

UNIVERZITA PARDUBICE
DOPRAVNÍ FAKULTA JANA PERNERA

DIPLOMOVÁ PRÁCE

2008

Václav Herda

Univerzita Pardubice
Dopravní fakulta Jana Pernera

ROZBOR VLIVU KONSTRUKČNÍHO USPOŘÁDÁNÍ KLOUBOVÝCH
VOZIDEL NA JEJICH JÍZDNÍ VLASTNOSTI

Václav Herda

Diplomová práce
2008

SOUHRN

Diplomová práce se zabývá vlivem délkových konstrukčních parametrů na kinematické chování vozidla při jízdě zatáčkou.

KLÍČOVÁ SLOVA

Kloubové autobusy, poloměr zatáčení, šířka jízdního pruhu

TITLE

Analysis of articulated vehicles parameters influence on their driving behavior.

ABSTRACT

The thesis deals with influence of changing selected dimensional parameters of regular articulated and bi-articulated buses on kinematics of turning behavior.

KEY WORDS

Articulated buses, turning radius, turning corridor

1. ÚVOD

Kloubová vozidla jsou jedním možným řešením pro provoz na velmi vytížených linkách veřejné dopravy. Dalšími možnými řešeními je použití osobních přívěsů za tažné vozidlo, použití vysokopokapacitních jednočlánekových vozidel. Poslední možností je nasazení více nízkopokapacitních vozidel. Tato možnost však není ideální z hlediska nákladů na provoz a ekologické zátěže provozovaných vozidel. Tento systém je ve světě označován jako Metrobus nebo BRT (Bus Rapid Transport)

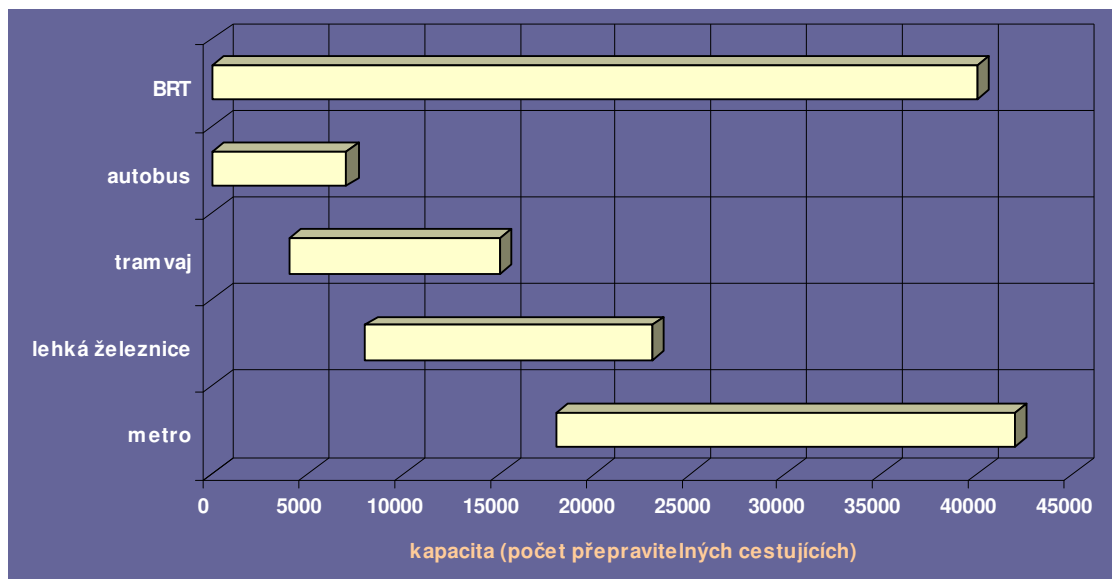
Použití více článkových kloubových vozidel je výhodné z hlediska provozních nákladů. Není zapotřebí nákupu velkého množství vozidel. Více článková vozidla se všech nehodí do center městských aglomerací, kde pro svoji délku mají menší manévrovatelnost. Jejich použití je vhodné na předměstských linkách a vytížených linkách (například mezi letištěm a městskou zástavbou). V některých případech je pro tento typ dopravy budována zvláštní infrastruktura (oddělené jízdní pruhy, speciální komunikace). V některých městech jsou navíc komunikace pro tato vozidla vybaveny optickými i elektrickými naváděcími systémy.

Tyto systémy se v poslední době rozšířily hlavně ve velkých městech Severní a Jižní Ameriky, Austrálii. V Evropě je tento systém dopravy využíván například v Hamburgu, kde jsou nasazovány

tříčlankové autobusy XXL Van Hool s délkou 24,5 m. V kolumbijském hlavním městě Bogota funguje takovýto systém pod názvem TransMilenio. V metropoli se 7 miliony obyvatel se autobusy podílejí na veřejné dopravě 78 procenty. Systém bude pokrývat 84 km tratí v souvislém chráněném koridoru se 114 zastávkami. Jeho vozový park bude tvořit po dokončení 850 kloubových autobusů, které by měly denně přepravit 1,4 milionu cestujících, a jezdit průměrnou rychlostí 29 km/h. Po dokončení všech fází výstavby bude systém obsluhovat 5 milionů cestujících a bude porovnatelný se sítí metra. Pro obyvatele to bude znamenat hlavně trojnásobné snížení průměrného cestovního času (z 90 na 35 min). K dalším nezanedbatelným aspektům patří i to, že převedení části dopravy, která se jinak z velké části obvykle odbývá pomocí automobilů prodírajících se přeplněnými ulicemi, na síť autobusů by mělo podle propočtů projektu znamenat 40procentní snížení znečištění ovzduší, a snížení dopravní nehodovosti ve městě o 80 procent. Další obdobný systém připravuje kanadský York-Toronto s populací přes milion obyvatel. Projekt s názvem Vivo zahrnuje 144 chráněných tratí, 107 chráněných zastávek a vozový park čítající 85 autobusů. Ty přepravují na 17.000 cestujících denně průměrnou rychlostí 23-31 km/h, ale provozovatelé očekávají nárůst cestujících o 30 procent. Stejně tak se ovšem očekává pokles počtu osobních automobilů na hlavní trasách v Yorku, a to až o 7 000, což znamená v rámci dané lokality výrazný přínos k ekologii.

2. CHARAKTERISTIKA DOPRAVNÍHO SYSTÉMU BRT

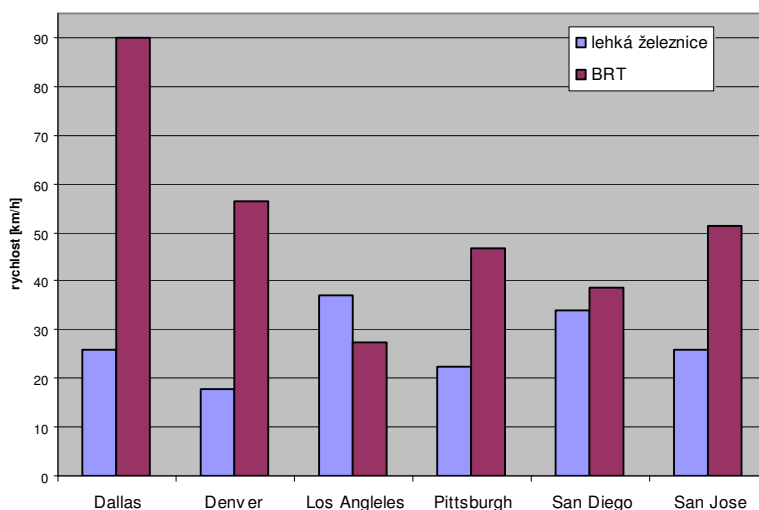
Systém BRT je moderní dopravní systém, jeho předchůdce se využíval například v Essenu již od roku 1980 (viz. obr. 1 až 3). Systém byl založen na využití speciálních jízdnicích pruhů a vozidel s dvojitým druhem pohonu (vznětový motor, trolejbus) s řízením pomocí obrubníků. Systém BRT je navržen s ohledem na vysokou kapacitu přepravy (viz. graf 1). Intervaly mezi jednotlivými spoji jsou uvažovány maximálně 5 minut.



graf 1: srovnání jednotlivých druhů dopravy podle potenciální kapacity

Systém je výhodný v porovnání s vysokokapacitní kolejovou trakcí svoji variabilitou. Autobusy je možné odklonit z pravidelné trasy v případě údržby vozovky či dopravní zácpy. Systém BRT je

výhodný také z hlediska jízdní doby a to protože využívá vyhrazených pruhů na existujících komunikacích (viz. obr. 4) nebo speciálních odděleně budovaných jízdních pruhů využívaných pouze těmito vozidly (viz. obr. 5). Jízdní dobu dále zkracuje preference této dopravy světelnou signalizací (dříve rozsvíceným zeleným světlem nebo déle svítícím zeleným světlem), omezený počet zastávek zvyšující průměrnou rychlost jízdy vozidla. Zvýšení průměrné rychlosti vozidla se také dosahuje minimalizací pobytu vozidla v zastávce. Zastávky jsou od počátku uzpůsobeny pro osoby se sníženou pohyblivostí, stejně jako použítá vozidla, která jsou nízkopodlažní. Použitím magnetického řídicího systému zabudovaného ve vozovce a integrovaného ve vozidla lze docílit velmi přesné zastavení vozidla u okraje nástupiště (do 5 cm) bez nadměrné zátěže řidiče.



graf 2: srovnání průměrné rychlosti BRT a lehké železnice

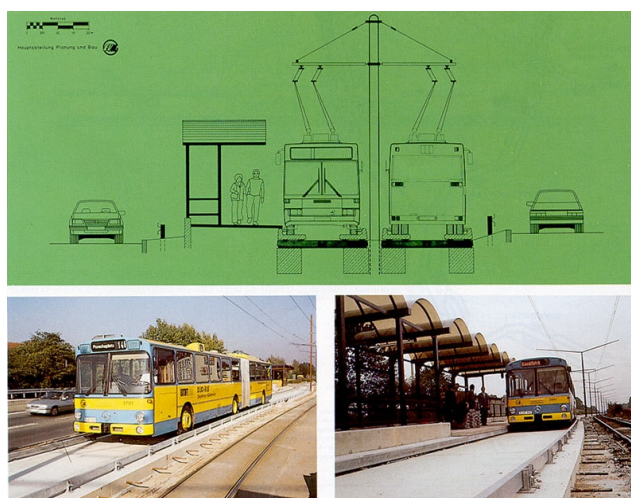
Z grafu 2 jasně vyplívá výhoda vysoké průměrné rychlosti (při dobře zvolené koncepci infrastruktury). Průměrná rychlost je pak jedním z předpokladů dosažení vysoké kapacity přepravy (viz. graf 1)



obr. 1: BRT trať v Essenu otevřená v r. 1980 (boční obrubníky zajišťovaly vedení vozidla)



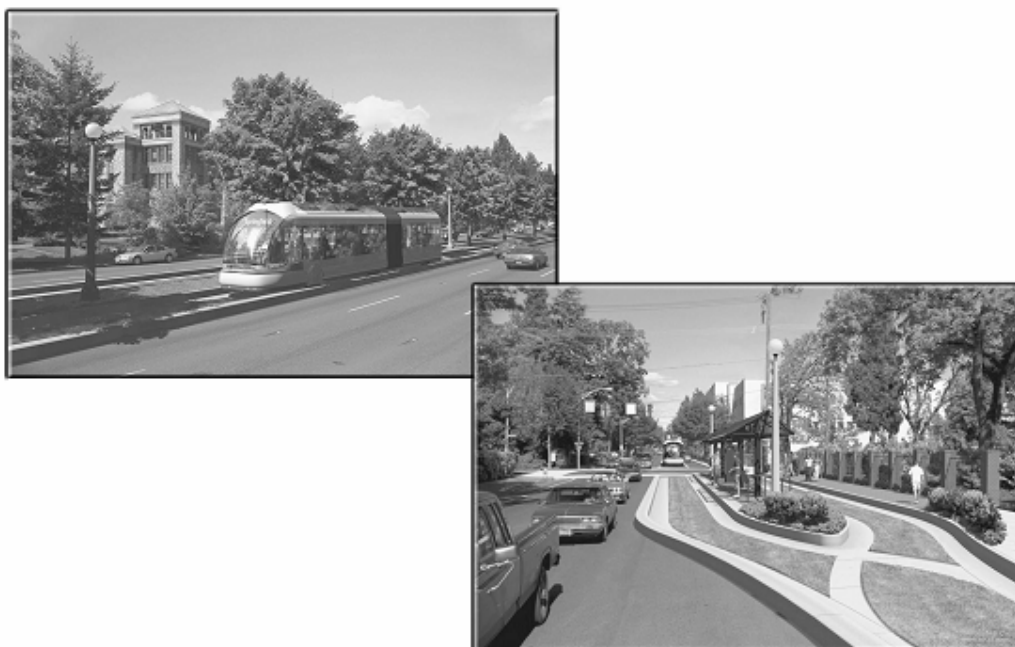
obr. 2: detail bočního vedení obrubníkem vozovky



obr. 3: systém BRT z Essenu (1980)



obr. 4: příklad zvláštních jízdních pruhů (Charlotte, North Carolina)



*obr. 5: příklad infrastruktury BRT v podobě speciálních jízdních koridorů
(plánováno pro Eugene, Oregon)*

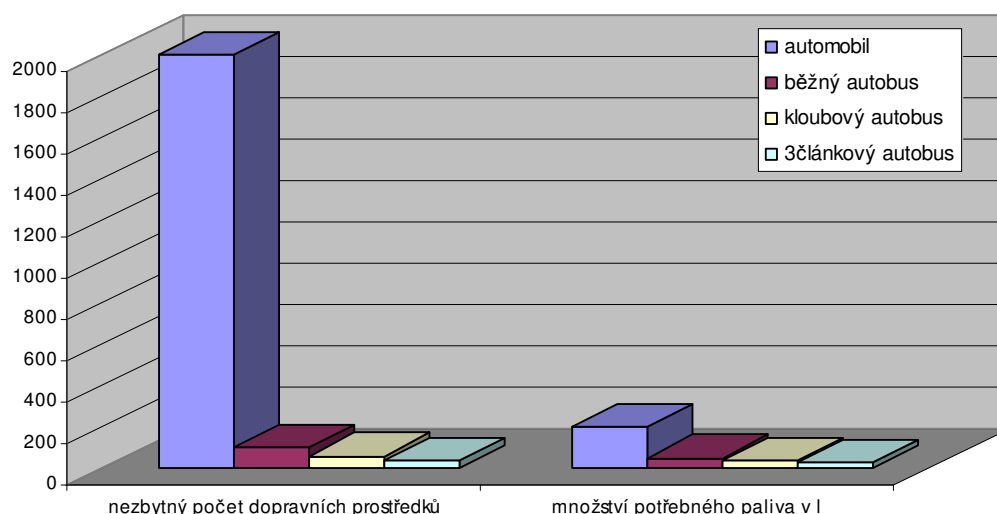
Aplikace systému BRT přináší cestující další výhody v podobě jednoduchého jízdního řádu, garantovanou pravidelnost provozu a také zvýšení bezpečnosti. Primárně je bezpečnost zvýšena provozem ve vyhrazených pruzích bez ovlivnění ostatním provozem, možnosti předjíždění bez rizika kolize s jiným vozidlem nebo cyklistou a menší

stres řidiče vyvolaný možnou zácpou (který může způsobit nesoustředěnost řidiče a následnou nehodu). V případě krizové situace pak je důležitá pasivní bezpečnost vozidla. Například vozidla Volvo vyhovují normám APTA pro nárazové zkoušky rychlostí 40 km/h a srážkou s 1800 kg automobilem. Maximální povolené deformace karoserie autobusu je 7,62 cm. Dále je bezpečnost cestujících zvýšena konstrukcí zastávek a přístupu k nim. Zastávky jsou přístupné pouze použitím nadchodů nebo pochodů, tak lze účinně předejít srážce chodce s automobilem cestou na zastávku. Pro osoby tělesně postižené je připraven k použití místo podchodu či podchodu výtah. K pocitu bezpečí také přispívá dobré osvětlení zastávek a jejich přívětivé prostředí. Svůj příspěvek k bezpečnosti má i bezbariérový přístup eliminující zranění osob. V nenadálé nouzové situaci (jak za provozu vozidla, tak i při stání v zastávce) je pak možné využít k rychlé přivolání pomoci satelitní systém. V praxi se použitím systému BRT dokáže snížit počet dopravních nehod vozidel o 90 % a násilí cestujících o 83 % (údaje ze systému Transmillenio v Novotě, Kulumbia).

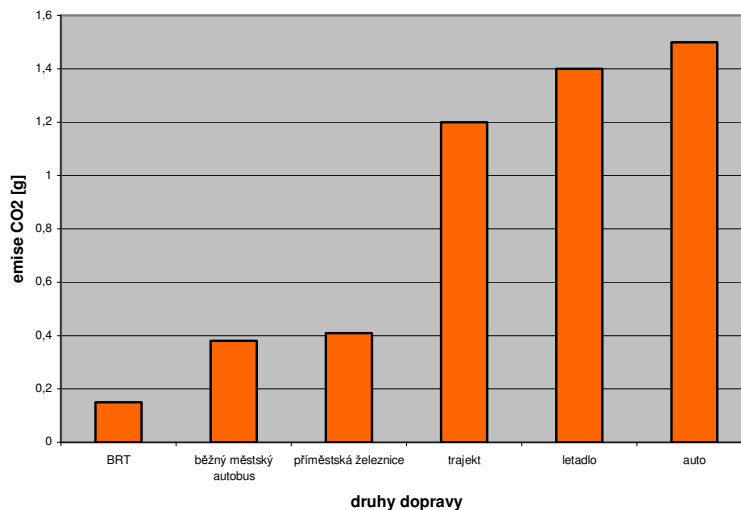
Kvalitu cestování z pohledu cestujícího pak dále zlepší použití informačního systému a bezkontaktního elektronického výběru jízdného, které urychlí nástup cestujícího do vozidla. Informační systém instalovaný na zastávce poskytuje cestujícímu informace o jízdních řádech, příjezdu dalšího spoje a eventuelních výlukách a jiných mimořádných událostech. Palubní informační systém vozidla

informuje cestujícího vizuálně a hlasově o konečné stanici, příští zastávce, aktuální zastávce v které se vozidlo nachází a možnostech přestupu v jednotlivých stanicích.

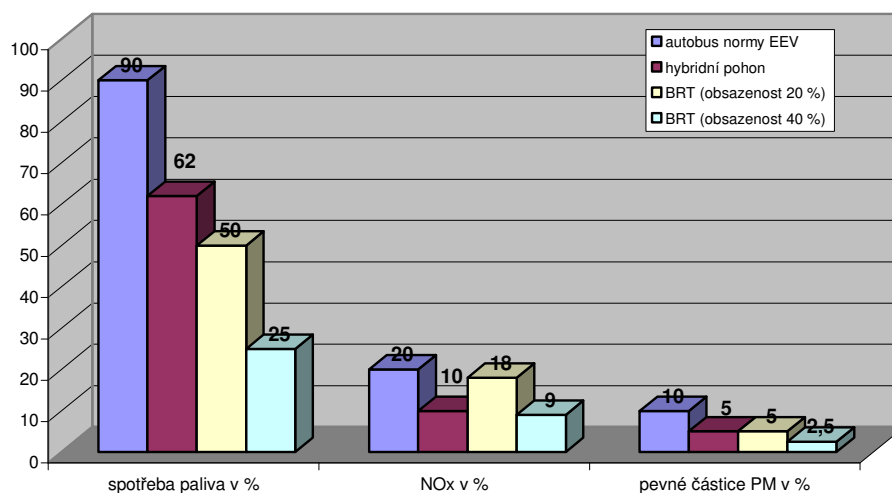
Zavedení dopravního systému sebou také přináší i nezanedbatelné ekologické výhody a to ve formě snížení škodlivých emisí vyprodukovaných provozovanými vozidly (graf 4, 5). K dalšímu snížení ekologické zátěže přispívá významnou měrou i snížení spotřeby na jednoho cestujícího, tím v konečném důsledku dojde i ke snížení emisí skleníkových plynů. Tyto efekty jsou způsobeny menším počtem vysokokapacitních vozidel nutných k přepravě stejného množství cestujících (viz. graf 3). Rozdíl spotřeby a množství vyprodukovaných emisí je podstatně menší než rozdíl počtu přepravovaných osob.



graf 3: porovnání různých druhů dopravy podle přepravy 1000 cestujících na 1 km



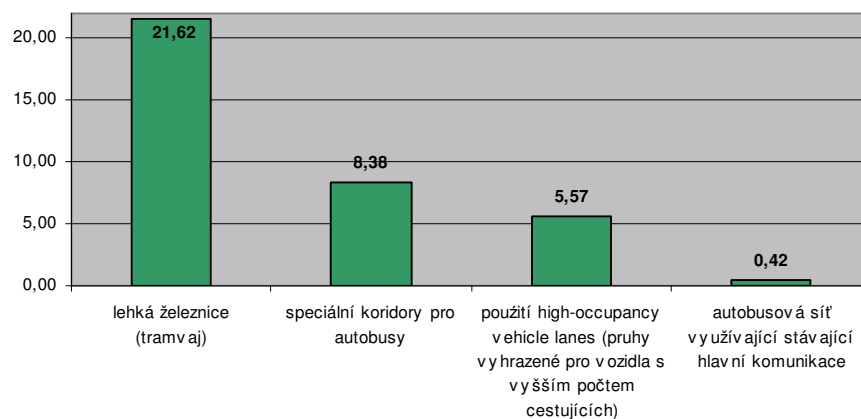
graf 4: množství vyprodukovaných emisí CO₂ jednotlivými druhy doprav



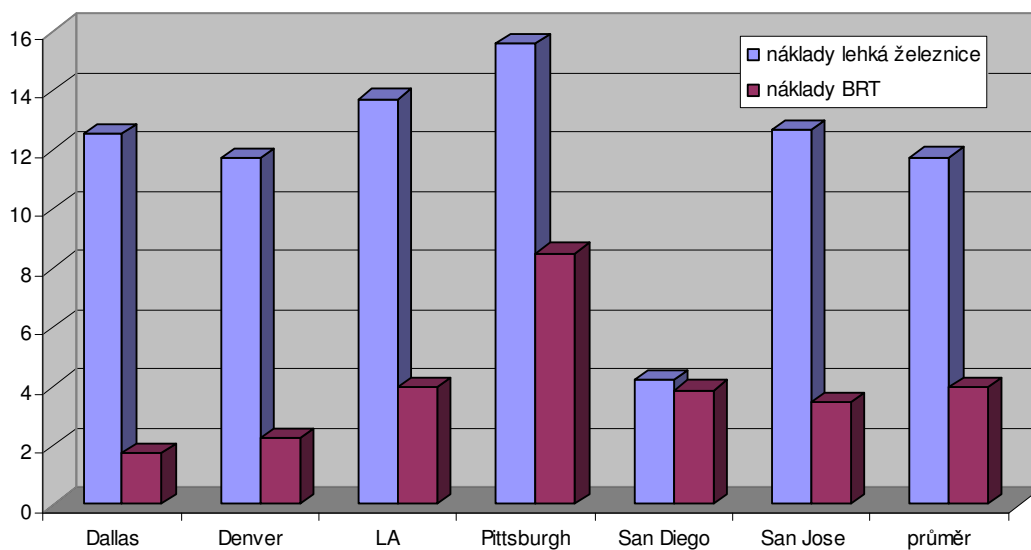
graf 5: porovnání spotřeby paliva a vyprodukovaných emisí na 1 cestujícího a 1 km v porovnání s autobusem EU3

Při zavedení systému velkokapacitní dopravy ve aglomeraci kde není zaveden žádný existující systém je dalším důležitým kritériem náklady na vybudování potřebné infrastruktury pro daný

druh dopravy (viz. graf 6) a náklady potřebné pro provoz dopravní sítě jako například údržba infrastruktury a vozidel (viz. graf 7).



graf 6: náklady na vybudování infrastruktury [mil. dolarů]

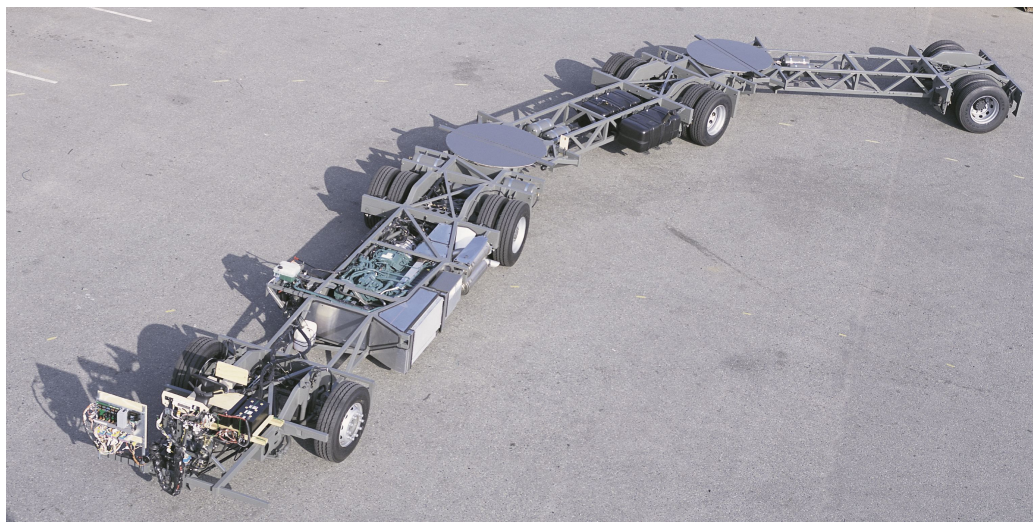


graf 7: provozní náklady vztahované na 1 ujetou míli vozidlem

3. VOZIDLA POUŽÍVANÁ PRO SYSTÉM

BRT

Výčet používaných vozidel v systémech BRT je velmi široký, zahrnuje obyčejné 12m autobusy, patrové autobusy, přes dvoučlánkové až po tříčlánkové autobusy. Pro vysokokapacitní spoje jsou pak obzvláště výhodné dvou a tříčlánková vozidla. Velice běžným vysokokapacitním autobusem je Irisbus Citelis 18m, využívaný v systému BRT například ve francouzském Reims. Dalším produktem koncernu Irisbus je vozidlo Cividis, které se vyrábí v dvoučlánkovém provedení jako autobus nebo jako trolejbus. Dalším významným producentem, který stál u vzniku systému BRT je společnost Volvo, která je výrobcem jak dvoučlánkových tak i tříčlánkových vozidel.



obr. 6: podvozek autobusu Volvo B12M (pro město Bogotá)

Dalším evropským producentem je firma Mercedes, která představila prototyp čtyřnápravového dvoučlankového autobusu Capacity o délce 19,54 m. Obsaditelnost tohoto autobusu je 193 cestujících a poloměr zatáčení činí 22,85 m.



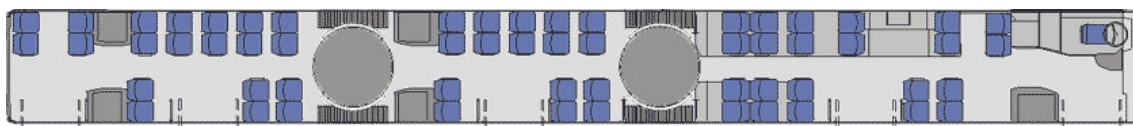
obr. 7: prototyp Mercedes Capacity

Podobnou koncepci jako Mercedes – Benz představil výrobce MAN jako Lion's City GXL.



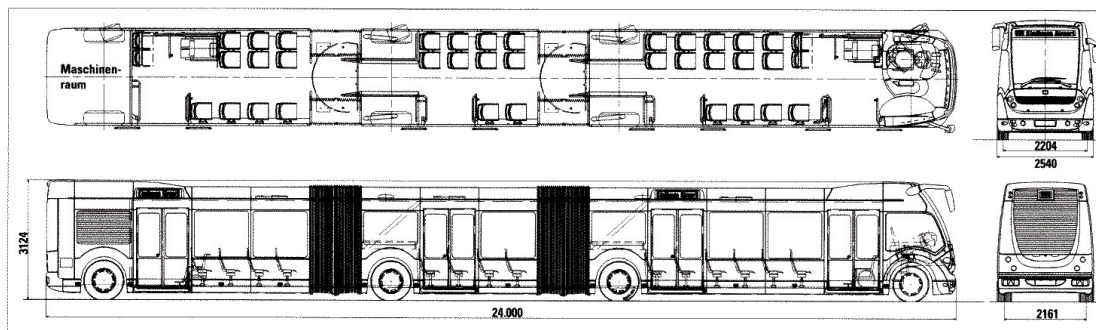
obr. 8: prototyp MAN Lion's City GXL

Jedním z výrobců produkujících tříčlankové autobusy je belgická firma VanHool s modelem AGG 300. Tento autobus o celkové délce 24,5 m je vybaven motorem DAF nebo MAN a je například využíván v BRT města Hamburg. Celková kapacita tohoto autobusu je až 180 cestujících a poloměr zatáčení činí 12 m.



obr. 9: vnitřní uspořádání autobusu Van Hool AGG 300

Dalším zástupcem v kategorii tříčlankových autobusů je Phileas. Výrobce tohoto produktu je firma ATPS (Advanced Public Transport Systems), která je součástí holandské společnosti VDL Bus and Coach. Phileas je vyráběn jak v dvoučlankovém provedení o délce 18,5 m, tak i v tříčlankové verzi o délce buď 24,5 nebo 26 m.



obr. 10: ATPS Phileas (verze 24,5 m)



obr. 11: tříčlánkový autobus ATPS Phileas

K pohonu slouží v první generaci sériový hybridní pohon s motorem na LPG a elektromotory uloženými v kolech (kromě kol 1. nápravy). Druhá generace využívá již paralelní hybridní systém GM Allison, z důvodu nižší ceny a hmotnosti systému. Základem je vznětový motor splňující normu EU4 uložený u 2. a zadní nápravy a elektromotory v kolech. Při brždění je tento systém chopen rekuperovat energii, kterou ukládá do NiMH článků. Tříčlánková verze autobusy využívá elektro – hydraulického systému natáčení všech kol. Karoserie je vyrobena pro dosažení nízká hmotnosti konstrukce ze sendvičových polyesterových a hliníkových panelů a je plně nízkopodlažní. Autobus má kapacitu 39 sedících a 161 stojících cestujících (verze pro turecký Istanbul). Phileas může být také vybaven naváděcím zařízením sestávajícího z přijímače instalovaného ve vozidle a magnety instalovanými ve vozovce. Použití tohoto systému ulehčuje řidiči řízení vozidla, zastavování vozidla v zastávce (možnost zastavení maximálně 5 cm od hrany nástupiště) a umožňuje kontrolu rychlosti vozu. Naváděcí magnety instalované ve vozovce jsou 30 mm dlouhé o průměru 15 mm. Magnety se umísťují 145 až

165 cm od pravého okraje vozovky a vzdálenost mezi jednotlivými magnety by měla být $4,5 \text{ m} \pm 1 \text{ m}$. Při instalaci těchto magnetů je zapotřebí dodržet minimální vzdálenost 20 cm od feromagnetických materiálů.

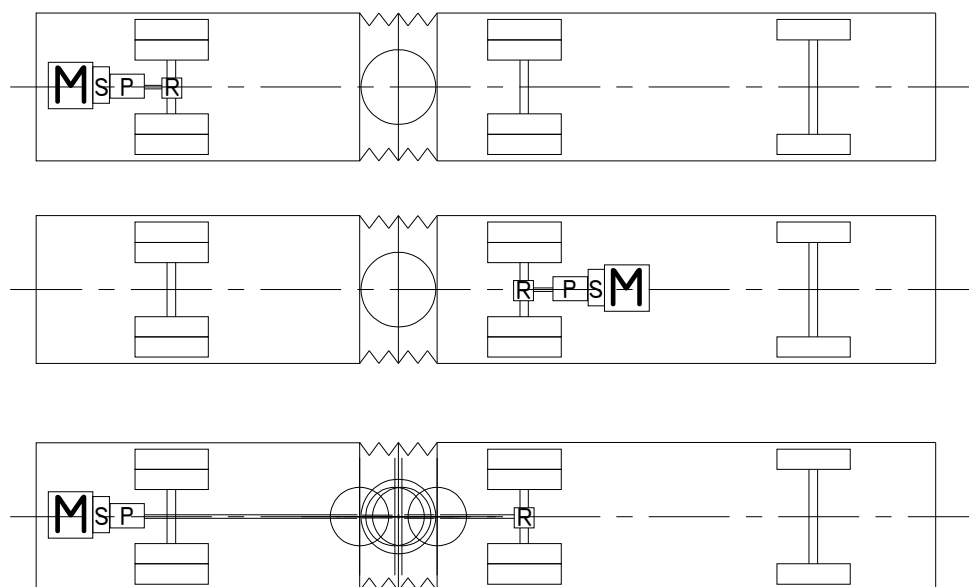
Výrobce ATPS doporučuje dodržet některé parametry na vozovku vhodnou pro jeho autobusy. Doporučený materiál vozovky je tvrzený beton, při použití asfaltu hrozí rychlé vytvoření kolejí. Šířka vozovky by měla být 6,5 m (jednoprúdová 3,4 m) pro dodržení optimální rychlosti 20 km/h v zatáčkách o minimálním poloměru 15 m. Vzhledem k délce autobusu až 26 m se doporučuje minimální rádius vrcholu kopce 50 a minimální rádius v údolí 52,5 m. Minimální odstup mezi klesáním a stoupáním by neměl být menší než 9 m. Velikost maximálního přípustného stoupání činí 12,5 %. Nástupiště pro autobusy Phileas nesmí být umístěno v zatáčce, musí být maximálně o 4 m kratší než autobus a výška nástupiště musí být 30 cm pro bezproblémový nástup osob s pohybovým postižením. Pro přesné zastavení vozidla v zastávce nesmí být nástupiště umístěno blíže k zatáčce než je délka autobusu. Výrobce udává náklady při dodržení těchto podmínek na 4,3 milionu € na 1 km, při využití současné infrastruktury na 0,7 mil. €. Udávané provozní náklady na infrastrukturu jsou 5000 € na 1 km za rok.

4. KONSTRUKČNÍ USPOŘÁDÁNÍ

KLOUBOVÝCH VOZIDEL

Konstrukčním uspořádáním se rozumí umístění náprav, systém pohonu vozidla a systém řízení kol. Systém pohonu charakterizuje umístění motoru, spojky, převodovky a hnací nápravy ve vozidle. Z tohoto hlediska existují u klasického dvoučlánekového kloubového autobusu následující varianty (viz. obr. 12):

- a) Motor uložen za zadní hnací nápravou
- b) Motor uložen před střední hnací nápravou
- c) Motor uložen za zadní hnanou nápravou, prostřední náprava je hnací



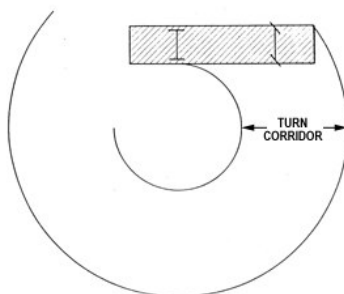
obr. 12: uspořádání pohonu dvoučlánekového kloubového autobusu

Systém řízení dvoučlánekového kloubového autobusu je nejčastěji proveden v jedné z následujících variant:

- a) Řiditelná pouze přední náprava řidičem
- b) Řiditelná první a poslední náprava (nuceně řiditelná), poslední náprava může být hnací nebo hnaná
- c) U vícečlankových vozidel řízení všech kol (např. elektro – hydraulicky

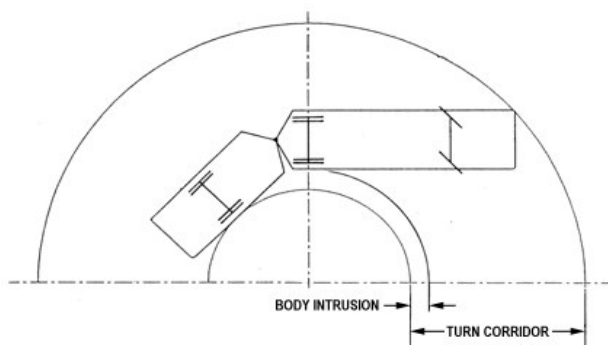
V typické uspořádání dvoučlankového kloubového autobusu s řízenou zadní nápravou je hnací ústrojí (motor, spojka, převodovka) umístěno před druhou nápravou. Toto uspořádání se také nazývá tažné, protože přední část (tahač) táhne zadní část vozidla (přívěs). V tomto uspořádání má zadní náprava hlavní funkci v přenosu hmotnosti přívěsu a jeho zatížení. Proto je její provedení relativně jednoduché a levné, stejné tak jako zástavba řízení závislého na natočení kloubu pomocí mechanické vazby. Kola zadní nápravy se poté natáčejí v opačném směru než kola na nápravě přední. Další časté uspořádání dvoučlankového kloubového autobusu je provedení s hnacím ústrojím uloženým za poslední nápravou. Tato verze se někdy označuje jako tlačná, zadní část tlačí před sebou přední část bez motoru. V tomto případě zástavba řízení do poslední nápravy je již komplikovaná a drahá.

Při průjezdu zatáčkou jsou důležitými parametry poloměr zatáčení a šířka jízdního pruhu. Ta je dána rozdílem poloměru, který opisuje vnější bod předního čela vozidla (viz. obr. 13).



obr. 13: šířka jízdního pruhu při průjezdu zatáčkou dvounápravového vozidla

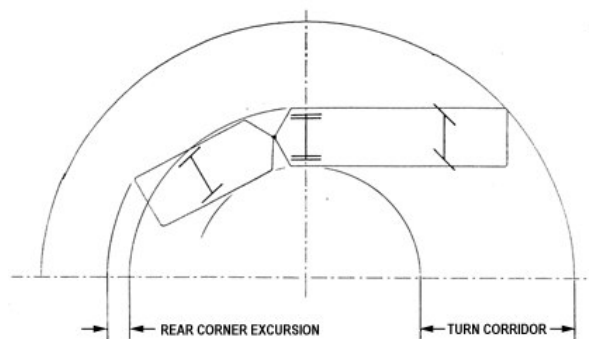
V případě dvoučlankového kloubového autobusu s neřízenými koly zadní nápravy má zadní část tendenci vybočovat více ke středu zatáčení (viz. obr. 14) a tím se zvětšuje šířka jízdního pruhu vozidla. Tomuto efektu nelze bez řízení kol zadní nápravy zabránit. Lze ho však eliminovat krátkou zadní částí vozidla a umístěním kloubu dostatečně daleko za druhou nápravu.



obr. 14: průjezd zatáčkou vozidla s neřízenou zadní nápravou

Aplikací systému řízení zadní nápravy se dosáhne zamezení zvětšení šířky jízdního pruhu a vybočování zadní části směrem ke středu zatáčení (viz. obr. 15). Vhodnou konstrukcí řízení zadní nápravy lze

dosáhnout toho, že tato náprava sleduje stopu druhé nápravy. Takto je chování zadní části vozidla pro řidiče snadno odhadnutelné.



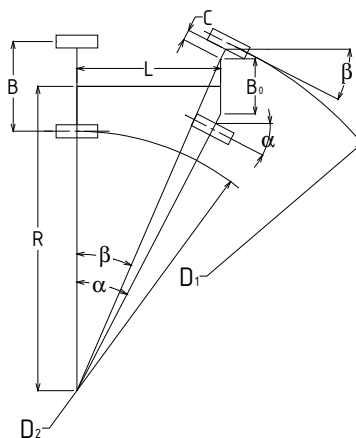
obr. 15: průjezd vozidla s řízením kol zadní nápravy

Nevýhodou řízení zadních kol je vybočování zadní části vozidla směrem ven ze zatáčky. Toto chování je rizikové pro řidiče, protože řidič toto vybočení není schopen registrovat ve zpětném zrcátku. Nebezpečí vybočování zadní části vozidla se může eliminovat vhodnou technikou jízdy, která je opačná k technice jízdy s kloubovým autobusem s neřízenou zadní nápravou.

5. OBECNÝ VÝPOČET KINEMATIKY **VOZIDLA PŘI PRŮJEZDU ZATÁČKOU**

Výpočet kinematiky průjezdu vozidla zatáčkou je založen na splnění Ackermanových podmínek. Ty jsou platné pro průjezd vozidla malými rychlostmi (zanedbání vlivu směrových úchylek pneumatik). Geometrie řízení pro splnění Ackermanových podmínek musí mít osy

rejdivých čepů kolmé k vozovce, stejné jako střední rovina kol. Splněním Ackermanových podmínek je dosaženo k ideálnímu odvalování kol, protože vektor rychlosti pohybu kol leží ve středních rovinách rotace kol. Prakticky je toto splněno v případě, že se osy rotace všech vozidlových kol protínají na ose kolem níž se vozidlo otáčí (viz. obr 16).



obr. 16: kinematika zatáčení dvounápravového vozidla

Pro úhly natočení předních kol platí vztahy:

$$\cot g \alpha = \frac{R - \frac{B_0}{2}}{L} \quad \cot g \beta = \frac{R + \frac{B_0}{2}}{L} \quad (1)$$

kde: α – natočení vnitřního kola

β – natočení vnějšího kola

R – poloměr zatáčení

B_0 – vzdálenost rejdivých čepů

L – rozvor náprav

Při splnění vztahů (1) je splněna podmínka shody osy rotace kol s teoretickým středem zatáčení. Ze vztahů (1) lze vyjádřit Ackermanovu podmínku ve tvaru:

$$\cot g\beta - \cot g\alpha = \frac{B_0}{L} \quad (2)$$

Z geometrických podmínek vozidla při průjezdu zatáčkou (viz. obr. 16) je možné vypočítat teoretický poloměr zatáčení R použitím vztahu (3).

$$R = L * \cot g\alpha + \frac{B_0}{2} = L * \cot g\beta - \frac{B_0}{2} \quad (3)$$

Z geometrických podmínek dle obr. 16 lze dále stanovit vnější stopový průměr zatáčení D_1 jako:

$$D_1 = 2 * \left[\frac{R_{\min} + \frac{B_0}{2}}{\cos \beta_{\max}} + c \right] = 2 * \left(\frac{L}{\sin \beta_{\max}} + c \right) \quad (4)$$

kde: $R_{\min}$ – minimální poloměr zatáčení

$\beta_{\max}$ – maximální natočení vnějšího kola

c – vzdálenost podélné osy kola od rejdového čepu

V praktických výpočtech je možné vzhledem k ostatním rozměrům vozidla považovat vzdálenost c ve vztahu (4) za nulovou a vycházet z rozchodu kol přední nápravy B_0 . Podobně jako vnější stopový průměr zatáčení se získá vnitřní stopový průměr zatáčení D_2 ve tvaru:

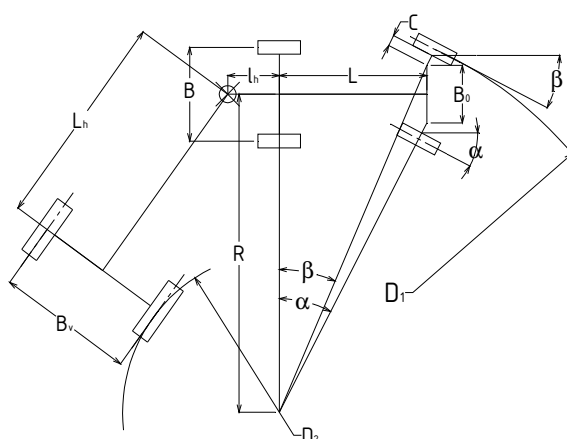
$$D_2 = 2 * \left(R_{\min} - \frac{B_0}{2} \right) = 2 * (L * \cot g\alpha_{\max} - c) \quad (5)$$

kde $\alpha_{\max}$ – maximální natočení vnitřního kola

Z rozdílu vztahů (4) a (5) je možné spočítat šířku jízdního pruhu potřebného pro dráhy kol v zatáčce o minimálním poloměru:

$$H = \frac{D_1 - D_2}{2} = L * \left(\frac{1}{\sin \beta_{\max}} - \frac{1}{\tan \alpha_{\max}} \right) + 2c \quad (6)$$

Dvoučláková kloubová vozidla bez řízené zadní nápravy lze při jízdě zatáčkou znázornit podle následujícího obrázku:



obr. 17: schéma průjezdu dvoučlákového kloubového vozidla zatáčkou bez řízení zadní nápravy

Z obr. 17 je zřejmé že u kloubového autobusu zůstane zachován vnější stopový průměr otáčení a platí vztah (4). Vnitřní stopový průměr kol zadní nápravy kloubového autobusu se určí pomocí Pythagorovy věty z pravoúhlých trojúhelníků podle obr. 17. Výsledný vztah bude poté ve tvaru:

$$D_2 = 2 * \left[\sqrt{\left(L * \cot \beta_{\max} - \frac{B_0}{2} \right)^2 + l_h^2} - L_v^2 - \frac{B_v}{2} \right] \quad (7)$$

kde: l_h – vzdálenost kloubu od střední nápravy

L_v – vzdálenost od kloubu k ose zadní nápravy

B_v – rozchod kol zadní nápravy

Šířka jízdního pruhu potřebná pro kola soupravy se určí jako rozdíl vnějšího stopového poloměru přední nápravy a vnitřního stopového poloměru zadní nápravy a je roven:

$$H = \frac{D_1 - D_2}{2} = \frac{L}{\sin \beta_{\max}} + c + \frac{B_v}{2} - \sqrt{\left(L * \cot g \beta_{\max} - \frac{B_0}{2}\right)^2 + l_h^2 - L_v^2} \quad (8)$$

Ve skutečnosti bude reálná šířka jízdního pruhu větší o vliv předního převisu. Průměr který opisuje vnější hrana předního čela je pak určen vztahem:

$$D_1^* = 2 * \sqrt{(PP + L)^2 + \left(L * \cot g \beta - \frac{B_0}{2} + \frac{B}{2}\right)^2} \quad (9)$$

kde: PP – délka předního převisu

B – šířka vozidla

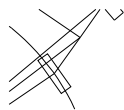
Výsledná reálná šířka jízdního pruhu zohledňující vybočení předního čela autobusu bude dána jako:

$$H = D_1^* - D_2 \quad (10)$$

V případě tříčlankového autobusu s řízenou pouze přední nápravou je postup výpočtu podobný, také s využitím Pythagorovy věty a vztahů mezi stranami trojúhelníků a vrcholových úhlech.

Při zvažování použití řízené zadní nápravy a předpokladu, že zadní kola jedou ve stopě kol prostřední nápravy platí situace

zakreslená na obr. 18. Požadavek na valení kol zadní nápravy ve stopě střední nápravy je z důvodu dosažení minimální šířky jízdního pruhu.



obr. 18: dvoučlankový autobus s řízením kol zadní nápravy

Při výpočtu se nejprve nahradí řízená kola jedním fiktivním řízeným kolem umístěným ve středu zadní nápravy a úhlem natočení α_s .

Výpočet tohoto úhlu vychází ze vztahů v trojúhelnících tvořenými poloměrem zatačení prostřední nápravy a středu zadní nápravy a polovina odpovídajícího rozchodu kol, spojnicí kloubu a středu otáčení, vzdáleností kloubu od prostřední nápravy a vzdáleností kloubu od zadní nápravy. Výpočet středního úhlu natočení kol zadní nápravy vychází z Pythagorovy a kosinové věty. Výsledný vztah bude:

$$\alpha_s = \arctg \left(\frac{l_h}{L * \cot g \beta_{1 \max} - \frac{B_{01}}{2}} \right) + \arccos \left[\frac{2 * \left(L * \cot g \beta_{1 \max} - \frac{B_{01}}{2} \right)^2 + l_h^2 - L_v^2}{2 * \left(L * \cot g \beta_{1 \max} - \frac{B_{01}}{2} \right) * \sqrt{\left(L * \cot g \beta_{1 \max} - \frac{B_{01}}{2} \right)^2 + l_h^2}} \right] \quad (11)$$

kde: $\beta_{1 \max}$ – maximální natočení vnějšího kola přední nápravy

B_{01} – vzdálenost rejdových čepů přední nápravy

B_{02} – vzdálenost rejdových čepů zadní nápravy

Pro stanovení úhlu natočení jednotlivých kol, je zapotřebí znát úhlovou odchylku od úhlu natočení α_s . Tento úhel se určí ze vztahu:

$$\delta = \arcsin \left(\frac{B_{02}}{2} * \frac{\sin \gamma}{R_1 - \frac{B_2}{2}} \right) \quad \gamma = 90 - \arccos \frac{L_v^2 + R_1^2 - R_2^2}{2 * L_v * R_1} \quad (12)$$

$$R_1 = L * \cot g \beta_{1 \max} - \frac{B_{01}}{2} \quad R_2 = \sqrt{\left(L * \cot g \beta_{1 \max} - \frac{B_{01}}{2} \right)^2 + l_h^2}$$

kde: B_2 – rozchod kol prostřední nápravy

Úhly natočení jednotlivých kol se získají použitím vztahů (11) a (12) a platí že úhel natočení vnitřního kola α_2 (měřeno od osy kol prostřední nápravy k ose vnitřního kola zadní nápravy) zadní nápravy je dán vztahem $\alpha_2 = \alpha_s + \delta$, úhel natočení vnějšího kola β_2 (měřeno od osy kol prostřední nápravy k ose vnějšího kola zadní nápravy) je možné určit z následujícího vztahu pro α_s jako $\alpha_s = \frac{\alpha_2 + \beta_2}{2}$. Při výpočtu je dále

vhodné zkontrolovat velikost vybočení zadního čela autobusu. Míra vybočení je rozdíl poloměru, který opisuje v zatáčce vnější hrana zadního čela autobusu a poloměru který opisuje vnější zadní kolo.

Velikost vybočení je pak dána vzorcem $V = R_z - R_{vz}$ (13).

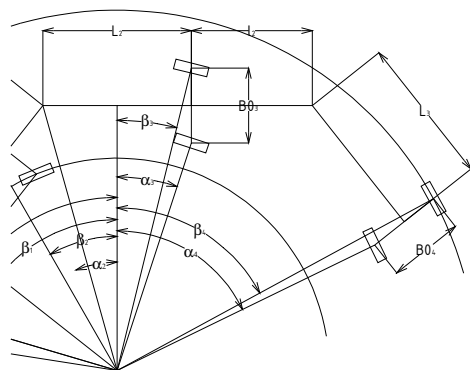
$$R_{vz} = \frac{B_{02}}{2 * \sin \delta} * \sin \left[90 + \arccos \frac{L_v^2 + R_1^2 - R_2^2}{2 * L_v * R_1} \right]$$

$$R_z = \sqrt{R_{vz}^2 + ZP^2 - 2 * R_{vz} * ZP * \cos \left(180 - \delta - \arccos \frac{L_v^2 + R_1^2 - R_2^2}{2 * L_v * R_1} \right)}$$

kde: R_z – poloměr který opisuje vnější hrana zadního čela

R_{vz} – poloměr který opisuje vnější zadní kolo

Chování tříčlankového kloubového vozidla s řízením všech kol je značně ovlivněno polohou středu zatáčení. V této práci jsou zvažovány dvě varianty. První varianta předpokládá umístění středu zatáčení na průsečíku kolmic z poloviny rozchodu kol 1. a 2. nápravy a vzdálenosti od 1. kloubu ke 3. nápravě (viz. obr. 19).



obr. 19: varianta 1 tříčlankového vozidla

Tato varianta umožňuje lehčí začátek výpočtu, vznikem dvou pravoúhlých trojúhelníků a tím, že úhel natočení kol 1. a 2. nápravy je shodný. Poloměr zatáčení je pak ve vzdálenosti R_1 od osy symetrie 1. části vozidla (měřené v polovině rozchodu kol 1. a 2. nápravy) dané vztahem:

$$R_1 = L_1 * \cot g\alpha_{základní} + \frac{B_{01}}{2} = L_1 * \cot g\alpha_s \quad (14)$$

kde: $\alpha_{základní}$ – úhel natočení vnitřního kola 1. nápravy
od osy 2. nápravy

L_1 – rozvor kol 1. a 2. nápravy

B_{01} – vzdálenost rejdových čepů (pro zjednodušení
dále předpoklad $B_{01} = B_{02} = B_{03} =$
 B_{04})

α_s – střední úhel natočení kol 1. nápravy $\alpha_s = \frac{\alpha_1 + \beta_1}{2}$

Při znalosti R_1 je možné určit vnitřní poloměr zatáčení vozidla a to ze vztahu:

$$R_{vnitřní} = \sqrt{\left(\frac{L_1}{2}\right)^2 + \left(R_1 - \frac{B_{01}}{2}\right)^2} \quad (15)$$

kde: R_1 – vzdálenost poloměru zatáčení od osy
symetrie 1. části vozidla (měřené
v polovině rozchodu kol 1. a 2.
nápravy)

V dalším kroku je nutné určit poloměr který opisuje 1. kloub vozidla podle vzorce:

$$R_2 = \sqrt{\left(\frac{L_1}{2} + l_1\right)^2 + \left(R_1 - \frac{B_{01}}{2}\right)^2} \quad (16)$$

kde: l_1 – vzdálenost 2. nápravy od 1. kloubu

Dále je zapotřebí stanovit vzdálenost středu zatáčení od osy symetrie 2. části vozidla (v polovině vzdálenosti 1. kloubu od 3. nápravy) dané vztahem:

$$R_3 = \sqrt{R_2^2 - \left(\frac{L_2}{2}\right)^2} \quad (17)$$

kde: L_2 – vzdálenost mezi 1. kloubem a 3. nápravou

Při znalosti vzdálenosti R_3 je možné určit úhly natočení kol 3. nápravy (měřené od kolmice na osu symetrie prostřední části vozidla). Pro úhly natočení kol platí vztahy:

$$\alpha_3 = \operatorname{arctg} \frac{\frac{L_2}{2}}{R_3 - \frac{B_{03}}{2}} \quad \beta_3 = \operatorname{arctg} \frac{\frac{L_2}{2}}{R_3 + \frac{B_{03}}{2}} \quad (18)$$

kde: α_3 – úhel natočení vnitřního kola 3. nápravy

β_3 – úhel natočení vnějšího kola 3. nápravy

R_3 – vzdálenost středu zatáčení od osy symetrie 2. části vozidla (v polovině vzdálenosti 1. kloubu od 3. nápravy)

Při znalosti vzdálenosti R_3 je dále možné spočítat poloměr který opisuje 2. kloub při průjezdu zatáčkou použitím následujícího vztahu:

$$R_4 = \sqrt{R_3^2 + \left(\frac{L_2}{2} + l_2 \right)^2} \quad (19)$$

kde: l_2 – vzdálenost 3. nápravy od 2. kloubu

Nyní je nutné použít grafickou metodu, jelikož pro výpočet dalších parametrů (úhly natočení kol 4. nápravy, vnější poloměr zatáčení není v trojúhelníku tvořeném vzdáleností R_4 , L_3 a spojnicí středu zatáčení se středem 4. nápravy dostatek známých parametrů k provedení výpočtu. Zde je proto vhodné použít náčrt vozidla v měřítku (viz. obr. 19) a určit například vnější poloměr zatáčení $R_{\text{vnější}}$, vnitřní poloměr zatáčení 4. nápravy R_5 a poloměr který opisuje střed poslední nápravy

R_6 . Za předpokladu známé velikosti těchto dvou parametrů je možné dopočítat rozdílový úhel mezi natočením vnitřního a vnějšího kola poslední nápravy, jehož velikost je určena takto:

$$\delta_4 = \arccos \frac{R_{\text{vnější}}^2 + R_5^2 - B_{04}^2}{2 * R_{\text{vnější}} * R_5} \quad (20)$$

kde: $R_{\text{vnější}}$ – velikost poloměru zatáčení vnějšího kola poslední nápravy

R_5 – velikost poloměru zatáčení vnitřního kola poslední nápravy

B_{04} – vzdálenost rejdových čepů poslední nápravy

Celkovou velikost natočení kol je výhodné měřit od kolmice na osu symetrie prostřední části vozidla je dána následujícími vztahy:

$$\alpha_4 = \arctg \frac{\frac{L_2}{2} + l_2}{R_3} + \arccos \frac{R_4^2 + R_6^2 - L_3^2}{2 * R_4 * R_6} + \frac{\delta_4}{2} \quad (21)$$

$$\beta_4 = \arctg \frac{\frac{L_2}{2} + l_2}{R_3} + \arccos \frac{R_4^2 + R_6^2 - L_3^2}{2 * R_4 * R_6} - \frac{\delta_4}{2}$$

kde: α_4 – úhel natočení vnitřního kola 4. nápravy

β_4 – úhel natočení vnějšího kola 4. nápravy

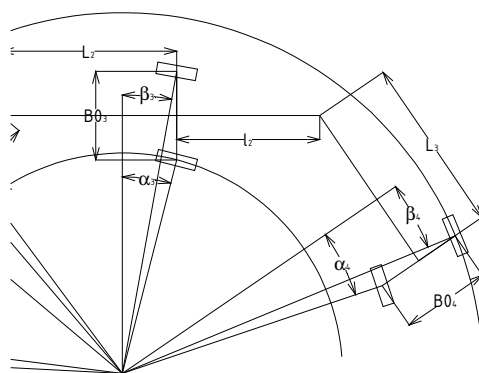
L_3 – vzdálenost 2. kloubu ke 4. nápravě

R_4 – poloměr který opisuje 2. kloub při průjezdu zatáčkou

R_6 – poloměr který opisuje střed poslední nápravy

V případě, kdy je nutné stanovit vybočení zadního čela je nutné tuto velikost opět stanovit z geometrického náčrtu vozidla. Výsledná šířka jízdního pruhu je poté rozdíl poloměru zatáčení vnějšího kola 4. nápravy $R_{\text{vnější}}$ (respektive poloměru který opisuje vnější hrana zadního čela) a poloměru zatáčení vnitřních kol 1. nebo 2. nápravy.

Výpočet tříčlánekového kloubového vozidla podle varianty 2 (viz. Obr 20) začíná stanovením vnějšího stopového poloměru zatáčení $R_{\text{vnější}}$.



obr. 20: varianta 2 tříčlánekového kloubového autobusu

Vnější stopový poloměr zatáčení $R_{\text{vnější}}$ se stanoví z rovnice:

$$R_{\text{vnější}} = \sin(180 - \alpha_{\text{základní}}) * \frac{B_{01}}{\sin(\alpha_{\text{základní}} - \beta_{\text{základní}})} \quad (22)$$

kde: $\alpha_{\text{základní}}$ – maximální úhel natočení vnitřního kola
1. nápravy

$\beta_{\text{základní}}$ – maximální úhel natočení vnějšího kola 1.
nápravy

B_{01} – vzdálenost rejdových čepů 1. nápravy

V dalším kroku je možné přistoupit k výpočtu úhlu natočení vnějšího kola 2. nápravy vztahem:

$$\beta_2 = \left[\arcsin \frac{L_1 * \sin(90 - \beta_{základní})}{X} \right] - \beta_{základní} \quad (23)$$

kde: L_1 – rozvor kol 1. a 2. nápravy

$$X = \sqrt{L_1^2 + R_{vnější}^2 - 2 * L_1 * R_{vnější} * \cos(90 - \beta_{základní})}$$

Při znalosti úhlu natočení vnějšího kola je možné stanovit vnitřních stopových poloměr zatáčení:

$$R_{vnitřní} = \sqrt{X^2 + B_{02}^2 - 2 * X * B_{02} * \cos \beta_2} \quad (24)$$

kde: B_{02} – vzdálenost rejdových čepů 2. nápravy

S úhlem natočení vnějšího kola 2. nápravy souvisí úhel natočení vnitřního kola 2. nápravy. Velikost tohoto úhlu je dána rovnicí:

$$\alpha_2 = \beta_2 + \arcsin \frac{B_{02} * \sin \beta_2}{R_{vnitřní}} \quad (25)$$

Nyní je možné stanovit poloměr, který opisuje 1. kloub při průjezdu zatáčkou a to vztahem:

$$R_1 = \sqrt{X^2 + Y^2 - 2 * X * Y * \cos(\beta_2 + \beta_x)} \quad (26)$$

$$\text{kde: } Y = \sqrt{l_1^2 + \left(\frac{B_{02}}{2}\right)^2}$$

$$\beta_x = \arctg \frac{2 * l_1}{B_{02}}$$

l_1 – vzdálenost 1. kloubu od 2. nápravy

Pro další postup výpočtu je zapotřebí znát úhel mezi spojnicí 1. kloubu se středem zatáčení a spojnicí středu stopy vnitřního kola 3. nápravy se středem zatáčení:

$$\gamma_1 = \arccos \frac{R_1^2 + R_{vnitřní}^2 - Z^2}{2 * R_1 * R_{vnitřní}} \quad (27)$$

$$\text{kde: } Z = \sqrt{L_2^2 + \left(\frac{B_{03}}{2}\right)^2}$$

L_2 – vzdálenost 3. nápravy od 1. kloubu

B_{03} – vzdálenost rejdových čepů 3. nápravy

S tímto úhlem souvisí také úhel mezi spojnicí 1. kloubu se středem zatáčení a spojnicí středu stopy vnějšího kola 3. nápravy:

$$\gamma_2 = \arcsin \frac{Z * \sin \gamma_3}{B} \quad (28)$$

$$\text{kde: } \gamma_3 = \gamma + 2 * \gamma_y \quad \gamma = \arcsin \frac{R_{vnitřní} * \sin \gamma_1}{Z} \quad \gamma_y = \arctg \frac{B_{03}}{2 * L_2}$$

$$B = \sqrt{R_1^2 + Z^2 - 2 * R_1 * Z * \cos \gamma_3}$$

Natočení vnějšího kola 3. nápravy je popsáno vztahem:

$$\beta_3 = \arccos \frac{B^2 + B_{03}^2 - R_{vnitřní}^2}{2 * B * B_{03}} \quad (29)$$

Natočení vnitřního kola je pak stanoveno rovnicí:

$$\alpha_3 = \gamma_1 - \gamma_2 + \beta_3 \quad (30)$$

Dalším krokem výpočtu je určení poloměru, který opisuje 2. kloub při průjezdu zatáčkou z rovnice:

$$R_2 = \sqrt{B^2 + C^2 - 2 * B * C * \cos \varpi} \quad (31)$$

$$\text{kde: } C = \sqrt{l_2^2 + \left(\frac{B_{03}}{2}\right)^2}$$

$$\varpi = \beta_3 + \varpi_1 \quad \varpi_1 = \arctg \frac{2 * l_2}{B_{03}}$$

l_2 – vzdálenost 2. kloubu od 3. nápravy

Nyní je zapotřebí spočítat úhel mezi spojnicí 2. kloubu se středem zatáčení a spojnicí středu stopy vnějšího kola 4. nápravy se středem zatáčení podle vzorce:

$$\xi = \arccos \frac{R_2^2 + R_{\text{vnější}}^2 - D^2}{2 * R_2 * R_{\text{vnější}}} \quad (32)$$

$$\text{kde: } D = \sqrt{L_3^2 + \left(\frac{B_{04}}{2}\right)^2}$$

L_3 – vzdálenost 4. nápravy od 2. kloubu

B_{04} – vzdálenost rejdových čepů 4. nápravy

S úhlem mezi spojnicí 2. kloubu se středem zatáčení a spojnicí středu stopy vnějšího kola 4. nápravy se středem zatáčení souvisí úhel mezi spojnicí 2. kloubu se středem zatáčení a spojnicí středu stopy vnitřního kola 4. nápravy se středem zatáčení. Tento úhel je dán vztahem:

$$\xi_3 = \arcsin \frac{D * \sin \xi_4}{E} \quad (33)$$

$$\text{kde: } \xi_4 = \xi_2 - 2 * \xi_1 \quad \xi_2 = \arcsin \frac{R_{\text{vnější}} * \sin \xi}{D} \quad \xi_1 = \arctg \frac{B_{04}}{2 * L_3}$$

$$E = \sqrt{R_2^2 + D^2 - 2 * R_2 * D * \cos \xi_4}$$

Nyní je možné provést výpočet úhlu natočení kol 4. nápravy.

Pro natočení vnějšího kola 4. nápravy platí vztah:

$$\beta_4 = \xi - \eta \quad (34)$$

$$\text{kde: } \eta = 90 - (\xi_2 - \xi_1)$$

Pro úhel natočení vnitřního kola 4. nápravy platí rovnice:

$$\alpha_4 = \xi_3 - \eta \quad (35)$$

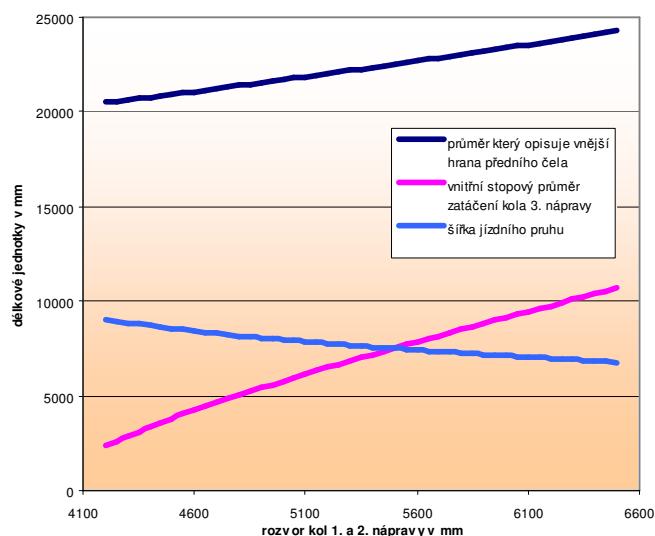
Z provedených výpočtů je pak možné stanovit stopovou šířku jízdního pruhu jako rozdíl vnějšího stopového poloměru $R_{\text{vnější}}$ a vnitřního stopového poloměru zatáčení $R_{\text{vnitřní}}$.

6. ROZBOR VLIVU JEDNOTLIVÝCH PARAMETRŮ DVOUČLÁNKOVÉHO KLOUBOVÉHO AUTOBUSU BEZ ŘÍZENÍ ZADNÍ NÁPRAVY NA JEHO CHOVÁNÍ V ZATÁČCE

Základními sledovanými parametry chování vozidla v zatáčce je šířka jízdního pruhu, průměr který opisuje vnější hrana předního čela a průměr stopy vnitřního kola 3. nápravy. Výpočet těchto parametrů je dán vztahy (7), (9) a (10). Porovnání se provádí pomocí

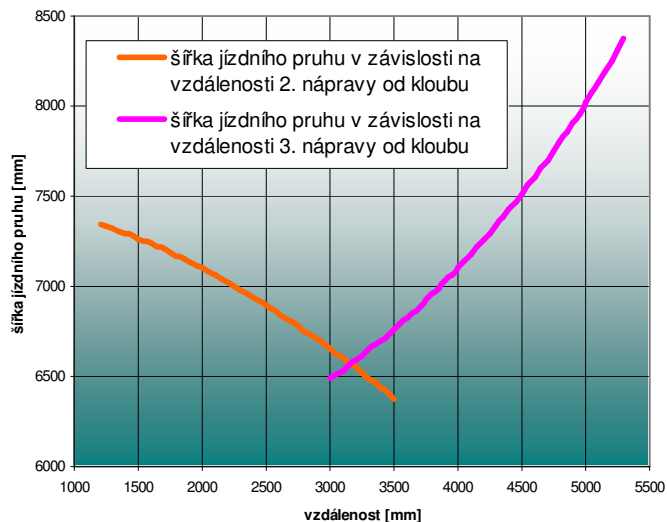
výpočtu s jedním proměnným parametrem, zbylé parametry zůstávají v průběhu daného výpočtu konstantní.

Jedním z nejdůležitějších parametrů jakéhokoliv vozidla je jeho rozvor kol, v případě kloubového autobusu se jedná o rozvor kol mezi první a druhou nápravou. Závislost sledovaných parametrů na změně rozvoru kol vyjadřuje graf 8. Závislost změny rozvoru kol na průměr který opisuje vnější hrana předního čela (stejně tak jako na vnější stopový průměr zatáčení) je lineárně rostoucí s přibývajícím rozvorem. Závislost u šířky jízdního pruhu a stopového průměru zatáčení vnitřního kola 3. nápravy je exponenciální. U šířky jízdního pruhu je tato závislost s přibývajícím rozvorem kol klesající, to je dáno tím že směrnice průběhu vnitřního stopového průměru zatáčení 3. nápravy má vyšší směrnici než u průměru který opisuje vnější hrana předního čela. Závislost vnitřního stopového průměru zatáčení 3. nápravy je rostoucí s exponenciálním charakterem. Z grafu je možné stanovit teoretickou hodnotu rozchodu kol 1. a 2. nápravy s ohledem na minimalizaci šířky jízdního pruhu potřebného při průjezdu zatáčkou jako průsečík křivky závislosti šířky jízdního pruhu a průběhu křivky vnitřního stopového poloměru kol 3. nápravy.



graf 8: průběh šířky jízdního pruhu, průměru který opisuje vnější hrana předního čela a průměru stopy vnitřního kola 3. nápravy

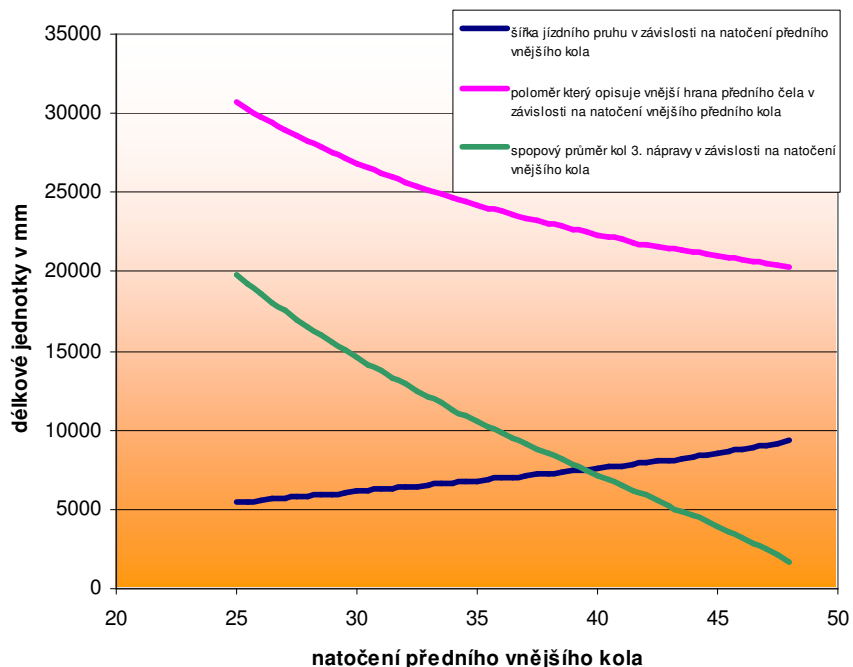
Dalšími zkoumanými parametry je vzdálenost 2. nápravy od kloubu a vzdálenost kloubu od 3. nápravy. Průběh šířky jízdního pruhu je znázorněn v grafu 9. Vzhledem k tomu, že křivka v závislosti na vzdálenosti kloubu od 2. nápravy je klesající a křivka v závislosti na vzdálenosti od 3. nápravy je rostoucí s přibývajícím hodnotou těchto parametrů, je minimální šířka jízdní dráhy daná průsečíkem těchto dvou závislostí. Zde je nutné zohlednit i kapacitu autobusu, který by měl tyto teoreticky zjištěné hodnoty. Příkladem mohou být právě hodnoty z grafu 9. Zde se průsečík nalézá na hodnotě 3150 mm. Tato hodnota je pro vzdálenost 3. nápravy od kloubu z důvodu požadované kapacity nedostačující (nárůst kapacity oproti 15m autobusu je zanedbatelná). Z tohoto důvodu je vhodné volit tyto parametry ve vhodném kompromisu dosažitelné kapacity a stále přijatelné šířky jízdního pruhu.



graf 9: průběh šířky jízdního pruhu v závislosti na vzdálenosti kloubu od 2. a od 3. nápravy

Dalším parametrem ovlivňujícím šířku jízdního pruhu je velikost předního převisu. Čím menší tato hodnota bude, tím menší bude vnější poloměr zatáčení a tím i celková šířka jízdního pruhu. Zde však je omezený prostor pro optimalizaci tohoto parametru, především z důvodu vstupních dveří do vozidla. Určitým řešením je použití užších jednokřídlých dveří, například pro meziměstské autobusy.

Posledním významným faktorem ovlivňujícím chování kloubového vozidla v zatáčce je velikost maximálního natočení kol přední nápravy. V grafu 10 je vyjádřena závislost šířky jízdního pruhu a poloměrů zatáčení na maximálním natočení vnějšího kola první nápravy vozidla.

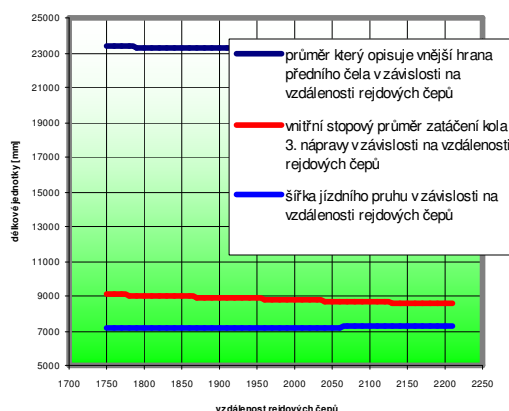


graf 10: závislost šířky jízdního pruhu a poloměrů zatáčení na maximálním úhlu natočení vnějšího kola 1. nápravy

Pro dosažení co nejmenšího poloměru zatáčení se volí velké úhly natočení kol. Nevýhodou velkého maximálního úhlu natočení je prostorová náročnost (podběhy mohou zasahovat nepatříčně do vnitřního prostoru a omezovat tím pohyb cestujících ve vozidle) a také zvýšení šířky jízdního pruhu. Optimální maximální úhel zajišťuje dostatečně malý poloměr zatáčení a přijatelně úzkou jízdní dráhu. Tohoto požadavku je dosaženo v průsečíku křivky průběhu jízdní dráhy a křivky velikosti poloměru zatáčení kol 3. nápravy.

Posledním parametrem ve výpočtu šířky jízdní dráhy a poloměrů zatáčení je rozchod kol (respektive vzdálenost rejdových čepů). Tento parametr má však na posuzované veličiny nejmenší vliv,

navíc se dá měnit pouze v omezené míře (vzhledem ke kapacitě autobusu a maximální povolené šířce vozidla). Při oddalování rejdových čepů se šířka jízdního pruhu mírně zvyšuje, naproti tomu poloměry zatačení (jak vnější tak vnitřní) mírně klesají (viz graf 11).



graf 11: závislost poloměrů zatačení (vnější a vnitřní) a šířky jízdního pruhu na vzdálenosti rejdových čepů

Pro porovnání rozdílu skutečného autobusu s teoreticky ideálními hodnotami může posloužit například autobus Mercedes – Benz Citaro G, jehož parametry jsou v příloze 1. Teoreticky zjištěné parametry tohoto autobusu jsou následující:

$$L = 5500 \text{ mm} \quad l_h = 3500 \text{ mm} \quad L_v = 4200 \text{ mm}$$

$$B_{\max} = 39,5^\circ$$

Použitím zjištěných parametrů by došlo ke snížení poloměru zatačení středu 2. nápravy na 87,7%; vnějšího stopového průměru zatačení o 9,5%; vnitřního průměru zatačení na 97,7%; stopová šířka jízdního pruhu se sníží o 15,4% a šířka jízdního pruhu se sníží na 89,2%.

Reálné použití zvažovaného autobusu sice poskytuje vyšší kapacitu

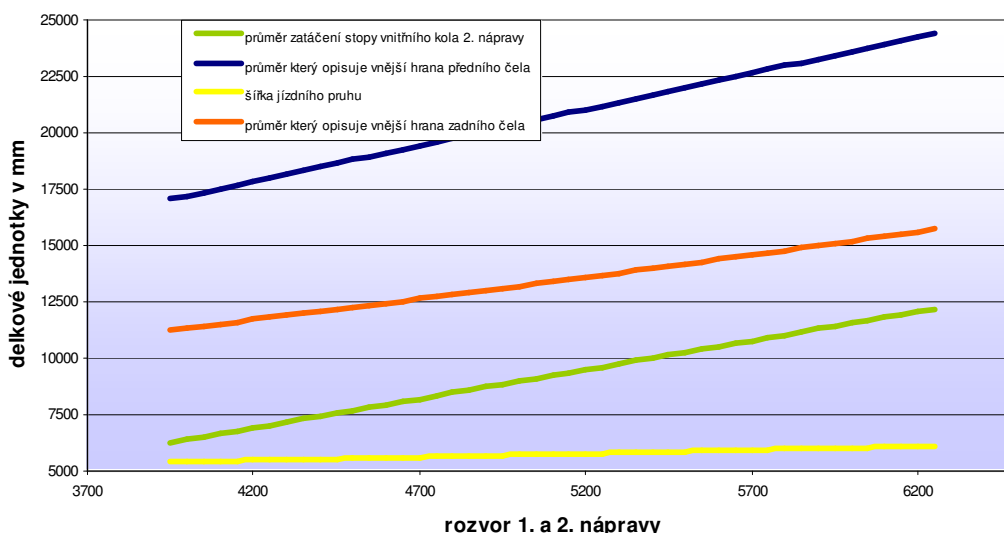
ale je v rozporu s platnými předpisy o maximální přípustné délce vozidla, která by v tomto případě činila 19 305 mm.

6. ROZBOR Vlivu JEDNOTLIVÝCH PARAMETRŮ DVOUČLÁNKOVÉHO KLOUBOVÉHO AUTOBUSU S ŘÍZENÍM ZADNÍ NÁPRAVY NA JEHO CHOVÁNÍ V ZATÁČCE

Analýza vlivu je zaměřena, stejně jako u autobusu bez řízené zadní nápravy, na poloměry zatáčení (vnější i vnitřní), šířku jízdního pruhu. U kloubového autobusu s řízením kol třetí nápravy je možné navíc sledovat také úhel natočení kol 3. nápravy a úhel mezi spojnicí středu zatáčení a kloubu a spojnicí středu zatáčení se středem zadní nápravy. Tento úhel charakterizuje míru zlomení autobusu v místě kloubu. Analýza je opět postavena na změně jednoho parametru ve výpočtu sledované veličiny, ostatní parametry jsou konstantní. Při analýze byli použity vztahy (11) až (13) a pro vnější poloměr zatáčení vztah (9).

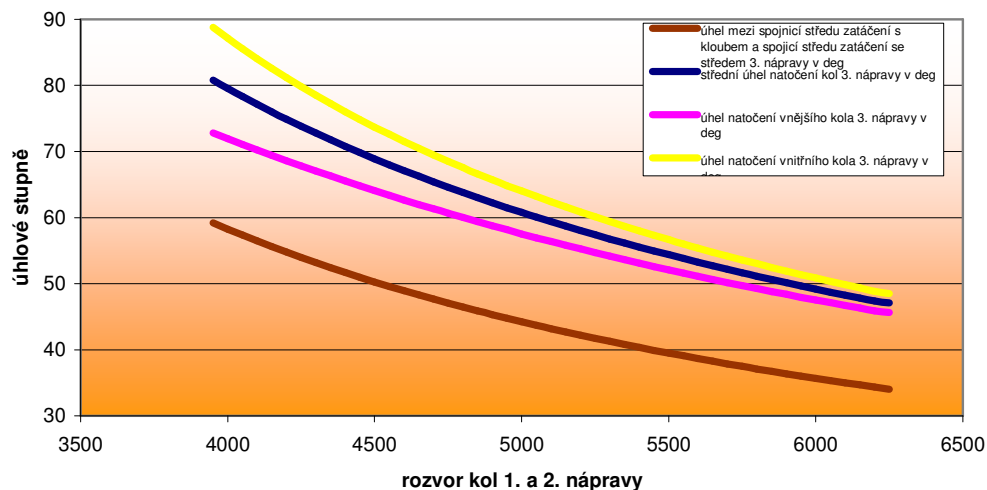
Prvním měněným parametrem bude rozvor kol 1. a 2. nápravy. Při zvětšování hodnoty rozvoru kol se lineárně zvyšují také poloměry zatáčení. Průběhy těchto dvou veličin mají přibližně stejnou směrnici

přímky a proto je průběh šířky jízdního pruhu téměř konstantní (se zvyšujícím se rozvorem mírně stoupá), viz graf 12.



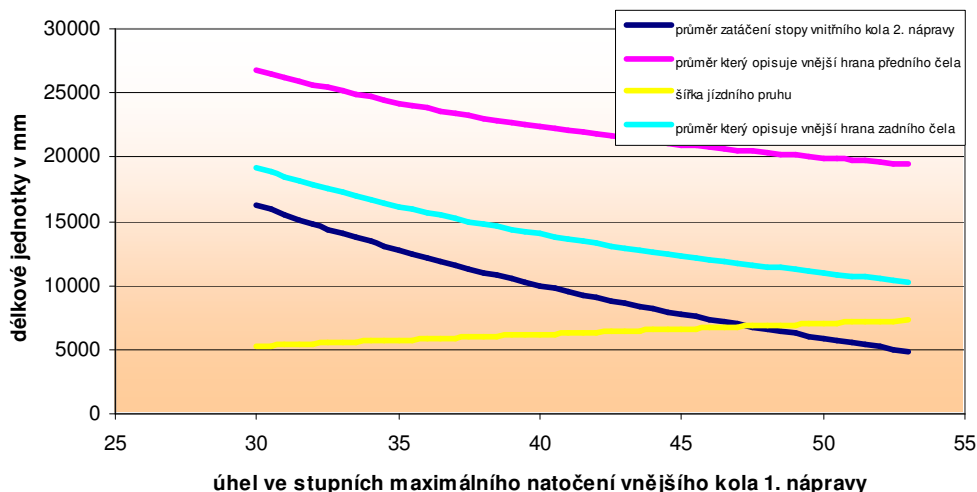
graf 12: průběh průměrů zatáčení a šířky jízdního pruhu v závislosti na změně rozvoru kol 1. a 2. nápravy

Průběh úhlu natočení kol je klesající s rostoucím rozvorem a má exponenciální charakter. Úhly natočení vnitřního a vnějšího kola se přibližuje blíže hodnotě natočení fiktivního kola umístěného ve středu nápravy. Průběh úhlu mezi spojnicí středu zatáčení a kloubu a spojnicí středu zatáčení se středem zadní nápravy má podobný exponenciální charakter jako průběh úhlu natočení kol, viz graf 13.



graf 13: průběh úhlu natočení kol 3. nápravy a úhlu mezi spojnicí středu zatáčení a kloubu a spojnicí středu zatáčení se středem zadní nápravy v závislosti na změně rozvoru kol 1. a 2. nápravy

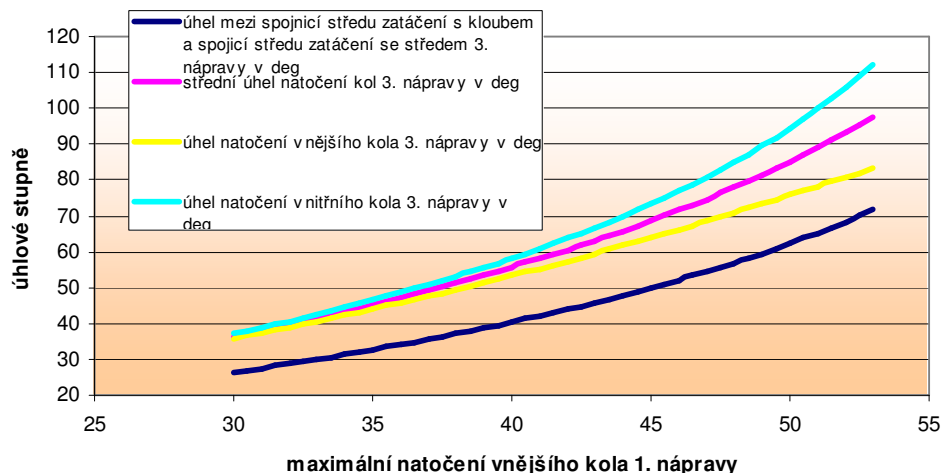
Dalším parametrem podle kterého můžeme sledovat průběh sledovaných veličin je maximální úhel natočení vnějšího kola přední nápravy. Změna tohoto úhlu se exponenciálně projeví na změně poloměrů zatáčení, se zvyšujícím se úhlem natočení klesá vnitřní i vnější poloměr zatáčení. Naproti tomu šířka jízdního pruhu má lineární rostoucí průběh při nárůstu maximálního úhlu natočení předního kola, viz graf 14.



graf 14: poloměry zatáčení a šířka jízdního pruhu při změně maximálního úhlu natočení předních kol

Z grafu 14 je možné stanovit teoretickou velikost ideálního maximálního natočení vnějšího kola přední nápravy. Ta je určena průsečíkem křivky šířky jízdní dráhy a vnitřního poloměru zatáčení. V praxi je však maximální velikost natočení kol limitována přípustnou šířkou podběhů kol a uspořádáním lichoběžníku řízení. Při velkých natočení kol je nebezpečí vzniku samosvornosti lichoběžníku (kola není možné vrátit z rejdu do přímé jízdy).

Další sledovanou veličinou je úhel natočení kol a úhel mezi spojnicí středu zatáčení a kloubu a spojnicí středu zatáčení se středem zadní nápravy. Tyto dvě veličiny jsou závislé na změně úhlu natočení kol exponenciálně a to tak, že při zvýšení úhlu natočení kol přední nápravy se kola zadní nápravy také natočí o větší úhel (tím je stále splněna Ackermanova podmínka), viz graf 15.

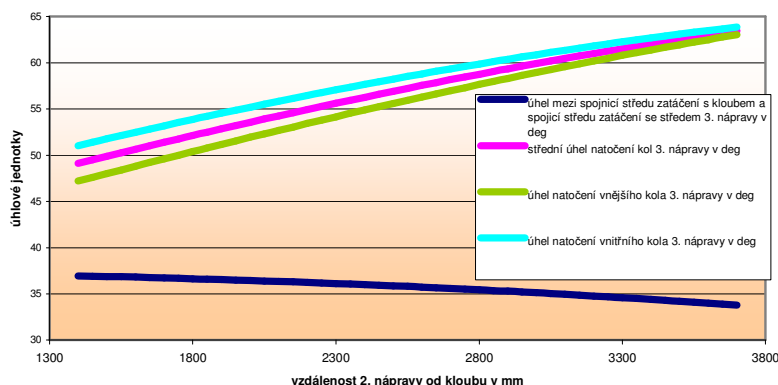


graf 15: úhel natočení kol 3. nápravy a úhel natočení kol a úhel mezi spojnicí středu zatáčení a kloubu a spojnicí středu zatáčení se středem zadní nápravy při změně maximálního natočení předních kol

Ve výpočtu parametrů kloubového vozidla figuruje také rozchod kol přední nápravy (vzdálenost rejdových čepů přední nápravy). Ten má však na poloměry zatáčení a šířku jízdního pruhu malý vliv, stejně tak i na úhly natočení kol zadní nápravy a úhel mezi spojnicí středu zatáčení a kloubu a spojnicí středu zatáčení se středem zadní nápravy. Podobný vliv má i hodnota předního převisu.

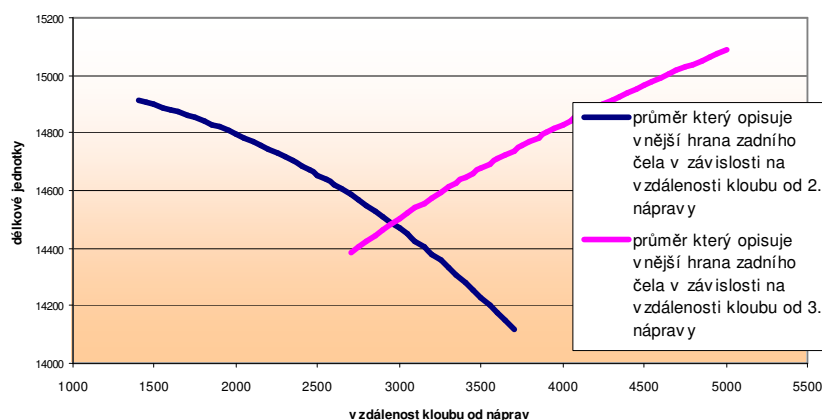
Výraznější vliv než předchozí parametry má na chování kloubového autobusu vzdálenost druhé nápravy od kloubu. Ta má vliv na úhel natočení zadních kol, úhel mezi spojnicí kloubu se středem zatáčení a spojnicí mezi středem zadní nápravy a středem zatáčení a poté má vliv i na velikost vybočení zadního čela. S rostoucí vzdáleností 2. nápravy od kloubu exponenciálně roste i úhel natočení zadních kol. Vliv této změny na úhel mezi spojnicí kloubu se středem

zatačení a spojnicí mezi středem zadní nápravy a středem zatačení má také exponenciální průběh, s tím rozdílem že se zvyšující se hodnotou vzdálenosti klesá tento úhel, viz graf 16.



graf 16: průběh velikosti úhlu natočení kol zadní nápravy a úhlu mezi spojnicí kloubu se středem zatačení a spojnicí mezi středem zadní nápravy a středem zatačení při změně vzdálenosti 2. nápravy od kloubu

Druhou veličinou která je závislá na vzdálenosti 2. nápravy od kloubu je velikost vybočení vozidla, respektive poloměr který opisuje vnější hrana zadního čela autobusu. Vzájemná závislost je znázorněna grafem 17.



graf 17: průměr který opisuje vnější hrany zadního čela v závislosti na vzdálenosti kloubu od 2. nápravy a od 3. nápravy

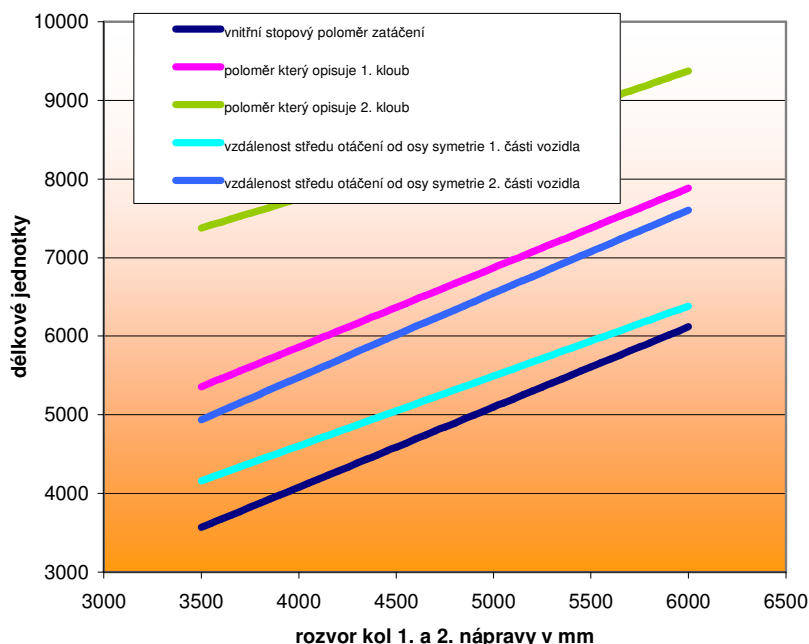
Z grafu 17 je také vidět závislost vybočení na změně vzdálenosti kloubu od 3. nápravy. Při znalosti těchto dvou průběhů je možné stanovit teoreticky ideální hodnoty vzdáleností kloubu od náprav pro minimální vybočení zadního čela. Minimálního vybočení je dosaženo v průsečíku závislostí na změnách vzdáleností kloubu od náprav. V praxi je pak nutné volit kompromis mezi vybočením zadního čela a kapacitou autobusu (vzdálenost kloubu od 3. nápravy).

Změna vzdálenosti kloubu od 3. nápravy má také vliv na úhly natočení kol zadní nápravy a na úhel mezi spojnicí kloubu se středem zatáčení a spojnicí mezi středem zadní nápravy a středem zatáčení. Tento vliv má lineární vztah s rostoucí vzdáleností kloubu od nápravy roste i hodnota sledované veličiny.

Posledním parametrem který ovlivňuje chování kloubového vozidla s řízenou zadní nápravou je rozchod kol 2. nápravy. Ten má vliv na míru vybočení vozidla (čím širší je rozchod kol, tím větší průměr opisuje vnější hrana zadního čela) a na úhel natočení jednotlivých kol 3. nápravy. Pro natočení vnitřního kola je závislost lineárně rostoucí s rostoucím rozchodem kol 2. nápravy. Pro natočení vnějšího kola je naopak tato závislost lineárně klesající s rostoucím rozchodem kol.

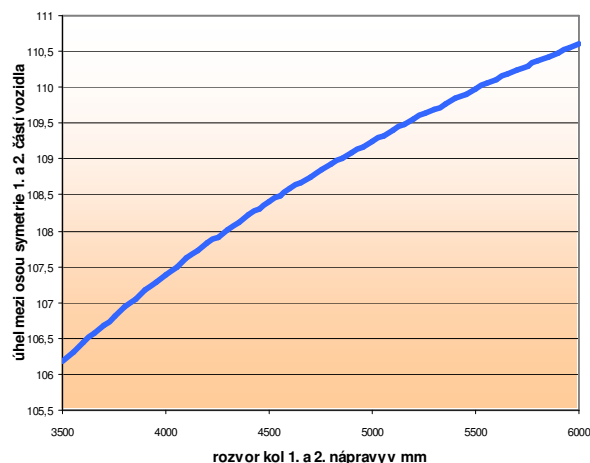
7. ROZBOR VLIVU JEDNOTLIVÝCH PARAMETRŮ NA CHOVÁNÍ TŘÍČLÁNKOVÉHO KLOUBOVÉHO AUTOBUS S ŘÍZENÍM VŠECH KOL (varianta číslo 1)

Prvním zkoumanou závislostí bude vliv rozvoru kol 1. a 2. nápravy. Ten má na vnitřní stopový poloměr zatáčení, poloměr zatáčení 1. a 2. kloubu a na vzdálenosti středu zatáčení od osy symetrie 1. a 2. části vozidla lineární průběh rostoucího charakteru. U vlivu na vzdálenost středu zatáčení od osy symetrie 1. části vozidla je směrnice grafu nejmenší (viz. graf 18).



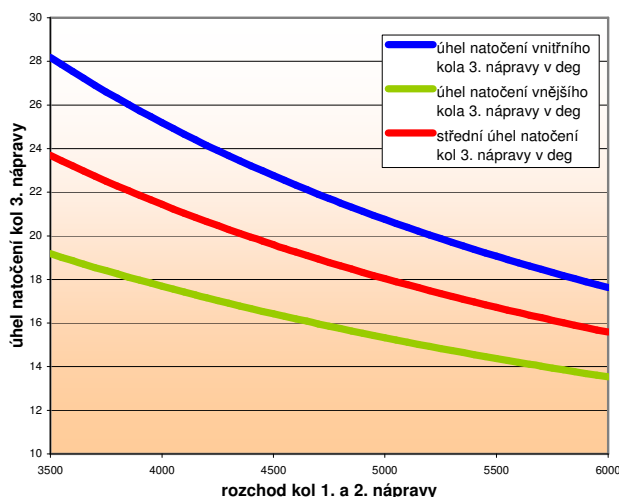
graf 18: vliv rozvoru kol 1. a 2. nápravy na parametry vozidla

Dalším parametrem, který je ovlivněn rozvorem je úhel natočení v 1. kloubu. Tento úhel exponenciálně roste se zvětšujícím se rozvorem podle grafu 19.



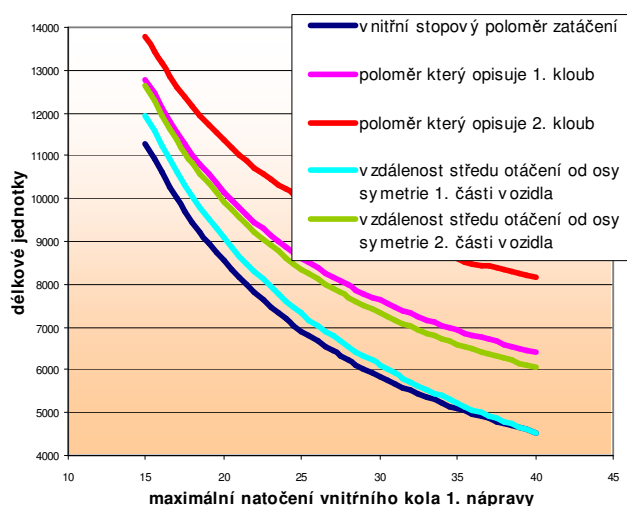
graf 19: závislost zalomení v 1. kloubu podle rozvoru kol 1. a 2. nápravy

Pro úhel natočení kol je závislost na rozvoru také exponenciální, ale má klesající charakteristiku (viz. graf 20). Se zvětšujícím se rozvorem je úhly natočení jednotlivých kol více blíží střednímu úhlu.



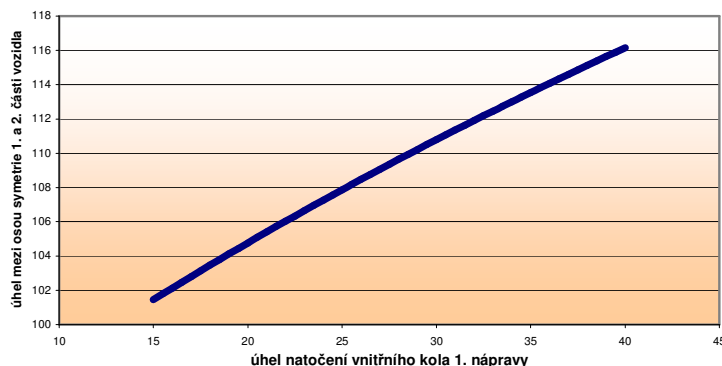
graf 20: úhel natočení kol 3. nápravy při změně rozvoru kol 1. a 2. nápravy

Další veličinou, která má vliv na chování kloubového vozidla při průjezdu zatáčkou je maximální natočení vnitřního kola 1. nápravy. Tato hodnota ovlivňuje vnitřní stopový poloměr zatáčení, poloměr zatáčení 1. a 2. kloubu a na vzdálenosti středu otáčení od osy symetrie 1. a 2. části vozidla exponenciálně s klesajícím charakterem podle grafu 21.



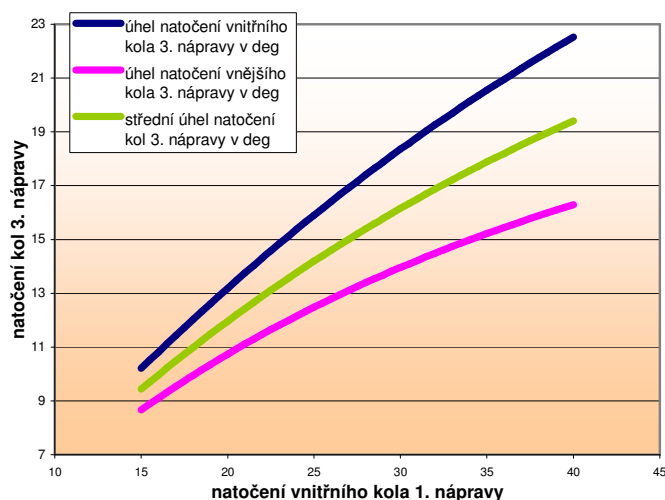
graf 21: parametry autobusu při změně maximálního natočení vnitřního kola 1. nápravy

Ovlivnění úhlu zlomení v 1. kloubu je mírné exponenciální s rostoucím charakterem (viz. graf 22).



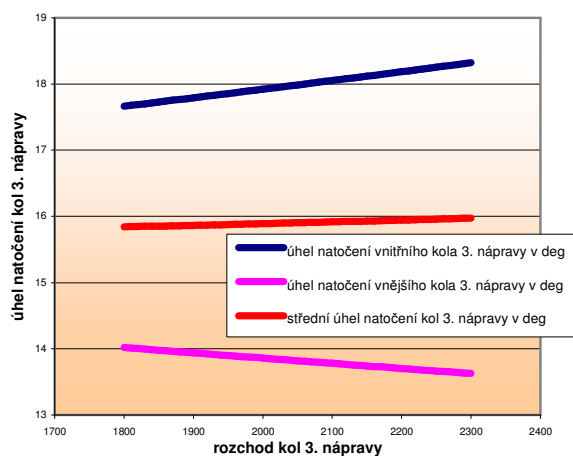
graf 22: úhel zlomení v 1. kloubu při natočení vnitřního kola 1. nápravy

U úhlu natočení kol 3. nápravy je ovlivnění natočením vnitřního kola 1. nápravy také exponenciální s rostoucím charakterem (graf 23).



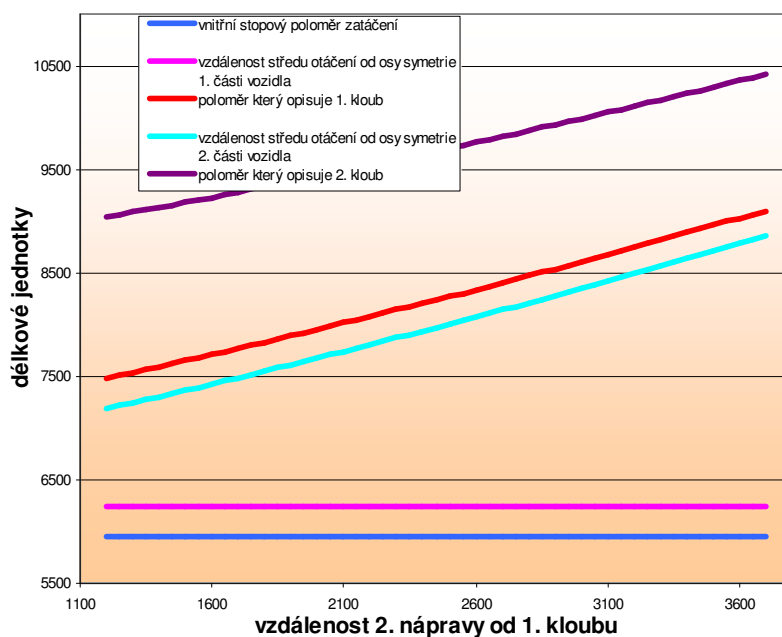
graf 24: natočení kol 3. nápravy v závislosti na natočení kol 1. nápravy

Chování kloubového vozidla ovlivňuje i rozchod kol jednotlivých náprav. Při změně rozchodu kol 1. nápravy je ovlivnění všech parametrů lineární, s výjimkou vnitřního stopového poloměru zatáčení, které je konstantní. Změna rozchodu kol 3. nápravy má vliv pouze na natočení kol této nápravy, a to podle grafu 25.



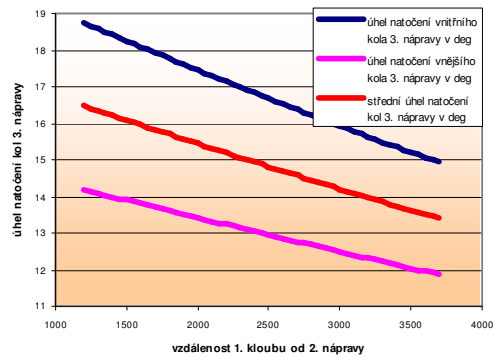
graf 25: úhel natočení kol 3. nápravy v závislosti na rozchodu kol 3. nápravy

Další zkoumanou závislostí je vliv vzdálenosti 2. nápravy od 1. kloubu. Změna této velikosti neovlivní vnitřní stopový poloměr zatáčení a vzdálenost středu zatáčení od osy symetrie 1. části vozidla. Na vzdálenost středu otáčení od osy symetrie 2. části vozidla a poloměry které opisují 1. a 2. kloub má mírně exponenciální rostoucí závislost (viz. graf 26).



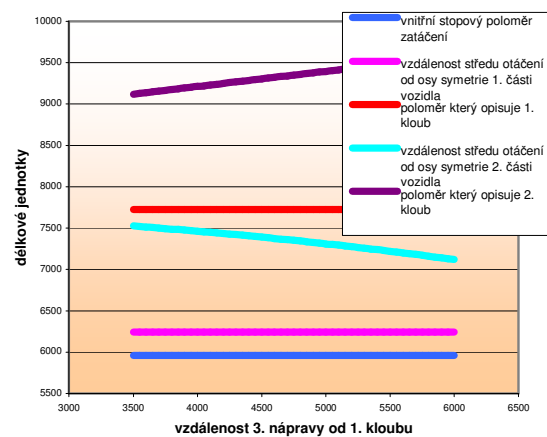
graf 26: vliv vzdálenosti 2. nápravy od 1. kloubu na parametry autobusu

Změna vzdálenosti 2. nápravy od 1. kloubu má také mírně exponenciální průběh s rostoucí charakteristikou na úhel mezi osou symetrie 1. a 2. části kloubového vozidla (natočení v 1. kloubu). Naopak exponenciální vliv této změny na úhly natočení kol je zanedbatelné (prakticky se jedná o lineární závislost) s klesající tendencí podle grafu 27.



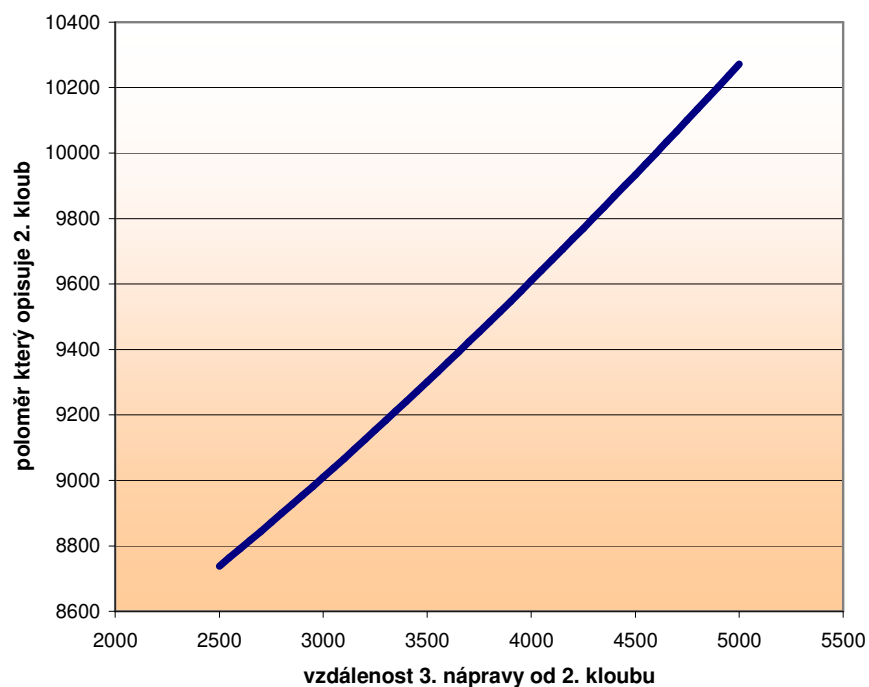
graf 27: ovlivnění úhlů natočení kol 3. nápravy vzdáleností 1. kloubu od 2. nápravy

Se vzdáleností 2. nápravy od 1. kloubu souvisí vzdálenost 3. nápravy od téhož kloubu. Při změně této hodnoty jsou ovlivněny pouze parametry související s 2. a 3. částí vozidla. Změna poloměru který opisuje 2. kloub a vzdálenosti středu zatáčení od osy symetrie 2. části vozidla je popsána grafem 28. Pro změnu úhlu zalomení v 1. kloubu platí lineární klesající závislost a pro úhly natočení kol 3. nápravy platí lineární rostoucí závislost na změně vzdálenosti 3. nápravy od 1. kloubu.



graf 28: závislost parametrů autobusu na vzdálenosti 3. nápravy od 1. kloubu

Dalším parametrem který ovlivňuje charakteristiky tříčlankového kloubového vozidla je vzdálenost 2. kloubu od 3. nápravy. Tato hodnota ovlivňuje poloměr který opisuje 2. kloub, úhel zalomení v 2. kloubu, úhly natočení kol 4. nápravy a vnější stopový poloměr zatačení. Z těchto veličin jsou všechny veličiny určeny graficky z náčrtu vozidla a pouze poloměr který opisuje 2. kloub je možné určit početně. Tato závislost je mírně exponenciální a se zvětšující se vzdáleností se zvětšuje tento poloměr (viz. graf 29).

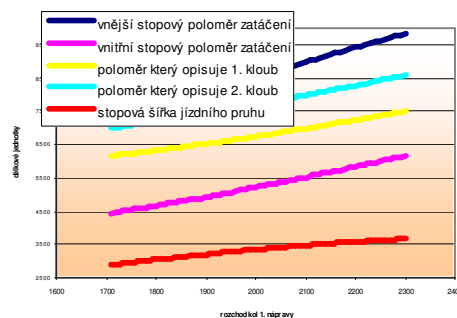


graf 29: ovlivnění poloměru který opisuje 2. kloub vzdáleností 3. nápravy od 2. kloubu

8. PARAMETRŮ NA CHOVÁNÍ TŘÍČLÁNKOVÉHO KLOUBOVÉHO AUTOBUS S ŘÍZENÍM VŠECH KOL (varianta číslo 2)

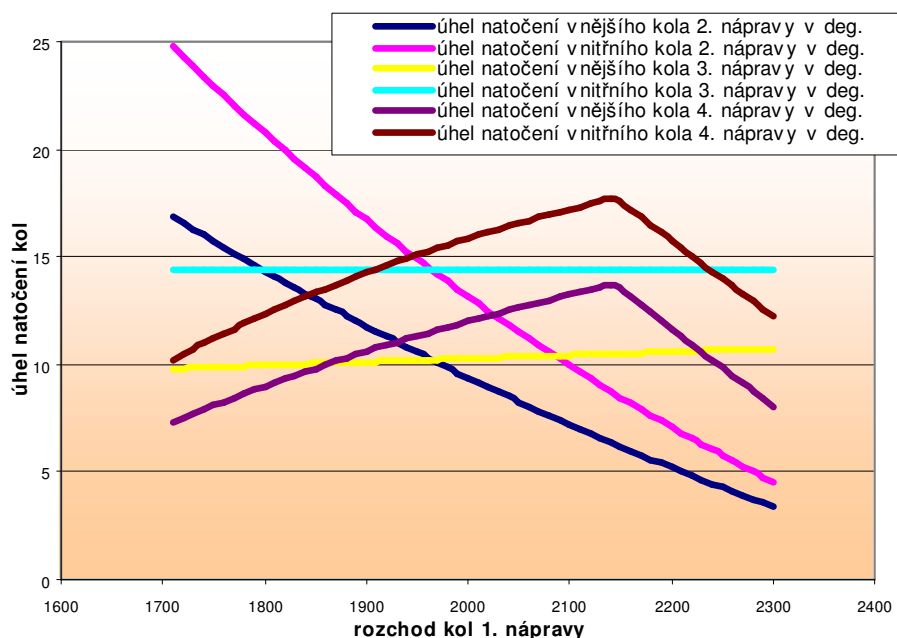
Porovnávanými veličinami v tomto případě budou vnější a vnitřní stopový poloměr zatáčení, stopová šířka jízdního pruhu, poloměr který opisuje 1. a 2. kloub. Dále pak úhly natočení kol 2., 3. a 4. nápravy. Princip analýzy je obdobný předcházejícím konstrukčním variantám kloubových autobusů.

Prvním parametrem, jehož vliv je možno zkoumat je rozchod kol 1. nápravy. Ten má vliv na vnitřní stopový poloměr zatáčení, poloměr zatáčení 1. a 2. kloubu a na stopovou šířku jízdního pruhu rostoucího exponenciálního charakteru. U vnějšího stopového poloměru je tento rostoucí vliv lineární. Grafické průběhy těchto závislostí jsou zachyceny na grafu 30.



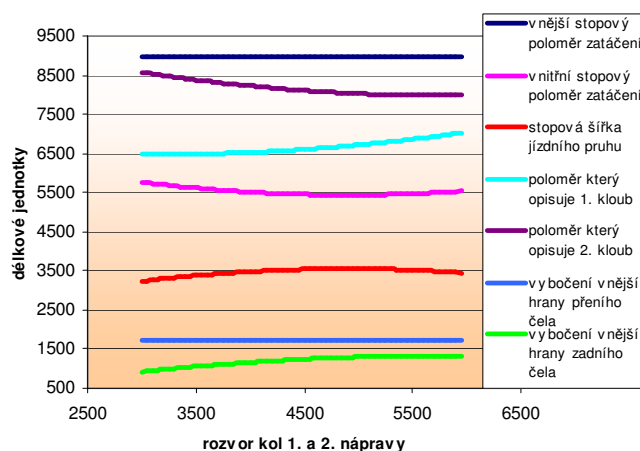
graf 30. vliv rozchodu kol 1. nápravy na stopové poloměry zatáčení, šířku jízdního pruhu, poloměry zatáčení 1. a 2. kloubu

Velikost natočení kol jednotlivých náprav je také exponenciálně závislý na změně rozchodu kol 1. nápravy. Tato závislost je pro 2. nápravu klesající a pro 3. nápravu rostoucí. Natočení kol 4. nápravy se vzrůstajícím rozchodem kol 1. nápravy nejprve roste, poté klesá. Závislosti jsou zachyceny grafem 31.



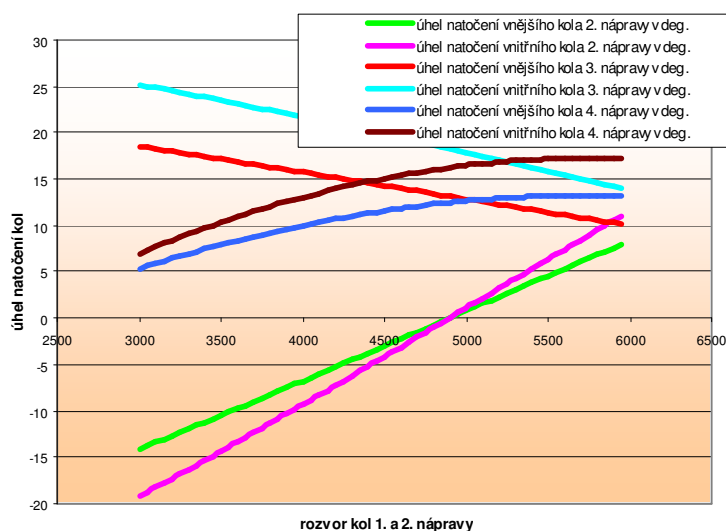
graf 31: úhel natočení kol při změně rozchodu kol 1. nápravy

Velmi důležitým délkovým parametrem je rozvor kol mezi 1. a 2. nápravou. Ten má opět exponenciální vliv na vnitřní poloměr zatáčení, stopovou šířku jízdního pruhu, poloměry zatáčení obou kloubů a vybočení vnější hrany zadního čela. Vybočení vnější hrany předního čela a vnějšího poloměru zatáčení je nezávislé na velikosti rozvoru kol 1. a 2. nápravy. Závislosti těchto parametrů na rozvoru kol 1. a 2. nápravy jsou zachyceny grafem 32.



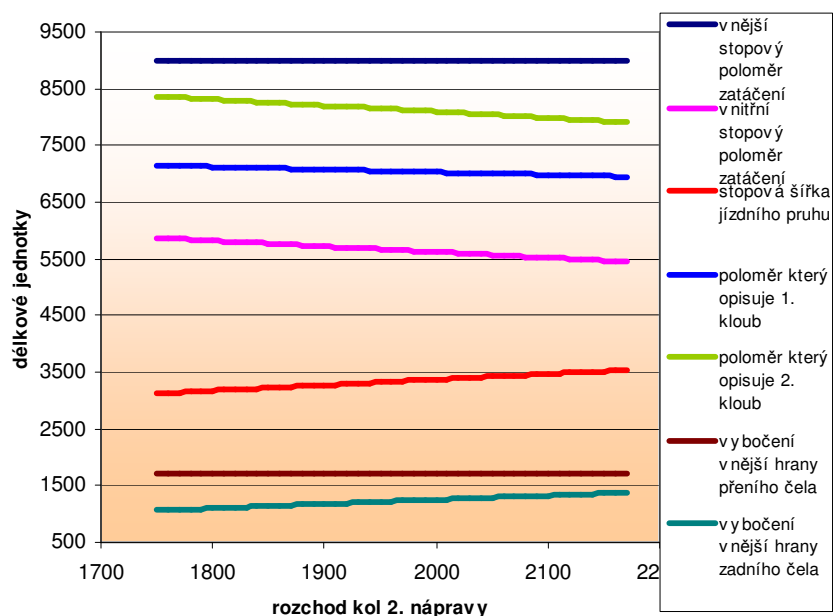
graf 32: změna parametrů vozidla při změně rozvoru kol 1. a 2. nápravy

Rozvor kol 1. a 2. nápravy má samozřejmě vliv i na natočení jednotlivých kol. Pro kola 2. a 4. nápravy se natočení zvětšuje s rostoucím rozvorem. U kol 3. nápravy je tato závislost klesající. Negativní natočení kol 2. nápravy je natočení těchto kol v opačném směru než znázorněno na obr. 20. Pro všechny kola je však tato závislost exponenciální, podle grafu 33.



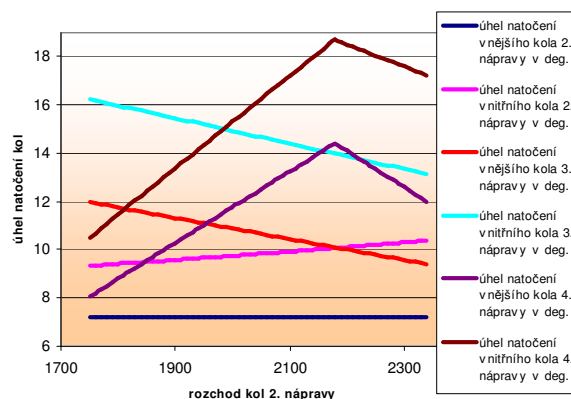
graf 33: velikost úhlu natočení kol při změně velikosti rozvoru kol 1. a 2. nápravy

V případě změny rozchodu kol 2. nápravy je vliv na parametry vozidla lineární. Výjimkou je vnější stopový poloměr zatačení a vybočení předního čela. Tyto dvě veličiny jsou na změně rozchodu kol 2. nápravy nezávislé. Bližší charakteristika závislostí je patrna z grafu 34.



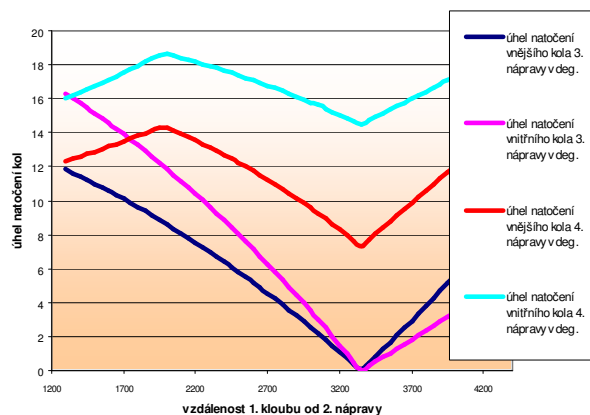
graf 34: změna parametrů při změně rozchodu kol 2. nápravy

Změna rozchodu kol 2. nápravy má na rozdíl od rozchodu kol 1. nápravy závislost lineární. Výjimkou je natočení vnějšího kola 2. nápravy které je nezávislé na změně rozchodu. Průběh natočení kol je opět lomené, podobného průběhu jako při změně rozchodu kol 1. nápravy. V tomto případě pouze s lineární závislostí. Průběhy těchto závislostí znázorňuje graf 35.



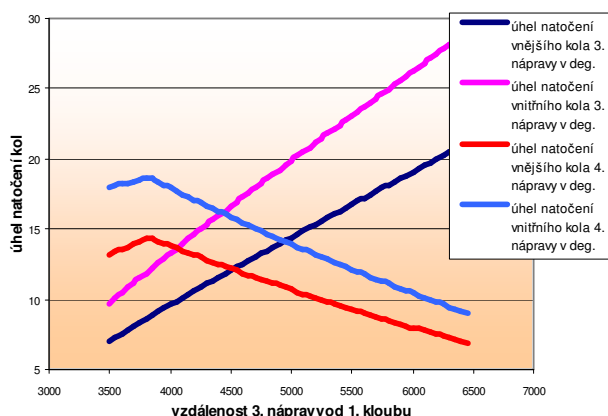
graf 35: změna úhlu natočení kol při změně rozchodu kol 2. nápravy

U kloubového vozidla je také důležitým parametrem umístění kloubů. Například vzdálenost 1. kloubu od 2. nápravy. Tento parametr má vliv už pouze na části autobusu za 1. kloubem, konkrétně na poloměr zatáčení 1. a 2. kloubu a na velikost vybočení zadní části. Tyto závislosti jsou lineární, nejmenší vliv má tato veličina na míru vybočení zadního. Poloměr zatáčení 2. kloubu je s přibývajícím vzdáleností klesá, naopak poloměr zatáčení 1. kloubu roste. Vliv vzdálenosti 1. kloubu od 2. nápravy na úhly natočení kol popisuje graf 36.



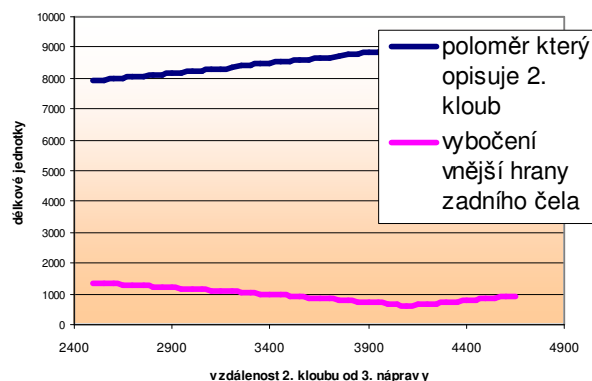
graf 36: natočení kol v závislosti na vzdálenosti 1. kloubu od 2. nápravy

S umístěním 1. kloubu souvisí také vzdálenost ke 3. nápravě. Změna tohoto rozměru má opět vliv pouze na části vozidla za kloubem. Zkoumanými parametry je poloměr zatačení 2. kloubu a vybočení zadního čela. Obě veličiny se mění při změně vzdálenosti 3. nápravy k 1. kloubu lineárně (poloměr zatačení 2. kloubu roste a vybočení zadního čela klesá se zvětšující se hodnotou tohoto rozměru). Pro úhly natočení kol platí závislosti exponenciální. Natočení kol 3. nápravy s rostoucí vzdáleností 3. nápravy od 1. kloubu narůstá. Natočení kol 4. nápravy je nejdříve rostoucí a poté s rostoucí vzdáleností klesá (viz. graf 37). Obdobné závislosti platí i při změně rozchodu kol 3. nápravy.



graf 37: závislost úhlu natočení kol na vzdálenosti 3. nápravy od 1. kloubu

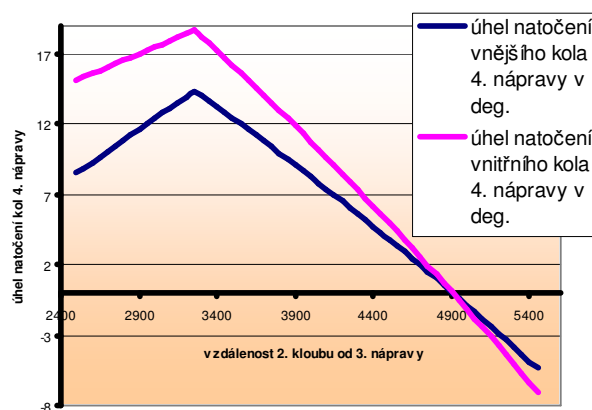
V případě změny dalšího významného rozměrového parametru kloubového vozidla, kterým je vzdálenost 2. kloubu k 3. nápravě se tato změna projeví na poloměru zatačení 2. kloubu lineárním růstem. Na vybočení zadního čela je nejprve tento vliv s rostoucí vzdáleností klesající a poté narůstá (viz graf 38).



graf 38: závislost parametrů vozidla na vzdálenosti 2. kloubu od 3. nápravy

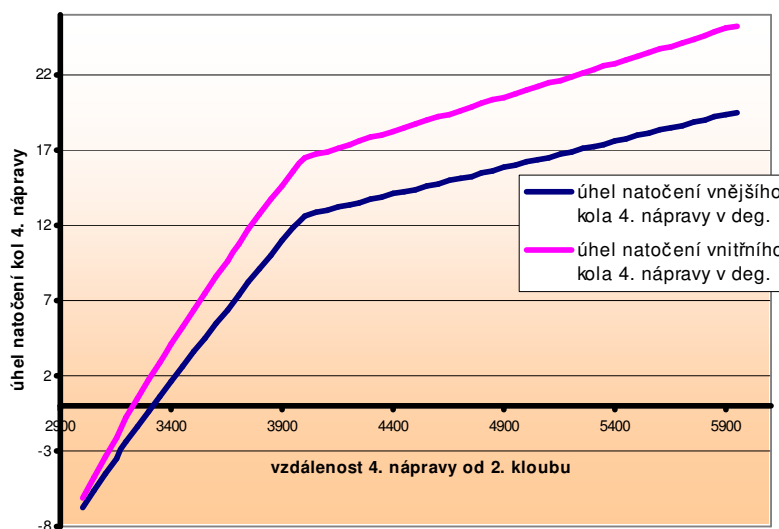
Z průběhu vybočení zadního čela je možné teoreticky stanovit ideální vzdálenost 2. kloubu od 3. nápravy. Ta je v místě minima velikosti vybočení.

Průběh velikosti natočení kol 4. nápravy vyvolaný změnou vzdálenosti 2. kloubu od 3. nápravy je mírně exponenciální. S rostoucí vzdáleností nejprve natočení vzrůstá a poté klesá (viz. graf 39).



graf 39: změna natočení kol 4. nápravy vyvolaná změnou vzdálenosti 2. kloubu od 3. nápravy

Posledním důležitým délkovým parametrem tříčlankového vozidla je vzdálenost poslední 4. nápravy od 2. kloubu. Ta má vliv na vybočení zadního čela, a to rostoucí s lineární charakteristikou. Na úhly natočení kol 4. nápravy má pak lineární vliv s lomenou rostoucí charakteristikou (viz. graf 40).



graf 40: velikost úhlu natočení kol 4. nápravy v závislosti na její vzdálenosti od 2. kloubu

9. ZÁVĚR

Volba vhodné technické koncepce kloubového vozidla má výrazný vliv na jeho výsledné jízdní vlastnosti jak v přímé jízdě, tak i při průjezdu zatáčkou. Technickou koncepcí se rozumí uspořádání pohonného systému, uspořádání a počet řídících náprav a rozměry vozidla. Při návrhu rozměrů skutečného vozidla je však problémem

splnění protichůdných požadavků vycházejících z maximální přípustné délky dané předpisy a co největší možnou kapacitou při zachování minimální potřebné šířky jízdního pruhu a poloměrů zatáčení pro velkou manévrovatelnost. Při hledání kompromisu z hlediska těchto požadavků se také nesmí zapomenout na splnění vhodného rozložení hmotnosti prázdného i plně vytíženého vozidla. Řídicí systém je volen s ohledem na požadované manévrovací schopnosti. Použití řízení zadní nápravy u dvoučlankového kloubového autobusu zmenšuje šířku jízdního pruhu, což přináší výrazně lepší manévrovací vlastnosti ve stísněných prostorech (autobusová nádraží, úzké městské ulice). Pro tříčlanková vozidla je řízení všech kol již nutností (z důvodu jejich délky) a je možné poté dosáhnout manévrovacích schopností klasického autobusu při mnohem větší přepravní kapacitě. Při řízení všech kol je také vhodné použít kolových motorových jednotek (zjednodušení konstrukce náprav) s dostatečně dimenzovaným výkonem na celkovou hmotnost soupravy.

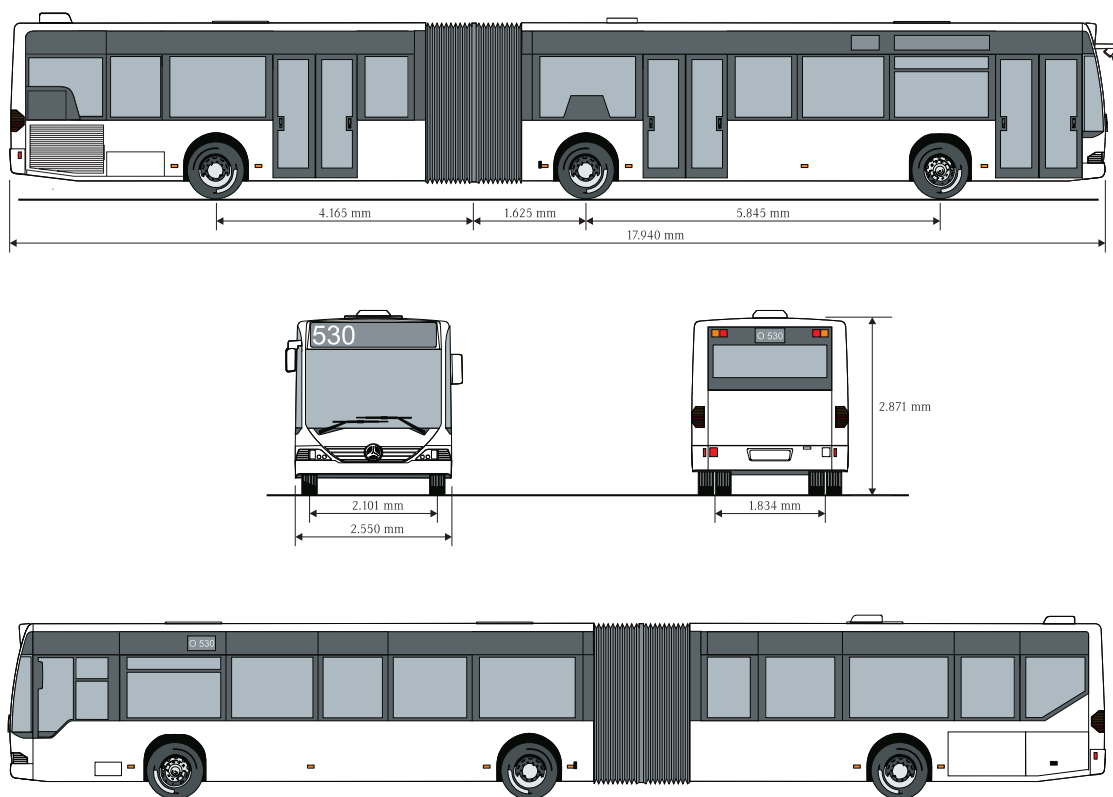
10. SEZNAM PŘÍLOH

1. technické parametry kloubového autobusu Mercedes – Benz Citaro G
2. technické parametry vozu ATPS Phileas

9.1. TECHNICKÉ PARAMETRY AUTOBUSU

MERCEDES – BENZ CITARO G

- základní rozměry vozidla:

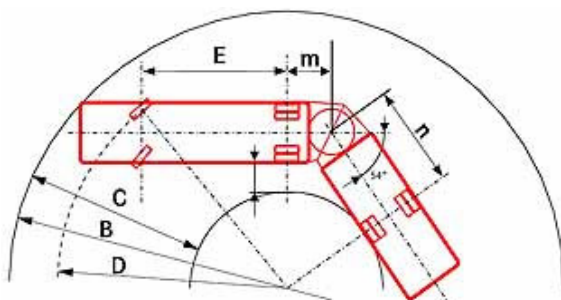


- technické parametry:

Délka vozidla	17 940 mm
Šířka vozidla	2 550 mm
Výška vozidla včetně střešního větráku	3 009 mm
Výška vozidla včetně klimatizačního zařízení (zvláštní vybavení)	3 076 mm
Poloměr otáčení	22 850 mm

Rozvor kol mezi přední a střední nápravou	5 845 mm
Rozvor kol mezi střední a hnací nápravou	5 990 mm
Rozchod přední nápravy	2 113 mm
Rozchod kol hnací nápravy	1 834 mm
Převis vpředu	2 705 mm
Převis vzadu	3 400 mm

- poloměry zatáčení:

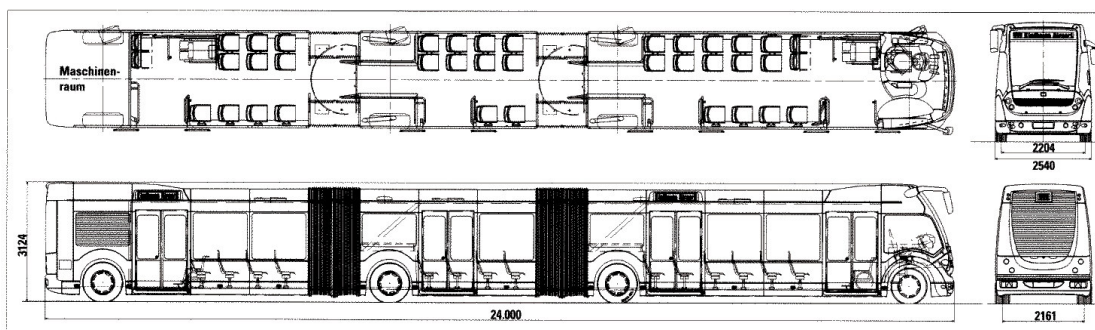


B =	Poloměr otáčení	22 850 mm
C =	Šířka kruhové plochy	7 419 mm
D =	Průměr stopy předních kol	19 086 mm
E =	Vzdálenost náprav – Přední/Střední náprava	5 845 mm
m+n=	Vzdálenost náprav -	1.825 mm + 4.165 mm = 5.990 mm

9.2. TECHNICKÉ PARAMETRY AUTOBUSU

ATPS Phileas

- hlavní rozměry:



- technické parametry:

Model	Phileas	Phileas	Phileas	
Type	18m	24m	26m	
Measures				
Length	18,44	24,45	25,97	m
Width	2,55	2,55	2,55	m
Height	3,20	3,20	3,20	m
Accessibility				
Kneeling	-70	-70	-70	mm
Floor-height	340	340	340	mm
Interior-height	2,25	2,25	2,25	m
Aisle width (minimum)	755-950	755-950	755-950	mm
Doors	Flexible (both sides)	Flexible (both sides)	Flexible (both sides)	
	1,20*2,00	1,20*2,00	1,20*2,00	m
Drivability				
Turning radius	12,50	12,50	12,50	m
Swept-path	4,40	4,40	4,40	m
Track-width (double lane)	6,60	6,60	6,60	m
Guidance (whole line)				
Principle	Magnetic	Magnetic	Magnetic	
Distance gap (door-stop)	50	50	50	mm
Max speed	60	60	60	km/h
Material body	Composite/Al	Composite/Al	Composite/Al	
Tyres	275/70R22,5	275/70R22,5	275/70R22,5	
	385/65R22,5	385/65R22,5	385/65R22,5	
Seats/Disabled/Standees	Adaptable	Adaptable	Adaptable	
4p/m2	29/1/74	46/1/83	52/1/89	
-total	103	129	141	
6p/m2	29/1/111	46/2/125	52/1/133	
-total	140	171	185	
Weight				
empty	16.650	21.600	21.600	kg
4p/m2	23.350	30.000	30.700	kg
6p/m2	25.800	32.700	33.600	kg
Traction	Parallel hybrid	Parallel hybrid	Parallel hybrid	
Powersource				
-Diesel	ok	ok	ok	
-Overheadwire/Trolley	ok	ok	-	
Topspeed	96	96	96	km/h
Max acceleration	1,4	1,4	1,4	m/s2
Grade	> 13%	> 13%	> 13%	