

Univerzita Pardubice  
Dopravní fakulta Jana Pernera

Kompozitní materiály v hnacím ústrojí experimentálního vozidla  
Jan Vacík

Bakalářská práce  
2008



Univerzita  
Pardubice  
Dopravní fakulta  
Jana Pernera

Fakulta / Vysokoškolský ústav: **Dopravní fakulta Jana Pernera**  
Katedra / Ústav : **Katedra dopravních prostředků**  
Akademický rok : **2005/2006**

## ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

Pro: **Jan Vacík**

Studijní program: DOPRAVNÍ TECHNOLOGIE A SPOJE

Studijní obor: DOPRAVNÍ PROSTŘEDKY – SILNIČNÍ VOZIDLA

Název tématu: **Kompozitní materiály v hnacím ústrojí experimentálního vozidla**

Zásady pro zpracování:

1. Funkce přenosové soustavy
2. Rozbor zatížení hnacích hřídelů
3. Návrh hnací hřídele z kompozitního materiálu
4. Analýza vlivu použití kompozitu na vlastnosti soustavy
5. Závěr

Seznam odborné literatury:

- 1) VLK, F.: *Převody motorových vozidel*, Vlk 2006;
- 2) VALA, M., TESAŘ, M.: *Teorie konstrukce silničních vozidel*, Univerzita Pardubice 2002;
- 3) MICHALEC, J.: *Pružnost a pevnost I*, ČVUT 1995.

Rozsah: 30 - 40 stran

Vedoucí práce: **Ing. Ivo Šefčík, Ph.D.**  
**Katedra dopravních prostředků**

Vedoucí katedry: **Doc. Ing. Miroslav Tesař, CSc.**



Datum zadání práce: **20. 02. 2007**

Termín odevzdání práce: **25. 05. 2007**

### **Poděkování**

Zde bych chtěl poděkovat všem, kteří mi svoji zkušeností a zpřístupněním pramenů umožnili splnění bakalářské práce. Zvlášť děkuji p. Ing. I. Šefčíkovi, Ph.D., vedoucímu diplomové práce, za pomoc při poskytnutí podkladů a cenné připomínky při zpracování BP, dále pak vedoucímu katedry dopravních prostředků doc. Ing. M. Tesařovi, CSc. a panu Ing. O. Uhrovi, Ph.D. z firmy CompoTech PLUS spol. s r.o.

## SOUHRN

Práce pojednává o snížení odporů přenosové soustavy. Vyhodnocením jízdních odporů a konstrukční náročnosti jsem zvolil setrvačný odpor. Snížení odporu docílím použitím kompozitního materiálu na hřídel spojující vnitřní a vnější kloub hnací poloosy vozidla.

## KLÍČOVÁ SLOVA

Uhlíkové vlákno, poloosa, snížení odporů, namáhání/zatížení hnacího hřídele, historie kompozitu,

## TITLE

Carbon composite materials for driving gear of experimental vehicle.

## ABSTRACT

Study dissertate of axle drive shaft reducement. On base of evaluation of driving resistance and design demandingness I've select for inertial resistance. Reducement of inertial resistance is obtain by application of carbon composite material of axle drive linking internal and external axle drive shaft joint.

## KEYWORDS

Carbon fiber, axle shaft, resistance reducement, axle drive shaft load, composite material history

# Obsah

Úvod.....	7
1 Funkce přenosové soustavy.....	8
1.1 Funkce převodovky.....	8
1.2 Účel převodovky.....	9
1.3 Rozbor ztrát přenosové soustavy.....	9
1.4 Ztráty při jízdě konstantní rychlostí.....	9
1.5 Ztráty při zrychlování.....	10
1.6 Rozbor ztrát při přenosu výkonu.....	10
1.7 Nepřesnost ozubení.....	11
1.8 Nerovnoběžnost spalovacích prostorů.....	12
1.9 Nedokonalosti v klikovém hřídeli.....	12
1.10 Nedokonalosti v rozměrech ojnice.....	13
1.11 Kloubový mechanismus na poloose.....	13
1.12 Nedokonalost geometrie vačkového hřídele.....	13
1.13 Nedokonalosti v proudění směsi.....	14
1.14 Odpor rozstřikováním oleje.....	14
1.15 Odpor vzduchu.....	14
1.16 Valivý odpor.....	16
1.17 Odpor do stoupání.....	17
1.18 Setrvačný odpor.....	17
1.19 Odpor valení ložiska.....	19
1.20 Možnosti na snížení odporů přenosové soustavy.....	20
2 Rozbor zatížení hnacích hřídelů.....	22
3 Návrh hnací hřídele z kompozitního materiálu.....	26
3.1 Hmotnost odstraněné části hřídele.....	29
3.2 Rovnice použité pro všechny varianty.....	29
3.3 Hodnoty odebraného materiálu tyčoviny.....	31
3.4 Výpočet trubky verze 1:.....	31
3.5 Výpočet trubky verze 2:.....	32
3.6 Výpočet trubky verze 3:.....	33
3.7 Výpočet trubky verze 4.....	34
3.8 Uhlíkový kompozit.....	34
3.9 Historický vývoj.....	35

3.10	Výroba .....	35
3.11	Postup: .....	36
3.12	Postup výroby trubky .....	38
3.13	Použití .....	39
3.14	Příklady textilního zpracování: .....	39
3.15	Použití uhlíkových vláken .....	40
4	Analýza vlivu použití kompozitu na vlastnosti soustavy .....	42
4.1	Technické zajímavosti .....	43
	Závěr .....	44
	Seznam literatury: .....	47
	Seznam obrázků .....	48
	Seznam příloh .....	49

## Úvod

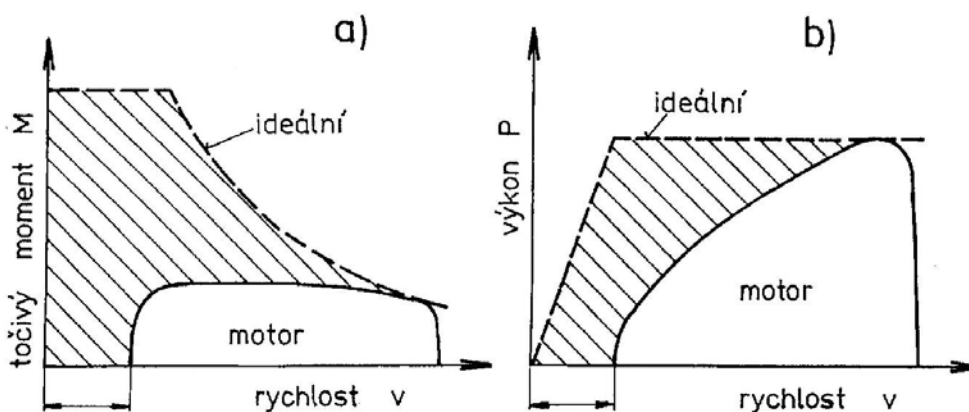
Cílem této práce je snížit ztráty v přenosové soustavě. Rozborem jednotlivých ztrát se pokusit určit možnosti na zvýšení efektivity přenosu výkonu. Vzhledem k možnosti spolupracovat s firmou CompoTech PLUS spol. s r.o., která podniká ve vývoji a výrobě součástí z uhlíkového kompozitu. Uplatnit možnosti kompozitového materiálu na snížení ztrát v přenosové soustavě. Na základě rozboru ztrát a konstrukčního řešení jednotlivých částí přenosové soustavy, jsem vyhodnotil jako optimální součást na úpravu hřídel hnací poloosy spojující vnitřní a vnější stejnoběžný kloub. Úprava této součásti je relativně snadno proveditelná a hodnocení dopadu na přenosovou soustavu by mohlo být výpočtem prokazatelné. Úkolem této práce je zjistit možnosti a dopady použití kompozitového materiálu na hřídel hnací poloosy osobního vozu. Cílem použití tohoto materiálu je snížit hlavně setrvačný odpor. S použitím kompozitního materiálu předpokládám snížení hmotnosti součásti a tím její nižší energetickou náročnost na urychlení při akceleraci. Experimentálním vozidlem je osobní vůz Škoda Forman. Výsledkem bude hodnocení dopadu na jízdní dynamiku a jízdní vlastnosti vozu.



# 1 Funkce přenosové soustavy

Úlohou přenosové soustavy je přenos točivého momentu od motoru na kola. Točivý moment se přenáší pomocí převodovky a rozvodovky, kde se přemění otáčky a moment na hodnoty požadované pro aktuální jízdní režim. Převody jsou voleny tak aby se přiblížili ideální hnací charakteristice. Kde je potřebný moment na uvedení vozidla do pohybu největší a s rychlostí klesá (dle obr. 1). V našem případě se jedná o zážehový čtyřdobý čtyřválec o obsahu 1289 cm<sup>3</sup> s pětistupňovou dvouhřídelovou manuální převodovkou. Otáčky motoru se mění v převodovce podle zvoleného rychlostního stupně s jeho konkrétním převodovým poměrem. Poslední proměnou otáček a točivého momentu je docíleno pomocí rozvodovky (diferenciálu). Ten také mění otáčky a moment proudící na jednotlivá kola. Požadavek na rozdílnost otáček na pravé a levé straně vozidla je dána rozdílnou úhlovou rychlostí kol na pravé a levé straně při průjezdu zatáčky. Při delší jízdě obloukem (táhlá zatáčka na dálnici) dochází k dlouhé jízdě s rozdílnou úhlovou rychlostí na levém a pravém kole. Tento rozdíl je dán rozdílnou opisovanou kružnicí každým kolem v zatáčce.

Obrázek 1 Porovnání ideální a reálné výkonové a momentové charakteristiky



Zdroj [7]

## 1.1 Funkce převodovky

Převodovka slouží ke změně přenášeného točivého momentu na kola dle potřeby (hlavně zvětšování při rozjíždění a jízdě do stoupání. Převodovka také musí umožnit dlouhodobé přerušování přenosu točivého momentu při stání vozidla tzv. "neutrál". Pro provoz vozidla je nutná podmínka změny smyslu pohybu (zpětný chod – couvání). Na zpětný chod

však není potřeba dosahovat vyšších rychlostí a dlouhé jízdy (to umožňuje zjednodušit konstrukci zpětného chodu na převod s přímými čelními zuby a řazení bez nutnosti synchronizace otáček). Změny momentů se dosahuje změnou převodu, tj. ústrojím, které stupňovitě nebo plynule umožňuje změnu rychlostního převodu.

## **1.2 Účel převodovky**

Je umožnit změnu převodu mezi motorem a hnacími koly, tak aby motor pracoval v oblastech otáček maximálního výkonu bez ohledu na rychlost jízdy. Při jízdě po rovině konstantní rychlostí motor musí překonat pouze odpor v převodovém ústrojí a z jízdních odporů pouze odpor valení a odpor vzduchu. Výkon motoru se volí tak, aby tyto odpory překonal na přímý převod (bez změny hodnoty výkonu a momentu) a vysoké otáčky se využily k dosažení největší rychlosti. Při jízdě do stoupání musí motor navíc překonat tíhovou složku vozidla působící proti směru pohybu vozidla. Motor není možné přetěžovat a výkon již nestačí na překonání tohoto dalšího odporu, musí se snížit rychlost vozidla, aby se snížil odpor valení a odpor vzduchu. Z důvodu snížení otáček motoru však také klesá jeho výkon. Proto je třeba zařadit převod, jenž výkon zvýší (nižší převodový stupeň), aby se opět dosáhlo otáček maximálního výkonu, který by stačil k překonání jízdního odporu do stoupání.

## **1.3 Rozbor ztrát přenosové soustavy**

Je možné rozdělit na dvě základní skupiny. První skupinou jsou odpory při jízdě konstantní rychlostí a druhou jsou odpory při změně rychlosti

## **1.4 Ztráty při jízdě konstantní rychlostí.**

Jsou všechny síly působící proti směru pohybu vozidla. Jízdní odpory při konstantní jízdě jsou: odpor vzduchu, valivý odpor, případně odpor složkové síly tíhy vozidla při jízdě do stoupání. Odpory v přenosové soustavě jsou: odpor v ložiscích, mechanická účinnost ozubených převodů, odporové síly také vyvolává viskozita oleje v převodové skříně.

## 1.5 Ztráty při zrychlování

Jsou síly působící při zrychlení proti jeho směru. Mnoho energie je spotřebováno na urychlení hmot, ať rotačních hmot či hmoty vozidla. V tomto případě největší odpor rotačnímu urychlení kladou součásti s největším průměrem. V přenosové soustavě to představuje hlavně rotující hmoty motoru, setrvačnický spojovací kotouč, ozubená kola a samotné kolo. Hřídele mohou mít vzhledem k dříve jmenovaným součástem hmotnost větší, ale pro svůj menší průměr je jejich urychlení energeticky méně náročné.

Je důležité zmínit, že tyto odpory se navzájem nevyklučují. Při provozu dochází k jejich sčítání. Při jízdě konstantní rychlostí odpory ze zrychlování nepůsobí. Hodnota zrychlení je nulová. Pokud ovšem začneme zrychlovat, odpory z jízdy konstantní rychlostí jsou stále přítomny. Při zrychlování stále dochází k odvalování ložisek, kol a vzájemnému tření ozubených kol. Při zrychlení se tedy oba odpory sčítají. To platí i o jízdách odporech.

## 1.6 Rozbor ztrát při přenosu výkonu

Výběr ztrát a odporů působících na vozidlo, které budou dále upřesněny:

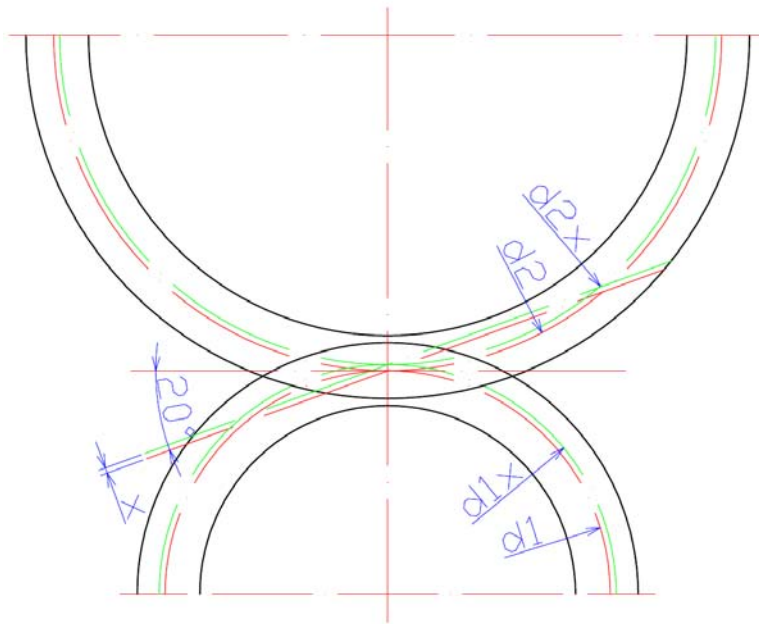
- Nepřesnost ozubení,
- Nerovnoběžnost spalovacích prostorů a pohybu pístu,
- Nedokonalosti v klikovém hřídeli,
- Nedokonalosti v rozměrech ojnice,
- Kloubový mechanismus na poloose,
- Nedokonalost geometrie vačkového hřídele a vliv na spalování,
- Nedokonalosti v proudění směsi,
- Odpor rozstřikováním oleje v převodovce a rozvodovce,
- Odpor vzduchu,
- Odpor valení,
- Odpor složkové síly tíhy při jízdě do kopce,

- Setrvačný odpor,
- Odpor valení ložiska.

## 1.7 Nepřesnost ozubení

Nedodržení přesnosti výroby ozubení vede k nárůstu nežádoucích faktorů. Zvýšená hladina hluku je prvním příznakem. Velká část nedokonalostí se projeví na změně rozteče zubů. Tím dochází během jedné otáčky ke změně převodového čísla. Nedodržení tvaru evolventy má za následek změnu rozteče zubu. Na místě posunutém o hodnotu rozteče se bude nacházet jiná část křivky (evolventy). Změní se tím nutně i šířka zubu (hrozí lom zubu při zmenšení síly materiálu z důvodu většího napětí). Při špatně provedeném tepelném zpracování je možný výskyt různých tvrdostí povrchu na různých zubech. To má za následek nestejně opotřebené jednotlivých zubů a opět je možná změna rozteče. Při změně rozteče se následující zub dostane do záběru dřív (kratší rozteč), nebo později (delší rozteč) oproti normálnímu stavu. Zuby se dotýkají v jiném místě a dochází k většímu tření mezi spoluzabírajícími zuby. Dojde tím ke změně namáhání jednotlivých zubů. Napětí se nerozprostře mezi spoluzabírající zuby a hrozí poškození ozubeného kola. Tento skokový nárůst napětí se vyrovná při ztrátě kontaktu spoluzabírajících zubů a rovnoměrně se rozdělí mezi zuby v záběru, při tomto skokovém rozdělení namáhání na správné hodnoty může dojít k slyšitelnému rázu. Vznikají při tomto procesu vibrace, které lze zachytit speciální technikou a diagnostikovat tím technický stav. Při nesprávném rozměru rozteče se skokově mění převodový poměr vlivem posunu záběrové přímky od středu kola. Dochází k rázům, vyššímu namáhání a přenosu nerovnoměrnosti chodu dále do přenosové soustavy.

Obrázek 2 Změna polohy záběrové přímky



Zdroj [autor]

$$\text{Převodový poměr } i = \frac{d_2}{d_1} \quad (1)$$

$$\text{při posunu záběrové přímky } i = \frac{d_{2x}}{d_{1x}} \quad (2)$$

x ....posunutí záběrové přímky

## 1.8 Nerovnoběžnost spalovacích prostorů

Pokud budu uvažovat zapálení směsi ve stejný okamžik před dosažením horní úvratě. Nerovnoběžnost os spalovacího prostoru způsobí nestejný čas mezi působením pístu na klikový hřídel. Tím bude projev motoru nevyrovnaný a povede k zvýšení vibrací přenášených od motoru.

## 1.9 Nedokonalosti v klikovém hřídeli

Pokud budu uvažovat zapálení směsi ve spalovacím prostoru ve stejný okamžik (myšleno u každého válce se shodnou dobou předpokládaného předstihu od horní úvratě)

a geometrická nepřesnost bude v úhlu mezi jednotlivými klikami ve smyslu otáčení hřídele. Nedokonalé tvarování hřídele bude mít vliv na změnu časování přenosu vratného pohybu pístu. U motoru se při nevhodné geometrii klikového hřídele přenáší síla od vratného pohybu pístu v nevhodný okamžik natočení klikového hřídele. Vznikne úhlová odchylka mezi body, kdy působí síla na klikovou hřídel. Následkem je nerovnoměrný přenos točivého momentu. Pokud bude nedokonalé vyvážení klikového hřídele. Následkem budou vibrace a chvění. Namáhání ložisek v uložení hřídele bude nadměrné a může dojít k jejich poškození.

## **1.10 Nedokonalosti v rozměrech ojnice**

Hlavní nepřesnosti při výrobě mohou být délková, nebo tvarová (geometrické tvary). Každá se projeví odlišným způsobem. Délková nepřesnost vede k nestejnému zdvihu a nestejnému kompresnímu poměru v jednotlivých válcích. To povede k různým silám působícím na písty motoru. Nedokonalosti v tvaru kruhovitosti oka ojnice povedou k vyššímu tření. Tření při přenosu klikovým mechanismem sníží sílu přeměněnou na rotační pohyb klikového hřídele. Obdobné následky bude mít nerovnoběžnost os ok na spojení s klikovým hřídelem a pístem

## **1.11 Kloubový mechanismus na poloose**

Vlivem tření pohyblivých segmentů v kloubech dochází ke ztrátám v přenosu sil. Při nepřesné výrobě těchto segmentů se tření zvýší. Může dojít také ke změně převodu v kloubovém mechanismu. Tato nedokonalost převodu se projeví při každém otočení hřídele a dojde k nerovnoměrnému opotřebení pneumatik. Projevem bude změna síly přenesená na vozovku při každém otočení kola.

## **1.12 Nedokonalost geometrie vačkového hřídele**

Pokud nebude geometrie vačkového hřídele dokonalá. Bude docházet k opakovaným odchylkám v otevírání a zavírání sacích a výfukových ventilů. Ideálně by se měli otvírat ve shodný okamžik pohybu pístu vzhledem k horní úvratí. Není však možné vyrobít dokonale přesnou součást. Vždy se součást vyrábí s tolerancí, a pokud se při výrobě shodou náhod na jednom vačkovém hřídeli prokáží tolerance z opačného konce tolerančního pole, rozdíl už může být větší než zanedbatelný. Tomu se dá předejít vhodnou volbou tolerančního pole.

S rostoucí přesností ve výrobě však rostou náklady. Z finančních důvodů tedy není možné toleranční pole snížit na absolutní minimum.

### 1.13 Nedokonalosti v proudění směsi

Pokud vedení směsi do spalovacího prostoru není naprosto shodné, dojde k drobným odlišnostem v proudění směsi do jednotlivých válců. Změnou proudění dojde k nestejnému plnění válců spalovací směsí a tím k odlišné síle působící na jednotlivé písty motoru. Rozdílná síla na pístech vede k nerovnoměrnému zatížení. Tato nerovnoměrnost zatížení se projeví nevyrovnaným chodem motoru

### 1.14 Odpor rozstřikováním oleje

Převodovka a rozvodovka obsahuje olejovou lázeň, v níž jsou kola ponořena jen částečně a mazání probíhá pomocí rozstřiku oleje rotací ozubených kol. Tím vzniká odpor bránící otáčení ozubených kol. Odpor je daný viskozitou (tekutostí) oleje.

### 1.15 Odpor vzduchu

Odpor vzduchu je daný jeho viskozitou a třením o povrch vozidla. Působení odporu vzduchu se promítá do výšky aerodynamického středu vozidla. Jeho síla se vypočítá podle vzorce

$$F_v = 0,048 \cdot c_x \cdot S_{\xi} \cdot v^2 \quad (3)$$

$F_v$  - odpor vzduchu [N]

$c_x$  - součinitel odporu vzduchu [1]

$v$  - rychlost vozidla [ $\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$ ]

$S_{\xi}$  - čelní plocha [ $\text{m}^2$ ]

Tento vztah vychází ze vzorce s použitím jednotek soustavy SI a hodnoty hustoty vzduchu.

$$F_v = \frac{\rho}{2} \cdot c_x \cdot S_{\xi} \cdot V^2 \quad (4)$$

$F_v$  - odpor vzduchu [N]

$c_x$  - součinitel odporu vzduchu [1]

$S_{\xi}$  - čelní plocha [m<sup>2</sup>]

$V$  - rychlost vozidla [m·s<sup>-1</sup>]

$\rho$  - hustota vzduchu  $\rho=1,24\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$

Rovnice (3) vychází z rovnice (4) a její úpravou je možno dosazovat v běžně používaných jednotkách. Hustotu vzduchu (lze brát jako konstantu pro určité území, např.: ČR). Rychlost dosazovaná do vzorce je rychlost vzduchu obtékající karoserii vozu ve směru podélné osy vozu. Pokud směr proudění větru není ve směru podélné osy vozidla je nutné vyjádřit složkovou rychlost větru působící v podélné ose vozidla. Rychlost dosazovaná do vzorce je hodnota rychlosti pohybu vzduchu vzhledem ke karoserii vozidla. Je nutné ji určit ze složky rychlosti větru v ose vozidla a rychlosti pohybu vozidla s ohledem na směr proudění vzduchu. To má vliv na kladnou či zápornou hodnotu rychlosti proudění větru. Čelní plocha vozidla se měří mnoha způsoby. V současnosti se převážně používá měření čelní plochy pomocí laserového paprsku. Tato metoda se provádí pomocí bodového světelného zdroje a vyjádřením automobilem zastíněné plochy. Hodnota součinitele  $c_x$  se určuje experimentálně. Nejčastěji ve speciálním zařízení s využitím náročné zobrazovací a výpočetní techniky. Pomocí kontrastní látky, jež znázorní proudění vzduchu obtékajícího karoserii vozidla. Vyjadřuje, jak složitou překážku představuje karoserie vozidla pro obtékající vzduch.

**Obrázek 3** Přehled hodnot součinitele odporu vzduchu a čelní plochy

typ vozidla	$c_x$	$S_{\xi}$ (m <sup>2</sup> )
osobní automobily	0,4 - 0,5	1,6 - 2,0
sportovní vozy	0,3 - 0,35	1,3 - 1,6
závodní vozy - nekrytá kola	0,4 - 0,6	0,7 - 1,3
- krytá kola	0,25 - 0,35	0,8 - 1,5
nákladní vozy - valník	0,8 - 1,0	4 - 7
- s plachtou	0,6 - 0,8	5 - 8
- s přívěsem	1,0 - 1,2	5 - 8
- s kontejnerovým návěsem	1,0 - 1,2	9
autobusy	0,5 - 0,7	5 - 7

Zdroj [1]



## 1.16 Valivý odpor

Při odvalování pružného kola po pružně plastickém terénu vznikají energetické ztráty dané deformací kola a podložky, po které se kolo pohybuje. Tyto ztráty se projeví odporem působícím proti pohybu kola – odporem valení. Do tohoto odporu započítáváme i třecí ztráty vzniklé smýkáním výstupků běhounu pneumatiky po vozovce, případně i přisáváním pneumatiky k vozovce a molekulární soudržnost s podložkou. Tření v ložiskách nepoháněných kol. U kol poháněných se započítávají do ztrát přenosové soustavy. Valivý odpor je dán rovnicí:

$$F_f = f \cdot Z \quad (5)$$

$Z$  – zatížení kola

$f$  – součinitel odporu valení

$F_f$  – síla odporu valení

Složením sil je možné tuto sílu převést do středu kola, kde je pro znázornění a její další počítání výhodnější. Působíště síly valivého odporu tak je možné uvažovat ve středu kola proti směru jeho pohybu. Na obrázku (4) je tabulka součinitele odporu valení pro různé povrchy vozovky a různé tlaky huštění pneumatik (tím lze postihnout rozdíl osobního a nákladního vozu)

Obrázek 4 Tabulka součinitele valivého odporu

Druh a stav jízdní dráhy		Součinitel odporu valení pneumatik	
		huštění > 150 kPa	huštění < 150 kPa
Beton, asfaltobeton, asfalt		0,01 - 0,03	0,02 - 0,04
Dlažba	dobrá	0,02 - 0,03	0,03 - 0,05
	špatná	0,03 - 0,05	0,04 - 0,06
Uválcovaná, suchá polní cesta		0,02 - 0,03	0,03 - 0,05
Rozbitá, mokrá polní cesta		0,10 - 0,25	
Písek	suchý	0,10 - 0,35 i více	0,04 - 0,10
	vlhký	0,06 - 0,15	0,03 - 0,08
Jílovitohlinitá zemina	suchá	0,04 - 0,06	
	vlhká	0,10 - 0,20	0,05 - 0,15
Hluboké bláto, bažinatý terén		0,15 i více	0,04 - 0,08
Zledovatělá vozovka		0,01 - 0,03	0,02 - 0,04
Hluboký sníh	čerstvý	0,10 - 0,30 i více	0,06 - 0,15
	ujetý	0,03 - 0,05	0,04 - 0,06

Zdroj [1]

## 1.17 Odpor do stoupání

Je dán složkovou silou tíhy vozidla při jízdě do stoupání. Tíha vozidla se rozloží na dvě složky. Tíhovou složku působící kolmo k podložce (vozovce, terénu) a tíhovou složku působící rovnoběžně s jízdni drahou. Tíhová složka působící rovnoběžně s podložkou při jízdě do stoupání působí proti směru pohybu a tvoří odpor do stoupání. Při opačném působení jízdou dolů se tato síla podílí na pohonu vozidla. Je dána vztahem

$$F_s = G_a \cdot \sin \alpha = m_a \cdot g \cdot \sin \alpha \quad (6)$$

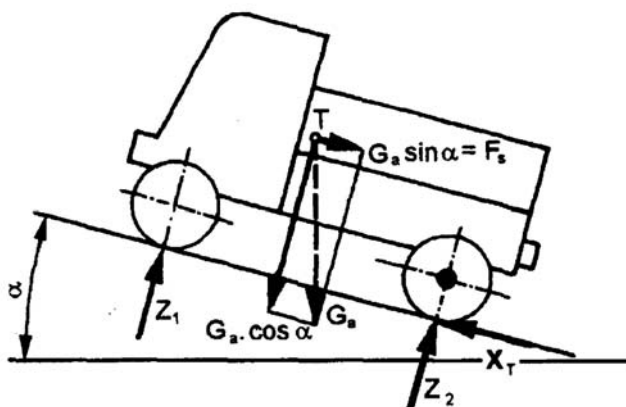
$G_a$  – tíha automobilu [N]

$m_a$  – hmotnost automobilu [kg]

$g$  – gravitační zrychlení [ $m \cdot s^{-2}$ ]

$\alpha$  – úhel stoupání [ $^\circ$ ]

Obrázek 5 Odpor do stoupání



Zdroj [1]

## 1.18 Setrvačný odpor

Setrvačný odpor vzniká při změně rychlosti vozidla. Jedná o sílu potřebnou na změnu rychlosti. Při akceleraci tato síla působí proti směru jízdy a je potřeba energie na její překonání. Je třeba rozdělit na dvě základní skupiny. Setrvační odpor proti posuvnému urychlení hmot vozidla a setrvační odpor proti urychlení rotujících hmot. Setrvačná síla posuvné hmoty je dána rovnicí (7) a působí v těžišti vozidla (s výjimkou kol).

$$F_{iv} = m_v \cdot a \quad (7)$$

$m_v$  – hmotnost vozidla (bez kol) [kg]

Rovnice pro urychlení rotujících hmot je složitější o vyjádření energie rotačního pohybu. U kol se jedná o odvalující se válec a je nutné počítat jak setrvačný odpor posuvný

$$F_{ik} = k_n \cdot m_k \cdot a \quad (8)$$

$k_n$  - počet nepoháněných kol [1]

$m_k$  - hmotnost kola [kg]

a setrvačný odpor rotační

$$M_{ik} = k_n \cdot I_k \cdot \varepsilon_k \quad (9)$$

$I_k$  - moment setrvačnosti kola [kg·m<sup>2</sup>]

$\varepsilon_k$  - úhlové zrychlení [rad·s<sup>-2</sup>]

Na poháněné nápravě navíc působí  $M_{iR}$  vyjadřující odpor proti urychlování rotujících částí poháněcí soustavy redukováný na kola vozidla.

$$M_{iR} = (I_m + I_{sp}) \cdot \varepsilon_m \cdot i_c \quad (10)$$

$I_m$  - moment setrvačnosti rotujících částí motoru

$I_{sp}$  - moment setrvačnosti spojky

$i_c$  - celkový převod dle zařazeného r.s.

$\varepsilon_m$  - úhlové zrychlení rotujících částí motoru a spojkového setrvačnicku

$\varepsilon_m$  - lze vyjádřit pomocí úhlového zrychlení kol

$$\varepsilon_m = \varepsilon_k \cdot i_c = \frac{a}{r} \cdot i_c \quad (11)$$

Dalším momentem působícím pouze na hnací nápravě je  $M_k$ .

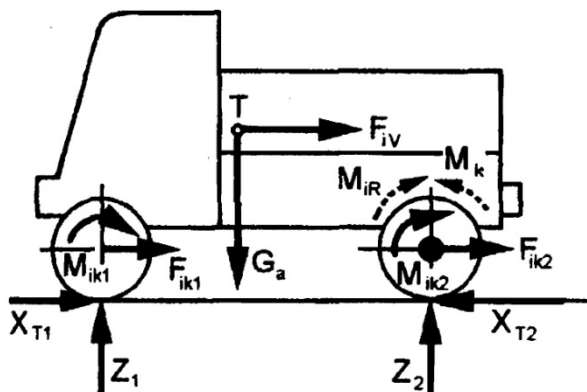
$$M_k = M_m \cdot i_c \cdot \eta_m \quad (12)$$

$M_m$  – moment motoru vozidla

$\eta_m$  – mechanická účinnost převodového ústrojí

Jedná se o kroutící moment na kolech vyplývající z momentu motoru. Oba posledně jmenované momenty jsou z hlediska působících sil na vozidlo momenty vnitřní a svou velikostí ovlivní velikost tečné reakce hnacích kol  $X_{T2}$ , která působí ve styku kola s vozovkou.

Obrázek 6 Působíště setrvačných sil a momentů



Zdroj [1]

Všechny tyto ztráty a nedokonalosti se projevují snížením přeneseného výkonu a přenosem nerovnoměrností v běhu motoru.

Aby nedošlo v provozu k rozkmitání hřídele, jež může vybudit hnací agregát je volena rozdílná hmotnost a materiál pravého a levého hřídele. Tato podmínka zůstane i po aplikaci kompozitového materiálu zachována. Zaručí se tím rozdílná hodnota vlastních kmitů pravého a levého hřídele.

## 1.19 Odpor valení ložiska

Odpor valení v ložisku vzniká stejně jako u valení pneumatik po vozovce. Je podstatně menší než odpor valení pneumatiky. To je dáno podstatně nižší deformací valivého tělíska a stěny ložiska. Jedná se tvrdší materiály. Odpor valení ložiska však častěji vstupuje do hodnoty ztrát celkové přenosové soustavy. Všechny rotační hřídele musí být uloženy tak aby umožnili přenos točivého momentu. Takové uložení musí být v ložiscích. Základní druhy ložisek jsou valivá ložiska a druhou skupinou jsou ložiska třecí. Každé se používá v jiných případech, jež jsou dány požadavky konstrukce. Třecí ložiska mají horší účinnost, ale mají menší prostorové nároky. U ložisek valivých je to opačně.

## 1.20 Možnosti na snížení odporů přenosové soustavy.

Mou snahou je úvaha jak jednotlivé odpory v přenosové soustavě co možná nejvíce minimalizovat. Budeme-li uvažovat dostupnost konveční techniky je nejjednodušším způsobem snížení ztrát:

- Výměna ložisek za ložiska s větší mechanickou účinností. Tím se docílí větší mechanické účinnosti přenosu sil. Ložiska s lepší mechanickou účinností jsou s vyšší účinností dražší. Pro prvovýrobu automobilu se tak při výběru bere ohled na ekonomickou návratnost. Není proto možné použít nejdokonalejší dostupná ložiska.
- Použití kvalitnějšího převodového oleje s nižší viskozitou, s ohledem na potřebné mazací schopnosti není možné volit stále méně viskózní olej. Mohlo by dojít k nedokonalému mazání třecích ploch a tím k nadměrnému opotřebení ozubených kol. Se snižující se viskozitou klesá i schopnost ulpívat na třecích plochách. Tím by mohlo dojít k vytvoření nesouvislé olejové vrstvy. Zvýšilo by se tření. Zvýšené tření se projeví hlavně větším zahříváním součástí. Zvýšení teploty s sebou nese teplotní dilataci. Tato změna rozměru by mohla vést k zadření ložiska nebo převodu.
- Další možností je volba jiných materiálů s cílem snížení hmotnosti. Což v tomto případě obnáší výměnu materiálu rotačního hřídele poloosy. Materiál nově použitý je kompozit. Jeho vlastnosti jsou kovu dost podobné. Díky vyšší pevnosti je možné stejnou součást vyrobit podstatně lehčí než z kovu. Nevýhodou uhlíkového vlákna typu PAN je jeho větší deformace než v případě kovu. Při použití kompozitu na hřídel pohaněné poloosy se však tato na první pohled nevýhodná vlastnost dá použít ke zvýšení pohodlí jízdy. V tomto případě větší deformace poslouží jako torzní tlumič kmitů od motoru při záběru. Výsledkem tak je plynulejší zrychlení bez známek šubání motoru. Deformace však nesmí být příliš rozdílné, aby z pohledu řidiče neubíraly sílu motoru (jedná se jednotky stupňů)
- Snížení jízdních odporů je po uvedení do výroby náročnější. Odpor vzduchu je možné snížit úpravou karoserie. Ta musí být upravena tak, aby obtékajícímu vzduchu kladla menší odpor. To je u již vyrobeného vozidla problematické a finančně náročné. Dle mého názoru nejsnáze se dá snížit valivý odpor. Ten je odlišný dle použité pneumatiky. Výměnou pneumatik s ohledem na jejich nižší valivý odpor

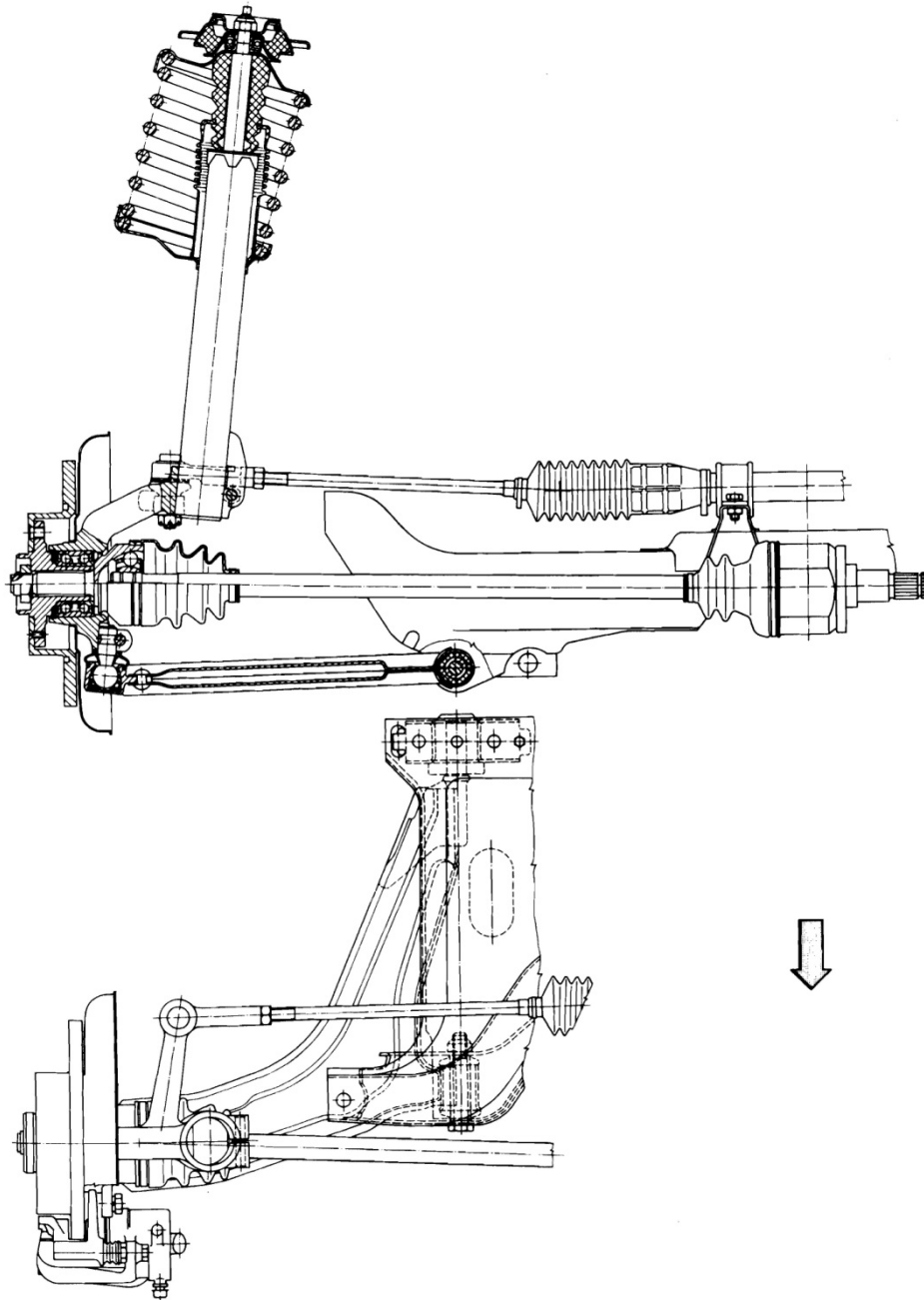
se dá dosáhnout relativně snadno dosáhnout snížení odporu valení. Nevýhodou je relativně malá odchylka odporu valení pneumatik jednotlivých výrobců a podíl tohoto odporu na celkových odporech není zásadního charakteru. Při jízdě dle platných zákonů se mimo obec může rychlost pohybovat do  $130\text{km}\cdot\text{hod}^{-1}$ . Při těchto rychlostech má hlavní podíl odpor vzduchu.

- Nedokonalosti při výrobě se těžko snižují. Jsou to hlavně nepřesnosti součástí. Jejich snížení by vyžadovalo v mnoha případech rozebrání motoru či převodovky. Snížení těchto nepřesností může být bez výměny součásti nemožné. Každé rozložení pohyblivých částí s sebou nese pokles jejich životnosti. To by mohlo vést k nevýhodnosti snížení některých nepřesností z výroby.

Na základě rozboru ztrát a konstrukčního řešení jednotlivých částí přenosové soustavy jsem vyhodnotil jako optimální součást na úpravu hřídel hnací poloosy spojující vnitřní a vnější stejnoběžný kloub. Úprava této součásti je relativně snadno proveditelná a hodnocení dopadu na přenosovou soustavu by mohlo být výpočtem prokazatelné.

## 2 Rozbor zatížení hnacích hřídelů.

Obrázek 7 Přední náprava

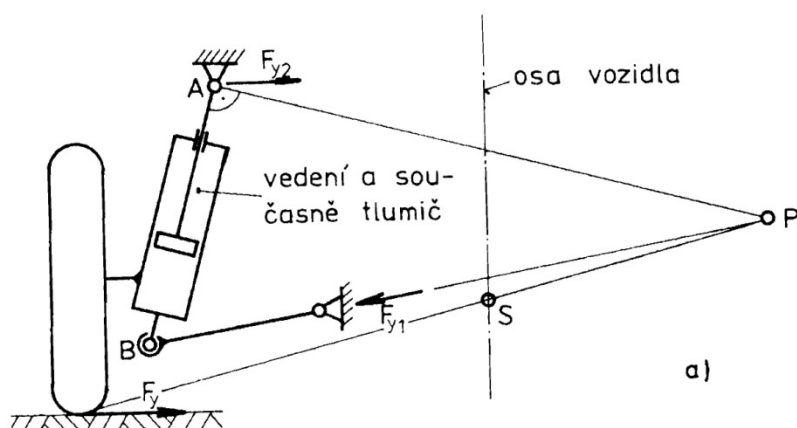


Zdroj [8]

V tomto případě se jedná o aplikaci jiného materiálu části poloosy na vozidlo s nezávislým zavěšením předních kol. Jedná se o zavěšení typu McPherson (obrázek 7). V tomto případě je hnací poloosa zatížena pouze kroučícím momentem od přenosu výkonu vozidla popřípadě přenosem brzdného momentu vozidla. Ostatní síly přenosu kolo - vozovka

přenáší zavěšení. Což je v tomto případě víc než výhodné vzhled k výpočtu namáhání kompozicové trubky. Podélné a boční síly a z nich plynoucí momenty jsou zachycovány silovými dvojicemi na karoserii. Z toho plyne pro nápravu McPherson zatížení momentem a příčnou silou. Ložisko B je více zatíženo než A, neboť leží blíže působišti sil (obrázek 8). Pro přenos síly  $F_x$  je nutné trojúhelníkové rameno (obrázek 9). Vedení ve vzpěře McPherson je konstruováno jako hydraulický tlumič. Přitom je pístnice kvůli příčnému zatížení značně silnější než u normálního tlumiče. Šroubová pružina je uložena šikmo (působení proti bočním silám). Uložení horního kloubu je do měkké pryže, aby umožnilo relativní pohyb mezi teleskopickou vzpěrou a karoserií při propružení (obrázek 10). Teleskopická vzpěra přenáší hlavně svislé zatížení vozidla. Složky od bočních a podélných sil jsou v teleskopické vzpěře pouze menší složkou zatížení. Síly se rozkládají na vzpěru, kde je větší část sil zachycena spodním uložením v trojúhelníkovém rameni pro její menší vzdálenost od působíště sil. Spodní uchycení vzpěry dále působící síly rozkládá do uložení trojúhelníkového ramena v karoserii na přední a zadní úchyt (ve směru jízdy). Vzdálenost spodního a horního uchycení vzpěry od působíště je výhodné s co největším rozdílem hodnot, aby se snížilo zatížení pístu a pístnice u horního uchycení vzpěry v karoserii. Rejdrové ústrojí zachycuje síly vyvolané natáčením kol nikoliv síly působící ve stopě vozidla. Potom je zřejmé, že zavěšení kola postihuje veškeré působící síly a poloosa je zatěžována pouze kroutícím momentem od motoru případně brzdným momentem pokud se brzdí motorem. Jiné síly na poloosu nepůsobí.

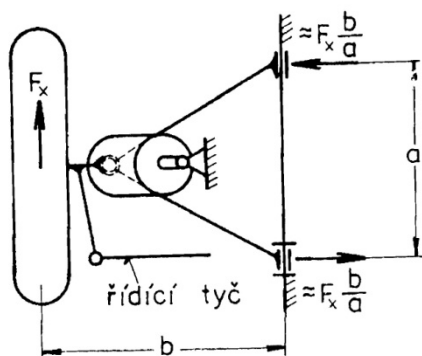
Obrázek 8 působení boční síly  $F_y$



Zdroj [6]



Obrázek 9 Působení podélné síly  $F_x$



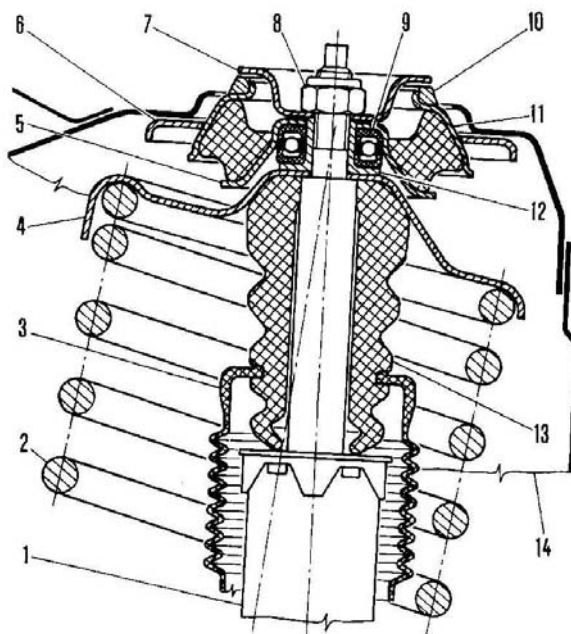
Zdroj [6]

*Síla  $F_x$  síla od hnacího momentu.*

*Síla  $F_b$  brzdná síla (působí pouze v opačném směru  $F_x$ )*

*Síla  $F_y$  boční síla při průjezdu zatáčkou a od bočního větru*

Obrázek 10 Uchycení předního tlumiče



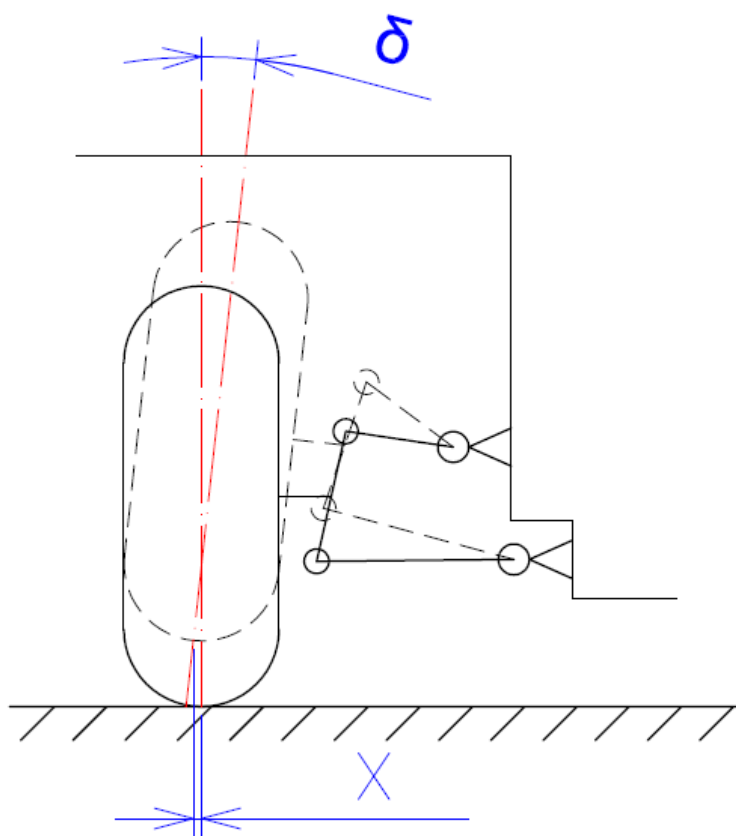
Obr. 211. Uchycení předního tlumiče s pružinou v karosérii  
 1 – tlumič pérování; 2 – pružina; 3 – kryt tlumiče;  
 4 – miska pružiny; 5 – miska ložiska; 6 – miska pryžového lůžka; 8 – matice;  
 9 – ložisko; 10 – opěrný kroužek; 11 – pryžové lůžko; 12 – vložka ložiska;  
 13 – přidavná pružina;  
 14 – karosérie

Zdroj [8]

Pokud se o rozbor zatížení hřídele budu zajímat ze strany přenosu možných sil v uložení hřídele. Dostanu následující výsledek možného zatížení. Aby na hřídel spojující

vnitřní a vnější kloub mohla působit síla tvořící tlakové nebo tahové namáhání musela by poloosa tyto síly zachytit. Vnitřní kloub je konstruován tak aby umožnil posun hřídele ve směru osy hřídele. Tento posun vzniká při propružení vlivem pohybu uložení kola (obrázek 11). Síly působící tlak nebo tah tak není možné v uložení hřídele přenést a na hřídel nepůsobí. Případné síly působící ohybové namáhání hřídele spojující oba klouby se nemohou přenést, neboť je tento hřídel ukončen klouby a ty ohybové napětí nepřenesou. Jediný způsob jak přenést ohybové napětí na hřídel spojující klouby by bylo působit silou přímo na hřídel. Vzhledem ke konstrukci však tento případ v běžném provozu nenastane. Jediné namáhání které uložení hřídele přeneše je kroutící moment na pohyb nebo brzdění vozidla.

Obrázek 11 Boční posun kola při propružení



Zdroj: autor

Výsledek rozboru sil je totožný pro oba pohledy na rozbor působících sil. Není důvod se domnívat že by v provozu nastala možnost zatížení spojovacího hřídele obou kloubů jinými silami než kroutícím momentem.

### 3 Návrh hnací hřídele z kompozitního materiálu

Technické údaje:

Stálý převod rozvodovky:	4,167
Převodový poměr na 1.r.s.:	3,308
Účinnost převodovky $\eta$ :	0,9
Celkový převodový poměr na 1.r.s.:	13,784436
Kroutící moment motoru: [Nm/ot·min <sup>-1</sup> ]	105/3500
Výkon motoru: [kW/ot·min <sup>-1</sup> ]	50/5500
Pohotovostní hmotnost: [kg]	930
Celková hmotnost: [kg]	1370
Maximální rychlost [km·h <sup>-1</sup> ]	150

Pro výpočet budu uvažovat provozní situaci přenesení celého točivého momentu pouze na jedno kolo. Jedná se o případ, kdy jsou kola každé na povrchu s jinou adhezí. Jedno kolo se neotočí a druhé kolo se otáčí

Maximální kroutící moment přenesen na poloosu

$$M_k = M_m \cdot \eta \cdot i_{c1} = 105 \cdot 0,9 \cdot 13,784436 = 1302,629 \text{ Nm} \quad (13)$$

Otáčky hřídele při maximální rychlosti

$$\text{Max rychlost } v_{max} = 150 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$$

Dynamický poloměr kola jsem nezjistil. Nahradím jej statickým poloměrem kola. Poloměr počítán z rozměru pneumatiky dle technického průkazu 165/70R13

$$l_{palec} = 2,54 \text{ cm}$$

$$r = \frac{13 \cdot 2,54 + 16,5 \cdot 0,7}{200} = 0,22285 \text{ m} \quad (14)$$

$$n = \frac{v}{2 \cdot \pi \cdot r} = \frac{100 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 0,22285 \cdot 3,6} = 1785 \text{ ot/min} \quad (15)$$

Pro názornost jsem uvažoval výrobu několika možných trubek. Odlišnosti jsou ve vstupních podmínkách na kompozitní trubku.

První je vyrobena pomocí vlákna typu PAN. V tomto návrhu byla vstupní podmínka pouze pevnostní. Vlákna tohoto typu vykazují pevnost v rozmezí 3500 až 5000 MPa. Modul pružnosti  $E=2,1 \cdot 10^5$  MPa (shodné jako železné kovy). Tento návrh však vykazuje deformace  $20,7^\circ$ . To je víc jak v případě originální kovové poloosy.

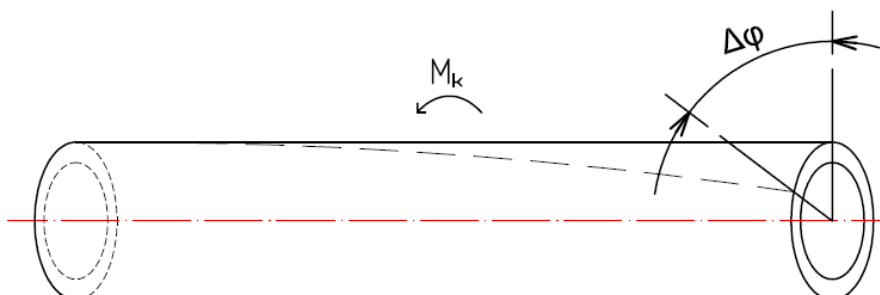
Druhý návrh je proveden pomocí vláken typu PITCH. Vstupní podmínkou byla pouze pevnostní podmínka. Vlákna typu PITCH mají pevnost do 2000 MPa. Modul pružnosti pro vlákna typu PITCH je v rozmezí  $6,3$  až  $9,6 \cdot 10^5$  MPa (vyžadují větší napětí na shodnou deformaci jako vlákna typu PAN). Návrh s vlákny PITCH vykazuje deformaci  $3,1^\circ$ . To je deformace podstatně nižší od původní konstrukce.

Třetí návrh byl proveden pomocí vláken PAN. Podmínkou návrhu byla pevnostní podmínka a shodná deformace v krutu jako originální kus. Zahrnutím podmínky shodné deformace tak podmínky pevnosti v krutu byla splněna s rezervou a materiálu bylo použito víc než by vyžadovala pevnostní podmínka. Deformace jsou však s minimální odchylkou od původní součásti. Ta pro svou pevnostní a deformační podobnost originálu byla zvolena jako optimální.

Poslední návrh má demonstrovat potenciální možnosti kompozitového materiálu. Délka poloosy byla zvětšena o jeden metr (a zaokrouhlena na 1,5m). Při použití vlákna PAN však deformace dosáhli hodnoty  $48^\circ$  a bylo rozhodnuto o nutné změně vláken na PITCH. Deformace v krutu dosáhla trojnásobku původní součásti. Při použití vlákna PITCH se deformace v krutu snížila na  $7^\circ$ . Prodloužení poloosy o jeden metr najde těžko provozní odůvodnění. Bylo by možné o podobném řešení uvažovat při nutnosti zvětšení světlé výšky vozidla, nebo úpravě rozšíření rozchodu pro lepší stabilitu v zatáčce. Hodnota 1m je však silně nadhodnocená potřeba. Při této aplikaci je však možné demonstrovat možnosti konstrukce. Při nárůstu délky se hodnota vlastní frekvence kmitů snížila a zasáhla by do oblasti hodnot dosažitelných v provozu. Při konstrukci kompozitové trubky se s ohledem na její zatížení mění uspořádání vlákna. Pro předchozí varianty postačovala konstrukce s křížením vláken  $\pm 45^\circ$ . Tato konstrukce vykazuje největší pevnost v krutu. Při nárůstu délky bylo nutné přidat vrstvu vláken s úhlem  $0^\circ$  k ose součásti. Takto požitá vlákna zvyšují pevnost součásti v ohybu. Tím součást odolává lépe silám vyvolávajícím ohybovou deformaci.

Tím se hodnota vlastní frekvence kmitů posunula do oblasti nedosažitelných v provozních podmínkách.

**Obrázek 12 Deformace kompozitní trubky**

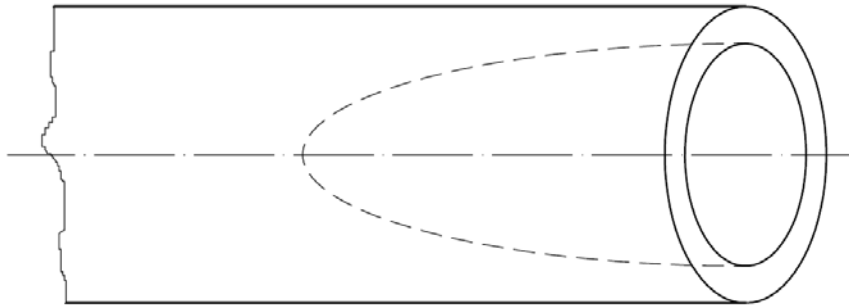


Zdroj: autor

Pevnost součásti je dána použitím konkrétních vláken, jež se nanášejí ve vrstvách. Pro snížení napětí se při výrobě použije víc vrstev. Tyto vrstvy lze kombinovat v použití úhlu křížení vláken. Není nutné použít pouze  $45^\circ$  a  $0^\circ$  jako v těchto případech. Podle zatěžujících sil se zvolí vhodná kombinace a počet vrstev aby se nepřekročilo dovolené napětí. Dovolené napětí v krutu pro součást vyrobenou z vláken PAN je 400 MPa pro PITCH je 200 MPa. Jedná se o hodnoty pouze pro křížení vláken  $\pm 45^\circ$ .

Navrženou trubkou nahradíme tyčovinu mezi vnitřním a vnějším stejnoběžným kloubem. V tomto případě jsou oba klouby nezávisle odnímatelné. Sejmutí obou kloubů je nutné pro provedení úprav na tyčovinu před nalepením kompozitní trubky. Po sejmutí obou kloubů je nutné tyčovinu zkrátit na vzdálenost potřebnou k montáži kompozitu. Při zkrácení na požadovaný rozměr se provede úprava plného průřezu dle obrázku 13. Tento postup sníží koncentraci napětí vzniklého přechodem různých materiálů s různými deformacemi. Kompozit se bude lepit na tyčovinu v těsné blízkosti kloubu s přesazením, aby bylo možné splnit podmínku dovoleného napětí lepidla. Přesah na lepení je vypočten dle dovoleného zatížení lepeného spoje. Technologický proces lepení je náročný na vyčištění součástky v místě spoje. Je nutné odstranit veškeré nečistoty, rez a důkladně odmastit povrch. Tyto úpravy jsou nutné na straně každého kloubu.

Obrázek 13 Úprava ukončení hřídele



Zdroj: autor

### 3.1 Hmotnost odstraněné části hřídele

Objem odejmuté části hřídele

$$V = \pi \cdot r^2 \cdot l = 0,0002 \text{ m}^3 \quad (16)$$

$$r = 11,5 \text{ mm} = 0,0115 \text{ m}$$

$$l = 475 \text{ mm} = 0,475 \text{ m}$$

Hmotnost

$$m = \rho \cdot V = 1,57 \text{ kg} \quad (17)$$

$$\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$$

### 3.2 Rovnice použité pro všechny varianty

Výkon uspořený snížením hmotnosti na příkladu akceleraace z  $0 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$  na  $100 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ . Předpokládám pro zjednodušení konstantní zrychlení a čas potřebný na akceleraci dle výrobce. Tím je dáno zrychlení i dráha k tomu nutná. Pro hřídel poloosy se jedná se pohyb v rovině složený ze dvou pohybů. Rotace a přímočarý posuvný pohyb. Ušetřený výkon nejsnáze zjistíme jako rozdíl výkonu potřebného na pohon původní kovové části výkonu potřebného na pohon hmoty kompozicové trubky. To je výkon, o který se přenášený výkon zvýší.

Kinetické energie:

$$\text{Valivého pohybu: } E_{kval} = E_{kposuv} \cdot E_{kval} \quad (18)$$

$$\text{Posuvného pohybu: } E_{kposuv} = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2 \quad (19)$$

$$\text{Rotačního pohybu: } E_{kval} = \frac{1}{1} \cdot J_k \cdot \omega^2 \quad (20)$$

Setrvačné momenty tyčoviny a trubky:

$$J_k = \frac{\pi d^4}{32} \quad (\text{tyčovina}) \quad (21)$$

$$J_k = \frac{\pi}{32} \cdot (D^4 - d^4) \quad (\text{trubka}) \quad (22)$$

Pro zjednodušení beru zrychlení jako konstantní. Pro výpočet kinematické energie lze uvažovat hodnotu průměrné rychlosti:

$$\text{Posuvného pohybu: } v_p = \frac{v_0 + v_1}{2 \cdot 3,6} = 13,888 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (23)$$

$$\text{Rotačního pohybu: } \omega_p = \frac{V}{r} = 62,32 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1} \quad (24)$$

Doba akcelerace:  $t = 16 \text{ s}$  (dle technického průkazu)

$$\text{zrychlení: } a = \frac{v_1 - v_0}{t} = 1,7361 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \quad (25)$$

$$\text{úhlové zrychlení: } \varepsilon = \frac{a}{r} = 7,79044 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2} \quad (26)$$

Výkon potřebný na urychlení součásti

$$P = \frac{W}{t} \quad (27)$$

$$E_k = W \quad (28)$$

Ušetřený výkon

$$P_u = P_{fe} - P_{ko} \quad (29)$$

Úhlová deformace od působení kroucího momentu:

$$\Delta\varphi = \frac{M_k \cdot l}{G \cdot J_k} \quad (\text{obrázek 12}) \quad (30)$$

Převod úhlové deformace

$$\varphi[\text{rad}] \cdot \frac{180}{\pi} = \varphi[^\circ] \quad (\text{obrázek 12}) \quad (31)$$

### 3.3 Hodnoty odebraného materiálu tyčoviny

$$\Delta\varphi = \frac{M_k \cdot l}{G \cdot J_k} = \frac{1302,629 \cdot 0,495}{8,1 \cdot 10^9 \cdot 2,7 \cdot 10^{-8}} = 0,29483 \text{ rad} \quad (\text{dle rovnice 30})$$

$$J_k = \frac{\pi d^4}{32} = 2,7 \cdot 10^{-8} \text{ m}^4 \quad (\text{dle rovnice 21})$$

modul pružnosti v krutu  $G = 8,1 \cdot 10^9 \text{ Pa}$

$$\varphi[\text{rad}] \cdot \frac{180}{\pi} = 16,89273^\circ \quad (\text{dle rovnice 31})$$

$$E_{kposuv} = 151,40809 \text{ J} \quad (\text{dle rovnice 19})$$

$$E_{krot} = 5335 \cdot 10^{-8} \text{ J} \quad (\text{dle rovnice 20})$$

$$E_{kval} = 151,40814 \text{ J} \quad (\text{dle rovnice 18})$$

$$P_{fe} = 9,46301 \text{ W} \quad (\text{dle rovnice 27})$$

### 3.4 Výpočet trubky verze 1:

$$l = 0,495 \text{ m}$$

$$D = 0,0297 \text{ m} \quad (\text{viz příloha 1})$$

$$d = 0,023 \text{ m} \quad (\text{viz příloha 1})$$

$$m = 0,20 \text{ kg} \quad (\text{viz příloha 1})$$



$$J_k = 4,8 \cdot 10^{-8} \text{ m}^4 \quad (\text{dle rovnice 22})$$

$$E_{kposuv} = 19,28765 \text{ J} \quad (\text{dle rovnice 19})$$

$$E_{krot} = 9321 \cdot 10^{-8} \text{ J} \quad (\text{dle rovnice 20})$$

$$E_{kval} = 19,28774 \text{ J} \quad (\text{dle rovnice 18})$$

$$P_{ko1} = 1,20548 \text{ W} \quad (\text{dle rovnice 27})$$

$$P_u = P_{fe} - P_{ko} = 8,25753 \text{ W} \quad (\text{dle rovnice 29})$$

$$\text{Tuhost v krutu} = G \cdot J_k = 1,8 \cdot 10^9 \text{ Nmm}^2 \quad (\text{viz příloha 1})$$

$$\Delta\varphi = \frac{M_k \cdot l}{G \cdot J_k} = \frac{1302629 \cdot 495}{1,8 \cdot 10^9} = 0,35822 \text{ rad} \quad (\text{dle rovnice 30})$$

$$\varphi[\text{rad}] \cdot \frac{180}{\pi} = 20,52466^\circ \quad (\text{dle rovnice 31})$$

### 3.5 Výpočet trubky verze 2:

$$l = 0,495 \text{ m}$$

$$D = 0,0352 \text{ m} \quad (\text{viz příloha 2})$$

$$d = 0,023 \text{ m} \quad (\text{viz příloha 2})$$

$$m = 0,48 \text{ kg} \quad (\text{viz příloha 2})$$

$$J_k = 150,7 \cdot 10^{-8} \text{ m}^4 \quad (\text{dle rovnice 22})$$

$$E_{kposuv} = 46,29037 \text{ J} \quad (\text{dle rovnice 19})$$

$$E_{krot} = 292643 \cdot 10^{-8} \text{ J} \quad (\text{dle rovnice 20})$$

$$E_{kval} = 46,2933 \text{ J} \quad (\text{dle rovnice 18})$$

$$P_{ko2} = 2,89333 \text{ W} \quad (\text{dle rovnice 27})$$

$$\text{Ušetřený výkon } P = P_{fe} - P_{ko} = 6,56968 \text{ W} \quad (\text{dle rovnice 29})$$

$$Tuhost\ v\ krutu = G \cdot J_k = 1,2 \cdot 10^{10} \text{ Nmm}^2 \quad (\text{viz příloha 2})$$

$$\Delta\varphi = \frac{M_k \cdot l}{G \cdot J_k} = \frac{1302629 \cdot 495}{1,2 \cdot 10^{10}} = 0,05373 \text{ rad} \quad (\text{dle rovnice 30})$$

$$\varphi[\text{rad}] \cdot \frac{180}{\pi} = 3,0787^\circ \quad (\text{dle rovnice 31})$$

### 3.6 Výpočet trubky verze 3:

$$l=0,495 \text{ m}$$

$$D=0,0309 \text{ m} \quad (\text{viz příloha 3})$$

$$d=0,023 \text{ m} \quad (\text{viz příloha 3})$$

$$m=0,24 \text{ kg} \quad (\text{viz příloha 3})$$

$$J_k=88,4 \cdot 10^{-8} \text{ m}^4 \quad (\text{dle rovnice 22})$$

$$E_{kposuv}=23,14519 \text{ J} \quad (\text{dle rovnice 19})$$

$$E_{krot}=171663,1 \cdot 10^{-8} \text{ J} \quad (\text{dle rovnice 20})$$

$$E_{kval}=23,14691 \text{ J} \quad (\text{dle rovnice 18})$$

$$P_{ko3}=1,44668 \text{ W} \quad (\text{dle rovnice 27})$$

$$Ušetřený\ výkon\ P=P_{fe}-P_{ko3}=8,01633 \text{ W} \quad (\text{dle rovnice 29})$$

$$Tuhost\ v\ krutu = G \cdot J_k = 2,2 \cdot 10^9 \text{ Nmm}^2 \quad (\text{viz příloha 3})$$

$$\Delta\varphi = \frac{M_k \cdot l}{G \cdot J_k} = \frac{1302629 \cdot 495}{2,2 \cdot 10^9} = 0,29309 \text{ rad} \quad (\text{dle rovnice 30})$$

$$\varphi[\text{rad}] \cdot \frac{180}{\pi} = 16,7929^\circ \quad (\text{dle rovnice 31})$$

### 3.7 Výpočet trubky verze 4

$$l=1,5 \text{ m}$$

$$D=0,0346 \text{ m} \quad (\text{viz příloha 4})$$

$$d=0,023 \text{ m} \quad (\text{viz příloha 4})$$

$$m=1,34 \text{ kg} \quad (\text{viz příloha 4})$$

$$J_k=140,5 \cdot 10^{-8} \text{ m}^4 \quad (\text{dle rovnice 22})$$

$$E_{kposuv}=129,22728 \text{ J} \quad (\text{dle rovnice 19})$$

$$E_{krot}=272835,7 \cdot 10^{-8} \text{ J} \quad (\text{dle rovnice 20})$$

$$E_{kval}=129,23 \text{ J} \quad (\text{dle rovnice 18})$$

$$P_{ko4}=8,07688 \text{ W} \quad (\text{dle rovnice 27})$$

$$\text{Ušetřený výkon } P=P_{fe}-P_{ko}=1,38613 \text{ W} \quad (\text{dle rovnice 29})$$

$$\text{Tuhost v krutu} = G \cdot J_k = 1,6 \cdot 10^{10} \text{ Nmm}^2 \quad (\text{viz příloha 4})$$

$$\Delta\varphi = \frac{M_k \cdot l}{G \cdot J_k} = \frac{1302629 \cdot 1500}{1,6 \cdot 10^{10}} = 0,12212 \text{ rad} \quad (\text{dle rovnice 30})$$

$$\varphi[\text{rad}] \cdot \frac{180}{\pi} = 6,99704^\circ \quad (\text{dle rovnice 31})$$

### 3.8 Uhlíkový kompozit

Kompozitní materiál, nebo zkráceně kompozit je obecně vzato materiál ze dvou, nebo více substancí s rozdílnými vlastnostmi, které dohromady dávají výslednému výrobku nové vlastnosti, které nemá sama o sobě žádná z jeho součástí. V tomto projektu se jedná o kompozit uhlíkových vláken.

Uhlíkové vlákno je název pro vlákno obsahující uhlík v různých modifikacích. Jedná se o dlouhý, tenký pramen materiálu o průměru 5 – 8  $\mu\text{m}$  složeného převážně z atomů

uhlíku. Atomy uhlíku jsou spojeny dohromady v mikroskopické krystaly, které jsou více méně orientovány paralelně k dlouhé ose vlákna. Krystalové uspořádání způsobuje, že vlákno je na svou tloušťku velmi pevné. Hustota vlákna je asi  $1750 \text{ kg/m}^3$ . Několik tisíc uhlíkových vláken, která jsou smotána, tvoří společně přízi, která může být použita samotná nebo vetkána do tkaniny.

### 3.9 Historický vývoj

První uhlíkové vlákno (z bambusu) vyrobil Edison v roce 1890. V roce 1955 se podařilo zvládnout problematiku orientace krystalů uhlíku, což pak umožnilo výrobu těchto vláken v širokém měřítku.

PAN vlákno bylo vyvinuto ve 40. letech 20. století, s komerčním využitím se začalo v roce 1950.

V roce 2005 dosáhla světová produkce 2,5 milionu tun, v západní Evropě byla v roce 2005 zaznamenána výroba 148 000 tun, což byla jen asi polovina množství z roku 2000. V ČR se polyakrylové vlákno nikdy nevyrábělo.

### 3.10 Výroba

Kompozitní materiál. V tomto případě se jedná o uhlíkové vlákno. Vyrobené z polymeru polyakrylnitrilu. Tento polymer je vhodný na výrobu uhlíkatých vláken. Jiné použití tohoto polymeru je také v oděvnictví a textilním průmyslu. Při chemicko tepelném zpracování se z tohoto polymeru vyrobí uhlíkaté vlákno typu PAN.

PAN vlákno se dodává k textilnímu zpracování jako hedvábí, kabílek nebo stříž.

Polyakrylnitril je nejvhodnější surovina na výrobu uhlíkového vlákna *pyrolyzou*. Poněkud horší fyzikální hodnoty mají vlákna získaná z alternativních materiálů, na příklad z viskozy nebo pryskyřice.

Surovina používaná k výrobě uhlíkových vláken se nazývá prekurzor. Asi 90 % uhlíkových vláken je vyrobeno z polyakrylonitrilových vláken (PAN). Zbývajících 10 % je vyrobeno z viskózových vláken nebo jsou vyrobena ze smol dehtu, které jsou zbytky po krakování ropy.

Všechny tyto materiály jsou organické polymery, které jsou charakteristické dlouhými řetězci molekul spojených atomy uhlíku. Přesné složení každého prekurzoru se u jednotlivých výrobců liší a je považováno za výrobní tajemství.

Výroba vláken z viskózy má výtěžek uhlíkových vláken pouze 20 - 25 %, výroba z polyakrylonitrilových vláken má výtěžek 45 - 50 % a nejvýhodnější je výroba ze smol, kde je výtěžek 75-80 % a navíc lze připravit vysoce orientované struktury.

Z prekurzorů se uhlíková vlákna vyrábějí řízenou pyrolýzou.

### 3.11 Postup:

1. **Příprava prekurzoru** – úprava výchozího materiálu buď taveným zvlákněním, nebo zvlákněním z roztoku. Struktura prekurzoru ovlivní strukturu a pevnost uhlíkových vláken. Vlákno je pak taženo do požadovaného průměru.
2. **Stabilizace** – před karbonizací je třeba, aby z dlouhých uhlíkových vláken vznikla teplotně stabilní zesítená struktura. Provádí se na vzduchu zahřátím na poměrně nízké teploty 200 - 450°C na 20 – 30 minut. To způsobí, že vlákno sbírá kyslíkové molekuly ze vzduchu a dojde tak k přerovnání atomové struktury vlákna. Při stabilizaci vzniká ve vlákně také vlastní teplo, které musí být kontrolováno, aby se zabránilo přehřívání vlákna. V praxi se někdy používá tažení vlákna skrze řadu zahřívacích komor nebo vlákno prochází přes rozeřáté válce a sypané materiály, které odebírají přebytečné teplo.
3. **Karbonizace** – jedná se o převod prekurzoru na uhlíková vlákna. Provádí se v inertní atmosféře (obvykle dusíkové), při teplotách mezi 1000 °C – 2000 °C. Bez přístupu kyslíku vlákno nemůže hořet. Místo toho způsobí vysoká teplota rozkmitání atomů ve vlákně tak, že většina neuhlíkových atomů je odstraněna. Výsledné vlákno obsahuje 85 - 95 % uhlíku
4. **Grafitizace** – nemusí se provádět, pokud se provede vznikají tzv. grafitová vlákna. Provádí se v inertní atmosféře, při teplotách mezi 2400 °C - 3000 °C. Dochází ke zvýšení obsahu uhlíku na cca 99 % a více. Vzniká také uspořádaná vrstevnatá struktura.
5. **Povrchová úprava** – povrch vlákna dobře neváže epoxidy a další látky používané v kompozitních materiálech. Proto se povrch vlákna mírně oxiduje.

Přidání kyslíkových atomů na povrch umožňuje lepší přilnavost dalších látek a zhrubnutí povrchu pro lepší mechanické spojení s těmito látkami. Okysličení může být dosaženo přístupem plynů, jako je vzduch, oxid uhličitý, nebo ozon nebo ponořením do různých kapalin jako chlornanu sodného nebo kyseliny dusičné. Vláknem může být také pokryto elektrolyticky elektricky vodivými materiály. Povrchová úprava musí být provedena opatrně, aby nedošlo k povrchovému poškození vlákna.

6. **Vinutí** - po povrchové úpravě je vlákno pokryto ochrannou vrstvou proti poškození při vinutí a proplétání. Materiály používané k pokrytí jsou většinou epoxidové pryskyřice, polyester, nylon, uretan. Vláknem se pak vine na válce zvané vřetená. Z nich je pak vedeno do spřádacího stroje a vlákna jsou překroucena do přízí různých průřezů.

Uhlíkové vlákno zahříváné při teplotách 1000 - 2000 °C (při karbonizaci) získává nejvyšší pevnost v tahu (asi 5 650 MPa), zatímco vlákno zahříváné na teploty 2 400 až 3 000 °C (při grafítizaci) získává vyšší modul pružnosti v tahu (asi  $5,31 \cdot 10^5$  MPa).

Výrobou je možné získat celou řadu vláken od vysoce pevných, s vysokým modulem pružnosti, středním modulem pružnosti a extrémně vysokým modulem pružnosti.

- Vláknem typu HS (vysoce pevná) mají pevnost 4 -  $7 \cdot 10^3$  MPa, tažnost 1,7-2,4 % a modul pružnosti  $2,35-3 \cdot 10^5$  MPa.
- Vláknem typu HM (s vysokým modulem pružnosti) mají pevnost 1,9 -  $3,6 \cdot 10^3$  MPa, tažnost 0,4 - 0,7 % a modul pružnosti  $3,50 - 5,40 \cdot 10^5$  MPa.
- Vláknem typu IM (se středním modulem pružnosti) mají pevnost 3 -  $4 \cdot 10^3$  MPa, tažnost 1,3 - 1,6 % a modul pružnosti  $2,3 - 3 \cdot 10^5$  MPa.
- Vláknem typu SHM (s extrémně vysokým modulem pružnosti) mají modul pružnosti  $5 - 10 \cdot 10^5$  MPa

Výrobní proces je velmi nákladný, za uhlíková vlákna se platí několikanásobně víc než je cena obyčejného syntetického vlákna.

**Obrázek 14 Porovnání se syntetickými vlákny**

<b>Vlákno</b>	<b>Pevnost v tahu ·10<sup>5</sup> MPa</b>	<b>Tažnost %</b>	<b>E-modul ·10<sup>5</sup> MPa</b>	<b>Bod tání °C</b>
uhlíkové	3,8	1,6	2,25	2400
p-aramid	2,8	3-5	1,10	550
skleněné	cca. 1,8	2-5	0,07-0,45	850

Zdroj [9]

V tabulce jsou uvedeny některé parametry vlákna o průměru 7-7,5 μm s obsahem 95 % uhlíku v porovnání s podobnými vlákny.

Tepelná a elektrická vodivost je u uhlíkových vláken závislá na modifikaci při výrobě a ta je volitelná mezi silnou vodivostí a dobrou izolační schopností.

### **3.12 Postup výroby trubky**

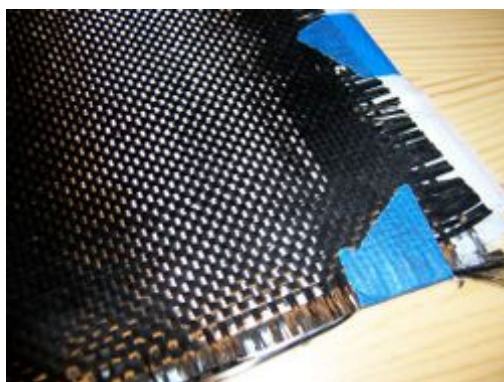
Trubka se vyrábí namotáváním a současným splétáním vlákna na výrobní trn. Trn je ocelová trubka s vnějším rozměrem jako je vnitřní rozměr požadované kompozicové trubky. Při výrobě se namotávají a splétají jednotlivé vrstvy podle pevnostního požadavku.

Jedinečností firmy CompoTech PLUS spol. s r.o. je vlastní technologie výroby s kladením uhlíkových vláken v 0 úhlu k ose trubky. Jedná se unikátní technologii zvyšující ohybovou tuhost a stabilitu trubky. Při běžné výrobě se používá tzv. téměř nulové kladení podélných vláken. Jedná se spirálové kladení podélných vláken. Vlastní technologie umožňuje výhodu vysoké pevnosti v ohybu. Těchto výhod se dosahuje optimalizací umístění podélných vláken, která přináší až 70 % objemový podíl vláken a nízkou pórovitost. Oba tyto faktory přispívají k neobyčejné tuhosti a pevnosti. Vlákna se při klasickém navíjení kladou pod malým „spirálovitým“ úhlem 5° nebo 7°, kterému se často říká „téměř nulový úhel“. I když si mnoho lidí myslí, že pevnostní a tuhostní charakteristika je stejná jako při kladení podélných vláken pod nulovým úhlem (v jednom směru), vývoj provedený ve firmě CompoTech ukázal, že při porovnání s metodou pod „téměř nulovým úhlem“ dochází při kladení vláken pod opravdu nulovým úhlem k prokazatelnému zvýšení tuhosti (o přibližně 15 %) i pevnosti (o přibližně 40 %).

### 3.13 Použití

- Hedvábí se zpracovává na textilní výrobky (obrázek 15), jako příměs umělých hmot a stavebních materiálů ke zvýšení pevnosti nebo vodivosti a také jako vinutí v elektronice.

Obrázek 15 Tkanina z uhlíkového hedvábí



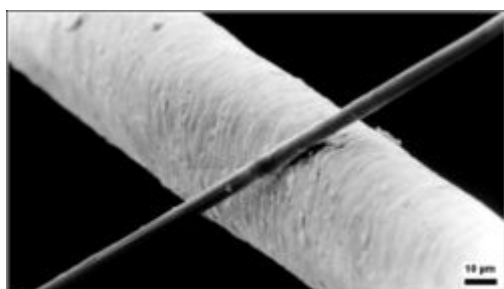
Zdroj: [11]

### 3.14 Příklady textilního zpracování:

Tkaniny se zpravidla používají k výrobě *kompozitů* (angl. Composite, něm. Verbundwerkstoff) na extrémně namáhané stavební díly lodí, letadel, raket atd. Prvotřídní kompozity se nejčastěji zhotovují jako prefabrikáty (tvarový podklad) tím způsobem, že se na speciálních zařízeních tkanina (nebo osnova z uhlíkových nití) napouští pryskyřicí (30-50 % váhového podílu).

Uhlíkové vlákno

Obrázek 16 Uhlíkové vlákno a lidský vlas



Zdroj: [10]



Uhlíkové vlákno o průměru 6  $\mu\text{m}$  v porovnání s lidským vlasem je slabší (obrázek 16)

Uhlíková vlákna se též používají při výrobě kompozitních materiálů, které vynikají vysokou pevností a nízkou hmotností.

Vzhledem ke svým vlastnostem (pevnost, malá hmotnost, nehořlavost, dobrá elektrická vodivost, nízká tepelná vodivost) se tato vlákna uplatňují ve strojírenství, leteckém průmyslu, v kosmonautice a v řadě dalších oborů.

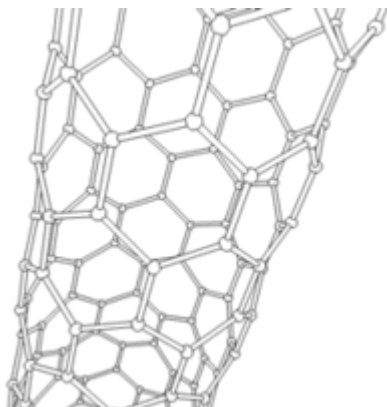
### 3.15 Použití uhlíkových vláken

Uhlíkové vlákno je nejvíce používané k vyztužení kompozitních materiálů, zvláště u materiálu známého jako uhlíkový laminát. Tento druh materiálu se používá při výrobě částí letadel, závodních vozidel (Formule 1), sportovního vybavení jako jsou závodní kola, listů větrných generátorů, a dalších součástí, které jsou hodně mechanicky namáhány. Také nepolymerické materiály mohou být použity jako matrice pro uhlíková vlákna. Kvůli vytváření kovových karbidů (např. ve vodě rozpustného karbidu hliníku), špatnou snášivostí (spojení povrchu uhlíkového vlákna s kovem jako pojivem) s některými kovy, a možnosti koroze, se však uhlíková vlákna v kovových maticích používají omezeně. Tyto problémy mohou být částečně odstraněny povrchovou úpravou uhlíkových vláken, například napařením boridu titanu při výrobě uhlíko-hliníkového kompozitu.

Uhlíková vlákna nacházejí též uplatnění u ozbrojených složek (výroba neprůstřelných vest), při výrobě hudebních nástrojů, membrán reproduktorů.

V oblasti *nanotechnologie* byly vyvinuty umělé svaly z *uhlíkových trubiček* (carbon nanotubes, CNT), které jsou stokrát silnější než lidský sval (obrázek 17). V plánu jsou obleky pro americkou armádu, ve kterých budou tyto elementy integrovány. V tomto oděvu pak mají vojáci snadno překonávat velké terénní překážky a dopravovat těžká břemena.

**Obrázek 17** Schématické zobrazení uhlíkové trubičky



Zdroj [12]

## 4 Analýza vlivu použití kompozitu na vlastnosti soustavy

Hmotnost uspořena změnou materiálu se projeví v tomto případě hned ve dvou veličinách, které je nutné překonat při přenosu výkonu motoru na pohyb vozidla. Jedná se o snížení rotačních hmot, které je nutné urychlit. Další je snížení hmotnosti posuvných částí (celého vozidla). Snížení hmotnosti v poměru k hmotnostem celého vozu a hmotám roztáčeným v převodovém ustrojí je relativně zanedbatelné.

Hnací poloosa z části také patří do hmot neodpružených. Snížením její váhy se snižují rázy přenášené do vozidla a kola mohou lépe kopírovat nerovnosti. Do hmot neodpružených se počítá část poloosy odpovídající hmotnosti její části od kola k těžišti. Vzhledem k hmotnosti ostatních částí podvěsu se snížení hmotnosti poloosy na zlepšení jízdních vlastností příliš citelně neodrazí.

Rovněž očekávání výrazného zlepšení výkonových parametrů by bylo velkým omylem. Hodnoty výkonu získaného nižší hmotností jsou v poměru k výkonu automobilu zanedbatelného charakteru. Podle jednotlivých variant se úspora výkonu pohybuje v rozmezí od 1,4 po 8,3 W. Úspory hmotnosti vyjádřené v procentech:

1. verze 87,2 %,

2. verze 69,4 %,

3. verze 84,7 %

4. verze 14,6 %

Jsou hodnoty s ohledem na specifika odlišností jednotlivých verzí zajímavé. Úspora 14,6 % hmotnosti pro hřídel prodlouženou na trojnásobek je číslo svědčící o vysokém potenciálu tohoto materiálu. V prodloužené variantě již bylo nutno zvýšit ohybovou pevnost hřídele přidáním vrstvy s úhlem 0°. I tak zůstala hmotnost prodloužené hřídele nižší než originální kus. Pokud by se odůvodnilo a bylo vhodné tak veliké prodloužení poloosy. Bylo by nahrazení kovového hřídele kompozitním nejspíš jediné řešení. V tomto případě byla stále zachována deformace nižší než v originální součásti.

Vlastnosti přenosové soustavy byly zachovány. Snížení setrvačného odporu je zanedbatelné.

## 4.1 Technické zajímavosti

Pro snížení koncentrace napětí v místě spojení kompozitové trubky se provede úprava plného průřezu materiálu. Provede se zahloubení v ose plného hřídele. Provede se pomocí soustruhu a má za úkol snížit nerovnoměrnosti v deformaci kompozitu a kovové hřídele. Spojení kompozitové trubky a kovového hřídele se provede speciálním moderním lepidlem o vysoké pevnosti.

Kompozicový materiál dle složení může vykazovat větší deformaci na součástech s totožnou pevností. V případě použití materiálu na hnací hřídel se tento fakt projeví vyšším úhlovou deformací při přenosu maximálního kroutícího momentu. Při aplikaci na pohonný řetězec se však nemusí jednat o škodlivý vliv nového materiálu. Toto řešení může přispět k vyšší úrovni komfortu cestování. Takovéto deformace se s výhodou mohou využít ke snížení přenosu rázů a nerovnoměrností v přenosu výkonu. Za normálních okolností se s vysokou pravděpodobností jednotlivé nedokonalosti takřka neprojeví (jejich velikost a vliv je nízké úrovni). Velkou schopnost tyto nedostatky absorbovat mají pneumatiky.

Je možné konstrukci navrhnout i se shodnými deformacemi jako u kovových konstrukcí. Toto je řešení jež s sebou nese mírné zvýšení hmotnosti. To je důsledkem užití většího množství materiálu. Nárůst hmotnosti se však dá očekávat v řádu jednotek procent. Což při snížení hmotnosti řádově na 1/6 původní hodnoty je zanedbatelná hodnota

## Závěr

Bohužel v průběhu vypracování této práce jsem přišel o vůz, na který byla součástka plánována a nemám možnost součást v provozu otestovat a zprostředkovat její přínos. To je také důvod, proč nedošlo na realizaci tohoto projektu. K tomu také přispěla ekonomická situace respektive finanční náročnost při výrobě. Výsledkem této práce je snížení hmotnosti rotačních součástí v přenosové soustavě. S klesající hmotností klesá energetická náročnost na urychlení rotačních součástí. Tento úkol byl provedením práce dosažen. Teoretické snížení setrvačného odporu a zlepšení jízdních vlastností je možné. Hodnoty uspořené výkonu však naznačují v provozu těžko postřehnutelné zlepšení. Snížení hmotnosti vzhledem k hmotnostem soustavy případně celého vozidla je též v běžném provozu těžko postřehnutelné. Úspora paliva pro nižší náročnost na energii je jen těžko patrná. V provozu pokud stejný řidič používá stejné auto má tendenci jezdit stejným způsobem (myšleno v náročnosti na palivo a využívání dynamiky). Pokud u vozu dojde k podobnému zlepšení, bylo by nutné, aby řidič jel naprosto stejně jako před úpravou, a aby se úspora prokázala. V běžném provozu by řidič snížení náročnosti na energii využil k zlepšení dynamiky provozu a snížení energetické náročnosti by se projevilo pouze ve zlepšené dynamice. I měření by bylo problematické, neboť vliv okolního prostředí může mít silnější projev než samotné konstrukcí dané zlepšení. Změna větru, která probíhá v podstatě neustále, má na parametry vozu co do hodnot podobné dopady. I pokud by došlo na měření na jednom vozidle s okamžitou výměnou této součásti, nebyl by výsledek patrně ani měřitelný. Doba potřebná na výměnu poloosy je dostatečně dlouhá, aby došlo ke změně větru, jež by výhodu nové součásti vykompenzoval. Je dost pravděpodobné, že i změna tlaku vzduchu, změna hmotnosti vlivem spotřebovaného paliva a dalších drobných odchylek by měření zkomplikovali do míry neprokazatelných výsledků měření. Snahou tohoto projektu bylo provozem prokázat dostatečnou životnost, aby bylo možné použít tento materiál na jiné součástky případně jiná vozidla. Vozidlo s vyšším potenciálem na změnu jízdních vlastností k lepšímu jsou hlavně vozidla s pohonem všech kol, nebo aspoň více náprav. Předpokládám další aplikaci na osobní vozidlo s pohonem všech 4 kol. U vozů s pohonem obou náprav je rotačních hřídelů víc a úspora hmoty by mohla být postřehnutelná v běžném provozu. V provozu by se mohla projevit nižší váha lepším komfortem a bezpečností provozu. Snížením hmotnosti neodpružených hmot se při přejezdu nerovností sníží tendence kola odskakovat od vozovky a sníží se přenos rázů do karoserie.

Pokud se však kompozitní materiál v této funkci osvědčí, je možné jej dále aplikovat i na mnoho dalších součástí vozu. Vzhledem k dnešnímu trendu neustálého zvyšování hmotnosti vozu je velmi pravděpodobné, že s rostoucím vlivem ekologického vědomí společnosti se tento trend změní. Společnost však nebude mít snahu odpustit si prvky komfortní výbavy, jež se na zvyšování hmotnosti vozů podílí vysokou měrou. Je velmi pravděpodobné, že bude snaha dosáhnout nižší hmotnosti většiny konstrukčních prvků. V takovém případě bude zkušenost se snižováním hmotnosti klasických součástí vhodná.

### **Zákonné požadavky na uvedení součástky do provozu.**

Na základě rozhoru v ÚSMD Dekra jsem zjistil, že v České republice neexistují bezpečnostní normy na výrobu automobilové poloosy. Při homologaci se jedná o automobil jako celek, za který odpovídá výrobce. Kontrolní procedury při schvalování automobilu do provozu na možnou přítomnost součástky na trhu nejsou připraveny. Při dotazu na Ministerstvu dopravy jsem obdržel shodnou odpověď. Pro zavedení do provozu a výrobu není nutné plnit závazné normy. Zákon pouze pamatuje na případ odpovědnosti za vadu součásti při provozu. Kontrolní prověrka na stanici technické kontroly nemá při zjištění takovéto součástky žádné podklady, aby mohlo dojít k vyloučení z provozu. Zákazy na montáž určitých součástí se vztahuje pouze na díly konkrétně popsané v technickém průkazu. Například není možné použít pneumatiky jiné šíře a průměru, než je rozpětí uvedené v technickém průkazu. Na možnost existence dílů vylepšených a volně dostupných se v zákoně neuvádí žádný směrodatný pokyn pro jejich případné použití v provozu.

Aby mohla být součástka uvedena do provozu, bylo by zapotřebí schválení ministerstva dopravy s národní platností. Toto povolení nemá žádné schvalovací normy, doporučený postup kontroly pro schválení ani doporučující normu. Na podanou žádost ke schválení do provozu by ministerstvo dopravy požádalo akreditovanou zkušebnu o vypracování posudku o splnění základní bezpečnosti. To znamená, aby provozem nedošlo k poškození majetku a zdraví osob v provozu. Případně se obrátit na výrobce vozidla pro jeho vyjádření k součástce.

### **Porovnání s používanou závodní poloosou:**

Díky získanému výkresu používané závodní poloosy. Je patrný stejný úmysl konstruktéra o snížení hmotnosti. Snížení hmotnosti je jeden z nejnepříjemnějších způsobů vylepšení jízdních vlastností již vyráběného automobilu. Z výkresu je zřejmé shodné řešení

snížení hmotnosti použitím jiného nosného průřezu pohonné hřídele. Z hlediska využití materiálu je trubka výhodnější. Nejvíce napětí a tím i síly přenáší povrchové vrstvy materiálu. Napětí se od povrchu směrem k ose zmenšuje. Přímo v ose nepůsobí žádné napětí od kroutícího momentu. To znamená použitou hmotu, jež nepřenáší žádnou sílu. To je důvod efektivnějšího využití průřezu trubky oproti tyčovině s plným průřezem. Materiálové podklady závodní poloosy nejsou volně dostupné a tak není zřejmé o jaký materiál se jedná. Je však zřejmé, že tento postup snížení hmotnosti je využíván. Jeho široké použití v automobilech brání náklady. Náklady na výrobu trubky jsou vyšší než výroba tyčoviny s plným průměrem. Tato koncepce efektivnějšího využití materiálu se u běžných osobních automobilů užívá hlavně u automobilů s důrazem na spotřebu či jízdní výkony.

## Seznam literatury:

- [1] VALA, M; TESARĚ, M. *Teorie a konstrukce silničních vozidel I*. Pardubice: Univerzita Pardubice, 2002. ISBN 80-7194-503-X
- [2] DEDOUC, K; aj. *Mechanika III Sbíрка příkladů*. 2. přeprac. vyd. Praha: ČVUT, 2000, s. 199. ISBN 80-01-02199-8
- [3] VALÁŠEK, M; aj. *Mechanika A*. Praha: ČVUT, 2004, s. 153. ISBN 80-01-02890-9
- [4] LEINVEBER, J; aj. *Strojnické tabulky*. 3. vyd, dopl. a upr. Praha: Tercie, 2000. ISBN 80-7183-164-6
- [5] KRŽIŽ, R. *Strojnické tabulky II.-Pohony*. Ostrava: Montanex, 1997. ISBN 80-85780-51-8
- [6] VLK, F. *Podvozky motorových vozidel*. 3. vyd, dopl. a upr. Brno: Vlk, 2006. ISBN 80-239-6464-X
- [7] VLK, F. *Převody motorových vozidel*. Brno: Vlk, 2006. ISBN 80-239-6463-1
- [8] ANDRT, J; MALINA, T. *Údržba a opravy automobilů Škoda Forman*. 6. vyd, dopl. a upr. Praha: T. Malina, 1999. ISBN 80-86293-00-9
- [9] *Materials - Carbon fiber* [online].Society of Robots, 13.02.2008 [cit. 2008-05-20.]. Dostupný na [www:<http://www.societyofrobots.com/materials\\_carbonfiber.shtml>](http://www.societyofrobots.com/materials_carbonfiber.shtml)
- [10] *Carbonfibre*[online].F1Technical.net, 10.12.2007 [cit 2008-05-13]. Dostupný na [www:<http://www.f1technical.net/articles/3>](http://www.f1technical.net/articles/3)
- [11] *Carbon fiber*[online].Classyc automotive, 20.05.2008 [cit 2008-05-23] Dostupný na [www :<http://classyautomotive.com/gallery.php>](http://classyautomotive.com/gallery.php)
- [12] *Making Carbon Fiber*[online]. Mississippi:The university of Southern Mississippi, 13.09.2007 [cit 2008-05-03] Dostupný na [www:<http://www.zoltek.com/carbonfiber/>](http://www.zoltek.com/carbonfiber/)



## Seznam obrázků

Obrázek 1 Porovnání ideální a reálné výkonové a momentové charakteristiky.....	8
Obrázek 2 Změna polohy záběrové přímky .....	12
Obrázek 3 Přehled hodnot součinitele odporu vzduchu a čelní plochy.....	15
Obrázek 4 Tabulka součinitele valivého odporu .....	16
Obrázek 5 Odpor do stoupání.....	17
Obrázek 6 Působíště setrvačných sil a momentů.....	19
Obrázek 7 Přední náprava .....	22
Obrázek 8 působení boční síly $F_y$ .....	23
Obrázek 9 Působení podélné síly $F_x$ .....	24
Obrázek 10 Uchycení předního tlumiče .....	24
Obrázek 11 Boční posun kola při propružení.....	25
Obrázek 12 Deformace kompozitní trubky .....	28
Obrázek 13 Úprava ukončení hřídele .....	29
Obrázek 14 Porovnání se syntetickými vlákny .....	38
Obrázek 15 Tkanina z uhlíkového hedvábí .....	39
Obrázek 16 Uhlíkové vlákno a lidský vlas.....	39
Obrázek 17 Schématické zobrazení uhlíkové trubičky .....	41

## **Seznam příloh**

Příloha č. 1 Specifikační list pro variantu číslo 1

Příloha č. 2 Specifikační list pro variantu číslo 2

Příloha č. 3 Specifikační list pro variantu číslo 3

Příloha č. 4 Specifikační list pro variantu číslo 4

Příloha č. 5 Sestavný výkres sportovní poloosy



*C u s t o m e r   s p e c i f i c a t i o n   s h e e t*



**COMPOTECH+**  
Composite Structural Tubes

**CompoTech Plus s.r.o.**  
Družstevní 159  
Sušice I. 342 01  
Tel.: +420 376 521 131  
Fax: +420 376 522 350  
www.compotech.com  
ondrej@compotech.com  
vitek@compotech.com

Tube Name : **Janek Bakalar V1**

Designer : **R.Poul**

Filename: Janek Bakalar V1.xls

Date : 21.5.2008

Associated drawings : -

Approved by : **O.Uher**

<b>Parallel Tube</b>			
Tube Weight :	<b>0,20 Kg</b>		
Tube Length :	<b>495 mm</b>		
Left Internal Diameter :	<b>23,0 mm</b>	Right Internal Diameter :	<b>23,0 mm</b>
Left Outer Diameter :	<b>29,7 mm</b>	Right Outer Diameter :	<b>29,7 mm</b>
Left Wall Thickness :	<b>3,4 mm</b>	Right Wall Thickness :	<b>3,4 mm</b>

**Loads and Mechanical Properties in Examined Cross Section**

Distance of Examined Cross Section from the Left Hand End:	<b>0 mm</b>		
Bending Moment :	<b>0,0 Nm</b>	Axial Young's Modulus of the Tube* :	<b>13614 MPa</b>
Internal Pressure :	<b>0,0 MPa</b>	Tangencial Young's Modulus of the Tube* :	<b>14140 MPa</b>
		Shear Modulus of Elasticity of the Tube* :	<b>36136 MPa</b>
Axial Force :	<b>0,0 N</b>	Thermal Expansivity in Axial Direction* :	<b>3,9E-06 1/K</b>
Torsional Moment :	<b>1302,0 Nm</b>	Therm. Expans. in Tangenc. Direction* :	<b>2,9E-06 1/K</b>
		Bending Stiffness* :	<b>3,3E+08 Nmm<sup>2</sup></b>
		Torsional Stiffness* :	<b>1,8E+09 Nmm<sup>2</sup></b>

**Laminate**

Layer Nr.	Fibre Volume Fraction %	Type of Fibre	Layer Thickness* mm	Winding Angle* °	Axial Stress* MPa	Tangencial Stress* MPa	Torsion Shear* MPa
1	60	t700	3,363	45,33	0,00	0,00	393,42
2							
3							
4							
5							
6							
7							
8							
9							
10							
11							
12							
13							
14							
15							
16							
17							

\* Values are valid for examined cross section

*C u s t o m e r   s p e c i f i c a t i o n   s h e e t*



**COMPOTECH+**  
Composite Structural Tubes

**CompoTech Plus s.r.o.**  
Družstevní 159  
Sušice I. 342 01  
Tel.: +420 376 521 131  
Fax: +420 376 522 350  
www.compotech.com  
ondrej@compotech.com  
vitek@compotech.com

Tube Name : **Janek Bakalar V1**

Designer : **R.Poul**

Filename: Janek Bakalar V1.xls

Date : 21.5.2008

Associated drawings : -

Approved by : **O.Uher**

<b>Parallel Tube</b>			
Tube Weight :	<b>0,48 Kg</b>		
Tube Length :	<b>495 mm</b>		
Left Internal Diameter :	<b>23,0 mm</b>	Right Internal Diameter :	<b>23,0 mm</b>
Left Outer Diameter :	<b>35,2 mm</b>	Right Outer Diameter :	<b>35,2 mm</b>
Left Wall Thickness :	<b>6,1 mm</b>	Right Wall Thickness :	<b>6,1 mm</b>

**Loads and Mechanical Properties in Examined Cross Section**

Distance of Examined Cross Section from the Left Hand End:	<b>0 mm</b>		
Bending Moment :	<b>0,0 Nm</b>	Axial Young's Modulus of the Tube* :	<b>13490 MPa</b>
Internal Pressure :	<b>0,0 MPa</b>	Tangencial Young's Modulus of the Tube* :	<b>14087 MPa</b>
		Shear Modulus of Elasticity of the Tube* :	<b>96648 MPa</b>
Axial Force :	<b>0,0 N</b>	Thermal Expansivity in Axial Direction* :	<b>1,4E-07 1/K</b>
Torsional Moment :	<b>1302,0 Nm</b>	Therm. Expans. in Tangenc. Direction* :	<b>-6,0E-07 1/K</b>
		Bending Stiffness* :	<b>8,3E+08 Nmm<sup>2</sup></b>
		Torsional Stiffness* :	<b>1,2E+10 Nmm<sup>2</sup></b>

**Laminate**

Layer Nr.	Fibre Volume Fraction %	Type of Fibre	Layer Thickness* mm	Winding Angle* °	Axial Stress* MPa	Tangencial Stress* MPa	Torsion Shear* MPa
1	60	k63712	6,095	45,33	0,00	0,00	186,13
2							
3							
4							
5							
6							
7							
8							
9							
10							
11							
12							
13							
14							
15							
16							
17							

\* Values are valid for examined cross section

dist. from the LH end (mm)

*C u s t o m e r   s p e c i f i c a t i o n   s h e e t*



**COMPOTECH+**  
Composite Structural Tubes

**CompoTech Plus s.r.o.**  
Družstevní 159  
Sušice I. 342 01  
Tel.: +420 376 521 131  
Fax: +420 376 522 350  
www.compotech.com  
ondrej@compotech.com  
vitek@compotech.com

Tube Name : **Janek Bakalar V1**

Designer : **R.Poul**

Filename: Janek Bakalar V1.xls

Date : 21.5.2008

Associated drawings : -

Approved by : **O.Uher**

<b>Parallel Tube</b>			
Tube Weight :	<b>0,24 Kg</b>		
Tube Length :	<b>495 mm</b>		
Left Internal Diameter :	<b>23,0 mm</b>	Right Internal Diameter :	<b>23,0 mm</b>
Left Outer Diameter :	<b>30,9 mm</b>	Right Outer Diameter :	<b>30,9 mm</b>
Left Wall Thickness :	<b>3,9 mm</b>	Right Wall Thickness :	<b>3,9 mm</b>

**Loads and Mechanical Properties in Examined Cross Section**

Distance of Examined Cross Section from the Left Hand End:	<b>0 mm</b>		
Bending Moment :	<b>0,0 Nm</b>	Axial Young's Modulus of the Tube* :	<b>13614 MPa</b>
Internal Pressure :	<b>0,0 MPa</b>	Tangencial Young's Modulus of the Tube* :	<b>14140 MPa</b>
		Shear Modulus of Elasticity of the Tube* :	<b>36136 MPa</b>
Axial Force :	<b>0,0 N</b>	Thermal Expansivity in Axial Direction* :	<b>3,9E-06 1/K</b>
Torsional Moment :	<b>1302,0 Nm</b>	Therm. Expans. in Tangenc. Direction* :	<b>2,9E-06 1/K</b>
		Bending Stiffness* :	<b>4,2E+08 Nmm<sup>2</sup></b>
		Torsional Stiffness* :	<b>2,2E+09 Nmm<sup>2</sup></b>

**Laminate**

Layer Nr.	Fibre Volume Fraction %	Type of Fibre	Layer Thickness* mm	Winding Angle* °	Axial Stress* MPa	Tangencial Stress* MPa	Torsion Shear* MPa
1	60	t700	3,948	45,33	0,00	0,00	324,46
2							
3							
4							
5							
6							
7							
8							
9							
10							
11							
12							
13							
14							
15							
16							
17							

\* Values are valid for examined cross section

data from the L16 end (mm)

*C u s t o m e r   s p e c i f i c a t i o n   s h e e t*



**COMPOTECH+**  
Composite Structural Tubes

**CompoTech Plus s.r.o.**  
Družstevní 159  
Sušice I. 342 01  
Tel.: +420 376 521 131  
Fax: +420 376 522 350  
www.compotech.com  
ondrej@compotech.com  
vitek@compotech.com

Tube Name : **Janek Bakalar V1**

Designer : **R.Poul**

Filename: Janek Bakalar V1.xls

Date : 21.5.2008

Associated drawings : -

Approved by : **O.Uher**

<b>Parallel Tube</b>			
Tube Weight :	<b>1,33 Kg</b>		
Tube Length :	<b>1500 mm</b>		
Left Internal Diameter :	<b>23,0 mm</b>	Right Internal Diameter :	<b>23,0 mm</b>
Left Outer Diameter :	<b>34,6 mm</b>	Right Outer Diameter :	<b>34,6 mm</b>
Left Wall Thickness :	<b>5,8 mm</b>	Right Wall Thickness :	<b>5,8 mm</b>

**Loads and Mechanical Properties in Examined Cross Section**

Distance of Examined Cross Section from the Left Hand End:	<b>0 mm</b>		
Bending Moment :	<b>0,0 Nm</b>	Axial Young's Modulus of the Tube* :	<b>39043 MPa</b>
Internal Pressure :	<b>0,0 MPa</b>	Tangencial Young's Modulus of the Tube* :	<b>12991 MPa</b>
		Shear Modulus of Elasticity of the Tube* :	<b>78206 MPa</b>
Axial Force :	<b>0,0 N</b>	Thermal Expansivity in Axial Direction* :	<b>-1,1E-07 1/K</b>
Torsional Moment :	<b>1302,0 Nm</b>	Therm. Expans. in Tangenc. Direction* :	<b>5,2E-07 1/K</b>
		Bending Stiffness* :	<b>2,2E+09 Nmm<sup>2</sup></b>
		Torsional Stiffness* :	<b>8,8E+09 Nmm<sup>2</sup></b>

**Laminate**

Layer Nr.	Fibre Volume Fraction %	Type of Fibre	Layer Thickness* mm	Winding Angle* °	Axial Stress* MPa	Tangencial Stress* MPa	Torsion Shear* MPa
1	60	k63712	5,057	45,33	0,00	0,00	235,73
2	60	t700	0,737	0,00	0,00	0,00	9,72
3							
4							
5							
6							
7							
8							
9							
10							
11							
12							
13							
14							
15							
16							
17							

\* Values are valid for examined cross section

dia. from the LH end (mm)

Příloha č. 5 Sestavený výkres sportovní poloosy

