



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A ROBOTIKY**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND
ROBOTICS

ZAŘÍZENÍ PRO TAŽENÍ VOZIDEL PŘI CRASHTESTECH

DEVICE FOR TOWING VEHICLES IN CRASH TESTS

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

PETR ŠMALEC

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. et Ing. MARTIN BILÍK

BRNO 2015

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky

Akademický rok: 2014/15

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Petr Šmalec

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Základy strojního inženýrství (2341R006)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Zařízení pro tažení vozidel při crashtestech

v anglickém jazyce:

Device for towing vehicles in crash tests

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Při crashtestech dvou proti sobě jedoucích vozidel je nutné dosáhnout předem stanovené nárazové rychlosti u jednotlivých vozidel. Za tímto účelem jsou používána například jiná vozidla, která zkoušená vozidla roztahnou pomocí lan, což z hlediska dosažení požadované rychlosti není v mnohých případech ideální. Navrhované zařízení by mělo být schopno roztáhnout zároveň dvě vozidla s následujícími parametry:

maximální hmotnost vozidla: 3,5 t

maximální rychlost vozidla: 90 km/h

dráha pro každé z vozidel: 100 m

Cíle bakalářské práce:

rešerše v oblasti crashtestů

koncepční návrh zařízení

vytipování možných komponent

Seznam odborné literatury:

www.infozdroje.cz

stránky výrobců vozidel

stránky organizací provádějících crashtesty

HUGEMANN, Wolfgang. Unfall-rekonstruktion. Erzhausen : Schönbach-Druck, 2007. str. 1300. ISBN 3-00-019419-3.

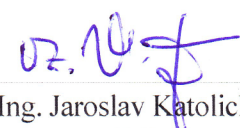
Vedoucí bakalářské práce: Ing. et Ing. Martin Bilík

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2014/15.

V Brně, dne 25.11.2014




doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.
Ředitel ústavu


doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
Děkan

ABSTRAKT

Bakalářská práce je zaměřena na zařízení pro tažení vozidel při crashtestech. Pojednává o tom, co to crashtest je a přibližuje některé nezávislé organizace zaměřené na bezpečnost. Dále se zabývá možnostmi pohonu zařízení pro tažení vozidel a vypovídá o reálných konstrukcích zařízení pro tažení vozidel ve výzkumných střediscích. Na závěr je ze získaných informací vytvořen koncepční návrh zařízení, které roztáhne dvě vozidla proti sobě.

ABSTRACT

Bachelor thesis is focused on device for towing vehicles in crash tests. Deals, what the crash test is and clarify some independent organisation for occupant safety. Next is solved the problem of propulsion system for devices and tell us the propulsion systems used in the vehicle research centers. At the end of thesis concept of device for towing two vehicles against each other is designed.

KLÍČOVÁ SLOVA

Crashtest, nárazová zkouška, Euro NCAP, Pojišťovací institut pro bezpečnost silničního provozu, IIHS, Národní úřad pro bezpečnost silničního provozu, NHTSA, Výzkumné centrum vozidel, výzkumné centrum, bezpečnost, hydraulický pohon, tažení vozidel

KEY WORDS

Crash test, Euro NCAP, Insurance Institute for Highway Safety, IIHS, National Highway Traffic Safety Administration, NHTSA, Vehicle research center, research center, safety, hydraulic propulsion system, towing vehicles

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ŠMALEC, P. *Zařízení pro tažení vozidel při crashtestech*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 43 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. et Ing. Martin Bilík.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci na téma *Zařízení pro tažení vozidel při crashtestech* zpracoval samostatně a že jsem uvedl všechny použité informační zdroje.

V Brně dne

.....

Petr Šmalec

PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych poděkovat vedoucímu bakalářské práce panu Ing. et Ing. Martinu Bilíkovi za odborné rady a připomínky při psaní této práce. Dále bych chtěl poděkovat rodičům za podporu při studiích.

OBSAH

Úvod	10
1 Crashtesty.....	11
1.1 Bezpečnost vozidel	11
2 Nezávislé organizace pro metodiku nárazových zkoušek.....	13
2.1 Euro NCAP	13
2.2 Pojišťovací institut pro bezpečnost silničního provozu.....	15
2.3 Národní úřad pro bezpečnost silničního provozu	16
3 Možnosti pohonu pro tažení vozidel	17
3.1 Vlastní pohon	17
3.2 Externí pohon	17
3.3 Konstrukční řešení zařízení v jednotlivých střediscích.....	21
4 Koncepční návrh zařízení.....	23
4.1 Parametry zadání	23
4.2 Kinematika pohybu.....	23
4.3 Dynamika pohybu	26
4.4 poloměr bubnu	29
4.5 Hydraulický pohon.....	30
Závěr	38
Seznam použitých zdrojů.....	39
Seznam použitých symbolů a zkratek	42



Úvod

Zařízení pro tažení vozidel je takové zařízení, které roztáhne vozidlo na určitou, předem stanovenou rychlost. V případě crashtestů se této rychlosti říká nárazová, protože vozidlo se bezprostředně po jejím dosažení střetne s objektem, kterým bývá ve většině případů další vozidlo, či pevná překážka. Cílem crashtestů je co nejpřesněji simulovat reálné dopravní nehody, a proto objektem často bývá jiné vozidlo, bariéra nebo sloup. Vozidla jsou podrobena srážce za účelem zjištění průběhu deformace karoserie a následného dopadu srážky na pasažéry uvnitř vozidla. Důvodem těchto nárazových testů je snaha o zvýšení bezpečnosti posádky.

Organizace zabývající se crashtesty pro stanovení metodiky a parametrů nárazových zkoušek využívají informace získané na základě analýzy dopravních nehod – cílem je co nejvyšší vypovídající hodnota vzhledem k reálné dopravní nehodě. Jednotlivé typy nárazových zkoušek jsou poté testovány ve výzkumných střediscích. Nejčastějším typem dopravních nehod jsou čelní nárazy. K provedení takové nárazové zkoušky je potřeba roztáhnout vozidlo na požadovanou rychlost, za tímto účelem každé výzkumné středisko disponuje zařízením pro tažení vozidel různé konstrukce.

Cílem bakalářské práce je v první řadě rešerše v oblasti crashtestů obecně a následně dostupných roztahovacích zařízení a jejich konstrukčních řešení. Dalším z cílů je koncepční návrh zařízení pro tažení vozidel při crashtestech. Nově navržené zařízení musí být schopno roztáhnout dvě vozidla o hmotnosti do 3,5 t proti sobě na 100 m dlouhé dráze pro každé z nich, a to na nárazovou rychlost 90 km/h. V závěru jsou vytipovány stěžejní komponenty, které splní stanovené předpoklady.



1 CRASHTESTY

Crashtesty (nárazové zkoušky¹) jsou destruktivní zkoušky prováděné za účelem zjištění průběhu zrychlení/zpomalení vozidla a deformace materiálů, komponent a tím následný dopad na cestující ve vozidle.

Při nárazové zkoušce se testují reálné modely vozidel, které jsou podrobeny střetu s objektem (jiné vozidlo, bariéra, sloup, atd.) v požadované rychlosti. Snahou testů je co nejvíce napodobit reálné dopravní nehody. Nejčastějším typem dopravních nehod jsou čelní srážky, čemuž u crashtestů odpovídá náraz do dalšího vozidla nebo častěji do mohutné mnohatunové bariéry. Celý průběh zkoušky je zaznamenáván pomocí rychloběžných kamer. Záznam je následně důkladně analyzován, zjišťuje se průběh deformace prvků vozidla a nebezpečí pro pasažéry.

Analyzovat rizika přímo na člověku je velmi nebezpečné, proto jsou pro tyto účely vyrobené figuríny, tzv. dummies². Ty obsahují velké množství senzorů pro monitorování průběhu nárazu. Počet senzorů se liší podle druhu testu a typu figuríny. Hlavní veličina, která se při testu sleduje, je hodnota okamžitého zrychlení. Pro veřejnost je známější pojem přetížení, což je pouze podíl okamžitého a tíhového zrychlení Země. Podle průběhů zrychlení se následně určuje bezpečnost pro člověka. Hlavním záměrem testů je tuto bezpečnost zvyšovat.

Nárazové zkoušky nejsou povinné, zákon stanovuje pouze minimální požadavky na bezpečnost vozidel.

1.1 BEZPEČNOST VOZIDEL

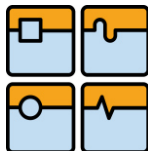
Bezpečnost vozidel je důležitým faktorem ovlivňujícím jejich výrobu. V automobilové sféře je nejvíce kladen důraz na aktivní a pasivní bezpečnost.

„Prvky aktivní bezpečnosti jsou technická zařízení, systémy a vlastnosti vozu, které pomáhají předejít a zabránit dopravním nehodám.“ [1] Podle této definice je možné mezi prvky aktivní bezpečnosti zařadit brzdy, které nám pomáhají bezpečně zpomalit, pneumatiky, tlumiče, dobrý výhled z vozidla a osvětlení. S rozvojem technických zařízení se zde také řadí moderní elektronické systémy jako např. ABS, ESP, TCS, EBA, ACC a další. [1]

Pasivní bezpečností se rozumí prvky a vlastnosti vozidla, které dokáží změnit průběh nehody a tím snížit následky. Základem pasivní bezpečnosti je kvalitní konstrukce vozidla, deformační zóny v karoserii, bezpečnostní pásy a airbagy. Právě na tuto část bezpečnosti vozidel se nejvíce zaměřují nárazové zkoušky. Při nich se sleduje schopnost deformačních zón absorbovat nárazovou energii. [2]

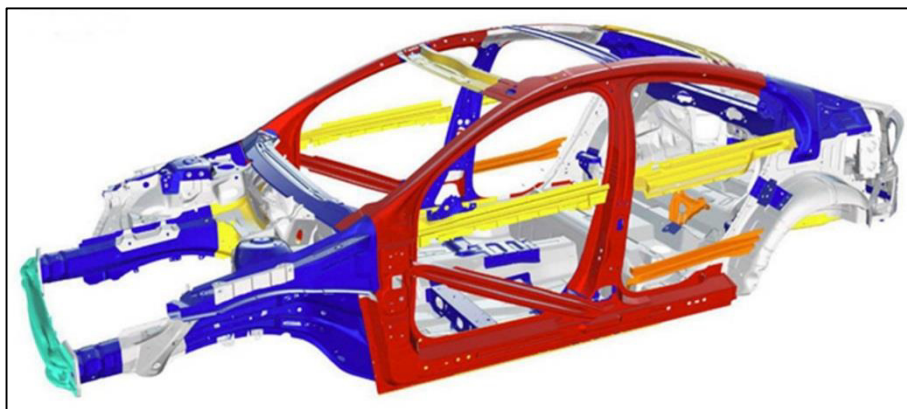
¹ Někdy se používá označení Bariérová zkouška

² Dummy = maketa, panák (z angličtiny)



DEFORMACE

Důležitým prvkem pasivní bezpečnosti vozidla jsou deformační zóny. Ty pomáhají zmírnit následky nárazu přeměnou kinetické energie na energii deformační. Obecně lze konstatovat, že čím více kinetické energie dokáže karoserie vozidla pohltit, aniž by se deformoval prostor pro pasažéry, tím méně následků na zdraví nehoda způsobí. Dostatečný prostor pro pasažéry je rozhodujícím kritériem pro správnou funkci bezpečnostních pásů a airbagů. Jak lze vidět na obrázku 1.1, je tento prostor značně vyztužen.



Obrázek 1.1 Konstrukce automobilu Volvo S60 a rozdělení komponent podle pevnosti: modrá 180-280 MPa, žlutá 280-380 MPa, oranžová 380-800 MPa, červená >800 MPa [3]



2 NEZÁVISLÉ ORGANIZACE PRO METODIKU NÁRAZOVÝCH ZKOUŠEK

Většina výrobců vozidel má své výzkumné centrum pro testování bezpečnosti. Zde testují vybrané modely pro potřeby zvýšení bezpečnosti. Výsledky těchto testů však nejsou veřejnosti známy. Aby veřejnost mohla porovnat značky různých výrobců, vzniklo několik nezávislých organizací. Ty mají metodiku testů stejnou pro všechna vozidla.

Dále jsou uvedeny nejznámější nezávislé organizace provádějící nárazové zkoušky, mezi které patří Euro NCAP, Pojišťovací institut pro bezpečnost silničního provozu a Národní úřad pro bezpečnost silničního provozu. Vzhledem k účelům práce jsou vyjmenovány pouze zkoušky, při kterých je vozidlo roztaženo na určitou rychlost.

2.1 EURO NCAP

Euro NCAP³ je nezisková evropská organizace zabývající se bezpečností vozidel. Dle její vlastní metodiky nárazových testů jsou vozidlům udělovány hvězdy. Nejvíce je možné získat 5 hvězd, nejméně 1 hvězdu. Do hodnocení se započítává také vybavenost vozidla. [4]

Zatímco zpočátku dosahovalo výsledného hodnocení 5 hvězd málokteré vozidlo, v dnešní době je tento počet mnohem vyšší. To značí dobrý vývoj bezpečnosti.

Euro NCAP hodnotí vozidla ve 4 hlavních oblastech [5]:

- a) Ochrana dospělých pasažérů
- b) Ochrana dětí
- c) Ochrana chodců
- d) Bezpečnostní vybavení

Každá oblast obsahuje rozsáhlý protokol o testování vozidel. První tři vyjmenované oblasti se zabývají pasivní bezpečností, čtvrtá oblast je zaměřená na aktivní bezpečnost a technickou vybavenost vozidla.

NÁRAZOVÉ ZKOUŠKY

V oblasti Ochrana dospělých pasažérů se Euro NCAP nejvíce zaměřuje na bezpečnost řidiče při dopravní nehodě. Stanovuje několik typů nárazových zkoušek. Dále jsou vyjmenovány vybrané nárazové zkoušky.

³ New Car Assessment Program



1) Čelní náraz s překrytím⁴

Vozidlo narazí v rychlosti 64 km/h do deformovatelné bariéry⁵ se 40 % překrytím. Rozměry bariéry je možné vidět na obrázku 2.1. [6]

2) Čelní náraz

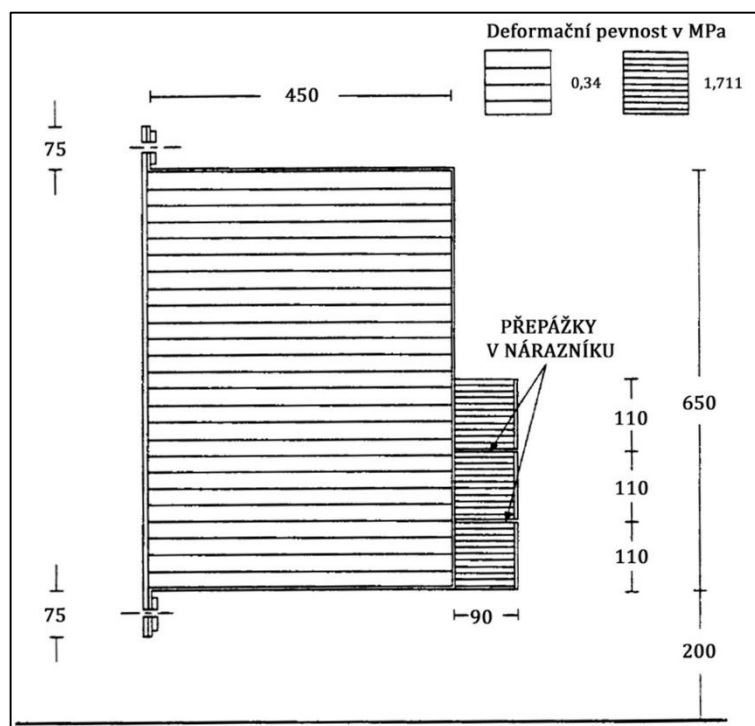
Vozidlo narazí v rychlosti 50 km/h do pevné bariéry celou šíří vozidla. Bariéra má rozměry čelní plochy minimálně 3000 mm na šířku a 1500 mm na výšku. Její hmotnost je nejméně 70 t. [7]

3) Boční náraz

Testovací vozík o hmotnosti 1300 kg narazí v rychlosti 50 km/h do boku vozidla. Vozík narazí deformovatelnou bariérou o rozměrech 1700 mm na šířku, 500 mm na výšku a hloubkou 500 mm, která simuluje deformační zónu. [8]

4) Boční náraz do sloupu

Vozidlo narazí bokem v rychlosti 32 km/h do sloupu o průměru 254 mm. [9]



Obrázek 2.1 Tvar a rozměry (mm) deformovatelné bariéry podle UNECE nařízení 94 [10]

⁴ Podíl šířky nárazu k celé šíři vozidla

⁵ Konstrukce bariéry je dána předpisem Evropské hospodářské komise (UNECE), nařízení č. 94, dodatek 93. Rozměry a tvar bariéry je na obrázku 2.1.



2.2 POJIŠŤOVACÍ INSTITUT PRO BEZPEČNOST SILNIČNÍHO PROVOZU

Pojišťovací institut pro bezpečnost silničního provozu (IIHS⁶) je americká nezávislá nezisková vědecká a vzdělávací organizace zaměřená na snižování následků silničních nehod (smrt, zranění, škoda na majetku). Má své výzkumné vědecké centrum, které je základem hodnocení vozidel. [11]

Dnes se testy IIHS vyhodnocují ze dvou hledisek bezpečnosti:

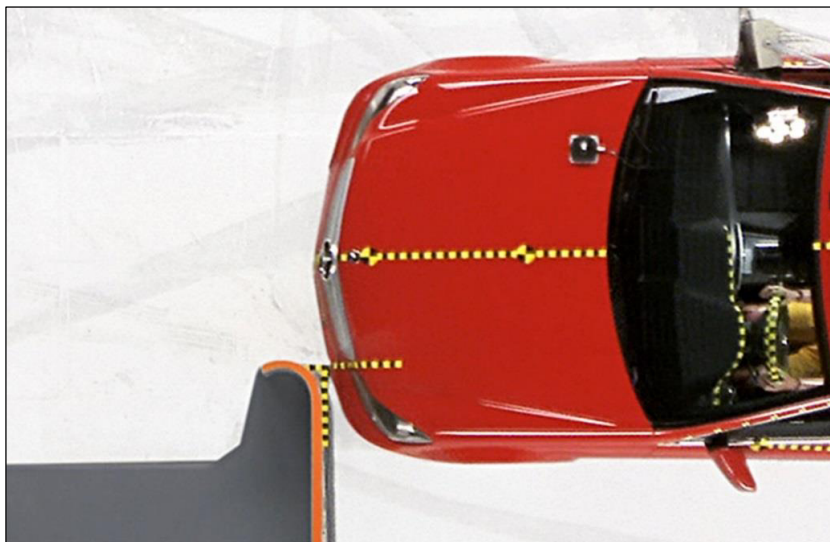
- a) Odolnost proti nárazu
- b) Předcházení a zmírnění nárazu

Výsledkem je slovní hodnocení, a to dobré, přijatelné, podprůměrné nebo špatné.

NÁRAZOVÉ ZKOUŠKY

V oblasti odolnosti proti nárazu se IIHS zabývá následujícími testy [12]:

- 1) Čelní náraz s mírným překrytím
Vozidlo narazí v rychlosti 64 km/h do deformovatelné bariéry s 40 % překrytím.
- 2) Čelní náraz s malým překrytím
Vozidlo narazí v rychlosti 64 km/h do nedeformovatelné bariéry s 25 % překrytím. Konfigurace nárazu je na obrázku 2.2.
- 3) Boční náraz
Testovací vozík o hmotnosti 1485 kg narazí do boku vozidla rychlostí 50 km/h.



Obrázek 2.2 Poloha vozidla a bariéry při čelním nárazu s 25 % překrytím [13].

Čelní náraz s 25 % překrytím má za úkol simulovat náraz do jiného vozidla s malým překrytím nebo náraz do předmětu, kterým může být strom nebo sloup veřejného osvětlení. IIHS byla první organizace na světě, která zavedla tento typ testu. První zkoušky proběhly v roce 2012 a odhalily velký nedostatek v konstrukci vozidel, protože při nárazu s malým překrytím se silně deformoval až prostor u řidiče (obrázek 2.3). To bylo

⁶ Insurance Institute for Highway Safety



zapříčiněno malým množstvím deformačních zón v této oblasti. Od té doby jsou výsledky těchto testů mnohem lepší.



Obrázek 2.3 Lexus IS 250/350 (model 2012) po čelním nárazu s 25 % překrytím. Při detailnějším pohledu na deformaci vozidla lze vidět, že prostor pro nohy řidiče se výrazně zmenšil. Lexus v tomto testu získal špatné hodnocení [14].

2.3 NÁRODNÍ ÚŘAD PRO BEZPEČNOST SILNIČNÍHO PROVOZU

Národní úřad pro bezpečnost silničního provozu (NHTSA⁷) je americká vládní organizace, která spolupracuje s Ministerstvem dopravy. Organizace byla založena roku 1970 za účelem zvýšení bezpečnosti na silnicích a dálnicích. Vedle rozsáhlého výzkumu bezpečnosti NHTSA také provádí nárazové zkoušky. [15]

Podobně jako Euro NCAP, NHTSA hodnotí bezpečnost pomocí hvězd. Platí, že 5 hvězd je nejlepší hodnocení a 1 hvězda nejhorší.

NHTSA provádí i test převrácení vozidel přes střechu.

NÁRAZOVÉ ZKOUŠKY

Mezi základní nárazové zkoušky, které NHTSA provádí, patří [16]:

- 1) Čelní náraz
Vozidlo narazí do pevné bariéry v rychlosti 56 km/h celou šíří.
- 2) Boční náraz
Testovací vozík o hmotnosti 1368 kg narazí rychlostí 62 km/h do testovaného vozidla. Vozík má deformovatelnou přední část nahrazující nárazník vozidla.
- 3) Test převrácení vozidel
Vozidlo je úmyslně převrženo přes střechu. Měří se odolnost vozidla proti přetočení.

⁷ National Highway Traffic Safety Administration



3 MOŽNOSTI POHONU PRO TAŽENÍ VOZIDEL

Pohonem se rozumí zařízení, které urychlí vozidlo na stanovenou rychlost. Podle vztahu k testovanému vozidlu je možné zdroje energie pohonu rozdělit na:

- a) Vlastní
- b) Externí

3.1 VLASTNÍ POHON

Při tomto způsobu roztažení je využíván vlastní motor testovaného vozidla. Pomocí elektroniky je dálkově propojeno ovládání výkonu motoru a řízení, a tím je dosaženo požadované nárazové rychlosti. Tento způsob vyžaduje poměrně dlouhou přípravu.

3.2 EXTERNÍ POHON

Tažení vozidel pomocí externího zdroje energie je nejčastějším a nejpoužívanějším způsobem. Tento způsob vyžaduje pohon a spojovací člen, kterým je ve většině případů ocelové lano.

Jako pohon je možné využít jiné roztahovací vozidlo, které pomocí systémů kladek roztáhne testované vozidlo. Tento způsob není ideální kvůli nedostatečné přesnosti nárazové rychlosti a nemožnosti zopakovat stejné podmínky testu. Za tímto účelem bývá roztahovací vozidlo nahrazeno pohonem, který je řízen ovládacími prvky. Přesnost takového zařízení je pak mnohonásobně vyšší a je ovlivněna vlastnostmi systému. Základem pohonu je motor. Ten se stará o přeměnu vstupní energie na mechanickou energii. [17]

Podle vstupní energie se rozlišují motory:

- 1) Elektrické
- 2) Hydraulické
- 3) Pneumatické

3.2.1 ELEKTROMOTOR

Elektromotor mění elektrickou energii na mechanickou. Jedná se o nejčastější typ motoru v průmyslu. Skládá se ze dvou základních částí – rotoru a statoru. Rotor je roztáčen točivým magnetickým polem, které vytváří stator. Celý princip je založen na elektromagnetické indukci a tak tyto motory mají vysokou účinnost. Charakteristickým znakem těchto motorů jsou vysoké výstupní otáčky a nízký točivý moment, což vyžaduje použití převodového mechanismu.

Podle druhu elektrického proudu se rozlišují elektromotory:

- a) Stejnoseměrné
- b) Střídavé



STEJNOSMĚRNÉ ELEKTROMOTORY

Kromě rotoru a statoru tento motor obsahuje ještě komutátor, který zajišťuje změnu směru proudu. Stejnosemý motor má oproti střídavému větší rozměry a hmotnost (kvůli komutátoru), na druhou stranu lze snáze regulovat.

Výhody: dobrá regulace výstupních otáček, vysoká účinnost

Nevýhody: složitější konstrukce, vyšší hmotnost, po určité době je nutná výměna komutátoru

STŘÍDAVÉ ELEKTROMOTORY

Jsou konstrukčně nejjednodušším průmyslovým elektrickým pohonem. Podle otáček se dělí na synchronní a asynchronní. Synchronní motor má otáčky hřídele shodné s rychlostí točivého magnetického pole, zatímco asynchronní vykazuje na hřídeli menší otáčky. Poměr otáček hřídele k otáčkám magnetického pole udává skluz. Otáčky motoru jsou dány frekvencí střídavého proudu a počtem pólových dvojic statoru podle vzorce:

$$n = \frac{f}{p_s} \quad (3.1)$$

kde f frekvence střídavého proudu [Hz]

p_s počet pólů statoru [-]

n otáčky motoru [s^{-1}]

K regulaci střídavých elektromotorů se dnes využívá frekvenční měnič, který při vyšších výkonech zvedá nákupní cenu celého pohonu.

Výhody: jednoduchá konstrukce, dlouhá životnost, vysoká účinnost

Nevýhody: při vyšších výkonech velká hmotnost

Mezi nejznámější výrobce elektromotorů patří Siemens, VEM Group, AC Motoren GmbH, Cantoni motor a SEW Eurodrive.



Obrázek 3.1 Asynchronní elektromotor Siemens D 81.1 [18]



3.2.2 HYDRAULICKÉ MOTORY

Hydraulický motor mění energii kapaliny na energii mechanickou. Proudící kapalina má energii kinetickou a potenciální energii tlakovou, proto je možné motory rozdělit do dvou skupin – hydrodynamické a hydrostatické. [19]

HYDRODYNAMICKÉ MOTORY

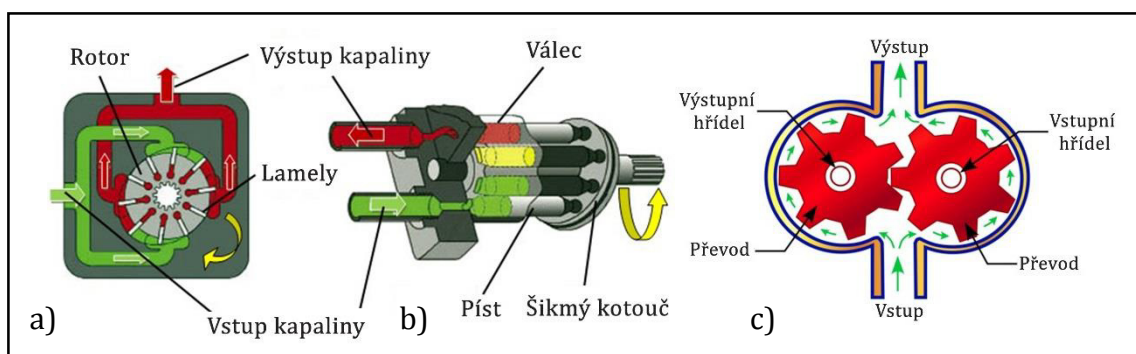
Hydrodynamické motory využívají kinetickou energii kapaliny pro roztáčení lopatek oběžného kola, které jsou spojené s hřídelí. Tlak se přitom v celém systému nemění. Tento způsob je nejvíce využíván pro výrobu elektrické energie.

HYDROSTATICKÉ MOTORY

Hydrostatické motory mění potenciální tlakovou energii kapaliny. Tato změna probíhá v určitém uzavřeném objemu, a proto patří mezi motory objemové.

Podle konstrukce se rozlišují:

- a) Lamelové
- b) Pístové
- c) Zubové



Obrázek 3.2 a) lamelové, b) pístové [20], c) zubové hydraulické pohony [21]

Otáčky hřídele hydrostatického motoru jsou závislé na tlaku kapaliny a objemu. Proto lze vyrobit motory rychloběžné i pomaloběžné. Pomaloběžné motory mají výhodu velkých točivých momentů, kterých lze v některých aplikacích využít bez použití převodového mechanismu.

Výhody: malé rozměry, nízká hmotnost, vysoká účinnost, dobrá regulace otáček

Nevýhody: nutná údržba oleje

Výrobci hydraulických součástí jsou SAI, A.M.A. S.p.A., Turolla, Parker Hannifin, GLENTOR, Eaton, Bosch Rexroth a Düsterloh Fluidtechnik.



3.2.3 PNEUMATICKÉ MOTORY

Pneumatický motor mění tlakovou energii plynu na energii kinetickou. Princip je podobný hydraulickému motoru s tím rozdílem, že plyn je oproti kapalině stlačitelný. Kvůli tomu nedosahují tyto motory tak vysokých účinností.

Podle druhu konstrukce se rozlišují motory:

- a) lamelové
- b) zubové
- c) pístové



Obrázek 3.3 Lamelový hydraulický motor AtlasCopco LZL03 [22]

Lamelové a zubové motory patří do skupiny rotačních, protože energie je předávána na součást konající rotační pohyb. U motorů pístových koná výstupní součást pohyb vratný. Ten se poté transformuje na pohyb rotační např. na klikovém hřídeli. Konstrukce zařízení vyžaduje vysokou přesnost a dobré těsnění, aby se zamezilo únikům plynu. Zařízení je náchylné na kvalitu média – plynu. Ten musí být zbavený vlhkosti, nečistot a musí obsahovat olejovou mlhu, která slouží k mazání stroje.

Výhody: regulace otáček pomocí množství plynu

Nevýhody: nízká účinnost, nutná přesnost konstrukce, úprava vzduchu

Výrobci pneumatických motorů jsou AtlasCopco, DEPRAG SCHULZ GMBH & CO., GLENTOR, Parker Hannifin a Olear.

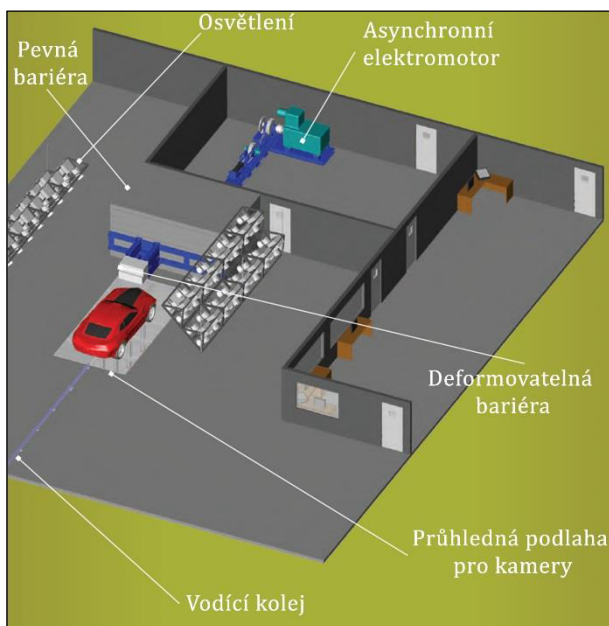


3.3 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ ZAŘÍZENÍ V JEDNOTLIVÝCH STŘEDISCÍCH

3.3.1 ELEKTRICKÝ POHON

MGA RESEARCH

MGA Research je americká společnost poskytující zařízení pro testování různých dílů. Mimo jiné nabízí také vybavení pro nárazové zkoušky. V jejich nabídce figuruje elektrický střídavý motor, který přes kladky pohání ocelové lano v kolejnici (viz obrázek 3.4). [23]



Obrázek 3.4 Rozmístění zařízení pro nárazové zkoušky [24]

3.3.2 HYDRAULICKÝ POHON

TASS INTERNATIONAL

Nizozemská společnost zabývající se bezpečností, distribuující matematický výpočtový program MADYMO, což je rozšířený program pro analýzu bezpečnosti pasažérů. Ve výzkumném centru provádí nárazové testy podle metodiky Euro NCAP. [25]

Zařízení pro nárazové zkoušky je poháněno hydraulickým motorem, který táhne ocelové lano v kolejnici. Vozidlo je k lanu připevněno přední částí. Celá zkouška je řízena a regulována počítačem. Měření vzdálenosti je za pomoci laseru nebo přímo pomocí tažného lana.



BAST

BAST je německá výzkumná vědecká organizace spolupracující s Ministerstvem dopravy. Cílem organizace je zvýšit bezpečnost provozu a zlepšovat infrastrukturu za stálého snižování počtu dopravních nehod. Výsledky výzkumu testují ve středisku nárazových testů. Patří mezi akreditovaná testovací centra metodiky Euro NCAP. [26]

Zařízení pro tažení vozidel pohání hydraulický motor o výkonu 1,3 MW a točivém momentu 8500 N·m. Dráha pro rozjezd vozidla je 130 m dlouhá a maximální nárazová rychlost je 120 km/h.

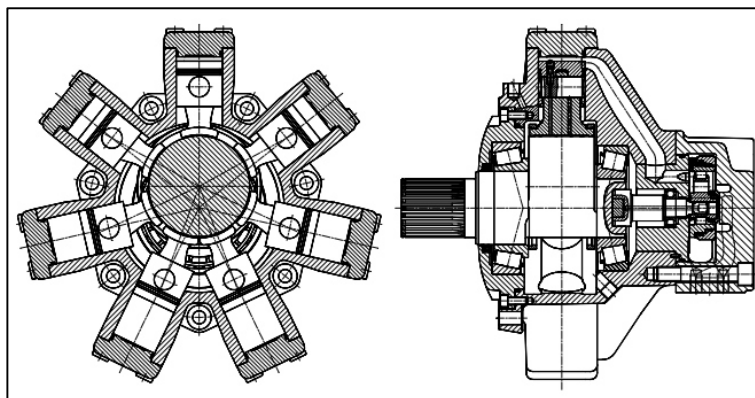
VÝZKUMNÉ CENTRUM VOZIDEL IIHS

Výzkumné centrum vozidel (VRC⁸) bylo založeno v roce 1992 Pojišťovacím institutem pro bezpečnost silničního provozu. Je postaveno ve středu státu Virginie a jsou zde prováděny všechny testy, které IIHS vyhodnocuje. Ročně je zde provedeno okolo 50-70 nárazových testů. Centrum se rozléhá na 6700 m² a má 3 dráhy pro testy čelních a bočních nárazů. Dvě delší 183 m dlouhé dráhy umožňují roztáhnout proti sobě vozidla rychlostí až 80 km/h. Třetí dráha měří 61 m a je kolmá ke dvěma delším. Zde je možné roztáhnout vozidla rychlostí až 40 km/h. [27]

Pohon zajišťuje hydraulický radiální pístový motor Düsterloh RM1250 (obrázek 3.5). Ten dokáže vyvinout kroutící moment až 6275,5 Nm. Hydraulické čerpadlo o výkonu 30 kW stlačí olej na tlak 32,5 MPa do tlakových akumulátorů o objemu 245 l, ze kterých je poté pomocí ventilů otevřen okruh pro pohon hydromotoru. Tažné lano je přes systém kladek spojené s navíjecím bubnem o průměru 67,2 cm, který se při rychlosti 64,4 km/h otáčí úhlovou rychlostí 8,5 s⁻¹.

Specifikace motoru **Düsterloh RM1250:**

Geometrický objem	1265 cm ³
Kroutící moment	19,3 Nm/bar
Maximální tlak	325 bar
Maximální rychlost	500 min ⁻¹
Hmotnost	140 kg



Obrázek 3.5 Radiální pístový hydraulický motor Düsterloh RM1250

⁸ Vehicle Research Center



4 KONCEPČNÍ NÁVRH ZAŘÍZENÍ

4.1 PARAMETRY ZADÁNÍ

Zařízení musí umožnit roztah dvou vozidel, každé o maximální hmotnosti 3500 kg, na nárazovou rychlost 90 km/h. Pro dosažení nárazové rychlosti bude k dispozici dráha o délce 100 m pro každé z vozidel. Pro zvýšení přesnosti nárazové rychlosti bude dráha pro zrychlení o něco kratší a na posledním úseku před srážkou bude mít vozidlo konstantní rychlost. Úsek konstantní rychlosti byl zvolen 10 m a dráha pro rozjezd vozidla 90 m.

Návrh konstrukce zařízení bude vycházet z nejčastěji používaných metod tažení vozidel při nárazových zkouškách. Vozidlo bude taženo ocelovým lanem, které se bude navíjet na buben, ten bude poháněn hydraulickým motorem. Požadovaná přesnost nárazové rychlosti bude dosažena řízenou změnou otáček hydraulického motoru.

Parametry jednoho vozidla:

Maximální hmotnost 3500 kg

Maximální rychlost 90 km/h (25 m/s)

Rozjezdová dráha 100 m

4.2 KINEMATIKA POHYBU

Vozidla se budou pohybovat přímočarým rovnoměrně zrychleným pohybem. Danou rychlost musí vozidla dosáhnout před střetem, a proto posledních 10 metrů urazí konstantní rychlostí.

Pro výpočet kinematických veličin platí [28]

$$v = \frac{ds}{dt} \quad (4.1)$$

$$a = \frac{dv}{dt} \quad (4.2)$$

kde

v	 okamžitá rychlost [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]
a	 okamžité zrychlení [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$]
s	 dráha [m]
t	 čas [s].



4.2.1 ZRYCHLENÍ

Vyjádřením dt z rovnice (4.1) a dosazením do rovnice (4.2) se získá diferenciální rovnice pro výpočet zrychlení (4.3).

$$a = \frac{dv}{ds} \cdot v \quad (4.3)$$

Řešením diferenciální rovnice (4.3) a dosazením počátečních podmínek pro pohyb rovnoměrně zrychlený ($a=\text{konst.}$) je

$$a \cdot s = \frac{(v_k - v_p)^2}{2} \quad (4.4)$$

kde s dráha [m]
 v_p počáteční rychlost [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]
 v_k koncová rychlost [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$].

Pro pohyb rovnoměrný je zrychlení nulové.

V daném případě je počáteční rychlost nulová, dráha pro rovnoměrný zrychlený pohyb 90 m, konkrétní hodnota zrychlení je dána vztahem (4.4):

$$a = \frac{v_k^2}{2 \cdot s} = \frac{\left(\frac{90}{3,6}\right)^2}{2 \cdot 90}$$
$$\mathbf{a = 3,47 \, m \cdot s^{-2}}$$

Zaokrouhlením na jedno desetinné místo je výsledné zrychlení **3,5 $\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$** .

4.2.2 ČAS ROZJEZDU

Celkovou dobu rozjezdu lze vyjádřit součtem časů zrychleného a rovnoměrného pohybu.

Pro rovnoměrně zrychlený pohyb platí rovnice (4.2):

$$a \cdot t_1 = v_k$$
$$t_1 = \frac{v_k}{a} = \frac{25}{3,5}$$
$$\mathbf{t_1 = 7,15 \, s}$$



Rovnoměrný pohyb lze vyjádřit řešením diferenciální rovnice (4.1) při konstantní rychlosti:

$$v_k \cdot t_2 = s_2$$

$$t_2 = \frac{s_2}{v_k} = \frac{10}{25}$$

$$t_2 = 0,4 \text{ s}$$

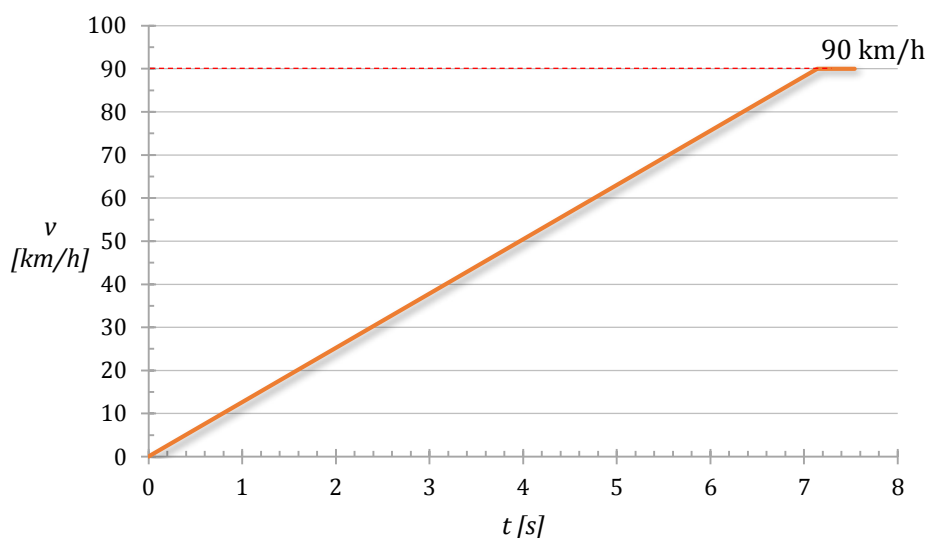
Celkový čas je poté:

$$t = t_1 + t_2 = 7,15 + 0,4 = 7,55 \text{ s}$$

Ke střetu vozidel dojde za 7,55 s při zrychlení $3,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$.

4.2.3 RYCHLOST

Průběh rychlosti v závislosti na čase je zobrazen na obrázku 4.1. Rychlost rovnoměrně narůstá až do požadované nárazové rychlosti, poté je až do střetu vozidel udržována konstantní rychlost.



Obrázek 4.1 Graf závislosti rychlosti na čase

4.2.4 NAVÍJECÍ BUBEN

Tažné lano bude navíjeno na buben konající rotační pohyb. Maximální obvodová rychlost navíjení bude shodná s maximální rychlosti vozidla. Každé vozidlo bude taženo jedním lanem navíjeným na buben na společné hřídeli. Pro oba navíjecí bubny platí, že při stejných nárazových rychlostech budou kinematické veličiny shodné.



Úhlové zrychlení je

$$\alpha = \frac{a}{R} \quad (4.5)$$

kde α úhlové zrychlení [$\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$]
 a obvodové zrychlení [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$]
 R poloměr bubnu [m].

Pro úhlovou rychlost a otáčky bubnu platí

$$\omega = \frac{v}{R} = 2 \cdot \pi \cdot n \quad (4.6)$$

$$n = \frac{v}{2 \cdot \pi \cdot R} \quad (4.7)$$

kde ω úhlová rychlost [$\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$]
 n otáčky bubnu [s^{-1}]
 v obvodová rychlost [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$].

Vyjádřením poloměru bubnu z rovnice (4.7) je možné vypočítat nárazové rychlosti v závislosti na velikosti bubnu. Tato závislost je lineární a grafem je přímka. Změnou velikosti jednoho z bubnů je tak možné dosáhnout rozdílných nárazových rychlostí vozidel.

4.3 DYNAMIKA POHYBU

4.3.1 TAŽNÁ SÍLA

Tažná síla je síla, kterou je nutné vyvinout, abychom uvedli vozidlo do daného pohybu. Velikost síly závisí na hmotnosti a zrychlení vozidel. Z druhého Newtonova pohybového zákona

$$\sum F = m \cdot a \quad (4.8)$$

kde $\sum F$ výslednice sil [N]
 m hmotnost [kg]
 a zrychlení [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$]

je možné tažnou sílu vypočítat. Do výslednice sil je nutné započítat také odpor vzduchu a valivý odpor pneumatik. Tření ložisek a moment setrvačnosti pneumatik je možné zanedbat. Tažnou sílu je pak možné vyjádřit z rovnice (4.8)

$$F = m \cdot a + O_v + O_f \quad (4.9)$$

kde F tažná síla [N]
 O_v odpor vzduchu [N]
 O_f valivý odpor [N].



Odpor vzduchu vzniká v důsledku přítomnosti atmosféry. Vypočítá se ze vztahu [29]

$$O_v = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot S_x \cdot c_x \cdot v_r^2 \quad (4.10)$$

kde ρ měrná hmotnost vzduchu [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]
 S_x čelní plocha vozidla [m^2]
 c_x součinitel vzdušného odporu [-]
 v_r rychlost obtékání vzduchu [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$].

Z rovnice (4.10) je patrné, že odpor vzduchu závisí kvadraticky na rychlosti. Pokud je uvažováno bezvětrí, je možné rychlost obtékání vzduchu nahradit rychlostí vozidla. Čelní plocha vozidla a součinitel vzdušného odporu závisí na tvaru a typu daného vozidla.

Pro automobil Škoda Fabia I je [30]

$$S_x = 2 \text{ m}^2$$

$$c_x = 0,32.$$

Měrná hmotnost vzduchu závisí na teplotě a tlaku okolí. Pro teplotu 15 °C a tlak 1,013 bar je hodnota rovna [29]

$$\rho = 1,25 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}.$$

Maximální odpor vzduchu pro jedno vozidlo bude mít velikost

$$O_v = \frac{1}{2} \cdot 1,25 \cdot 2 \cdot 0,32 \cdot 25^2$$

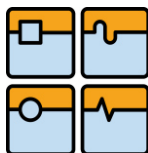
$$O_v = 250 \text{ N}.$$

Valivý odpor závisí na vlastnostech pneumatiky. Vzniká v důsledku deformace kontaktní plochy pneumatiky s podložkou, vypočítá se ze vztahu

$$O_f = f_k \cdot N \quad (4.11)$$

kde f_k součinitel valivého odporu [-]
 N kolmá tlaková síla [N].

Součinitelé valivého odporu se zjišťují experimentálně. Hodnoty součinitele pro různé povrchy jsou uvedeny v tabulce 4.1.

**Tabulka 4.1** Součinitelé valivého odporu pro různé povrchy [29]

Povrch f_k	Asfalt 0,01-0,02	Dlažba 0,02-0,03	Beton 0,015-0,025	Travnatý terén 0,08-0,15	Hluboký písek 0,15-0,3
Povrch f_k	Čerstvý sníh 0,2-0,3	Náledí 0,01-0,025	Makadam 0,03-0,04	Polní cesta (suchá) 0,04-0,05	Polní cesta (mokrý) 0,08-0,2

Kolmá tlaková síla na vodorovné podložce odpovídá tíhové síle vozidla.

$$N = m \cdot g \quad (4.12)$$

Kde m hmotnost vozidla [kg]

g tíhové zrychlení [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$]

Pro vozidlo o hmotnosti 3500 kg a tíhové zrychlení $9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ pohybující se po asfaltové cestě je hodnota valivého odporu

$$O_f = 0,02 \cdot 3500 \cdot 9,81$$

$$O_f = 686,7 = \mathbf{687 \text{ N.}}$$

Pokud není uvažována změna síly v závislosti na odporu vzduchu (přírůstek odporu vzduchu je zanedbatelně malý vzhledem k výsledné hodnotě síly), je výsledná tažná síla na jedno vozidlo pro rovnoměrně zrychlený pohyb konstantní, protože zrychlení se nemění a její velikost je

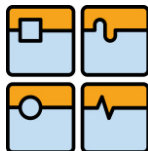
$$F = 3500 \cdot 3,5 + 250 + 687$$

$$F_1 = \mathbf{13187 \text{ N}}$$

a pro pohyb rovnoměrný

$$F = 250 + 687$$

$$F_2 = \mathbf{937 \text{ N.}}$$



4.3.2 KROUTÍCÍ MOMENT

Pro pohon bubnu je zapotřebí zajistit dostatečný kroutící moment pomocí vhodného motoru. Protože se tažná síla během zrychlení nemění, je i moment konstantní. Jeho velikost se stanoví ze silové rovnováhy při zanedbání momentu setrvačnosti bubnu z rovnice

$$M_k = (F_A + F_B) \cdot R \quad (4.13)$$

kde M_k kroutící moment [Nm]
 F_A tažná síla vozidla A [N]
 F_B tažná síla vozidla B [N]
 R poloměr bubnu [m].

V daném případě je tažná síla na obě vozidla shodná.

4.4 POLOMĚR BUBNU

Volba poloměru navíjecího bubnu je důležitá pro určení hnacího motoru. Ten je potřeba zvolit tak, aby byl schopen zajistit nejen dostatečný kroutící moment, ale také maximální otáčky potřebné pro dosažení požadované nárazové rychlosti. Z rovnice (4.13) a (4.7) je patrné, že moment bude s rostoucím poloměrem vyšší a otáčky naopak nižší. Otáčky na rozdíl od kroutícího momentu klesají hyperbolicky.

V tabulce 4.2 jsou uvedeny hodnoty kroutících momentů a otáček pro různé poloměry bubnu. Tyto hodnoty platí pro rovnoměrně zrychlený pohyb.

Tabulka 4.2 Hodnoty kroutících momentů a otáček pro daný poloměr bubnu

Poloměr bubnu [m]	Kroutící moment [Nm]	Otáčky bubnu [s ⁻¹]
0,2	5275	19,9
0,4	10550	9,9
0,5	13187	8,0
0,6	15824	6,6
0,8	21099	5,0
1	26374	4,0
1,5	39561	2,7

4.4.1 TAŽNÉ LANO

Spojovacím členem mezi navíjecím bubnem a testovaným vozidlem bude ocelové lano. To zajistí přenos tažné síly z pohonu na vozidlo. Z nabídky ocelových lan vyhovuje například šestipramenné ocelové lano SEAL (ČSN 02 4340) o průměru 5 mm, které má jmenovitou únosnost lana 17470 N při jmenovité pevnosti drátu 1770 MPa [31].



4.5 HYDRAULICKÝ POHON

Hydraulický pohon zařízení je složen z hydraulického čerpadla, motoru, regulačních a bezpečnostních prvků hydraulického obvodu, akumulátoru a nádrže. Jedná se o otevřený hydraulický obvod. V takovém případě hydraulické čerpadlo tlačí kapalinu do akumulátorů, kde je akumulována energie pro následný pohon motoru. Mezi akumulátorem a motorem jsou regulační prvky obvodu, které zajišťují potřebný tlak a průtok kapaliny. Z motoru je kapalina odváděna do nádrže, odkud čerpadlo následně bere kapalinu a celý oběh se může opakovat. Tento systém je vhodný vzhledem k úspoře energie, která je ovlivněna volbou čerpadla.

Výpočet bude zaměřen pouze na stěžejní prvky obvodu, kterými jsou motor, čerpadlo a akumulátor. Do výpočtu nebudou započítány hydraulické ztráty, ani nebude stanoven typ a průběh proudění.

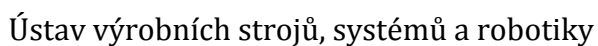
4.5.1 MOTOR

Pro velké točivé momenty a malé rychlosti je vhodné použít radiální pístový hydraulický motor. Ten může pracovat od nulových otáček a jeho regulace se provádí pomocí regulace průtoku.

Pro danou aplikaci byl zvolen radiální hydraulický motor s pěti písty firmy SAI (obrázek 4.2) s typovým označením S7B.



Obrázek 4.2 Radiální hydraulický motor s pěti písty [32]



Geometrický objem	3611 cm ³
Specifický kroutící moment	57,47 Nm/bar
Maximální tlak.....	300 barů
Maximální výkon	400 kW
Maximální rychlost	550 min ⁻¹
Přibližná hmotnost	291 kg
Rozsah pracovních teplot.....	-20 / +80 °C

Maximální krouticí moment se vypočítá ze specifického krouticího momentu pro maximální tlak.

$$M_{Kmax} = 57,47 \cdot 300$$

$$M_{Kmax} = 17241 \text{ Nm}$$

Protože jsou maximální otáčky motoru 550 min^{-1} , což odpovídá $9,2 \text{ s}^{-1}$, jsou známy všechny potřebné parametry pro volbu navíjecího bubnu.

Poloměr bubnu byl zvolen

$$R = 0,5 \text{ m.}$$

Potřebný kroutící moment se vypočte z rovnice (4.13).

$$M_k = 13187 \text{ Nm}$$



Otáčky bubnu při dosažení nárazové rychlosti je možné spočítat ze vztahu (4.7)

$$n = 8 \text{ s}^{-1}.$$

Tlak potřebný pro dosažení požadovaného kroutícího momentu se vypočítá z nominálního kroutícího momentu.

$$p = \frac{M_k}{M_{kn}} = \frac{13187}{57,47}$$

$$p = 229,5 \text{ bar}$$

4.5.2 AKUMULÁTOR

Akumulátory jsou hydropneumatické prvky sloužící k zásobě energie. Fungují na principu stlačitelnosti plynů. V případě akumulátorů se obvykle používá dusík.

Dle druhu konstrukce je lze rozdělit:

- a) Membránové
- b) Vakové
- c) Pístové

Membránové akumulátory jsou výhodné svou malou a jednoduchou konstrukcí a relativně nízkou cenou. Plyn je oddělen od kapaliny pružnou membránou. Vyrábějí se ovšem pouze do objemu 3,5 l. [33]

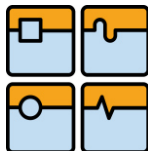
Vakové akumulátory jsou nejrozšířenějšími typy hydropneumatických akumulátorů. Plyn je umístěn v pružném vaku, který je možné podle potřeby výstupního tlaku plnit z jedné strany tlakové láhve. Z druhé strany je otvor pro plnění kapalinou. Dodávají se do maximálního objemu 50 l. Nevýhodou je maximální množství kapaliny, které dokáže akumulátor pojmout, určité místo v akumulátoru totiž vždy zabere stlačený plyn.

Pístové akumulátory jsou určené pro větší objemy kapaliny. Přepážku mezi plynem a kapalinou tvoří pohyblivý píst, který nepropustně odděluje prostor kapaliny a plynu. Tyto akumulátory se nejčastěji používají společně s tlakovými lahvemi, protože plyn je stlačen do lahví a tak vzniká prostor pro kapalinu. V případě použití pro pohon hydraulického motoru se jedná o ideální variantu.

Potřebný objem hydraulické kapaliny se vypočítá z úhlu pootočení motoru.

$$V = V_0 \cdot \frac{\varphi}{2\pi} \quad (4.14)$$

Kde V Objem kapaliny [m^3]
 V_0 Geometrický objem [m^3]
 φ úhel pootočení [rad]



Protože je úhlové zrychlení konstantní, pro úhel pootočení rovnoměrně zrychleného pohybu platí rovnice

$$\varphi_1 = \frac{1}{2} \cdot \alpha \cdot t_1^2 \quad (4.15)$$

kde φ_1 úhel pootočení [rad]
 α úhlové zrychlení [rad·s⁻¹]
 t_1 čas zrychleného pohybu [s]

a pro rovnoměrný pohyb

$$\varphi_2 = \omega \cdot t_2 \quad (4.16)$$

kde φ_2 úhel pootočení [rad]
 ω úhlová rychlost [rad·s⁻¹]
 t_2 čas rovnoměrného pohybu [s].

Úhlová rychlost je z rovnice (4.6) 50 rad·s⁻¹ a úhlové zrychlení je podle rovnice (4.5) 7 rad·s⁻¹. Výsledné pootočení je součtem (4.15) a (4.16).

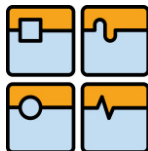
$$\varphi = \varphi_1 + \varphi_2$$
$$\varphi = \mathbf{198,43 \text{ rad}}$$

Výsledný objem kapaliny vyplývá ze vztahu (4.14).

$$V = 3611 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{198,43}{2\pi}$$
$$\mathbf{V = 0,114 \text{ m}^3 = 114 \text{ l}}$$

Toto množství musí být akumulátor schopen dodat do systému, proto je vhodné volit celkový objem akumulátoru o něco větší. Společnost Parker Hannifin dodává pístové akumulátory o objemu 1 – 350 l do maximálních tlaků až 3000 barů. [33]

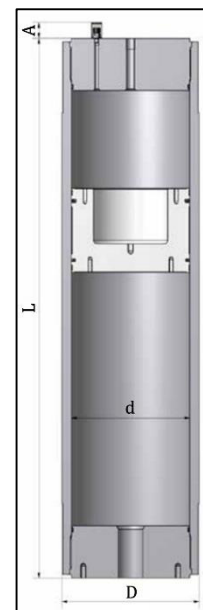
Pro danou aplikaci byly zvoleny dva akumulátory s označením EHP C 0700-350-250.



Specifikace akumulátoru [33]:

Parker Hannifin EHP C 0700-350-250

Efektivní objem 70 l
Maximální tlak 350 bar
Hmotnost 510 kg
Výška (L) 1627 mm
Velký průměr (D) 323,8 mm
Průměr válce (d) 250 mm
Plnicí ventil (A) 45 mm



Obrázek 4.4 Pístový akumulátor
Parker Hannifin EHP

Dalším parametrem správné funkce akumulátorů je výpočet potřebného množství plynu, které dokáže zajistit dostatečný tlak po určitou dobu. Stav plynu je určen stavovými veličinami tlakem, teplotou a objemem. V případě vyprazdňování akumulátorů je dusík rozpínán a mění tak svůj objem. S tím souvisí také změna tlaku a teploty. Pro zjednodušení výpočtu bude uvažováno s konstantní teplotou okolí.

Pro výpočet potřebného množství dusíku budeme vycházet ze stavové rovnice reálného plynu. Plnění akumulátorů lze popsat izotermickým dějem (4.17), protože proces probíhá poměrně dlouho a proběhne výměna tepla s okolím. [34]

$$p \cdot V = \text{konst.} \quad (4.17)$$

Kde p tlak [Pa]
 V objem [m³]

Podle tohoto děje ale nelze počítat vyprazdňování, protože děj probíhá rychle. Změnu lze charakterizovat polytropickým dějem podle rovnice (4.18).

$$p \cdot V^{n'} = \text{konst.} \quad (4.18)$$

Kde p tlak [Pa]
 V objem [m³]
 n' polytropický exponent [-]



Polytropický exponent je složitou funkcí tlaku, teploty, objemu, času a tvaru akumulátoru. Hodnota polytropického exponentu pro dusík při 20 °C je přibližně 2,189⁹. Stav označený indexem 1 je naplněná a natlakovaná láhev. Stav označený indexem 2 je prázdná láhev naplněná pouze dusíkem. Pro potřebné množství hydraulické kapaliny platí vztah (4.19).

$$V = V_2 - V_1 \quad (4.19)$$

Kde V potřebný objem kapaliny [m³]
 V_1 objem stlačeného dusíku [m³]
 V_2 objem dusíku po expanzi [m³]

Využitím rovnice (4.18) a rovnice (4.19) se získá výraz pro výpočet potřebného objemu dusíku

$$V_1 = \frac{V \cdot \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{n'}}}{1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{n'}}} \quad (4.20)$$

kde p_1 maximální tlak [bar]
 p_2 minimální potřebný tlak [bar].

Protože většina hydraulických prvků a také akumulátor se vyrábí do maximálního tlaku 350 barů, bude tento tlak limitní. Minimální hodnota je 230 barů, což je tlak, který je zapotřebí k dosažení požadovaného kroutícího momentu motoru.

Potřebné množství plynu je

$$V_1 = 539 \text{ l.}$$

Tlakové láhve **Olear GFL 75-360/90**

Parametry láhve [33]:

Objem plynu 75 l
Maximální tlak 360 bar
Hmotnost 120 kg
Výška 2275 mm
Průměr 229 mm

Pro celkový objem 539 l bude zapotřebí 8 tlakových láhví s dusíkem o tlaku 350 bar.

⁹ Společnost Parker Hannifin nabízí zjednodušený software pro návrh akumulátorů. Podle tohoto softwaru je hodnota polytropického exponentu 2.189.



4.5.3 ČERPADLO

Čerpadlo bude plnit svou funkci pouze před testem, kdy musí naplnit akumulátory potřebným množstvím hydraulické kapaliny. Jelikož není omezena doba, za kterou musí načerpat kapalinu, je jediným omezujícím parametrem maximální tlak, který dokáže čerpadlo vyvinout.

Pro tlak 350 bar je vhodnou volbou axiální pístové čerpadlo (obrázek 4.5). Z nabídky firmy Parker Hannifin bylo vybráno čerpadlo s označením PV016, které má regulovatelný průtok pomocí nakloněné desky.

Specifikace čerpadla [35]:

Parker Hannifin PV016

Maximální geometrický objem	16 cm ³
Nominální tlak	350 bar
Maximální tlak	420 bar
Minimální sací tlak	0,8 bar
Maximální sací tlak	16 bar
Maximální otáčky	3000 min ⁻¹
Hmotnost	19 kg



Obrázek 4.5 Axiální pístové čerpadlo [35]

Průtok čerpadla při 1500 min⁻¹ bude 24 l·min⁻¹. Akumulátory tak budou naplněny za necelých 5 minut.



4.5.4 CENOVÝ ODHAD

Název položky	Cena v Kč bez DPH
Hydraulický motor SAI S7B	249 435,- Kč
Hydraulické čerpadlo Parker Hannifin PV016	56 114,- Kč
2 pístové akumulátory EHP C 0700-350-250	280 000,- Kč
8 tlakových láhví Olear GFL 75-360/90	nezjištěno
Celkem	585 549,- Kč



ZÁVĚR

V úvodní části práce byly obecně popsány nárazové testy, jejich průběh a důvody, proč jsou uskutečňovány, dále byla popsána bezpečnost vozidel. Následující část práce je věnována rešerši středisek provozujících crashtesty. Zkoumány byly způsoby a možnosti roztahování vozidel. Podle toho byl následně vytvořen koncepční návrh zařízení pro tažení vozidel.

Nárazové zkoušky jsou testy, které mají za úkol simulovat reálné dopravní nehody. Pro co nejpresnější napodobení skutečné dopravní nehody je důležitá analýza nehod, z jejichž výsledků jsou vytipovány nejnebezpečnější případy. Ve výzkumných centrech poté probíhají simulace nehod na reálných vozidlech. Celá zkouška je důkladně zaznamenána a následně detailně vyhodnocena. Výstupem vyhodnocení je určení bezpečnosti vozidel, například počtem hvězd.

Z rešerše provedené u 3 nezávislých organizací pro metodiku testů vyplynulo, že nejčastějším typem crashtestu je čelní náraz. Americká organizace IIHS začala v roce 2012 testovat vozidla na čelní náraz s malým překrytím (25 % překrytí). První výsledky odhalily velký nedostatek deformačních zón v této oblasti. Při testu se totiž u většiny tehdejších vozidel výrazně deformoval i prostor pro nohy řidiče. Tento objev měl za následek zlepšení konstrukce automobilů a tím i zvýšení bezpečnosti při podobných nehodách.

Studováním 4 výzkumných center, zaměřených na crashtesty, byl vyvozen závěr, že nejčastějším typem zařízení pro tažení vozidel je hydraulický pohon. Ten při testu zajišťuje dostatečnou přesnost nárazové rychlosti a možnou opakovatelnost zkoušky. Využití hydraulických obvodů je vhodné také z pohledu regulace, která je prováděna pomocí regulačních prvků, jako je např. škrtkový ventil.

V závěru práce byl na základě získaných poznatků ze studie jednotlivých středisek vytvořen návrh zařízení pro tažení vozidel. Jako pohon navíjecího bubnu byl zvolen hydraulický radiální pístový motor, který je vhodný pro velké točivé momenty a je schopný pracovat ve velkém rozsahu otáček, proto není nutný další převodový mechanismus. Dostatečný hydrostatický tlak bude zajištěn pomocí hydropneumatických akumulátorů, které jsou schopny dodávat potřebný tlak po celou dobu zkoušky. Toto řešení dovoluje zvolit poměrně malé čerpadlo, což znamená úsporu potřebné vstupní energie. Jedinou nevýhodou tohoto zařízení tak může být vyšší pořizovací cena, která je ale převážena výhodami, kterými jsou jednoduchost konstrukce, nízká hmotnost a vysoká účinnost celého systému.



SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

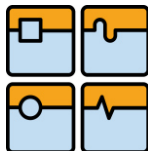
- [1] Prvky aktivní bezpečnosti. *Ministerstvo dopravy ČR: BESIP. Bezpečnost silničního provozu* [online]. 2012 [cit. 2015-05-20]. Dostupné z: <http://www.ibesip.cz/cz/ridic/bezpecne-vozidlo/moderni-technologie-vozidel/aktivni-bezpecnost-prvky-aktivni-bezpecnosti>
- [2] Prvky pasivní bezpečnosti. *Ministerstvo dopravy ČR: BESIP. Bezpečnost silničního provozu* [online]. 2012 [cit. 2015-05-20]. Dostupné z: <http://www.ibesip.cz/cz/ridic/bezpecne-vozidlo/moderni-technologie-vozidel/pasivni-bezpecnost-prvky-pasivni-bezpecnosti>
- [3] ANSHELL, Sag. BSN AUTOMOTIVE: THE FAST AND THE SERIOUS – SPORTY SEDANS. *VR World -Cutting-Edge Technology News & Reviews* [online]. Hong Kong: VR World Media Ltd., 28. 1. 2014 [cit. 2015-05-20]. Dostupné z: <http://www.vrworld.com/2014/01/28/bsn-automotive-anshel-and-alan-introduce-new-car-review-format/>
- [4] *Euro NCAP: Official Site of The European New Car Assessment Programme* [online]. ©2015 [cit. 2015-05-20]. Dostupné z: <http://www.euroncap.com/>
- [5] European New Car Assessment Programme (Euro NCAP). *Assessment Protocol - Overall Rating Version 6.0*. Červenec 2012. Dostupné také z: <http://www.euroncap.com/en/for-engineers/protocols/>
- [6] European New Car Assessment Programme (Euro NCAP). *Offset Deformable Barrier Frontal Impact Testing Protocol Version 7.0.1*. Duben 2015. Dostupné také z: <http://www.euroncap.com/en/for-engineers/protocols/>
- [7] European New Car Assessment Programme (Euro NCAP). *Full Width Frontal Impact Testing Protocol Version 1.0.1*. Duben 2015. Dostupné také z: <http://www.euroncap.com/en/for-engineers/protocols/>
- [8] European New Car Assessment Programme (Euro NCAP). *Side Impact Mobile Deformable Barrier Testing Protocol Version 7.0.1*. Duben 2015. Dostupné také z: <http://www.euroncap.com/en/for-engineers/protocols/>
- [9] European New Car Assessment Programme (Euro NCAP). *Oblique Pole Side Impact Testing Protocol Version 7.0.1*. Duben 2015. Dostupné také z: <http://www.euroncap.com/en/for-engineers/protocols/>
- [10] Uniform provisions concerning the approval of vehicles with regard to the protection of the occupants in the event of a frontal collision: Addendum 93: Regulation No. 94. *Concerning the Adoption of Uniform Technical Prescriptions for Wheeled Vehicles and the Conditions for Reciprocal Recognition of Approvals Granted on the Basis of these Prescriptions*. Geneva, 20. srpna 2013.
- [11] Insurance Institute for Highway Safety. *IIHS-HLDI: Crash Testing & Highway Safety* [online]. ©1996-2015 [cit. 2015-05-20]. Dostupné z: <http://www.iihs.org/>
- [12] About our tests. *Insurance Institute for Highway Safety* [online]. ©1996-2015 [cit. 2015-05-20]. Dostupné z: <http://www.iihs.org/iihs/ratings/ratings-info>



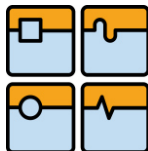
- [13] Frontal crash tests. *Insurance Institute for Highway Safety* [online]. ©1996-2015 [cit. 2015-05-20]. Dostupné z: <http://www.iihs.org/iihs/ratings/ratings-info/frontal-crash-tests>
- [14] Small overlap crashes: New consumer-test program aims for even safer vehicles. *IIHS raises the bar with new crash test* [online]. 14. srpna 2012 [cit. 2015-05-20]. Dostupné z: <http://www.iihs.org/iihs/sr/statusreport/article/47/6/1>
- [15] *National Highway Traffic Safety Administration (NHTSA)* [online]. Washington, DC, 2015 [cit. 2015-05-20]. Dostupné z: <http://www.nhtsa.gov/>
- [16] Valuable Information on Crash Tests, Rollover Ratings, and Safety Features. *Buying a Safer Car* [online]. Červen 2010 [cit. 2015-05-20]. Dostupné z: <http://www.safercar.gov/Safety+Ratings/>
- [17] KOPÁČEK, Jaroslav. *Pohony a převody*. 1. vyd. Ostrava: VŠB v Ostravě, 1992, 168 s. : obr., tabulky, grafy, schémata. ISBN 8070781378.
- [18] SIEMENS AG. *IEC Squirrel-Cage Motors: Catalog D81.1*. Německo, 2008. Dostupné také z: <http://www.siemens.com/>
- [19] PROKEŠ, Josef. *Hydraulické pohony*. 1. vyd. Praha: Roh-Práce, 1957, 275 s.
- [20] SEIDL, Martin. *Stroje pro zpracování polymerních materiálů*. Liberec, 2014. ISBN 9788088058717. Dostupné také z: <https://publi.cz/books/181>
- [21] AKO TO FUNGUJE: Hydraulický motor – olej namiesto batérii a kardanu. *Automix.sk* [online]. 15. listopadu 2014 [cit. 2015-05-20]. Dostupné z: <http://automix.atlas.sk/revue/840804/ako-to-funguje-hydraulicky-motor-olej-namiesto-baterii-a-kardanu>
- [22] Atlas Copco Czech Republic. *Lamelový pneumatický motor, přímo poháněný* [online]. 2014 [cit. 2015-05-20]. Dostupné z: <http://www.atlascopco.cz/czcs/>
- [23] MGA Research [online]. 2015 [cit. 2015-05-20]. Dostupné z: <http://mgaresearch.com/>
- [24] MGA RESEARCH. *Facilities & Equipment Catalog*. Michigan, 2014. Dostupné také z: <http://mgaresearch.com/>
- [25] TASS INTERNATIONAL. *Crash Testing* [online]. 2015 [cit. 2015-05-20]. Dostupné z: <https://www.tassinternational.com/crash-testing>
- [26] FEDERAL HIGHWAY RESEARCH INSTITUTE (BAST). *Vehicle Engineering Test Facility: Crash test facility*. Bergisch Gladbach, 2014. Dostupné také z: <http://www.bast.de/>
- [27] Vehicle Research Center. *Insurance Institute for Highway Safety* [online]. ©1996-2015 [cit. 2015-05-27]. Dostupné z: <http://www.iihs.org/iihs/about-us/vrc>
- [28] HALLIDAY, David, Robert RESNICK a Jearl WALKER. *Fyzika: Vysokoškolská učebnice obecné fyziky*. 1. vyd. Brno: VUTUM, 2000, 1198 s. ISBN 80-214-1869-9.



- [29] VLK, František. *Dynamika motorových vozidel: jízdní odpory, hnací charakteristika, brzdění, odpružení, řiditelnost, ovladatelnost, stabilita*. 1. vyd. Brno: VLK, 2000, 434 s. : il. ISBN 80-238-5273-6.
- [30] PRACHAŘ, Roman. *Jízdní odpory vozidel*. Brno: Vysoké učení technické v Brně. Ústav soudního inženýrství, 2010. Diplomová práce.
- [31] METALLAN: *Vázací a zvedací prostředky* [online]. 2015 [cit. 2015-05-20]. Dostupné z: <http://www.metallan.cz/>
- [32] GS Series Technical Catalog. *SAI SPA Hydraulic motors* [online]. 2015 [cit. 2015-05-20]. Dostupné z: <http://www.saispa.com/>
- [33] PARKER HANNIFIN. *Accumulators, Accessories and Spares Catalogue*. Spojené království Velké Británie a Severního Irska, 2015. Dostupné také z: <http://www.parker.cz/>
- [34] PAVELEK, Milan. *Termomechanika*. Vyd. 3., přeprac. / v Akademickém nakladatelství CERM 1. vyd. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2003, 284 s. : il. ISBN 8021424095.
- [35] PARKER HANNIFIN. *Axial Piston Pump: PV016 - PV360*. Spojené království Velké Británie a Severního Irska, 2011. Dostupné také z: <http://www.parker.cz/>

**SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK**

Symbol	Rozměr	Veličina
a	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-2}]$	zrychlení při rozjezdu
c_x	$[-]$	součinitel vzdušného odporu
F	$[\text{N}]$	tažná síla
F_1	$[\text{N}]$	tažná síla pro rovnoměrně zrychlený pohyb
F_2	$[\text{N}]$	tažná síla pro rovnoměrný pohyb
F_A	$[\text{N}]$	tažná síla pro vozidlo A
F_B	$[\text{N}]$	tažná síla pro vozidlo B
f	$[\text{Hz}]$	frekvence
f_k	$[-]$	součinitel valivého odporu
g	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-2}]$	tíhové zrychlení Země
m	$[\text{kg}]$	hmotnost vozidla
M_k	$[\text{N} \cdot \text{m}]$	kroutící moment
M_{Kmax}	$[\text{N} \cdot \text{m}]$	maximální kroutící moment motoru
n	$[\text{s}^{-1}]$	úhlová rychlost bubnu
N	$[\text{N}]$	kolmá tlaková síla
n'	$[-]$	polytropický exponent
O_f	$[\text{N}]$	valivý odpor
O_v	$[\text{N}]$	odpor vzduchu
p	$[\text{Pa}]$	tlak
p_1	$[\text{Pa}]$	maximální tlak
p_2	$[\text{Pa}]$	minimální tlak potřebný pro pohon motoru
p_s	$[-]$	počet pólpárů statoru
R	$[\text{m}]$	poloměr navíjecího bubnu
s	$[\text{m}]$	dráha
s_1	$[\text{m}]$	dráha rovnoměrně zrychleného pohybu
s_2	$[\text{m}]$	dráha rovnoměrného pohybu
S_x	$[\text{m}^2]$	čelní plocha vozidla
t	$[\text{s}]$	celková doba zkoušky
t_1	$[\text{s}]$	doba rovnoměrně zrychleného pohybu
t_2	$[\text{s}]$	doba rovnoměrného pohybu



Symbol	Rozměr	Veličina
v	$[m \cdot s^{-1}]$	rychlost
V	$[m^3]$	objem hydraulické kapaliny
V_0	$[m^3]$	geometrický objem motoru
V_1	$[m^3]$	objem stlačeného dusíku
V_2	$[m^3]$	objem dusíku po expanzi
v_k	$[m \cdot s^{-1}]$	koncová rychlost
v_p	$[m \cdot s^{-1}]$	počáteční rychlost
v_r	$[m \cdot s^{-1}]$	rychlost obtékání vzduchu
α	$[rad \cdot s^{-1}]$	úhlové zrychlení navíjecího bubnu
π	$[-]$	Ludolfovo číslo
ρ	$[kg \cdot m^{-3}]$	měrná hustota vzduchu
φ	$[rad]$	celkové pootočení hřídele motoru
φ_1	$[rad]$	pootočení hřídele motoru pro rovnoměrně zrychlený pohyb
φ_2	$[rad]$	pootočení hřídele motoru pro rovnoměrný pohyb
ω	$[rad \cdot s^{-1}]$	úhlová rychlost bubnu

Zkratka	Význam
ABS	Antiblock Braking System
ACC	Adaptive Cruise Control
BESIP	Bezpečnost silničního provozu
EBA	Emergency Brake Assist
ESP	Electronic Stability Program
IIHS	Insurance Institute for Highway Safety
MADYMO	Mathematical Dynamic Models
NCAP	New Car Assessment Program
NHTSA	National Highway Traffic Safety Administration
TCS	Traction Control System
UNECE	United Nations Economic Commission for Europe
VRC	Vehicle Research Center