Low). Koleso s nižšou adhéziou určuje brzdný tlak na zadné koleso. 4 kanálový systém so 4 snímačmi s diagonálnym zapojením bŕzd – na zadných kolesách musia byť 2 akční členy).

C) modifikovaná individuálna regulácia (MIR) na prednej náprave a individuálna regulácia (IR) na zadnej náprave. MIR je obmena SL s tím, že pri blokovaní jedného kolesa na prednej náprave nieje zvyšovaný tlak na druhom kolese, ale je udržovaný na konštantnej hodnote. Tlak v blokujúcom kolese sa znižuje dovtedy, až je dosiahnutá potrebná obvodová rýchlosť, takže sa tlak môže opäť zvyšovať. Systémy IR/SL a MIR/IR zaručuje, že pretáčavý moment na vozovke s rozdielnym povrchom je relatívne malý.

D) Nákladné automobily. Pracujú s 2 akčnými členmi (každý sa skladá z 3 ventilov ovládaných elektromagneticky - ESB), pričom každé koleso môže byť ovládane zvlášť.

POHONNÉ AGREGÁTY - POHONY SPAĽOVACÍMI MOTORMI

V praxi sa na bližšiu klasifikáciu posudzovanie a ***aplikáciu spaľovacích motorov do pohonov*** používajú dohodnuté, takzvané porovnávacie ukazovatele spaľovacích motorov, popisujúce i ďalšie vlastnosti a hodnoty, potrebné na porovnávanie motorov navzájom bez ohľadu na veľkosť, výkon, druh konštrukcie, princíp činnosti atď. Na rýchlu a ľahkú orientáciu v základných prevádzkových hodnotách spaľovacích motorov sa používajú charakteristiky spaľovacích motorov.

Na komplexné posúdenie práce a hospodárnosti spaľovacieho motora sa používa niekoľko základných veličín. Medzi takéto veličiny patria hlavne stredný efektívny tlak obehu, výkon motora, merné spotreby prevádzkových látok a účinnosti motora.

Výkony a ich zisťovanie

Druhy výkonov

Výkon spaľovacieho motora sa posudzuje z rôznych hľadísk. Pre užívateľa spaľovacieho motora, respektíve stroja alebo automobilu, v ktorom je motor inštalovaný, je v technickej dokumentácii základným údajom výkon, a to buď v číselnej podobe ako menovitý výkon pri menovitých otáčkach, alebo v grafickej forme najčastejšie ako vonkajšia rýchlostná (otáčková) charakteristika. Z grafického priebehu je možné vyčítať hodnoty výkonu a ostatných dôležitých prevádzkových veličín v závislosti od otáčok pri maximálnej dodávke paliva.
Tieto údaje predstavujú parametre garantované výrobcom, respektíve dodávateľom pre stanovenú životnosť a normálne podmienky prevádzky, pričom sú spravidla dané aj tolerančné medze. v ktorých sa tieto hodnoty môžu pohybovať.
V odbornej praxi pri posudzovaní procesov súvisiacich s premenou energie v motore sa najčastejšie stretávame s týmito druhmi výkonu:

Indikovaný výkon

Indikovaný výkon predstavuje hodnotu, získanú realizáciou pracovného obehu spaľovacieho motora vo vnútri pracovného priestoru, bez uvažovania strát. Pre jednovalcový spaľovací motor je:

$$P_i = \frac{p_{is} \cdot V_z \cdot 2 \cdot n}{z}$$

P_i – indikovaný výkon,
p_{is} – stredná hodnota indikovaného tlaku
V_z – zdvihový objem valca
n – frekvencia otáčania kľukového hriadeľa za sekundu
z – počet zdvihov, pripadajúcich na 1 obeh (pre štvordobý motor z=4, pre dvojdobý z=2).

Stredný indikovaný tlak predstavuje myslenú konštantnú strednú hodnotu tlaku pôsobiacu na piest, pri ktorom by sa za jeden zdvih vykonala práca, rovná veľkosti indikovanej práce jedného obehu.

Pri predbežných a približných výpočtoch možno pre štvordobé motory pri plnom zaťažení použiť nasledovné hodnoty stredného indikovaného tlaku:

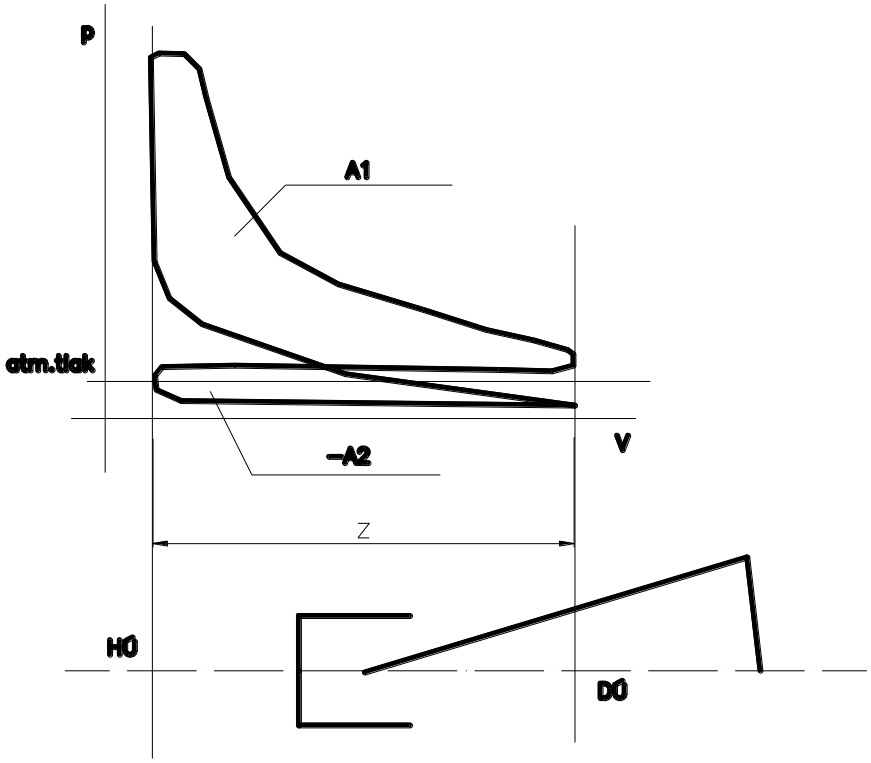
- zážihové, nepreplňované, benzínové p_{is} = 0,8 až 1,2 MPa
- zážihové, nepreplňované, plynové p_{is} = 0,5 až 0,7 MPa
- vznetové, nepreplňované p_{is} = 0,6 až 1,05 MPa
- vznetové, preplňované p_{is} = 0,8 až 3 MPa

Definovanie indikovaného výkonu motora

Stanovenie výkonu motora môže byť uskutočnené len za niekoľkých predpokladov. Veľkosť výkonu je závislá na množstve tepla, ktoré sa uvoľní za časovú jednotku spálením zmesi v pracovnom priestore valca.

Samostatný výpočet výkonu motora môžeme previesť rôznymi spôsobmi. Jednoduchým spôsobom je použitie priemerných hodnôt, ktoré sú dosahované u motora rovnakého druhu.

U jednovalcového motora je práca odovzdaná kľukovému hriadeľu stanovená pomocou tlakového diagramu obr. rozdielom veľkosti spotrebovanej a vykonanej práce, ktorú je možné stanoviť z plôch diagramu A_1, A_2. Premenlivý tlak vo valci je možné nahradiť stredným indikovaným tlakom. Stredný indikovaný tlak p_i je tlak o konštantnej hodnote ktorý by vykonal rovnako veľkú prácu počas jedného obehu, ako vykoná premenlivý tlak vo valci.



Obr. P-V diagram motora

Prácu počas jedného zdvihu môžeme potom stanoviť nasledovne:

$$A = p_i.V$$

Kde:

V- objem valca [m^3]

Indikovaný výkon motora je výkon vo vnútri valca a je daný množstvom práce za časovú jednotku nasledovne:

$$P_i = A.n.a$$

Kde:

n- otáčky motora [s^{-1}],

a – konštanta vyjadrujúca počet expanzií na jednu otáčku kľukového hriadeľa. Pre dvojdobé motory a =1 pre štvordobé motory a =0,5.

Indikovaný výkon je prenášaný na kľukový hriadeľ. Výkon ktorý dostávame na kľukovom hriadeli nazývame efektívny výkon P_e. Jedná sa o výkon znížený o straty v motore:

$$P_e = P_i . \eta_m$$

Kde:

η_m – mechanická účinnosť motora

Pracovné obehy spaľovacích motorov

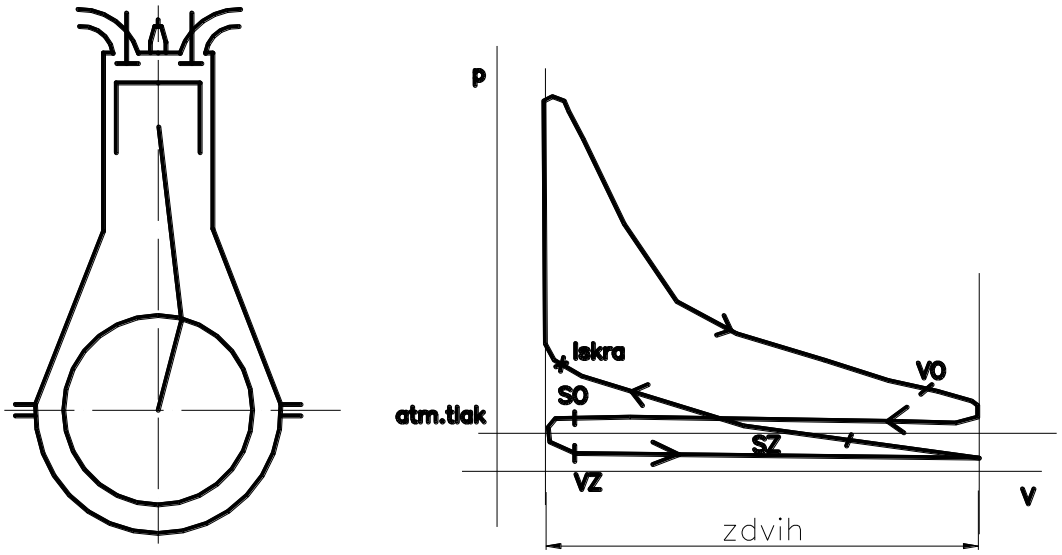
Pri štvordobých spaľovacích motoroch vznetových aj zážihových je plnenie a vyprázdňovanie valca zabezpečované ventilmi, výnimočne šupatkami. Jeden pracovný obeh prebehne počas dvoch pootočení kľukového hriadeľa. Pracovný obeh štvordobého zážihového motora je na obr.

Nasávanie. Pri prvej dobe sa pohybuje piest z hornej úvrate do dolnej, v pracovnom priestore valca nastáva podtlak, sací ventil je otvorený a do valca prúdi zmes. Sací ventil sa uzatvorí až na začiatku ďalšej pracovnej doby. V prípade nových typov benzínových spaľovacích motorov je palivu vstreknuté pred sací ventil alebo do valca tesne ku saciemu ventilu. Vstrekovací tlak je 1MPa - 5MPa.

Stláčanie. Pri druhom zdvihu sa piest pohybuje z dolnej úvrate do hornej a po uzavretí sacieho ventilu nastáva stláčanie zmesi. Tesne pred tým ako piest dosiahne hornú úvrať, preskočí na elektródach zapaľovacej sviečky iskra, ktorá zapáli stláčanú zmes. Horenie zmesí musí byť postupné, tak aby zmes nehorela veľkou rýchlosťou a nevznikali detonácie.

Expanzia. Jedná sa o tretiu dobu, pri ktorej sa v dôsledku horenia zmesi uvoľňuje veľká tlaková energia, ktorá pohybuje piestom z hornej úvrate do dolnej. Počas tejto doby sa vykonáva práca. Pred koncom expanzného zdvihu sa otvorí výfukový ventil, tak aby sa využila pohybová energia spalín a zabezpečilo sa ich prúdenie.

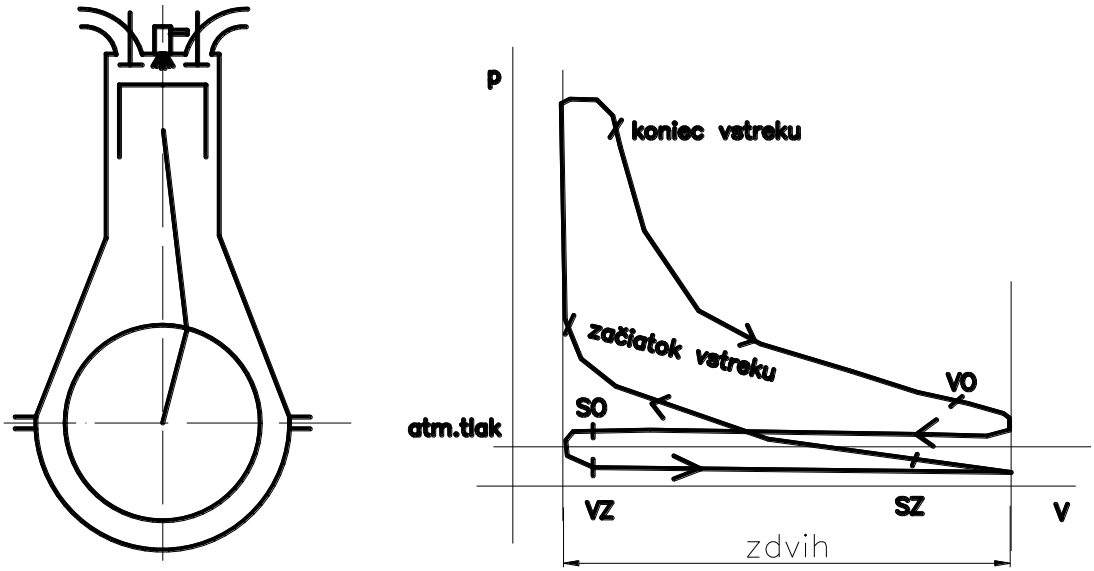
Výfuk. Štvrtá doba pri ktorej sa pohybuje piest z dolnej úvrate do hornej a výfukový ventil je otvorený. Vo valci vzniká pretlak, ktorý vytláča spaliny do výfukového potrubia. Tesne pred hornou úvraťou sa otvorí sací ventil a počas prechodu cez hornú úvrať sú otvorené oba ventily. Hovoríme tomu prekrytie alebo strihanie ventilov. Po prechode hornou úvraťou sa výfukový ventil uzatvára.



Obr. Pracovný obeh štvordobého zažihového motora.

Pracovný obeh štvordobého vznetového motora je na obr. Postupnosť zdvihov piesta je rovnaký ako u zážihového motora. Pri prvom zdvihu sa nasáva čistý vzduch, pri druhom je tento

vzduch stláčaný. Pred koncom stláčania je vzduch v dôsledku stlačenia (vysokého kompresného pomeru 16:1 až 22:1) zohriaty na teplotu 600°C. Pred hornou úvraťou je do takto zohriateho vzduchu vstreknuté palivo (tlakom až 200MPa pre súčasné systémy vstrekovania), ktoré sa vznieti a prebieha tretia doba – expanzia. Rozdiel v horení oproti zážihovému motoru je v tom, že časť horenia prebieha pri stálom objeme a časť pri stálom tlaku. Štvrtá doba prebieha podobne ako v prípade zážihového motora.

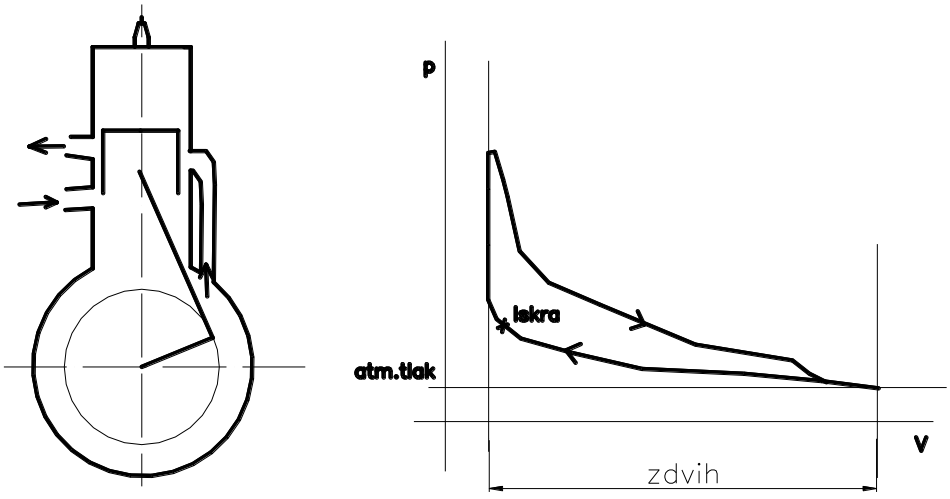


Obr. Pracovný obeh štvordobého vznetového motora.

Pracovný obeh dvojdobého spaľovacieho motora

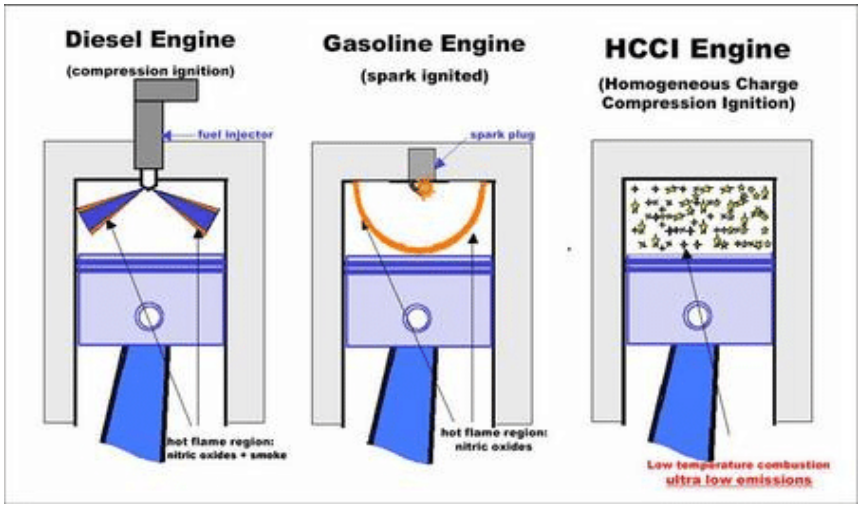
Pri dvojdobých zážihových aj vznetových spaľovacích motoroch sa plnenie valca i jeho vyprázdňovanie riadi najčastejšie kanálovým rozvodom, málo šupátkovým. Jeden pracovný obeh je uskutočnené počas jednej otáčky kľukového hriadeľa.

Pracovný obeh zážihového spaľovacieho motora dvojdobého je na obr. Pri prvom zdvihu sa piest pohybuje y dolnej úvrate do hornej. Na začiatku zdvihu uzatvára piest najprv vyplachovací kanál, ktorým bola pomocou pretlaku dopravená zápalná zmes k kľukovej skrine (pod piestom) do pracovného priestoru valca (nad piest) a usmerneným prúdením zároveň vytláčala spaliny do vyfukového kanála. Potom sa uzatvorí výfukový kanál a dochádza k stláčaniu zmesi. Asi za polovicou zdvihu odkrýva spodná hrana piestu sací kanál. Pod piestom vzniká podtlak pomocou ktorého je do priestoru kľukovej skrine nasávaná zmes. Tesne pred dosiahnutím hornej úvrate preskočí na elektródach zapaľovacej sviečky iskra. Zapálením zmesi dochádza k jej expanzii a tlaková energia pohybuje piestom smerom nadol. Počas pohybu piesta nadol sa uzavrie sací kanál a piest stláča nasatú zmes pod piestom. Tesne pred ukončením expanzného zdvihu otvorí piest hornou hranou výfukový kanál. Následné je otvorený vyplachovací kanál ktorým začne prúdiť zmes spod piesta nad piest a tým sa pripraví ďalší pracovný obeh.

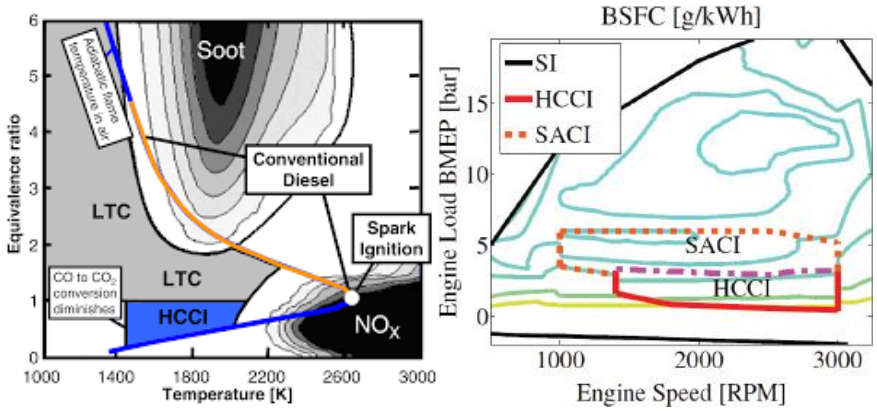


Obr. Pracovný obeh dvojdobého zážihového motora

Trendy v termodynamike spaľovacích motorov
Motory HCCI



Podmienkou je meniteľný kompresný pomer vo valci 8:1 to 14:1 zabezpečujúci stálu teplotu.



Efektívny (užitočný) výkon

Efektívny (užitočný) výkon je výkon zistený v mieste odberu výkonu, t.j. na výstupnom konci hlavného hriadeľa motora, prípadne na jeho spojkovej prírube, ak pritom pracujú všetky k motoru priamo pripojené pomocné zariadenia, bezpodmienečne potrebné na jeho vlastný, pravidelný a trvalý chod. Predstavuje hodnotu výkonu motora využiteľnú pre pohon spotrebičov. Jeho veľkosť je oproti indikovanému výkonu znížená o

- straty spôsobené trením pohybujúcich sa súčastí ústrojenstva motora,
- straty následkom pohonu pomocných zariadení motora,
- hydraulické straty,
- straty spojené s výmenou náplne valcov.

Ak celkový stratový výkon označíme P_s potom efektívny výkon na kľukovom hriadeli je rovný rozdielu indikovaného výkonu P_i a stratového výkonu P_s

$$P_e = P_i - P_s .$$

Efektívny výkon motora môžeme vyjadriť aj pomocou mechanickej účinnosti motora η_m.

$$P_e = P_i \cdot \eta_m$$

Analogicky možno vyjadriť aj stredný efektívny tlak, ktorý patrí medzi najvýznamnejšie porovnávacie ukazovatele spaľovacích motorov

$$p_e = p_{is} \cdot \eta_m .$$

Stredný efektívny tlak predstavuje stálu myslenú strednú hodnotu tlaku pôsobiacu na piest, pri ktorom by sa za jeden zdvih vykonala práca, rovná veľkosti efektívnej práce jedného obehu.
Jeho hodnoty sa v súčastných motoroch pohybujú v hraniciach pre motory:

- zážihové	2-taktné:	350	550	kPa,
	4-taktné:	650	100	kPa,
- vznetové	2 taktné:	300	650	kPa,
	4 taktné:	550	750	kPa,
- preplňované		700	1800	kPa.

Stratový výkon

Vel'kosť stratového výkonu spal'ovacieho motora zahŕňa v sebe odpory proti pohybu súčastí motora, a príkony pomocných zariadení spal'ovacieho motora nevyhnutných pre jeho činnosť, napríklad:

- zariadenie pre dopravu paliva a prípravu zmesi,
- rozvodový mechanizmus,
- zariadenie chladiaceho systému,
- zariadenie mazacieho systému,
- zariadenie elektrickej výzbroje motora,
- zariadenie preplňovacieho systému,
- riadiace a regulačné systémy.

Tieto straty sú vyjadrené aj pomocou mechanickej účinnosti η_m, ktorá je pomerom efektívneho a indikovaného výkonu.

Výpočet stratového výkonu je zložitý, pretože je závislý od mnohých činiteľov, napríklad od druhu a teploty oleja, mechanického stavu motora a jeho príslušenstva, otáčok, od tepelnného stavu motora, atď. Pre zjednodušený výpočet P_s a porovnávanie rôznych motorov je zadefinovaný takzvaný stredný stratový tlak p_{ss}, analogicky jako p_{is}. Predstavuje stálu myslenú strednú hodnotu tlaku pôsobiacu na piest, ale proti jeho pohybu, pri ktorom by sa za jeden zdvih spotrebovala práca, rovná

veľkosti stratovej práce za jeden obeh.

$$P_s = \frac{p_{ss} \cdot V_z \cdot 2 \cdot n}{z}$$

p_{ss} -- stredný stratový tlak,

Z experimentálneho výskumu sa zistilo, že hodnota P_{ss} je závislá najmä od strednej piestovej rýchlosti. Výsledky nameraných závislostí sú spracované a vyjadrené v podobe empirických vzorcov, alebo v grafickej podobe v odbornej literatúre.

Pri určovaní výkonu meraním je dôležité brať na zreteľ aj vybavenie motora, označené ako **príslušenstvo motora.** Sú to prvky priamo pripojené k motoru, potrebné na prevádzku pre daný pohon, nie však nevyhnutné pre vlastný chod motora (čistič vzduchu, ventilátor chladenia, tlmič výfuku a pod.). Preto aj v protokole z merania výkonov spaľovacieho motora sa vyžaduje okrem iného aj popis vybavenia motora pri skúške. Táto problematika sa odzrkadlila aj pri tvorbe príslušných medzinárodných noriem. Napríklad nemecká norma DIN uvažuje motor s príslušenstvom, teda so zvýšeným P_s , teda nižším efektívnym výkonom P_e. Naproti tomu norma SAE uvažuje pri meraní motor bez príslušenstva, a teda vykazuje vyšší efektívny výkon P_e ako norma DIN pre ten istý motor. Vzťah medzi týmito dvoma hodnotami výkonov je

$$P_{eSAE} = (1{,}1 \text{ až } 1{,}15)\ P_{eDIN}$$

Okrem uvedených výkonov sú pre teoretické a experimentálne vyšetrovanie spaľovacích motorov zadefinované niektoré ďalšie hodnoty výkonov, súvisiace s prevádzkou, meraním a výpočtami spaľovacích motorov.

Menovitý výkon - najväčší užitočný výkon, zaručovaný výrobcom a udávaný na štítku, ktorý môže motor vyvíjať pre určenú dobu, t. j. trvalo alebo prerušovane, tak ako to zodpovedá účelu jeho použitia a spôsobu zaťažovania, pri týchto podmienkach:

a) pri menovitých otáčkach,
b) pri menovitom stave vzduchu pri podtlaku v saní neprekračujúcom udanú medznú hodnotu,
c) pri pretlaku vo výfuku (za výfukovým zberačom, či pri prephlovaní turbodúchadlom za turbínou) neprekračujúcom udanú medznú hodnotu.

Maximálny výkon - najväčší užitočný výkon, ktorý môže motor vyvíjať bez škodlivého mechanického alebo tepelného namáhania najmenej počas 15 minút, ak bol predtým a bude aj potom trvalo zaťažený pri podmienkach platných pre menovitý výkon.

Trvalý výkon - najväčší užitočný výkon, ktorý môže motor podľa podmienok určených pre výkon menovitý, pri neprerušovanej prevádzke vyvíjať trvalo, prakticky počas 100 hodín, s možnosťou preťaženia, ako je uvedené v nasledujúcom odstavci.

Preťaženie (výkon pret'aženia) - výkon zvýšený spravidla o 10 % v porovnaní s trvalým. Je to najväčší užitočný výkon využiteľný pre neprerušovanú prevádzku. Motor ho môže vyvíjať pri podmienkach určených pre menovitý výkon, celkom jednu hodinu (súvislo alebo prerušovane) v ľubovoľnom časovom období po sebe idúcich šiestich hodín, ak je medzitým zaťažený trvalým výkonom.

Redukovaný výkon - získaný prepočítaním nameraného výkonu v daných podmienkach, na podmienky menovité. dohodnuté normou. Tá stanovuje napríklad pre automobilové motory tieto dohodnuté referenčné hodnoty:

- barometrický tlak
- teplota vzduchu
- relatívna vlhkosť vzduchu
- teplota chladiacej vody na vstupe do chladiča plniaceho vzduchu.

Teploty sa udávajú v Kelvinoch a barometrický tlak v kPa. Redukovaný výkon pre atmosférické podmienky pri meraní (dané tlakom p_{atm}, teplotou T_{atm}) bude

$$P_{er} = P_e \,.\, \alpha.$$

Koeficient α je reálne použiteľný v rozsahu 0,96 až 1,06.

Objemový výkon - podiel menovitého výkonu a zdvihového objemu motora vyjadreného v litroch, známy viac pod názvom litrový výkon

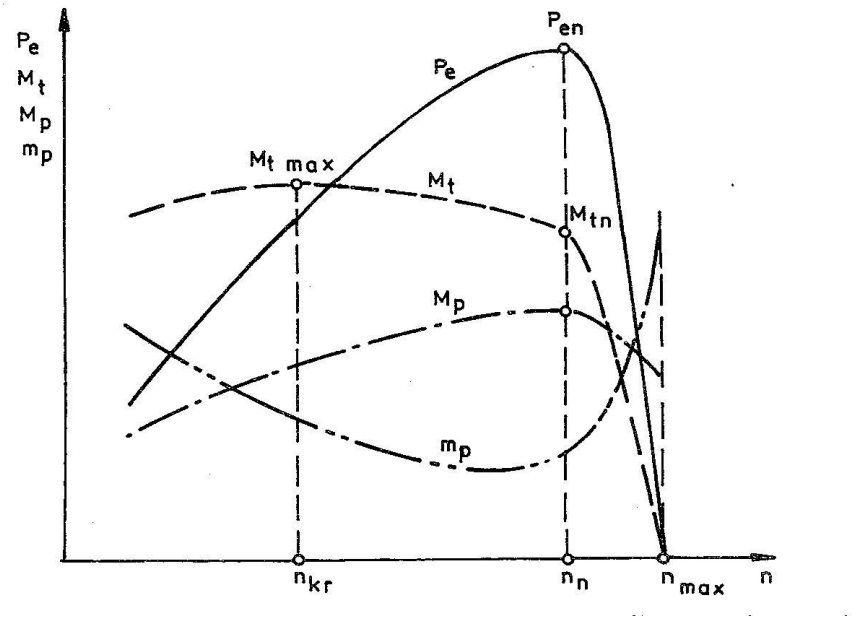
$$P_1 = \frac{P_m}{V_z} \qquad (\mathrm{kW.dm^{-3}})$$

Výkonová hmotnosť - podiel hmotnosti suchého motora a príslušného menovitého výkonu.

$$M_1 = \frac{M_m}{P_m} \qquad (\mathrm{kg\,.\,kW^{-1}})$$

Hodnotenie motora podla otáčkovej (rýchlostnej) charakteristiky

Sledujeme priebehy regulátorovej otáčkovej charakteristiky vznetového motora s výkonnostným regulátorom sprava doľava. Pokiaľ je motor úplne odľahčený a akceleračná páka je nastavená na doraz, motor dosahuje maximálne otáčky n_{max} a regulátor nastaví dodávku paliva na také množstvo, ktoré je potrebné na krytie vnútorných strát v motore. Keďže motor nie je zaťažený na kľukovom hriadeli, efektívny výkon P_e je nulový, takže merná spotreba paliva m_p nie je definovaná (je nekonečne veľká). Pri postupnom zaťažovaní motora začnú otáčky klesať a regulátor zvyšuje dodávku paliva. Snaží sa udržať otáčky na hodnote n_{max}. So zvyšujúcou sa dodávkou paliva výkon prudko stúpa.



Otáčky, pri ktorých motor dosiahne maximálny efektívny výkon P_{en} nazývame **nominálnymi otáčkami** n_n**.** Pri týchto otáčkach regulátor umožňuje maximálnu dodávku paliva, ktorá zodpovedá nastaveniu akceleračnej páky.

Krútiaci moment M_{tn} v oblasti nominálnych otáčok má podobný priebeh ako efektívny výkon P_e. Prudko stúpa. Nominálnu hodnotu dosahuje pri otáčkach n_n. Oblasť rýchlostnej charakteristiky medzi maximálnymi a nominálnymi otáčkami je **regulačná oblasť,** v ktorej je regulátor v činnosti a

nastavuje dodávku paliva podľa zaťaženia.

Zvyšovanie záťaže motora aj po dosiahnutí nominálnych otáčok predstavuje jeho preťažovanie. Preťaženie zodpovedá oblasti od nominálnych otáčok vľavo. Otáčky a efektívny výkon sa v dôsledku konštantnej dodávky paliva znižujú. Predlžuje sa horenie a so znižujúcimi sa otáčkami stúpa objemová účinnosť. To spôsobí, že krútiaci moment stúpa až po kritické otáčky n_{kr}, kde dosahuje maximálnu hodnotu M_{tmax}. Vľavo od týchto otáčok je **nestabilná oblasť,** v ktorej motor už nemôže v prevádzke pracovať.

Najlepším ekonomickým ukazovateľom hospodárnosti prevádzky spaľovacieho motora je **špecifická spotreba paliva** m_p, ktorá býva pri štvortaktných naftových motoroch s priamym vstrekom paliva v rozsahu 240 až 250 $g.kW^{-1}.h^{-1}$. Na obrázku vidieť, že minimálnu hodnotu nadobúda v oblasti maximálneho výkonu. Z ekonomického hľadiska je teda dôležité, aby motor pracoval v oblasti minimálnej špecifickej spotreby, t.j. v oblasti maximálneho výkonu. Z charakteristiky spaľovacieho motora môžeme odčítať potrebné hodnoty na vypočítanie ďalších veľmi dôležitých kritérií, pre posúdenie vlastností motora.

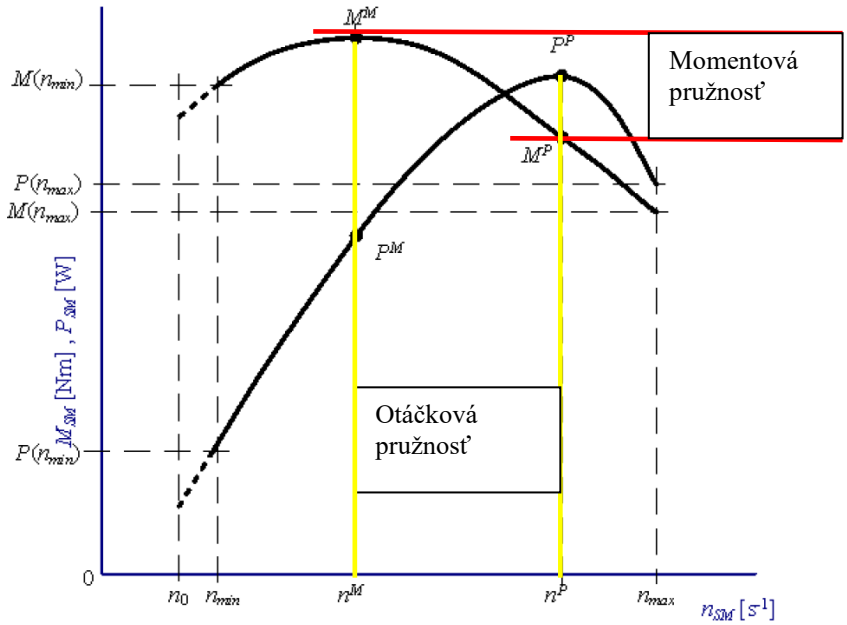
Pružnosť motora

Vyjadruje prispôsobyvosť momentu spaľovacieho motora jeho zaťaženiu v časti otáčkovej charakteristiky medzi otáčkami n_m a n_p, ktoré zodpovedajú maximálnemu momentu M_{max} a maximánemu výkonu P_{max}. Celková pružnosť motora je definovaná:

$$E = e_m.e_n$$

Momentová pružnosť: $e_m = M_{max}/M_p$

Otáčková pružnosť: $e_n = n_p/n_m$



Porovnávacie hodnoty

Stupeň nerovnomernosti regulátora σ sa určuje zo vzťahu

$$\sigma = \frac{2(n_{\max} - n_n)}{n_{\max} + n_n}$$

Táto hodnota pri traktorovom motore nemá byť väčšia ako 0,038 až 0,1.

Koeficient prispôsobivosti je daný vzťahom

$$\kappa = \frac{M_{t\max}}{M_{tn}}$$

M_{tmax} - maximálny krútiaci moment (N.m),
M_{tn} - nominálny krútiaci moment (N.m).

Jednotlivé druhy spaľovacích motorov dosahujú hodnoty

- vznetové motory κ = 1,05 až 1,15,
- zážihové motory κ = 1,15 až 1,20.

Súčinitel nerovnomernosti otáčok ρ_n je daný vzťahom

$$\rho_n = \frac{n_{\max}}{n_n}$$

Pomer kritických otáčok k nominálnym ν (má mať hodnotu 0,6 až 0,7)

$$\nu = \frac{n_{kr}}{n_n}$$

Rezerva preťaženia motora je daná vzťahom

$$R = \frac{M_{t\max} - M_{tn}}{M_{tn}}$$

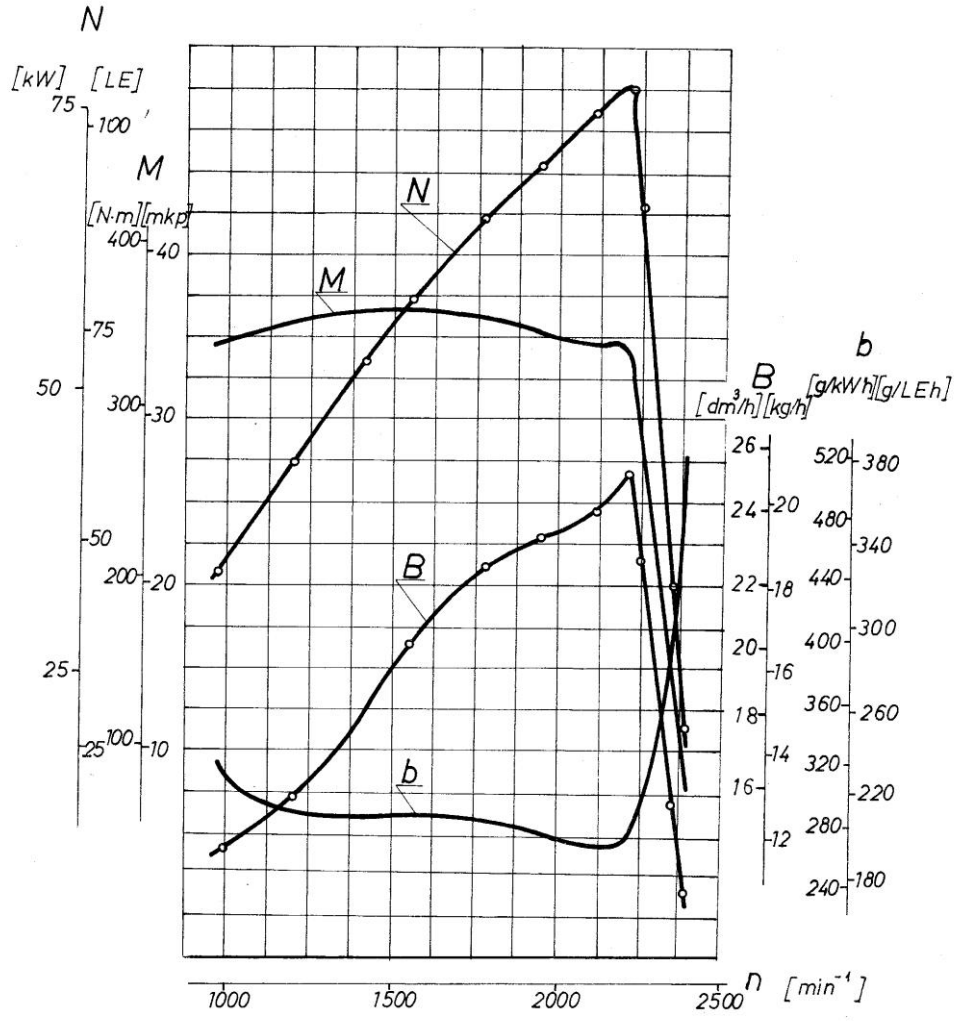
Súčinitel využitia výkonu motora η_{vm} je daný vzťahom

$$\eta_{vm} = \frac{P_e}{P_{en}}$$

Teória vozidiel

Na obrázku je úplná rýchlostná charakteristika motora Zetor 8601, ktorým bol osadený traktor Z12045 a Z12011.

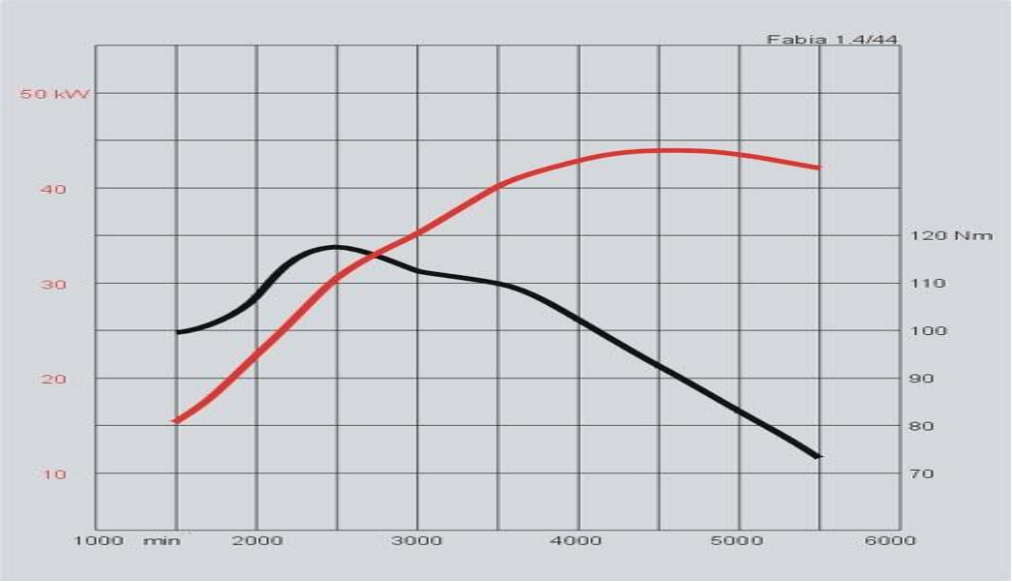
- M krivka krútiaceho momentu,
- N výkonová krivka,
- B hodinová spotreba paliva,
- b merná (špecifická) spotreba paliva.



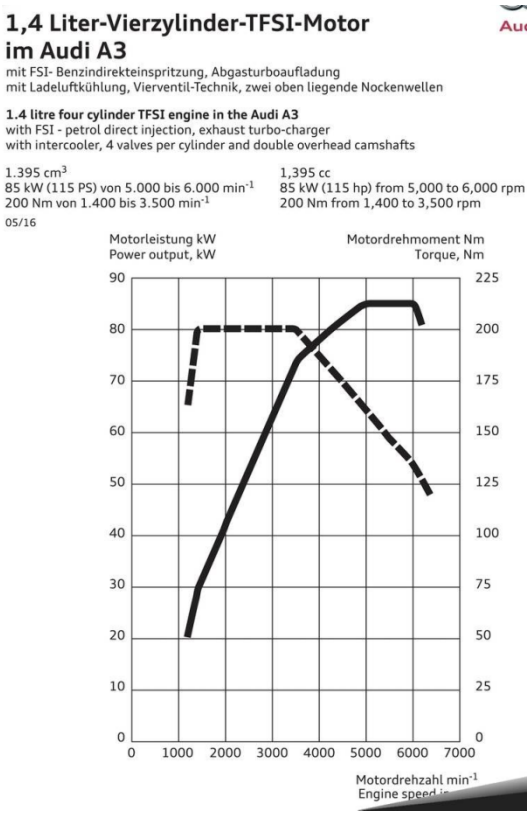
Trendy vývoja spaľovacích motorov

Zážihové motory sa obyčajne vyznačujú tým, že minimálna špecifická spotreba paliva je v oblasti otáčok s maximálnym M_k.

Porovnanie motorov o rovnakom objeme. - kritérium rok výroby



Priebehy krútiaceho momentu M_k a redukovaného efektívneho výkonu Pe pre motor Škoda 1,4/44kW MPI.



Porovnanie motorov o rovnakom objeme. - kritérium druh paliva

2,0 Liter-Vierzylinder-TDI-Motor im Audi A3

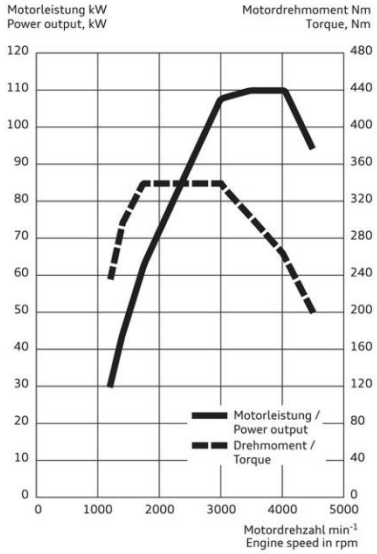
mit 4-Ventil-Technik, Common Rail-Einspritzsystem mit Magnet-Injektoren und Turbolader mit variabler Turbinengeometrie

2.0 litre four cylinder TDI engine in the Audi A3
with four valves per cylinder, common-rail system with solenoid injectors and turbocharger with variable turbine geometry

1.968 cm^3
110 kW (150 PS) von 3.500 bis 4.000 min^{-1}
340 Nm von 1.750 bis 3.000 min^{-1}

1,968 cc
110 kW (150 hp) from 3,500 to 4,000 rpm
340 Nm from 1,750 to 3,000 rpm

05/16



2,0 Liter-Vierzylinder-TFSI-Motor im Audi A3

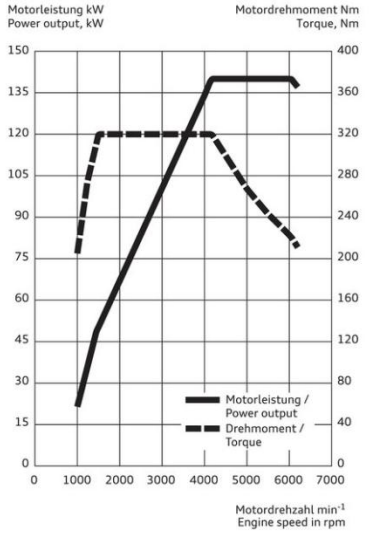
mit neuem, innovativem TFSI-Brennverfahren, FSI-Benzindirekteinspritzung, Abgasturboaufladung mit elektrischem Waste Gate, integrierter Abgaskühlung im Zylinderkopf, vollelektronische Kühlmittelregelung und Audi valvelift system einlassseitig

2.0 litre four cylinder TFSI engine in the Audi A3
with new, innovative TFSI combustion process, FSI-petrol direct injection, turbocharger with electronically controlled wastegate, integrated exhaust gas cooling in the cylinder head, electronically controlled coolant control and Audi valvelift system on the inlet camshaft

1.984 cm^3
140 kW (190 PS) von 4.180 bis 6.000 min^{-1}
320 Nm von 1.500 bis 4.180 min^{-1}

1,984 cc
140 kW (190 hp) from 4,180 to 6,000 rpm
320 Nm from 1,500 to 4,180 rpm

05/16



Porovnanie motorov o rovnakom objeme. - kritérium rok výroby a druh paliva

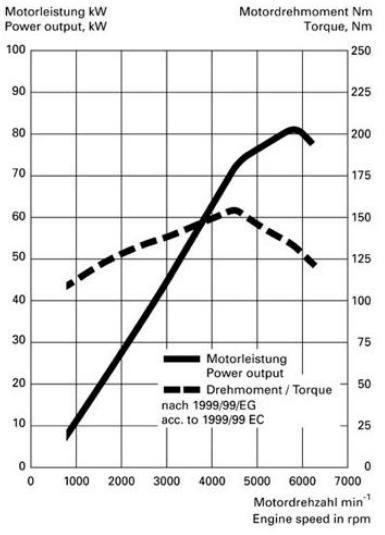
1,6 Liter-FSI-Motor

1.6 litre FSI engine

1.598 cm^3
81 kW (110 PS) bei 5.800 min^{-1}
155 Nm bei 4.500 min^{-1}

1.598 cc
81 kW (110 bhp) at 5,800 rpm
155 Nm at 4,500 rpm

03/02



1,6 Liter-Vierzylinder-TDI-Motor

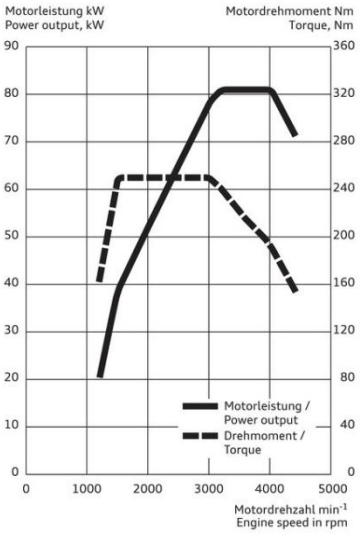
mit 4-Ventil-Technik, Common Rail-Einspritzsystem mit Piezo-Injektoren und Abgasturbolader

1.6 litre four cylinder TDI engine
with four valves per cylinder, common-rail system with piezo injectors and turbocharger

1.598 cm^3
81 kW (110 PS) von 3.200 bis 4.000 min^{-1}
250 Nm von 1.500 bis 3.000 min^{-1}

1,598 cc
81 kW (110 hp) von 3.200 bis 4.000 min^{-1}
250 Nm from 1,500 to 3,000 rpm

05/16



POHONNÉ AGREGÁTY - POHONY ELEKTROMOTORMI

Elektrické pohony v dopravnej technike sa objavujú už od roku 1906. Hromadne sa však začali využívať hlavne po druhej svetovej vojne. K prvým sektorom elektrifikovanej dopravy patrila elektrifikácia železničných tratí a mestskej hromadnej dopravy. Použitie elektrických pohonov v doprave sa rozvíjalo s elektrifikáciou územia. Využitie elektrických pohonov v doprave bolo viazané na dostupnosť elektrickej energie ktorú zabezpečovalo trolejové vedenie.



Električka



Trolejbus rok 1933

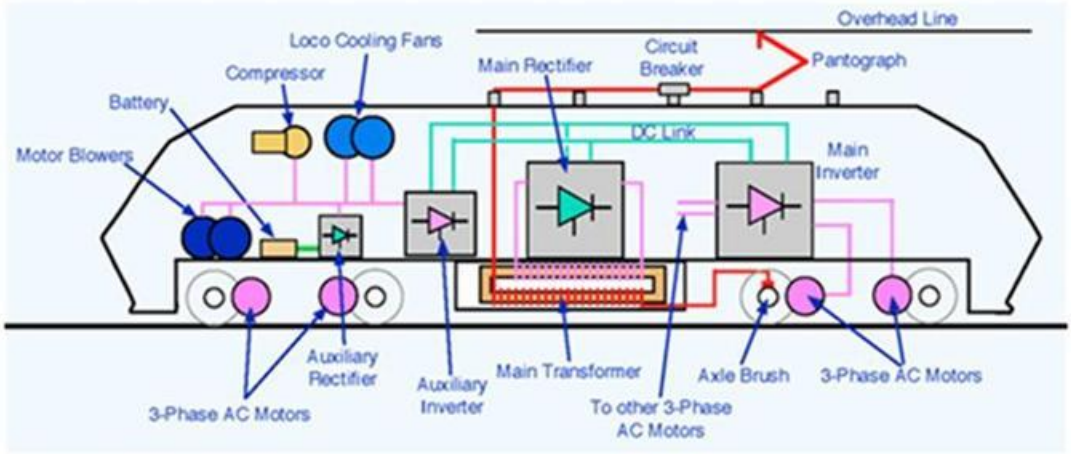


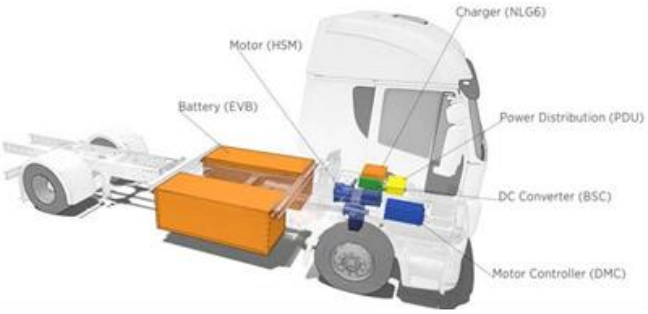
Schéma elektrickej lokomotívy

S technológiou elektrického pohonu sa do budúcnosti predpokladá ako s účinným nástrojom pre znižovanie emisií skleníkových plynov. Každý výrobca automobilov sa v súčasnosti zaoberá aj vývojom a výrobou elektromobilov. Očakáva sa, že elektrické pohony zasiahnu aj do iných oblastí ako je doprava. Tými oblasťami budú predovšetkým stavebníctvo, poľnohospodárstvo, manipulačná technika.

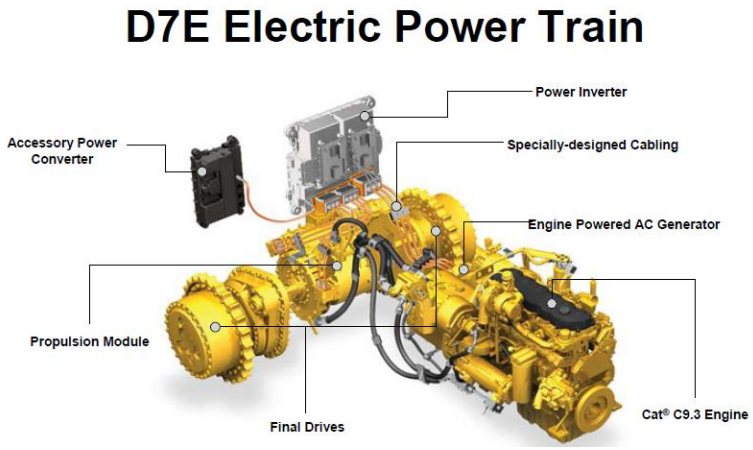


Elektrický pohon automobilu





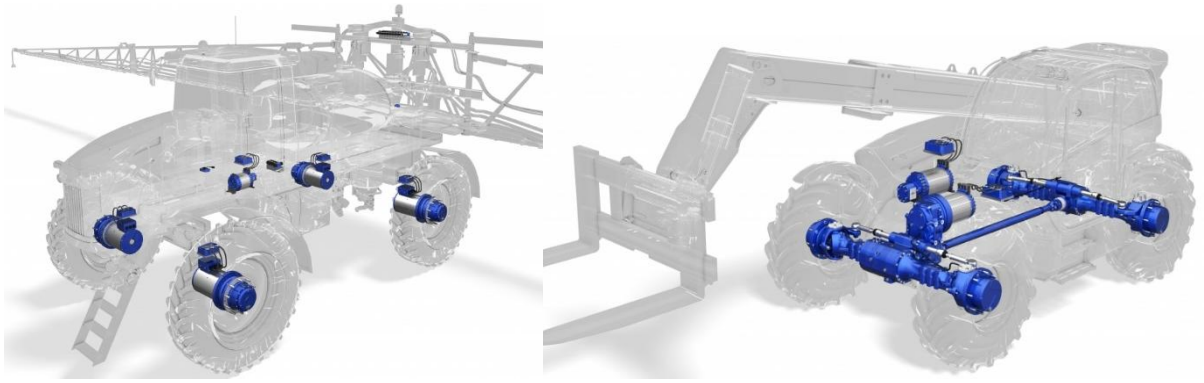
Elektrický pohon úžitkového automobilu



Elektrický pohon buldozéra

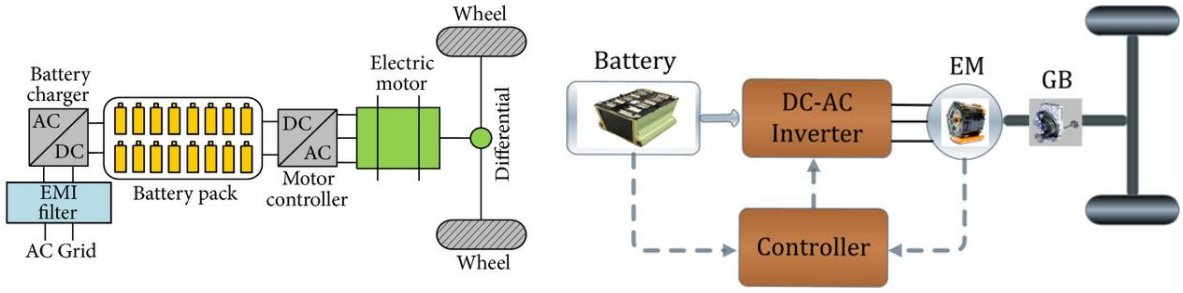


Elektrifikácia pohonu bagra



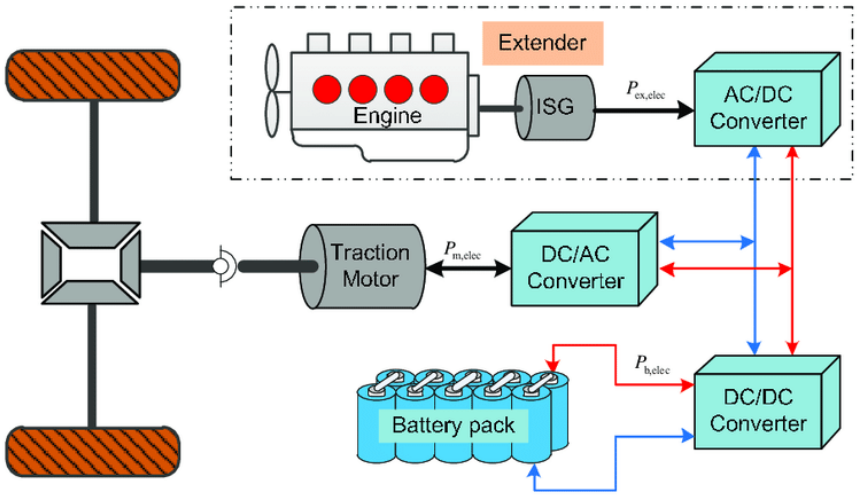
Elektrifikácia pohonu poľnohospodárskej a manipulačnej techniky

Elektrický pohon sa v automobiloch využíva samostatne alebo v kombinácii s iným pohonom tzv. hybridný pohon. Vozidlá s hybridným pohonom disponujú dvomi rôznymi systémami pohonu a to kombináciou spaľovacieho motoru a elektromotoru. Elektrické vozidlá sú zase vozidlá využívajúce k svojmu pohybu čisto elektrický pohon a rozdeľujeme ich do dvoch kategórií a to s závislým pohonom alebo s nezávislým pohonom. Nezávislí pohon využíva ako zdroj energie batérie. Závislý pohon využíva ako zdroj energie trakčné vedenie.



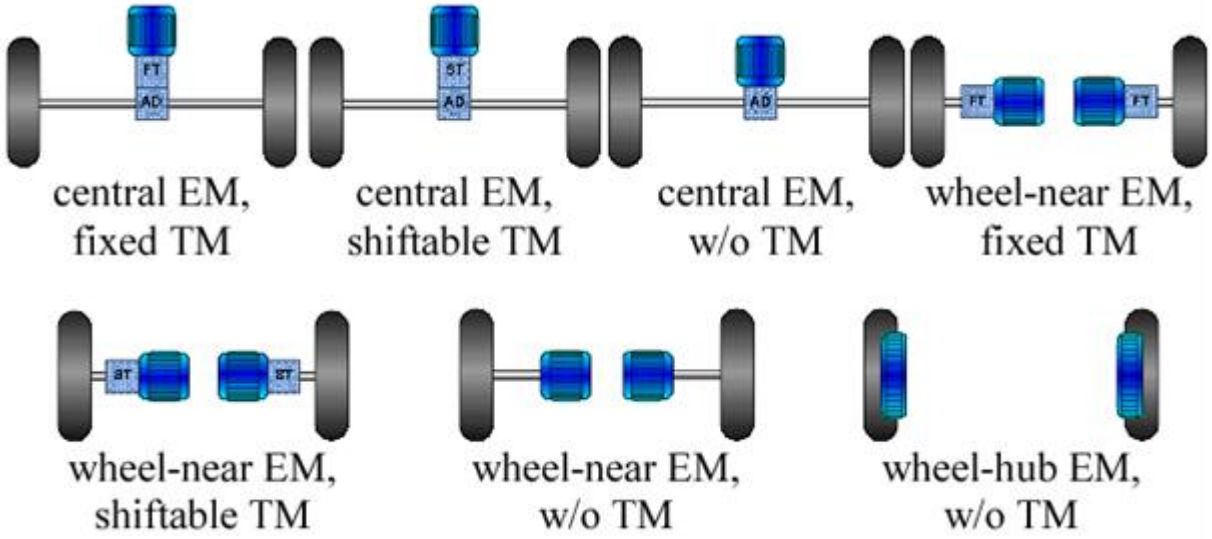
A) B)

Batériový pohon



Hybridný pohon

Podľa druhu dopravného prostriedku sa prispôsobuje aj konštrukčné usporiadanie elektrického pohonu. Najbežnejšie usporiadanie elektrických pohonov je na obr.



Pre elektrické pohony využívame dve podoby elektrického prúdu:
Striedavý prúd (AC)
Jednosmerný prúd (DC)

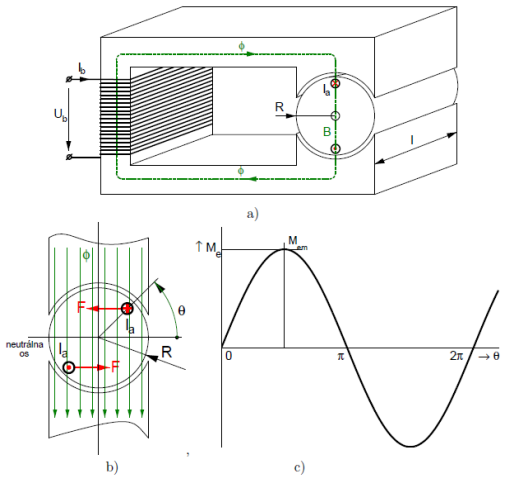
Pomocou elektrického vedenia je prenášaný striedavý prúd a v bežnej elektrickej sieti sa využívajú tri fázy a pri prepojení jednej fázy s nulou dostávame napätie 230 V a napätie medzi dvoma fázami je 380V. Striedavý prúd v európskej elektrifikačnej sieti má frekvenciu 50 Hz.
Väčšina modernej elektroniky je postavená na integrovaných obvodoch a batériách, ktoré pre svoju činnosť potrebujú prúd jednosmerný (DC), preto je možné ich nabíjať iba pomocou nabíjačky s napájacím zdrojom, ktorý mení AC striedavý prúd z domácej elektrickej zásuvky na DC jednosmerný prúd. Jednosmerný (DC) prúd používa aj elektronika a batérie elektromobilu.

Termín elektrický pohon sa definične používa pre technické zariadenia, ktorých pohyb je vykonávaný za pomoci elektrickej energie. Z pravidla pomocou elektromotoru, ktorí v takomto zariadení tvorí základnú časť. Dôležitými prvkami elektrického pohonu sú napríklad zariadenia napájacieho, regulačného, ovládacieho, riadiaceho a signalizačného systému, ktoré prakticky zabezpečujú premenu vstupnej elektrickej energie z vonkajšieho zdroja na mechanickú energiu požadovaných parametrov.

Elektromotor je elektrický stroj, ktorý slúži k premene elektrickej energie na mechanickú prácu. Obecne rozdeľujeme elektromotory podľa typu napájania na jednosmerné a striedavé. V prípade jednosmerných elektromotorov ich ďalej delíme na komutátorové a bezkomutátorové. Striedavé motory, sa delia na synchrónne a asynchrónne podľa toho či sa rotor otáča synchrónne alebo asynchrónne s krútiacim magnetickým poľom.

Jednosmerné elektromotory

Elektromagnetický moment jednosmerného stroja vznikne, ak sa vodiče rotora, ktorými preteká jednosmerný prúd I_a nachádzajú v jednosmernom magnetickom poli vytvorenom statorom. Jednosmerné magnetické pole statora môže byt vytvorené buď permanentnými magnetmi, alebo častejšie statorovým vinutím pretekajúcim budiacim prúdom I_b. Na obr. je znázornený jednoduchý elektrický stroj. Rotor obsahuje jeden závit, ktorým preteká prúd I_a a indukované napätie U_i. Aby pre žiadanú magnetickú indukciu vo vzduchovej medzere bolo potrebné malé magnetické napätie, je vzduchová medzera medzi pólmi a rotorom pokiaľ možno malá. Magnetické siločiary vystupujú zo statora na rotor kolmo. Siločiary na obr. sú nakreslené len schematicky.



Elektrický výkon môžeme potom definovať:

$$P_e = U_i.I_a$$

Pri zanedbaní mechanických strát môžeme uviesť:

$$M_k.\omega = U_i.I_a$$

JEDNOSMERNÝ MOTOR S CUDZÍM BUDENÍM

Jednosmerný motor s cudzím budením vykazuje zvlášť výhodné ťahové charakteristiky, jednoduchú reguláciu otáčok v širokom rozsahu a je schopný plynulého prechodu z jazdy na brzdenie. Prúd do otáčajúceho sa vinutia rotoru je privedený cez kefky a komutátor, ktorý zaisťuje periodickú zmenu prúdu do cievky kotvy, takže kotva rotuje vo vonkajšom magnetickom poli. Pričom točivý moment pôsobí stále vo smere rotácie.

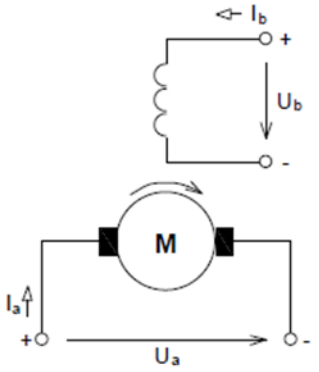
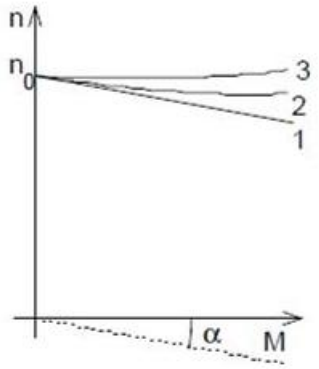
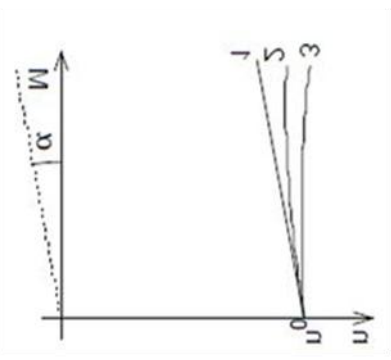


Schéma zapojenia cudzo budeného motora



Otáčková frekvencia



Momentová charakteristika

Otáčková charakteristika: U dobre kompenzovaného elektromotora, kedy sa budiaci magnetický tok so zaťažením nemení sa jedna o závislosť danú odporom kotvy "1", u horšie kompenzovaných elektromotorov môžu otáčky kolísať charakteristiky "2" a "3".

V elektrotechnickej praxi sa pre vyjadrenie porovnávacích charakteristík používa otáčková charakteristika. V oblasti uplatnenie elektrických pohonov pre strojárske aplikácie je názornejšie vyjadrenie pomocou momentových charakteristík. Preto v ďalšom budeme používať len momentové charakteristiky.

Vyjadrenie krútiaceho momentu motora:

$$M_h = \frac{I_a}{C_1 . \Phi}$$

kde:
M_h - krútiaci moment na hriadeli elektromotora,
I_a - prúd prechádzajúci kotvou motora,
C_1 - konštrukčná konštanta elektromotora,
Φ - budiaci magnetický tok

PARALELNÝ MOTOR

Princíp elektromotora je podobný ako v prípade cudzo budeného elektromotora a teda aj charakteristika je obdobná. Pri takomto type motora je prúd privádzaný do rotoru v obvodovom smere a magnetický tok statoru nie je kolmý, ale paralelný k osi statora. Tieto motory sú všeobecne známe tým, že ich výroba je veľmi komplikovaná a tým pádom aj príliš nákladná. To je jedným z dôvodov prečo sa tento motor veľmi málo používa. Avšak mnohé univerzity a firmy na svete sa aktívne ďalej zaoberajú skúmaním a zdokonaľovaním motorov s priečnym magnetickým tokom.

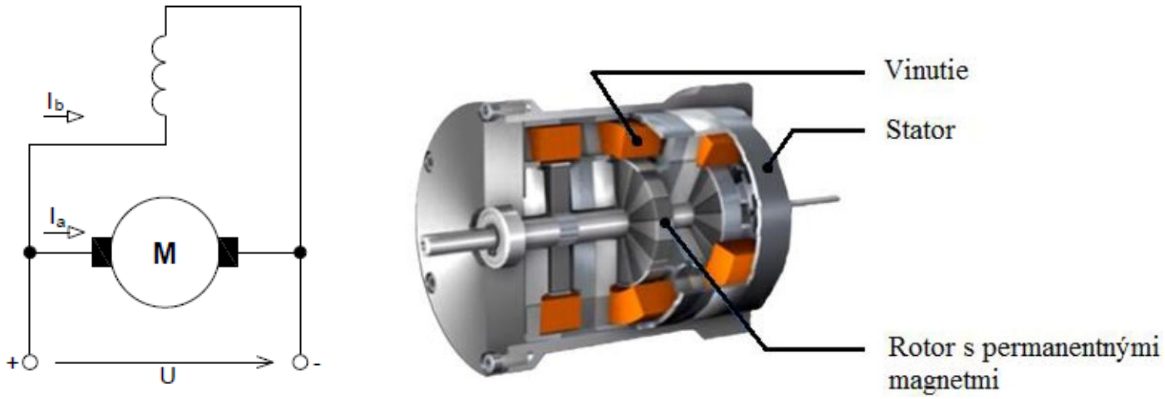


Schéma zapojenia a rez paralelného motora s permanentnými magnetmi

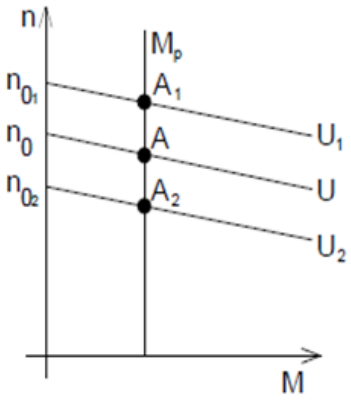
Regulácia otáčok cudzobudených a paralelných elektromotorov

Pri tomto type elektromotorov je možné realizovať zmenu otáčok nasledovne:

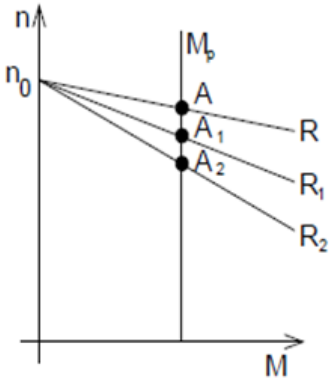
1.) Zmenou napätia kotvy $U_1<U<U_2$- sklon charakteristiky ostáva rovnaký, menia sa otáčky naprázdno.

2.) Regulácia otáčok odporom v sérii s vinutím kotvy (rotora) $R<R_1<R_2$ - zmení sa sklon charakteristiky, otáčky naprázdno sa nemenia. Otáčky možno len znižovať.

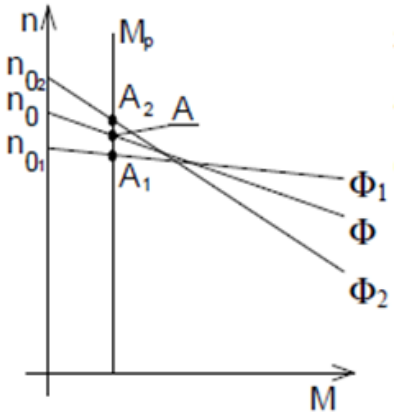
3.) Regulácia otáčok budením - so zväčšujúcou hodnotou budenia sa budú zmenšovať otáčky naprázdno a zároveň sa bude znižovať aj sklon charakteristiky $\Phi_1<\Phi<\Phi_2$.



Zmena napätia kotvy



Zmena odporu kotvy



Zmena budením

SÉRIOVÝ MOTOR

Jedná sa o cudzobudený elektromotor, ktorého budenie je ku kotve pripojené sériovo. Budiace vinutie je tvorené niekoľkými závitmi vodiča veľkého prierezu, lebo vinutím prechádza veľký rotorový prúd.

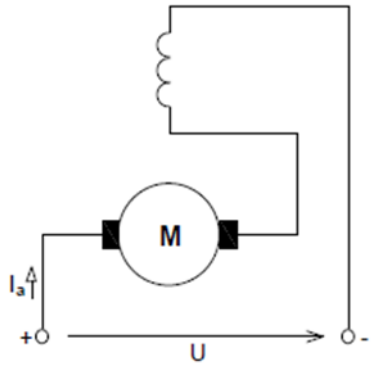
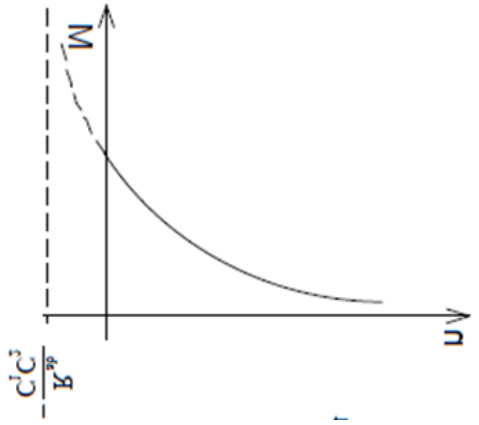


Schéma zapojenia



Momentová charakteristika

Momentová charakteristika odpovedá trakčnej charakteristike. To je dôvodom častého využitia týchto elektromotorov v trakčných pohonoch.

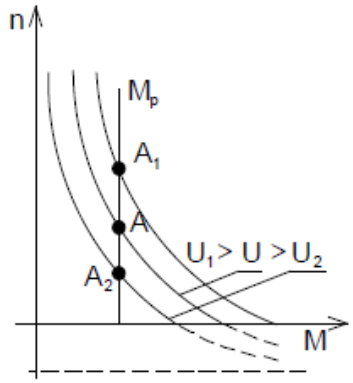
Regulácia otáčok sériových elektromotorov

Pri tomto type elektromotorov je možné realizovať zmenu otáčok nasledovne:

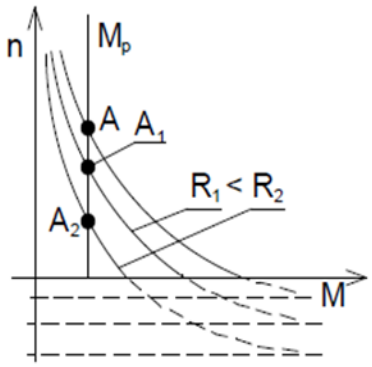
1.) Zmenou napätia kotvy $U_1>U>U_2$- tvar charakteristiky ostáva rovnaký, charakteristika sa posúva.

2.) Regulácia otáčok odporom v sérii s vinutím kotvy (rotora) $R_1<R_2$ - zmení sa sklon charakteristiky - charakteristiku je možné sklápať. Otáčky možno len znižovať.

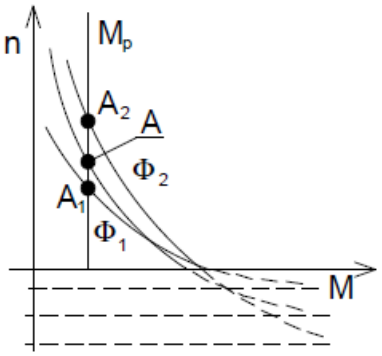
3.) Regulácia otáčok budením - so zväčšujúcou hodnotou budenia Φ_1 sa budú zmenšovať otáčky a zároveň sa bude znižovať aj sklon charakteristiky pri zachovaní maximálneho momentu.



Zmena napätia kotvy



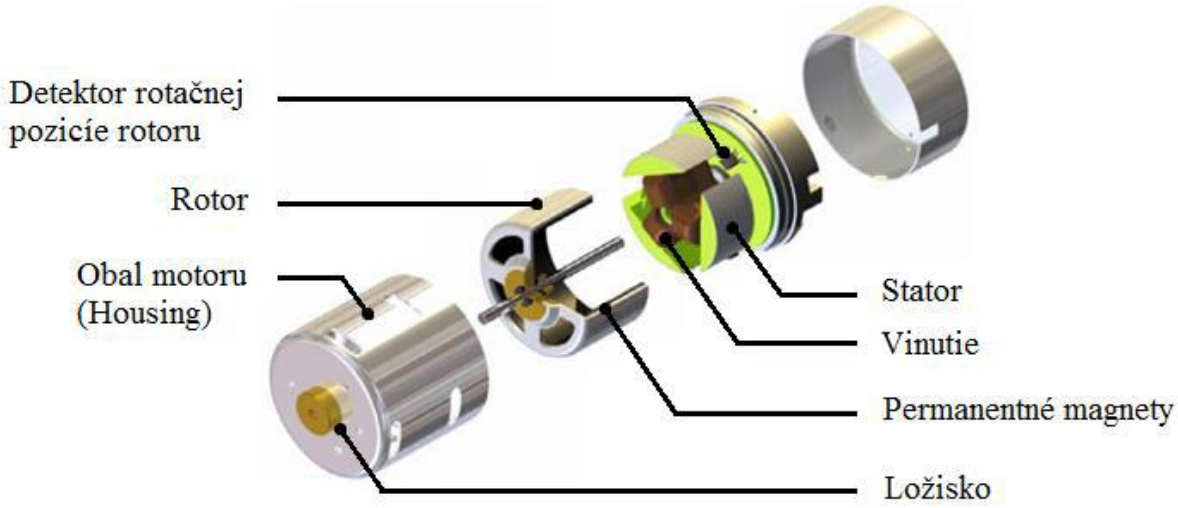
Zmena odporu kotvy



Zmena budením

JEDNOSMERNÝ MOTOR BEZ KOMUTÁTORU

Jednosmerný motor bez komutátoru má v porovnaní s konvenčným permanentne budeným jednosmerným motorom, vymenené umiestnenie statoru a rotoru. Vo vonkajšom statore kde sú inak uložené permanentné magnety, je umiestnené vinutie a permanentné magnety sa nachádzajú v rotore. Stavba tohto motoru je teda veľmi podobná permanentne budenému synchrónnemu motoru. Pri tomto motore nepoužívame komutátor, pretože statorom vybudené magnetické pole je riadené elektronicky.



Striedavé elektromotory

ASYNCHRÓNNY MOTOR

Podstatná výhoda trojfázového asynchrónneho motoru je v tom, že nepotrebuje vinutie kotvy, ani kolektor. Navyše obiehajúcemu rotoru väčšinou nemusí byť privedený žiadni prúd, pretože je vytváraný krútiacim magnetickým poľom. Hlavnými výhodami asynchrónneho motora je jednoduchá konštrukcia, možnosť veľkého preťaženia, minimálna údržba a tým aj vysoká spoľahlivosť. Oproti jednosmernému motoru je asynchrónni motor pri rovnakom výkone podstatne menší a ľahší.

Tento motor býva často nazývaný taktiež ako indukčný motor, kvôli tomu že medzi statorom a rotorom prebieha tok energie len za pomoci elektromagnetickej indukcie.

PRINCÍP ČINNOSTI ASYNCHRÓNNEHO MOTORU

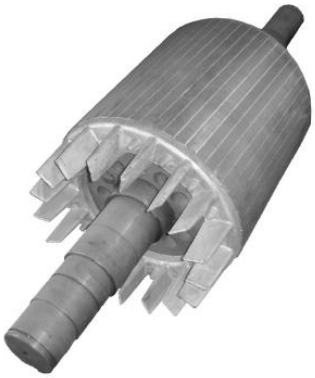
V statore je vytvorené krútiace magnetické pole pomocou striedavého trojfázového prúdu. Vplyvom tohto poľa, sa v rotore indukuje napätie a vzniknutý prúd vyvoláva magnetický tok. Tento magnetický tok je úzko spriahnutý so statorom, čím vyvoláva silové pôsobenie na rotor a má za následok jeho otáčanie.

Rotor asynchrónneho motoru je dostupný v dvoch rôznych variantoch a to ako krúžkový rotor, alebo klietkový rotor. Krúžkový rotor je vybavený vinutím, ktorým preteká prúd privádzaný z vonku krúžkami a zberačmi. Pri tejto variante ležia odpory za vinutím rotoru, a tak je možné meniť pracovné podmienky. Klietkový rotor sa skladá z hrubých spolu pospájaných hliníkových, medených alebo bronzových tyčí.

Rotor môže byt konštrukčné vyhotovený buď ako rotor s vinutou kotvou často nazývaný rotor krúžkový, alebo ako rotor s kotvou nakrátko tiež často nazývaný klietkový rotor.



a) Vinutá kotva



b) Kotva nakrátko

Obr: Vyhotovenia rotora asynchrónneho stroja

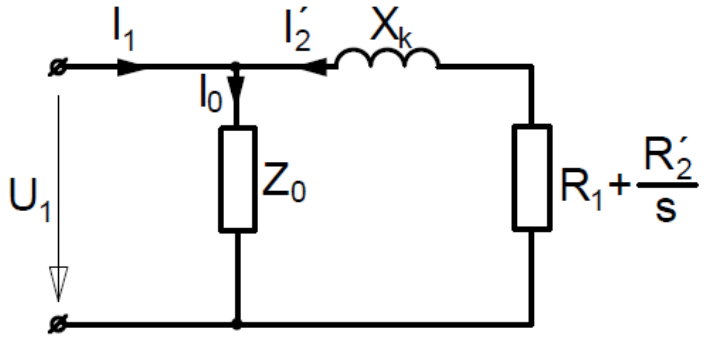
Činnosť asynchrónneho stroja a jeho základné vlastnosti si môžeme vysvetliť nasledovnou úvahou. Majme asynchrónny motor s krúžkovou kotvou, pričom rotor zostane rozpojený (naprázdno). Na stator pripojíme trojfázové harmonické napätie. Pripojené napätie vyvolá v statorových cievkach prúd, ktorý vytvorí na statore otáčavé magnetické pole. Jeho rýchlosť "ω" bude závisieť od frekvencie "f" napájacieho napätia a poctu párov pólov "p"

$$\omega_1 = 2\pi.f_1/p.$$

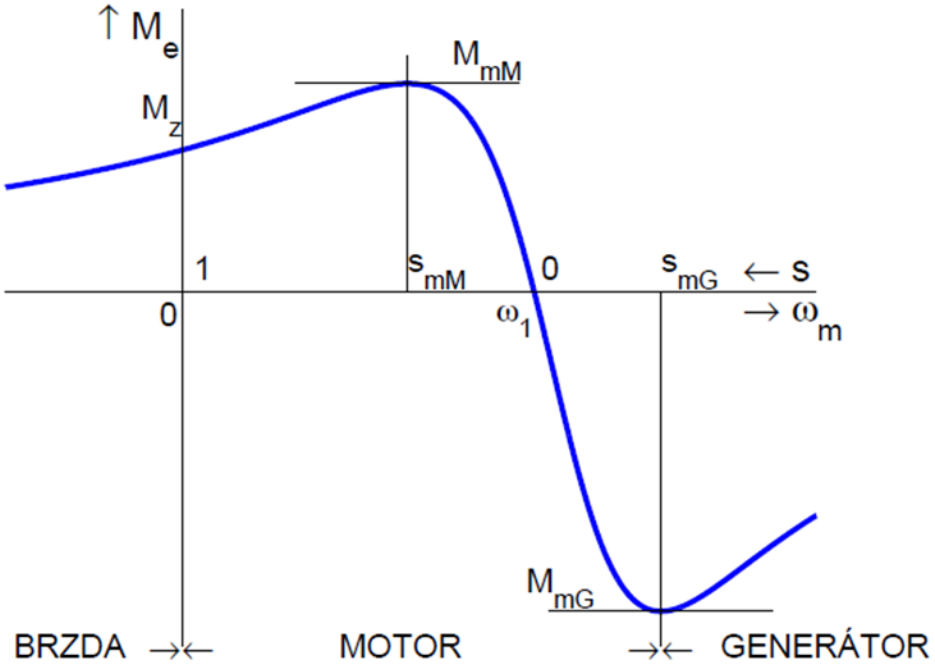
Statorové otáčavé magnetické pole indikuje napätie na rotore. Vinutím rotora začne prechádzať prúd a vzhľadom k tomu, že na vodiči s prúdom v magnetickom poli pôsobí sila vyvolávajúca krútiaci moment, tak sa rotor začne otáčať rovnakým smerom ako sa otáča magnetické

pole statora. Otáčky rotora však budú znížené oproti otáčkam magnetického pola v statore o tzv. sklzové otáčky (sklz): $n_r = n_s (1-s)$.

Po transformácii dostávame zjednodušenú náhradnú schému asynchrónneho stroja, uvedenú na obr.



Obr. Zjednodušená jednofázová náhradná schéma asynchrónneho stroja



Momentová charakteristika asynchrónneho stroja

Na obr. je znázornený priebeh elektromagnetického momentu asynchrónneho stroja M_e v závislosti od mechanickej rýchlosti ω_m, resp. sklzu s. Priebeh momentu je vypočítaný na základe rovnice.

$$M_e = \frac{3}{\omega_1} \cdot \frac{U_1^2}{\left(R_1 + \frac{R_2'}{s}\right) + X_k^2} \cdot \frac{R_2'}{s}$$

Oblasť sklzu v intervale s = (0, 1) odpovedá motorickému chodu. Sklz s > 1 odpovedá brzdnej a s < 0 generátorovej prevádzke asynchrónneho stroja. Priebeh elektromagnetického momentu má dva extrémy. Maximálny moment (nazývaný tiež moment zvratu) v motorickej prevádzke M_{mM} a maximálny moment v generátorovej prevádzke M_{mG}.

Riadenie asynchrónnych motorov

Ak M_e je elektromagnetický moment motora a M_p je pracovného stroja (zátažový), tak pri rozbehu musí platiť dynamická rovnica pohonu

$$M_e = M_p + M_a$$

Kde: M_a je dynamický moment

$$M_e - M_p = M_a = J.d\omega_m/dt$$

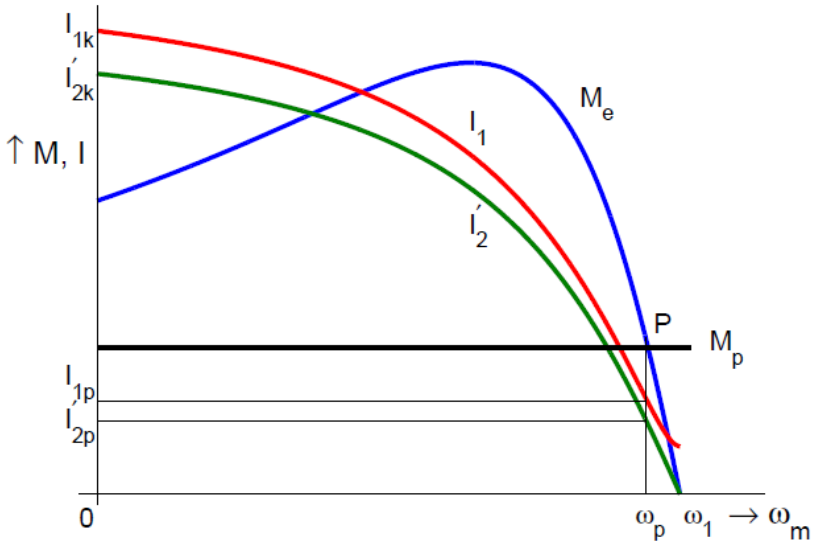
J – je moment zotrvačnosti rotujúcich hmôt (kgm^2)

Podľa rovnice sa motor rozbieha pokiaľ $M_e > M_p$. Táto podmienka je pre priebeh momentu motora splnená až do pracovného bodu P, ktorý je daný priesečníkom oboch priebehov momentov. V tomto bode je $M_e = M_p$. Pri rozbehu sa motor rozbehne na rýchlosť ω_p.

Pri rozbehu asynchrónnych motorov sa snažíme dosiahnuť

• Veľký záberový moment s ohľadom na co najväčší dynamický moment. Od veľkosti dynamického momentu závisí doba rozbehu motora.

• Obmedzenie záberového prúdu s ohľadom na napájacie vedenie a ochranné prvky.

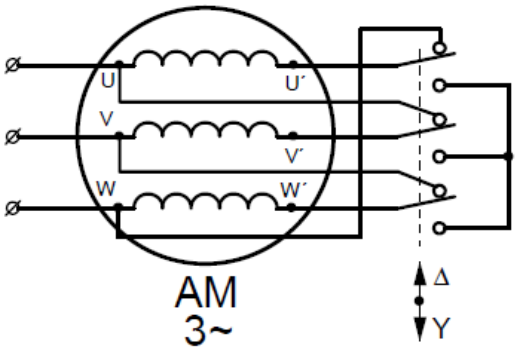


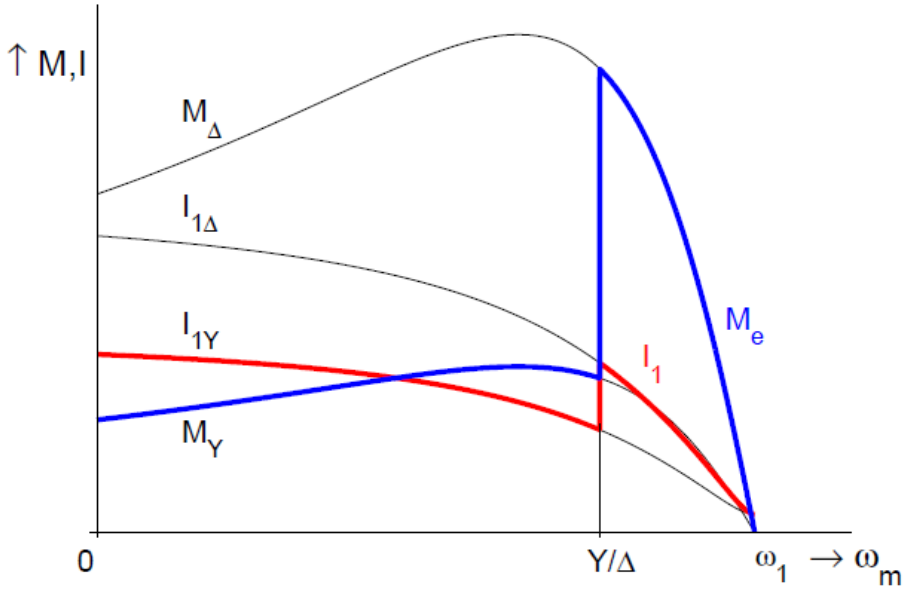
M_e–priebeh elektromagnetického momentu v závislosti od rýchlosti

I_1, I'_2– priebehy prúdov v závislosti od rýchlosti

I_{1p}–veľkosť prúdu v ustálenom stave

Rozbehová charakteristika asynchrónneho stroja





M_e–priebeh elektromagnetického momentu pri prepínaní Y/Δ

I_1– priebeh statorového prúdu pri prepínaní Y/Δ

Rozbeh prepínaním hviezda – trojuholník

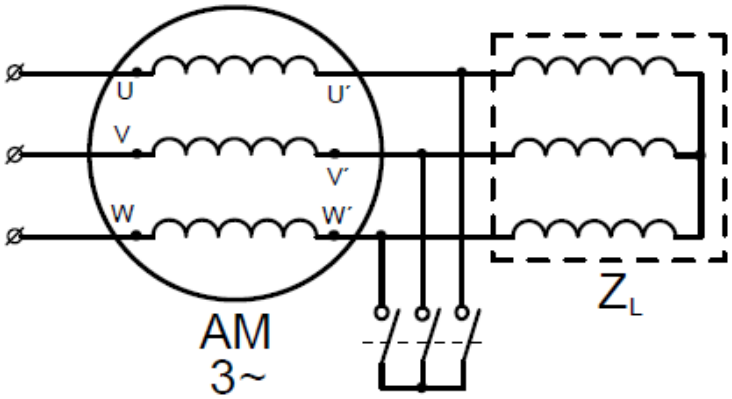
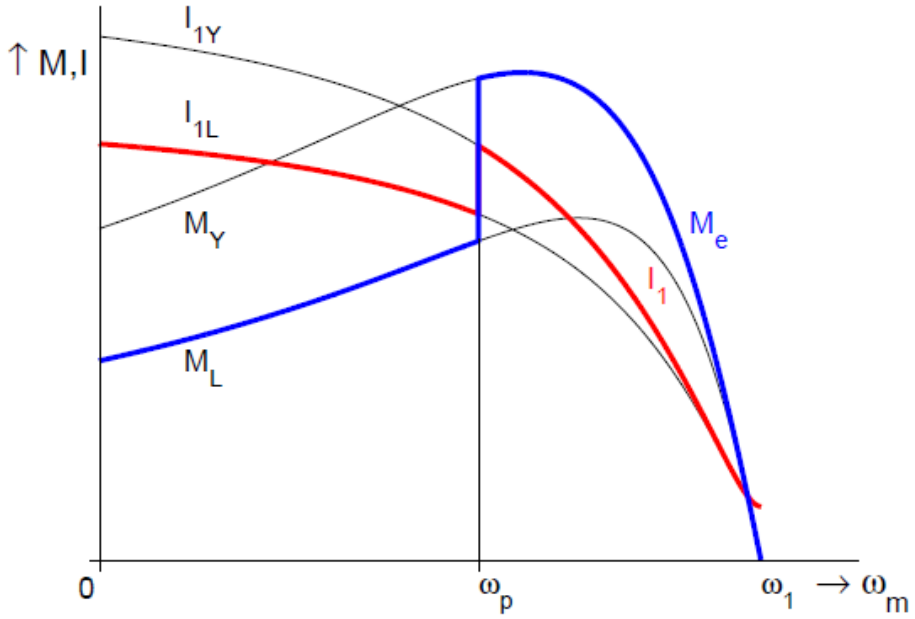
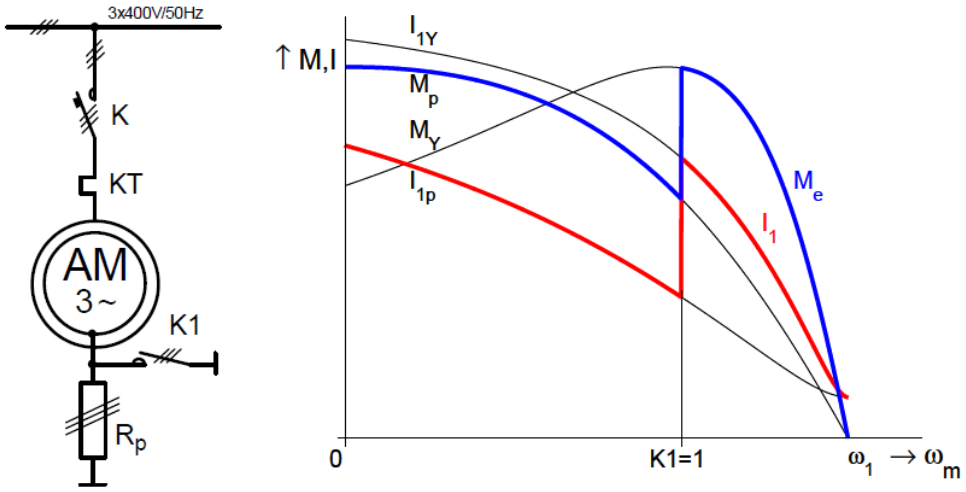


Schéma rozbehu asynchrónneho motora s tlmivkou

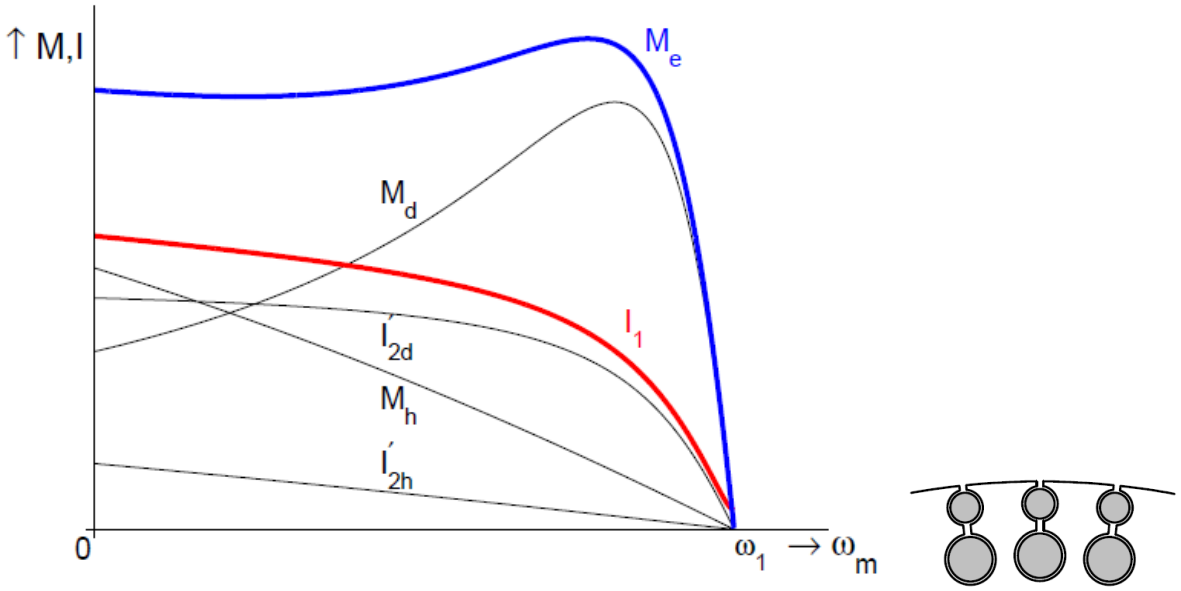


Rozbeh asynchrónneho motora s tlmivkou



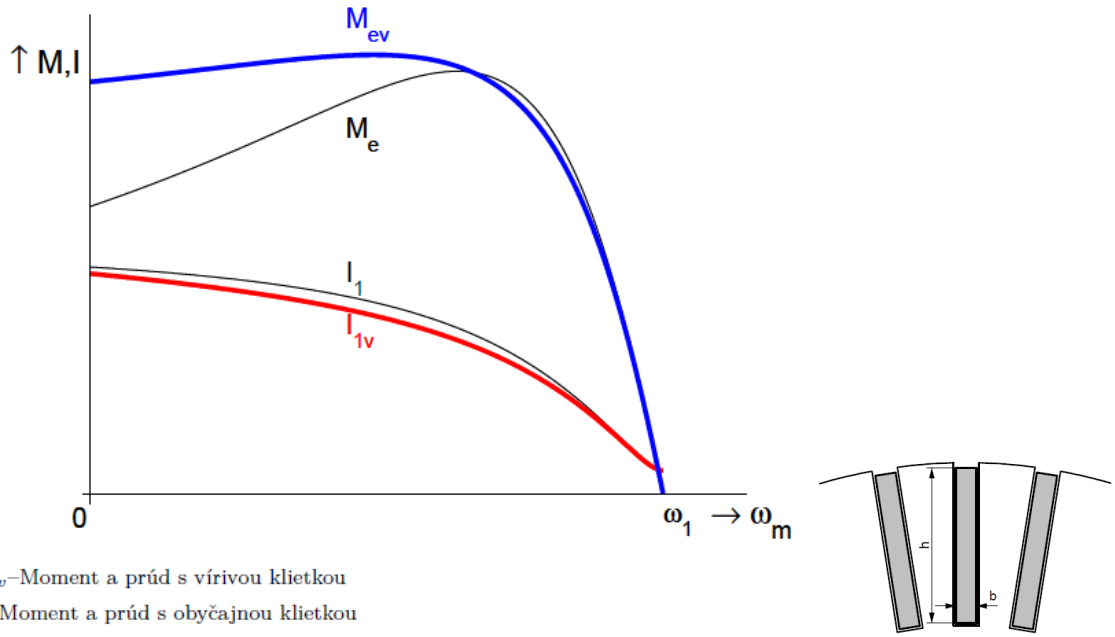
M_e–priebeh elektromagnetického momentu
I_1– priebeh statorového prúdu
$K_1 = 1$– vyradenie rozbehového odporu

Rozbeh asynchrónneho motora s rotorovým spúšťačom



Mh, I´2h–Moment a rotorový prúd vonkajšej klietky
Md, I´2d–Moment a rotorový prúd vnútornej klietky

Momentová charakteristika motora s dvojitou klietkou



M_{ev}, I_{1v}–Moment a prúd s vírivou klietkou
M_e, I_1–Moment a prúd s obyčajnou klietkou

Momentová charakteristika motora s vírivou klietkou

Motory s vírivou klietkou majú na rotore tyče ktorých pomer výšky *h* a šírky *b* je *h/b* >= 5.

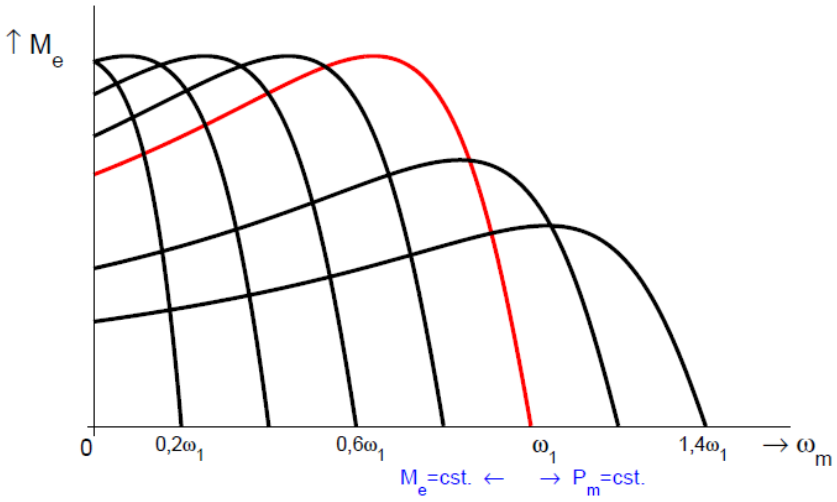
Riadenie rýchlosti asynchrónnych motorov

Pre mechanickú rýchlosť asynchrónneho motora platí z rovnice:

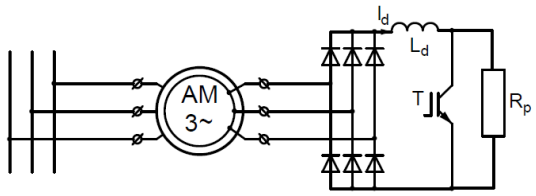
$$\omega_m = \omega_1(1 - s) = 2\pi f_1.(1 - s)/p$$

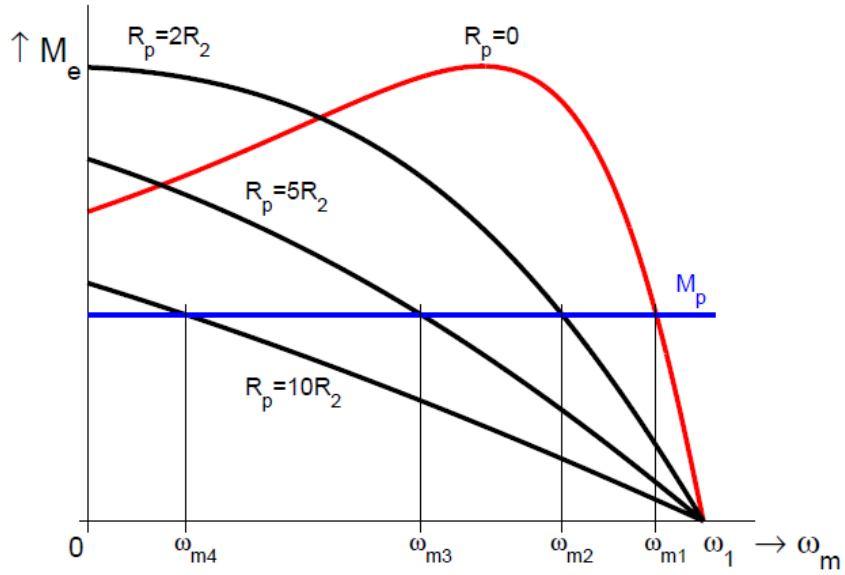
Na základe uvedeného vzťahu je možné mechanickú rýchlosť asynchrónneho motora riadiť

- Počtom párov pólov p;
- Frekvenciou napájacieho napätia f_1;
- Sklzom s

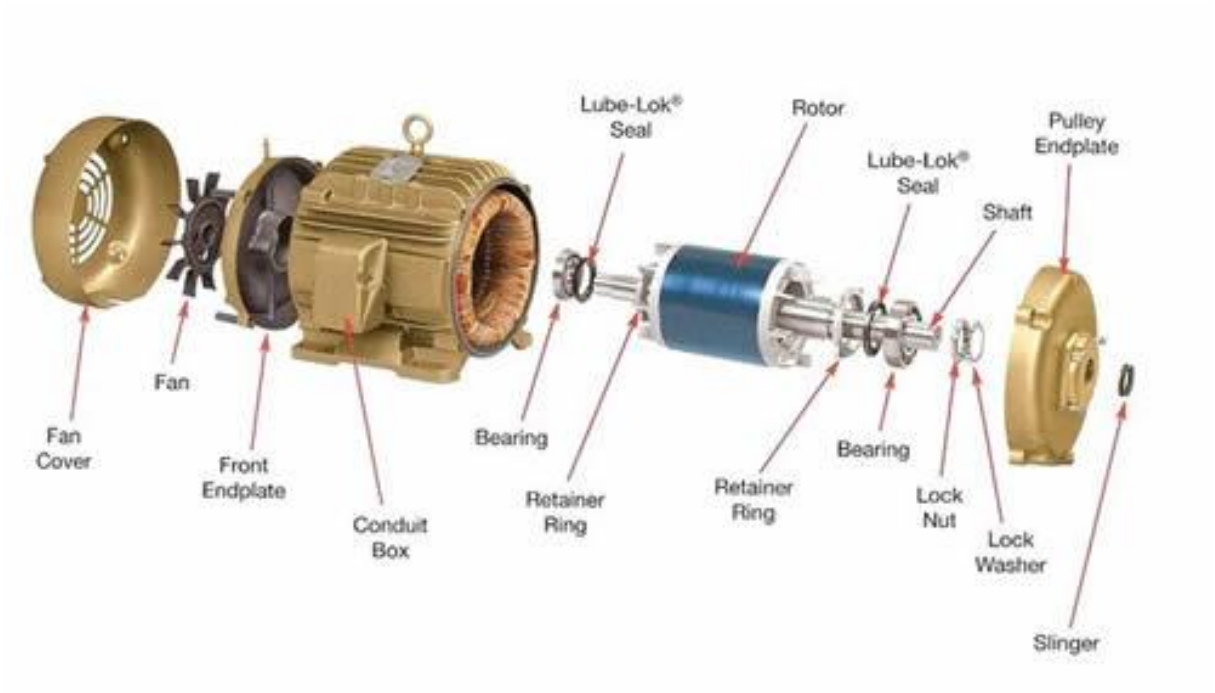


Momentové charakteristiky pri riadení zmenou frekvencie

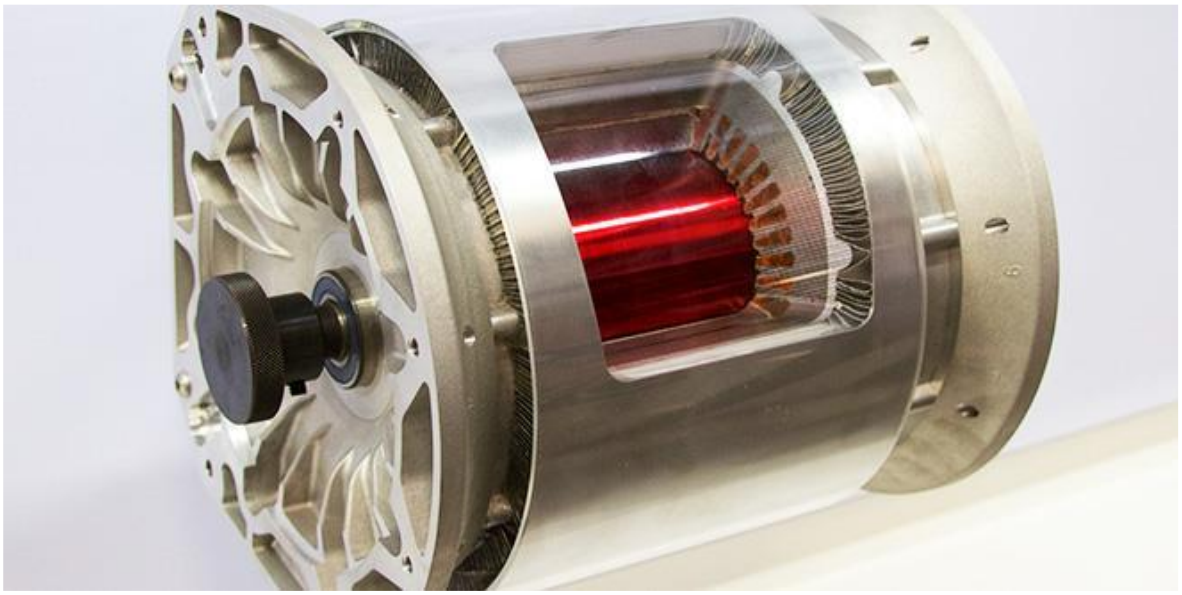




Momentové charakteristiky pri zmene rotorového odporu



Asynchrónny motor

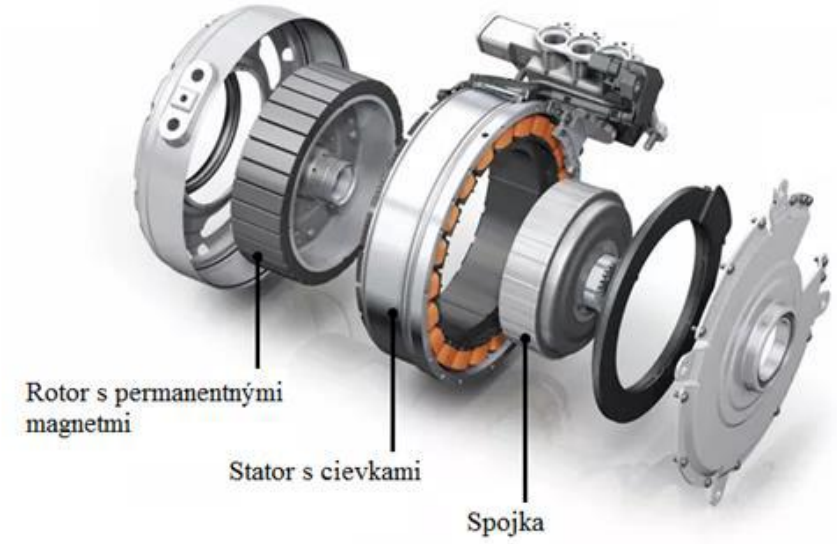


Rez asynchrónnym elektromotorom

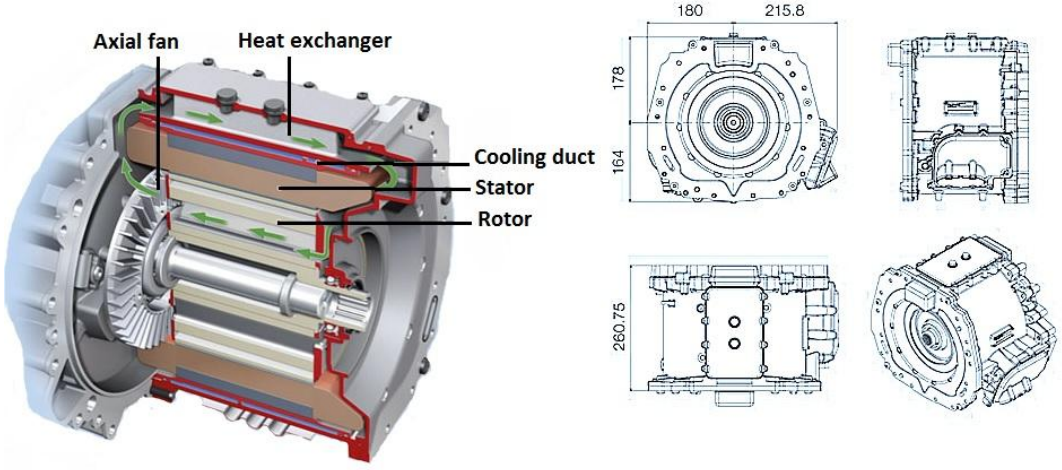
SYNCHRÓNNY MOTOR

Najviac využívaný synchrónny motor je typ PMSM (Permanent Magnet Synchronous Motor), ktorý má v rotore aplikované permanentné magnety. Najčastejšia konštrukcia PMSM motoru je trojfázové statorové vinutie v drážkach magnetického obvodu. Rotor s permanentnými magnetmi je uložený vo vnútri. Na zníženie hmotnosti je možné v rotore vytvoriť dutiny.

Materiály z ktorých sa vyrábajú tieto permanentné magnety sú väčšinou zliatiny SmCo (Samarium-Kobaltu) alebo NdFeB (Neodym-Železo-Bóru) ktorých magnetická indukčnosť v porovnaní s bežne používaným Feritom je až trojnásobná. Vďaka tomu že magnetický tok je až trojnásobný, tieto motory nemusia byť veľké. Pracovná teplota magnetov môže dosiahnuť až 200°C, avšak nemali by dlhodobo presahovať hodnotu 80°C pretože to znižuje ich životnosť.



Synchrónny elektromotor



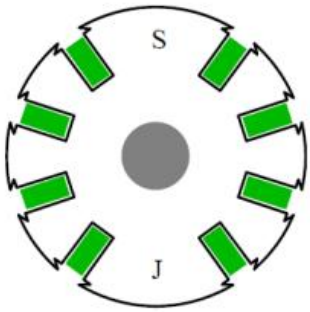
PERMANENT MAGNET SYNCHRONOUS MACHINE CONSTRUCTION (PSM)

Stator synchrónnych strojov pozostáva z magnetického obvodu, v drážkach ktorého je rozložené trojfázové vinutie. Statorové vinutie sa najčastejšie spojuje do hviezdy.

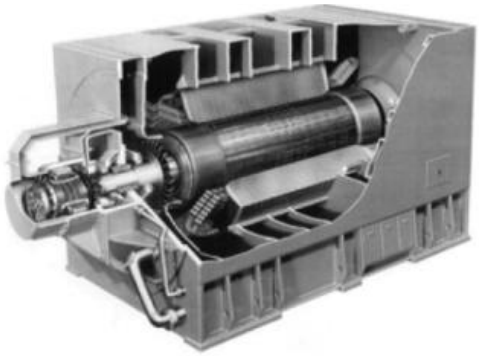
Rotor synchrónneho stroja je vlastne elektromagnet, ktorý vytvára magnetické pole prechádzajúce statorom. Otáčaním rotora sa v statorovom vinutí indukuje trojfázové harmonické

napätie, frekvencia ktorého je závislá od rýchlosti otáčania. Budiace vinutie (rotorové) je napájané zo zdroja jednosmerného prúdu. Jednosmerný budiaci prúd sa privádza na rotor cez dva klzné kontakty (uhlíky), ktoré sa kĺžu po mosadzných krúžkoch umiestnených na hriadeli rotora. Na hriadeli stroja býva umiestnený tiež budič (derivačné dynamo) ako zdroj budiaceho prúdu. Moderné stroje používajú nepriame budenie.

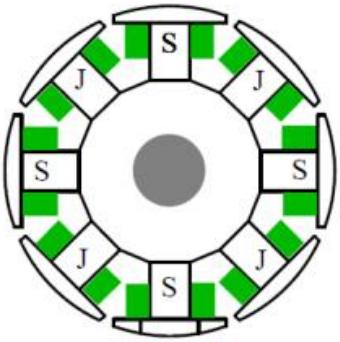
Podľa účelu použitia sa rotor synchrónneho stroja vyrába v dvoch vyhotoveniach Hladký rotor- používaný pre turbogenerátory. Rotorové vinutie je uložené v drážkach rotorového magnetického obvodu ktorý býva vyrobený z kovaného liatinového monolitu. Rotorové vinutie je uložené vo vyhadzovaných drážkach a vytvára dva, alebo štyri magnetické póly. Rotor býva relatívne dlhý s ohľadom na priemer. Pre dosiahnutie frekvencie 50Hz sú otáčky rotora 3000ot/min pri dvojpólovom rotore, resp. 1500ot/min pri štvorpólovom rotore. Na obrázku je uvedený rez dvojpólového hladkého rotora. Rotor s vyjadrenými pólmi vytvára magnetické pole s oveľa väčším počtom pólov na statore, ako v prípade hladkého rotora. To znamená, že pre dosiahnutie výstupnej frekvencie 50Hz sú požadované otáčky oveľa nižšie.



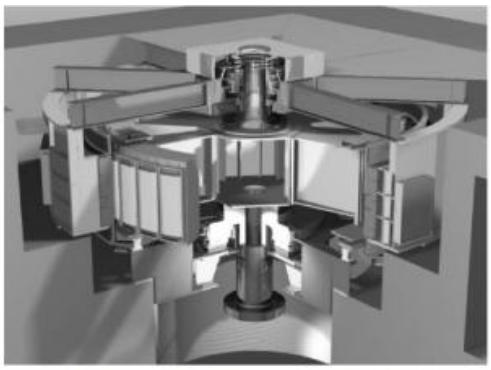
a) Hladký rotor



b) Rez turbogenerátora s hladkým rotorom

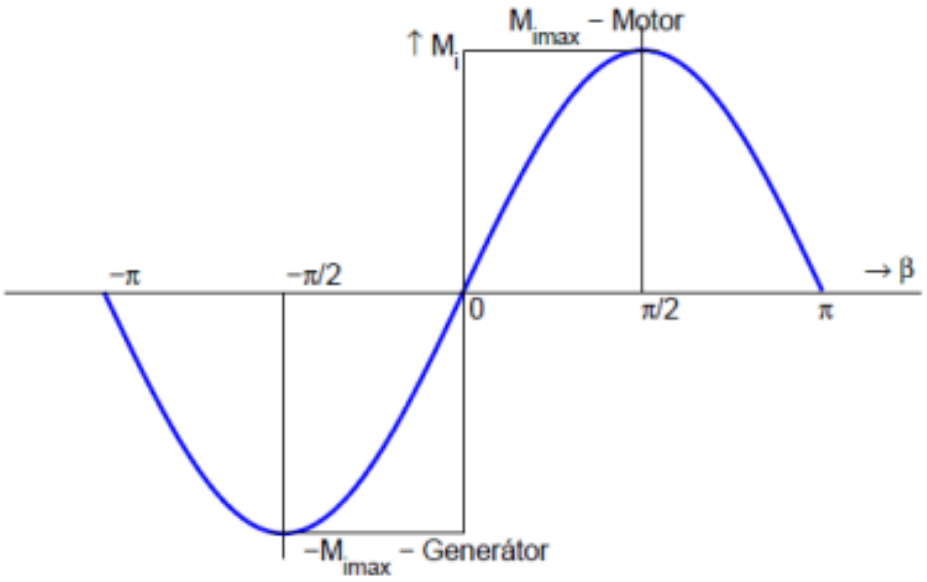


a) Vyjadrené póly



b) Rez hydrogenerátora s vyjadrenými pólmi

Moment synchrónneho stroja pri synchrónnej rýchlosti závisí len od záťažového uhla β, ktorý určuje fázový posun indukovaného napätia $\mathbf{U}i$ voči svorkovému napätiu $\mathbf{U}1$.
Pre motor dostávame kladný ($\beta > 0$) a pre generátor záporný ($\beta < 0$) elektromagnetický moment. Amplitúda maximálneho momentu pri konštantnom svorkovom napätí $U1$ je priamo úmerná veľkosti indukovaného napätia Ui a nepriamo úmerná synchrónnej reaktancii stroja Xs. Maximálny moment je možné meniť zmenou budiaceho prúdu Ib, avšak len do oblasti nasýtenia magnetického obvodu. Iná možnosť zväčšenia maximálneho momentu je zmenšením hodnoty synchrónnej reaktancie Xs, čo je možné zväčšením vzduchovej medzery stroja.



Priebeh momentu synchrónneho turbostroja

Synchrónne motory s hladkým rotorom

Synchrónne motory nemali dlho uplatnenie, lebo problém bol s ich rozbehom, na ktorý potrebovali roztočiť na synchrónne otáčky. V súčasnosti je rozbeh synchrónnych motorov riešený použitím klietkového rotora nakrátko, čím pri rozbehu sa správajú ako asynchrónne motory s klietkou nakrátko. Synchrónne stroje pri zmene smeru momentu na hriadeli prechádzajú hladko z generátorovej prevádzky do motorovej. Predpokladáme, že motor je pripojený na tvrdú trojfázovú sieť s pevnou frekvenciou. Stroj pracuje ako synchrónny motor so stálou rýchlosťou $\omega_s = 2f/p$. Táto vlastnosť predurčuje synchrónne motory na prevádzky, kde sa požaduje konštantná rýchlosť pri premenlivom zaťažení (odstredivky, kompresorové stanice a pod.).

Elektromagnetický moment stroja je daný podielom výkonu vo vzduchovej medzere a rýchlosti stroja:

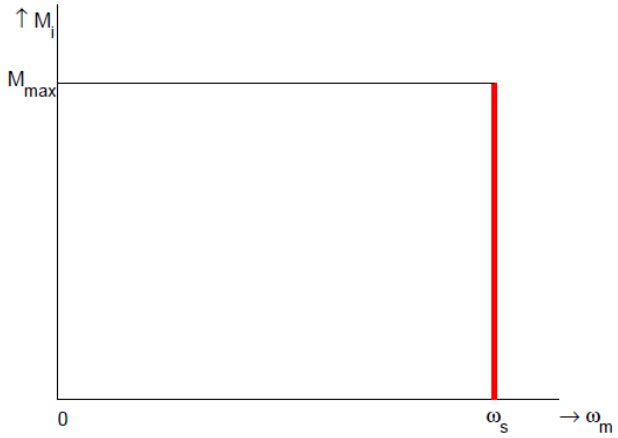
$$M_i = 3.\frac{U_1.U_i}{\omega_s.X_s}.sin\beta$$

kde: synchrónna uhlová rýchlosť:

$$\omega_s = \frac{2\pi f}{P}$$

Maximálny moment stroja:

$$M_{imax} = 3.\frac{U_1.U_i}{\omega_s.X_s}$$



Momentová charakteristika synchrónneho motora

Na obr. je uvedená závislosť momentu motora na rýchlosti (momentová charakteristika). Z obrázku vyplýva, že záberový moment (moment pre $\omega_m = 0$) je nulový. Synchrónny motor sa sám nerozbehne.

Uvažujeme, že synchrónny motor je pripojený na tvrdú sieť (U_1 = *konšt.*, f =*konšt.*) a je zaťažený s konštantným záťažovým momentom ($M = M_p$ = *konšt.*). Motor pracuje pri konštantnom elektrickom výkone ($P_1 = M/\omega_s$).

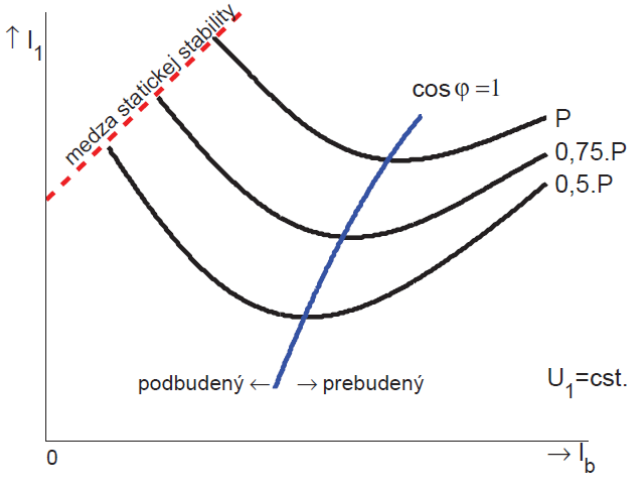
Potom elektrický výkon stroja

$$P_1=3.U_1.I_1.\cos\varphi = \text{konšt.}$$

Pre konštantný elektrický výkon je činná zložka prúdu nemenná ($I_{1c} = I_1 \cos\varphi$) môžu nastať prípady:

V prípade, že pre daný budiaci prúd má statorový prúd induktívny charakter, hovoríme že stroj je *podbudený*. Pre budiaci prúd pri ktorom má statorový prúd kapacitný charakter, hovoríme že stroj je *prebudený*.

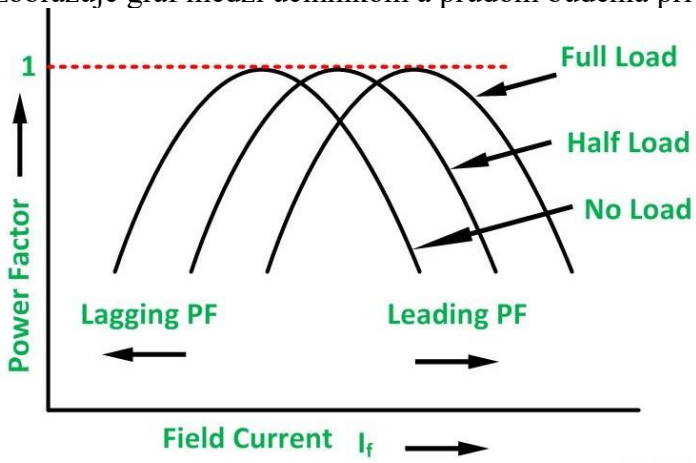
Závislosť statorového prúdu od rotorového, pri konštantnom výkone nazývame *V* -krivky. Na obr. sú znázornené priebehy *V* - kriviek pre rôzne hodnoty činného výkonu. Pre prebudený stroj, bude statorový prúd I_1 predbiehať svorkové napätie U_1 (kapacitný charakter). Pri znižovaní budiaceho prúdu I_b bude statorový prúd najprv klesať a potom opäť stúpať. V minime sú statorové napätie a prúd vo fáze, účinník $\cos\varphi = 1$. Pri ďalšom zmenšovaní budiaceho prúdu bude statorový prúd narastať a bude mat induktívny charakter (podbudený stroj).



V- krivky synchrónneho stroja

Znižovaním budiaceho prúdu slabne väzba medzi otáčavým magnetickým polom statora a rotorovým polom. Pri zoslabení rotorového magnetického pola pod kritickú hodnotu, preruší sa magnetická väzba medzi statorom a rotorom a rotor sa zastaví. Hovoríme, že *motor vypadol zo synchronizmu*. Medza statickej stability stroja je v grafe vyznačená červenou priamkou.

Obrázok nižšie zobrazuje graf medzi účinníkom a prúdom budenia pri rôznych zaťaženiach.



Z vyššie uvedeného obrázku je zrejmé, že ak synchrónny motor pri plnom zaťažení pracuje pri jednotkovom účinníku, potom odstránenie zaťaženia hriadeľa spôsobí, že motor bude pracovať s hlavným účinníkom.

Rozbeh synchrónnych motorov

Synchrónny motor po pripojení na napájaciu sieť sa svojím princípom pôsobenia nevie sám rozbehnúť. Otáčavé magnetické pole sa okamžite začne otáčať synchrónnou rýchlosťou, rotor však s ohľadom na svoju zotrvačnosť, toho nie je schopný. Nemôže sa teda vytvoriť magnetická väzba medzi otáčavým magnetickým polom statora a rotorovým polom vytvoreným budiacim prúdom. Pol periódy je moment stroja kladný a pol záporný. Rotor stojí a vibruje.

Poznáme tri možné spôsoby rozbehu synchrónneho motora

1.) Znížením rýchlosti otáčavého magnetického pola na takú úroveň, aby bolo možné vytvoriť magnetickú väzbu medzi statorom a rotorom počas jednej otáčky. Zníženie rýchlosti otáčavého magnetického pola je možné znížením frekvencie statorového napájacieho napätia.

2.) Použitím prídavného rozbehového motora, ktorým sa rotor rozbehne na synchrónnu rýchlosť. Po následnom fázovaní stroja a pripojení na napájaciu sieť je možné rozbehový motor mechanicky odpojiť.

3.)Využitím tlmiaceho vinutia stroja na rozbeh. Motor sa rozbehne ako asynchrónny a po priblížení sa rýchlosti rotora k synchrónnej, rotor je vtiahnutý do synchronizmu.

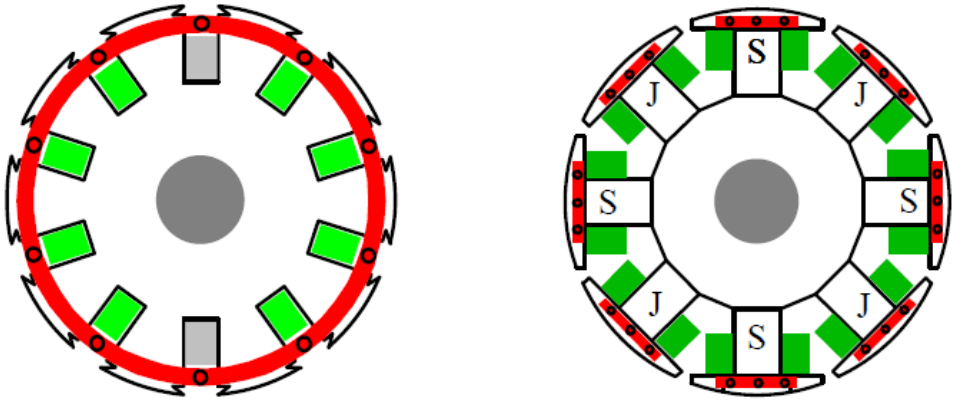
Frekvenčný rozbeh motora

Ak sa otáčavé magnetické pole statora otáča dostatočné nízkou rýchlosťou, nie je problém aby sa magnetické pole rotora zosynchronizovalo s ním. Pri následnom zvyšovaní frekvencie statorového napätia bude priamo úmerne narastať rýchlosť rotora. Pri náraste frekvencie je potrebné nastaviť zrýchlenie tak, aby záťažový moment na hriadeli motora neprekročil hodnotu maximálneho momentu stroja. V opačnom prípade sa rotor zastaví (vypadne zo synchronizmu).

Pre frekvenčný rozbeh je potrebné medzi napájaciu sieť a motor zaradiť menič frekvencie dostatočného výkonu, čo zvyšuje náklady na pohon.
Keď sa motor otáča nižšou rýchlosťou ako je nominálna rýchlosť, tak je nižšie aj indukované napätie stroja ($Ui = C.\Phi.\omega_m$). V takomto prípade musíme znížiť hodnotu napájacieho napätia tak, aby sme udržali prúd motora na prijateľných hodnotách. Hodnota napájacieho napätia sa musí meniť lineárne s napájacou frekvenciou ($U_1/f = konšt.$).

Rozbeh pomocou rozbehového motora
Iný možný spôsob rozbehu synchrónneho stroja spočíva v pripojení externého pomocného motora na jeho hriadeľ. Používa sa tam, kde nie je potrebné riadiť rýchlosť motora. V takomto prípade frekvenčný menič zvyšuje náklady na pohon a v podstate okrem rozbehu je nevyužitý. Rozbeh spočíva v tom, že pomocným motorom rozbehneme synchrónny motor na rýchlosť približne rovnú synchrónnej rýchlosti. Nasleduje fázovanie stroja na sieť. Po fázovaní môže byt rozbehový motor odpojený. Akonáhle je rotorové magnetické pole spojené s otáčavým magnetickým polom statora, synchrónny motor môže byt zaťažovaný.
Keďže synchrónny motor sa vo väčšine prípadov rozbieha bez záťaže, rozbehový motor môže byt oveľa menšieho výkonu ako synchrónny. Veľké synchrónne motory majú často na hriadeli budič, ktorým sa napája budiace vinutie rotora. Jedným z možných riešením je využitie budiča na rozbeh hlavného motora.

Rozbeh s použitím tlmiaceho vinutia
Synchrónne motory stredného a malého výkonu sa často rozbiehajú pomocou tlmiaceho vinutia motora (amortizéra). Tlmiace vinutie tvoria špeciálne medené, prípadne hliníkové tyče a tieto sú umiestnené v drážkach rotora a ktoré sú na celách skratované. Tvoria závit nakrátko. Pri motore s hladkým rotorom sú tyče uložené v drážkach spolu s budiacim vinutím. Pri motore s vyjadrenými pólmi sú umiestnené v pólových nástavcoch. Na obr. sú schematicky znázornené umiestnenia tlmiča pre prípad hladkého rotora a rotora s vyjadrenými pólmi. V prípade rotora s vyjadrenými pólmi môžu byt tyče umiestnené v póloch skratované jednotlivo alebo všetky spolu, tak ako je to v prípade hladkého rotora.
Technika rozbehu je taká istá ako pri asynchrónnych motoroch a závisí od výkonu motora. Motor sa teda rozbieha ako asynchrónny a po priblížení sa k synchrónnej rýchlosti sám vkĺzne do synchronizmu. Tlmič má navyše úlohu tlmiť kmity motora pri náhlom zaťažení, prípadne odľahčení.



a) Hladký rotor b) Rotor s vyjadrenými pólmi

Umiestnenie tlmiaceho vinutia

NABÍJANIE ELEKTROMOBILOV

NABÍJANIE AC

Pri nabíjaní elektromobilu striedavým prúdom je použitá palubná nabíjačka, zabudovaná v každom automobile, tá prijíma striedavý (AC) prúd a mení ho na jednosmerný (DC) prúd, ktorý posiela ďalej do batérie automobilu. Kľúčovým parametrom pri výbere elektromobilov je teda výkon palubnej (zabudovanej) nabíjačky, ktorá limituje ako rýchlo ho možno nabíjať na cenovo dostupnejších a oveľa rozšírenejšie AC nabíjacích staniciach.

Maximálna možná rýchlosť nabíjania je teda závislá na maximálnej výkonovej zaťažiteľnosti zásuvky alebo nabíjacej stanice, výkonu palubnej nabíjačky, počtom fáz, ktoré je schopná využiť.

Bežne sú k dispozícii 3 typy zásuviek poskytujúce striedavý (AC) prúd:

Jednofázová schuko zástrčka (16A) 3,7kW
Trojfázová zástrčka CEE (16A) 11kW

Jednofázová zástrčka CEE (32A) 7,4kW
Trojfázová zástrčka CEE (32A) 22kW

Podľa vyššie uvedených hodnôt môžeme zistiť, že najrýchlejšia možnosť nabíjania batérie elektromobilov striedavým prúdom je za pomoci zásuvky či AC nabíjacej stanice s napätím 3x230V a maximálnym prúdom 32A na každej fáze.

AC NABÍJACÍ STANICA

Tieto nabíjačky sprostredkujú potrebnú komunikáciu s riadiacim systémom vozidla a zaistí po celú dobu nabíjania bezpečný priebeh nabíjania pre obsluhu aj vozidlo. Jedná sa vlastne o rozhranie, ktoré za pomocou kábla umožňuje pripojenie palubnej nabíjačky k napätiu s prúdom a vie poskytnúť až 22 kWh nabíjacieho výkonu. Tento striedavý prúd je posielaný do palubnej nabíjačky, ale iba v takom množstve, aké je schopná prijať. Následne mení palubná nabíjačka striedavý prúd na jednosmerný a posiela ju do batérie.

Pokiaľ je teda elektromobil vybavený len 3,7 kW nabíjačkou, tak je úplne jedno či ho nabíjame z obyčajnej jednofázové zásuvky (230 V / 16 A), alebo pomocou trojfázové nabíjacej stanice (400 V / 32 A), pretože palubný nabíjačka si rovnako nie je schopná vziať viac ako 3,7 kW za hodinu. Ak chcete v tomto prípade nabíjať vyššou rýchlosťou, tak vám nezostáva nič iné, než nabíjať pomocou DC nabíjacej stanice.

NABÍJANIE DC

Nabíjanie jednosmerným prúdom, tzv. Rýchlonabíjanie sa robí pomocou DC nabíjacej stanice, ktorá vie striedavý prúd (AC) zmeniť na jednosmerný (DC), potom "obíde" palubnej nabíjačku elektromobilu a tento jednosmerný prúd posiela priamo do batérie, presne podľa inštrukcií riadiaceho systému nabíjania vo vozidle. Nabíjanie teda nie je obmedzované výkonom palubnej nabíjačky a prebieha podstatne rýchlejšie.

Takéto nabíjacie stanice sú ale technologicky podstatne zložitejšie a mnohonásobne drahšie ako AC nabíjacej stanice, vyžadujú výkonné odberné miesto elektrickej energie a preto ich napočítame podstatne menej, než staníc AC.

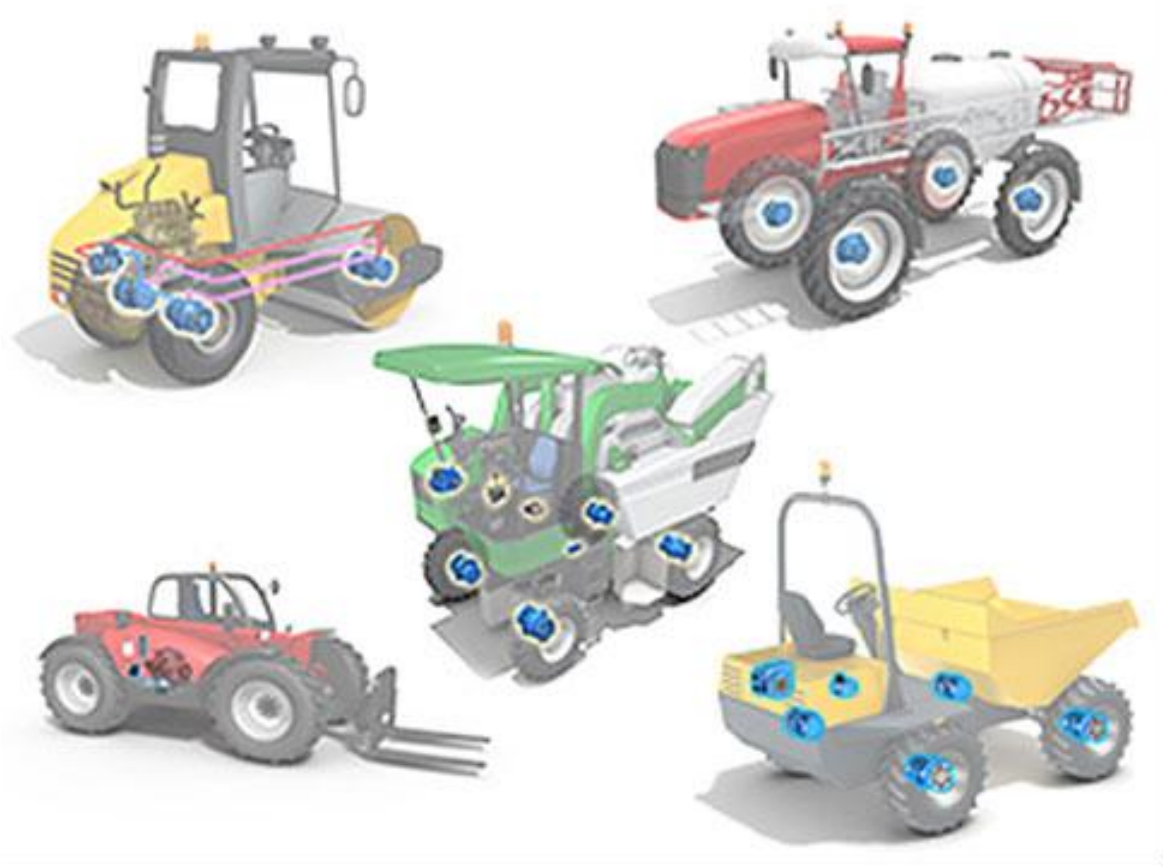
DC Dobíjacie stanice musia vedieť s vozidlom komunikovať namiesto nabíjačky palubnej, aby mohla upravovať parametre výstupného výkonu podľa stavu a schopností batérie.

Na obr. mame stručný prehľad dobíjacích konektorov pre elektromobily podľa existujúcich noriem.

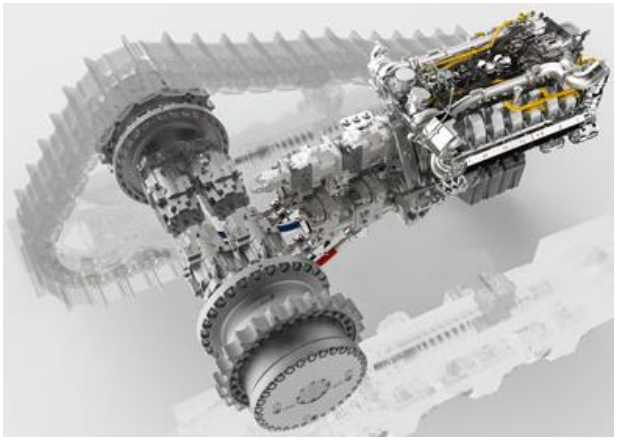
Current type	Region			
	Japan	America	Europe, rest of world	China
AC				
Plug name:	J1772 (or Type 1)	J1772 (or Type 1)	Mennekes (or Type 2)	GB/T
DC				
Plug name:	CHAdeMO	CCS1	CCS2	GB/T

POHONNÉ AGREGÁTY - POHONY HYDRAULICKÉ

Hydraulické pohonné systémy sa v súčasnej dobe stali neoddeliteľnou súčasťou strojov v dopravnej technike, stavebníctve, lesníctve, poľnohospodárstve a v mnohých iných odvetviach.







Hydraulické agregáty tvoriace pohonný systém umožňujú kvalitnú reguláciu výkonových parametrov, zabezpečujú prenos veľkého výkonu vzhľadom na zastavovacie rozmery a ponúkajú možnosť vývoja a výskumu ako súčasť autonómnych pohonov.



Energia prúdiacej kvapaliny je daná súčtom energie polohovej, tlakovej, deformačnej, kinetickej a tepelnej.

$$W = W_g + W_p + W_d + W_k + W_T$$

V oblasti pohonov sa vždy používa len jeden druh energie. Použitie kvapaliny v hydraulických pohonoch je nasledovné:

- energia polohová – W_h ….hydroelektrárne – využíva sa vodný stĺpec na pohon turbín,
- energia deformačná - W_d … táto energie sa využíva len čiastočne, hlavne v hydraulických akumulátoroch,
- energia tepelná - W_T … v prevádzke pohonov je nepoužiteľná, skôr ju považujeme za energiu stratovú,
- energia kinetická - W_k ….. použitie v hydrodynamických mechanizmoch, energia je daná vzťahom: $W_K = ½ m v^2$ [J]
- energia tlaková - W_p … používa sa v hydrostatických mechanizmoch, niekedy sa označuje ako energia objemová a je daná vzťahom $W_p = p V$ [J]

Hydrostatické mechanizmy sú špecifické určitými vlastnosťami a k ich výhodám patrí:

- prenos výkonu a krútiaceho momentu jednoduchým spôsobom na vzdialenejšie odberné miesto, pri ľubovoľnom priestorovom usporiadaní.
- jednoduché riadenie parametrov (tlak, prietok, otáčky, rýchlosť, moment, výkon) v širokom regulačnom rozsahu (1:10 až 1:2000);
- hydraulické mechanizmy sú schopné pracovať s veľkou plošnou hustotou prenášaného výkonu h_p - napr. pri tlaku p = 35 MPa a rýchlosti prúdenia kvapaliny v = 10 $m.s^{-1}$ je hustota prenášaného výkonu $h_p = p.v = 35.10^6 . 10 = 35.10^7$ $W.m^{-2}$ = 35 $kW.cm^{-2}$ - to vede na menší rozmery a menší hmotnosti pohyblivých časti, čo priaznivé ovplyvňuje dynamiku mechanizmu. U pneumatických mechanizmov, kde je ako tekutina využívaný stlačený vzduch je plošná hustota prenášaného výkonu výrazne nižšia– napr. pre tlak p = 600 kPa a rýchlosť prúdiaceho

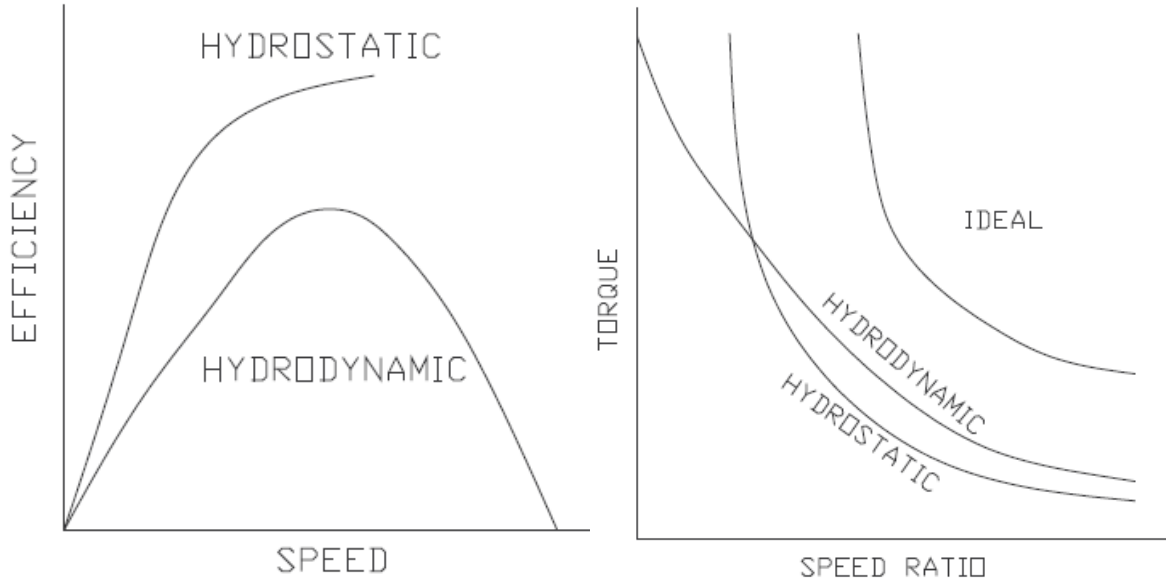
média v = 25 $m.s^{-1}$ je hustota prenášaného výkonu h_p = p.v = = 6.10^5.25 = 15.10^6 $W.m^{-2}$ = 1,5 $kW.cm^{-2}$;

- jednoduchá ochrana proti preťaženiu,
- u hydraulických mechanizmu kde sa používa ako prenosová kvapalina olej je zabezpečené dokonalé mazanie pohyblivých častí,
- malá citlivosť na preťaženie,
- jednoduchý odvod tepla pracovnou kvapalinou,
- možnosť vytvárať rôzne štruktúry pohonov s využitím malého počtu prvkov,

Nevýhody hydraulických mechanizmov:

- relatívne veľké straty, vyplývajúce s nízkej účinnosti,
- vysoké požiadavky na presnosť výroby jednotlivých komponentov,
- vysoká citlivosť na nečistotu v systéme pohonu,
- závislosť vlastností mechanizmu na vlastnostiach kvapaliny,
- horľavosť a chemické vlastnosti kvapalín.

Porovnanie charakteristík účinnosti a krútiaceho momentu hydrodynamických a hydrostatických mechanizmov je na obr.



Pri návrhu a prevádzke hydraulických mechanizmov je potrebné navrhnúť a vypočítať charakteristické parametre ktoré ovplyvňujú základné vlastnosti pohonu. Pôjde predovšetkým o:

Tlak p [Pa]

Objem V [m^3]

Objemový prietok [$m^3.s^{-1}$]

$$Q = \frac{dV}{dt}$$

Geometrický objem V_0 [m^3] Jedná sa o charakteristický parameter hydromotorov a hydrogenerátorov. Je to objem zaplňovaný kvapalinou pri otočení rotačného hydrogenerátora alebo hydromotora o 1 otáčku. U priamočiarych hydromotorov je to objem zaplňovaný kvapalinou po jednej strane hydraulického valca.

Prietok u rotačných hydrogenerátorov a hydromotorov

$$Q = V_0 . n \ [m^3.s^{-1}]$$

Pohybová frekvencia – pre rotační pohyb je zhodná s otáčkami hydromotora resp. (hydrogenerátora), pre posuvný pohyb sa určí zo vzťahu

$$f = \frac{V}{2.h}$$

kde: v - rýchlosť posuvného pohybu [$m.s^{-1}$]
h - zdvih piestu [m]

Sila na pieste priamočiareho motora

$$F = \Delta p . S \ [N]$$

kde: Δp …. tlakový spád na priamočiareho motora [Pa]
S …. činná plocha piestu [m^2]

Krútiaci moment na hriadeli rotačného hydrogenerátora (hydromotora)

$$M_k = \frac{P}{\omega} = \frac{Q.\Delta p}{2\pi n} = \frac{p.V_0}{2\pi}$$

kde: Δp …. tlakový spád na rotačnom hydromotore (hydrogenerátore) [Pa]
ω ….. uhlová frekvencia rotačného pohybu [$rad.s^{-1}$]

Výkon – pre rotačné hydrogenerátory (hydromotory)

$$P = Q.\Delta p = M_k.\omega = \Delta p.\frac{V_0}{2\pi}.2\pi n = \Delta p.V_0.n \ [W]$$

Pre priamočiare hydromotory

$$P = Q.\Delta p = F . v = \Delta p . S. v \ [W]$$

Hydraulické straty

Hydraulické straty vznikajú pri prúdení skutočných kvapalín. Podľa fyzikálnej podstaty je ich rozdelenie na straty trením a straty miestne.
Hydraulické straty trením sú spôsobené viskozitou kvapaliny, ktorá vyvolá trenie pri obtekaní plôch. Charakteristickým znakom je, že sa zväčšujú s rastúcou dĺžkou potrubia.
Straty trením:

$$\Delta p = \lambda . \frac{l}{d} . \rho . \frac{v_s^2}{2}$$

Miestne straty vznikajú v miestach kde dochádza k zmene veľkosti rýchlosti prúdenia kvapaliny, zmenou prierezu, zmenou smeru prúdenia, alebo k zakriveniu potrubia. Podstatou vzniku miestnych strát, je že v inkriminovaných miestach vzniká vírenie kvapaliny.

Miestne straty:

$$\Delta p_{zm} = \xi_m . \rho . \frac{v_s^2}{2}$$

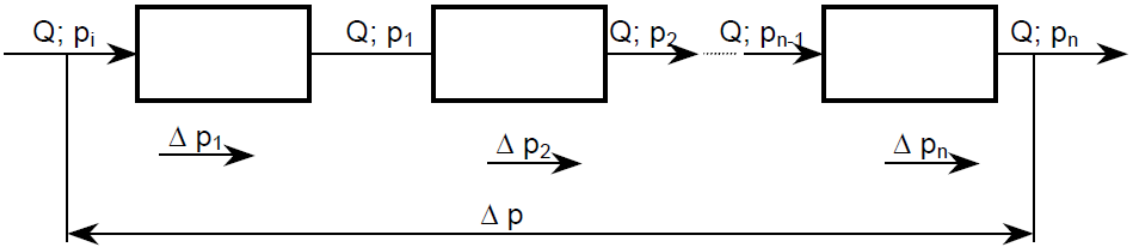
ξ_m - súčiniteľ miestnych strát

Pri prekonávaní hydraulických odporov dochádza ku premene časti energie na tepelnú energiu, ktorá sa prejavy zvýšením teploty kvapaliny. Pre vlastný proces je táto energia ďalej nepoužiteľná a preto ju označujeme ako disipatívnu energiu. Hydraulické straty je vhodné vyjadriť cez úbytok tlaku.
Potom tlakovú stratu môžeme určiť ako: $\Delta p = p_z$.

Odpory pôsobiace pri prenose energie
Jednotlivé prvky hydraulických obvodov si môžeme v podstate predstaviť ako odpory na ktorých dochádza k zmene časti energie na inú formu.
Odpory pôsobiace pri prenose energie rozdeľujeme do troch skupín:
1. odpory proti zrýchleniu nositele energie (H – odpory) – dochádza k premene tlakovej energie na pohybovú. Prevrátená hodnota sa nazýva hybnosť (L = H-1)
2. odpory proti pohybu nositeľa energie (R – odpory) – časť tlakovej energie sa premieňa na energiu tepelnú. Prevrátená hodnota sa nazýva priepustnosť (Z = R-1).
3. odpory proti deformácii nositeľa energie (D – odpory) - dochádza k premene tlakovej energie na deformačnú. Prevrátená hodnota sa nazýva kapacita (C = D-1).

Sériové radenie odporov

Pri stanovení hodnoty ekvivalentného odporu sa vychádza z podmienky, že celkový tlakový spád „n“ je určený súčtom tlakových spádov na jednotlivých odporoch.



$$\Delta p = \sum_{i=1}^{n} \Delta p_i$$

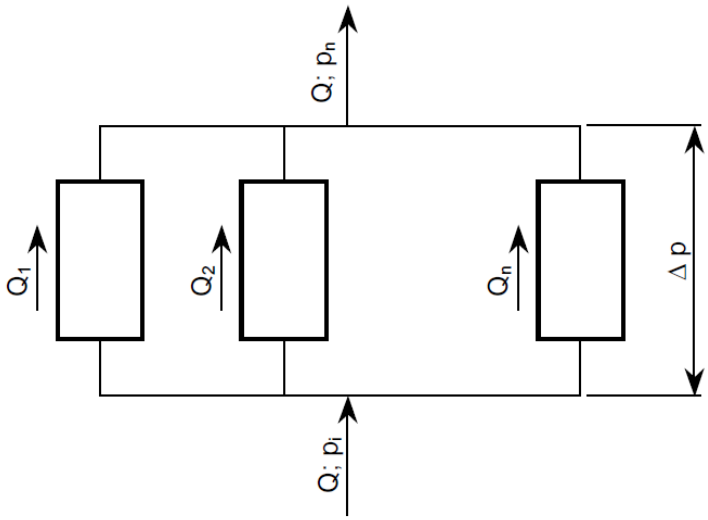
$$H_e = \sum_{i=1}^{n} H_i$$

$$R_e = \sum_{i=1}^{n} R_i$$

$$D_e = \sum_{i=1}^{n} D_i$$

Paralelné radenie odporov

Pri paralelnom radení odporov je tlakový spád na všetkých odporoch rovnaký. Pri stanovení hodnoty ekvivalentného odporu sa vychádza z podmienky, že celkový prietok reťazcom odporov je určený súčtom dielčích prietokov k jednotlivými odporom.



$$Q = \sum_{i=1}^{n} Q_i$$

$$\frac{1}{H_e} = \sum_{i=1}^{n} \frac{1}{H_i}$$

$$\frac{1}{R_e} = \sum_{i=1}^{n} \frac{1}{R_i}$$

$$\frac{1}{D_e} = \sum_{i=1}^{n} \frac{1}{D_i}$$

Kapacita

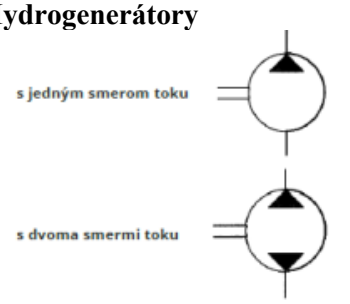
$$C_e = \sum_{i=1}^{n} C_i$$

Pre kompletný výpočet hydraulických obvodoch sa používajú Kirchhoffove zákony, podobne ako v elektrotechnike.

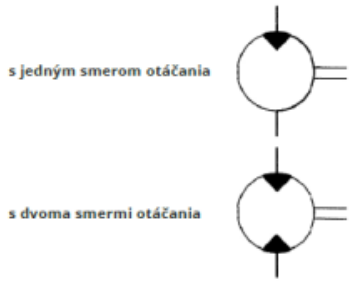
Hydraulické prvky

Schematické znázornenie hydraulických prvkov definuje norma STN ISO 1219-1

Hydrogenerátory

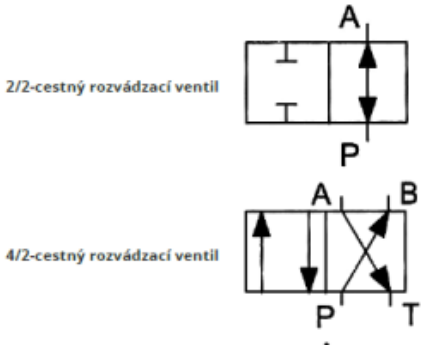


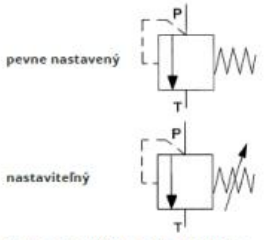
Hydromotory s konštantným objemovým výtlakom



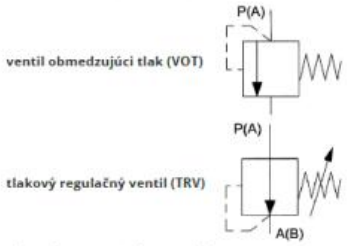
Značky rozvádzacích ventilov

Prvé číslo udáva počet prípojok, druhé číslo uvádza počet spínacích polôh.





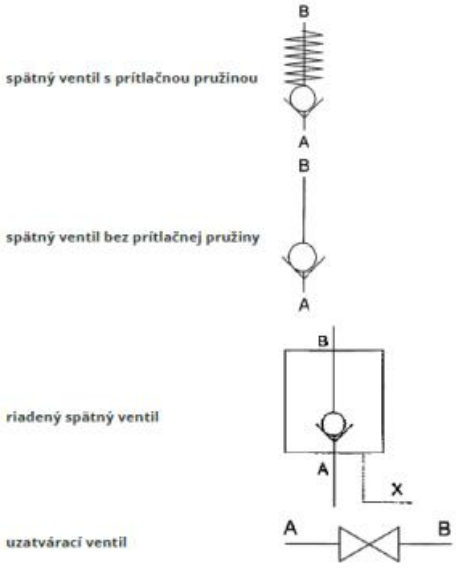
Tlakové ventily podľa použitia

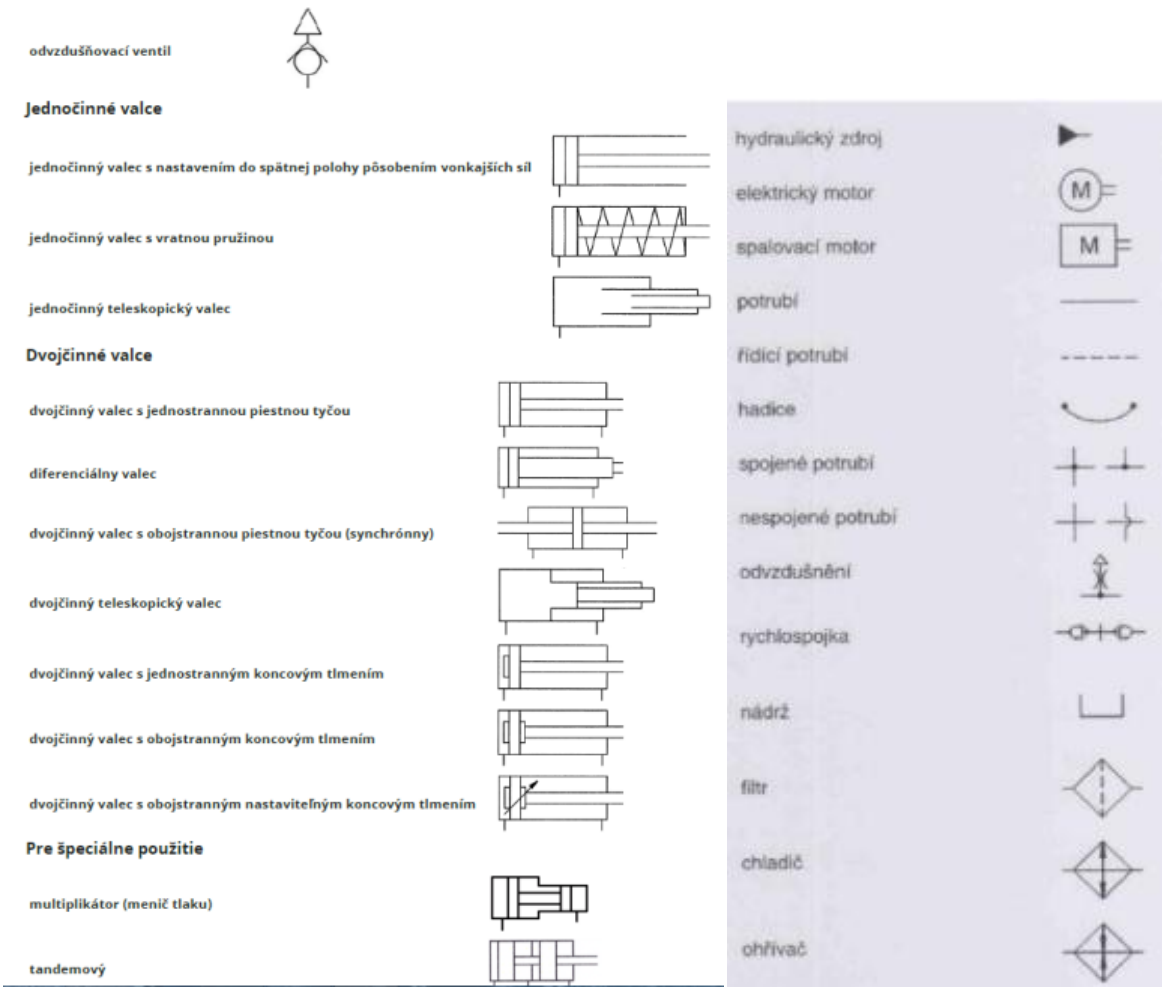


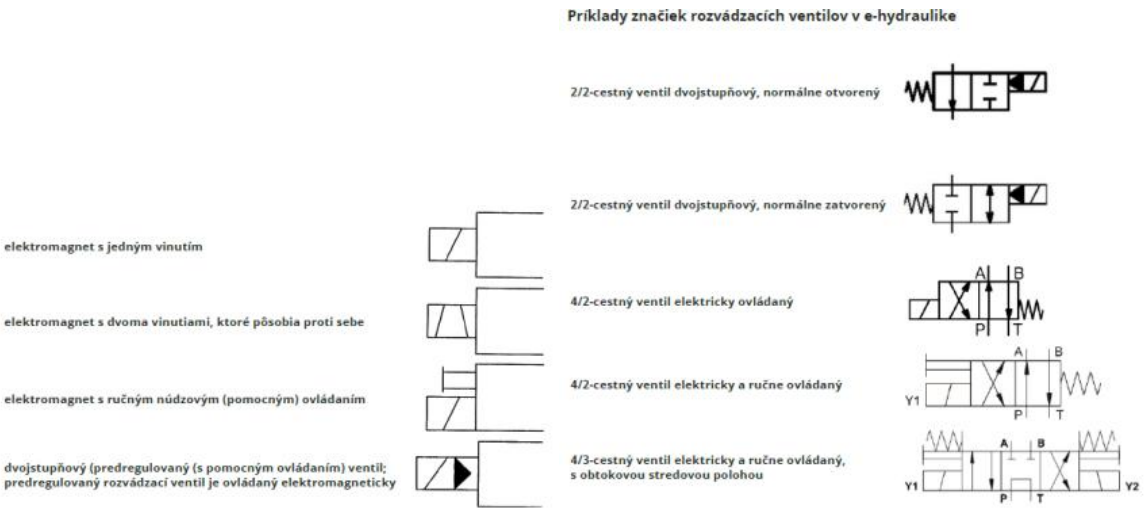
Prietokové ventily so štrbinou



Uzatváracie ventily




odvzdušňovací ventil
Jednočinné valce
jednočinný valec s nastavením do spätnej polohy pôsobením vonkajších síl
jednočinný valec s vratnou pružinou
jednočinný teleskopický valec
Dvojčinné valce
dvojčinný valec s jednostrannou piestnou tyčou
diferenciálny valec
dvojčinný valec s obojstrannou piestnou tyčou (synchrónny)
dvojčinný teleskopický valec
dvojčinný valec s jednostranným koncovým tlmením
dvojčinný valec s obojstranným koncovým tlmením
dvojčinný valec s obojstranným nastaviteľným koncovým tlmením
Pre špeciálne použitie
multiplikátor (menič tlaku)
tandemový
hydraulický zdroj
elektrický motor
M
spalovací motor
M
potrubí
řídicí potrubí
hadice
spojené potrubí
nespojené potrubí
odvzdušnění
rychlospojka
nádrž
filtr
chladič
ohřívač


Príklady značiek rozvádzacích ventilov v e-hydraulike
2/2-cestný ventil dvojstupňový, normálne otvorený
2/2-cestný ventil dvojstupňový, normálne zatvorený
4/2-cestný ventil elektricky ovládaný
A
B
P
T
4/2-cestný ventil elektricky a ručne ovládaný
Y1
4/3-cestný ventil elektricky a ručne ovládaný, s obtokovou stredovou polohou
Y2
elektromagnet s jedným vinutím
elektromagnet s dvoma vinutiami, ktoré pôsobia proti sebe
elektromagnet s ručným núdzovým (pomocným) ovládaním
dvojstupňový (predregulovaný (s pomocným ovládaním) ventil; predregulovaný rozvádzací ventil je ovládaný elektromagneticky

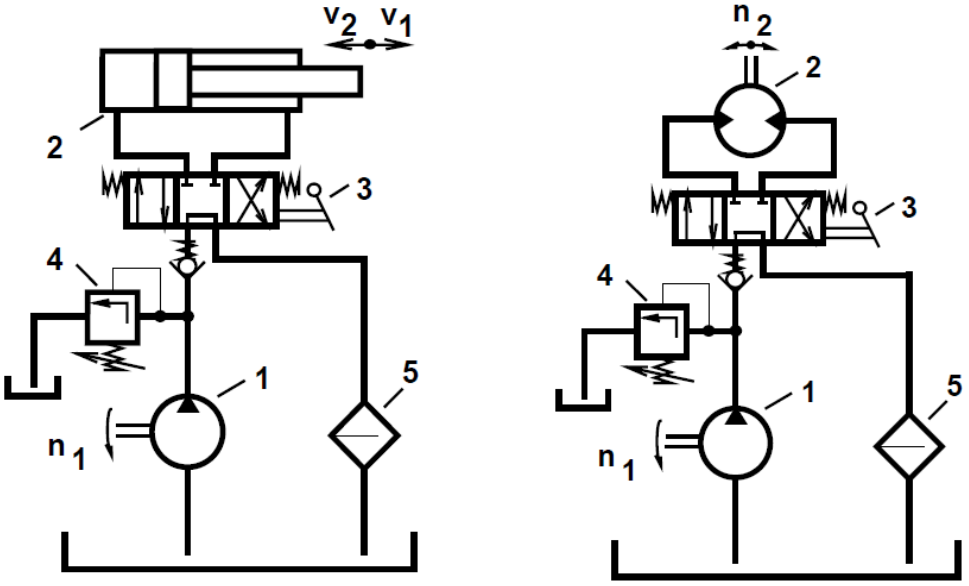
Základné hydrostatické obvody

Základné rozdelenie hydraulických obvodov je na základe usporiadania hydraulických prvkov:
- na otvorené (nádrž kvapaliny je sériovo zaradená medzi HM a HG),
- alebo uzavreté (nádrž je paralelne pripojená k vedeniu medzi HG a HM).

Podľa pohybu výstupného prvku sú rozlišované obvody pre vykonávanie:
- posuvného pohybu,
- rotačného pohybu.

Otvorené hydrostatické obvody

Otvorené obvody sú charakteristické zaradením nádrže kvapaliny sériovo medzi HM a HG. Nasatá kvapalina z nádrže prechádza hydrogenerátorom a následne odovzdáva svoju energiu jednotlivým spotrebičom, následne sa vracia naspäť do nádrže.



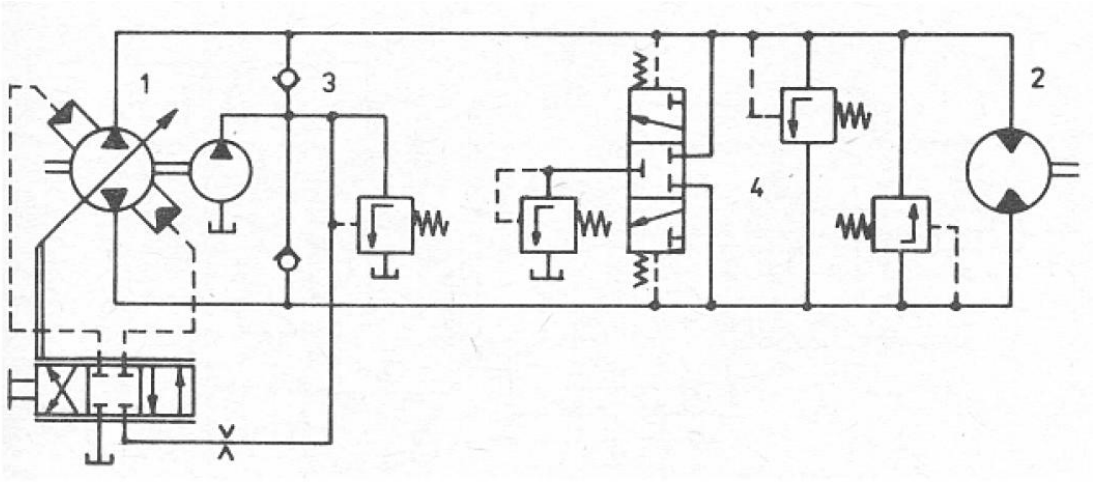
a) s přímočarým hydromotorem b) s rotačním hydromotorem

1- hydrogenerátor, 2 - hydromotor, 3 - rozváděč, 4 - pojistný ventil, 5 - filtr

Veľkosť nádrže je obvykle o 200 až 400 % väčšia ako je max. prietok v obvode. V otvorených obvodoch sa zvyčajne používa neregulačný hydrogenerátor a hydromotor, ktorý je riadený a regulovaný pomocou rozvádzačov.

Uzatvorené hydrostatické obvody

V uzavretých hydraulických obvodoch sa zvyčajne používa regulačný hydrogenerátor ktorým sa riadi poháňaný hydromotor. Pracovné priestory hydrogenerátora a hydromotora nie sú dokonale tesné a preto vykazujú určité straty. Objemové straty uzatvoreného obvodu je potrebné dopĺňať prídavným pomocným hydrogenerátorom určeným na krytie objemových strát.



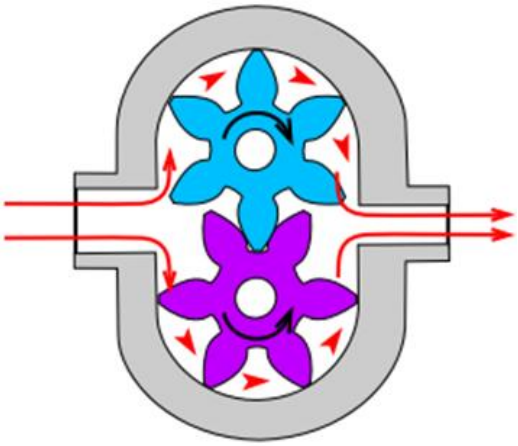
1- hydrogenerátor, 2 - hydromotor, 3 – plnící a řídící část obvodu, 4 – vyplachovací ventil

Výhody a nevýhody uzavretého a otvoreného obvodu

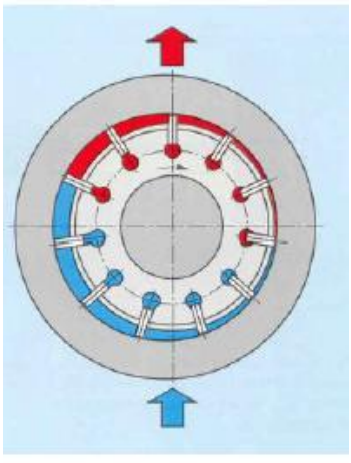
V otvorenom obvode nieje možno zmeniť zmysel zaťaženia, t.j. nieje možné brzdiť pri zámene funkcie hydrogenerátora a hydromotora. Otáčky hydrogenerátora sa pohybujú na hranici schopnosti nasávať a vznikajúceho javu kavitácie.

Uzatvorený obvod nemá nevýhody otvoreného obvodu. Uzavretosť systému však prináša veľkú nevýhodu vo zníženej schopnosti odvodu tepla. Preto musí byť do obvodu zaradený chladič. Uzatvorené obvody sa používajú predovšetkým ako podjazdové obvody v mobilnej, stavebnej, poľnohospodárskej a inej technike.

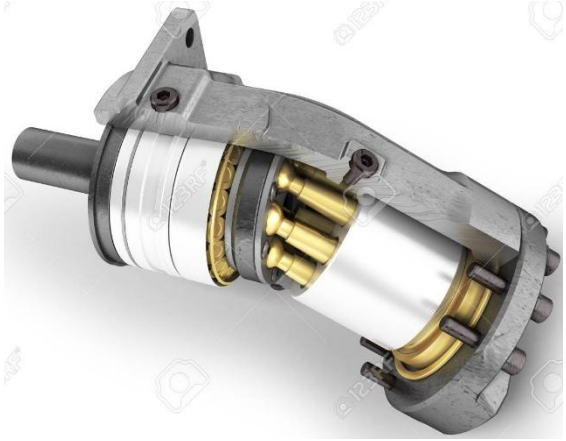
Hydrogenerátory

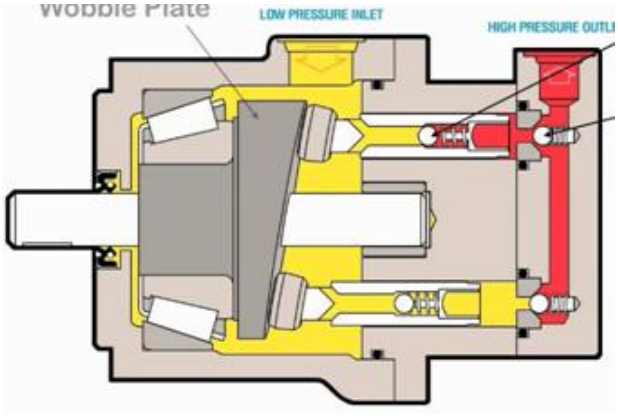


Zubový hydrogenerátor



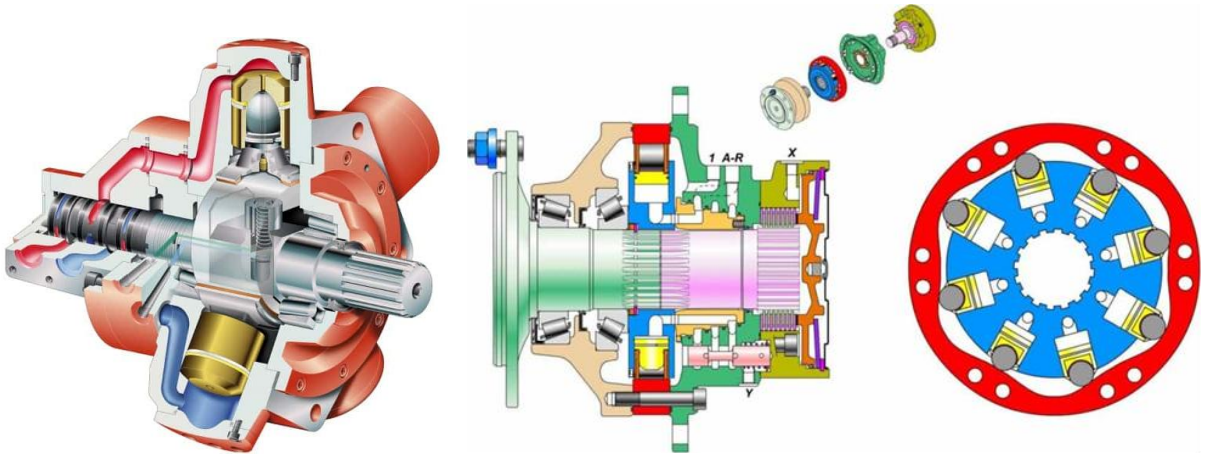
Lamelový hydrogenerátor





A) s nakloneným blokom B) s naklonenou doskou - regulačný

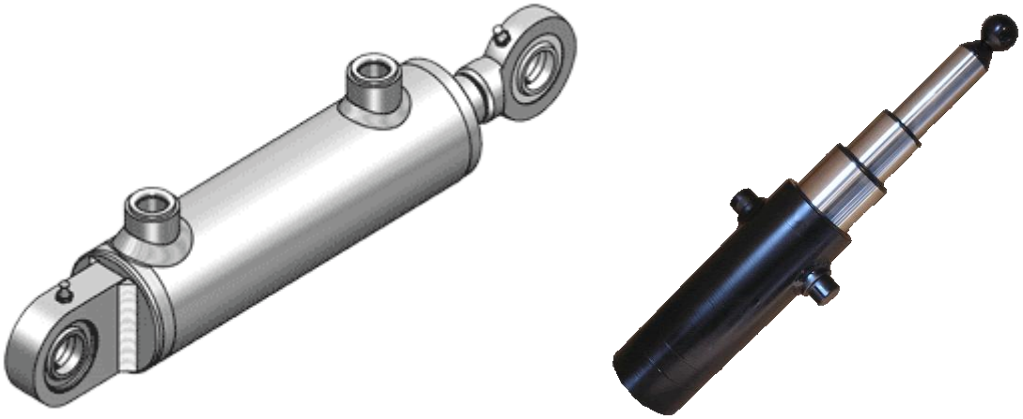
Axiálny piestový hydrogenerátor



Radiálny piestový hydrogenerátor

Hydromotory

Podľa zmyslu pohybu delíme hydromotory na rotačné, ich konštrukcia je obdobná ako je konštrukcia hydrogenerátorov, priamočiare a kývne.

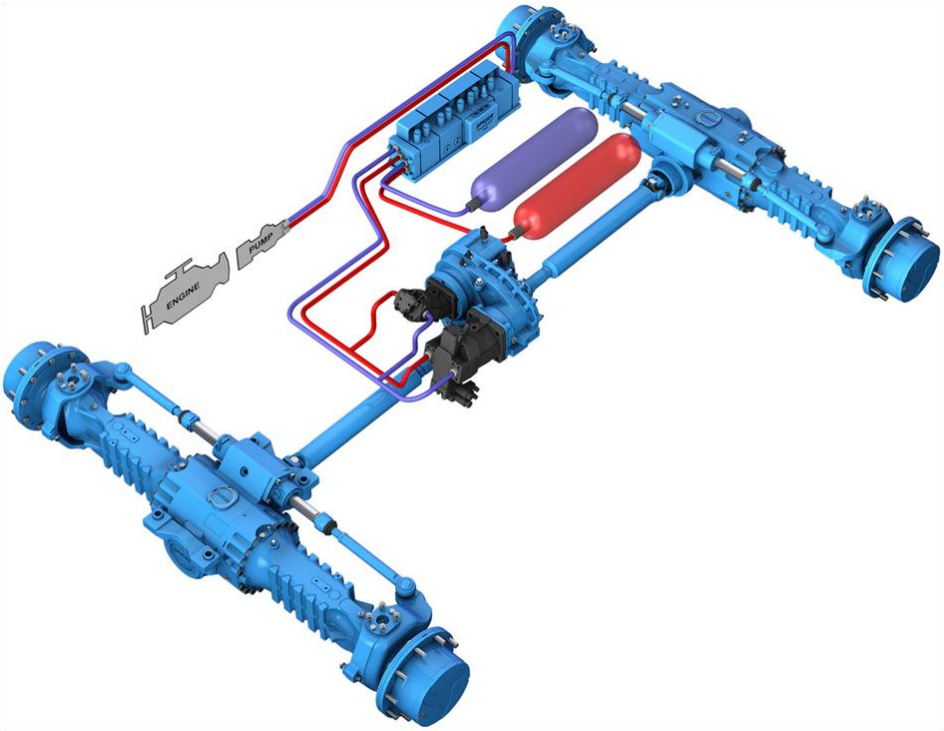


A) dvojčinný B) teleskopický jednočinný

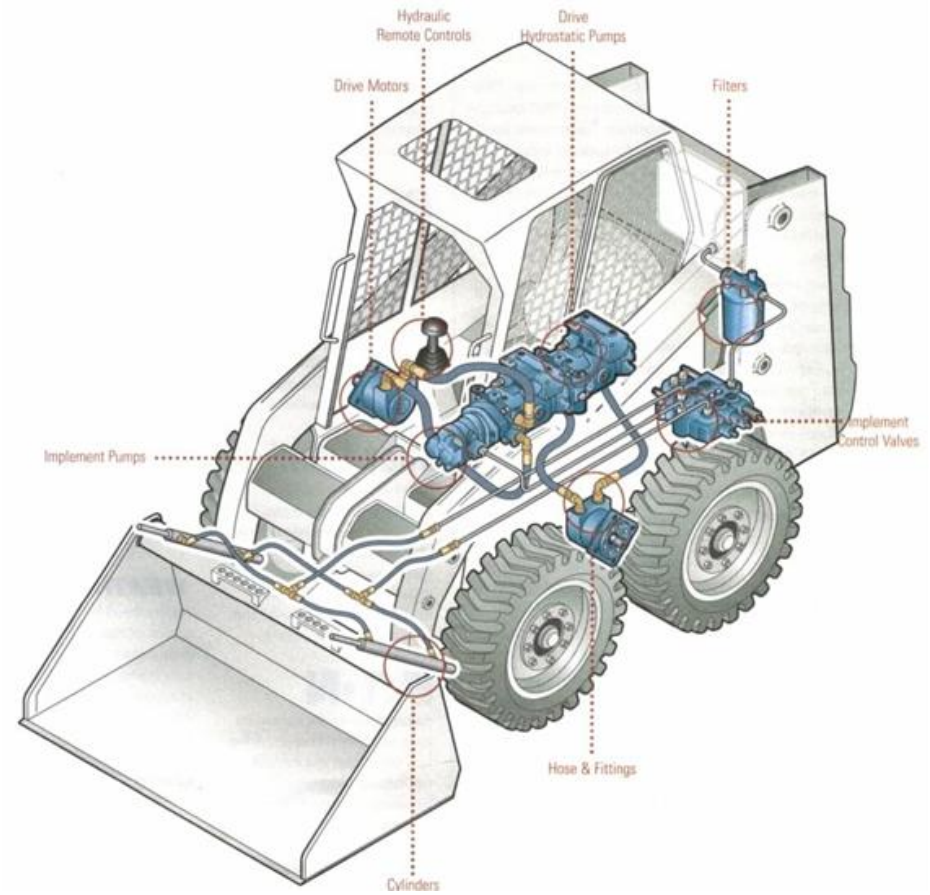
Priamočiary hydromotor



Umiestnenie hydraulického zámku



Hydraulické akumulátory v hydraulickom obvode



Rozmiestnenie hydraulických prvkov v stavebnom stroji

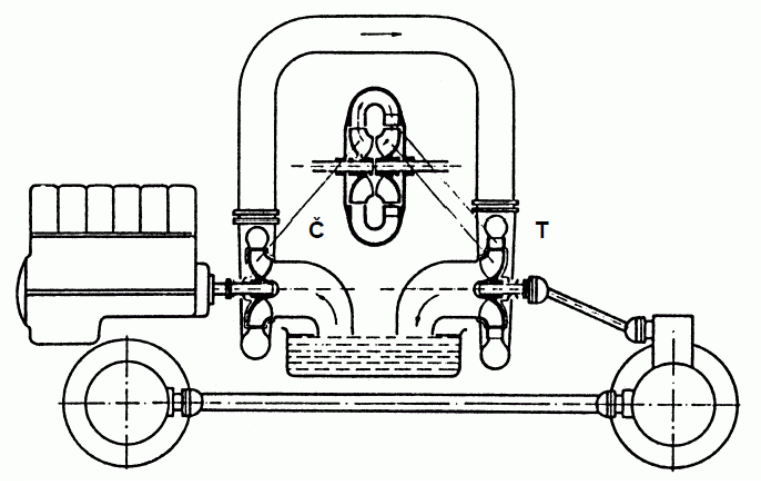
Hydrodynamický mechanizmus

Hydrodynamický mechanizmus je definovaný ako zariadenie v ktorom sa prenos energie medzi motorom a spotrebičom realizuje pomocou kinematickej energie kvapaliny.
Teda prenos energie je možne definovať:

$$W_k = \frac{1}{2}.\rho.V.v^2$$

kde:
ρ ... hustota kvapaliny,
V ... objem kvapaliny,
v ... rýchlosť prúdenia kvapaliny.

Konštrukcia najjednoduchšieho hydrodynamického mechanizmu je na obr. Spaľovací motor poháňa čerpadlo, ktoré dopravuje k turbíne kvapalinu o nízkom tlaku ale vysokej rýchlosti. Turbína potom ďalej roztáča ďalšie zariadenia k nej pripojené.



Č - čerpadlo T - turbína

Takéto zariadenie však pracuje s veľkými stratami. Tieto straty je možne znížiť spojením čerpadla a turbíny do jedného celku. Po takomto spojení vytvoríme najjednoduchší hydrodynamický mechanizmus ktorý nazývame hydrodynamická spojka.

Druhy hydrodynamických mechanizmov

Podľa konštrukčného usporiadania lopatkových kolies a zmeny parametrov rozdeľujeme hydrodynamické mechanizmy na tri druhy:
Hydrodynamické spojky.
Hydrodynamické brzdy (retardéry).
Hydrodynamické meniče krútiaceho momentu.

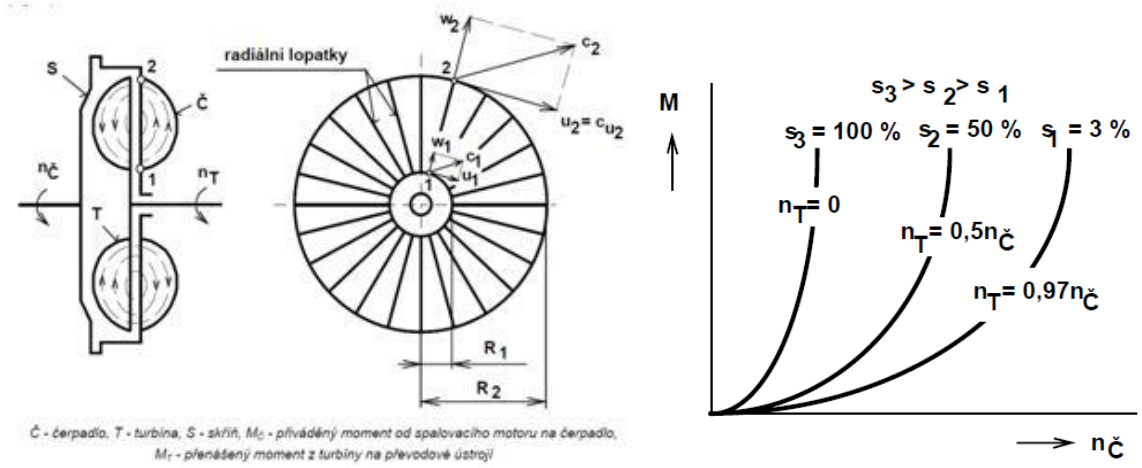
Výhody hydrodynamických mechanizmov:
- plynulá zmena parametrov, otáčok a krútiaceho momentu,
- plynulý rozjazd,
- bránia preťaženiu spaľovacieho motora,
- tlmia rázy,
- nízka hlučnosť,
- vysoká životnosť.

Nevýhody:
- nižšia účinnosť v porovnaní s mechanickým prevodom,
- náročné na chladenie, filtráciu a doplňovanie kvapaliny,
- neumožňujú reverzáciu pohybu,
- vyššia cena v porovnaní s mechanickým prevodom.

Hydrodynamické mechanizmy nachádzajú svoje uplatnenie predovšetkým v kombinácií s mechanickými prevodovkami, a tým eliminujú svoje nedostatky.

Hydrodynamické spojky

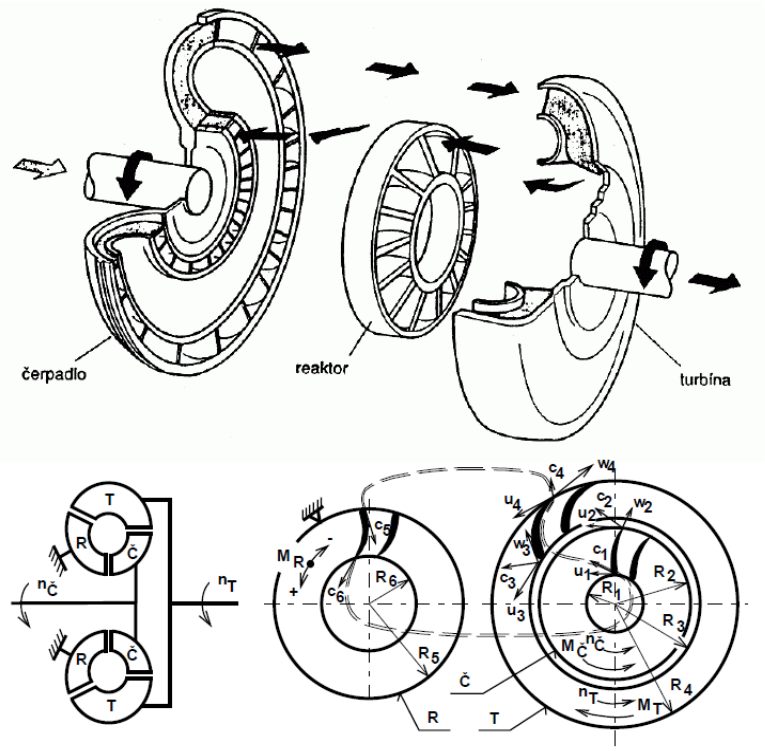
Pri prenose kinematickej energie z čerpadla na turbínu, dochádza k otáčkovému oneskoreniu turbíny "n_T" za otáčkami čerpadla "$n_č$". Toto oneskorenie nazývame sklzom "s". Pri zanedbaní strát môžeme moment čerpadla považovať za rovný momentu turbíny. Na obr. Je schéma hydrodynamickej spojky a momentová charakteristika pre tri rôzne sklzy. Bežne sa sklz pohybuje v rozmedzí 2% až 6%.



Č - čerpadlo, T - turbína, S - skříň, $M_č$ - přiváděný moment od spalovacího motoru na čerpadlo, M_T - přenášený moment z turbíny na převodové ústrojí

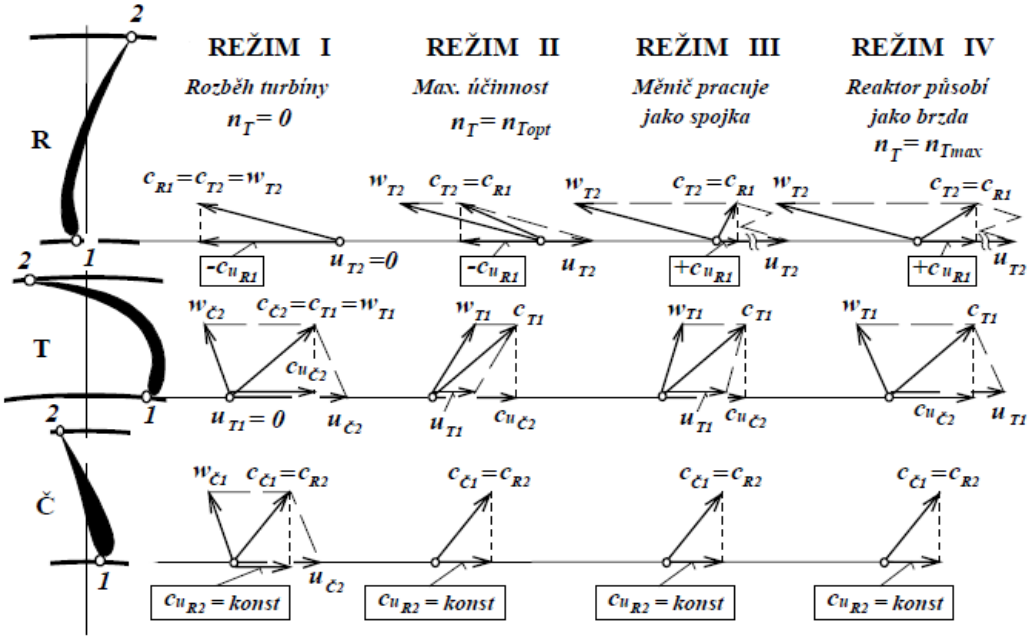
Hydrodynamický menič krútiaceho momentu

Konštrukcia hydrodynamického meniča je obdobná ako u hydrodynamickej spojky, ale medzi čerpadlo a turbínu je pridaný stator tzv. reaktor. Kvapalina prúdi postupne čerpadlom, turbínou a reaktorom. Reaktor je pevne spojený so skriňou meniča (neotáča sa) a predstavuje reakční člen, ktorý umožňuje zmenu momentu v meniči. Zachytáva moment hybnosti kvapaliny a usmerňuje jej prúdenie na vstupe do čerpadla. Pri rozbehu a nízkych otáčkach podstatne zvyšuje moment na turbíne. Pri dosiahnutí maximálnych otáčok, však kvapalina začne prúdiť na odvrátenú stranu reaktora a znižuje moment vyvíjaný čerpadlom. Reaktor sa stáva hydrodynamickou brzdou - Retardérom.



Č - čerpadlo, T - turbína, R - reaktor

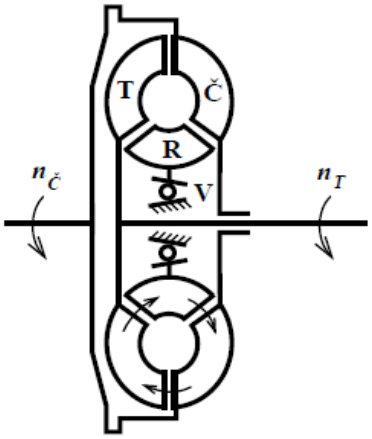
Zmena momentu je dosahovaná zmenou rýchlosti prúdenia kvapaliny v reaktore obr.



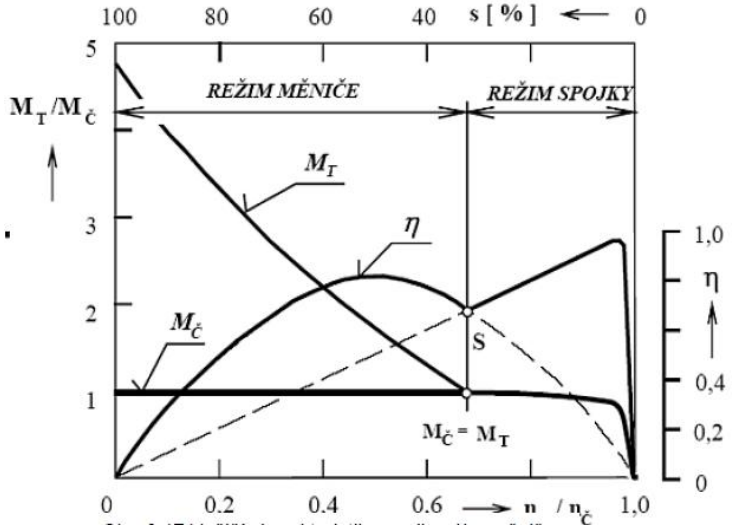
Č - čerpadlo, T - turbína, R - reaktor, u - unášivá rychlost kapaliny, w - relativní rychlost kapaliny, c -absolutní rychlost kapaliny, 1 - vnitřní poloměr kola, 2 - vnější poloměr kola

Spojkový menič

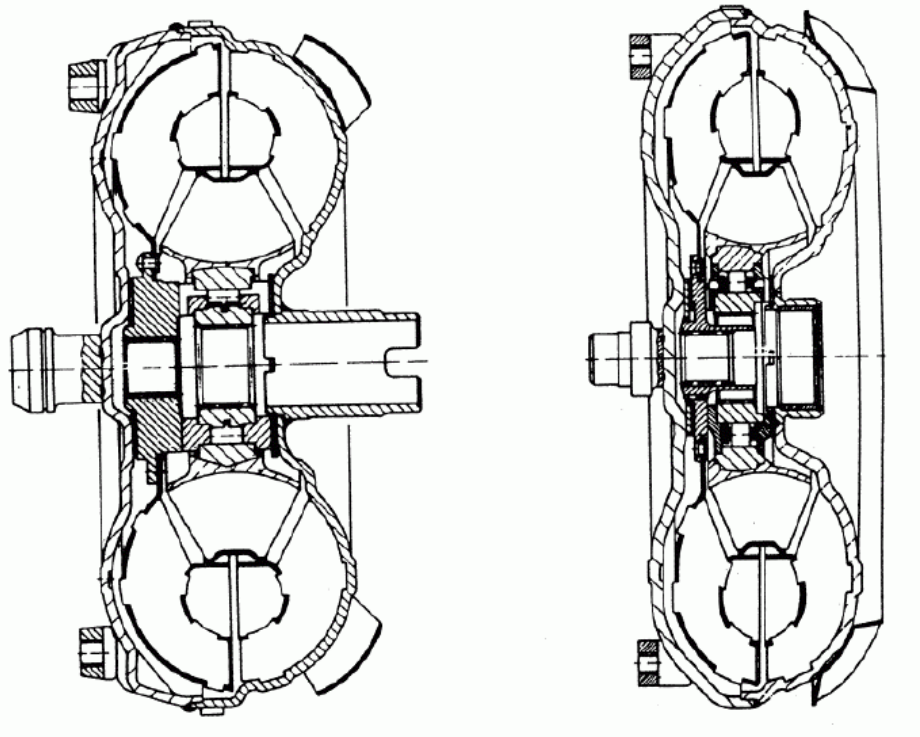
Rozdiel je predovšetkým v upevnení reaktora. Pri spojkovom meniči je reaktor voľne uložený na voľnobežnej spojke obr. Pracovný režim takéhoto spojkového meniča je na obr.



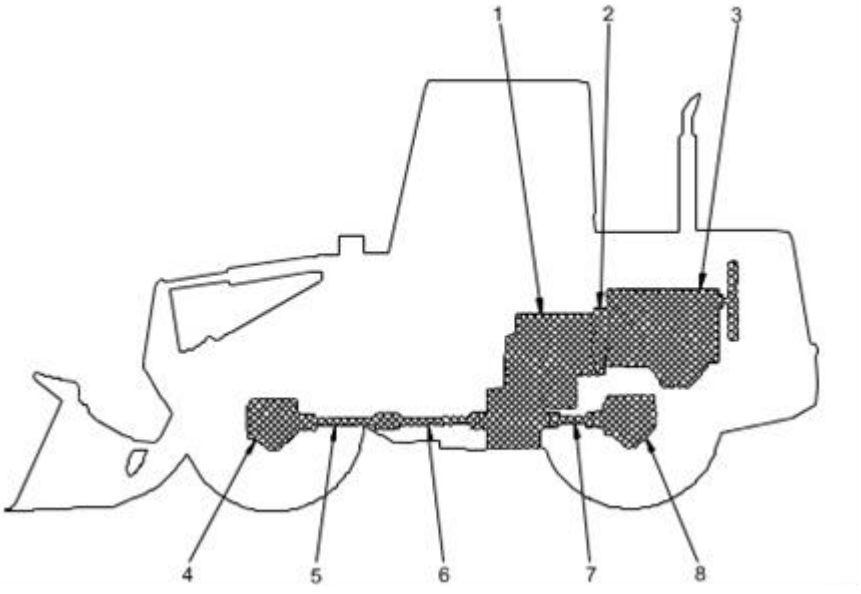
Č - čerpadlo, T - turbína, R - reaktor, V – volnoběžka



Pri vysokých otáčkach meniča nedochádza k znižovaniu účinnosti vplyvom reaktora, lebo ten sa začne pretáčať spolocne s čerpadlom a turbínou a menič pracuje ako hydrodynamická spojka. Bodom zmeny režimu je bod "S" na obr.



Hydrodynamický menič s reaktorom uloženým na voľnobežke



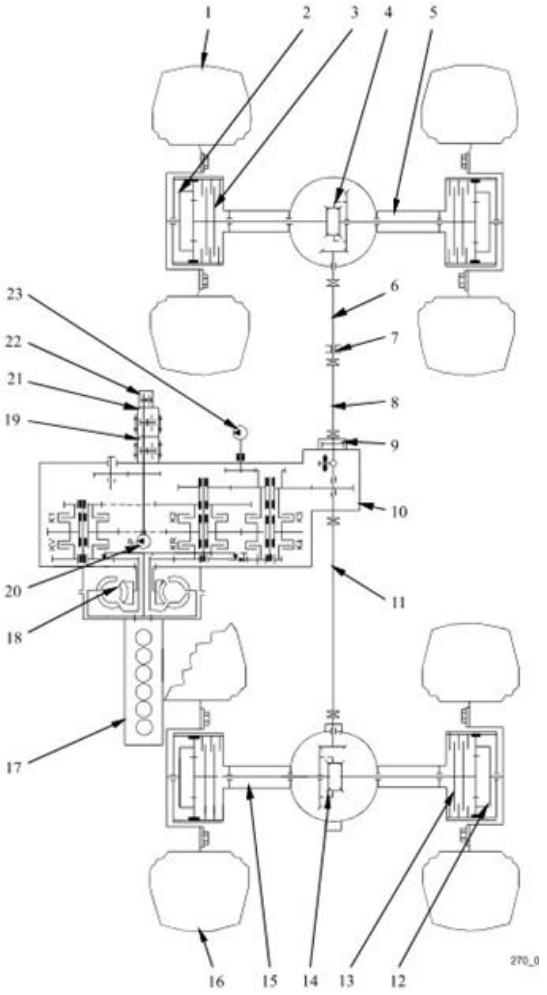
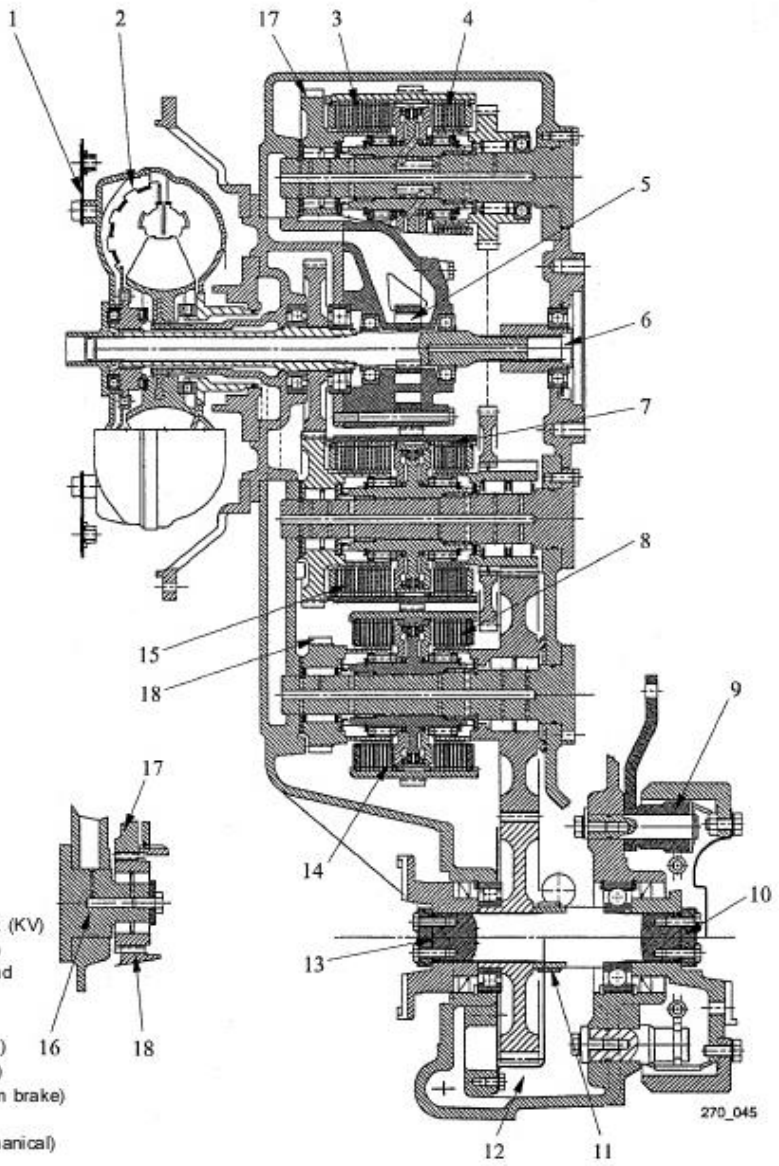


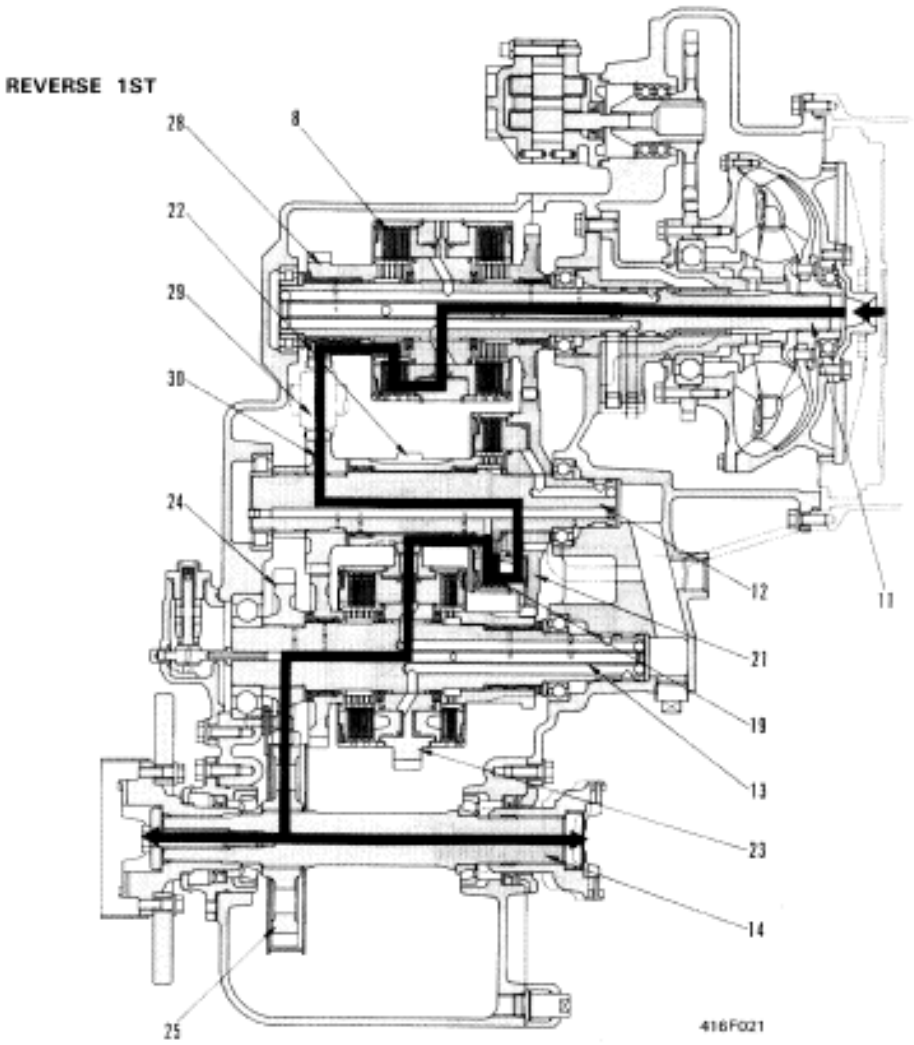
Schéma hydrodynamického pohonu v kombinácií s mechanickou prevodovkou

FIG. 1



1. Drive flange
2. Torque converter
3. Forward clutch pack (KV)
4. 1st clutch pack (K1)
5. Torque converter and gearbox pump
6. 1st. PTO
7. 2nd clutch pack (K2)
8. 3rd clutch pack (K3)
9. Parking brake (Drum brake)
10. Output front axle
11. Speedo drive (mechanical)
12. Oil sump
13. Output rear axle
14. 4th clutch pack
15. Reveres clutch pack (KR)
16. Idler gear
17. KV-gear
18. K4-gear

Mechanická reverzačná prevodovka v kombinácií s hydrodynamickým meničom

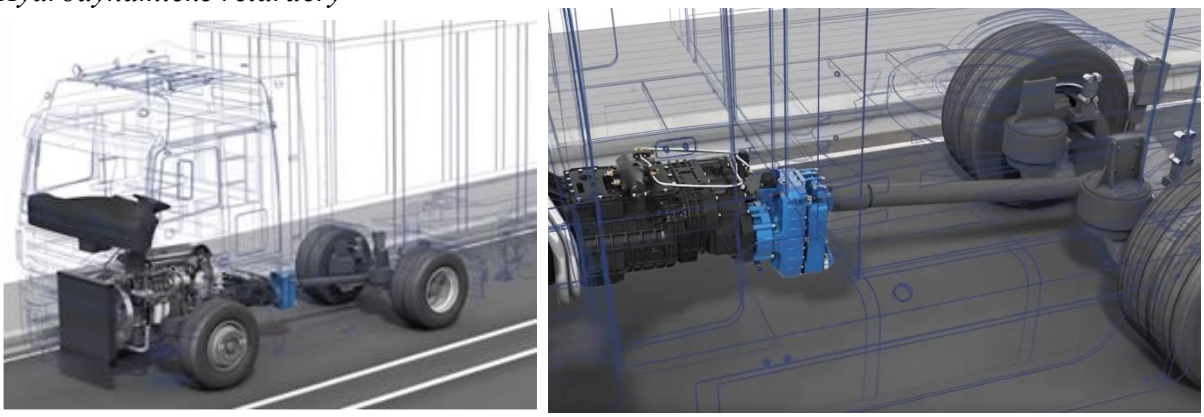


OPERATION

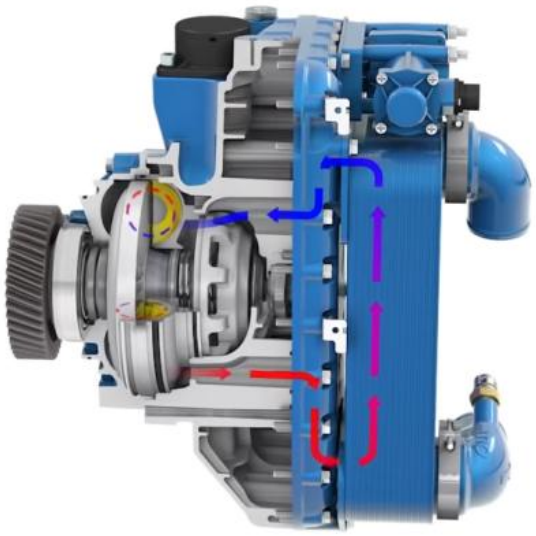
- In REVERSE 1st, REVERSE clutch (8) and 1st clutch (19) are engaged. The motive force transmitted to input shaft (11) from the torque converter is transmitted to output shaft (14).
- The clutch discs of REVERSE clutch (8) and 1st clutch (19) are held by the hydraulic pressure applied to the clutch piston.
- The motive force from torque converter is transmitted from input shaft (11) through REVERSE clutch (8) to REVERSE gear (28). The direction of rotation is reversed by idler gear (29) and the motive force is then transmitted through idler gear (30) and the 1st shaft (12).
- The 1st clutch is engaged, so the motive force transmitted to 1st shaft (12) is then transmitted through the 1st clutch and goes from 1st gear (22) to 2nd and 3rd cylinder gear (23). The motive force then goes through 2nd and 3rd shaft (13), idler gear (24), and output gear (25), and is transmitted to output shaft (14).

Princíp reverzacie pri hydrodynamických pohonoch

Hydrodynamické retardéry



Umiestnenie hydrodynamického retardéra

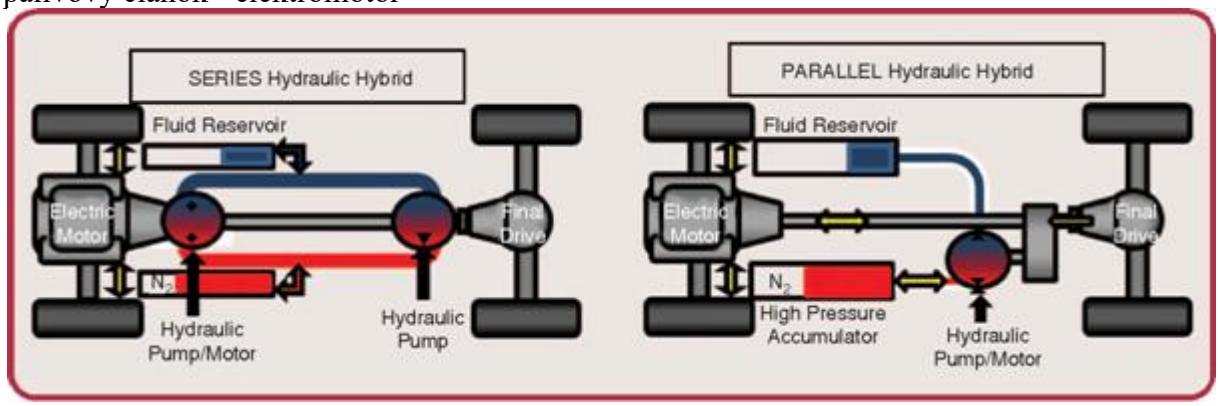


Rez hydrodynamickým retardérom

POHONNÉ AGREGÁTY - POHONY HYBRIDNÉ

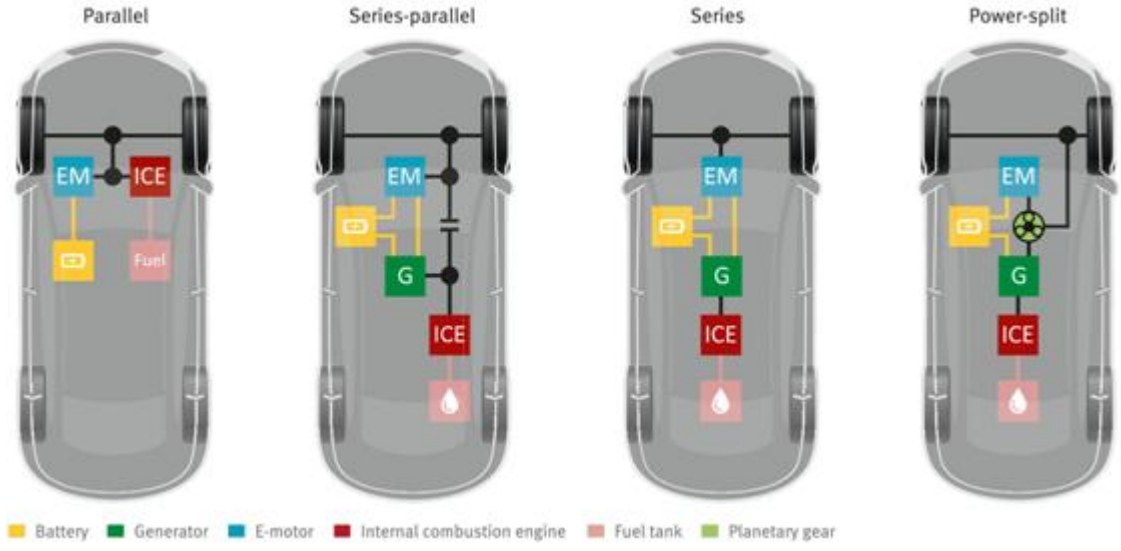
Hybridné pohony sú charakteristické viac zdrojovým pohonom. Hybridné pohony majú zvyčajne viac ako dva druhy motorov ktoré pracujú s rozdielnou energiou.

Hybridné pohony môžu byť tvorené týmito základnými kombináciami motorov:
spaľovací motor - elektromotor
spaľovací motor - hydromotor
spaľovací motor - pneumatický motor
elektromotor - hydromotor
palivový článok - elektromotor



A ďalšími doplnkovými motormi predovšetkým v podobe KERS (Kinetic Energy Recovery System) - Kinetické akumulátory energie, ktoré pracujú na princípe:
- mechanickej energie - zotrvačníky,
- elektrickej energie - super kapacitátory,
- hydraulickej energie - hydraulické akumulátory.

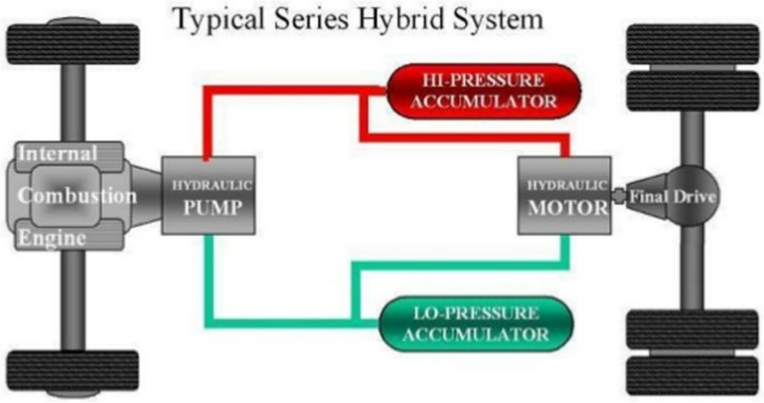
V oblasti pohonov je dôležité predovšetkým usporiadanie hybridného pohonu ktoré môže byť:
- sériové,
- paralelné,
- kombinované
- kombinované s diferenciálom výkonu.



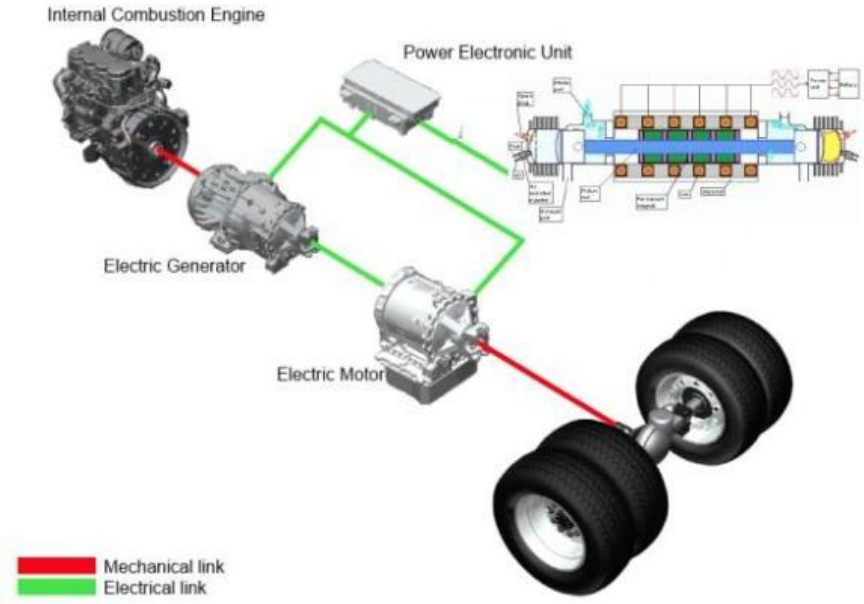
Sériový hybrid

Základný princíp sériového usporiadania spočíva v tom, že prvý motor v raťazci (zvyčajne je to spaľovací motor) poháňa generátor ktorý mení mechanickú energiu motora na iný typ energie (napr. elektrickú alebo tlakovú), táto energia je potom vedená k druhému motoru v reťazci kde je menená opäť na energiu mechanickú ktorá sa prenáša na hnacie kolesá vozidla.

Základná konštrukcia toho sériového pohonu sa už dlho používa v železničnej doprave v podobe diesel elektrických lokomotív, alebo v hydrostatických pohonoch.



Sériový hydraulický hybridný pohon



Sériový elektrický hybridný pohon

Výhody

Nevyžaduje sa mechanická väzba medzi motorom a kolesami.

jednoduchá prenos energie aj na vzdialenejšie odberné miesta - kabeláž, potrubie.

Spaľovací motor pracuje v optimálnom pracovnom režime.

Možnosť dosiahnutia ideálnej trakčnej charakteristiky.

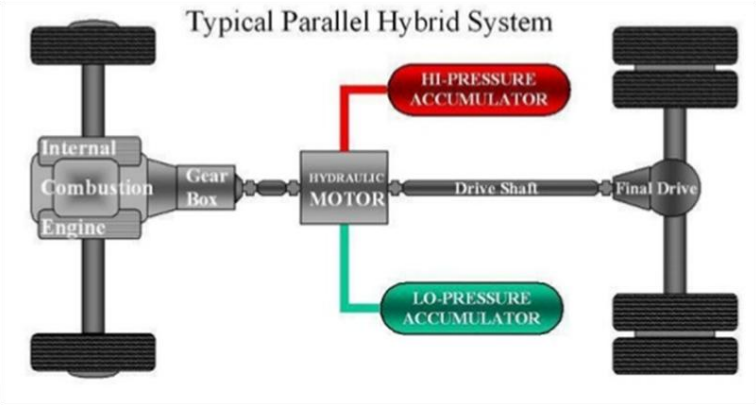
Nevýhody

Obmedzený výkon pohonu. (nevhodné pre vysoké rýchlosti).

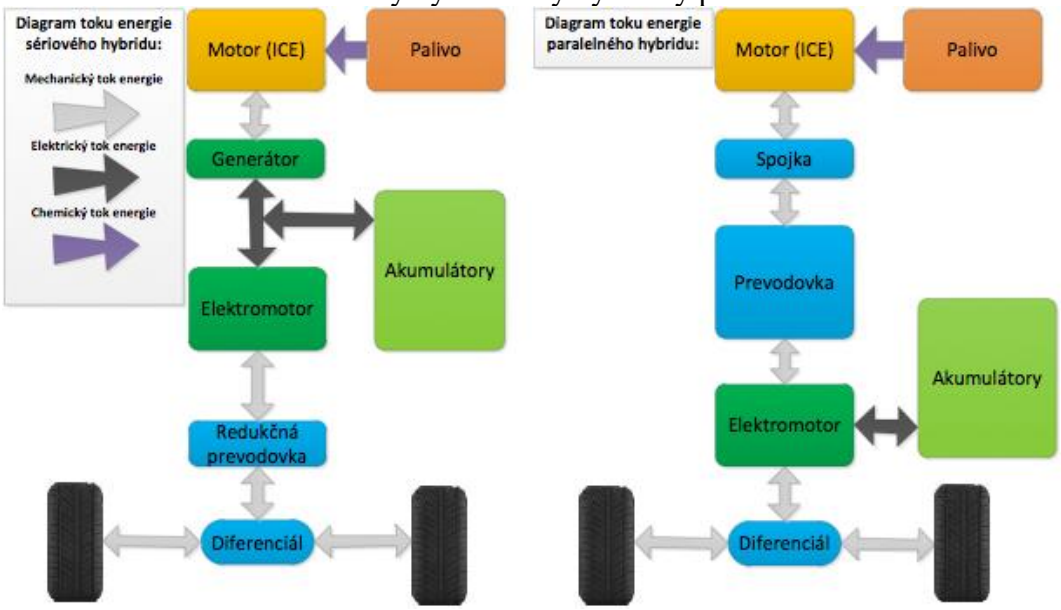
Vysoká cena.
Vysoká hmotnosť pohonu pri elektrických pohonoch.
Nízka celková účinnosť.

Paralelní hybrid

Základná koncepcia takéhoto pohonu spočíva v tom, že pohonové motory sú k hnaciemu hriadeľu pripojené vedľa seba (paralelne). Pohonné motory môžu pracovať spoločne, samostatne, alebo jeden z nich je hlavný a ďalší je prídavný motor ktorého úloha je pokrývať prechodové javy pohonu.



Paralelný hydraulický hybridný pohon



Porovnanie sériového a paralelného elektrického hybridného pohonu

Výhody

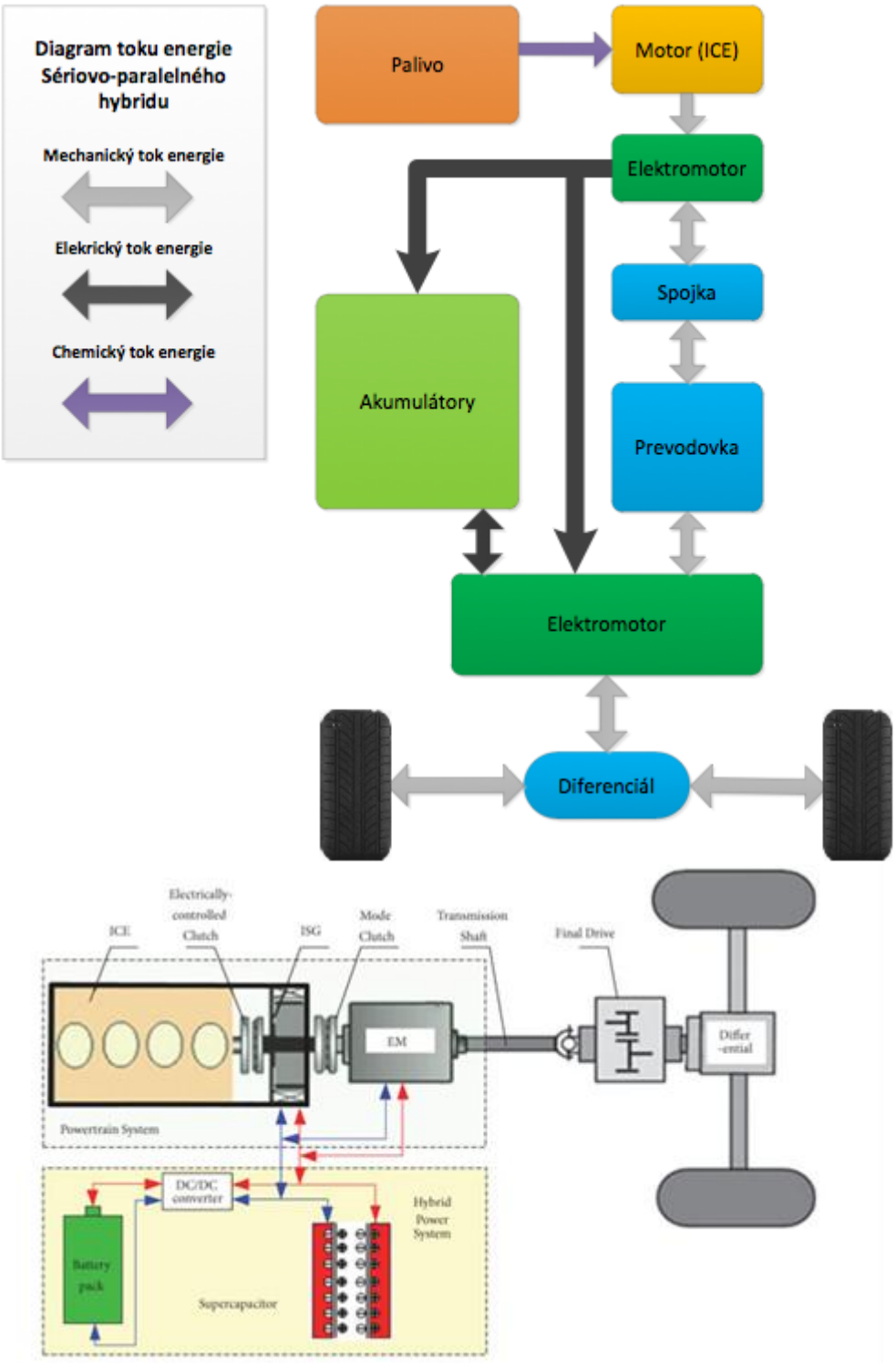
Vysoká účinnosť pri vysokých rýchlostiach a dlhých presunoch.
Kompaktnosť pohonu.

Nevýhody

Spaľovací motor je hlavným zdrojom pohonu a využíva sa v celom rozsahu pracovných otáčok.

Kombinovaný hybrid

Spojením sériovej a paralelnej koncepcie hybridu vzniká kombinovaný hybrid. Takýto pohon je síce komplikovaný, ale veľmi dobre spĺňa podmienky kladené na pohon vozidla. Generátor a druhý motor pohonu zvyčajne sú umiestnené veľmi blízko seba, alebo tvoria jeden kompakt v združenej prevodovke.

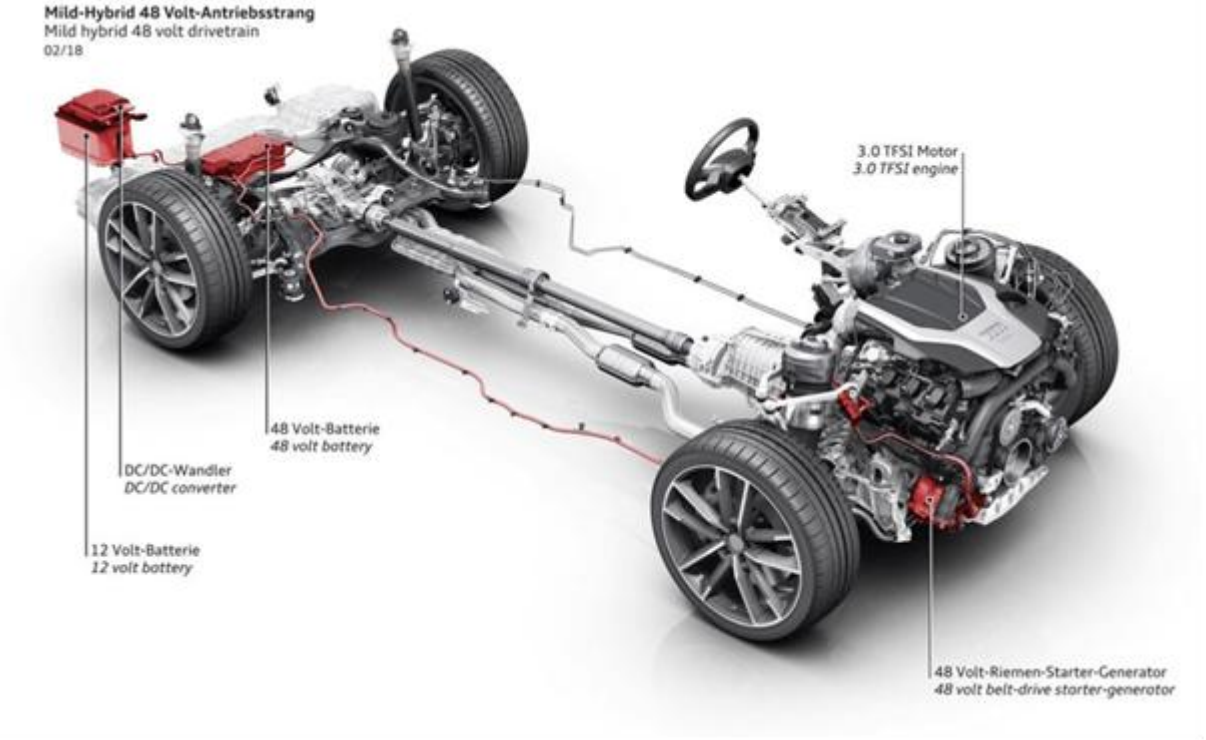


Kombinovaný elektrický hybridný pohon

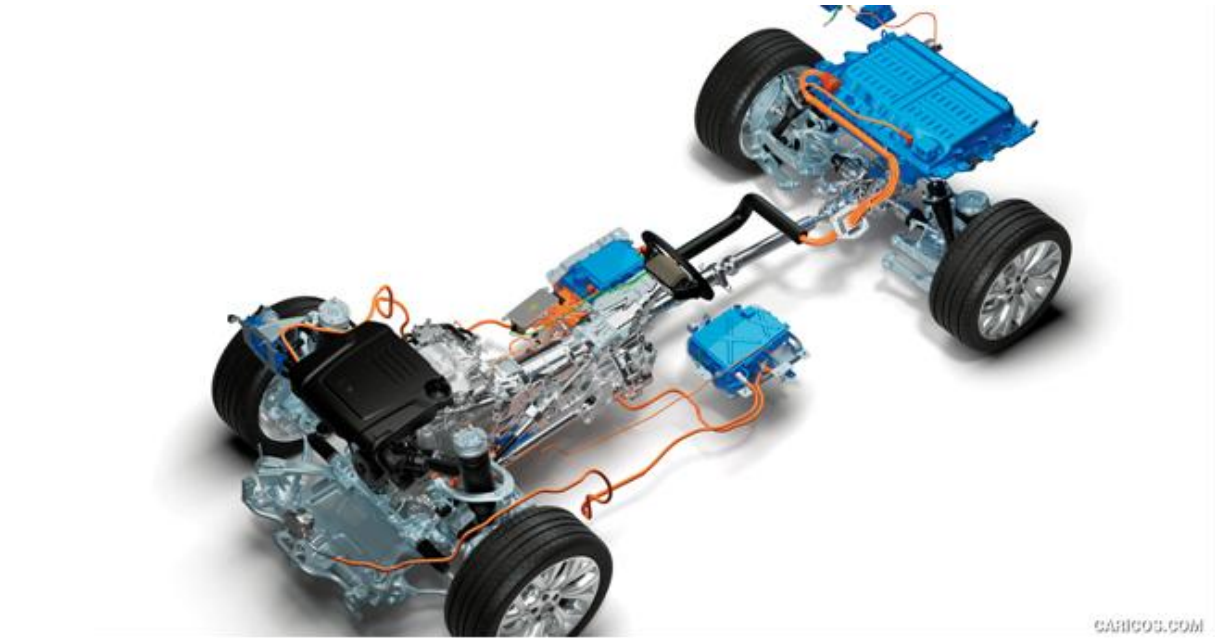
Výhody
Umožňuje rôzne jazdné režimy pri najvyšších požadovaných prevádzkových parametroch.
Možnosť použitia pracovného cyklu motora aj v inom režime (Atkinsonov cyklus, HCCI motory a pod.)
Nevýhody
Zložitosť konštrukcie pohonu
Vyžaduje špecifickú (hybridnú) prevodovku

Elektrické hybridné pohony

Súčasný ekologický trend znižovania emisií je postavený na masívnej elektrifikácií, ktorá sa prejavuje aj na masívnej elektrifikácií pohonov. To je hlavný dôvod prečo hybridné pohony vozidiel sa presadzujú predovšetkým v kombinácií spaľovací motor - elektromotor.
Z hľadiska hybridnej vyspelosti (stupňa hybridizácie pohonu) môžeme hybridné pohony rozdeliť nasledovne:
Micro Hybrid: Nieje to hybridný pohon v plnom rozsahu, lebo elektrický pohon slúži na ovládanie systému start - stop. Principiálny prínos spočíva v tom, že energia ktorá sa používa pre tento systém sa získava z rekuperčných systémov vozidla.
Mild Hybrid: elektromotor ktorý je zaradený v pohone pracuje ako podporný pohon ktorý dopĺňa spaľovací motor.

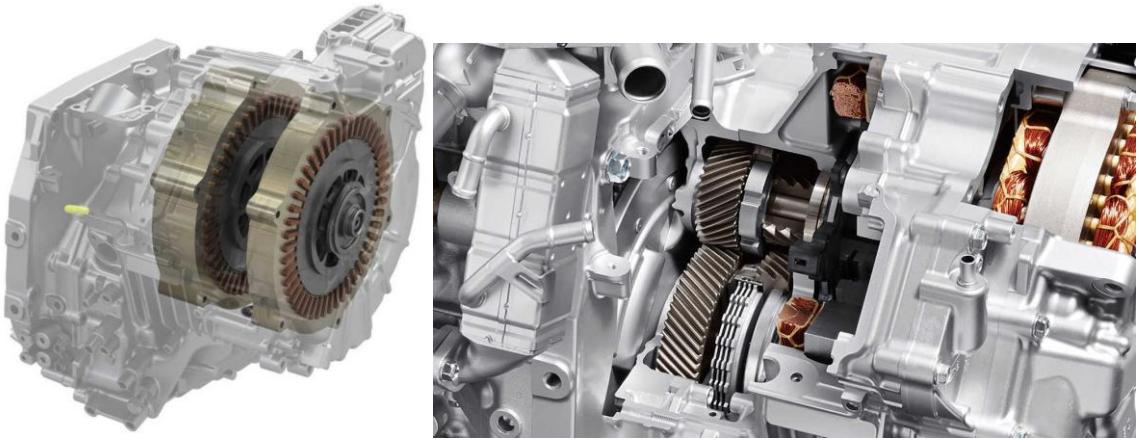


Full Hybrid: Elektrický pohon je plnohodnotným pohonom vozidla. Jeho hlavnou úlohou je nahradiť spaľovací motor ako hlavný pohon, a spaľovací motor pracuje len ako doplnkový alebo pomocný pohon v špecifických režimoch prevádzky vozidla. Jedným z takýchto špecifických dôvodov je spúšťanie spaľovacieho motora pre účely dobíjania batérii vozidla. Pohon vozidla je opatrený aj zariadením na rekuperáciu energie a jej premenu na elektrickú energiu počas brzdenia.
Plug-in-Hybrid: Základ pohonu takéhoto hybridu je podobný ako Full Hybrid, ale pohonný systém vozidla je doplnený systémom dobíjania batérii z externého zdroja. Takáto konštrukcia vozidla sa veľmi približuje k plne elektrickým vozidlám.

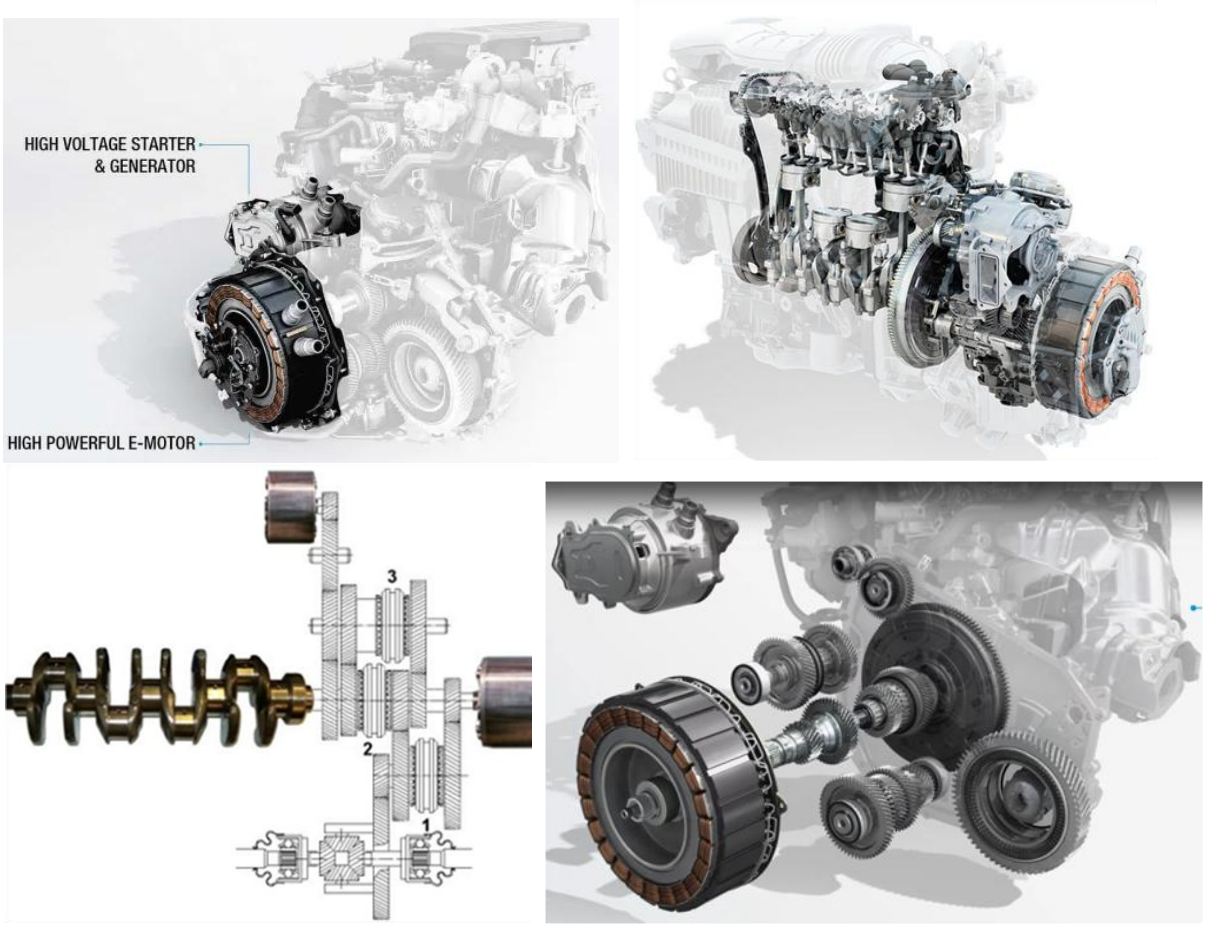




Hybridný systém Toyota



Plug-in-Hybrid Honda



Plug-in-Hybrid Renault

Nabíjanie elektrického systému plug - in - hybridov je možné podľa nabíjacích protokolov vozidiel a to z verejnej stacionárnej nabíjacej stanice, z domáceho nabíjacieho bodu alebo z trakčného vedenia.

Systém nabíjania z trakčného vedenia má napomôcť hromadnej elektrifikácií cestnej dopravy tovarov. Medzi prvé Európske krajinu v ktorých sa testujú takéto elektrifikované úseky ciest sú Nemecko a Švédsko.

Nemecko spustilo svoj prvý verejný testovací systém na použitie vzdušných vedení na pohon elektrických a hybridných nákladných vozidiel. Desaťkilometrový úsek nadzemného vedenia, ktorý vedie zásadnou časťou hessenskej diaľnice z frankfurtského letiska, bude do konca roku 2022 testovať flotila elektrických nákladných vozidiel. Hybridné nákladné vozidlá nadzemného vedenia (OH nákladné vozidlá), ktoré sa testujú na ceste, sú vybavené elektromotormi, batériami a naftovými motormi. Keď nákladné vozidlá jazdia pod elektrickým vedením a to rýchlosťou až 90 kilometrov za hodinu, nabíjací systém sa na nabíjanie automaticky pripojí k nadzemnému vedeniu.



Trakčné vedenie pre nabíjanie nákladných vozidiel

Keď je vozidlo pripojené k nadzemnému vedeniu, jazdí pomocou elektrického motora a súčasne nabíja batériu. S energiou uloženou v batérii môže hybridné nákladné vozidlo pokračovať za trolejové vedenie a pohybovať sa bez emisií pozdĺž diaľnice. V prípade, že je batéria vybitá, má vozidlo stále k dispozícií záložný motor na fosílne palivá, aby vozidlo mohlo pokračovať v jazde. Systém eHighway, ktorý vyvinula spoločnosť Siemens a je financovaný nemeckým spolkovým ministerstvom životného prostredia, umožňuje cestným vozidlám s veľkou súpravou jazdiť s rovnakou flexibilitou ako elektrické železnice - to všetko pri dramatickom znižovaní množstva oxidov dusíka a emisií CO_2.



Umiestnenie trolejových zberačov na nákladných vozidlách

Prvá eHighway na svete bola uvedená na trh vo Švédsku už v roku 2016. Po úspešnom vyskúšaní technológie spoločnosť Siemens tvrdí, že ich systémy eHighway sú dvakrát efektívnejšie v porovnaní s konvenčnými spaľovacími motormi.

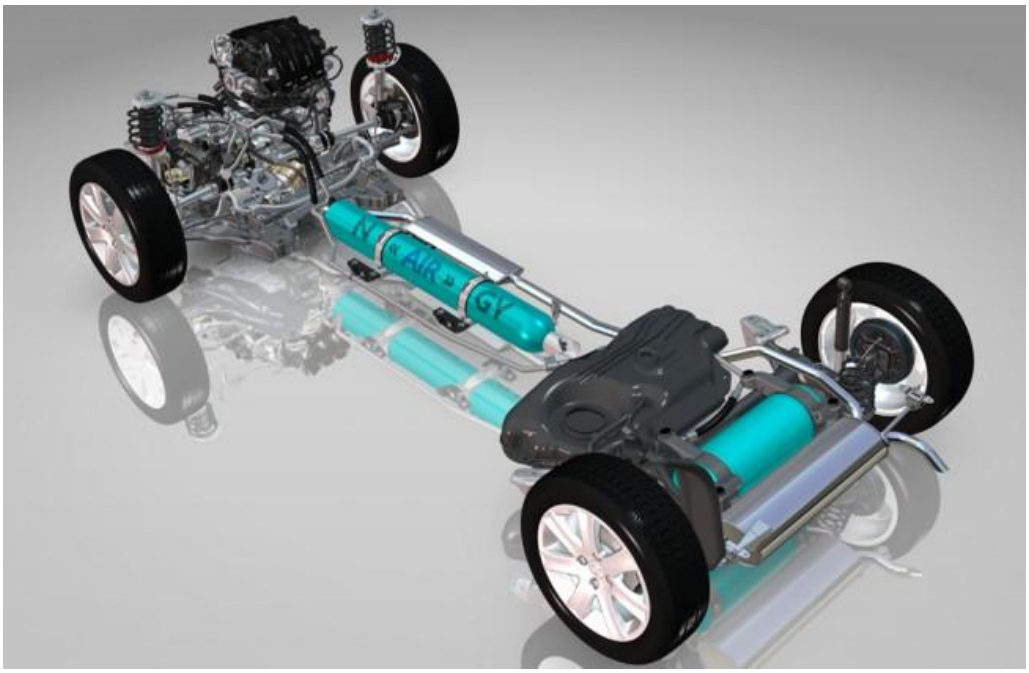


Riešenie nabíjanie nákladných vozidiel vo Švédsku

Vzduchové hybridné pohony

Jedným z úspešné prezentovaných riešení hybridného pohonu je riešenie francúzskej spoločnosti PSA, ktorá ako alternatívny zdroj pohonu použila vzduchový pohon.
Nevyhnutným základom je spaľovací motor, ktorý slúži ako hlavný motor. Hybridné ústrojenstvo vzniká vtedy, keď sa k hnacej jednotke pripojí aj vzduchový motor ktorý je poháňaný vzduchom. Koncepčný automobil je vybavený nádržami so stlačeným vzduchom, ktorá je sama o sebe skladom energie.

Energia z nádrže so stlačeným vzduchom sa dá využívať len vtedy, keď je jej vypúšťanie regulované a využívané čo možno najefektívnejšie. V prípade tohto konceptu je sila stlačeného vzduchu využívaná ako doplnok paliva a v určitom režime chodu motora je palivová zmes nahrádzaná vo valci stlačeným vzduchom a motor pracuje v režime piestového kompresora.



Hydraulické hybridné pohony

Hydraulické hybridy (Hydraulic Hybrid Vehicle Layouts - HHV) sú vyvíjané predovšetkým pre dodávkové a nákladné vozidla vzhľadom na špecifické vlastnosti hydraulických pohonov a to predovšetkým dobrých trakčných charakteristík, výbornej regulácií a malých zastavovacích rozmerov. Hlavná pozornosť takýmto hybridom je venovaná predovšetkým v USA

Systém hydraulického hybridu funguje tak, že pri brzdení vozidla sa spustí rekuperačný hydraulický generátor ktorý hromadí energiu z rekuperácie v podobe deformačnej energie do tlakových zásobníkov. Následne pri rozbiehaní vozidla, alebo pri zrýchľovaní je dodávaná táto energia hydromotoru ktorý pomáha spaľovaciemu motoru. Očakávaný efekt je zníženie spotreby paliva a tým a j zníženie emisií dodávkových a nákladných vozidiel až o 50% . Veľkou výhodou tohto systému je neobmedzený počet cyklov nabíjania a vybíjania zásobníka, menšia váha celého systému a jednoduchá regulácia.

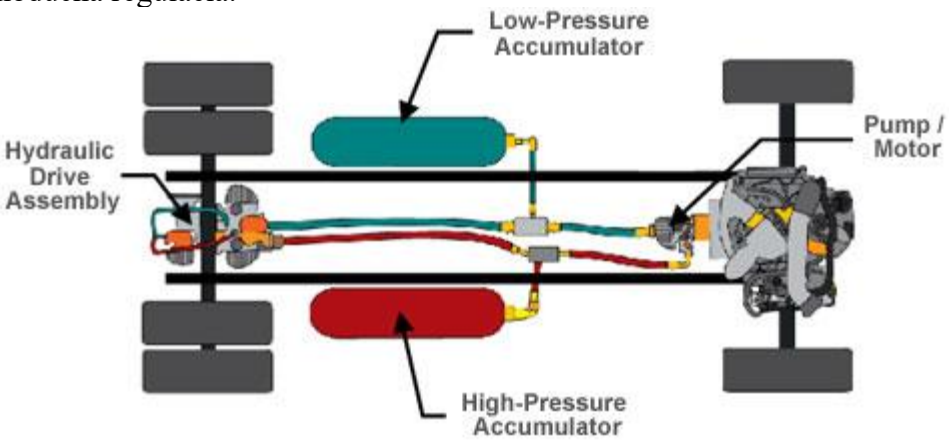
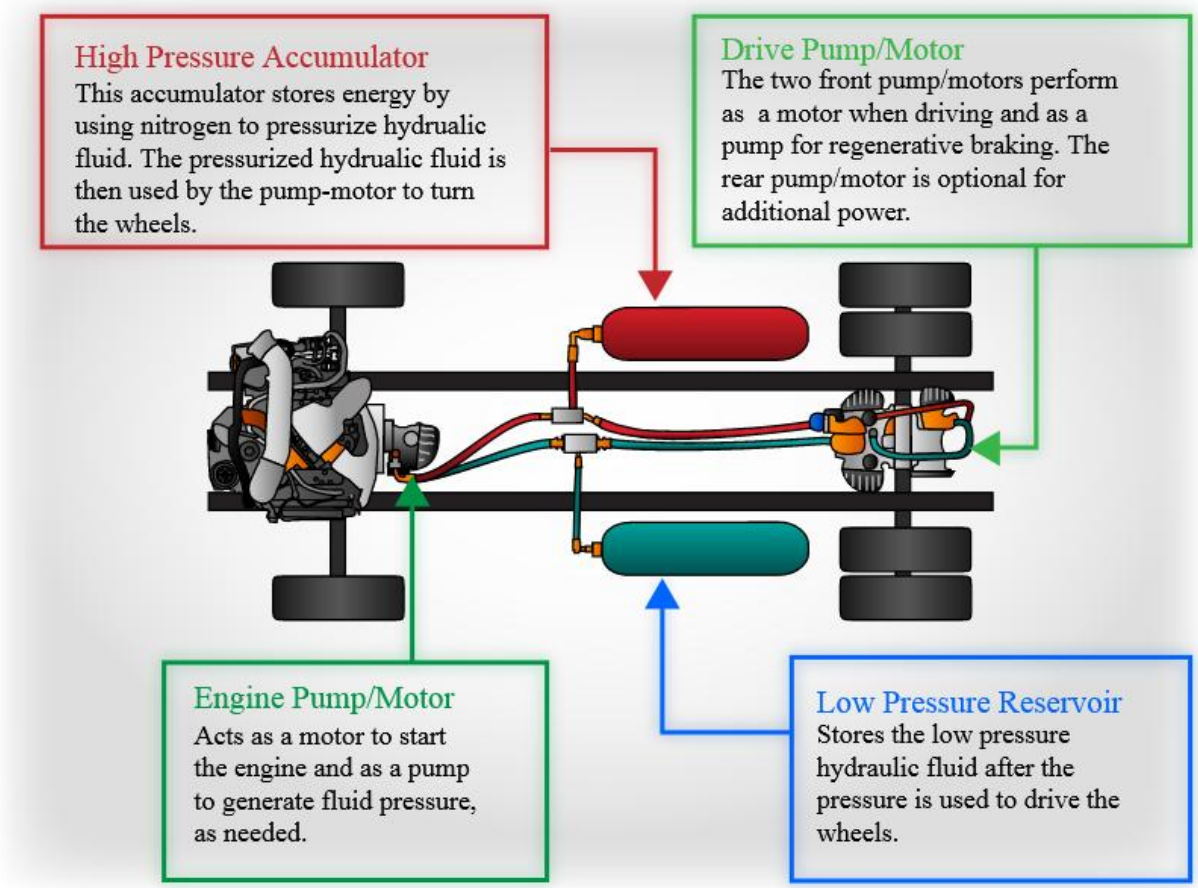


Schéma hydraulického hybridu, zdroj: Cleanfleetreport.com





Vakový hydraulický akumulátor s dusíkovou záťažou

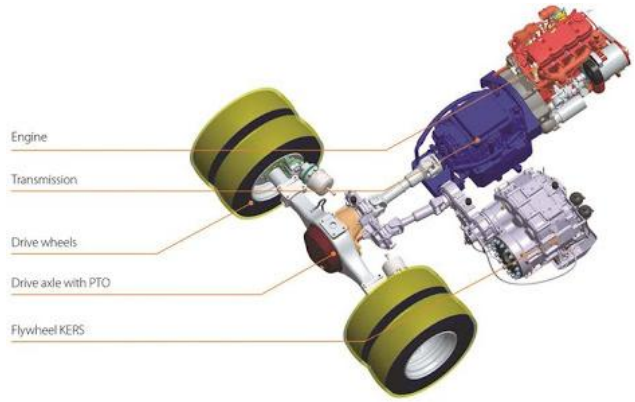
Teória vozidiel

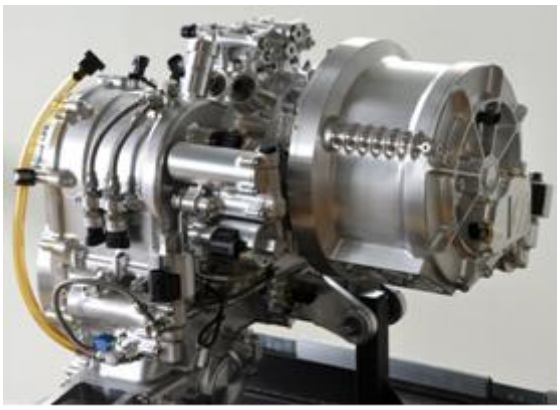
Kers systemy - kinetic energy recovery system

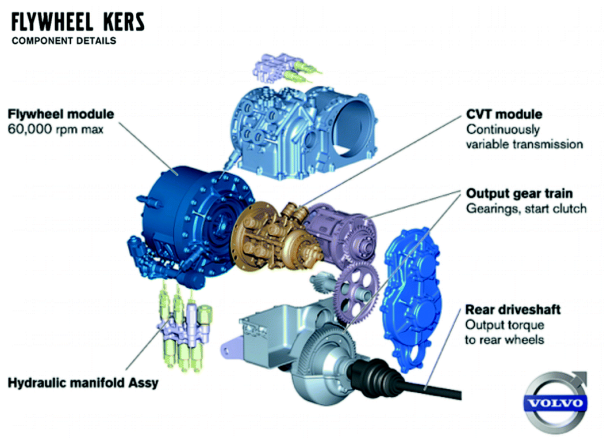
Rekuperačné systémy založené na akumulácií kinetickej energie predovšetkým pri brzdení začínajú nachádzať stále väčšie uplatnenie v oblasti pohonov. Očakáva sa že budú slúžiť ako doplnkové zdroje energie, a využívané budú predovšetkým pri rozbehu a akcelerácií vozidiel.

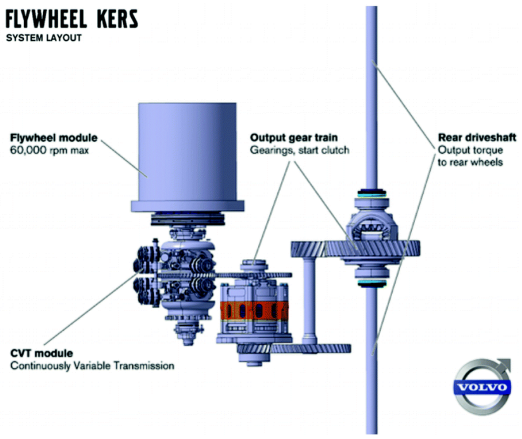
Mechanické kers systémy

Založené sú na akumulácií kinetickej energie. Ako akumulátor slúži zotrvačník otáčajúci sa vysokými otáčkami. Pre zníženie odporou trenia a aerodynamického odporu je zotrvačník umiestnený vo vákuu a uložený na magnetických ložiskách. takáto konštrukcia mu umožňuje dosiahnuť otáčky viac ako 50tis min^{-1}.



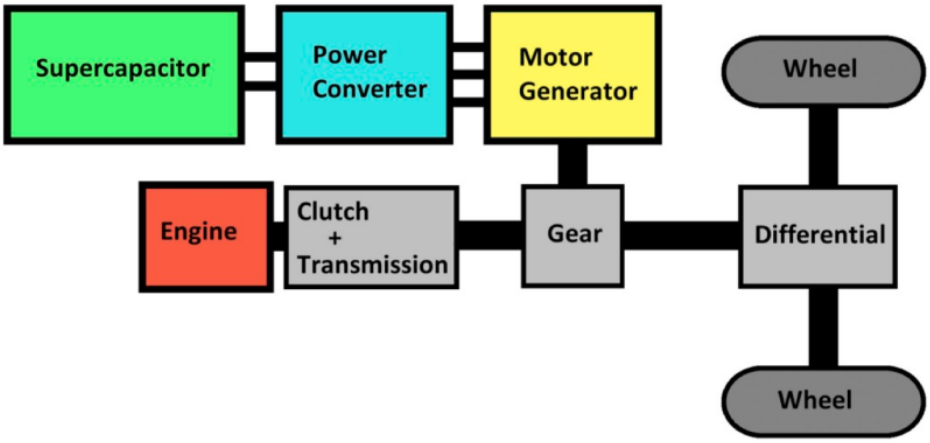






Elektrické kers systémy - supercapacitatory

Od elektrických kers systémov sa očakáva veľká absorpčná schopnosť elektrickej energie vo veľmi krátkom časovom okamžiku. Na tento účel je zameraný výskum na tzv. Superkapacitátory.



Vodíkové palivové články

Vodík sa na zemskom povrchu nevyskytuje v elementárnej forme. Stále vytvára zlúčeniny s ďalšími prvkami a preto je potrebné ho vyrobiť.

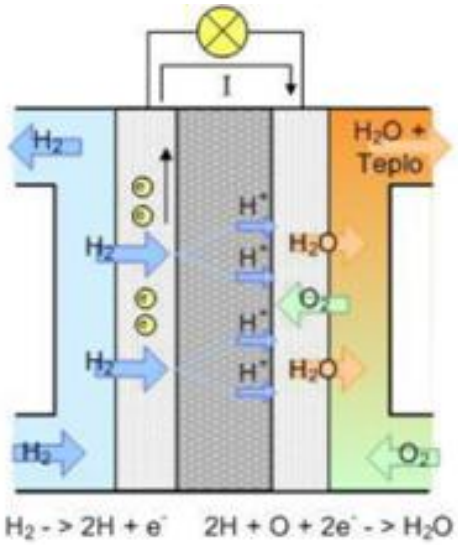


Podiel spôsobu výroby vodíka

Hlavný potenciál využitia vodíka sa očakáva v doprave ale aj v priemyselnej výrobe. Významnú mieru angažovanosti vodíkových technológii treba očakávať v budovaní vodíkových zdrojov ako záložných systémov energie.

Počiatky použitia vodíka v pohonných jednotkách smerovali k priamemu nahradeniu fosílnych palív vodíkom a jeho priamemu spaľovaniu v spaľovacích motoroch. Takéto riešenia však boli málo efektívne. Využite vodíka je vysokoúčinné v palivových článkoch.

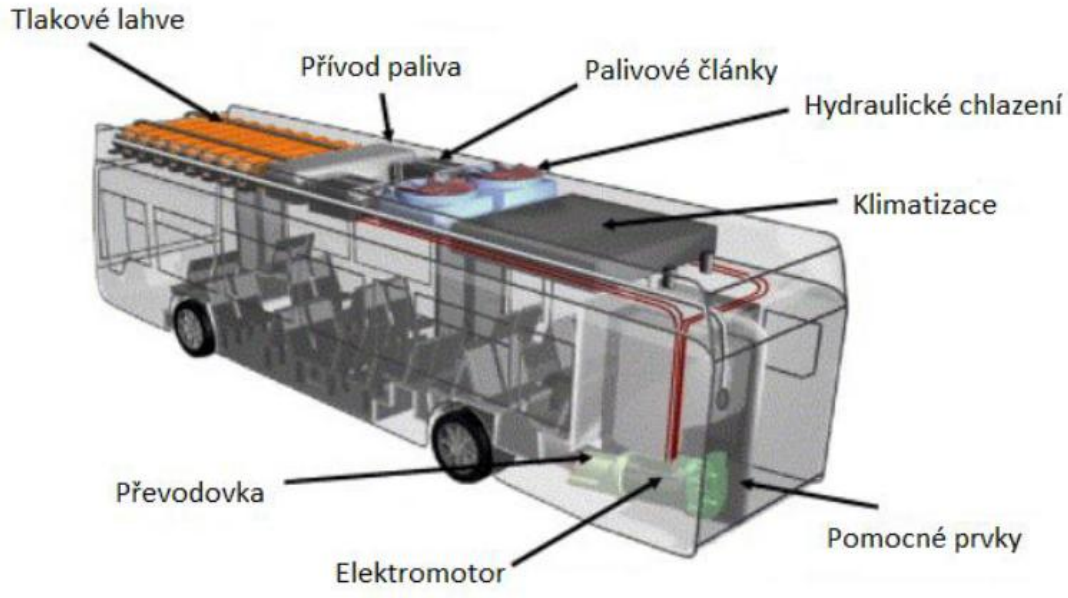
Úlohou palivového článku je výroba elektrickej energie okysličovaním paliva. Palivový článok je batériou s elektródami a elektrolytom v ktorej dochádza k produkcii elektrickej energie, odpadného tepla a vodnej pary.



Vodikový palivový článok

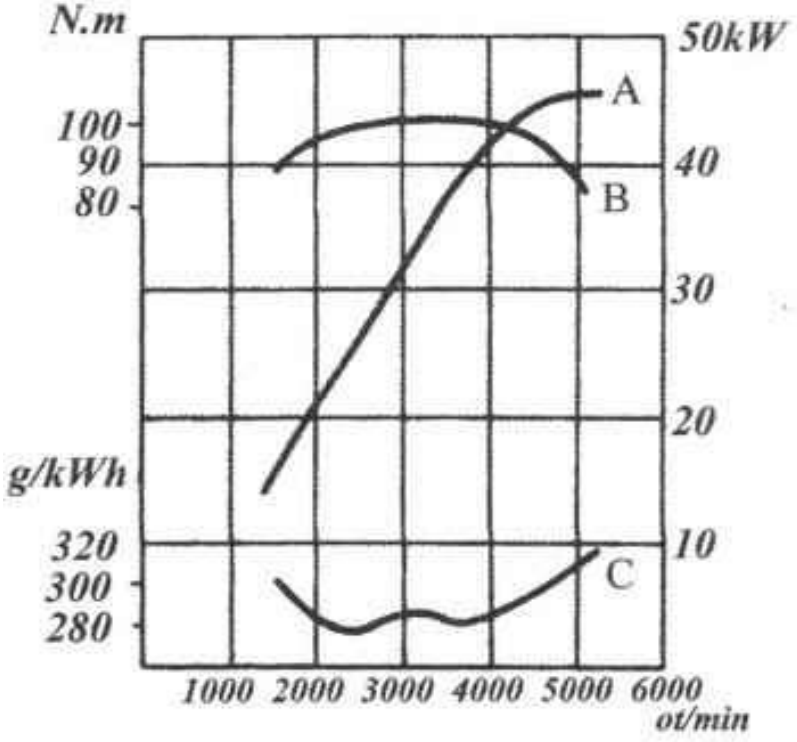
Najpodstatnejšou časťou palivového článku je nepriepustná membrána medzi dvoma elektródami. Membrána je nepriepustná pre plyny ale zároveň vodivá pre protóny. kontakt medzi membránou a elektródou zabezpečuje katalyzátor v ktorom dochádza k elektrochemickým reakciám. Vodík sa privádza na zápornú elektródu (anódu), kde prebieha jeho štiepenie na protóny a elektróny. Protóny sa premiestňujú cez membránu smerom ku kladnej elektróde (katóde). Záporné elektróny sú nútené sa premiestňovať ku katóde externým okruhom, kde vykonávajú pracú ktorou je produkcia elektrickej energie. Na druhu stranu membrány je privedené okysličovadlo, ktoré reaguje s vodíkom za vzniku vodní páry. Každý článok je schopný produkovať napätie asi 1 V, z tohto dôvodu sa články spájajú do zväzkov.

Pre aplikáciu palivových vodíkových palivových článkov je potrebná obdobná pohonná architektúra ako je tomu pri eklektických vozidlách resp. flug-in-hybridoch, len spaľovací motor je nahradený vodíkovým palivovým článkom.



NÁVRH PREVODOVKY

Hlavným cieľom prevodovky je umožniť zmenu prevodu medzi motorom a hnacími kolesami, tak, aby motor stále pracoval v rozsahu, maximálneho krútiaceho momentu resp. výkonu, minimálnej spotreby a minimálnych emisií obr. Výkon motora sa pre vozidlá volí spravidla tak, aby sa odpory pôsobiace proti jazde prekonávali bez prevodu v prevodovke (priamym záberom) a vysoké otáčky sa využili k dosiahnutiu maximálnej rýchlosti.



Obr. Charakteristiky motora
A- Výkonová charakteristika, B- Momentová charakteristika, C- Charakteristika spotreby

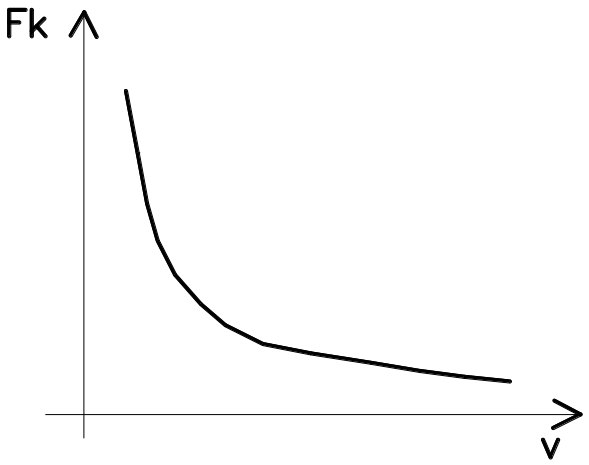
Okrem toho musí prevodovka spĺňať mnoho ďalších požiadaviek. Musí umožniť cúvanie vozidla, pri jazde dole svahom zabezpečuje brzdenie vozidla motorom, pri jazde mestom umožňuje nižší rýchlostný stupeň pružnejšiu jazdu s väčšou akceleráciou, a samozrejme musí prevodovka umožňovať voľný chod pri vypnutej spojke.

Návrh prevodovky

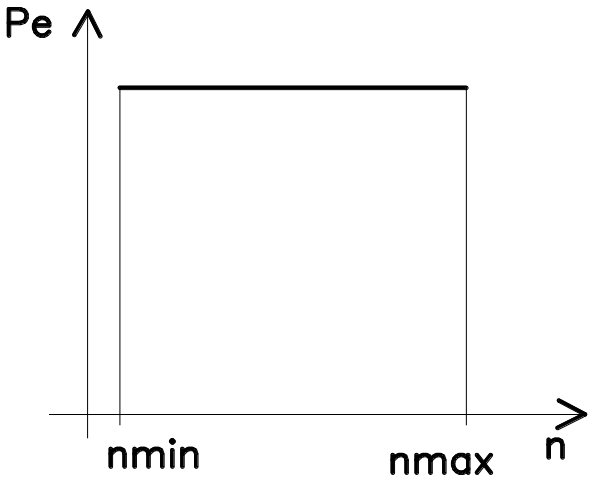
Motor vozidla musí pri jazde prekonávať jazdné odpory. Určitému efektívnemu výkonu motora P_e a otáčkam motora n_m prislúcha hnacia sila na kolese F_k a rýchlosť jazdy v, podľa výrobca:

$$P_e.\eta_c = F_k.v$$

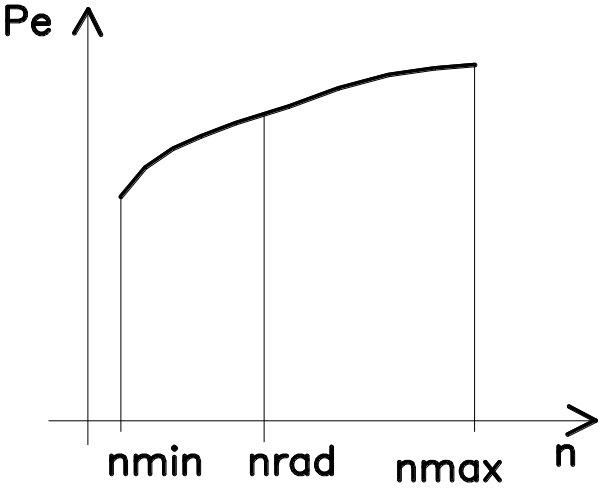
Pre pojazd vozidla je potrebná hnacia sila na kolese ktorá bude mať charakter trakčnej sily obr.5.2. Rýchlosť jazdy sa musí pri rýchlostných stupňoch meniť v celom rozsahu plynule v rozsahu motora od n_{mmin} po n_{mmax}. Ďalším kritériom je stála hodnota výkonu v pracovných otáčkach obr.5.3. Aby bol zabezpečený požadovaný priebeh hnacej sily. V skutočnosti sa výkon zmenšuje s klesajúcimi otáčkami a preto sa volí pre jeden rýchlostný stupeň rozmedzie medzí najväčšími a radiacimi otáčkami v oblasti vysokého výkonu obr. 5.4.



Obr. Trakčná charakteristika



Obr.Diagram požadovaného výkonu



Obr.Diagram výkonu pre jeden rýchlostný stupeň

Prevodovka s viacerými prevodovými stupňami, umiestnená medzi motorom a hnacím kolesom, spoločne so stálym prevodom hnacej nápravy i_r zaisťuje, aby sa s ohľadom na jazdné odpory dosiahlo na rovine požadovanej maximálnej rýchlosti, pri prijateľnej minimálnej rýchlosti požadovanej stúpavosti a medzi najmenšou a najväčšou rýchlosťou plynulá zmena rýchlosti jazdy.

Jednotlivé rýchlostné stupne musia na seba nadväzovať, najväčšia rýchlosť nižšieho rýchlostného stupňa musí korešpondovať s rýchlosťou prislúchajúcou radiacim otáčkam vyššieho rýchlostného stupňa. Taktiež radiace otáčky pre všetky rýchlostné stupne by mali byť zhodné. Za týchto predpokladov je rozmedzie otáčok n_{max}-n_{rad} stále pre všetky rýchlostné stupne a platia nasledujúce obecné vzťahy:

$$v_{radV} = v_{radIV}$$
$$v_{radIV} = v_{radIII}$$
$$v_{radIII} = v_{radII}$$
$$v_{radII} = v_{radI}$$
$$n_{max} - n_{rad} = k$$
$$\frac{n_{max}}{n_{rad}} = q$$

$$\frac{n_{max}}{n_{rad}} = \frac{v_{maxV}}{v_{radV}} = \frac{v_{maxIV}}{v_{radIV}} = \cdots = \frac{v_{maxI}}{v_{radI}} = q$$

$$\frac{n_{max}}{n_{rad}} = \frac{v_{maxV}}{v_{maxIV}} = \frac{v_{maxIV}}{v_{maxIII}} = \cdots = \frac{v_{maxII}}{v_{maxI}} = q$$

$$\frac{n_{max}}{n_{rad}} = \frac{i_{IV}}{i_V} = \frac{i_{III}}{i_{IV}} = \cdots = \frac{i_I}{i_{II}} = q$$

Rovnice preukazujú, že pri zaistení nadväzností rýchlostných stupňov a pri rovnakých radiacich otáčkach pre všetky rýchlostné stupne musia hodnoty prevodu všetkých rýchlostných stupňov tvoriť geometrický rad. Hodnota najmenšieho prevodu i_{min} sa stanoví na základe požiadavky najväčšej rýchlosti v_{max}.

$$v_{max} = \frac{2.\pi.r_d.n_{max}}{i_{min}}$$

$$i_{min} = i_p.i_r$$

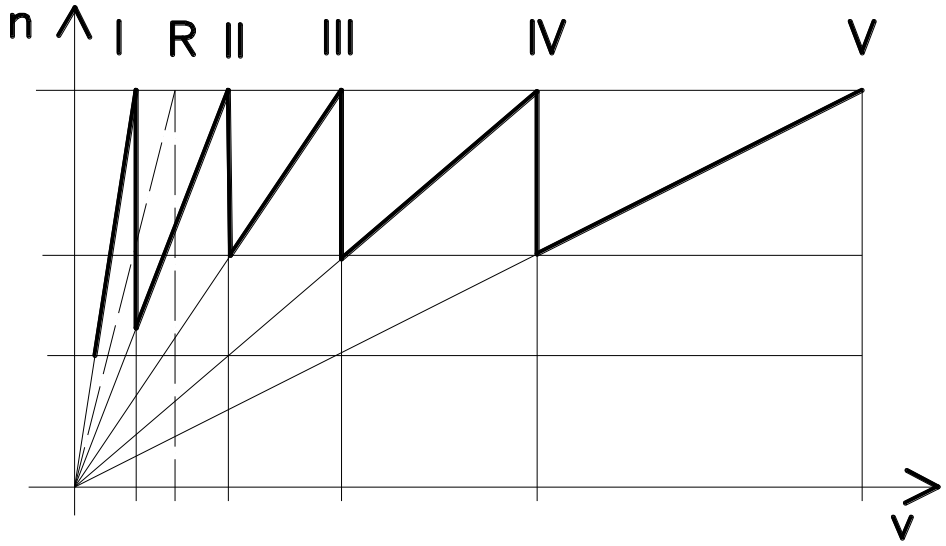
Hodnota najväčšieho prevodu i_{max} sa stanoví v závislosti na požiadavkách maximálnej stúpavosti. Z charakteristiky motora sa určí výkon prislúchajúci maximálnemu krútiacemu momentu P_{eMk}. Ďalej sa odčítajú otáčky motora prislúchajúce tomuto výkonu n_{Mk} a vypočíta sa rýchlosť v_{Mk} prislúchajúca prvému rýchlostnému stupňu.

$$v_{Mk} = \frac{P_{eMk}.\eta_c}{O_t + O_s}$$

$$v_{Mk} = \frac{2.\pi.r_d.n_{Mk}}{i_{max}}$$

$$i_{max} = i_I . i_r$$

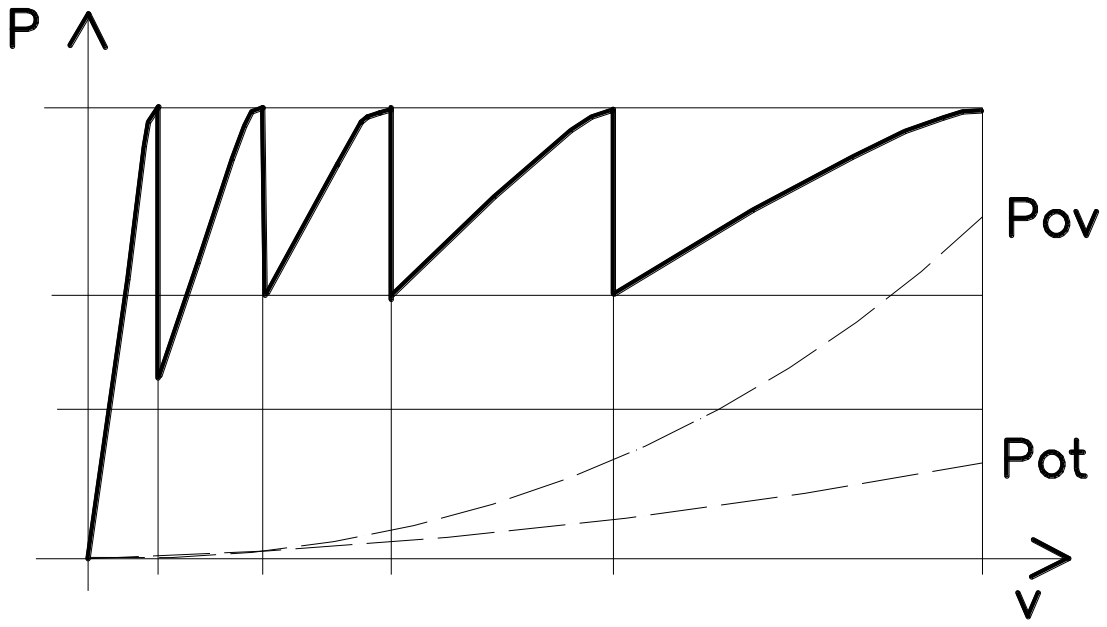
Po vypočítaní i_I sa zvolí vhodný počet prevodových stupňov a pomocou geometrickej rady sa stanovia hodnoty ostatných prevodov v prevodovke obr.



Obr. Pílový diagram

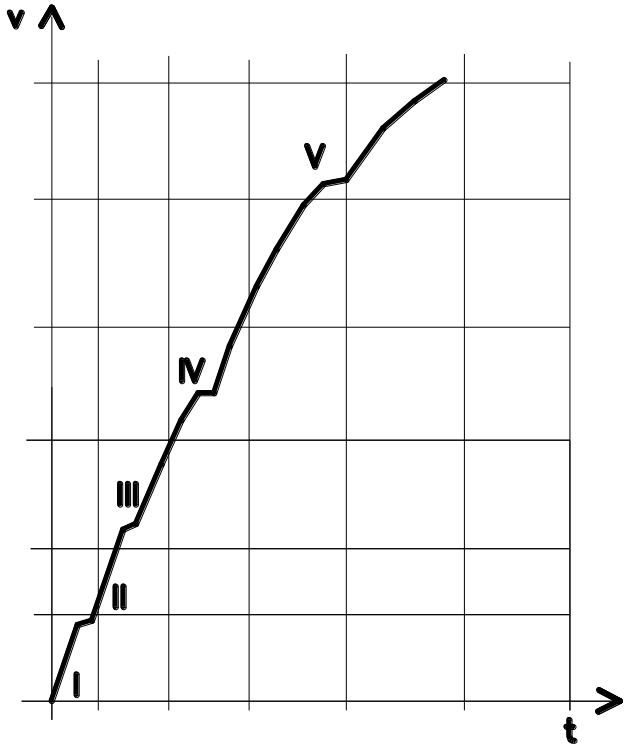
Pílový diagram udáva rýchlosť vozidla pri zaradených jednotlivých prevodových stupňoch v závislosti na otáčkach motora. Ukazuje rozdelenie prevodových stupňov, umožňuje odpočítanie maximálnej a minimálnej rýchlosti pri zaradení jednotlivých prevodových stupňoch.

Pílový diagram môžeme upraviť tak aby sme dostali vyjadrenie výkonu v závislosti na rýchlosti vozidla obr.Do takéhoto diagramu môžeme zakresliť priebehy jazdných odporov O_t,O_v. Následne môžeme odpočítať výkonovú rezervu pri maximálnej rýchlosti ktorá môže byť využitá na prekonanie stúpania. Ak poklesne rýchlosť vozidla dôsledkom stúpania, tak poklesne aj rýchlosť vozidla a tým aj odpor vzduchu O_v. Pri stále klesajúcich otáčkach je potom nutné preradiť na nižší prevodový stupeň. Do diagramu obr. je možné nakresliť aj charakteristiku pre klesanie vozovky a následne je možné odčítať maximálnu rýchlosť vozidla, ktorú je možné dosiahnuť bez pohonu motorom.



Obr. Výkonový diagram

Diagram zrýchlenia ukazuje rýchlosť vozidla v závislosti na čase pri využití maximálnej akcelerácie. Hodnoty diagramu stanovujú najkratšiu dobu, ktorú potrebuje vozidlo pre dosiahnutie požadovanej rýchlosti od rozjazdu. Ďalej je možné hodnotiť intervaly potrebné pre zrýchlenie pri jednotlivých prevodových stupňoch.



Obr. Diagram zrýchlenia

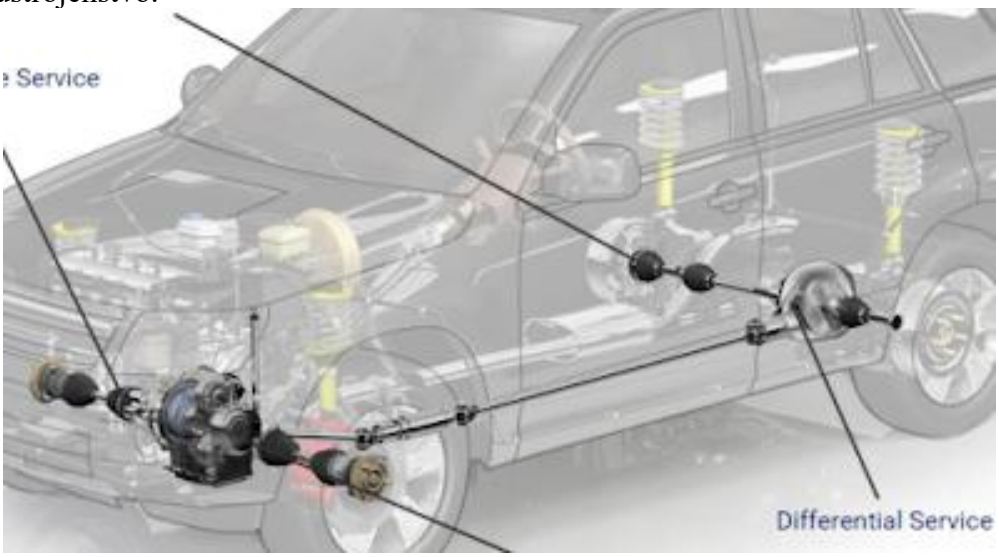
Teória vozidiel

PREVODOVÉ AGREGÁTY - PREVODOVKY

Prevodový mechanizmus je časť automobilu spájajúca motor vozidla s hnacími kolesami, pričom zabezpečuje prenos krútiaceho momentu, zmenu jeho veľkosti, jeho rozdelenie, prerušenie, alebo zmenu zmyslu otáčania.

Veľkosť krútiaceho momentu musí byť pomocou prevodovky zmenený, tak aby vozidlo mohlo za každých pracovných podmienok plniť svoju úlohu, vrátane jazdy vzad a pohonu prídavných zariadení tam kde si to vyžaduje charakter vozidla.

Hlavnými časťami prevodoviek sú:
- vlastné prevody,
- radiace ústrojenstvo,
- ovládacie ústrojenstvo.



Prevodové skupiny osobného automobilu



Prevodové skupiny autobusu

Teória vozidiel

U terénnych automobilov, nákladných automobilov, poľnohospodárskych strojov, stavebných, komunálnych a iných pracovných strojov sa vyžaduje aby prevodovka, resp. prevodová skupina, vyhovovala pre širokú škálu pojazdových rýchlosti. To je možné dosiahnuť vytvorením prevodovej podskupiny, alebo prevodovej skupiny, ktoré vznikajú kombináciou hlavnej viacstupňovej prevodovky s prídavnými prevodovkami. Podľa potreby prídavná prevodovka môže byť tiež viacstupňová, alebo reverzačná.





Prevodové skupiny nákladného automobilu

Teória vozidiel

Hlavne pre poľnohospodársku techniku sa vyžaduje, aby prevodové skupiny, okrem pojazdovej rýchlosti (ktorá sa pohybuje od rýchlosti v desatinách $km.h^{-1}$ až do rýchlosti $80km.h^{-1}$) zabezpečila prevodovka aj pohon prídavných zariadení, ktoré môžu byť umiestnené v zadnej, alebo v prednej časti vozidla.



Prevodové skupiny traktora

Pri prevodových skupinách sa často používajú schémy, v ktorých sa jednotlivé prevody, hriadele, ozubené kolesá, alebo spojky zobrazujú zjednodušene. Na obr. máme schematické znázornenie uloženia ozubených kolies na hriadeli (a- voľne uložené ozubené koleso, b- posuvné uložené ozubené koleso, c - ozubené koleso pevne spojené s hriadeľom), a názornú schému prevodovej skupiny.

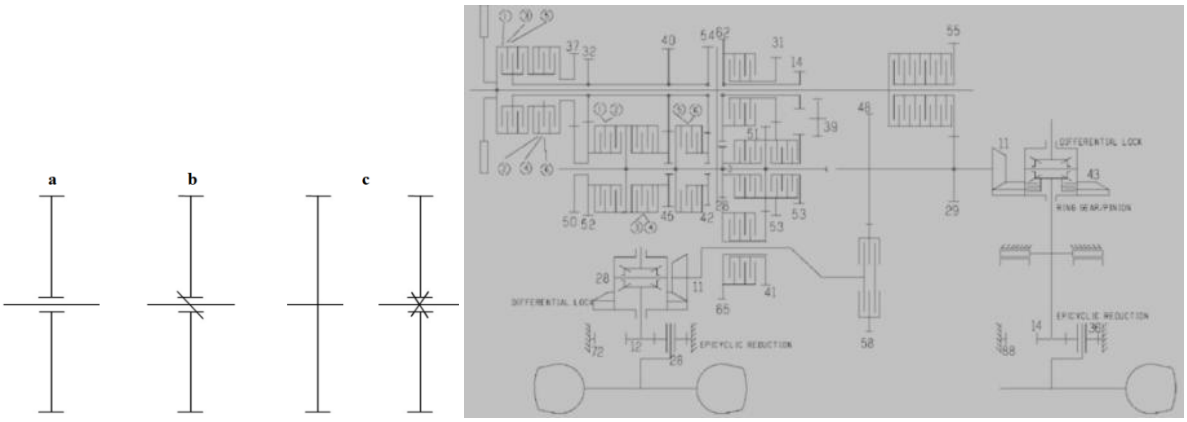


Schéma prevodovej skupiny

Druhy prevodoviek

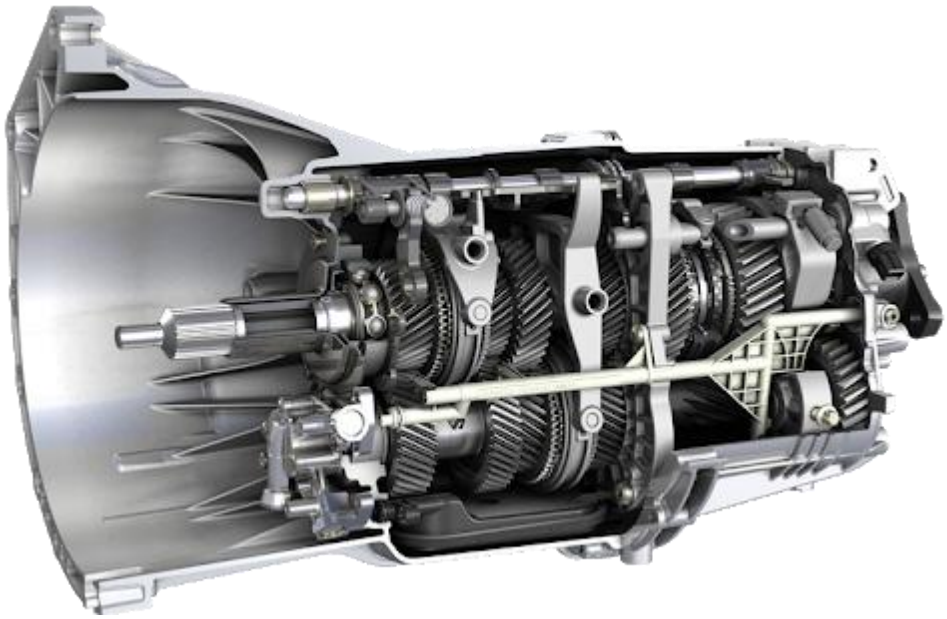
Podľa duhu prevodov sa prevodovky rozdeľujú na prevodovky s ozubenými kolesami, planétové prevodovky, trecie prevodovky, reťazové, trecie, elektrické, kvapalinové a kvapalinové meniče, resp. kombinácie uvedených prevodoviek.

Podľa spôsobu prenosu prevodového pomeru sa rozlišujú prevodovky na stupňové a plynulé.

Podľa spôsobu radenia prevodových stupňov sa rozoznávajú prevodovky s priamym radením, s nepriamym radením, alebo automatické.

Prevodovky so stupňovitou zmenou prevodu

Jedná sa o prevodovky kde výstupné otáčky sú v odstupňovaných rozsahoch. Prevodové stupne sa dosahujú kombináciou ozubených kolies. Ozubené kolesá sú umiestnené na hriadeľoch a potom môžeme rozdeľovať prevodovky na dvojhriadeľové, trojhriadeľové a viachriadeľové.

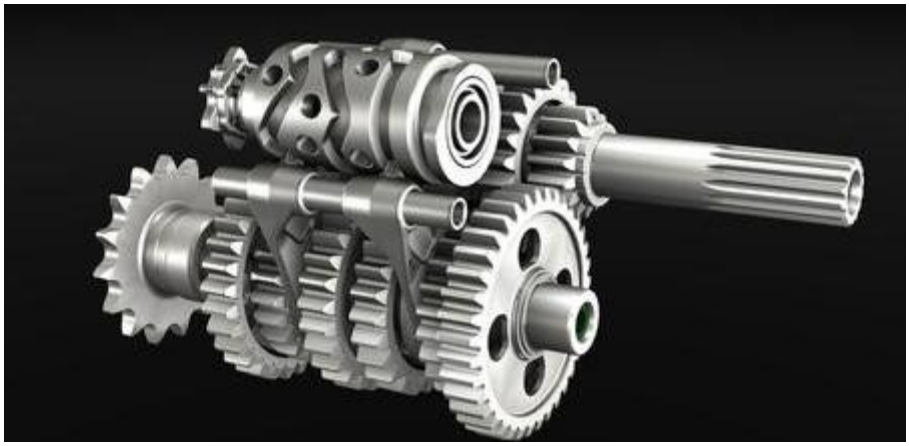


Ďalším delením môže byť spôsob radenia prevodových stupňov. Záber dvoch kolies môže byť prevedený pomocou presunutia kolesa po drážkach hriadeľa, ktoré sa dostane do záberu s kolesom pevne spojeným na druhom hriadeli. Druhým prípadom sú obe kolesa v stálom zábere. Jedno z kolies je na hriadeli uložené voľne otočné. Prevod sa uvádza do záberu pomocou zubovej spojky, ktorá je posuvná po drážkach hriadeľa.

Dvoj hriadeľové prevodovky

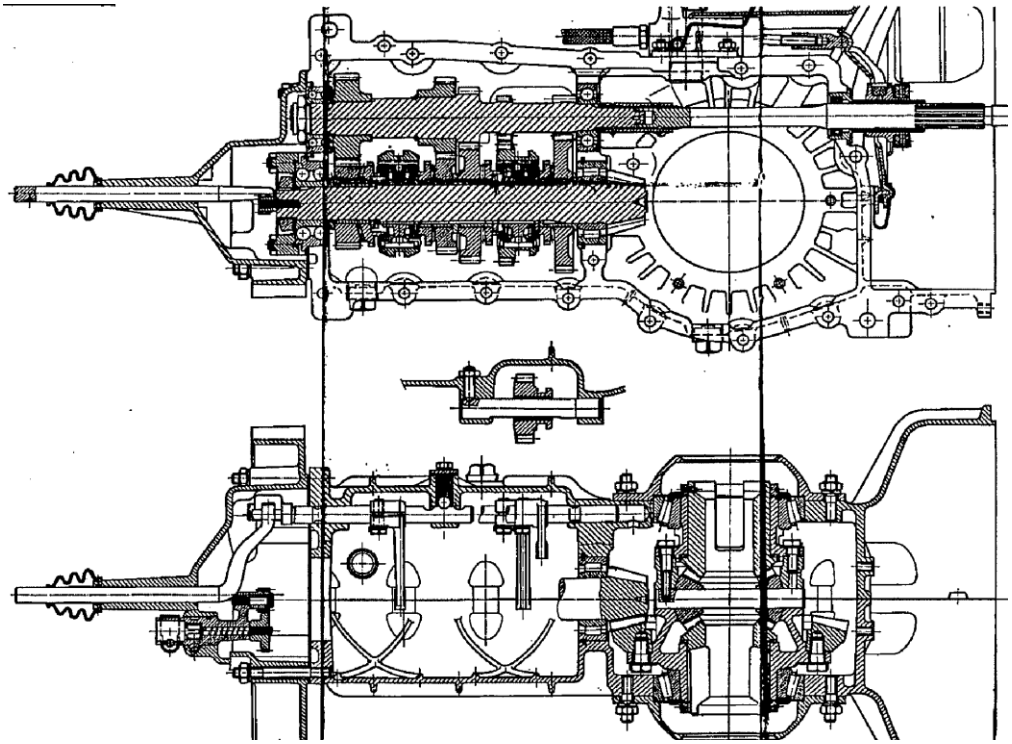
Pre jednoduchú konštrukciu majú uplatnenie predovšetkým v krátkych prevodovkách (čo do veľkosti) a motocykloch. Dvojhriadeľová prevodovka môže byť z hľadiska radenia prevodových stupňoch v prevedení s postupným radením obr., alebo s nezávislým radením obr.

Postupné radenie je charakteristické postupným zaraďovaním prevodových stupňov. Nie je možne zaradiť neutrálnu polohu kedykoľvek, ale len medzi druhým a prvým stupňom, taktiež nieje možné preskočiť niektorý s prevodových stupňov. Výhodou je, že radiaci mechanizmus sa pohybuje len v jednej rovine a je konštrukčne jednoduchý. Prevodovky s postupným radením sú vhodné hlavne u motocykloch a v prevodoch kde sa nevyžaduje spätný chod.



Obr. Dvojhriadeľová prevodovka s postupným radením

Nezávislé radenie umožňuje zaradenie s neutrálu akéhokoľvek prevodového stupňa, a tiež zaradenie neutrálu medzi radením prevodových stupňov Radiaci mechanizmus sa pohybuje minimálne v dvoch rovinách.



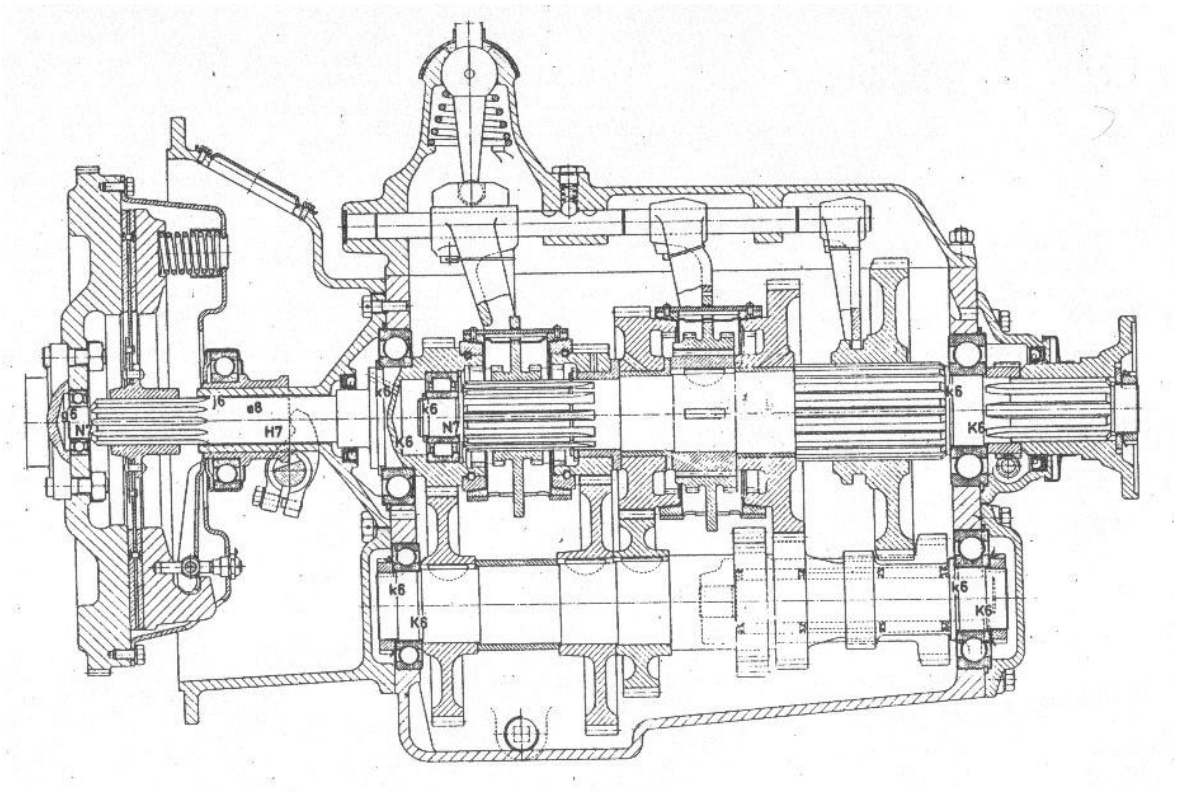
Obr. Dvojhriadeľová prevodovka s nezávislým radením

Použitie dvojhriadeľových prevodoviek je vhodné len pri menšom počte prevodových stupňov. Väčší počet prevodových stupňov si vyžaduje väčší počet ozubených kolies na hriadeľoch. Táto zastavovacia konštrukcia predlžuje hriadele a zväčšuje ich priehyb a skrútenie. So zväčšujúcim

priehybom rastie hlučnosť prevodovky, zvyšujú sa vibrácie, a zhoršujú sa záberové podmienky spoluzaberajúcich ozubených kolies.

Trojhriadeľové prevodovky

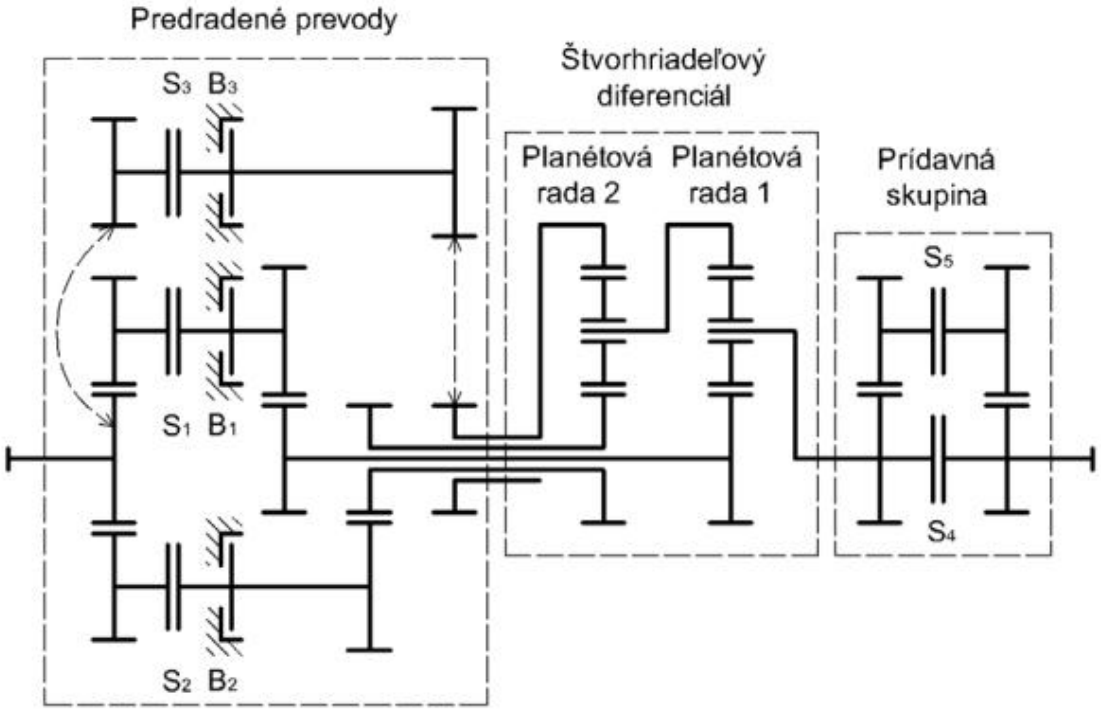
Trojhriadeľovém prevodovky sú tuhšie, čo sa pozitívne prejavuje na nižšej hlučnosti a nižších vibráciách ako je to u prevodoviek dvojhriadeľových. Pozostávajú zo vstupného hriadeľa, predlohového hriadeľa a výstupného hriadeľa obr. Môžu byť konštrukčne riešené ako prevodovky s postupným radením alebo ako prevodovky s nezávislým radením.



Obr. Trojhriadeľová prevodovka

Viachriadeľové prevodovky

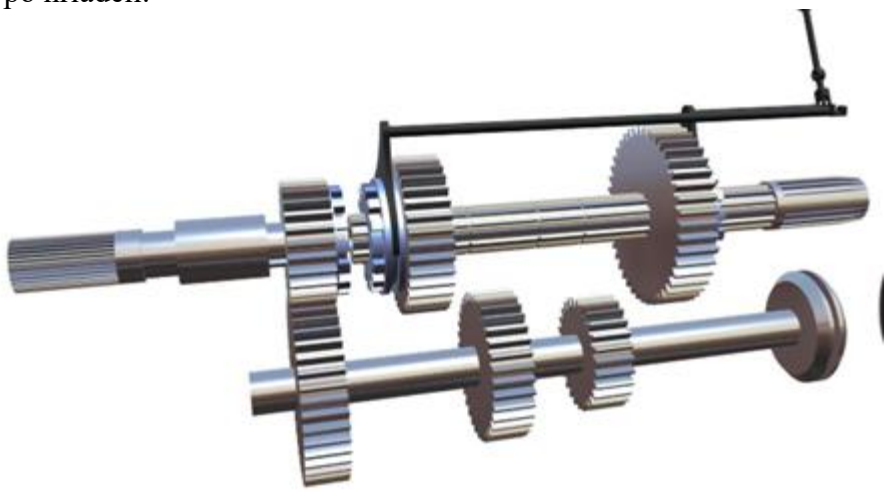
Viachriadeľové prevodovky začínajú mať čoraz väčšie uplatnenie. Používajú sa ako základ automatických prevodoviek viacspojkových, ale aj ako skupinové prevody. Prevodovky s väčším počtom rýchlostných stupňov majú uplatnenie predovšetkým v nákladných vozidlách, poľnohopodárskych vozidlách a pod. Viachriadeľové prevodovky sú zvyčajne konštruované ako základná prevodovka v kombinácií s prídavnou prevodovkou obr.



Obr. Schéma viachriadeľovej prevodovky

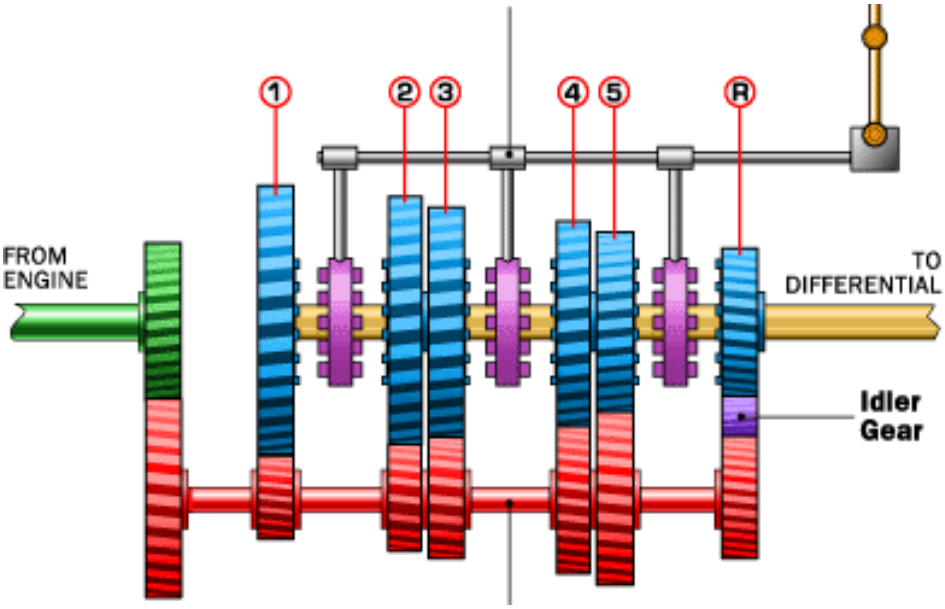
Spôsoby radenia

Najjednoduchšie konštrukčné vyhotovenia prevodoviek, sú zvyčajne opatrené aj najjednoduchším spôsobom radenia - zmeny prevodových stupňov. Na obr. máme schému dvojhriadeľovej prevodovky s priamym radením prevodových stupňov pomocou presúvania ozubených kolies po hriadeli.

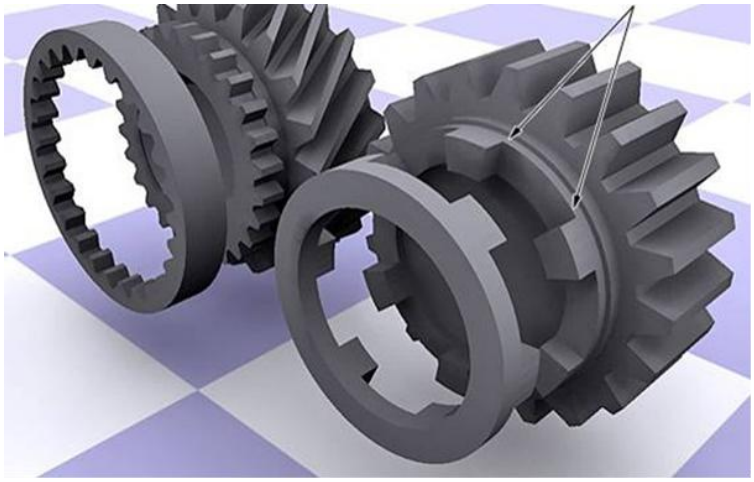


Pre náročnejšie aplikácie bol priamy presun kolies nahradený presunom zubových spojok. Ozubené kolesa sú na hriadeľoch osadené pevne, alebo otočne, ale nie posuvne, a medzi ozubenými kolesami na hriadeli sú umiestnené presuvné zubové spojky ktorými sa spájajú ozubené kolesa s hriadeľmi a tým dochádza k zaradeniu rýchlostného stupňa.

Uľahčenie radenia a dosiahnutie nižšej hlučnosti a plynulejšieho zaradenia prevodových stupňov zabezpečujú zubové spojky na hriadeľoch prevodovky. Kolesá jednotlivých prevodov sú stále v zábere a koleso ktoré sa udáva do prevodu je s hriadeľom spojené pomocou zubovej spojky obr.



Zubové spojky môžu byť konštruované ako obvodové (kombinácia vonkajšie a vnútorné) alebo ako čelné obr.

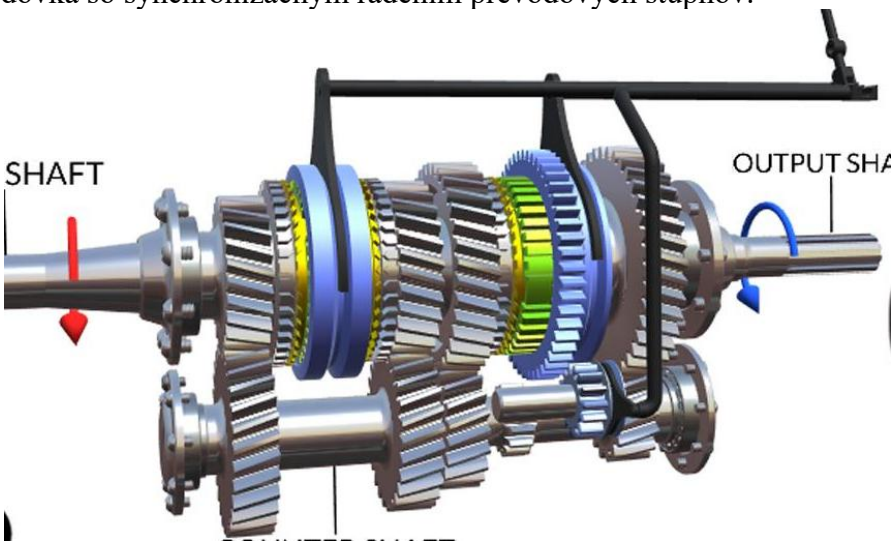


Pri radení prevodových stupňov bez synchronizácie je nutné dosiahnuť plynulý záber, aby ozubené kolesa netrpeli rázmi. Bezhlučné radenie je možné dosiahnuť pri rovnakých obvodových rýchlostiach kolies ktoré sa majú spojiť. Pri radení na vyšší rýchlostný stupeň je potrebné najprv vypnúť spojku, vyradiť rýchlostný stupeň na neutrál, spojku na krátky okamžik zapnúť a opätovne spojku vypnúť. Takéto zopnutie a vypnutie spojky zabezpečí že sa vyrovnajú otáčky kolies ktoré budú zapojené do záberu a je možné zaradiť vyšší rýchlostný stupeň.

Pri radení do nižšieho rýchlostného stupňa je potrebné spojku vypnúť, zaradiť neutrál, opätovne spojku zapnúť a na chvíľu zošliapnuť plynový pedál. Tým sa urýchlia otáčky hnacieho hriadeľa tak, aby došlo k vyrovnaniu obvodových rýchlosti kolies ktoré majú byť spojené. Následné sa spojka opäť vypne a je možné zaradiť nižší rýchlostný stupeň. Aj napriek popísanému spôsobu radenia, môže byť v praxi radenie prevodových stupňov obtiažné a sprevádzané hlučnosťou kolies.

Synchronizačné radenie prevodových stupňov

Aby sa zabezpečilo plynulejšie, a menej komplikované radenie prevodových stupňov, ktoré zníži hlučnosť radenia vyšších a nižších prevodových stupňov aplikujú sa pri zubových spojkách synchronizačné zariadenia, ktoré umožňujú vyrovnávanie obvodových rýchlosti kolies prevodovky. Na obr. je prevodovka so synchronizačným radením prevodových stupňov.



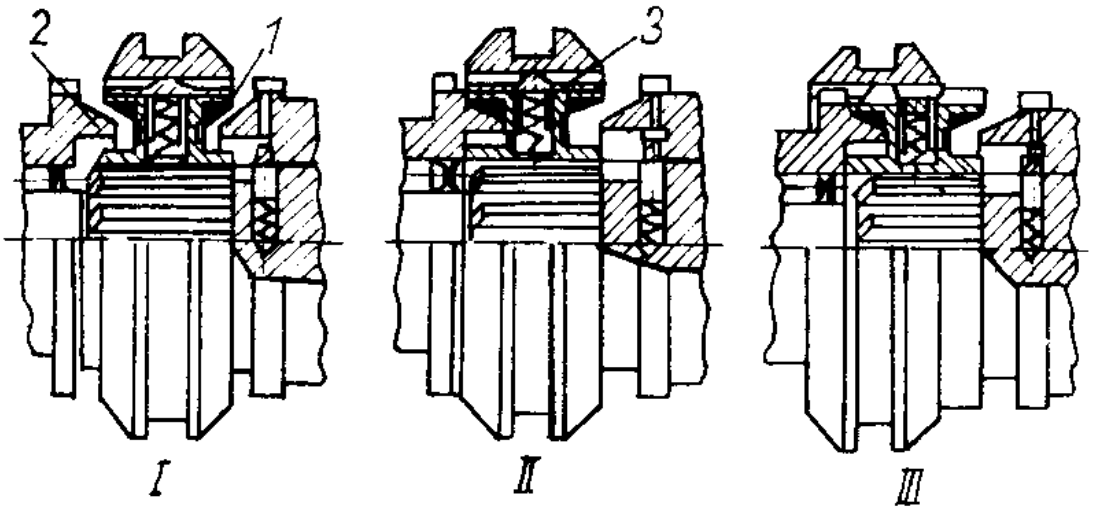
Obr. Prevodovka so synchronizovaným radením

Takýmito synchronizačnými zariadenia mi sú synchronizačné krúžky. Synchronizačný krúžok je vyhotovený, z materiály s dobrými klznými vlastnosťami, a jeho úlohou je pomocou *trenia* v procese presúvania zubovej spojky zabezpečiť vyrovnanie obvodových rýchlosti ozubených kolies. Kvôli dostatočnej účinnosti so synchronizačné krúžky kužeľové obr.

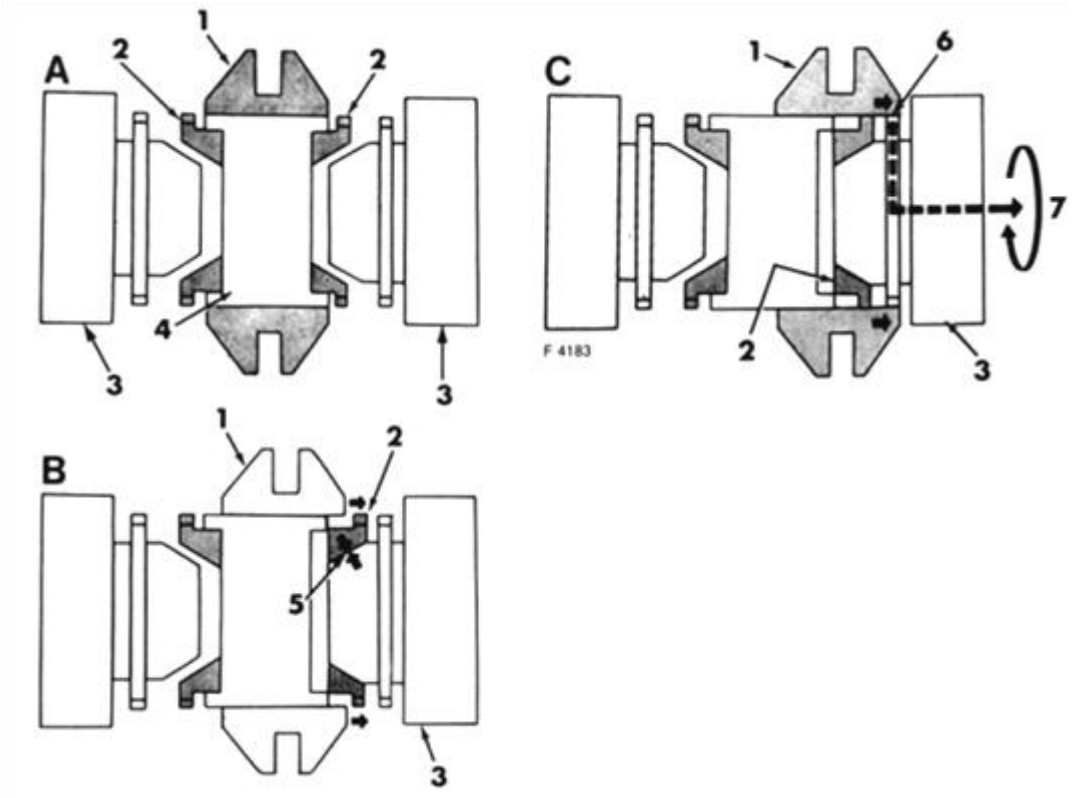


Obr. Synchronizačný krúžok

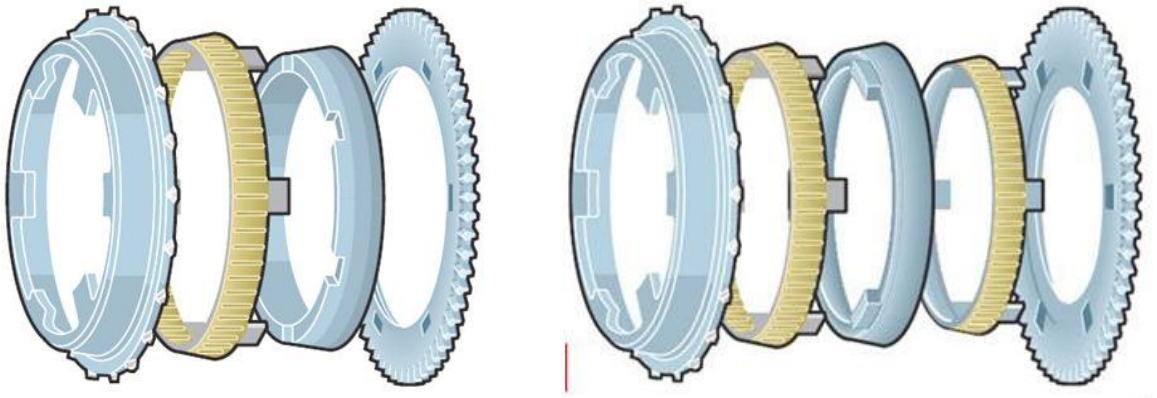
Synchronizačný krúžok je súčasťou zubovej spojky a pri jej presúvaní dochádza k zvýšeniu trenia medzi zubovou spojkou synchronizačným krúžkom a spájaným kolesom. Výhodou použitia synchronizačných krúžkov v kombinácii so zubovými spojkami je aj to, že v prevodovkách je možné potom použiť aj čelné ozubené kolesa so šikmými zubami. Zubové spojky musia byť opatrené poistným zariadením v podobe guličky, valčeka, alebo západky.



Obr. Zubová spojka so synchronizáciou



Obr. Princíp presunutia zubovej spojky so synchronizáciou



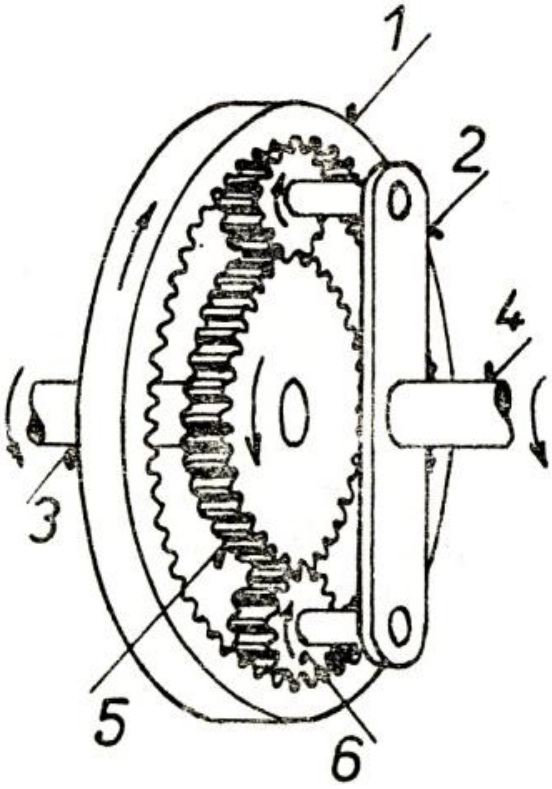
Obr. Zubové spojky s dvojitou, a trojitou synchronizáciou

Automatické prevodovky

Medzi prvé a najpoužívanejšie typy automatickej prevodovky môžeme zaradiť prevodovku zloženú z planétových prevodov. Môžeme povedať, že planétová prevodovka položila základy pre vznik automatických prevodoviek.

Planétová prevodovka

Planétová prevodovka obr. pozostáva z nasledujúcich častí: 3- centrálne koleso, 4 -unášač, 6- satelity, 1 - korunové koleso.



Obr. Planétová prevodovka

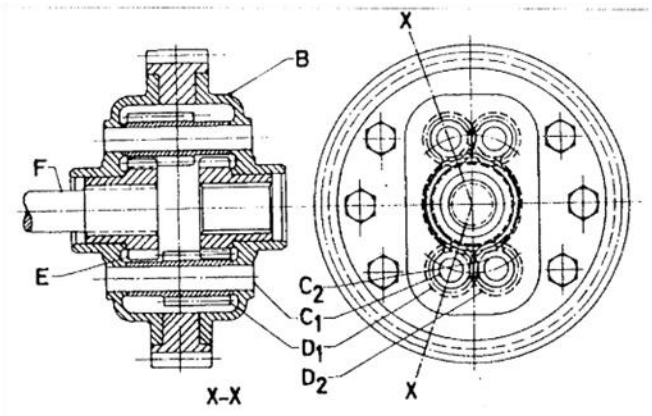
Teória vozidiel

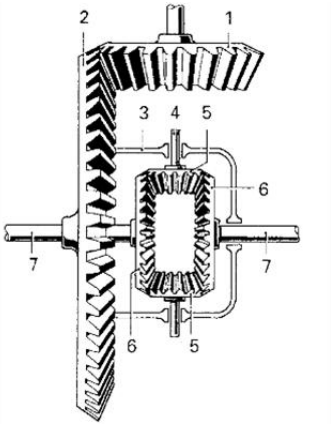
Planétové prevodovky majú široké uplatnenie v kombinácií s hydromeničmi, alebo ďalšími prvkami a používajú sa aj ako prevodovky s radením pod zaťažením. Prevodový pomer planétového prevodu je možné stanoviť na základe Wilsonovho vzťahu. Vychádza z predpokladu, že pozorovateľ má stanovisko na unášači a planétovú prevodovku vidí ako súkolesie predlohové s pevným unášačom. Na základe tejto úvahy je možné prevod medzi korunovým kolesom a centrálnym kolesom vyjadriť nasledovne:

$$i_{1,2}^{u} = \frac{\omega_1 - \omega_u}{\omega_2 - \omega_u} = -\frac{z_2}{z_1} = -i^{"}$$

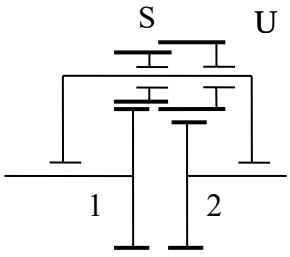
Planétové prevodovky taktiež tvoria základ diferenciálov náprav.

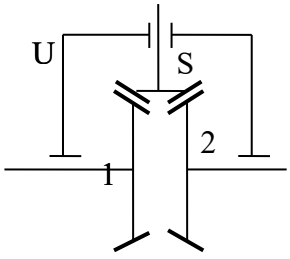
Planétová prevodovka ako základ diferenciálu





Kinematická schéma základných typov diferenciálov





Teória vozidiel

Rovnica diferenciálu vychádza z podmienky že: $z_2 = z_1$

$$i_{1,2}^{u} = \frac{\omega_1 - \omega_u}{\omega_2 - \omega_u} = -\frac{z_2}{z_1} = -i^{"}$$

$$i_{1,2}^{u} = \frac{\omega_1 - \omega_u}{\omega_2 - \omega_u} = -1$$

then, after substituting into the basic equation, these cases can occur :

If $\omega_u = 0$ then (with the drive shaft braked if I overrun one of the wheels)

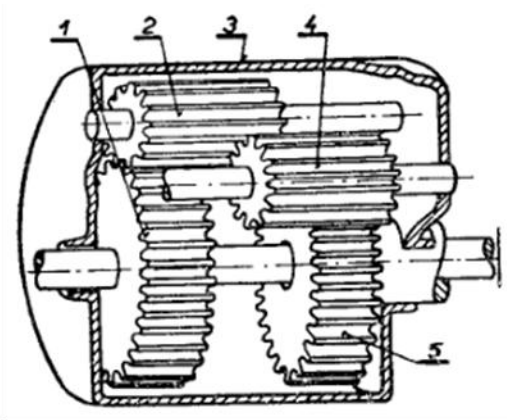
$$\omega_1 = -\omega_2$$

If $\omega_2 = 0$ then (wheel shifting condition on the car)

$$\frac{\omega_1 - \omega_u}{0 - \omega_u} = -1$$

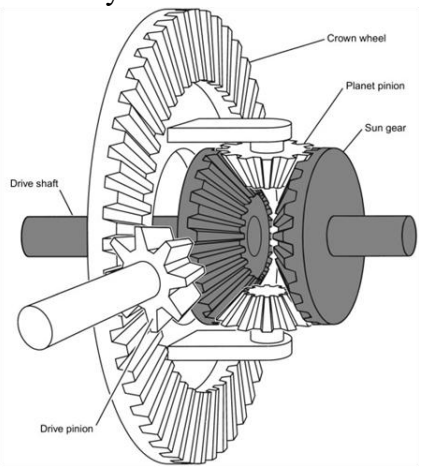
$$\frac{\omega_1}{\omega_u} = 2$$

Čelný diferenciál



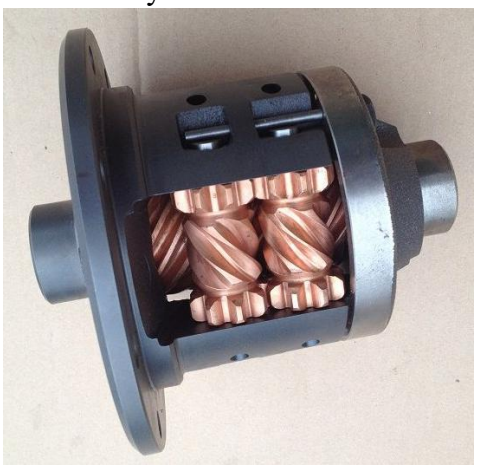


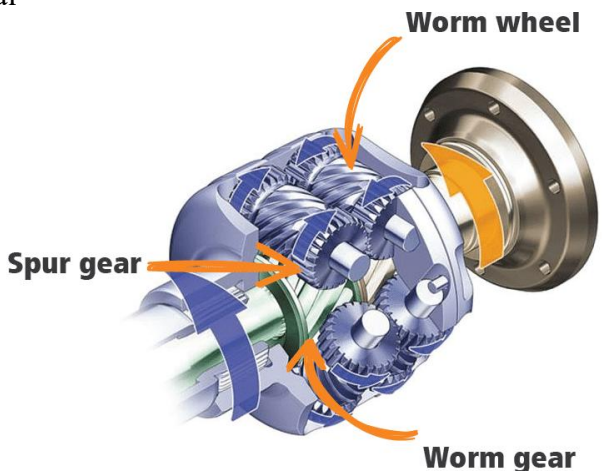
Kužeľový diferenciál





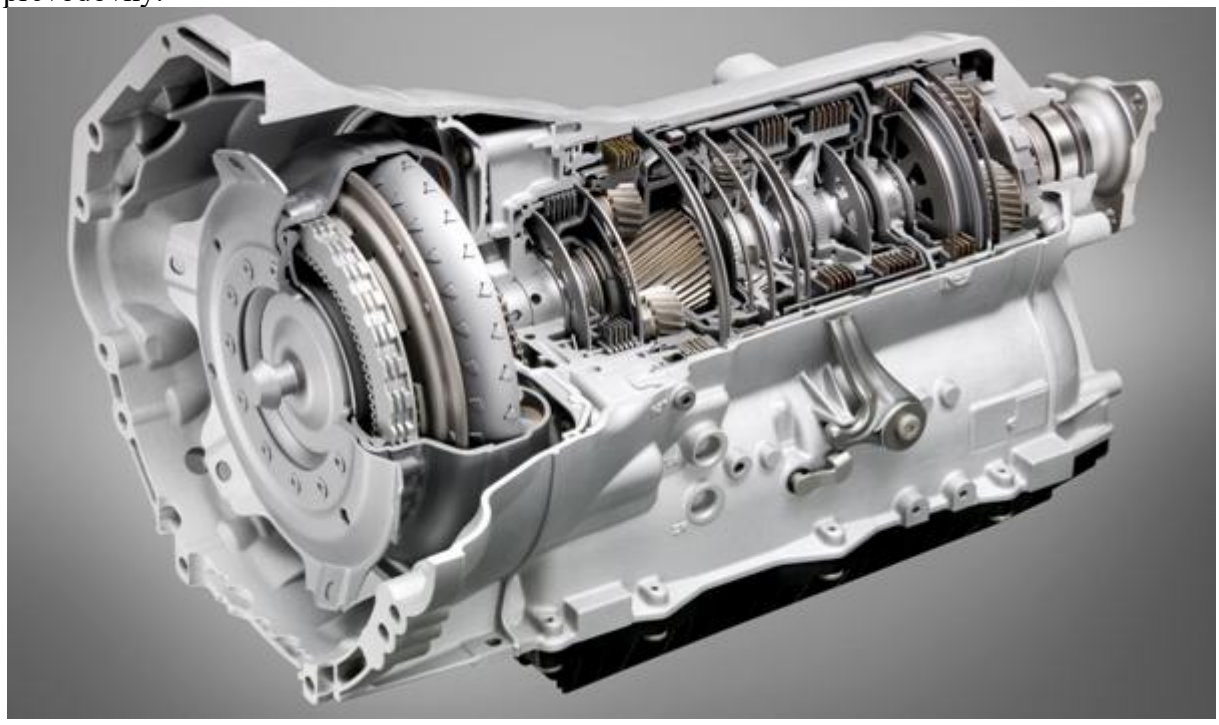
Závitovkový diferenciál - Torsen diferenciál





Automatická prevodovka s meničom krútiaceho momentu

Namiesto klasickej suchej spojky využíva kvapalinové zariadenie nazývané menič krútiaceho momentu. Najčastejšie je umiestnený tam, kde tradičná spojka - medzi zotrvačníkom a prevodovkou. Jeho úlohou je podobne ako u spojky umožniť plynulé rozbehnutie sa a preniesť výkon motora do prevodovky.

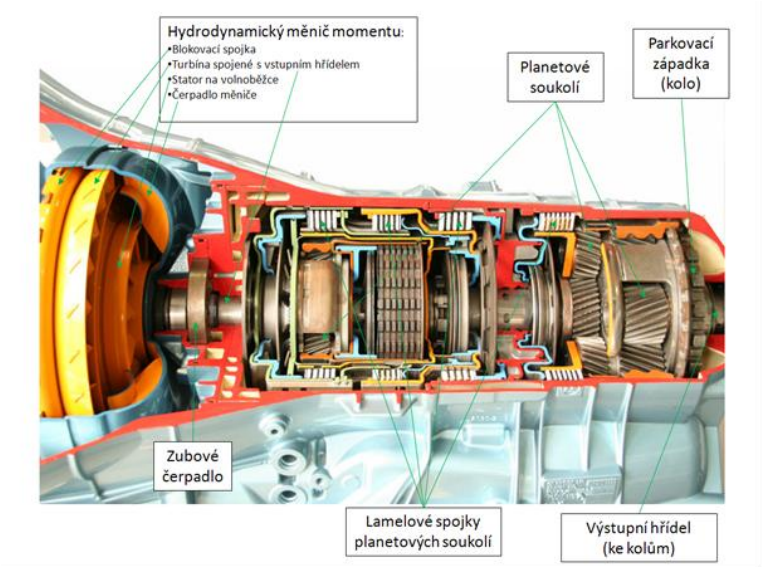


Menič krútiaceho momentu funguje na princípe hydrodynamickej spojky. Na zotrvačníku je pripevnené lopatkové koleso olejového čerpadla, z ktorého stredu prúdi na lopatky olej. Odstredivou silou je olej vytláčaný po okrajoch. Oproti lopatkovému kolesu čerpadla sa nachádza turbína, do ktorej olej naráža a tým ju roztáča. Následne pretečie do stredu turbíny a je vrátený spať na do čerpadla. Tento proces prebieha kontinuálne.

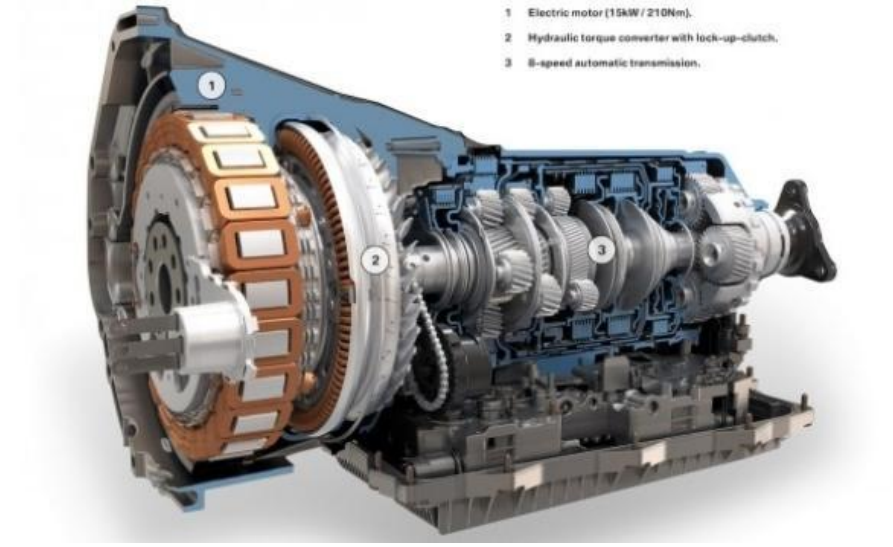
O meniči krútiaceho momentu však môžeme hovoriť v pravom slova zmysle až po pridaní tretieho elementu - statora. Ide o ďalšiu sústavu lopatiek, ktorá je umiestnená medzi lopatkami čerpadla a turbínou.

Menič krútiaceho momentu môže byť v troch stavoch. Čerpadlo sa otáča a turbína stojí, ak má vodič nohu na brzde a zaradené D. Keď vodič uvoľní brzdu a pridá plyn, auto začne akcelerovať a turbína sa roztočí, no stále pomalšie ako lopatky čerpadla. Pri vysokej rýchlosti a udržiavaní konštantnej rýchlosti sú otáčky oboch takmer rovnaké. Moderné autá využívajú v meniči špeciálnu spojku, ktorá umožní obe strany navzájom uzamknúť a eliminovať tak straty.

Prevody sú v automatickej prevodovke riešené inak ako u manuálnej. Namiesto priamych separátnych prevodov využíva automatická prevodovka planétové súkolia. Postupným pribrzdením rôznych časti planétového prevodu pomocou jednosmerného ložiska alebo špeciálnych spojok sa mení výstupný prevodový pomer.



Niektoré takéto prevodovky obsahujú aj mokrú viaclamelovú spojku a elektromotor (v prípade hybridov so zadným náhonom, viď obrázok).



Robotizovaná prevodovka

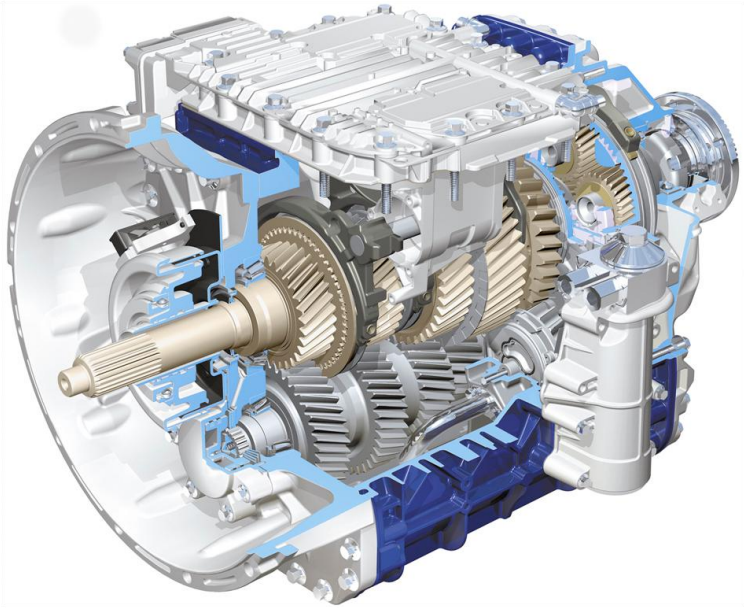
Tento typ je z konštrukčného hľadiska veľmi podobný manuálnej prevodovke. Obsahuje tiež (najčastejšie) suchú spojku a synchronizovanú manuálnu prevodovku. Rozdielom je, že na radenie rýchlostí a ovládanie spojky sú použité servomotory, hydraulický systém resp. iné automatizované systémy. Vodič tak nemá k dispozícii spojkový pedál - všetko zaňho robí počítač.



Radiaci systém robotizovanej prevodovky

Navonok sa preto tento typ javí ako automat. Má rôzne výhody aj nevýhody v porovnaní s inými typmi automatických prevodoviek. Medzi výhody patrí nižšia hmotnosť v porovnaní s „klasickým" a dvojspojkovým automatom, jednoduchšia konštrukcia. Nevýhodou je dlhší čas potrebný na preradenie (približne ekvivalentný manuálnemu radeniu) a niekedy nie úplne najplynulejšie reakcie.

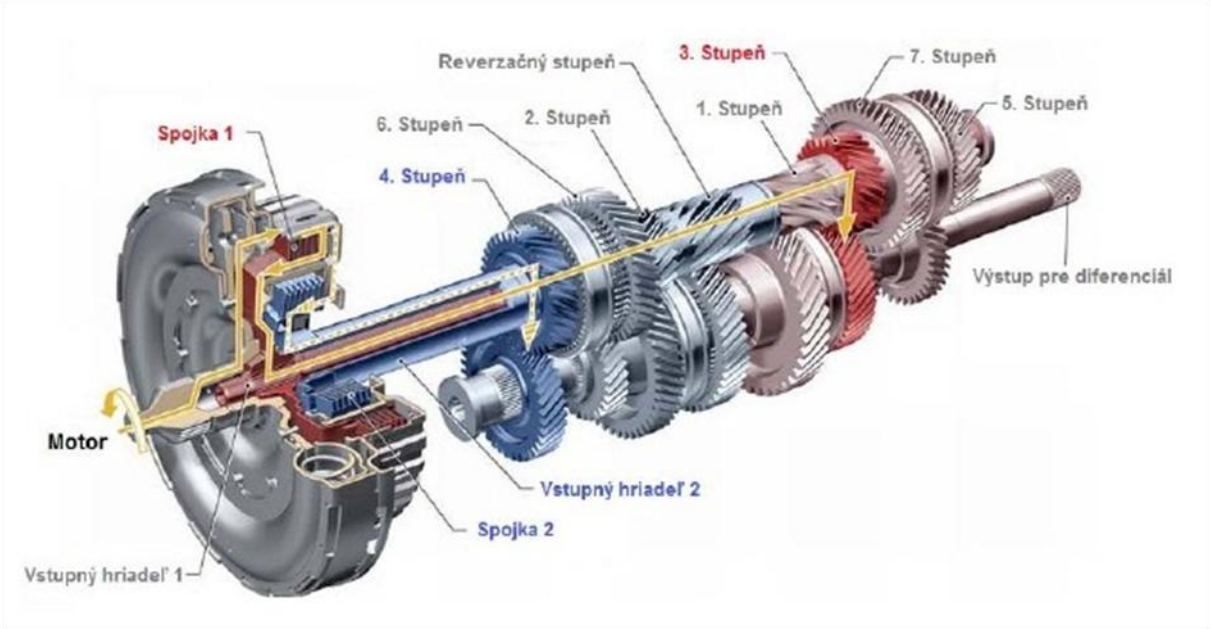
Tento typ prevodovky sa dnes najčastejšie používa v malých autách (napr. Smart, Renault Twingo, Peugeot 2008 a iné). Medzi prvých výrobcom s týmto typom prevodoviek patril Opel s označením Easy Tronic. V súčasnosti sa tieto typy prevodoviek začínajú v čoraz väčšej miere používať aj v úžitkových vozidlách.



Robotizovaná prevodovka

Dvojspojková prevodovka

K najnovším typom automatickej prevodovky patrí tzv. dvojspojková prevodovka. Po funkčnej stránke je jej najbližšia manuálna prevodovka, ktorá je s motorom spojená dvojicou trecích spojok. Použitím dvoch spojok je odstránená jej najväčšia nevýhoda - pomalá reakcia. Plynulejšie je aj radenie (plynulejšie ako u manuálnej prevodovky).



Dvojspojkovú prevodovku si môžeme predstaviť ako dve samostatne manuálne prevodovky s vlastnou spojkou - kde jedna prevodovka sa používa pre radenie parných rýchlosti a druhá pre radenie nepárnych rýchlosti. U dvojspojkovej prevodovky môže trvať preradenie rádovo milisekundy, lebo prevodový stupeň je už predradený, a jeho zaradenie je závisle len na zopnutí, resp. vypnutí spojky.

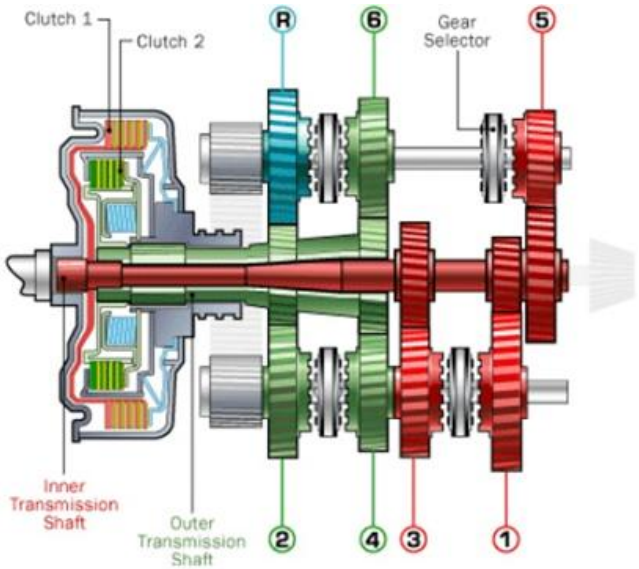


Schéma radenia rýchlostných stupňov v dvojspojkovej prevodovke

Dvojspojková prevodovka využíva najčastejšie jeden z týchto typov spojok: dve suché trecie spojky (nie príliš rozdielne od tých pri klasickom manuáli) alebo dve viaclamelové mokré (olejové) spojky. Využitie jedného alebo druhého typu (často však pod tým istým komerčným označením) závisí od výkonu a krútiaceho momentu motora. Výhodou mokrých spojok je zvládnutie vyššieho krútiaceho momentu.

Suché spojky sú často umiestnené za sebou, na spoločnej osi. Obe sú rovnako veľké (napríklad TCT prevodovka koncernu Fiat). Druhým spôsobom implementácie je zhodná os ale rôzna veľkosť spojok. Jedna sa tak nachádza v druhej (napríklad prevodovka ZF s mokrými spojkami v BMW M3). Výkon prenášajú spojky striedavo, v závislosti od zaradenej párnej či nepárnej rýchlosti.

Spojky ovláda riadiaca jednotka a napríklad plynulé parkovanie či pohýnanie závisí od riadiacej jednotky prevodovky. Niektoré dvojspojkové prevodovky majú preto problém s plynulým parkovaním. Klasické automaty nie.

Známe komerčné označenia dvojspojkových prevodoviek sú DSG (nem. direktschaltgetriebe, angl. direct shift gearbox), DCT (dual clutch transmition), TCT (twin clutch transmition) a iné.

Sekvenčná prevodovka
(Sequencial gearbox / transmition)

Toto označenie sa používa u manuálnych prevodoviek, kde nie je možné priamo radiť rýchlostné stupne, len o jedno vyšší, alebo nižší stupeň - ide o prevodovky s postupným radením. V praxi slúži u väčšiny pretekárskych áut spojka s takouto prevodovkou len na pohýňanie sa a rýchlosti sa potom radia bez jej použitia. Umožňuje to použitie iného spôsobu synchronizácie rýchlostí. Výhodou takejto prevodovky ja rýchlejšie radenie.

Overdrive

Označenie pre tzv. násobiče rýchlosti. Overdrive sa využíval napríklad u anglických áut zo šesťdesiatych a sedemdesiatych rokov (napr. Triumph „dolly" Dolomite Sprint) v kombinácií s manuálnou štvorstupňovou prevodovkou a pohonom zadných kolies. Jedná sa o systém prídavnej planétovej prevodovky, pri ktorej je brzdené korunové koleso a tým dochádza k zmene koncového prevodu.

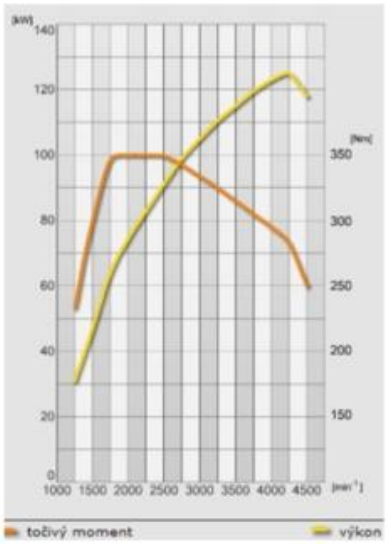


Prevodovky s radením pod zaťažením a Násobiče krútiaceho momentu

Predovšetkým v oblastí ťažkých nákladných vozidiel, stavebných strojov, poľnohospodárskych strojov, lesnej techniky a pod. sa vyžaduje, aby radenie prevodových stupňov bolo, presné, rýchle, a aby sa radenie realizovalo pri nízkych podjazdových rýchlostiach pri vysokom zaťažení krútiacim momentom (napr. radenie rýchlosti pri orbe). Pre tieto účely sa používajú prevodovky s radením pod zaťažení. Pre krátkodobé a okamžité zvýšenie krútiaceho momentu sa používajú násobiče krútiaceho momentu. Uplatnenie v poľnohospodárskej technike našli aj hybridné prevodovky, ktoré kombinujú mechanické prevodovky s hydrostatickými prevodmi.

Násobiče krútiaceho momentu

Sú to zariadenia zaradené medzi spojku a prevodovku ktorých úlohou je bez vypnutia spojky zabezpečiť okamžitý nárast krútiaceho momentu. Pre tento účel sa využívajú dva druhy násobičov. Jeden pracuje na princípe planétových prevodoviek, druhý využíva trecie spojky.

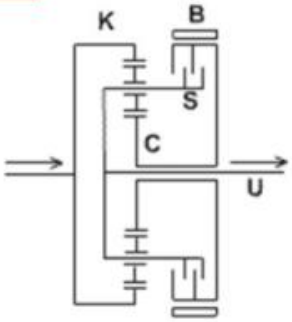


$$M_n = Mt * i_n * \eta_m$$

A. Předlohové násobiče točivého momentu s čelním soukolím
B. Planetové násobiče točivého momentu

Zapínání třecích elementů je:
- elektrohydraulické,
- mechanickohydraulické
- elektropneumatické





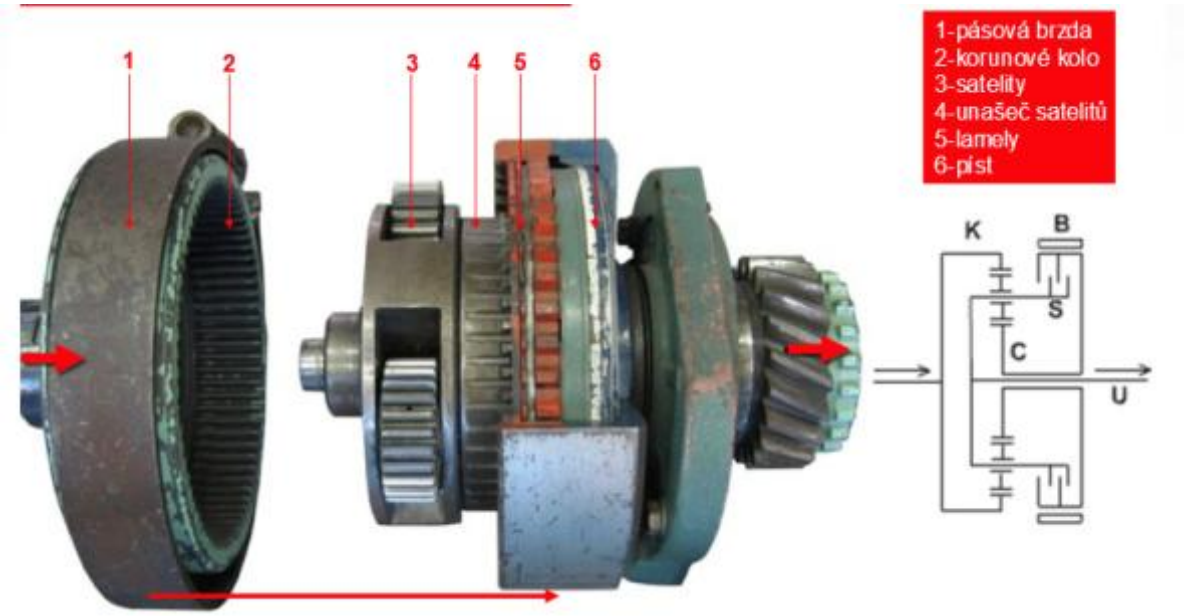
$$i_i = 1$$

$$i_2 = 1 + \frac{Z_C}{Z_K}$$

Dvojstupňový násobič krútiaceho momentu na princípe planétovej prevodovky



Umiestnenie násobiča krútiaceho momentu pred hlavnou prevodovkou

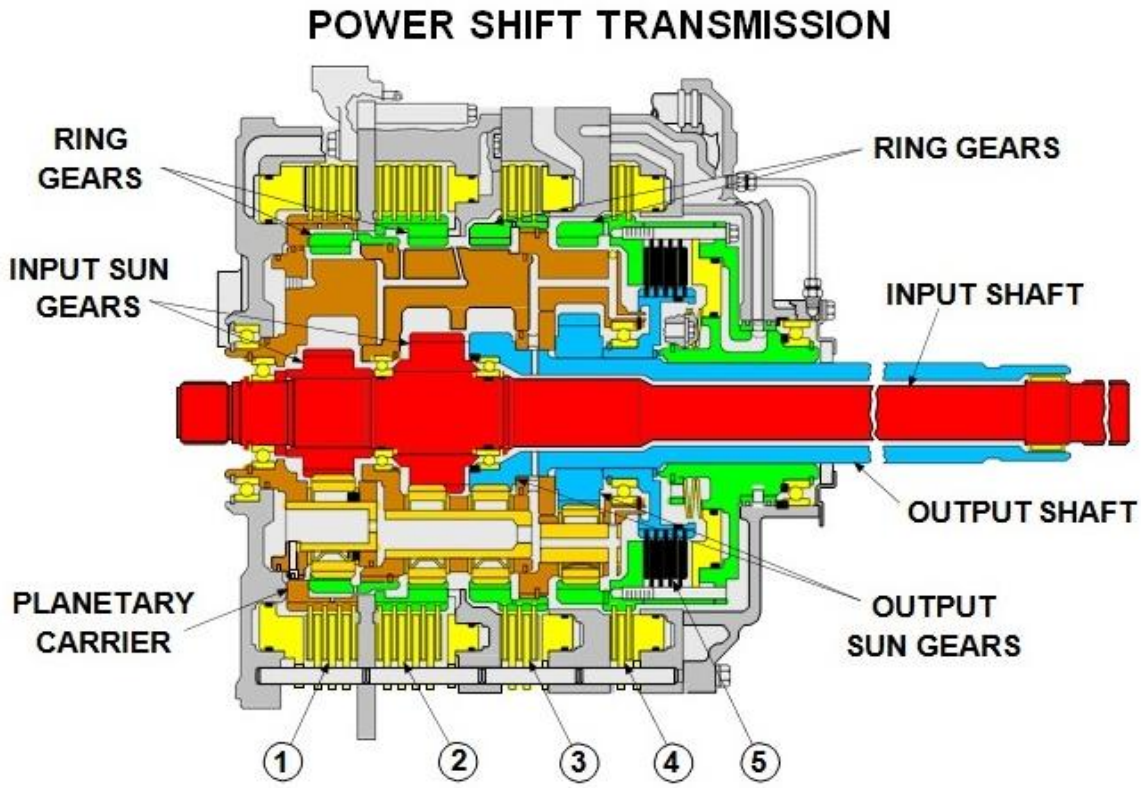


Násobič krútiaceho momentu

Prevodovky s radením pod zaťažením - Power shift

Pri tomto spôsobe radenia a týchto prevodovkách sa vyžaduje radenie pod zaťažením bez odpojenia a spínania hlavnej spojky umiestnenej medzi motorom a prevodovkou. Konštrukčne sa jedná o manuálne prevodovky v ktorých sú miesto zubových spojok umiestnené medzi prevodovými kolesami trecie prevodové spojky. Pomocou spínania a odopínania týchto trecích prevodových spojok dochádza k zaradzovaniu prevodových rýchlosti.

Ďalšou konštrukčnou možnosťou prevodovky s radením pod zaťažením je konštrukcia prevodovky pomocou skupiny planétových prevodoviek zaradených za sebou.

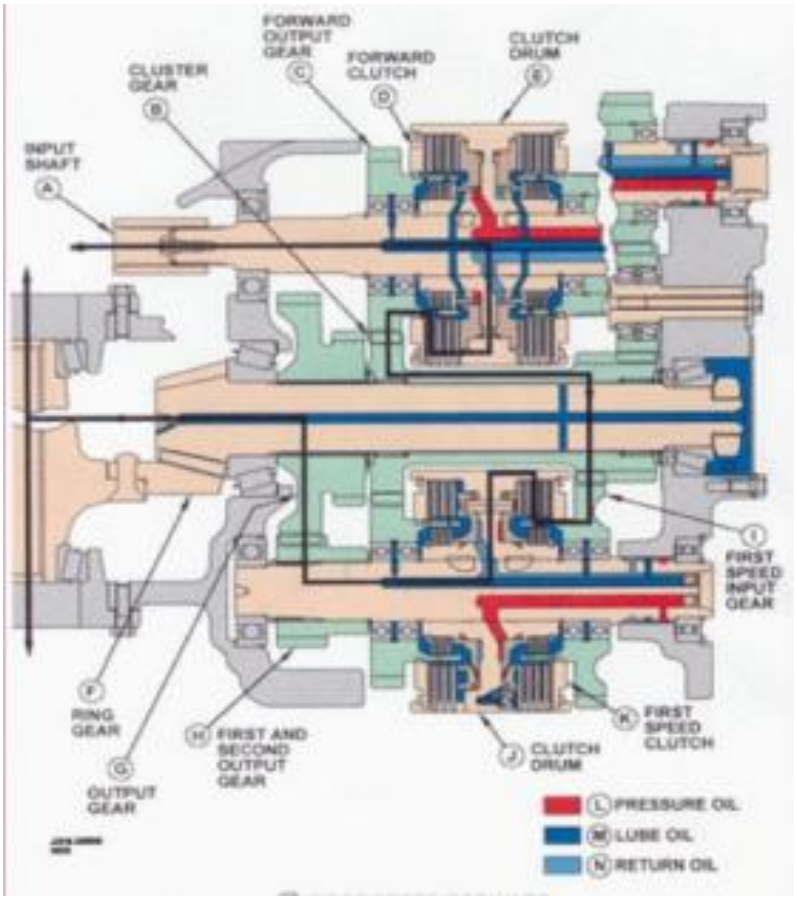


Prevodovka s radením pod zaťažením D9R

Power shift s trecími prevodovými spojkami

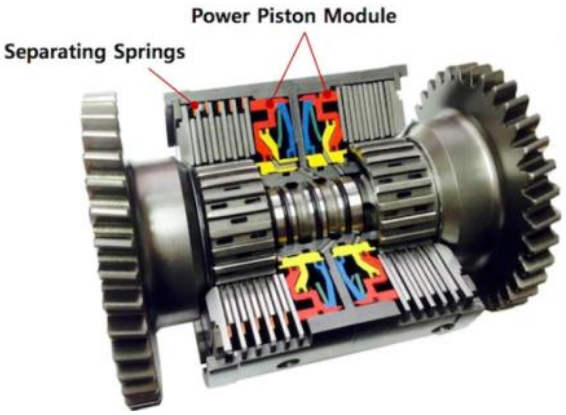
Schéma prevodovky s radením pod zaťažením s trecími prevodovými spojkami je na obr. Z obr. je zreteľný tok krútiaceho momentu v prevodovke. Najdôležitejšími časťami takýchto prevodoviek sú teda trecie spojky na ktoré sú kladené vysoké požiadavky, a ktorých vývoj je požadovaný.

Spojka je jedným z najdôležitejších komponentov používaných pri radení prevodových stupňov a zmene smeru dopredu a dozadu v prevodovom systéme. Bežné spojky v automatických prevodovkách pre osobné automobily, úžitkové vozidlá, traktory, stavebné vozidlá atď. sú zvyčajne jednolamelové suché spojky. V Power Shift prevodovkách sa používajú multidiskové (viaclamelové) mokré spojky zložené z hydraulicky ovládaného piestu a sady trecích diskov.



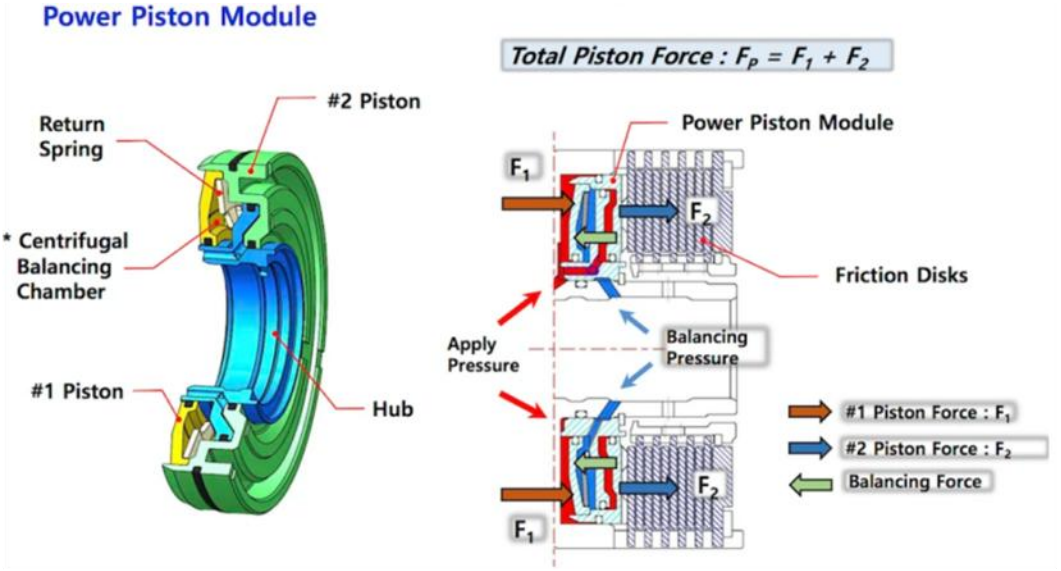
Radenie prevodových stupňov v prevodovke s radením pod zaťažením

Základnou funkciou spojky je prenos krútiaceho momentu z motora na rýchlostný stupeň, musí však mať dostatočnú kapacitu na absorbovanie tepla vyvíjaného pri preklzovaní spojky počas jej zopínania. Vo väčšine prípadov sa do diskovej sady dodáva chladiaci olej, ktorý odoberá teplo z diskovej sady a znižuje teplotu trecích obložení. Nedostatočný prísun chladiaceho oleja môže spôsobiť zlyhanie alebo rýchle opotrebenie trecieho materiálu.



Rez multidiskovou (viaclamelovou) trecou spojkou

Pri vypnutých spojkách vzniká brzdný moment spôsobený chladiacim olejom, a to je jedným z problémov, ktoré je potrebné vyriešiť, aby sa zlepšila účinnosť prevodovky.
Jedným z riešení môže byť vyvýjaný modul Power Piston obr.



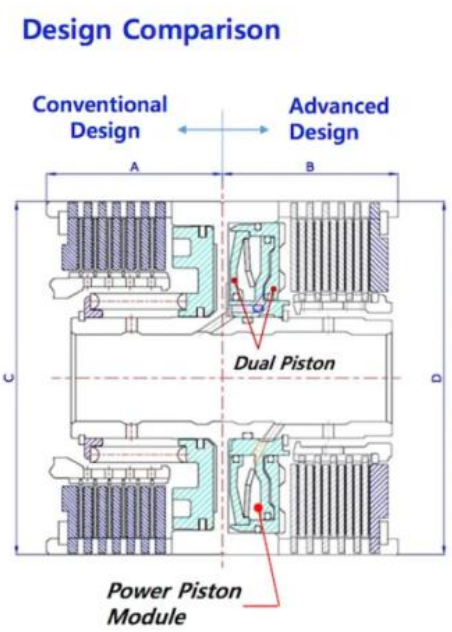
Modul Power Piston

Modul Power Piston obr. bol vyvinutý na zvýšenie krútiaceho momentu a zvýšenie odvodu tepla v obmedzenom priestore spojky. Výkonový piestový modul tiež dokáže znížiť stratu odporu a dĺžku spojky pri zachovaní rovnakého krútiaceho momentu a tepelnej kapacity. Alebo sa môže použiť na zníženie tlaku oleja na zníženie straty výkonu na olejovom čerpadle.

Modul s výkonnými piestami sa skladá z dvoch (2) piestov (dvojitých piestov), vratnej pružiny, odstredivej vyvažovacej komory (komôr) a všetky tieto komponenty sú vopred zostavené ako modul. Vďaka zväčšenej ploche piestu o dva piesty sa pri rovnakom tlaku oleja zvyšuje prítlačná sila piestu na vložku disku.

Aby sa demonštrovali výhody modulu Power Piston, bola konvenčná spojka s prevodom výkonu použitá pre traktory prepracovaná s modulom Power Piston. Pri rovnakom priemere a dĺžke spojky sa podstatne zvyšuje krútiaci moment a zvyšuje odvod tepla. Strata odporu sa tiež zníži, ako je uvedené nižšie;

- Krútiaci moment: Zvýšenie o 36%
- Odvod tepla: Zvýšený o 45%
- Strata odporu: Znížená o 16%



Advantages :

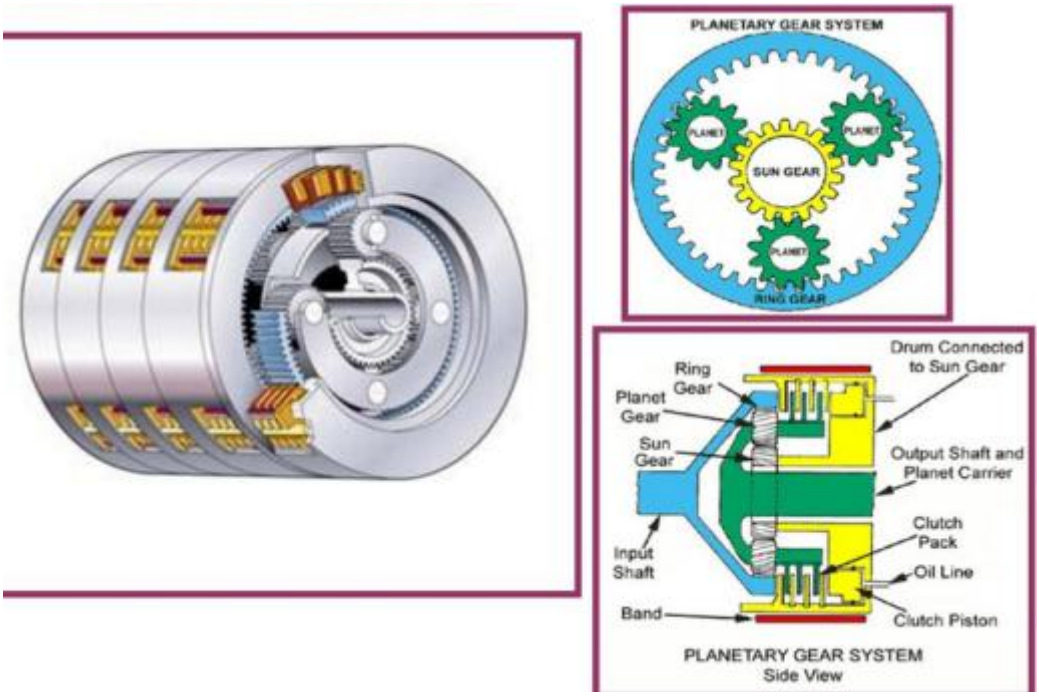
- Torque and Heat Capacity are increased by **36%** and **45%** respectively with same clutch dimensions and apply pressure
- Drag Loss is also reduced by **16%**

Specifications	Conventional Design		Advanced Design	
Dimensions	A	59.0 mm	B	59.0 mm
	C	Φ 122.5	D	Φ 122.5
Torque Capacity	589.2 N-m		799.5 N-m (36%↑)	
Heat Sink Mass	98.86 cm^3		143.67 cm^3 (45%↑)	
Piston Apply Pressure	1.60 MPa		1.60 MPa	
Drag Torque@1000 RPM	0.45 N-m		0.38 N-m (16%↓)	
Piston Area	72.74 cm^2		120.73 cm^2	
Facing Unit Pressure	2.13 MPa		2.85 MPa	
No. of Friction Facing	12 (double sided)		10 (single sided)	
Disk Clearance	0.2 mm / facing		0.2 mm / facing	
Total Friction Facing Area	596.0 cm^2		661.0 cm^2	

Výhody Modulu Power Piston v porovnaní s klasickým prevedením trecích spojok

Power shift so sériovo radenými planétovými prevodovkami

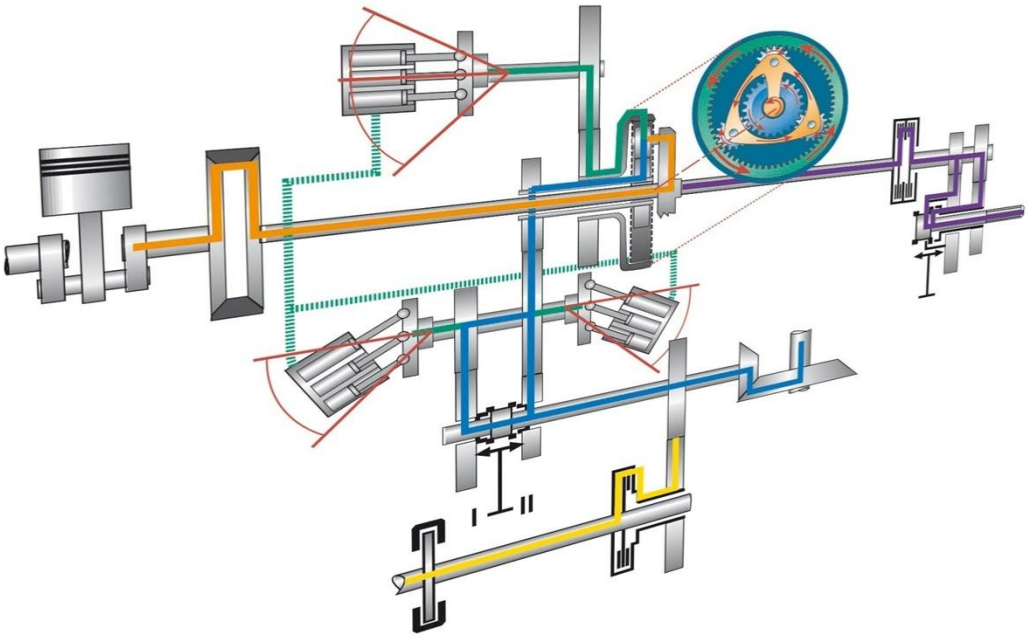
Takéto prevedenie prevodoviek, je veľmi náročné na výpočtový model, nieje možné dosiahnuť ľubovoľný prevod, a nieje možné používať iný druh ozubenia ako čelné ozubenie s priamymi zubami. Výhodou je vyššia účinnosť v porovnaní s prevodmi s trecími spojkami.



Power shift so sériovo radenými planétovými prevodovkami

Hybridné prevodovky s radením pod zaťažením

Hybridné prevodovky kombinujú dva alebo viac typov prevodových systémov. Zvyčajná kombinácia je mechanický prevod v kombinácii s hydrostatickým prevodom, ale pokusy sa realizujú aj v kombinácií elektromotor - mechanický prevod. Výhodou takejto kombinácie je plynula zmena výstupných otáčok z prevodovky ktorú zabezpečuje práve hydrostatický prevod. Takýmto príkladom je prevodovka Fendt – Vario obr.

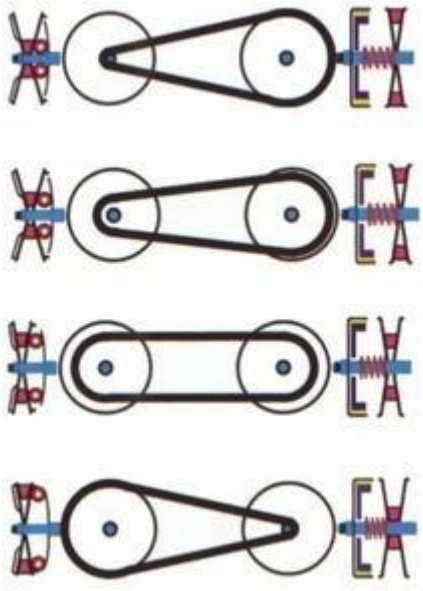


Obr. Prevodovka s plynulou zmenou prevodu Fendt – Vario.

Ako z obrázku vyplýva krútiaci moment je od spaľovacieho motora prenášaný na unášač satelitov planétovej prevodovky. Z korunového kolesa je poháňaný hydrogenerátor s regulačným rozsahom. Centrálne koleso je spojené so skupinovou prevodovkou. Pri zaradenom neutrály je poháňaný unášač. Výstupné centrálne koleso sa neotáča. Satelity roztáčajú korunové koleso ktoré otáča hydrogenerátorom. Hydromotor je nastavený na maximálny objem, ale hydrogenerátor je nastavený na minimálny objem a nedodáva tlakový olej do hydromotora. Pri rozjazde zmeny nastávajú u hydrogenerátora, ktorý sa začína naklápať a zväčšuje sa jeho objem. Tlakový olej je dodávaný do hydromotora a ten začne pretáčať centrálnym kolesom. Pokiaľ sa zaťaženie nezvyšuje začnú sa vyrovnávať rýchlosti medzi korunovým kolesom a centrálnym kolesom. So zvyšujúcimi sa otáčkami centrálneho kolesa dochádza k vypínaniu hydromotora sklonom do minimálneho objemu a prevod sa deje priamo od motora cez unášač na centrálne koleso. Spätný chod - reverzácia pohonu sa deje naklopením hydrogenerátora do opačnej polohy.

Prevodovky s plynulou zmenou prevodu

Prevodovky s plynulou zmenou prevodu, nazývané aj bezstupňové prevody, patria k tzv. trecím prevodovkám. Priebeh hnacej sily na kolese je možné vytvoriť plynulo podľa požadovanej trakčnej charakteristiky. Prevodovky s plynule meniteľným prevodom riešené ako trecie prevody sa nazývajú variátory. Variatory využívajú zmenu priemerov trecích kolies obr.



Obr. Variátorová prevodovka

CVT prevodovka

(Constant Variable Transmition / variátor)

Tento typ prevodovky umožňuje plynule meniť prevod bez potreby odpájať motor od prevodovky (u niektorých ale nájdete aj spojku, napríklad ostredivú). Jednu z prvých CVT prevodoviek vyrobila holandská automobilka DAF (Variomatic, 1959).

V autách je najčastejšie použitým typom CVT s dvoma rovnobežnými osami, dvoma pármi pohyblivých kužeľových kolies a reťazou. Pri zmene prevodu sa kužele na jednej osi od seba vzďaľujú zatiaľ čo na druhej približujú a opačne. Tak, aby zostala reťaz napnutá. Týmto spôsobom umožňujú plynule meniť prevodový pomer (v istom intervale).

Výhodou CVT prevodoviek sú relatívne jednoduchá konštrukcia, plynulé radenie, možnosť využiť efektívne otáčky motora a dobré reakcie. Problémom je nízka efektivita (len asi 88 percent) a nemožnosť použiť CVT s motormi s vysokým krútiacim momentom. Napriek tomu sa hlavne u japonských výrobcov CVT teší úspechu a na trhu sú stále novšie a novšie generácie (Subaru). Často sa tento typ prevodovky používa v aj hybridných autách (napr. Toyota Prius).



Niektoré CVT prevodovky simulujú sekvenčné radenie držaním fixného prevodu, kým vodič nezvolí iný (napríklad Nissan Juke alebo Subaru Outback). Zaujímavosťou je, že CVT prevodovky boli testované aj vo Formule 1 (1994).

