

**UNIVERZITA PARDUBICE**  
**DOPRAVNÍ FAKULTA JANA PERNERA**  
**KATEDRA DOPRAVNÍCH PROSTŘEDKŮ A DIAGNOSTIKY**

**POSOUZENÍ JÍZDNÍCH VLASTNOSTÍ  
CISTERNOVÉHO NÁVĚSU NA PŘEPRAVU  
ASFALTU A DALŠÍCH HORKÝCH  
MATERIÁLŮ**

**Bc. Tomáš Voňka**

**Diplomová práce**  
**2009**

Univerzita Pardubice  
Dopravní fakulta Jana Pernera  
Katedra dopravních prostředků a diagnostiky  
Akademický rok: 2008/2009

## **ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE**

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Tomáš VOŇKA**  
Studijní program: **N3708 Dopravní inženýrství a spoje**  
Studijní obor: **Dopravní prostředky-Silniční vozidla**

Název tématu: **Posouzení jízdních vlastností cisternového návěsu na přepravu asfaltu a dalších horkých materiálů**

### **Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :**

1. Úvod 2. Současný stav, legislativa 3. Řešení příčné stability v zatáčce 4. Vliv pohybu nákladu na stabilitu 5. Vyhodnocení 6. Závěr

Rozsah grafických prací:

Rozsah pracovní zprávy:

Forma zpracování diplomové práce: **tištěná**

Seznam odborné literatury:

- [1] Ing. Vlk F., DrSc., Dynamika motorových vozidel. Brno: Nakladatelství a vydavatelství VLK, 2000., 434 s. ISBN 80-238-5273-6 [2] Kratochvíl C., Slavík J., Mechanika těles - dynamika. Brno: akademické nakladatelství Cerm, s.r.o. ISBN 80-214-2260-2 [3] Předpis EHK 111.00 [4] Winkler Ch. B., Blower D. F., Ervin R. D., Chalasani R. M. - Rollover of Heavy Commercial Vehicles. Nakl. SAE ISBN 0-7680-0626-0 [5] Prof. Ing. Vala M. CSc., doc. Ing. Tesař M. CSc. - Teorie a konstrukce silničních vozidel I. Pardubice 2003 ISBN 80-7194-503-X

Vedoucí diplomové práce:

**doc. Ing. Miroslav Tesař, CSc.**

Katedra dopravních prostředků a diagnostiky

Datum zadání diplomové práce:

**20. února 2009**

Termín odevzdání diplomové práce:

**25. května 2009**



prof. Ing. Bohumil Culek, CSc.

děkan

L.S.



doc. Ing. Miroslav Tesař, CSc.

vedoucí katedry

dne

Prohlašuji:

Tuto práci jsem vypracoval samostatně. Veškeré literární prameny a informace, které jsem v práci využil, jsou uvedeny v seznamu použité literatury.

Byl jsem seznámen s tím, že se na moji práci vztahují práva a povinnosti vyplývající ze zákona č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména se skutečností, že Univerzita Pardubice má právo na uzavření licenční smlouvy o užití této práce jako školního díla podle § 60 odst. 1 autorského zákona, a s tím, že pokud dojde k užití této práce mnou nebo bude poskytnuta licence o užití jinému subjektu, je Univerzita Pardubice oprávněna ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které na vytvoření díla vynaložila, a to podle okolností až do jejich skutečné výše.

Souhlasím s prezenčním zpřístupněním své práce v Univerzitní knihovně Univerzity Pardubice.

V Pardubicích dne 15. 5. 2009

Tomáš Voňka

Za pomoc při zpracování této diplomové práce a za odborné vedení děkuji doc. Ing. Miroslavu Tesařovi, CSc. Děkuji také prof. Ing. Josefu Koreisovi, CSc. za poskytnutí cenných informací a materiálů z oblasti hydromechaniky.

Mé poděkování patří i obchodní společnosti Kobit s.r.o., jež mi umožnila získat výchozí podklady a informace k početnímu řešení. Jmenovitě bych rád poděkoval jejím zaměstnancům: obchodnímu manažerovi pro transportní techniku Ing. Pavlu Sytnému a konstruktérovi Ing. Martinu Kinčlovi.

Také děkuji všem ostatním, kteří mi poskytli cenné informace, potřebné k vypracování této práce.

V neposlední řadě chci touto cestou poděkovat celé své rodině a přátelům za podporu, bez které by jen těžko tato práce vznikla.

## **ANOTACE**

Práce se zaměřuje na rozbor vlivů působících na cisternové vozidlo během jízdy směrovým obloukem. Podstatná část je věnována početnímu řešení konkrétního cisternového návěsu na přepravu asfaltu a dalších horkých materiálů. Zbytek práce teoreticky popisuje problematiku, která je spojená se ztrátou příčné stability a překlápěním cisternových vozidel. Tato práce tak představuje základní ucelený přehled k této problematice.

## **KLÍČOVÁ SLOVA**

cisterny; návěsy; překlopení; stabilita; těžiště

## **TITLE**

Driving quality assessment of the tank trailer for transportation of asphalt and other hot materials

## **ANNOTATION**

The work focuses on the analysis of the influences acting in the tank vehicle while driving through the curve. A substantial part is devoted to a particular mathematic solution of tank semi-trailer to transport the asphalt and other hot materials. The rest work in theory, describes the problem that is associated with loss of lateral stability and rollover tanks. This work represents a comprehensive overview of the basic on this issue.

## **KEYWORDS**

tanks; semi-trailers; rollover; stability; centre of gravity

# Obsah

1. ÚVOD .....	9
1.1 Definice a názvosloví.....	10
1.2 Popis daného vozidla .....	13
2. SOUČASNÝ STAV A LEGISLATIVA .....	20
2.1 Současný stav problematiky překlápění cisternových vozidel .....	20
2.2 Legislativa z hlediska stability cisternových vozidel.....	22
2.2.1 Dohoda ADR.....	22
2.2.1.1 Výpočet těžiště návěsu.....	23
2.2.2 Předpis EHK č. 111 .....	29
2.2.2.1 Zkouška na sklopné plošině .....	30
2.2.2.2 Výpočetní metoda .....	32
3. ŘEŠENÍ PŘÍČNÉ STABILITY V ZATÁČCE .....	36
3.1 Pojem stabilita.....	36
3.2 Vliv prostředí na překlopení vozidla.....	39
3.2.1 Směrové oblouky .....	40
3.2.2 Okružní křižovatky .....	42
3.3 Průjezd vozidla zatáčkou .....	45
3.3.1 Klopení vozidla v zatáčce.....	46
3.3.2 Pohyb kapalného nákladu.....	55
4. VLIV POHYBU NÁKLADU NA STABILITU .....	60
4.1 Dynamická stabilita .....	60
4.1.1 Teorie matematického kyvadla .....	62
4.1.2 Rozložení hmotnosti .....	64
4.1.3 Opatření k snížení rizika překlopení cisternového vozidla .....	68
4.1.4 Jízdní zkoušky stability.....	72
4.2 Vliv druhu nákladu na stabilitu.....	77
4.3 Početní řešení stability cisternového vozidla při průjezdu zatáčkou .....	81
5. VYHODNOCENÍ.....	87
5.1 Zjednodušující předpoklady.....	87
5.2 Vyhodnocení výsledků.....	88
6. ZÁVĚR .....	91

Seznam použitých zkratk a symbolů.....	92
Seznam tabulek .....	98
Seznam obrázků.....	99
Seznam příloh .....	100
Seznam použitých informačních zdrojů.....	101



## 1. ÚVOD

Při dnešní stále se zvyšující hustotě přepravy nebezpečných látek pomocí cisternových vozidel, roste i riziko jejich nehod. Dopravní nehody takovýchto vozidel mívají obvykle tragické následky. Nejenom na zdraví, majetku, ale v případě úniku nebezpečné látky do okolí i na životním prostředí. Nejvíce riziková je jízda s částečně naplněnou cisternou. V případě rychlých manévru se uvnitř kapalina přelévá a snižuje se tak stabilita vozidla. V krajním případě může dojít i k překlopení cisternového vozidla. Je proto velkou snahou porozumět procesům, které při tom probíhají. Na základě získaných informací se provádějí opatření, která by předcházela nehodám cisternových vozidel.

Proto jsem si z důvodu aktuálnosti a zajímavosti této problematiky zvolil jako téma diplomové práce posouzení jízdních vlastností cisternového návěsu. Za cíl práce jsem si stanovil vytvoření komplexního přehledu, týkajícího se problematiky ztráty příčné stability cisternových vozidel. Zároveň bych rád aplikoval získané teoretické znalosti na řešení stability konkrétního vozidla. K tomuto úkolu jsem si vybral cisternový návěs na přepravu asfaltu a dalších horkých materiálů, vyráběný obchodní společností Kobit s.r.o. Díky laskavému přístupu jejich zaměstnanců jsem získal výchozí podklady pro výpočty a informace o tom, jak se řeší konstrukční návrh cisternového vozidla v praxi.

## 1.1 Definice a názvosloví

Úkolem této práce je posouzení jízdních vlastností cisternového návěsu. Při řešení tohoto úkolu bude nutné pracovat s přesně definovanými pojmy dle platné legislativy. Z tohoto důvodu následuje přehled a význam některých základních pojmů z oblasti přípojných vozidel, které budou v této práci použity:

- **ADR** – je *Evropská dohoda o mezinárodní silniční přepravě nebezpečných věcí*. Byla sjednána v Ženevě dne 30.9.1957. V platnost vstoupila roku 1968. Pro Československou socialistickou republiku vstoupila v platnost Dohoda i její přílohy dnem 17.8.1986. Dohoda byla vyhlášena pod č. 64/ 1987 Sb. Dohoda obsahuje *přílohu A* (Všeobecná ustanovení a ustanovení týkající se nebezpečných látek a předmětů) a *přílohu B* (Ustanovení o dopravních prostředcích a o přepravě). Obě přílohy jsou od vstupu v platnost ADR pravidelně pozměňovány a novelizovány. Zatím poslední revidovaná verze vstoupila v platnost dne 1.1.2009. Dne 24.3.2009 byla rozeslána částka 6 Sbírky mezinárodních smluv, která obsahuje sdělení Ministerstva zahraničních věcí **č. 13/ 2009 Sb.m.s** o vyhlášení přijetí změn a doplňků Přílohy A a Přílohy B Dohody ADR. Nebezpečné látky se dělí do devíti základních tříd. Vozidla přepravující nebezpečné věci musí být řádně označena (viz. příloha této práce č. 1).

- **cisterna** – cisternou se rozumí uzavřená nádrž na kapalinu nebo na sypké materiály. Může být stabilní či mobilní. Je-li mobilní nádrž umístěná na silničním vozidle, pak toto vozidlo označujeme jako *cisternový vůz*. Když je přepravní cisterna součástí přípojného vozidla, tak se jedná o *cisternový návěs* nebo *cisternový přívěs*.

### - **hmotnost vozidla**

Dnes již neplatná vyhláška č. 102/ 1995 Sb. o schvalování technické způsobilosti a technických podmínkách provozu silničních vozidel na pozemních komunikacích (zákon č. 38/ 1995 Sb.) definovala jednotlivé druhy hmotností takto:

→ **celková hmotnost vozidla** je součet pohotovostní a užitečné hmotnosti. U návěsových jízdních souprav se celkovou hmotností soupravy rozumí numerický součet hmotností připadající na jednotlivé nápravy vozidel této soupravy

→ **pohotovostní hmotností vozidla** se rozumí hmotnost kompletně vybaveného vozidla, tj. s předepsaným nářadím a předepsanou výbavou, s plnou zásobou provozních hmot; do pohotovostní hmotnosti se zahrnuje i hmotnost pomocných nebo pracovních zařízení k vozidlu trvale (pevně) připojených (např. navijáky, nakládací jeřáby apod.)

→ **užitečnou hmotností vozidla** se rozumí hmotnost nákladu, osob a pomocného nebo pracovního zařízení přechodně i nepevně připojeného (např. snímatelná sněhová radlice u upravených běžných silničních vozidel pro dopravu po pozemních komunikacích, demontovatelné nástavné díly výložníků a protizávaží těžkých kolových samojízdných jeřábů, rýpadel, automobilových jeřábů, automobilových rýpadel apod.)

→ **okamžitou hmotností vozidla** se rozumí hmotnost vozidla zjištěná v daném okamžiku při provozu.

Zrušenou vyhlášku č. 102/ 1995 Sb. nahradila vyhláška č. 341/ 2002 Sb. o schvalování technické způsobilosti a o technických podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích (zákon č. 56/ 2001 Sb.), která definuje hmotnosti takto:

→ **největší povolená hmotnost** - největší hmotnost, se kterou smí být vozidlo užíváno v provozu na pozemních komunikacích

→ **největší technicky přípustná hmotnost na nápravu** - hmotnost odpovídající největšímu technicky přípustnému statickému svislému zatížení, kterým působí náprava vozidla na povrch vozovky

→ **největší technicky přípustná hmotnost vozidla** - největší hmotnost vozidla daná jeho konstrukcí a hmotností nákladu podle údajů výrobce vozidla

→ **největší technicky přípustná hmotnost naložené jízdní soupravy** - maximální hodnota součtu hmotností naloženého motorového vozidla a naloženého taženého přípojného vozidla daná konstrukcí motorového vozidla nebo hodnota stanovená výrobcem

→ **okamžitá hmotnost vozidla nebo jízdní soupravy** - hmotnost zjištěná v určitém okamžiku při jejich provozu na pozemních komunikacích

→ **provozní hmotnost vozidla** - hmotnost nenaloženého vozidla s karoserií a se spojovacím zařízením (jen u tažných vozidel) v pohotovostním stavu nebo hmotnost podvozku s kabinou, pokud výrobce nemontuje karoserii nebo spojovací zařízení

→ **pohotovostní hmotnost** - vozidlo v pohotovostním stavu je vozidlo s náplní chladicí kapaliny, oleje, 90 % paliva, 100 % ostatních náplní, náradí, náhradního kola a řidiče (75 kg); u vozidel kategorie L se hmotnost řidiče nepřičítá.

Kromě toho také předpis EHK č. 111 rozlišuje maximální hmotnost:

→ **maximální hmotnost** – rozumí se jí technicky maximálně přípustná hmotnost stanovená výrobcem vozidla.

- **jízdní souprava** – je název pro spojení motorového vozidla (tažného vozidla) s jedním přípojným vozidlem nebo s více přípojnými vozidly (tahač návěsu + návěs)

- **kategorizace vozidel** – kategorizace vozidel vychází z doporučení EHK OSN, kde je popsána v příloze 7 Souhrnné rezoluce o konstrukci vozidel *R.E.3* dokumentu *TRANS/WP.29/78/Rev.1/Amend.2*. V souladu s tímto doporučením jsou vozidla dle vyhlášky *č. 102/1995 Sb.* § 2 Kategorie vozidel rozdělena do šesti základních kategorií (L, M, N, T, O, R). Toto dělení uvažuje i platná vyhláška *č. 341/2002 Sb.* Kategorie O označuje přípojná vozidla, která se dále dělí na:

- a) **O<sub>1</sub>** – s jednou nápravou, jejichž celková hmotnost nepřevyšuje 0,75 t
- b) **O<sub>2</sub>** – jejichž celková hmotnost nepřevyšuje 3,5 t, pokud nepatří do kategorie O<sub>1</sub>
- c) **O<sub>3</sub>** – jejichž celková hmotnost převyšuje 3,5 t, avšak nepřevyšuje 10 t
- d) **O<sub>4</sub>** – jejichž celková hmotnost převyšuje 10 t.

Kromě kategorizace dle vyhlášky č. 102/ 1995 Sb. existuje také dělení vozidel podle ČSN 73 6056, kde se v příloze 1 k článku 7 vozidla dělí do tří skupin a dále do sedmi podskupin (O<sub>1</sub>, O<sub>2</sub>, N<sub>1</sub>, N<sub>2</sub>, A, T, S). Návěsy jsou uvedeny v podskupině N<sub>2</sub>.

- **návěs** - je přípojné nemotorové vozidlo, u kterého je velká část celkové hmotnosti přenášena na tahač návěsů. Z vyhlášky č. 102/ 1995 Sb. také vyplývá, že návěsem se rozumí tažené vozidlo, jehož náprava nebo nápravy jsou umístěny za těžištěm vozidla. Návěs je vybaven spojovacím zařízením, které umožňuje přenášet vodorovné a svislé síly na tažené vozidlo.
  
- **přípojné vozidlo** – přípojnými vozidly souhrnně označujeme přívěsy a návěsy. Přípojná vozidla jsou dle vyhlášky zařazena do kategorie O. Používají se pro přepravu věcí, případně osob. Nemají vlastní zdroj pohonu a zpravidla nemají hnací nápravy. Jsou určena k tažení motorovým vozidlem nebo tahačem, případně traktorem.
  
- **tahač návěsu** - je motorové vozidlo kategorie N určené k tažení návěsu. Sedlový tahač návěsu je uzpůsoben k tažení tím, že má nad zadní nápravou (nápravami) točnici (sedlovou točnu), do které se připojuje návěsový (královský) čep návěsu.

## 1.2 Popis daného vozidla

V této diplomové práci budou posouzeny jízdní vlastnosti cisternového návěsu na přepravu asfaltu a dalších horkých materiálů obchodní společnosti **Kobit s.r.o.** Společnost Kobit (**K**omunální **B**itumenová **T**echnika) se zabývá výrobou a prodejem strojů pro výstavbu, údržbu a opravy asfaltových silnic a také transportní techniky pro přepravu asfaltu, topných olejů a pohonných hmot. Veškerý vývoj, výroba, montáž i servis se provádí v jičínském závodě, díky kterému dnes může společnost Kobit s.r.o. nabídnout přes 150 typů strojů, zařízení a cisternových návěsů.

## Rozměry

K posouzení jízdních vlastností byl vybrán cisternový návěs s označením CN 33N. Toto označení vyjadřuje, že se jedná o cisternový návěs s geometrickým objemem cisterny 33 000 l. Dnes se ovšem návěsy s tímto označením vyrábějí s geometrickým objemem 30 000 l. Válcová cisterna má jednu společnou komoru s třemi dynamickými přepážkami, které zde zabraňují nežádoucímu volnému přelévání kapaliny při akceleraci či deceleraci. Celková délka návěsu (kompletně ustrojeného, čili včetně nárazníku, zásuvky, atd.) je 11000 mm. Samostatná válcová cisterna měří na délku 9827 mm včetně dvou čel (vnitřní rozměr). Její vnitřní průměr je 2000 mm. Nádrž je vyrobena z 4 mm plechu z materiálu AlSi 316 nebo AlSi 304. Izolace nádrže má tloušťku 100 mm.



Obr. 1: Jízdní souprava s cisternovým návěsem CN 33N [28]

## Hmotnosti

CN 33N má celkovou hmotnost 35 000 kg. Spadá tedy dle vyhlášky č. 102/ 1995 Sb. do kategorie vozidel O<sub>4</sub>: přípojná vozidla jejichž celková hmotnost převyšuje 10 t (viz. kap. 1.1 Definice a názvosloví). Celková hmotnost 35 t je dána legislativou. Ale celková technická hmotnost návěsu je 39 t. Vyhláška č. 341/ 2002 Sb. (ze zákona č. 56/ 2001 Sb.) § 15 stanovuje největší povolené hmotnosti na nápravy. Ty nesmějí překročit u trojnápravy přípojných vozidel součet zatížení tří náprav trojnápravy při jejich dílčím rozvoru jednotlivých náprav nad 1,3 m do 1,4 m (včetně) (rozvor náprav u CN 33N je 1,31 m) 24 tun.

Počítá se tedy maximální dovolené zatížení na jednu nápravu 8 t. Nápravy BPW řešeného návěsu jsou konstrukčně vyrobeny na maximální zatížení na jednu nápravu 9 t.

### **Přepřavovaný materiál**

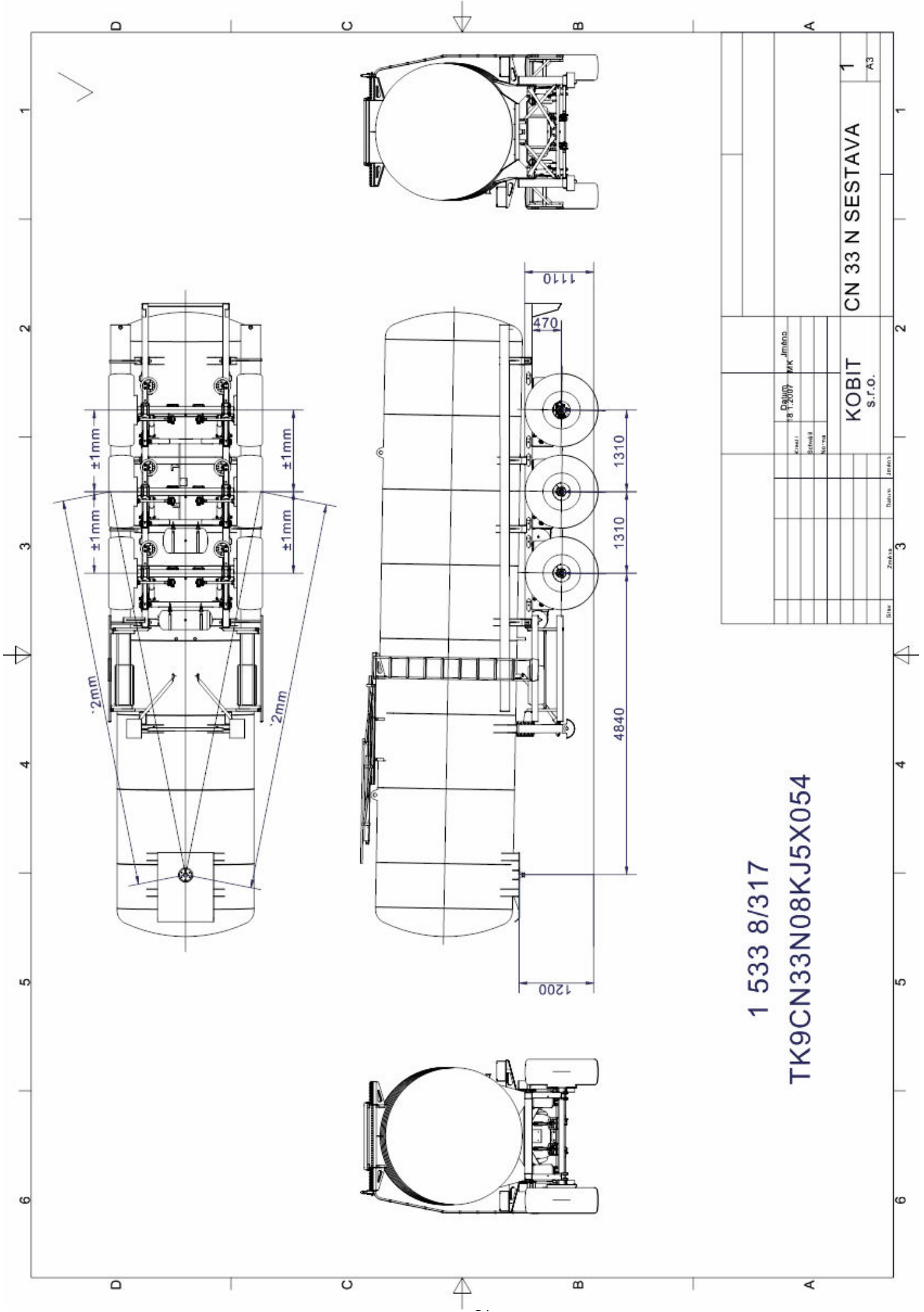
Cisternový návěs CN 33N je určen pro přepravu nebezpečných věcí dle Dohody *ADR třídy 3 (hořlavé kapalné látky) a 9 (jiné nebezpečné látky a předměty)* – viz. příloha č. 1. Především se jeho pomocí přepravuje asfalt, topné oleje a další horké látky, které se nacházejí v soupisech Dohody ADR. Pro přepravu těchto materiálů je návěs uzpůsoben tak, aby přeprava byla maximálně bezpečná a aby přepravovaná látka neztratila během přepravy své specifické vlastnosti, především svojí teplotu. K tomu slouží 100 mm tlustá izolace nádrže a také soustava trubek na horkou páru. Tím se udrží teplota přepravovaného media na 250 °C. Tepelné ztráty jsou minimální. Nádrž se plní horem samospádem kapaliny. Vypouštění probíhá zadní výpustí. K efektivnímu vypouštění slouží naklonění cisterny směrem vzad o úhel 0,6° – 1,05°. K urychlení vypouštění slouží tlak od kompresoru tahače. Aby nezatuhl patní ventil, tak je vyhříván pomocí odporového drátku. Kód Dohody ADR *L1,5BN* značí, že nejnižší výpočtový tlak v nádrži je 1,5 baru (viz. příloha č. 3). Součástí cisternového návěsu je také duální hladinoměr a bezpečnostní překlopný ventil. Množství přepravovaného media se odvíjí od maximálního povoleného zatížení na nápravu. Kapaliny s vyšší hustotou (asfalty) se bude moci přepravovat méně než lehčího media (emulze). Nikdy by ale neměla být cisterna naplněná na maximum geometrického objemu. V praxi se nechává 3 – 5 % volného prostoru na páry.

### **Podvozek**

Nádrž cisternového návěsu CN 33N je upevněna pomocí sedmi konzol k rámu, jež je součástí podvozku německé firmy *BPW*. Firma *Bergische Patentachsenfabrik* v městečku *Wiehl* (*BPW*) byla založena už v roce 1898. Dnes nese mateřská firma název *BPW Bergische Achsen KG Wiehl*. Jako její dceřiná společnost vznikla firma *BPW spol. s.r.o.* v *Brandýse nad Labem* na výrobu náprav pro přípojná vozidla. *Kobit s.r.o.* přijímá od této firmy již kompletní celek podvozku, který se skládá z náprav, rámu, vzduchojemů, atd. Návěs CN 33N má tři *pevné nápravy* s jednoduchou montáží pneumatik. Rozvor těchto náprav je 1310 mm. Rozchod kol činí 2063 mm. Nápravy *BPW* jsou uchyceny pomocí třmenu k podélným ramenům. Přední část ramena je otočně upevněna pomocí čepu k rámu návěsu. Na druhém konci ramene je přichycena *vaková pružina pneumtického pérování*. Systém podvozku čítá i tlumiče pérování. Návěsy jsou opatřeny tzv. bezúdržbovým

vzduchovým pérováním *Airlight II*, které se vyrábějí firmou BPW od roku 2001. Brzdy jsou *kotoučové*. Brzdový systém dodává firma Wabco, která je předním výrobcem brzdových a elektronických řídicích systémů pro užitková i osobní vozidla. Pro návěs CN 33N dodává kompletní vzduchotlakovou brzdovou soustavu s *elektronickým brzdovým systémem EBS*. Systém EBS umožňuje komfortní bezpečné brzdění. Další elektronický systém, který Wabco dodává, je *elektronicky řízený systém vzduchového pérování ELM* (Electronic Leveling Module). Mimo to disponuje CN 33N *systémem příčné stability RSS* (Roll Stability Support). Ten slouží pro bezpečnou jízdu cisternového návěsu, který je naložen nestabilním nákladem. Jedná se např. o jízdu zatáčkou, kdy se mění těžiště celé jízdní soupravy a v krajním případě může dojít k jejímu překlopení. Systém funguje tak, že čidla, která jsou osázena na podvozku, hlídají příčný náklon vozidla. Bude-li dosaženo určité úrovně naklopení, pak řídicí jednotka vyhodnotí situaci a rozhodne o tom, které kolo bude s jakou intenzitou přibrzděno. Poté dojde k automatickému přibrzdění. Tento systém se snaží zamezit ztrátě stability, aby nedošlo při průjezdu zatáčkou či jakémkoli rychlém manévrování na vozovce k překlopení vozidla.

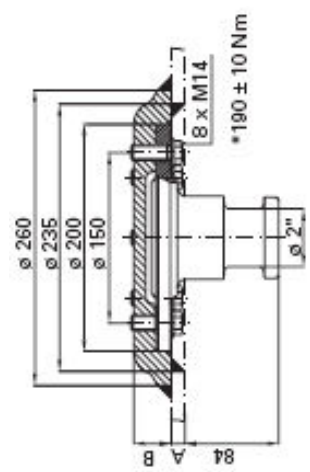
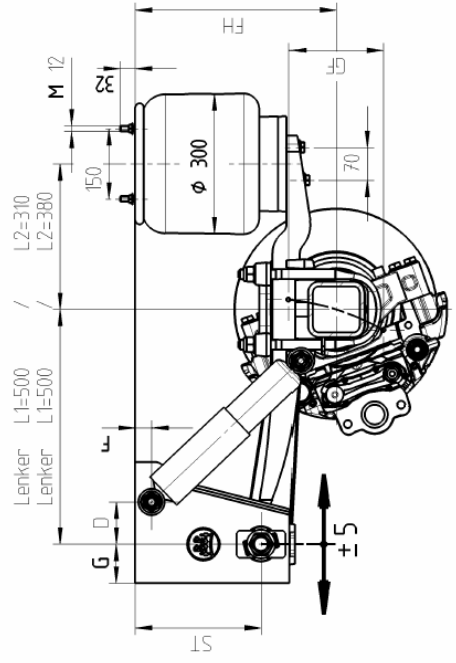
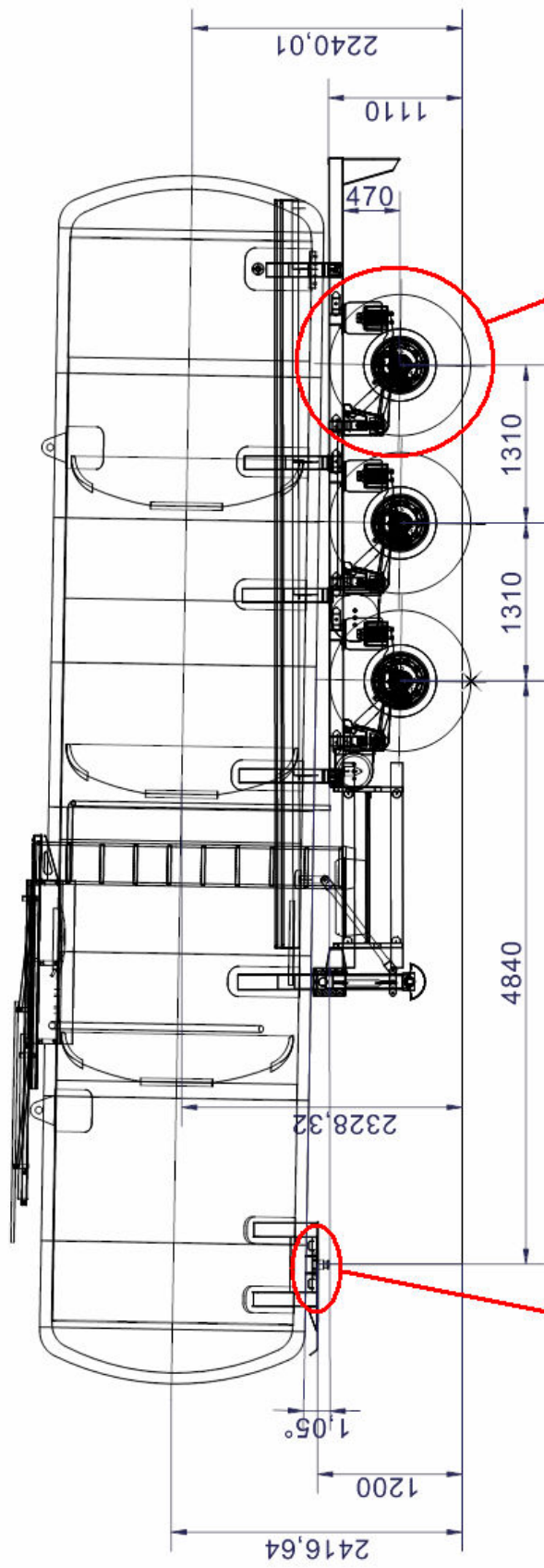




1 533 8/317

TK9CN33N08KJ5X054

KOBIT S.r.o.		CN 33 N SESTAVA 1	
Priloha	8 1 2007 MK	Imeno	A3
Kresel			
Strnals			
Na vsa			
Str	Znak	Dobota	Imefoto
3			



Základní technické údaje cisternového návěsu CN 33N			
		<i>technické</i>	<i>legislativní</i>
<b>Hmotnosti</b>	<i>celková hmotnost</i>	<b>39 t</b>	<b>35 t</b>
	<i>maximální zatížení na nápravu</i>	<b>9 t</b>	<b>8 t</b>
	<i>maximální zatížení na točnici</i>	<b>12 t</b>	<b>11 t</b>
	<i>pohotovostní hmotnost</i>	<b>9 t</b>	
<b>Rozměry</b>	<i>geometrický objem cisterny</i>	<b>30 000 l</b>	
	<i>délka × výška × šířka [m]</i>	<b>11 × 3,6 × 2,5</b>	
	<i>počet komor</i>	<b>1</b>	
	<i>počet dynamických přepážek</i>	<b>3</b>	
<b>Královský čep</b>	<i>označení královského čepu</i>	<b>JOST KZ 1008 pr. 2"</b>	
<b>Podvozek</b>	<i>nápravy</i>	<b>BPW trojnáprava ECO 9000 kg</b>	
	<i>brzdy</i>	<b>kotoučové, vzduchotlakové WABCO + EBS</b>	
	<i>pérování</i>	<b>vzduchové Airlight II + ELM</b>	
	<i>systém příčné stability</i>	<b>RSS</b>	
	<i>pneumatiky</i>	<b>385/ 65 R 22,5</b>	

Tab. 1: Základní technické údaje cisternového návěsu CN 33N

Str. 17: Obr. 2: Technický výkres cisternového návěsu CN 33N [51]

Str. 18: Obr. 3: Nákres cisternového návěsu CN 33N se zobrazenými detaily královského čepu a nápravy [51]

## 2. SOUČASNÝ STAV A LEGISLATIVA

Překlápění cisternových vozidel je velice aktuálním problémem. Aby se zamezilo nehodám cisteren, tak se využívá celá řada možností, jak tomuto negativnímu jevu zabránit.

### 2.1 Současný stav problematiky překlápění cisternových vozidel

S rozmáhajícím se objemem přepravy roste i pravděpodobnost nehody. Na vině dopravních nehod nákladních automobilů se částečně podílí překlopení vozidla. Dle statistik vyplývá, že například v letech 1992 – 1996 bylo 4,4 % nehod jízdních souprav způsobeno překlopením vozidla. Avšak zároveň statistiky ukazují, že 58 % smrtelných zranění řidičů kamionů bylo způsobeno právě převrácením. Proto je v současné době překlápění nákladních vozidel předmětem zájmu z hlediska bezpečnosti vozidel. Nehody z převrácení jsou velmi nebezpečné a způsobují velké újmy na zdraví, velké škody na majetku a na životním prostředí. To je nejvíce poškozeno při úniku nebezpečné látky z havarovaného cisternového vozidla. Z tohoto důvodu a také z hlediska stability jsou cisternová vozidla nejrizikovější skupinou vozidel ze všech nákladních automobilů. Proto se v současné době věnuje pozornost jak zamezení nehody (*aktivní bezpečnost*), tak tedy i zmírnění následků nehod cisternových vozidel (*pasivní bezpečnost*). Zamezení převrácení vozidla se snaží konstrukčně například tím, že se volí těžiště co nejnižší. I přesto mají nákladní vozidla relativně nízkou klopnou stabilitu. Současná legislativa se zabývá především statickou stabilitou cisternových vozidel nebo se snaží přiblížit dynamickému stavu kvazi-statickým dějem. Ale ve skutečnosti jsou nehody z převrácení do určité míry dynamickou událostí. Proto by bylo vhodné rozšířit předpisy o kriteria dynamické stability. Zde se ovšem naráží na problém, že dynamická stabilita je jen obtížně definovatelná. Ověřuje se jízdními zkouškami, kdy se v současné době nejvíce využívá metodika dle ISO 3888-1 Předjížděcí manévr. Při zkoušce se hodnotí jednak rychlost jízdy a pak celkové chování vozidla, zejména skutečnost, že cisternová souprava při daném manévru nesmí ztratit kontakt žádného kola s vozovkou. Za určitých zjednodušujících předpokladů se dynamická stabilita zkoumá i simulací pomocí moderní počítačové techniky (kap. 4.1.4).

Statickou stabilitu cisternových vozidel řeší Dohoda ADR, kde se definuje poloha těžiště vozidla. Předpis EHK č. 111 o stabilitě proti překlopení popisuje metodu, která spočívá ve fyzické (též početní) simulaci průběhu náklonu vozidla během jízdy v kvazi-statickém stavu.

Jak již bylo naznačeno výše, je snaha zabraňovat překlápění nákladních vozidel různými způsoby. Jedním z nich je i zavádění elektronických systémů. Například systém příčné stability RSS pracuje na principu přibrzdování kol. Co se týče pasivní bezpečnosti, tak je snahou co nejvíce zmírňovat následky nehod především bezpečnými kabinami tahačů, které v případě překlopení spolehlivě ochrání zdraví řidiče.

Cisternová vozidla často slouží k přepravě nebezpečných věcí. Musí být proto dostatečně zajištěna bezpečná přeprava, aby nedošlo k havárii. Havárie takovýchto vozidel jsou vždy velmi nebezpečné. V průměru se ročně stane v ČR asi *170 dopravních nehod* vozidel převážejících nebezpečné látky. Většina připadá na vozidla přepravující kapaliny. Například v roce 2007 došlo v ČR k dopravním nehodám vozidel, převážející nebezpečné věci, a to v počtu: 17 nehod vozidel přepravujících pevné nebezpečné látky, 24 nehod s plyným nákladem a 132 nehod při převozu kapalného nebezpečného nákladu. Proto je takováto přeprava dostatečně legislativně hlídána. Přepravu nebezpečných věcí kontroluje Dohoda o mezinárodní silniční přepravě nebezpečných věcí (ADR). Zásady stanovené v předpisech ADR jsou prvním krokem pro snížení možnosti kolizí dopravních prostředků přepravujících nebezpečné látky. Proces přepravy patří k nejčastějším, ale také k nejrizikovějším operacím, které jsou prováděny s nebezpečnými věcmi od ukončení procesu výroby až po jejich využití u konečného spotřebitele. Jsou proto Dohodou ADR přesně dány povinnosti všech účastníků přepravy z hlediska bezpečnosti (odesílatele, dopravce, příjemce, řidiče, nakládce, baliče, plniče, provozovatele cisterny, bezpečnostního poradce). Řidiči cisteren přepravujících nebezpečné věci musejí absolvovat dle ADR kapitoly 8.2 školení, kde jsou seznámeny s problematikou přepravy nebezpečných věcí. Jsou obeznámeni se základními požadavky, s informacemi, týkajícími se právní odpovědnosti, s označováním nebezpečných věcí, s chováním vozidla, s bezpečnou manipulací, až po informace, co dělat v případě nehody. Po proškolení řidiči absolvují zkoušku před komisařem Ministerstva dopravy ČR.. Na základě úspěšného absolvování testu je jim vystaven průkaz Ministerstva dopravy ČR, který má platnost po dobu pěti let. V posledním roku platnosti tohoto průkazu je možné absolvovat obnovovací kurz, který je zakončen zkouškou. Po úspěšném absolvování zkoušky se vystaví prodloužení platnosti průkazu o dalších pět let.

## 2.2 Legislativa z hlediska stability cisternových vozidel

Požadavky na statickou stabilitu cisternových vozidel jsou v současné době dány především *předpisem EHK č. 111*, jež vyšel v platnost dne 28.12.2000. Tento předpis je přílohou č. 110 Dohody EHK/ OSN. Dohoda (celý název: Dohoda o přijetí jednotlivých technických pravidel pro kolová vozidla, zařízení a části, které se mohou montovat a/ nebo užívat na kolových vozidlech a o podmínkách pro vzájemné uznávání homologací, udělených na základě těchto pravidel) byla sjednána v Ženevě dne 20.3.1958. Předpis EHK č. 111 platí pro stabilitu proti překlpení cisternových vozidel kategorií N<sub>2</sub>, N<sub>3</sub>, O<sub>3</sub>, a O<sub>4</sub> určených pro přepravu nebezpečného zboží, jak jsou definovaná v evropské Dohodě o mezinárodní přepravě nebezpečného zboží (ADR). Předpis stanovuje základní pravidla pro udělení homologace. Ta je udělena vozidlům dodaným k homologaci, která splní požadavky předpisu. Tím se rozumí úspěšnost vozidla při zkoušce na sklopné plošině nebo při alternativní výpočetní metodě.

Statická stabilita cisternových vozidel je uvedena také v již zmíněné evropské Dohodě o mezinárodní silniční přepravě nebezpečných věcí. Dohoda byla sjednána v Ženevě dne 30.9.1957. Je zde popsáno v jaké pozici má být výška těžiště cisternového vozidla z hlediska stability.

Co se týče dynamické stability cisternových vozidel, tak se uplatňují jízdní zkoušky. Ty jsou dány mezinárodními normami ISO (dnes především Předjížděcí manévr vycházející z ISO 3888-1). Více o dynamické stabilitě v kapitole (4.1).

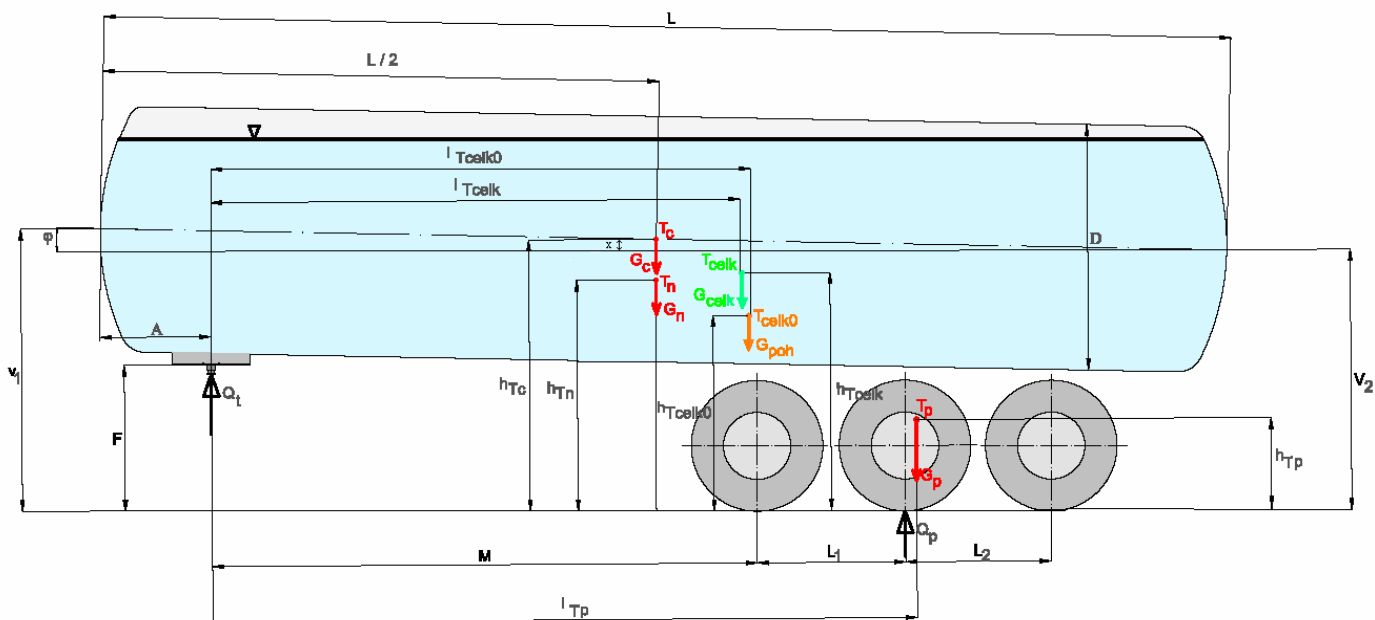
### 2.2.1 Dohoda ADR

Evropská dohoda o mezinárodní silniční přepravě nebezpečných věcí je členěna do devíti částí, které jsou obsaženy v Příloze A (části 1 až 7) a v Příloze B (části 8 až 9). *Stabilitou cisternových vozidel* se zabývá kapitola 9.7 Přílohy B, části 9 (Požadavky na konstrukci a schvalování vozidel). Zde je popsáno co musí splňovat cisternová vozidla z hlediska stability: „*Celková šířka plochy, kterou zaujímá podvozek cisternového vozidla na vozovce (vzdálenost mezi krajními body dotyku pravé pneumatiky a levé pneumatiky téže nápravy s vozovkou), musí být rovna nejméně 90 % výšky těžiště naloženého cisternového vozidla. U návěsové soupravy nesmí hmotnost na nápravy naloženého návěsu překročit 60 % největší povolené hmotnosti návěsové soupravy.*“<sup>[41]</sup> Následující podkapitola navíc uvádí:

„Kromě toho cisterny s nesnímatelnými cisternami o vnitřním objemu větším než  $3 \text{ m}^3$  určená pro přepravu nebezpečných věcí v kapalném nebo roztaveném stavu a zkoušená tlakem menším než 4 bary musí splňovat technické požadavky předpisu EHK č. 111 na boční stabilitu, se změnami a doplňky, v souladu s daty jejich vstupu v platnost v nich uvedenými. Tyto požadavky se vztahují na cisterny poprvé registrovaná od 1. července 2003.“<sup>[41]</sup>

### 2.2.1.1 Výpočet těžiště návěsu

Při řešení cisternového návěsu je třeba počítat s polohou těžiště *maximálně zatíženého návěsu*, aniž by bylo překročeno maximálně přípustné zatížení a maximálně přípustné zatížení náprav. Dohoda ADR vyžaduje, aby alespoň 90 % výšky těžiště plně zatíženého návěsu v klidové poloze byla rovna vzdálenosti mezi krajními body dotyku pravé a levé pneumatiky těžé nápravy s vozovkou. Sleduje se tím ověření *statické stability* návěsu, u které jsou rozhodující právě hodnoty vzdálenosti kol těžé nápravy od sebe a výšky těžiště. Pro další výpočty je ale třeba znát i těžiště prázdné cisterny. Z tohoto důvodu bude následovat výpočet těžiště jak plně zatíženého tak i prázdného návěsu.



Obr. 4: Podélný schématický náčrt cisternového návěsu CN 33N

V následujících výpočtech se bude pracovat převážně s pojmy tíhová síla a těžiště. Tíhová síla (tíha tělesa)  $G$ , jež působí v těžišti tělesa, je součinem hmotnosti tělesa  $m$  a tíhového zrychlení  $g$ . Dohodou bylo uznáno normální tíhové zrychlení o velikosti  $9,80665 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ , zaokrouhleně  $9,81$ . Pro zjednodušení budou výpočty řešeny s hodnotou tíhového zrychlení  $g = 10 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ . Co se týče těžiště jakožto působíště výslednice tíhových sil, tak jeho umístění bude totožné se středem hmotnosti.

#### A) Zadané hodnoty:

označení parametru	název parametru	hodnota	jednotky
<b>L</b>	vnitřní délka nádrže včetně čel	9,827	m
<b>D</b>	vnitřní průměr nádrže	2	m
<b>L<sub>1</sub> = L<sub>2</sub></b>	rozvor náprav	1,31	m
<b>F</b>	výška královského čepu od podložky	1,2	m
<b>A</b>	vzdálenost král. čepu od přední části nádrže	0,922	m
<b>M</b>	vzdálenost král. čepu od středu první nápravy návěsu	4,84	m
<b>h<sub>TP</sub></b>	výška těžiště podvozku od podložky	0,8	m
<b>V<sub>1</sub></b>	výška podélné osy symetrie nádrže od podložky v přední části návěsu	2,41664	m
<b>V<sub>2</sub></b>	výška podélné osy symetrie nádrže od podložky v zadní části návěsu	2,24009	m
<b>B</b>	rozchod kol	2,063	m
<b>m<sub>c</sub></b>	hmotnost cisterny (komplet ustrojená)	6000	kg
<b>m<sub>p</sub></b>	hmotnost podvozku (včetně rámu, atd.)	3000	kg
<b>m<sub>celk</sub></b>	celková hmotnost	35000	kg
<b>T<sub>S</sub></b>	vzdálenost mezi krajními body dotyku pravé pneumatiky a levé pneumatiky téže nápravy s vozovkou	2,4	m
<b>l<sub>TP</sub></b>	vzdálenost těžiště podvozku od král. čepu	6,159	m

Tab. 2: Vstupní údaje potřebné k výpočtu těžiště návěsu

#### B) Vyjádřené parametry:

$$L/2 = 9,827/2 = 4,9135 \text{ m}$$

$$m_{\text{poh}} - \text{pohotovostní hmotnost} = m_c + m_p = 6000 + 3000 = 9000 \text{ kg}$$

$$m_n \text{ [kg]} - \text{hmotnost náplně plné cisterny}$$

$$G_c - \text{tíhová síla cisterny} = m_c \cdot g = 6000 \cdot 10 = 60\,000 \text{ N}$$



$G_p$  – tíhová síla podvozku =  $m_p \cdot g = 3000 \cdot 10 = 30\,000\text{ N}$

$G_{celk}$  – celková tíhová síla =  $m_{celk} \cdot g = 35\,000 \cdot 10 = 350\,000\text{ N}$

$G_n$  [N] – tíhová síla náplně cisterny při plném naplnění

$\varphi$  [°] – úhel podélného naklonění cisterny

$h_{Tp}$  [m] – výška těžiště podvozku od podložky – tento údaj dodává výrobce náprav BPW

$h_{Tc}$  [m] – výška těžiště cisterny od podložky

$h_{Tn}$  [m] – výška těžiště náplně cisterny od podložky

$h_{Tcelk}$  [m] – výška celkového těžiště od podložky

$l_{Tp}$  [m] – vzdálenost těžiště podvozku od královského čepu - v praxi se nachází zhruba do 100 mm za středem prostřední nápravy trojnáprav návěsu

$l_{Tcelk}$  [m] – vzdálenost celkového těžiště od královského čepu

$Q_t$  [N] – zatížení na točnici tahače

$Q_p$  [N] – zatížení na trojnápravu návěsu

$x$  [m] – pomocný délkový parametr

$l_{Tcelk0}$  [m] – vzdálenost celkového těžiště prázdného návěsu od královského čepu

$h_{Tcelk0}$  [m] – výška celkového těžiště prázdného návěsu od podložky

### C) Vlastní výpočet:

#### 1) výpočet úhlu podélného naklonění cisterny $\varphi$

- úhel podélného naklonění se zjistí pomocí údajů  $V_1$  a  $V_2$ :

$$\sin \varphi = \frac{V_1 - V_2}{L} = \frac{2,41664 - 2,24009}{9,827} = 0,01796 \quad (2.1)$$

$$\varphi = 1,0294^\circ \doteq 1,03^\circ$$

#### 2) zjištění hmotnosti a tíhové síly náplně

$$\text{- celková hmotnost návěsu je } m_{celk} = m_c + m_p + m_n \quad (2.2)$$

$$\text{kde } m_c + m_p = m_{poh} = 6000 + 3000 = 9000\text{kg} \quad (2.3)$$

$$\text{z toho: } m_n = m_{celk} - m_{poh} = 35000 - 9000 = 26000\text{kg} \quad (2.4)$$

- z toho plyne, že cisternový návěs může převážet takové množství media, jehož hmotnost nepřesáhne 26 000 kg

$$- \text{tíhová síla náplně } G_n = m_n \cdot g = 26000 \cdot 10 = 260\,000 \text{ N} \quad (2.5)$$

### 3) zjištění výšky těžiště cisterny od podložky $h_{T_c}$

$$\sin \varphi = \frac{x}{L/2} \quad (2.6)$$

$$\text{z toho: } x = \sin \varphi \cdot L/2 = \sin 1,03^\circ \cdot 4,9135 = 0,08832 \text{ m}$$

pak :

$$h_{T_c} = V_2 + x = 2,24009 + 0,08832 = 2,3284 \text{ m} \quad (2.7)$$

$$h_{T_c} = 2,3284 \text{ m}$$

### 4) zjištění výšky těžiště náplně cisterny od podložky $h_{T_n}$

- zde budeme uvažovat zjednodušující předpoklad, že těžiště náplně  $T_n$  bude o 4 % níže než je těžiště cisterny  $T_c$

- tato úvaha vychází z faktu, že plná cisterna je ve skutečnosti naplněna médiem jen z 96 % geometrického objemu nádrže (kvůli přítomnosti par)

- pak:

$$h_{T_n} = \frac{h_{T_c} \cdot 96\%}{100\%} = 2,3284 \cdot 0,96 = 2,2352 \text{ m} \quad (2.8)$$

$$h_{T_n} = 2,2352 \text{ m}$$

### 5) určení výsledné polohy celkového těžiště $T_{celk}$

- polohu celkového těžiště  $T_{celk}$  označíme souřadnicemi ( $x_T = l_{T_{celk}}$ ;  $y_T = 0$ ;  $z_T = h_{T_{celk}}$ )

$$x_T = l_{T_{celk}} = \frac{\sum_i G_i \cdot x_i}{\sum_i G_i} = \frac{\sum_i G_i \cdot x_i}{G_{celk}} = \frac{G_c \cdot (L/2) + G_n \cdot (L/2) + G_p \cdot (A + l_{Tp})}{G_{celk}} - A = \quad (2.9)$$

$$= \frac{(60000 \cdot 4,9135) + (260000 \cdot 4,9135) + [30000 \cdot (0,922 + 6,159)]}{350000} - 0,922 =$$

$$= \frac{294810 + 1277510 + 212430}{350000} - 0,922 = \frac{1784750}{350000} - 0,922 = 4,17728 \text{ m}$$

$$l_{T_{celk}} = 4,17728 \text{ m}$$

$$z_T = h_{Tcelk} = \frac{\sum_i G_i \cdot z_i}{\sum_i G_i} = \frac{\sum_i G_i \cdot z_i}{G_{celk}} = \frac{G_c \cdot h_{Tc} + G_n \cdot h_{Tn} + G_p \cdot h_{Tp}}{G_{celk}} = \quad (2.10)$$

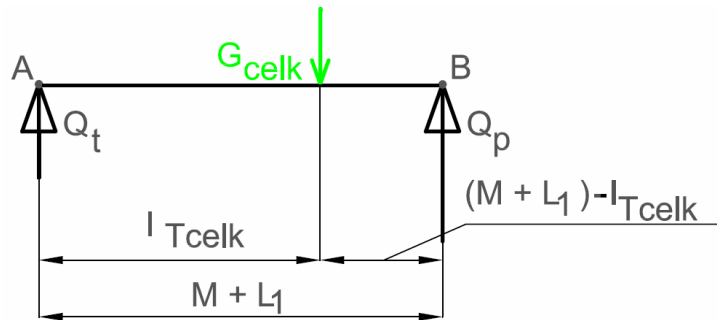
$$= \frac{(60000 \cdot 2,3284) + (260000 \cdot 2,2352) + (30000 \cdot 0,8)}{350000}$$

$$= \frac{139704 + 581152 + 24000}{350000} = \frac{744856}{350000} = 2,12816m$$

$$h_{Tcelk} = 2,12816 \text{ m}$$

6) výpočet zatížení na točnici tahače a na trojnápravu návěsu

- hodnoty  $Q_t$  a  $Q_p$  budou vycházet z představy rovnováhy sil na nosníku o dvou podporách



Obr. 5: Představa rovnováhy sil na nosníku o dvou podporách

$$\sum M_{iA} = 0; G_{celk} \cdot l_{Tcelk} - Q_p \cdot (M + L_1) = 0 \quad (2.11)$$

z toho:

$$Q_p = \frac{G_{celk} \cdot l_{Tcelk}}{M + L_1} = \frac{350000 \cdot 4,17728}{4,84 + 1,31} = \frac{1462048}{6,15} = 237731,38N \quad (2.12)$$

$$Q_p = 237\,731,38 \text{ N (což odpovídá zatížení hmotností 23,773 t)}$$

- z vyhlášky č. 341/ 2002 Sb. vyplývá, že celkové zatížení na trojnápravu přípojného vozidla nesmí překročit hodnotu 24 t:

$$Q_p = 23,773 \text{ t} < 24 \text{ t} \rightarrow \text{splněno}$$

- ze vztahu  $G_{celk} = Q_t + Q_p$  vyjádříme velikost hodnoty zatížení na točnici tahače  $Q_t$ :  $(2.13)$

$$Q_t = G_{celk} - Q_p = 350000 - 237731,38 = 112268,62 \text{ N}$$

$Q_t = 112\,268,62\text{ N}$  (což odpovídá zatížení hmotností 11,22 t)

- platnou legislativou je dáno, že maximální zatížení na nápravu tahače s dvojmontáží pneumatik je 11,5 t:

$Q_t = 11,22\text{ t} < 11,5\text{ t} \rightarrow$  **splněno**

- katalogová hodnota maximálního zatížení královského čepu Jost KZ 1008 je 162 kN:

$Q_t = 11,22\text{ t} < 16,2\text{ t} \rightarrow$  **splněno**

### 7) ověření platnosti podmínky statické stability návěsu

- dle ADR by mělo platit:

$$T_S \geq h_{T_{celk}} \cdot 0,9 \quad (2.14)$$

$$2,4 \geq 2,12816 \cdot 0,9$$

$$2,4\text{ m} \geq 1,9153\text{ m} \rightarrow$$
 **splněno**

### 8) určení výsledné polohy celkového těžiště prázdného návěsu

- polohu celkového těžiště nenaloženého návěsu označíme souřadnicemi ( $x_T = l_{T_{celk0}}$ ;  $y_T = 0$ ;  $z_T = h_{T_{celk0}}$ )

- polohu těžiště prázdného návěsu budeme řešit stejným způsobem jako u plného návěsu, jen s tím rozdílem, že se neuvažuje přítomnost náplně

$$\begin{aligned} x_T = l_{T_{celk0}} &= \frac{\sum_i G_i \cdot x_i}{\sum_i G_i} = \frac{\sum_i G_i \cdot x_i}{G_{poh}} = \frac{G_c \cdot (L/2) + G_p \cdot (A + l_{Tp})}{G_{poh}} - A = \\ &= \frac{(60000 \cdot 4,9135) + [30000 \cdot (0,922 + 6,159)]}{90000} - 0,922 = \\ &= \frac{294810 + 212430}{90000} - 0,922 = \frac{507240}{90000} - 0,922 = 4,714\text{ m} \end{aligned} \quad (2.15)$$

$$l_{T_{celk0}} = 4,714\text{ m}$$

$$z_T = h_{Tcelk0} = \frac{\sum_i G_i \cdot z_i}{\sum_i G_i} = \frac{\sum_i G_i \cdot z_i}{G_{poh}} = \frac{G_c \cdot h_{Tc} + G_p \cdot h_{Tp}}{G_{poh}} = \quad (2.16)$$

$$= \frac{(60000 \cdot 2,3284) + (30000 \cdot 0,8)}{90000} = \frac{163704}{90000} = 1,8189m$$

$$h_{Tcelk0} = 1,8189 \text{ m}$$

### 2.2.2 Předpis EHK č. 111

Předpis popisuje požadavky, které musí cisternové vozidlo splňovat, aby mu byla udělena *homologace*. O homologaci žádá výrobce vozidla nebo jím pověřený zástupce. K žádosti o homologaci musí dodat i podrobný popis vozidla. Homologace je pak udělena těm vozidlům, která splní dané požadavky při zkoušce na sklopné plošině, která napodobuje nekmitající ustálené klopení, nebo při výpočetní metodě, jež početně simuluje klopení na plošině. Po úspěšném výsledku při jedné z těchto metod je vozidlo opatřeno homologační značkou. Ta se skládá z kružnice, ve které je vepsané písmeno "E", následované rozlišovacím číslem státu, který udělil homologaci. Vpravo od kružnicové značky se nachází číslo předpisu, podle kterého bylo vozidlo homologováno, pak následuje písmeno R, pomlčka a homologační číslo.



Obr. 6: Zkoušení jízdní soupravy na sklopné plošině dle předpisu EHK č. 111 [55]

### 2.2.2.1 Zkouška na sklopné plošině

Zkouškou na sklopné plošině se **simulací kvazi-statického děje** ověřuje stabilita vozidla proti překlopení. Kvazi-statickým dějem je myšlena ustálená jízda vozidla po dráze s konstantním poloměrem konstantní rychlosti jízdy. Pak lze jízdu (dynamický stav) přirovnat statickému ději = *kvazi-statický děj*. Zkouška spočívá ve velmi pozvolném *zvyšování úhlu sklopné plošiny* do požadované maximální hodnoty nebo do meze překlopení. Touto mezí se myslí okamžik, kdy všechna kola na jedné straně vozidla ztratí styk s povrchem sklopné plošiny. Při sklápění vozidla se vychyluje tíhová síla vozidla vždy tak, aby působila kolmo k vodorovné zemi. Tím lze tuto tíhovou sílu rozložit na sinovou a kosinovou složku. Sinová složka tíhové síly simuluje odstředivou sílu, která by působila v těžišti vozidla při ustálené jízdě. K překlopení dojde, když nositelka tíhové síly vozidla bude pomyslně protínat podložku pod koly vozidla v místě za prahem překlopení. Tento práh (označovaný jako **statický práh překlopení**) si lze představit v místě styku pneumatiky s podložkou tak, jak je znázorněno na obr. č. 7. Vozidlo se pomalu sklápí rychlostí  $0,25 \text{ }^\circ/\text{s}$  nebo menší. Sklápí se postupně třikrát vpravo a třikrát vlevo od podélné osy symetrie vozidla. Z důvodu vlivu vnitřních odporů v systému zavěšení kol vozidla a spojovacích částí se vozidlo mezi zkouškami přemístí ze sklopné plošiny a projede se, aby se minimalizoval a vyrovnal vliv vnitřních odporů a hystereze. Při zkoušce stability návěsu musí být použit tahač nebo jeho náhrada. Vozidlo je **staticky stabilní proti překlopení**, jestliže k překlopení vozidla nedojde, dosáhne-li sklopná plošina **úhlu  $23^\circ$**  při všech zkouškách v obou směrech klopení. Když vozidlo nevyhoví při jedné ze tří zkoušek v určitém směru, tak lze provést jeho přezkoušení.

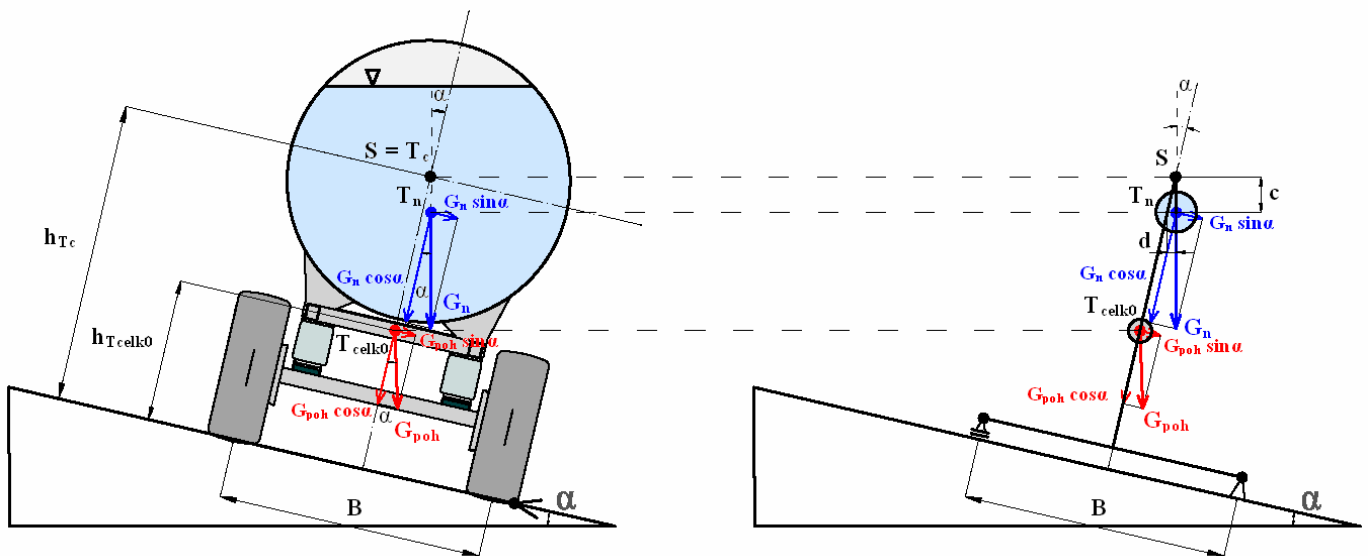
#### Podmínky, které musí být během zkoušky dodrženy:

1. Vozidlo musí být k plošině dostatečně fixováno, aby se zabránilo bočnímu sklouznutí, podélnému pohybu nebo úplnému překlopení
2. Provádí-li se zkouška na volném prostranství, tak musí být splněno, že rychlost příčného větru nesmí převyšovat  $3 \text{ m/s}$  a celková rychlost větru nesmí být vyšší jak  $5 \text{ m/s}$
3. Pneumatiky vozidla musí být nahuštěny na tlak předepsaný výrobcem vozidla
4. Během zkoušky musí být systém výškového nastavení mimo činnost
5. Vozidlo se zkouší s maximálním zatížením. Cisternové vozidlo je plně zatížené, aniž by bylo překročeno maximálně přípustné zatížení a maximálně přípustné zatížení náprav.
6. Je-li normální náklad cisternového vozidla klasifikován jako nebezpečný, pak je možno

ho nahradit vodou nebo jiným bezpečným nákladem. Jestliže tímto nákladem nemohou být splněny normální zkušební podmínky (plné zatížení, maximální zatížení), potom je přijatelný plnicí faktor mezi 100 a 70 %. Když při minimálním plnicím faktoru 70 % maximální hmotnost a/ nebo zatížení náprav převyšují maximálně přípustnou hmotnost a maximálně přípustné zatížení náprav, může být použito zkušební zatížení s nižší hustotou

7. Cisterny s oddělenými prostory musí být zatíženy rozdílně tak, aby výšky těžiště u každé nápravy nebo skupiny náprav byly co nejbližše skutečné výšce těžiště

### Rozbor sil působících na cisternu při sklápění



Obr. 7: Grafický rozbor sil působících na cisternu při sklápění

Kapalinu uvnitř cisterny si lze představit jako hmotu  $m_n$  s těžištěm náplně  $T_n$ , zavěšenou na závěse o délce  $c$  (viz. obr. 7 vpravo). Hmotu náplně zavěšená na rameni  $c$  se pohybuje okolo bodu  $S$  (geometrický střed válcové cisterny a též těžiště prázdné nádoby  $T_c$ ). Těžiště pohotovostní tíhy vozidla  $T_{celk0}$  bude ležet v podélné středové rovině vozidla (za předpokladu, že se vozidlo klopí jako tuhé těleso bez vlivu vypružení a pružnosti pneumatik). Poté lze sledovat vliv kapaliny v nádobě na příčnou stabilitu vozidla při sklápění. Velikost délky závěsu  $c$  se odvíjí od množství náplně. Kdyby byla cisterna naplněná na 100 % svého geometrického objemu, pak by těžiště náplně leželo ve středu cisterny  $S$ , tedy platilo by, že  $c = 0$  a  $S = T_c = T_n$ . Čím méně by bylo kapaliny, tím níže od středu  $S$  by leželo její těžiště, čili rameno  $c$  by se prodlužovalo. Na velikost parametru  $d$  má vliv úhel naklápění. Je zřejmé, že

při sklápění se těžiště náplně  $T_n$  vzdaluje od podélné středové osy vozidla, tedy velikost parametru  $d$  se zvětšuje a tím se snižuje odolnost proti překlopení. K překlopení dojde, když celková tíha naplněné cisterny  $G_{celk}$ , tedy výslednice tíhových sil  $|\vec{G}_n + \vec{G}_{poh}|$  bude směřovat do oblasti mimo prostoru mezi koly vozidla. Hraniční bod, který tuto oblast vytyčuje (*statický práh překlopení*) je na obrázku vlevo naznačen černým bodem ve styku pravého kola s plošinou. Vozidlo je stabilní proti překlopení, jestliže se nepřeklopí při *úhlu naklonění*  $\alpha = 23^\circ$ .

#### 2.2.2.2 Výpočetní metoda

Druhá metoda, která je uvedena v předpise EHK č. 111 je výpočetní metoda příčné stability. Vozidlo uvedené k homologaci je podrobno výpočtu příčné stability podle přesně daného postupu v *příloze 4 předpisu EHK č. 111*. Vzniknou-li při řešení této metody určité pochybnosti, tak je možno provést zkoušku na sklopné plošině. Výsledky výpočetní metody jsou vyhovující, jestliže k překlopení vozidla nedojde při dosažení **příčného zrychlení**  $q_C = 4 \text{ m/s}^2$ . Pak je vozidlo považováno za staticky stabilní proti překlopení.

Výpočetní metoda početně řeší stabilitu proti překlopení vozidla, jedoucího ustálenou jízdou v kruhu (kdy je uvažován konstantní poloměr, konstantní rychlost a i konstantní příčné zrychlení). Při řešení návěsu bude tahač simulován referenční naklápací tuhostí návěsového čepu, která nahrazuje zavěšení tažného vozidla, pneumatiky, podvozek a točnici v rovině vozovky.

Předpis definuje podmínky výpočetní metody:

- a) střed otáčení nápravy je v rovině vozovky
- b) předpokládá se tuhá konstrukce vozidla
- c) vozidlo je symetrické vzhledem k jeho ose symetrie
- d) výchylky pneumatik a zavěšení kol jsou lineární
- e) příčná výchylka zavěšení kol je nulová.

Kromě těchto podmínek je také dané to, že se neuvažují systémy výškového nastavení. Co se týče podmínek zatížení vozidla, tak zkouška se počítá při maximálním zatížení vozidla. Cisternové vozidlo je maximálně zatíženo, aniž by byla překročena maximálně přípustná hmotnost a maximálně přípustné zatížení kol.



Indexy používané při početním řešení: ▪  $i$  – index nápravy/ skupiny náprav

- $i = (I - n)$  – od přední nápravy/ skupiny náprav
- $i = T$  – všechny nápravy/ skupiny náprav
- $i = M$  – nejtužší náprava/ skupiny náprav
- $i = K$  – pro návěs

### **Vlastní postup výpočtu:**

#### **1) Výpočet kombinované naklápěcí tuhosti a pseudo úhlu klopení vozidla při zdvižení kola každé nápravy/ skupiny náprav:**

Nápravy s jednoduchou montáží pneumatik:

→ naklápěcí tuhost nápravy/ skupiny náprav  $C_{DRi}$  [kNm/ rad]:  $C_{DRi} = \frac{F_{RVi} \cdot T_{Ni}^2}{2}$  (2.17)

kde:  $F_{RVi}$  [kN/ m] je svislá tuhost pneumatiky pro každou nápravu/ skupinu náprav  
 $T_{Ni}$  [m] je nominální rozchod

→ ekvivalentní naklápěcí tuhost zavěšení kol v rovině vozovky  $C_{DGMi}$  [kN/ m]:

$$C_{DGMi} = C_{DGi} \cdot \left( \frac{H_N}{H_N - m} \right)^2 \quad (2.18)$$

kde:  $C_{DGi}$  [kNm/ rad] je naklápěcí tuhost zavěšení kol v ose otáčení nápravy

$H_N$  [m] je výška těžiště odpružené hmoty

$m$  [m] je nominální výška osy otáčení zavěšení kol

→ kombinovaná naklápěcí tuhost zavěšení kol v rovině vozovky (pro simulaci příčného

pohybu těžiště)  $C_{DRESi}$  [kNm/ rad]:  $C_{DRESi} = \frac{C_{DGMi} \cdot C_{DRi}}{C_{DGMi} + C_{DRi}}$  (2.19)

→ pseudo úhel klopení vozidla při zdvižení kola  $\Theta_i$  [rad]:  $\Theta_i = \frac{A_i \cdot T_{Ni}}{2 \cdot C_{DRESi}}$  (2.20)

kde:  $A_i$  [kN] je zatížení nápravy/ skupiny náprav

## 2) U návěsu výpočet vlivu návěsového čepu:

$$\rightarrow \text{rozchod } T_K [\text{m}]: T_K = \frac{\sum_{i=1}^n T_i}{n} \quad (2.21)$$

kde:  $T_i$  [m] je teoretický rozchod nápravy/ skupiny náprav s dvojmontáží pneumatik

$$\rightarrow \text{naklápěcí tuhost } C_{DRESK} = A_K \cdot 4 \quad (2.22)$$

## 3) Celkové hodnoty úplného vozidla:

$$\rightarrow \text{celková hmotnost vozidla } A_T [\text{kN}]: A_T = A_K \quad (2.23)$$

$$\rightarrow \text{celková neodpružená hmotnost } U_T [\text{kN}]: U_T = \sum_{i=1}^n U_i \quad (2.24)$$

$$\rightarrow \text{efektivní rozchod } T_T [\text{m}]: T_T = \frac{\sum_{i=1}^n (T_i \cdot A_i)}{A_T} + \frac{T_K \cdot A_K}{A_T} \quad (2.25)$$

$$\rightarrow \text{celková naklápěcí tuhost } C_{DREST} [\text{kNm/ rad}]: C_{DREST} = \sum_{i=1}^n C_{DRESi} + C_{DRESK} \quad (2.26)$$

## 4) Vybrání náprav/ skupiny náprav s nejnižší hodnotou $\Theta$ , u které nastane první zdvižení kola:

Po vybrání se pro přehlednost označí hodnoty  $A$ ,  $U$ ,  $T$ ,  $C_{DRES}$  indexem  $M$ .

## 5) Výpočet příčné stability:

$$\rightarrow \text{efektivní hmotnostní faktor nejtužší nápravy/ skupiny náprav } F_E [1]: F_E = \frac{C_{DRESM}}{C_{DREST}} \quad (2.27)$$

$\rightarrow$  příčné zrychlení při prvním zdvižení kola  $q_M$  {g}:

$$q_M = \frac{A_M \cdot T_M}{2 \cdot \left\{ (F_E \cdot A_T \cdot H_G) + \frac{[(A_T - U_T) \cdot F_E \cdot H_N]^2}{C_{DRESM} - (A_T \cdot F_E \cdot H_N)} \right\}} \quad (2.28)$$

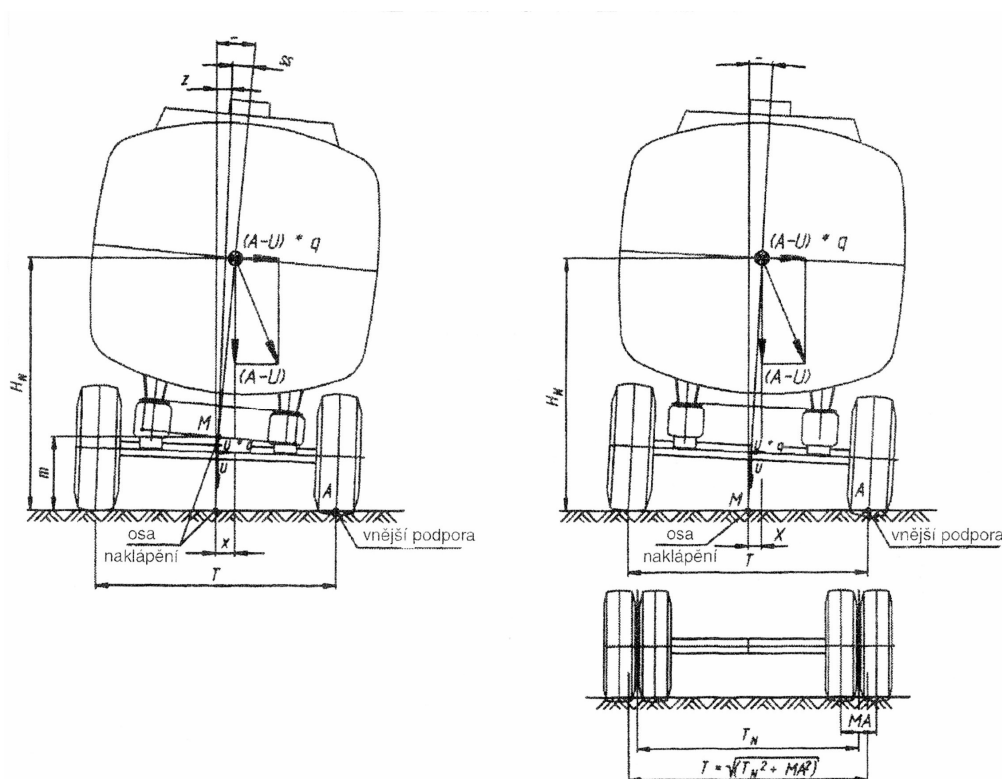
kde:  $H_G$  [m] je výška těžiště úplného vozidla

→ maximální teoretické příčné zrychlení při překlopení  $q_T$  {g}:

$$q_T = \frac{A_T \cdot T_T}{2 \cdot \left\{ (A_T \cdot H_G) + \frac{[(A_T - U_T) \cdot H_N]^2}{C_{DREST} - (A_T \cdot H_N)} \right\}} \quad (2.29)$$

→ lineární interpolace mezi příčným zrychlením při prvním zdvižení kola a maximálním teoretickým příčným zrychlením vytváří *korigované příčné zrychlení při překlopení*  $q_C$  {g}:

$$q_C = q_T - (q_T - q_M) \cdot \frac{A_M}{A_T} \quad (2.30)$$



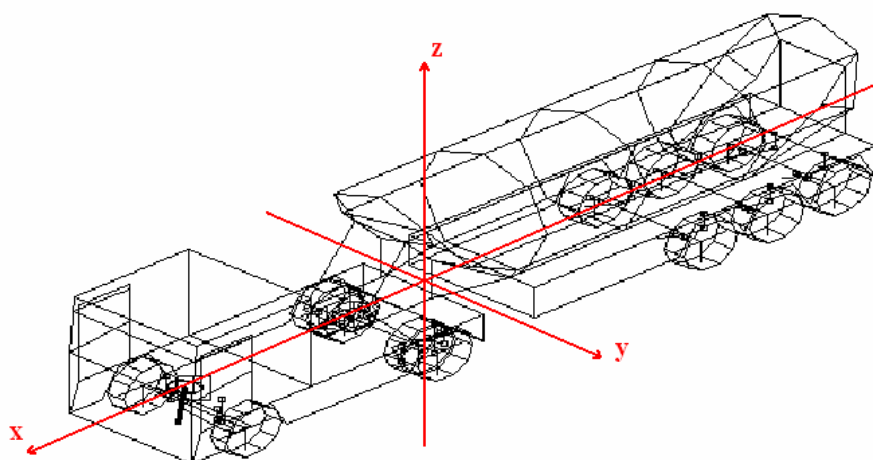
Obr. 8: Zakótované parametry potřebné k výpočetní metodě stability dle EHK č. 111 [56]

### 3. ŘEŠENÍ PŘÍČNÉ STABILITY V ZATÁČCE

Tato kapitola se bude především zabývat tím, co se děje s reálným cisternových vozidlem při průjezdu zatáčkou.

#### 3.1 Pojem stabilita

Obecně stabilitu lze definovat tak, že je to takový rovnovážný stav tělesa nebo soustavy, při němž po malé poruše rovnováhy vyvolané rušivým vlivem se těleso nebo soustava sama vrací do původního stavu. Původním rovnovážným stavem se u vozidel obvykle rozumí jízda na všech kolech ve směru vytyčeném řízením. Porušení stability vzniká, když alespoň jedno kolo ztratí styk s vozovkou (radiální reakce kola je rovna nulové hodnotě). Jelikož se může vozidlo z rovnovážného stavu natáčet nebo posouvat v kterémkoliv směru, tak lze stabilitu vozidla rozdělit do následujících skupin (při zavedené konvenci souřadnicového systému dle obr. 9).



Obr. 9: Souřadnicový systém jízdní soupravy jako tuhého celku; (upraveno z [36])

#### Druhy stabilit vozidel:

- A) Stabilita podélná** - se zabývá pohyby vozidla ve směru osy  $x$  a kolem osy  $y$ . Jde především o případy smyku nebo převrácení vozidla. Staticky je podélná stabilita daná největším úhlem, o který je možno naklonit plně zatížené vozidlo s rovnoměrně rozloženým nákladem, aniž by došlo k jeho převrácení nebo usmýknutí v podélném směru. K porušení stability může dojít sklouznutím vozidla, prokluzem kol při

akceleraci vozidla, zastavením vozidla z důvodu prokluzu kol, ztrátou říditelnosti nebo převrácením vozidla.

**B) Stabilita příčná** – se zabývá pohyby vozidla ve směru příčné osy  $y$  a kolem podélné osy  $x$ . Vozidlo pak může v zatáčce nebo na příčném svahu usmýknout nebo se převrátit. Staticky je příčná stabilita dána maximálním úhlem, o který je možno naklopit plně zatížené vozidlo s rovnoměrně rozloženým nákladem, aniž by došlo k jeho převrácení nebo k bočnímu usmýknutí.

**C) Stabilita směrová** - se zabývá pohyby vozidla okolo svislé osy  $z$  a ve směru příčné osy  $y$ . Zpravidla se jedná o přímou jízdu, kdy je vozidlo vychylováno z rovnovážného stavu impulzem řízení nebo rušivými vlivy. Rušivé vlivy, jež na vozidlo působí, mohou být vyvolány prostředím, v kterém se vozidlo pohybuje (proudění vzduchu – *aerodynamická stabilita*; sklon vozovky; nerovnosti povrchu). Při působení těchto vlivů pak vznikají setrvačné a odstředivé síly, které způsobují vybočování a stáčení vozidla.

Protože vozidlo může být hodnoceno z hlediska stability i ve stavu, kdy není v pohybu, tak lze stabilitu dělit také na:

**1. statická stabilita** – Při jejím vyšetřování není vozidlo v pohybu, zůstává nehybně na podložce. Jedná se o stav, kdy je vozidlo umístěno na bočním svahu. Zde se pak řeší stabilita proti překlopení či sklouznutí ze svahu. Nebezpečí převrácení hrozí především u cisternových vozidel, kdy se zvyšuje riziko překlopení přítomností tíhy kapaliny uvnitř cisterny. Proto Dohoda ADR předepisuje polohu těžiště plně zatíženého cisternového vozidla (viz. kap. 2.2.1). Rozhodující z hlediska statické stability jsou hodnoty výšky těžiště a vzdálenost kol téže nápravy od sebe. Matematicky to lze vyjádřit tzv. *faktorem statické*

*stability*:  $\frac{B}{2 \cdot h_T}$ .

**2. dynamická stabilita** – Řeší stabilitu vozidla za jízdy, kdy se vozidlo pohybuje. Za pohybu vozidla pak může vzniknout ztráta stability vlivem mnoha možných příčin (viz. výše: Druhy stabilit vozidel). U cisternových vozidel je především aktuální dynamická stabilita vozidla, kdy hrozí převrácení cisterny vlivem pohybu přepravované kapaliny. Zde mimo jiné hodně záleží na množství kapaliny. Nejhorší je asi objemové množství 30 – 40 % u cisterny s kruhovým průřezem nádrže. Takovéto množství kapaliny má totiž jak dostatečnou

hmotnost, tak i velkou možnost pohybu v cisterně. Dynamická stabilita se hodnotí jízdními zkouškami (viz. kap. 4.1.4).

Při hodnocení stability cisternových vozidel není vypovídající analýza statické stability. V praxi je největší riziko převrácení při pohybu vozidla (*dynamický stav*) působením dynamického účinku kapaliny. Snahou by bylo popsat tento dynamický stav matematicky. Zde se ale naráží na problém, že se takřka nedá přesně definovat minimální hranice, při které se cisternové vozidlo dynamicky překloupí. Z tohoto důvodu se zavádí zjednodušující stav, kdy se vozidlo pohybuje tzv. **kvazi-staticky**. Vychází se z představy, že se vozidlo pohybuje *ustálenou jízdou po dráze s konstantním poloměrem (kruh) konstantní rychlostí jízdy*. Pak nedochází ke změně polohy těžiště kapaliny uvnitř cisterny. Za těchto předpokladů se dynamický stav (jíзда vozidla) zjednoduší a lze pak provádět početní analýzy stability vozidla za pohybu. Z kvazi-statického stavu vychází i předpis EHK č. 111, kde se kontroluje simulací ustálené jízdy v kruhu stabilita proti překloupění naklápěním vozidla.

Už již bylo naznačeno, že je snahou stanovit minimální hranici, při které dojde k překloupění vozidla. Jedná se o tzv. práh překloupění.

→ **Statický práh překloupění (SPP)** – je to maximální hodnota příčného zrychlení, při které nedojde k překloupění vozidla, jestliže se pohybuje s konstantní rychlostí (ustálená jízda)

→ **Dynamický práh překloupění (DPP)** – je nejmenší absolutní hodnota příčného zrychlení ze všech manévrů, které mohou způsobit převrácení vozidla.

SPP je jednoznačně definovatelná hranice, při jejíž dosažení se vozidlo překloupí. Kdežto DPP si lze představit jako celé rozmezí hodnot (pásmo), při kterém dojde k dynamickému překloupění vozidla. Někdy je min. hranice tohoto pásma označovaná jako DPP. Za pásmem dynamické stability se nachází SPP, kde už s určitostí po jeho překročení nastane překloupění vozidla. Proto k dynamickému překloupění může dojít, aniž by bylo dosaženo SPP.

Tato diplomová práce se z předchozího uvedeného přehledu v této kapitole zabývá pouze řešením statické stability nebo kvazi-statickým stavem. Dynamická stabilita je pouze naznačena v kapitole 4.1. Dále se zabývá jen příčnou stabilitou v zatáčce, kdy hrozí riziko převrácení nebo ztráty stability.

### 3.2 Vliv prostředí na překlopení vozidla

Riziko porušení stability nebo překlopení cisternového vozidla vzniká při průjezdu prostředím, které vyvolá prvotní předpoklad pro *vychýlení z rovnovážného stavu*. Tím předpokladem může být například najetí na nerovnost. Jelikož se práce zabývá stabilitou cisternového návěsu určeného pro přepravu po pozemních komunikacích, tak nebudu dále uvažovat překlopení způsobené mimo vozovku. Zbývá tedy nebezpečí, které cisternám hrozí na vozovkách. *Převrácení* lze rozdělit na závislé a nezávislé. Nezávislé převrácení je takové, kdy vozidlo před převrácením nenarazilo do žádného předmětu. Naopak závislá převrácení vznikají po nárazu na chodník nebo na jiný mechanismus, který vede ke vzniku příčných sil na pneumatikách, které jsou daleko větší než síly vzniklé na rovném povrchu. Při vzniku klopení působí na vozidlo *vnější* (boční vítr) a *vnitřní vlivy* (pohyb kapaliny v cisterně), které mohou působit současně. Může se jednat i o odstředivou sílu, která působí na vozidlo při průjezdu např. směrovým obloukem. K vzniku překlopení vozidla musí trvat působení vlivů dostatečnou dobu, aby mohla být vykonána práce, která „převalí“ těžiště vozidla z rovnovážné polohy do nestabilní oblasti.

Při ustálené jízdě kruhovou dráhou (kvazi-statický děj) je z hlediska zachování stability nebezpečný okamžik přechodu jízdy vozidla z přímého směru do směru po kružnici zatáčky s konstantním poloměrem. V přímé jízdě je hodnota odstředivé síly rovna nule. V přechodovém bodě (začátek směrového oblouku) vznikne skokem nenulová odstředivá síla, která uvede kapalinu do pohybu a už zůstane konstantní po celou dobu následujícího přechodového děje. Těžiště kapaliny se bude pohybovat po kružnici s proměnným úhlem  $\beta$  měřeným od svislé osy z procházející středem cisterny. Dynamický průběh úhlu  $\beta$  je kmitavý a první největší amplituda nesmí překročit kritickou hodnotu. Aby se vozidlo nepřeklopilo, tak musí výslednice odstředivé a tíhové síly protnout rovinu vozovky v prostoru mezi koly.

V praxi ale vzniká riziko dynamického překlopení, kdy může nastat mnoho situací a impulzů, které vyvolají nerovnovážený stav. Jenom co se týče nezávislého převrácení, tak k němu může dojít např. i jízdou po rovné vozovce. Jde především o tzv. vyhýbací manévry, který je nebezpečný zvláště u cisteren. Dochází tu k vcelku rychlému přelévání kapaliny z jedné strany na druhou, kdy za jistých podmínek (rychlost jízdy, množství kapaliny, atd.) může efekt „šplýchnutí“ převrátit vozidlo. Jako další možný příklad lze uvést rychlou jízdu směrovým obloukem (a například následný výjezd z něho). Také k překlápění dochází při průjezdech křižovatek či okružních křižovatek. To všechno jsou situace, v kterých vznikají

dopravní nehody cisternových vozidel. Kromě vlastní geometrie (přímý směr, směrový oblouk) projížděné vozovky mohou k překlopení přispět další vlivy, jako např. povětrnostní vlivy – sníh, vítr; dále strhnutí volantu, opačný sklon směrového oblouku, technický stav vozidla a další. Pro názornost uvádím přehled dvou prostředí, v kterých dochází k nehodám cisteren: směrové oblouky („zatačky“) a okružní křižovatky („kruháče“).

### 3.2.1 Směrové oblouky

Jízda cisternového vozidla směrovým obloukem může být z hlediska stability nebezpečná. Může tu dojít k převrácení nebo usmýknutí vozidla. Zatačky se projektují tak, aby jejich průjezd byl maximálně bezpečný. Ale praxe ukazuje, že i zde dochází často k nehodám. Důvodem je v drtivé většině případů *nedodržení návrhové rychlosti jízdy*. Početně méně zastoupené příčiny dopravních nehod jsou například špatný technický stav nebo nevhodně vyprojektovaná zatačka (opačný příčný sklon). Legislativně řeší směrové oblouky především norma **ČSN 73 6101 Projektování silnic a dálnic**, kde jsou popsány jak poloměry tak i sklony zataček z hlediska bezpečnosti vozidla. Ve směrovém oblouku se navrhuje dostředný příčný sklon, který je udáván v procentech. Minimální poloměr zatačky vychází z momentové rovnováhy sil (bezpečnost proti překlopení) nebo z rovnováhy příčných sil (bezpečnost proti usmýknutí), jež na vozidlo působí. Z výsledného vztahu pak lze vyčíst, že hledaný minimální poloměr závisí na návrhové rychlosti a na příčném sklonu vozovky. Z hlediska bezpečnosti je žádoucí, aby nastal dříve smyk než převrácení vozidla. Z toho vychází i norma ČSN 73 6101, která stanovila minimální hodnoty poloměrů směrových oblouků z rovnováhy příčných sil. Ty vycházejí z výsledného vztahu:

$$R_{\min} = \frac{K \cdot v_n^2}{p}, \text{ kde } K \text{ je konstanta, která se v současné době používá s hodnotou } 0,3.$$

Návrhová rychlost v  $km \cdot h^{-1}$  se značí  $v_n$  a  $p$  značí příčný sklon v oblouku v jednotkách %.

Pak tedy:  $R_{\min} = 0,3 \cdot \frac{v_n^2}{p}$ . Dle tohoto vztahu uvádí norma ČSN 73 6101 tabulku nejmenších

dovolených poloměrů směrových kružnicových oblouků (viz. tab. 3 ).



Návrhová rychlost v km/h	Poloměr kružnicového oblouku v m											bez dostřed. sklonu
	při dostředném sklonu vozovky v %											
	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	6,5	7	
120	2200	1750	1450	1250	1100	975	875	800	725	-	-	3500 (3800)
100	1500	1200	1000	875	750	675	600	550	500	-	-	3500*) 2500 (2700)
80	1000	775	650	550	500	450	400	350	325	-	-	3500*) 1500 (1700)
70	750	600	500	425	375	330	300	270	250	-	-	1500
60	550	450	375	325	270	240	220	200	180	170	-	1500
50	375	300	250	220	190	170	150	140	125	120	110	1500

\*) Platí jen na dálnicích a rychlostních silnicích  
 ( ) Platí pro základní sklon 2,5 %  
 Hodnoty pro větve křižovatek jsou uvedeny v ČSN 73 6102.

Hodnoty vpravo od červené čáry nutno přezkoušet z hlediska rozhledu pro zastavení

Hodnoty vpravo od černé a dále červené čáry je nutno přezkoušet z hlediska výsledných sklonů

Tab. 3: Poloměry kružnicových oblouků v závislosti na návrhové rychlosti [39]

#### Části směrového oblouku:

Směrový oblouk se skládá ze dvou základních geometrických tvarů, a to z *kružnice* a z *přechodnice*:

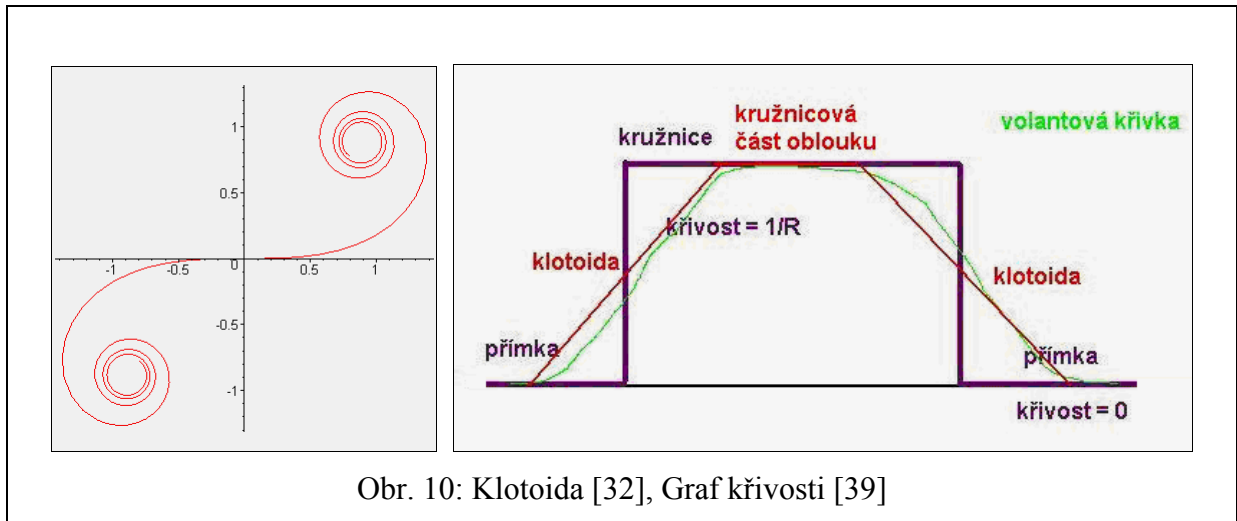
##### ➤ Kružnicový oblouk

Zatáčky mohou být tvořeny pouze kružnicovým obloukem, který ale musí splňovat podmínku, že  $R_{min} \geq 0,375 \cdot v_n^2$ , nejméně však 800 m. Častěji se ale používají kružnicové oblouky ve spojení s přechodnicí.

##### ➤ Přechodnice

Pro poloměry menší jak 800 m a zároveň menší jak  $0,375 \cdot v_n^2$  se navrhuje ke kružnicovému oblouku přechodnice. Protože u větších poloměrů nelze přímo vjet z přímé jízdy do kružnicového oblouku, tak se používají přechodnice, čili takové křivky, jejichž křivost se mění úměrně k délce. Křivost je inverzní hodnota k poloměru. V optimálním případě je křivost přechodnice na konci a na začátku shodná s křivostí směrového prvku, na který

navazuje. Při projektování silnic se jako přechodnice nejvíce využívá *klotoida*. Klotoida je nekonečně dlouhá křivka, která plynule mění svoji křivost a to lineárně. Její základní rovnice je ve tvaru:  $A^2 = l \cdot R$ , kde  $A$  značí parametr klotoidy,  $l$  je délka přechodnice a  $R$  je poloměr. Kromě klotoidy se jako přechodnice mohou využívat i jiné křivky (např. lemniskáta).



Obr. 10: Klotoida [32], Graf křivosti [39]

### 3.2.2 Okružní křižovatky

Počet okružních křižovatek v ČR stále rychle roste. Pro své výhody byly oblíbeny už v devadesátých letech 20. století, odkdy se u nás jejich výstavba začala masově rozmáhat. Za jejich nespornou výhodou je pokládáno *zvýšení bezpečnosti silničního provozu*. To je dáno především tím, že je *jednoznačně vymezená přednost v jízdě* na okružním jízdním pásu před vozidly na vjezdu. Z hlediska příčné stability vozidel (nákladních, cisternových) jsou dnes okružní křižovatky projektovány tak, aby jejich průjezd těmito vozidly byl maximálně bezpečný. Nicméně v malém množství občas dochází k dopravním nehodám i zde. Většinou je to způsobeno chybou lidského faktoru. K překlopení cisterny na okružní křižovatce může dojít například *nepřizpůsobením rychlosti jízdy*. Své pak vykoná dynamický účinek přepravované kapaliny.



Obr. 11: Dopravní nehoda cisternového návěsu přepravujícího motorovou naftu na okružní křižovatce u Poděbrad ze dne 23.6.2002 [30]

Okružní křižovatky legislativně řeší **ČSN 73 6102** *Projektování křižovatek na pozemních komunikacích*, kde **TP č. 135** *Projektování okružních křižovatek na silnicích a místních komunikacích* definuje pojmy a parametry okružních křižovatek. Ty se projektují podle potřebných dopravních ploch, které vyžaduje vozidlo při průjezdu směrovým obloukem. Jedná se o tzv. **vlečné křivky**, které upravují technické podmínky **TP č. 171** *Vlečné křivky pro ověřování průjezdnosti směrových prvků pozemních komunikací*. Hodnoty vlečných křivek vycházejí ze zkušenosti německých norem. Minimální rozměry okružních křižovatek tedy vycházejí z vlečných křivek směrodatných vozidel. To jsou největší vozidla, na jejichž jízdní parametry a rozměry se navrhuje geometrický tvar dané okružní křižovatky.

#### Definice okružní křižovatky:

*Jedná se o druh úrovněvé křižovatky, která má okružní jízdní pás ve tvaru mezikruží, nebo ve tvaru jemu blízkém, na niž je silniční provoz veden jednosměrným objezdem kolem středového ostrova proti směru hodinových ručiček od vjezdu ke zvolenému výjezdu.*

Pozn.: Pojem kruhový objezd není názvem pro okružní křižovatku, jak je někdy chybně interpretováno. Kruhový objezd je název pro svislou dopravní značku.

#### Druhy okružních křižovatek:

- a) **miniokružní křižovatky** – jejich vnější průměr je  $D \leq 23$  m, vždy se zpevněným středovým ostrovem. Stejně jako u okružní křižovatky se jezdí po okružním jízdním pásu, ale ojediněle mohou větší vozidla (nákladní, sanitní, hasičské vozy) projet jako

průsečnou křižovatkou, tj. přes zpevněný středový ostrov. Miniokružní křižovatka se umísťuje zejména na komunikacích malého dopravného významu uvnitř měst a obcí. Navrhovaná rychlost je 30 km/h.

- b) okružní křižovatky** – jejich vnější průměr je  $D > 23$  m. Křižovatka umožňuje plynulý průjezd směrodatnému vozidlu celou křižovatkou po zpevněné vozovce s možností ojedinělého pojezdu prstence. Prstenec je součástí středového ostrova. Projíždění prstencem je záměrně pro řidiče nepříjemné z toho důvodu, aby řidiči osobních vozidel přednostně projížděli po okružním jízdním pásu. Částečné projíždění prstencem využívají nákladní a rozměrná vozidla. Navrhovaná rychlost u okružních křižovatek s vnějším průměrem  $D > 23$  m a  $< 50$  m je 30 km/h a u okružních křižovatek s vnějším průměrem  $D > 50$  m je to 50 km/h.



Obr. 12: Miniokružní křižovatka v Pardubicích (vlevo) [42], okružní křižovatka v Jičíně (vpravo) [33]

#### Části okružní křižovatky:

➤ Středový ostrov

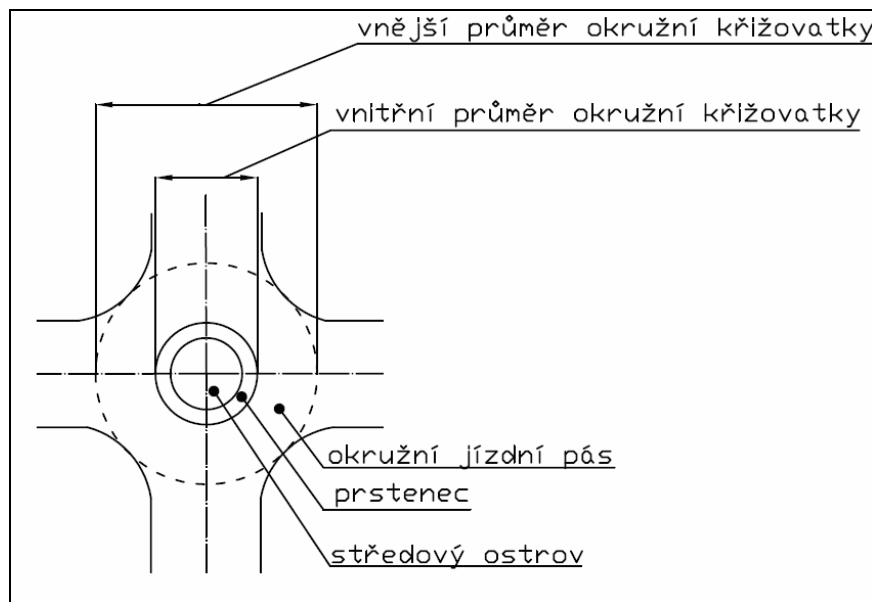
Je zpravidla kruhového průřezu, zvýšený *nezpevněný*. Nezpevněný středový ostrov se nedá projíždět a využívá se často jako architektonický prvek. U miniokružních křižovatek se využívá *zpevněného* středového ostrova. Zpevněná část středového ostrova má povrch s odlišnou strukturou a odlišným příčným sklonem. Takovýto středový ostrov lze ojediněle projíždět rozměrnými vozidly.

➤ Prstenec

Je to zpevněná část vnějšího okraje středového ostrova u okružní křižovatky s vnějším průměrem  $D < 50$  m. Prstenec je navrhován tak, aby mohl být *ojediněle pojížděn* zejména rozměrnými vozidly. Pojíždění přes jeho pravidelně nerovný povrch je nepříjemné a vyvolává vibrace vozidla.

➤ Okružní jízdni pás

Je jízdni pás (vozovka) okolo středového ostrova. Může být tvořen jako jednopruhový až po vícepruhový. Maximální příčný sklon je 3,5 % směrem k vnějšímu okraji (kvůli odvodnění) a 6 % směrem ke středu křižovatky (kvůli vlivu odstředivé síly působící na vozidlo). Podélný sklon okružního jízdniho pásu nesmí překročit 5 %.



Obr. 13: Schématický nákres okružní křižovatky

### 3.3 Průjezd vozidla zatáčkou

Tato kapitola se zabývá ději, které probíhají při průjezdu cisternového vozidla směrovým obloukem. První podkapitola 3.3.1 Klopení vozidla v zatáčce bude kvůli zjednodušení uvažovat *prázdnou cisternu*. Jejím předmět bude analýza jízdy vozidla s podvěsy (*reálné vozidlo*), nikoli tedy vozidla jako tuhého celku a přítomnost kapaliny by jen zbytečně komplikovala výpočty. Analýza pohybu kapalného nákladu je naznačena v další podkapitole 3.3.2 a vliv kapalného nákladu na stabilitu je počítán v kapitole 4.3.

### 3.3.1 Klopení vozidla v zatáčce

Při průjezdu vozidla zatáčkou dochází vlivem působení *odstředivé síly* k vzniku *klopného momentu*, jež naklápí vozidlo. *Reálné vozidlo je vybaveno podvěsy*, jejichž součástí jsou pneumatiky a odpružení vozidla, které jakožto pružné prvky zvyšují naklopení nastavby. Klopný pohyb umožněný vlastnostmi pneumatik a odpružením vozidla snižují úroveň stability. Mimo to mohou působit další mechanismy (vůle v upevnění, atd.), které sice sami o sobě nemají přílišný vliv, ale všechny vzájemně působící mechanismy dohromady mohou velice *snižovat klopnou stabilitu vozidla*, a to až na 60 % stability tuhého vozidla.

V důsledku náklonu nastavby vozidla se příčně posune těžiště odpérovanych hmot a tím se zmenší stabilizační moment, který se snaží zachovat vozidlo v rovnovážném stavu. Protože hmota odpérovanych částí tvoří podstatnou část celkové hmoty vozidla, je tímto naklopením odpérovanych hmot výrazně ovlivněna i stabilita celého vozidla proti příčnému převrácení.

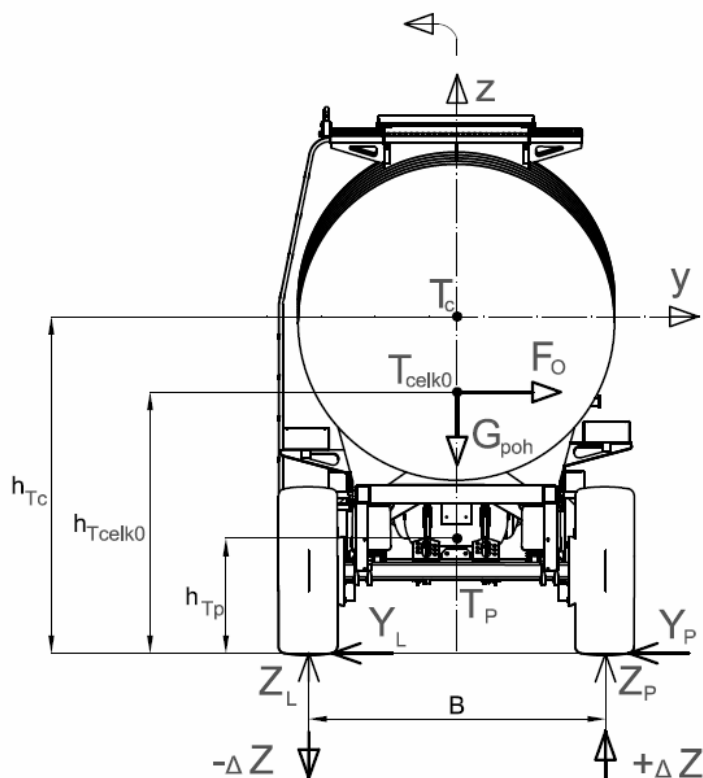
Na vozidlo jedoucí zatáčkou působí vlivem dostředivého zrychlení odstředivá síla, která je zachycena bočními silami na nápravách. Odstředivá síla působící v těžišti vozidla způsobuje klopný moment. Vzniká naklápění nastavby ve směru smyslu působení odstředivé síly k vnější straně směrového oblouku. Nastavba se naklopí o hledaný úhel naklopení  $\psi$ . Vlivem toho dochází, že na této straně vozidla jsou pružiny vozu více zatíženy a radiální reakce kol na této straně se zvýší. Vnitřní strana vozidla se naopak odlehčí. V takovémto případě může dojít k porušení stability či dokonce k překlopení vozidla. Aby nebyla porušena stabilita vozidla, tak musí platit *kritéria stability*:

- $M_{\text{klopný}} < M_{\text{stabilizační}}$
- **radiální reakce každého kola  $> 0$**

Je zřejmé, že splnění druhého kritéria stability se týká především odlehčených kol na vnitřní straně zatáčky (početně v kap. 4.3).

## Odstředivá síla:

Odstředivá síla  $F_O$  působí v celkovém těžišti prázdné cisterny  $T_{celk0}$  (viz. obr. 14).



Obr. 14: Průjezd prázdné cisterny levotočivou zatáčkou

Vyjádření odstředivé síly (obecně) vychází z rovnovážného pohybu hmotného bodu po kružnici:

1) normálové (dostředivé) zrychlení  $a_N = \frac{v^2}{R} = \frac{(R \cdot \omega)^2}{R} = R \cdot \omega^2$  (3.1)

2) z 2. Newtonova zákona:  $\frac{d}{dt}(m \cdot \vec{v}) = \sum \vec{F}_i$  kde  $m \cdot \vec{v} = \vec{H}$  je hybnost hmotného bodu

$$m \cdot \frac{d}{dt}(\vec{v}) = \sum \vec{F}_i$$

$$m \cdot \vec{a} = \sum \vec{F}_i$$

$$F_d = m \cdot a_N \text{ dostředivá síla}$$

$$F_d = m \cdot \frac{v^2}{R} = m \cdot \omega^2 \cdot R$$

3) odstředivá síla  $\vec{F}_O = -\vec{F}_d \rightarrow F_O = m \cdot \frac{v^2}{R} = m \cdot \omega^2 \cdot R$  (3.2)

Vliv pneumatik, odpružení a typu náprav na úhel klopení:

### **A) Změny zatížení kol**

Při průjezdu prázdného cisternového vozidla směrovým obloukem začne v těžišti  $T_{celk0}$  působit odstředivá síla  $F_O$ , která vyvolá boční reakce náprav  $Y$ . Tyto síly vyvolají vznik klopného momentu

$$M_{kl} = F_O \cdot h_{T_{celk0}}, \quad (3.3)$$

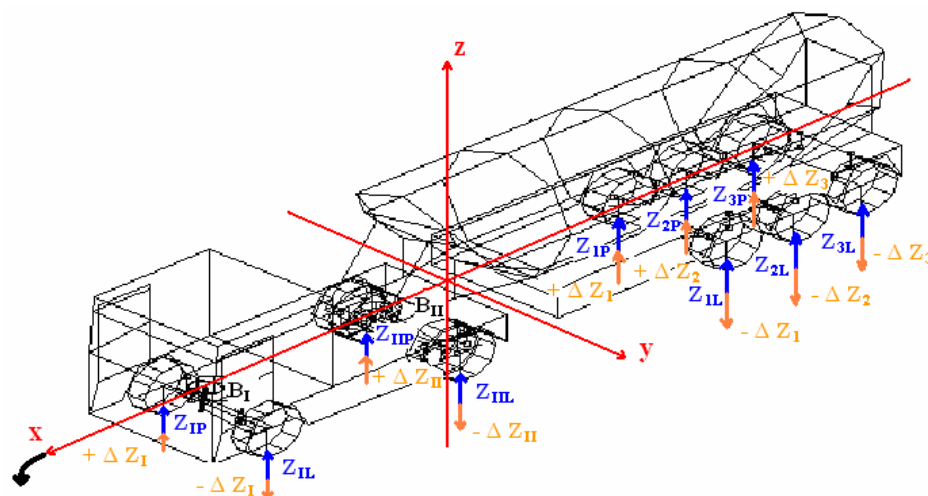
kteřý se snaží naklápět vozidlo a vyvést ho z rovnovážného stavu. Vlivem naklápění dochází k změně svislých zatížení kol (radiálních reakcí kol  $Z$ ). Klopný moment způsobí, že se vozidlo naklopí směrem k vnější straně projížděného směrového oblouku. Tím se kola nápravy na vnitřní straně odlehčí a jejich radiální reakce  $Z_L$  se sníží o hodnotu  $\Delta Z_L$ . Radiální reakce kola na vnější straně téže nápravy  $Z_P$  se naopak zvýší o stejnou hodnotu  $\Delta Z_L$ . Stejně tomu bude i u dalších náprav ( $\Delta Z_2, \Delta Z_3$ ). Vznikne tak reakční moment

$$M_r = \sum_i \Delta Z_i \cdot B_i, \quad (3.4)$$

kde  $B_i$  jsou hodnoty rozchodů kol. Klopný a reakční moment jsou vzhledem k podélné ose v rovnováze:

$$\begin{aligned} M_{kl} &= M_r \\ F_O \cdot h_{T_{celk0}} &= \sum_i \Delta Z_i \cdot B_i \end{aligned} \quad (3.5)$$

Rovnice (3.5) obsahuje  $n$  neznámých a úloha je tedy *staticky neurčitá*. K řešení je třeba zavést deformační podmínky, které získáme řešením naklápění nastavby vozidla, která je vzhledem ke kolům podepřena pružinami. Po určení hodnot  $\Delta Z_i$  pak lze vypočítat okamžitá (dynamická) svislá zatížení jednotlivých kol.



Obr. 15: Změny radiálních reakcí kol jízdní soupravy jako tuhého celku; (upraveno z [36])



## **B) Střed a osa klopení**

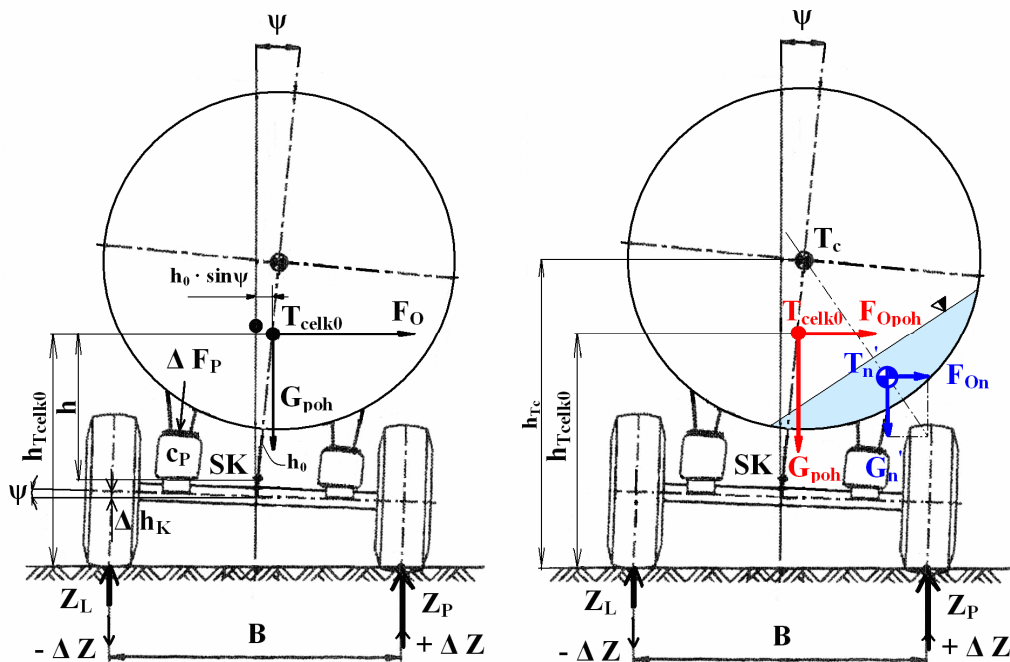
Abychom mohli provádět výpočty naklonění nástavby, tak je nutné znát pojmy střed klopení nápravy a osa klopení nástavby.

Naklápění nástavby se dá chápat jako její okamžité otáčení kolem pólu (středu), který nazýváme *střed klopení nápravy*. Jeho poloha se mění s náklonem nástavby. Ve výpočtech ale tuto změnu neuvažujeme. Poloha středu klopení závisí na konstrukci nápravy. Pro každý druh nápravy ho lze zjistit podle zásad kinematiky pólu pohybu odpérovanych hmot. Střed klopení (SK) je nutno určit pro každou nápravu zvlášť. Propojením jednotlivých středů klopení všech náprav vozidla získáme přímku, kterou nazýváme *osou klopení nástavby*. Podle této osy se nástavba naklápí.

U *tuhé nápravy*, která je k odpérovaným hmotám připojena prostřednictvím vzduchových pružin, lze orientačně určit polohu středu klopení v podélné ose vozidla ve výšce horní části podélného ramena, kde se nachází spojení s tuhou nápravou. Osa klopení nástavby cisternového návěsu bude procházet těmito body a středem královského čepu návěsu.

## **C) Vratný moment nápravy, klopná tuhost nápravy**

Klopny moment  $M_{kl}$ , který se snaží naklápět nástavbu, je eliminován vratnými momenty náprav, které působí proti náklonu. Vratné momenty vznikají přídatnými silami v pružinách, které vyvolají změny v zatížení kol. V *ustáleném stavu* platí, že celkový klopny a vratny moment jsou v rovnováze.



Obr. 16: Klopení prázdné a částečně naplněné cisternové nástavby

Pro zjednodušení budeme tuhou nápravu odpruženou vzduchovými pružinami uvažovat *bez přítomnosti podélných ramen*.

Při průjezdu levotočivým směrovým obloukem (viz. obr. 16 vlevo) dochází k odlehčení vnitřního kola nápravy, které se svisle vychýlí o hodnotu  $\Delta h_K$ . Přičemž naklopení nástavby o úhel  $\psi$  se dá nahradit příčným nakloněním vozovky o stejný úhel  $\psi$ . Potom lze vyjádřit hodnotu svislé výchylky  $\Delta h_K$ :

$$\operatorname{tg}\psi = \frac{\Delta h_K}{B/2} \quad (3.6)$$

$$\Delta h_K = \operatorname{tg}\psi \cdot \frac{B}{2}$$

$$\Delta h_K = \psi \cdot \frac{B}{2} \quad \text{pro malé hodnoty výchylek} \quad (3.7)$$

Tím vznikne změna zatížení kol:

$$\pm \Delta Z = c_K \cdot \Delta h_K, \quad (3.8)$$

kde  $c_K$  je *tuhost odpružení kola* (tuhost pružiny vztažená k rovině kola). Její hodnota závisí na převodu mezi pružinou a kolem.

$$c_K = \frac{\Delta Z}{\Delta h_K} \left[ \frac{N}{m} \right] \quad (3.9)$$

Změny radiálních reakcí  $\Delta Z$  vyvolají vratný moment nápravy  $M_v$ :

$$M_v = \Delta Z \cdot B, \quad (3.10)$$

kde za  $\Delta Z$  dosadíme výraz (3.8):

$$M_v = \Delta Z \cdot B = c_K \cdot \Delta h_K \cdot B,$$

kam za hodnotu  $\Delta h_K$  dosadíme výraz (3.7), pak tedy:

$$M_v = c_K \cdot \psi \cdot \frac{B}{2} \cdot B = c_K \cdot \frac{B^2}{2} \cdot \psi, \quad (3.11)$$

kde  $c_K \cdot \frac{B^2}{2}$  je *klopná (vratná) tuhost nápravy C*. Tato tuhost je vyjádřena i v postupu výpočtu příčné stability dle EHK č. 111 (rovnice č. 2.17). Její rozměr je Nm/ rad. Vratný moment nápravy tedy bude vyjádřen:

$$M_v = C \cdot \psi \quad (3.12)$$

Zpětně lze klopnou tuhost nápravy  $C$  vyjádřit:

$$C = \frac{M_v}{\psi} = c_K \cdot \frac{B^2}{2} \left[ \frac{Nm}{rad} \right] \quad (3.13)$$

Parametr  $c_K$  u tuhé nápravy je roven tuhosti pružin  $c_P$ . Pak bude klopná tuhost vyjádřena:

$$C = c_P \cdot \frac{B^2}{2} \quad (3.14)$$

A výraz pro vratný moment nápravy bude mít tvar:

$$M_v = c_P \cdot \frac{B^2}{2} \cdot \psi \quad (3.15)$$

Zbývá vyjádřit výraz pro tuhost pružin vzduchového pérování  $c_P$ .

#### **D) Tuhost vzduchové pružiny**

Pneumatické pérování vozidel pracuje *na principu stlačitelnosti plynu*, umístěného v uzavřeném prostoru. Hmotnost plynu nebo jeho objem lze regulovat. Jelikož se tyto pružiny vyznačují malou boční tuhostí, tak musí být vedeny vhodnou konstrukcí zavěšení náprav a kol. U návěsu přebírá vedení kol podélná výkyvná ramena. Tento druh pérování je charakterizován *progresivní charakteristikou pružení*.

Pružícím médiem je vzduch, jehož tlak uvnitř pružiny koresponduje s vnějším zatížením. Pak bude vztah pro zatížení pružiny následný:

$$F_p = (p - p_a) \cdot S_w = p_p \cdot S_w \quad (3.16)$$

kde  $p$  – absolutní tlak

$p_a$  – atmosférický tlak

$S_w$  – efektivní plocha pružiny

$p_p$  – přetlak v pružině

Efektivní plocha pružiny  $S_w$  není konstantní, ale mění se v závislosti na stlačení a vnitřním přetlaku. Za provozu, kdy se mění okamžitá výška vzduchové pružiny, dochází ke změně velikosti efektivní plochy  $S_w$  a objemu pružiny. Tyto veličiny jsou ovlivněny konstrukcí vlastní pružiny. Při změně objemu dochází v pružině ke změně přetlaku podle *polytropické rovnice plynu*:

$$p_0 \cdot V_0^n = p \cdot V^n = konst., \quad (3.17)$$

kde  $p_0$  – absolutní tlak při statické výšce pružiny

$V_0$  – objem při statické výšce

$p$  – absolutní tlak při okamžité výšce pružiny

$V$  – objem pružiny při dané okamžité výšce

$n$  – polytropický exponent změny stavu

Exponent změny stavu  $n$  závisí na rychlosti změny objemu pružiny, na rychlosti proudění okolního vzduchu, na teplotě okolí atd. Stlačitelnost plynu může probíhat podle:

- **izotermické změny** (při pomalé změně stavu plynu)  $\rightarrow n = 1$
- **adiabatické změny** (při rychlé změně stavu plynu)  $\rightarrow n = 1,4$
- **polytropické změny** – nejčastěji

V praxi se uvažuje, že při jízdě vozidla po nerovnostech je  $n = 1,38$  (1,4) a při jízdě v zatáčce, kdy dochází ke klopení nástavby, je  $n = 1$ .

Z rovnice (3.17) vyjádříme  $p$ :

$$p = p_0 \cdot \left( \frac{V_0}{V} \right)^n \quad (3.18)$$

kde  $p_0 = p_s + p_a$  (3.19)

$$p = p_p + p_a \quad (3.20)$$

přičemž:  $p_s$  je přetlak v pružině při statické výšce. Dosazením rovnic (3.19) a (3.20) do rovnice (3.18) obdržíme výraz pro přetlak v pružině ve tvaru:

$$p_p = \left( \frac{V_0}{V} \right)^n \cdot (p_s + p_a) - p_a \quad (3.21)$$

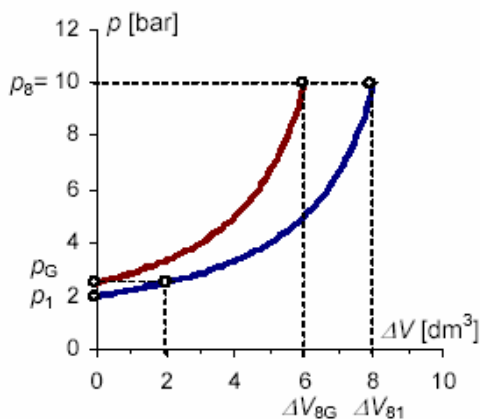
Tento výraz pro přetlak platí jen pro případ, že při deformaci se nemění váhové množství vzduchu (čili pružina *není doplňována vzduchem*, resp. *odvětrávána regulačním ventilem*).

Nosnost pružiny při její okamžité výšce je dána vztahem:

$$F = p_p \cdot S_w \quad (3.22)$$

Do tohoto vztahu se dosadí výraz pro přetlak (3.21).

Při návrhu vzduchových pružin se využívají **zatěžovací charakteristiky** (viz. obr. 17). Křivka pro  $n = 1,4$  se nazývá *dynamická zatěžovací charakteristika* a pro  $n = 1$  *statická zatěžovací charakteristika*.



Obr. 17: Pružinové charakteristiky bez zatížení a při zatížení [8]

**Tuhost pružiny** je určena sklonem tečny k průběhu funkce v uvažovaném bodě. Pokud jí výrobce pružiny pro návrhový bod neuvádí, lze ji přibližně získat výpočtem

Protože  $F = p_p \cdot S_w$  a se změnou objemu pružiny dochází ke změně přetlaku, vychází se z:

$$c_p = \frac{dF}{dx}, \quad (3.23)$$

kde elementární síla  $dF$  a elementární deformace  $dx$  se dají vyjádřit ze vztahů:

$$dp_p = \frac{dF}{S_w} \rightarrow dF = dp_p \cdot S_w \quad (3.24)$$

$$dV = S_w \cdot dx \rightarrow dx = \frac{dV}{S_w}, \quad (3.25)$$

po zpětném dosazení do výrazu (3.23), obdržíme:

$$c_p = \frac{dF}{dx} = \frac{dp_p \cdot S_w}{\frac{dV}{S_w}} = dp_p \cdot \frac{S_w^2}{dV} \quad (3.26)$$

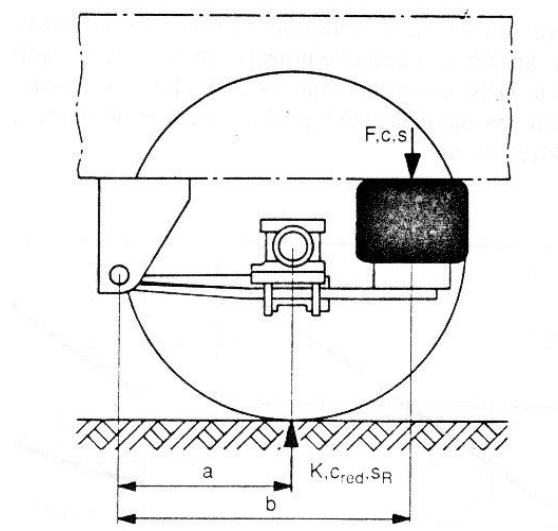
A pro pružinu ve statické poloze bude v obecném tvaru platit (dle [10]):

$$c_p = p_p \cdot \frac{dS_w}{dx} + n \cdot (p_a + p_p) \cdot \frac{S_w^2}{V} \quad (3.27)$$

To ovšem platí, že pružina je umístěna *přímo nad kolem*. Je-li mezi pružinou a kolem **převod**, bude platit výraz pro redukovanou tuhost v místě kola:

$$c_{red} = c_p \cdot \frac{1}{i^2} \quad (3.28)$$

kde  $i = \frac{a}{b}$  (viz. obr. 18). (3.29)



Obr. 18: Převod mezi středem kola a pneumatickou pružinou [10]

Platí, že s rostoucím zatížením a plnicím tlakem roste strmost charakteristiky, která určuje tuhost vzduchové pružiny. Aby nebyla pružina při velkém zatížení příliš tuhá, tak se do ní přivede více vzduchu. Změníme-li objem vzduchu přidavným objemem  $V_d$ , pak má pružina při statické výšce objem vzduchu  $V_0 + V_d$ , při jiné výšce objem  $V + V_d$ . Přídavný objem  $V_d$  snižuje tuhost pružiny.

### E) Úhel klopení nástavby

Úhel klopení nástavby  $\psi$  se vyjádří pomocí výrazů pro celkový klopný moment a vratný moment. Nástavba vozidla se naklápí kolem osy klopení, která prochází středy klopení jednotlivých náprav SK.

Vratný moment náprav vychází z výrazu (3.12)  $M_v = C \cdot \psi$ , pouze se vyjádří klopná tuhost všech náprav vozidla:

$$M_v = \left( \sum_i C_i \right) \cdot \psi \quad (3.30)$$

Klopný moment způsobený odstředivou silou působící v posunutém těžišti  $T_{celk0}$  k středu klopení má podobu:

$$M_{kl} = F_O \cdot h_0 = m_{poh} \cdot \frac{v^2}{R} \cdot h_0 \quad (3.31)$$

Ale tím, že se cisterna naklopila o úhel  $\psi$  se s posunutím těžiště  $T_{celk0}$  posunula i pohotovostní tíha vozidla  $G_{poh}$ . Ta teď vytváří **další klopný moment** na rameni  $h_0 \cdot \sin \psi$  (lze uvažovat  $\sin \psi \cong \psi$ ), jež má podobu  $G_{poh} \cdot h_0 \cdot \psi = m_{poh} \cdot g \cdot h_0 \cdot \psi$ . Naklápění je též ovlivněno *setrvačnými silami neodpérováných hmot vozidla* (náprav a kol). Účinky těchto sil na naklopení nástavby jsou nepatrné a při výpočtu je *zanedbáme*. Po sečtení klopného momentu od odstředivé síly a klopného momentu tíhy  $G_{poh}$  na rameni  $h_0 \cdot \psi$  obdržíme celkový klopný moment:

$$M_{kl} = m_{poh} \cdot \frac{v^2}{R} \cdot h_0 + m_{poh} \cdot g \cdot h_0 \cdot \psi \quad (3.32)$$

Úhel klopení nástavby  $\psi$  získáme vyjádřením rovnosti vztahů pro vratný moment náprav (3.30) a celkový klopný moment (3.32):

$$M_v = M_{kl} \quad (3.33)$$

$$\left( \sum_i C_i \right) \cdot \psi = m_{poh} \cdot \frac{v^2}{R} \cdot h_0 + m_{poh} \cdot g \cdot h_0 \cdot \psi \quad (3.34)$$

$$\begin{aligned} \left( \sum_i C_i \right) \cdot \psi - m_{poh} \cdot g \cdot h_0 \cdot \psi &= m_{poh} \cdot \frac{v^2}{R} \cdot h_0 \\ \psi \cdot \left[ \left( \sum_i C_i \right) - m_{poh} \cdot g \cdot h_0 \right] &= m_{poh} \cdot \frac{v^2}{R} \cdot h_0 \\ \psi &= \frac{m_{poh} \cdot h_0}{\left( \sum_i C_i \right) - m_{poh} \cdot g \cdot h_0} \cdot \frac{v^2}{R} \\ \psi &= \frac{m_{poh} \cdot h_0}{(C_1 + C_2 + C_3) - m_{poh} \cdot g \cdot h_0} \cdot \frac{v^2}{R} \quad \text{pro třínapravový návěs} \end{aligned} \quad (3.35)$$

### 3.3.2 Pohyb kapalného nákladu

Při průjezdu zatáčkou dochází vlivem odstředivé síly k pohybu kapalného nákladu. Snahou je pokud možno nebezpečnému pohybu kapaliny alespoň částečně zamezit. Vnitřní prostor cisteren bývá často *rozdělen do menších komor*, aby se zamezilo příliš velkému dynamickému účinku kapaliny jednoho velkého prostoru. Součástí cisteren jsou *přepážky*, které brání nežádoucímu volnému přelévání kapaliny. Řešením, které eliminuje dynamický účinek přelévání kapaliny, může být například zákonem povolené množství přepravovaného média.

Tato práce se zabývá pouze řešením ustáleného stavu při průjezdu zatáčkou s konstantním poloměrem konstantní rychlostí vozidla. Provedení podrobného rozboru dynamického účinku kapaliny na stabilitu vozidla není předmětem této práce (dynamický účinek je pouze zmíněn v kap. 4.1). Při dalších výpočtech je uvažována relativní rovnováha tekutiny, kdy je kapalina v klidu vzhledem ke stěnám nádoby, která se však vzhledem k absolutnímu prostoru pohybuje.

#### Průjezd vozidla zatáčkou:

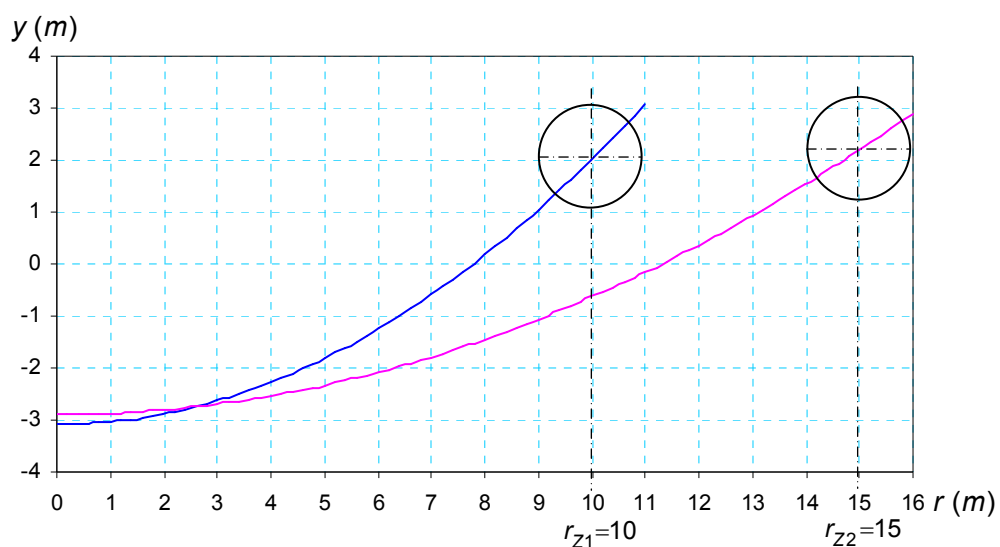
Při průjezdu vozidla zatáčkou se pohybuje výsledné těžiště vozidla okolo okamžitého středu otáčení (střed zatáčky). Vozidlo se otáčí jako jeden celek s konstantní základní frekvencí okolo středu otáčení a každý bod vozidla na jiném poloměru  $r \neq r_Z$  má jinou obvodovou rychlost než společné těžiště vozidla. Na každý objemový element kapaliny  $dV$  působí elementární odstředivá síla o velikosti  $dF_{On} = dm_n' \cdot a_N$ . Na každý elementární objem

kapaliny působí jiné dostředivé zrychlení závislé na poloměru jeho otáčení a současně konstantní gravitační zrychlení  $g$ . Vlivem působení všech odstředivých sil *se kapalina v cisterně přemístí směrem k vnější straně zatáčky* a její hladina zaujme v každém místě *polohu kolmou na vektor výsledného zrychlení*. Se změnou polohy kapaliny *se změní i poloha těžiště kapaliny*. Těžiště kapaliny plné (teoreticky 100 % geometrického objemu) cisterny se bude nacházet v geometrickém středu válce. Se snižováním množství náplně bude klesat i její těžiště. To bude tedy umístěno vždy v dolní polovině válce. Při průjezdu reálné cisterny zatáčkou se těžiště kapaliny začne pohybovat jakoby *po kruhové dráze okolo geometrického středu válce*. Tento střed vlivem naklápění nástavby vozidla mění svoji polohu. Vliv pohybu kapaliny na stabilitu vozidla bude rozebrán v kap. 4.3.

### Příčný profil částečně naplněné válcové cisterny

#### *a) Tvar hladiny kapaliny*

Kapalina rotuje spolu s cisternou okolo pevné osy. Tvar hladiny v cisterně bude **parabolický** (v libovolném průřezu cisterny, na tvar hladiny uvnitř nemá vliv), stejně *jako v rotující nádobě*. Ale *parabolické zakřivení hladiny v cisterně je velmi malé* (viz. obr. 19). Z tohoto důvodu se parabolický tvar hladiny kapaliny *nahrazuje přímkou*. Dalším zjednodušujícím předpokladem bude, že při průjezdu zatáčkou *bude zachován počáteční tvar kapaliny* (jako v klidové poloze), jen se natočí o úhel  $\beta$ .



Obr. 19: Parabolické zakřivení hladiny v cisterně při průjezdu zatáčkou o poloměru 10 m a 15 m konstantní rychlostí 36 km/h [52]



### b) Plocha kapaliny

Tvar plochy kapaliny ve válcové cisterně bude záviset na *množství náplně*. To se dá bezrozměrně vyjádřit pomocí koeficientu naplnění cisterny, který je dán poměrem veličin při aktuálním naplnění ku veličinám při maximálním naplnění.

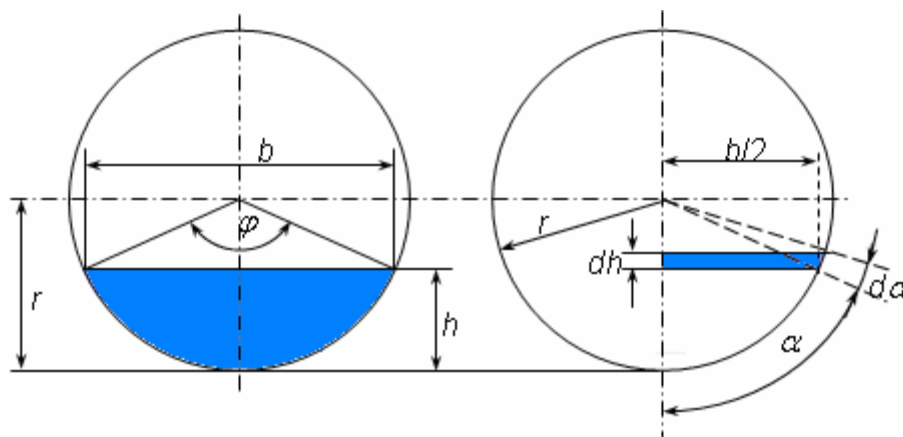
$$\text{Koeficient naplnění cisterny } K = \frac{G'_n}{G_n} = \frac{V}{V_{\max}} = \frac{S}{S_{\max}} \quad (3.36)$$

V příčném profilu bude mít kapalina ve válcové cisterně tvar (prázdná cisterna  $K = 0$ ) od kruhové úseče přes polokruh ( $K = 0,5$ ), částečný kruh až po kruh ( $K = 1$ ).

Vztahy pro vyjádření obsahu kruhu ( $S = \pi \cdot r^2$ ) a polokruhu ( $S = \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot r^2$ ) jsou jednoznačně

dané. Zbývá tedy vyjádřit obecnou **plochu kruhové úseče**. Plocha necelého kruhu (kdy  $0,5 < K < 1$ ) se zjistí tak, že se od kruhu odečte plocha kruhové úseče prázdného prostoru cisterny.

#### 1) Odvození vztahu pro výpočet obsahu plochy kruhové úseče:



Obr. 20: Obsah plochy kruhové úseče [9]

Odvození bude provedeno v *polárních souřadnicích*. Při řešení budeme odvozovat obsah plochy *pro polovinu celkové plochy* kruhové úseče.

$$\rightarrow \text{vybereme elementární plošku o velikosti } dS = \frac{b}{2} \cdot dh, \quad (3.37)$$

kde se šířka elementu  $\frac{b}{2}$  vyjádří pomocí goniometrické funkce  $\sin \alpha = \frac{b}{2r}$ , pak:  $\frac{b}{2} = r \cdot \sin \alpha$

a výška elementu  $dh$  vychází z délky kruhového oblouku:  $dh = r \cdot d\alpha \cdot \sin \alpha$ , kde elementární úhel  $d\alpha$  je vyjádřen v obloukové míře  $d\hat{\alpha} = \text{arcc}\alpha$  [rad] (převod na stupně:  $\left/ \cdot \frac{\pi}{180^\circ} \right.$ ).

→ dosadíme-li vyjádření pro šířku a výšku elementu do rovnice (3.37), získáme vztah pro polovinu elementární plošky kruhové úseče:

$$dS = r \cdot \sin \alpha \cdot r \cdot d\alpha \cdot \sin \alpha$$

$$dS = \frac{1}{2} \cdot r^2 \cdot \sin^2 \alpha \cdot d\alpha, \quad (3.38)$$

kde  $\sin^2 \alpha$  vyjádříme pomocí funkcí argumentů:

$$\bullet \quad \sin^2 \alpha + \cos^2 \alpha = 1 \quad (3.39)$$

$$\bullet \quad \cos 2\alpha = \cos^2 \alpha - \sin^2 \alpha \quad (3.40)$$

→ z výrazu (3.39) vyjádříme

$$\sin^2 \alpha = 1 - \cos^2 \alpha, \quad (3.41)$$

kam za  $\cos^2 \alpha$  dosadíme výraz vyjádřený z (3.40):

→ z (3.40) vyjádříme:

$$\cos^2 \alpha = \cos 2\alpha + \sin^2 \alpha, \quad (3.42)$$

a po dosazení bude:

$$\sin^2 \alpha = 1 - (\cos 2\alpha + \sin^2 \alpha)$$

$$\sin^2 \alpha = 1 - \cos 2\alpha - \sin^2 \alpha$$

$$2 \cdot \sin^2 \alpha = 1 - \cos 2\alpha \quad \left/ \cdot \frac{1}{2} \right.$$

$$\sin^2 \alpha = \frac{1}{2} - \frac{1}{2} \cdot \cos 2\alpha \quad (3.43)$$

→ pro poloviční plochu kruhové úseče bude platit výraz odvozený z výrazu pro  $dS$  (3.38):

$$\frac{1}{2} \cdot S = r^2 \cdot \sin^2 \alpha \cdot d\alpha \quad (3.44)$$

→ když za  $\sin^2 \alpha$  dosadíme (3.43), pak bude:

$$\frac{1}{2} \cdot S = r^2 \cdot \left( \frac{1}{2} - \frac{1}{2} \cdot \cos 2\alpha \right) d\alpha$$

$$\frac{1}{2} \cdot S = \frac{1}{2} \cdot r^2 \cdot (1 - \cos 2\alpha) d\alpha$$

$$\frac{1}{2} \cdot S = \frac{1}{2} \cdot r^2 \cdot \left[ \int_0^\alpha d\alpha - \int_0^\alpha \cos 2\alpha \cdot d\alpha \right]$$

$$\frac{1}{2} \cdot S = \frac{1}{2} \cdot r^2 \cdot \left( \alpha - \frac{1}{2} \cdot \sin 2\alpha \right)$$

→ pro celou plochu kruhové úseče pak platí:

$$S = \frac{1}{2} \cdot S \cdot 2$$

$$\frac{1}{2} \cdot S = \frac{1}{2} \cdot r^2 \cdot \left( \alpha - \frac{1}{2} \cdot \sin 2\alpha \right) \quad /:2$$

$$S = r^2 \cdot \left( \alpha - \frac{1}{2} \cdot \sin 2\alpha \right)$$

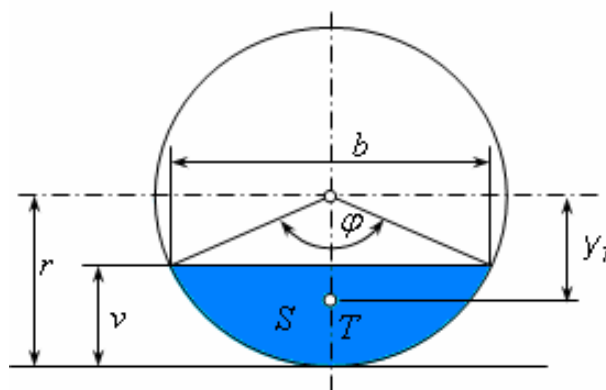
→ platí:  $\alpha = \frac{1}{2} \cdot \varphi$ , pak bude:

$$S = r^2 \cdot \left( \frac{1}{2} \cdot \varphi - \frac{1}{2} \sin 2 \cdot \frac{1}{2} \cdot \varphi \right)$$

$$S = \frac{1}{2} \cdot r^2 \cdot (\widehat{\varphi} - \sin \varphi) \quad (3.45)$$

## 2) Poloha těžiště kruhové úseče

Na rozdíl od statiky, kdy lze sílu na její nositelce libovolně posouvat do jiného působíště, aniž by se tím změnil její účinek na pohybový stav tělesa, se *poloha těžiště* (působíště sil) *uplatní při dynamických výpočtech*.



Obr. 21: Těžiště kruhové úseče [52]

Těžiště kruhové úseče se bude nacházet na svislé ose ve vzdálenosti  $y_T$  od geometrického středu válce. Odvodit vztah pro vzdálenost těžiště lze nejlépe pomocí *polárních souřadnic*. Pak se získá vztah:

$$y_T = \frac{b^3}{12 \cdot S}, \quad (3.46)$$

kde parametr  $b$  se vyjádří z goniometrické funkce:

$$\sin \frac{\varphi}{2} = \frac{b}{2r} \rightarrow \frac{b}{2} = \sin \frac{\varphi}{2} \cdot r \quad /:2 \rightarrow b = 2 \cdot r \cdot \sin \frac{\varphi}{2}, \quad (3.47)$$

vyjádřený parametr  $b$  z rovnice (3.47) dosadíme do vztahu (3.46), pak bude:

$$y_T = \frac{\left(2 \cdot r \cdot \sin \frac{\varphi}{2}\right)^3}{12 \cdot S} = \frac{8 \cdot r^3 \cdot \sin^3 \left(\frac{\varphi}{2}\right)}{12 \cdot S} = \frac{2}{3} \cdot \frac{r^3 \cdot \sin^3 \left(\frac{\varphi}{2}\right)}{S}, \quad (3.48)$$

po dosazení výrazu pro plochu kruhové úseče  $S$  (3.45) do jmenovatele, získáme:

$$y_T = \frac{2}{3} \cdot \frac{r^3 \cdot \sin^3 \left(\frac{\varphi}{2}\right)}{\frac{1}{2} \cdot r^2 \cdot (\widehat{\varphi} - \sin \varphi)}$$

$$y_T = \frac{4}{3} \cdot \frac{r \cdot \sin^3 \left(\frac{\varphi}{2}\right)}{\widehat{\varphi} - \sin \varphi} \quad (3.49)$$

## 4. VLIV POHYBU NÁKLADU NA STABILITU

Pohyb nákladu během jízdy je vždy nežádoucí jev, jelikož může snižovat stabilitu vozidla. U cisteren je to nebezpečné přelévání kapaliny. Zvláště při rychlých manévrech jízdy ohrožuje stabilitu vozidla dynamický účinek rychle se přelévající kapaliny.

### 4.1 Dynamická stabilita

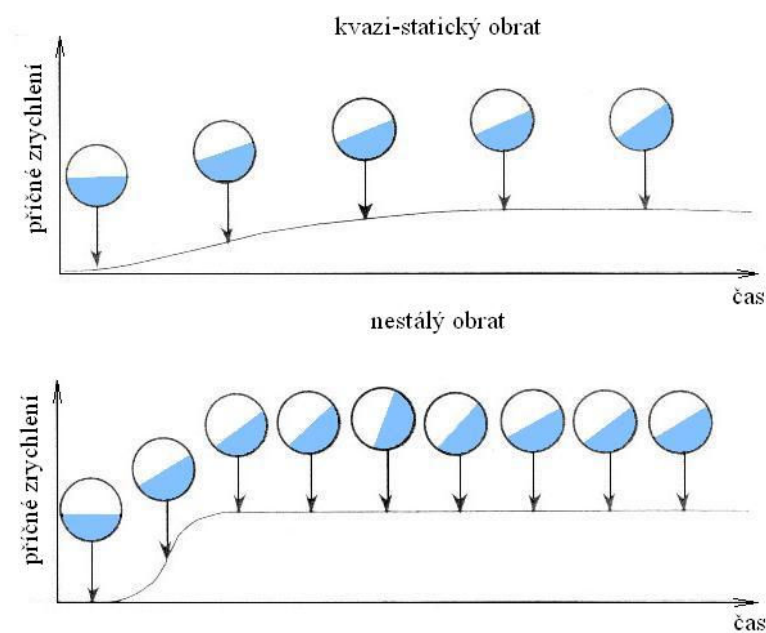
Až do teď se tato práce zabývala pouze statickou stabilitou nebo ustálenou jízdou po kruhové dráze s konstantní rychlostí jízdy. Statická klopná stabilita je dominující vlastnost vozidla, která ovlivňuje pravděpodobnost převrácení. Se snižováním stability se rychle zvyšuje pravděpodobnost převrácení. Ve skutečnosti ale převrácení cisterny nevzniká kvazistaticky, nýbrž je to *dynamická událost*. Z rovnovážného stavu může být vozidlo vytrženo mnoha vlivy. Ty se dají rozdělit do dvou základních skupin:

1. ovládání vozidla řidičem (např. jízdní manévry)
2. rušivé vlivy vyvolané okolním prostředím (boční vítr, nerovnosti vozovky).

Nestálé manévrování je nebezpečné především u cisternových automobilů převážejících kapalným náklad. Kapalina se při manévrování rozpojuje a chová se jako *kyvadlo*. Z hlediska *dynamické stability* je nebezpečnější, když se cisterna pohybuje jen z části

naplněná (na rozdíl od *statické stability*, kdy nejméně stabilní je *plně naplněná* cisterna). Kapalina, která nenaplňuje celou cisternu, se může při jízdě volně přelévat. Takovýto náklad může mít dostatečnou **kinetickou energii**, která je zapotřebí k zvednutí těžiště vozidla při jeho překlopení. Může se tedy stát, že se vozidlo překlopí, i když působením statických sil nedosáhlo statického prahu překlopení. Za nebezpečné množství kapaliny se považuje obecně takové, které má dostatečně *velkou hmotnost* a *dostatečnou možnost pohybu* v nádobě.

Další přístup k dynamickému překlopení je takový, že příčné *zrychlení* působící na vozidlo *musí trvat určitý čas*, aby se stihla *vykonat práce* k překlopení těžiště. Tuto práci vykonají příčné budící síly (například odstředivá síla). *Při náhlé změně řízení se rychle změní i příčné zrychlení*. To vede k přelití kapaliny na stranu a tím se oslabí stabilita. Průjezd směrovým obloukem kruhového tvaru s rychlostí jen nepatrně se zvyšující (takřka kvazi-staticky) se docílí toho, že se kapalina přelévá jen velmi pomalu. Naopak při rychlém natočení volantu při nestálém manévru dojde k rychlému přelévání kapaliny.



Obr. 22: Přelévání kapaliny při ustálené jízdě (nahore) a při rychlém manévru (dole) [2]

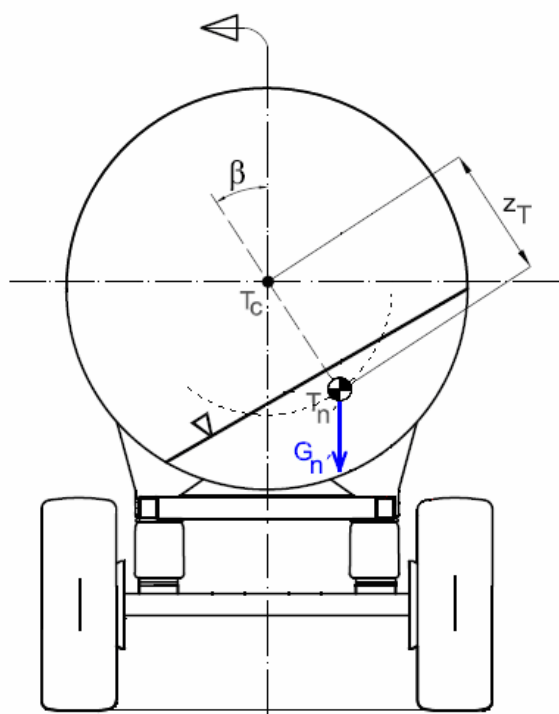
V případě souvislého manévrovacího pohybu (slalomová jízda mezi kužely, změna jízdního pruhu) dojde k rozpořbování kapaliny z jedné strany na druhou. Tím se výrazně snižuje stabilita vozidla a *hrozí nebezpečí překlopení*. Záleží také na *frekvenci manévru*. Obecně lze říci, že dynamické manévrovací pohyby, které vedou k převrácení jsou ty, při kterých se

obsah frekvence manévru (a především příčné zrychlení vozidla) blíží nebo přesahují přirozenou frekvenci klopných pohybů vozidla.

U vozidel s *přípojnými vozidly*, které mají více než jeden kloubový spoj, navíc přistupuje další skutečnost a tou je zpětné zesílení. Takovéto jízdní soupravy se při klidné jízdě chovají dobře. Avšak když zpětné zesílení začíná dosahovat vrcholných frekvencí rychlého úhybného pohybu, jsou *náchylná k převrácení zadních přívěsů*. Naopak u klasické jízdní soupravy (např. *tahač + návěs*) se tato koncepce vozidel vyznačuje tím, že při rychlém manévrování *se stabilizuje klopné chování vozidla*. To je zapříčiněno tím, že u zejména dlouhých vozidel existuje časová mezera mezi pohyby tahače a návěsu. Když pak návěs dosáhne maximálního klopného vychýlení, tahač už je dost daleko za svým vrcholným příčným zrychlením.

#### 4.1.1 Teorie matematického kyvadla

Pohyb kapaliny uvnitř nádrže se při manévrování chová jako *jednoduché netlumené matematické kyvadlo*. Z této úvahy lze pomocí teorie matematického kyvadla odvodit diferenciální rovnici, která popisuje kývavý pohyb kapaliny v cisterně.



Obr. 23: Představa matematického kyvadla při pohybu kapaliny

Budeme vycházet z **Lagrangeovy rovnice II. druhu** ve tvaru:  $\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial E_K}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial E_K}{\partial q_j} + \frac{\partial E_P}{\partial q_j} = 0$

- zobecněné souřadnice  $q_j$  nahradíme jedním parametrem (protože soustava má jeden stupeň volnosti), a tím bude úhel natočení k vodorovné poloze  $\beta$ , čili:  $\beta = q_1 = q$ , pak bude mít

$$\text{Lagrangeova rovnice II. typu tvar: } \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial E_K}{\partial \dot{\beta}} \right) - \frac{\partial E_K}{\partial \beta} + \frac{\partial E_P}{\partial \beta} = 0 \quad (4.1)$$

- nyní si vyjádříme výrazy pro kinetickou a potenciální energii (nulová hladina potenciální energie byla zvolena ve vodorovné ose procházející středem cisterny):

- Kinetická energie  $E_K = \frac{1}{2} \cdot I \cdot \dot{\beta}^2$  (4.2)

- Potenciální energie  $E_P = -m_n' \cdot g \cdot z_T \cdot \cos \beta$  (4.3)

- zbývá vyjádřit parciální derivace:

$$\frac{\partial E_K}{\partial \dot{\beta}} = \frac{\partial}{\partial \dot{\beta}} \left( \frac{1}{2} \cdot I \cdot \dot{\beta}^2 \right) = I \cdot \dot{\beta}$$

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial E_K}{\partial \dot{\beta}} \right) = \frac{d}{dt} (I \cdot \dot{\beta}) = I \cdot \ddot{\beta}$$

$$\frac{\partial E_K}{\partial \beta} = \frac{\partial}{\partial \beta} \left( \frac{1}{2} \cdot I \cdot \dot{\beta}^2 \right) = 0$$

$$\frac{\partial E_P}{\partial \beta} = \frac{\partial}{\partial \beta} (-m_n' \cdot g \cdot z_T \cdot \cos \beta) = m_n' \cdot g \cdot z_T \cdot \sin \beta$$

Parciální derivace se dosadí do Lagrangeovy rovnice II. typu (4.1):

$$I \cdot \ddot{\beta} - 0 + m_n' \cdot g \cdot z_T \cdot \sin \beta = 0$$

$$I \cdot \ddot{\beta} + m_n' \cdot g \cdot z_T \cdot \sin \beta = 0 \quad \Bigg/ \cdot \frac{1}{I}$$

$$\ddot{\beta} + \frac{m_n' \cdot g \cdot z_T}{I} \cdot \sin \beta = 0 \quad \text{kde: } \frac{m_n' \cdot g \cdot z_T}{I} = \omega_0^2$$

$$\ddot{\beta} + \omega_0^2 \cdot \sin \beta = 0 \quad (4.4)$$

↓

**diferenciální rovnice popisující kývavý pohyb matematického kyvadla**

#### 4.1.2 Rozložení hmotnosti

Hmotnostní parametry značně ovlivňují jízdní vlastnosti vozidla. Jedná se především o parametry:

- **Hmotnost vozidla**
- **Poloha těžiště vozidla**
- **Hmotnostní momenty setrvačnosti.**

Poloha těžiště se stejně jako hmotnost zjišťuje vážením. Princip určování polohy těžiště spočívá v tom, že známe hmotnost vozidla a vážením i hmotnost připadající na jednotlivá kola. K tomu pomocí délkových parametrů a zjištěných radiálních reakcí kol určíme pomocí *rovnováhy momentů* k určitému bodu polohu těžiště. Podle toho jakou souřadnici těžiště určíme se umístí váhy pod příslušná kola. Tím určíme:

- *Délkovou polohu těžiště* (váhy umístěné pod koly téže nápravy)
- *Příčnou polohu těžiště* (váhy umístěné pod koly téže strany vozidla)
- *Výškovou polohu těžiště* - vážení *podélně* nakloněného vozidla (obr. 24)  
- *příčné* naklápění vozidla (příloha č. 8)



Obr. 24: Zjišťování výškové polohy těžiště vozu jeho podélným naklápěním [54]



Při pohybu tělesa má na dynamické chování vliv rozložení hmotnosti, které charakterizují kromě středu hmotnosti (těžiště), také momenty setrvačnosti a deviační momenty. Jejich hodnoty jsou funkcí geometrických a hmotnostních parametrů tělesa. Proto se jim také říká *geometricko-hmotnostní charakteristiky*. Jejich hodnoty se dají určit nezávisle na pohybu tělesa.

### **Momenty setrvačnosti a deviační momenty**

Moment setrvačnosti nám *vyjadřuje míru setrvačnosti tělesa při otáčivém pohybu*. Její velikost závisí na rozložení hmoty v tělese vzhledem k ose otáčení. Bodová tělesa o elementární hmotnosti  $dm$  s větší hmotností a umístěná ve větší vzdálenosti od osy mají i větší moment setrvačnosti.

Při řešení pohybu těles mají *základní fyzikální význam osové momenty setrvačnosti*. Osový moment setrvačnosti tělesa o hmotnosti  $m$  umístěného v souřadnicovém systému  $(0, x, y, z)$  bude vyjádřen vztahem:

$$I_S = \int_m r^2 dm \quad [m^2 \cdot kg], \quad (4.5)$$

kde  $r$  je vzdálenost bodu tělesa  $dm$  od příslušné osy. Konkrétně by například osový moment setrvačnosti k ose  $x$  byl:

$$I_x = \int_m r_x^2 dm, \quad (4.6)$$

přičemž  $r_x^2 = y^2 + z^2$ . Stejným způsobem se vyjádří i momenty setrvačnosti k osám  $y, z$ .

**Deviační momenty** se vyjadřují jako součiny elementární hmotnosti a dvou jeho souřadnic. Poté deviační moment k osám  $xy$  bude:

$$D_{xy} = \int_m xy dm. \quad (4.7)$$

Momenty setrvačnosti a deviační momenty se dají uspořádat do čtvercové matice třetího řádu, kterou nazýváme **maticí setrvačnosti**:

$$I = \begin{bmatrix} I_x & D_{xy} & D_{zx} \\ D_{yx} & I_y & D_{zy} \\ D_{xz} & D_{yz} & I_z \end{bmatrix} \quad (4.8)$$

Při řešení momentů setrvačností se uplatňuje *poloměr setrvačnosti  $i_o$* . Představuje fiktivní vzdálenost hmotného bodu o hmotnosti  $m$  celého tělesa od osy rotace:

$$i_o = \sqrt{\frac{I_o}{m}}. \quad (4.9)$$

Zjišťujeme-li moment setrvačnosti tělesa, které se dá rozdělit na několik dílčích částí, *ke společné ose (pólu nebo rovině)* všech částí, tak lze momenty libovolně sčítat a odčítat. *Nejsou-li* dílčí momenty setrvačnosti vyjádřeny *ke společné ose (pólu, rovině)*, tak je nutné je nejdříve přepočítat pomocí Steinerovy věty:

$$I_p = I_{oT} + m \cdot e^2, \quad (4.10)$$

slovně: „Moment setrvačnosti tělesa k ose neprocházející těžištěm  $I_p$  je roven součtu momentu setrvačnosti k rovnoběžné ose procházející těžištěm  $I_{oT}$  a součinu celkové hmotnosti  $m$  a druhé mocniny vzdálenosti mezi osami  $e$ .“<sup>[16]</sup>

Problematika momentů setrvačnosti a deviačních momentů je rozsáhlá a daleko obtížnější, než je naznačeno výše. Jak deviační momenty tak i momenty setrvačnosti se dají počítat nejen *k osám*, ale i *k pólu* či *rovině*. A to i *k posunutému* či *pootočenému souřadnicovému systému*.

Dále budeme uvažovat jen ten nejčastější případ, kdy počítáme momenty setrvačnosti a deviační momenty *k ose*. Při jejich zjišťování u těles budou obecné výrazy momentů *ve tvaru trojných integrálů*:

$$\begin{aligned} I_x &= \iiint \rho \cdot (y^2 + z^2) dx dy dz & D_{xy} &= \iiint \rho \cdot (xy) dx dy dz \\ I_y &= \iiint \rho \cdot (x^2 + z^2) dx dy dz & D_{xz} &= \iiint \rho \cdot (xz) dx dy dz \\ I_z &= \iiint \rho \cdot (x^2 + y^2) dx dy dz & D_{yz} &= \iiint \rho \cdot (yz) dx dy dz \end{aligned} \quad (4.11)$$

Z tělesa o hmotnosti  $m$  vytknutý element  $dm = \rho \cdot dV = \rho \cdot dx dy dz$ , kde  $\rho$  je hustota materiálu.

U rotačních těles se s výhodou při výpočtu používají válcové souřadnice.

Moment setrvačnosti lze určit u každého geometrického tvaru. Provádí se to tak, že se vytkne hmotný element diferenciálu  $m$  ( $dm$ ) takových způsobem, aby ve všech svých bodech měl stejnou vzdálenost od geometrického prvku, k němuž moment setrvačnosti počítáme.

Pro příklad uvedu odvození vztahu momentu setrvačnosti válcové cisternové nádoby (bez čel) k její ose rotace:

## Moment setrvačnosti dutého rotačního válce

Vyjádříme hmotnostní element  $dm$ , který budeme integrovat od vnitřního poloměru  $r_1$  do vnějšího poloměru  $r_2$ . Při řešení si vystačíme jednoduchých integrálem. Element bude:

$$dm = \rho \cdot dV = \rho \cdot dS \cdot l = \rho \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \cdot dr \cdot l. \quad (4.12)$$

Nyní provedeme integraci elementu  $dm$ , kde po úpravách získáme výsledný vztah pro moment setrvačnosti dutého válce k ose rotace:

$$I_x = \int_m r^2 dm$$

$$I_x = \int_{r_1}^{r_2} r^2 \cdot \rho \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \cdot dr \cdot l$$

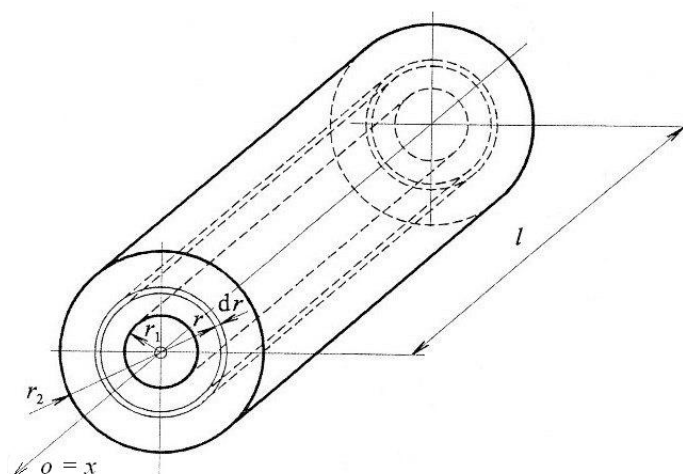
$$I_x = 2 \cdot \pi \cdot \rho \cdot l \int_{r_1}^{r_2} r^3 dm$$

$$I_x = 2 \cdot \pi \cdot \rho \cdot l \cdot \left[ \frac{r^4}{4} \right]_{r_1}^{r_2}$$

$$I_x = 2 \cdot \pi \cdot \rho \cdot l \cdot \left( \frac{r_2^4}{4} - \frac{r_1^4}{4} \right)$$

$$I_x = \frac{2}{4} \cdot \pi \cdot \rho \cdot l \cdot (r_2^4 - r_1^4)$$

$$I_x = \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot \rho \cdot l \cdot (r_2^2 - r_1^2) \cdot (r_2^2 + r_1^2),$$



Obr. 25: Dutý rotační válec [16]

přičemž hmotnost celého tělesa je  $m = \rho \cdot V = \rho \cdot S \cdot l = \rho \cdot \pi \cdot (r_2^2 - r_1^2) \cdot l$ , pak tedy:

$$I_x = \frac{1}{2} \cdot m \cdot (r_2^2 + r_1^2) \quad (4.13)$$

Teoreticky lze u vozidel zjišťovat jejich momenty setrvačnosti podle výše naznačené teorie. Početní metoda by však vyžadovala přepočítání momentů setrvačnosti všech součástí vozidla (alespoň všech rozměrných) k jediné ose. To by znamenalo zjistit momenty setrvačnosti různě složitých geometrických tvarů, což je celkově náročné a nepřesné. Bylo zjištěno, že takto zjištěné momenty setrvačnosti se značně liší od skutečných hodnot.

Proto se *in praxi* užívají metody, kdy se zjišťují momenty setrvačnosti na reálném vozidle **pomocí kývání**. Tyto metody využívají závislosti momentu setrvačnosti tělesa a frekvence

*vlastního kmitání*. Vychází se například z teorie *fyzikálního kyvadla*, *torzního závěsu*, *odvalovacího kyvadla*, *trojvláknového* nebo *čtyřvláknového závěsu*, atd. Prakticky se měření provádí tak, že *se vozidlo rozkývá* (na závěsu, plošině, rámu – podle toho z jaké teorie vycházíme) a *měří se doba kmitu*. Zjištěná hodnota doby kmitu se dosadí do výrazu pro moment setrvačnosti. Výraz momentu setrvačnosti se vyjádří z rovnice popisující kývavý pohyb (kyvadla, závěsu, atd.). Využívá se například z *Lagrangeovy rovnice* (4.1), jež je uvedena v kapitole 4.1.1.



Obr. 26: Měření momentu setrvačnosti vozu T 148 principem odvalovacího kyvadla v areálu Univerzity Pardubice [53]

#### **4.1.3 Opatření k snížení rizika překlápění cisternového vozidla**

Problematika dynamického překlápění, jak byla popsána výše, je složitým dějem závislým na mnoha faktorech. Při dnešní hustotě přepravy nebezpečných kapalných látek pomocí cisternových vozidel, je aktuální zabývat se problematikou překlápění, se kterou je vždy spojena tragická dopravní nehoda. Většinou se tyto nehody neobejdou bez zranění, poškození majetku či znečištění životního prostředí. Je proto snahou takovýmto nehodám zabránit.

Je zapotřebí si uvědomit, že problematika překlopení vozidla je vždy spojena s *obecně třemi základními faktory*, jež se navzájem ovlivňují. Těmi jsou:

1. řidič
2. prostředí
3. vozidlo.

Každý z těchto faktorů může více či méně přispět k tomu, že vozidlo *ztratí rovnovážný stav* a nebo *se dokonce překlopí*. Řidič ovlivňuje jízdu především *způsobem ovládání vozidla*. Prudké natáčení volantu, nepřizpůsobení rychlosti jízdy v daném okamžiku, nevhodné přibrzdění v dané situaci, atd. – tím vším může řidič zapříčinit vznik nestability vozidla. Je zřejmé, že také záleží na vlastním řidiči, na jeho zkušenostech, zdravotním stavu, psychickém rozpoložení, povaze, schopnosti předpovídat situace, ovlivnění omamnými látkami, únavě, atd. Způsob, jak zabránit vzniku nehody tímto faktorem (řidičem), je například *výběr zkušeného řidiče*, který bude řádně proškolen v příslušné problematice (kap. 2.1).

Druhým faktorem je prostředí. To, že prostředí ovlivňuje vznik nehody cisterny, bylo popsáno v kapitole 3.2. Patří sem: boční vítr, sníh, náledí, nerovnosti vozovky, chybně vyprojektovaná vozovka, atd.

Třetím faktorem je vlastní vozidlo. Může být už konstrukčně náchylné k překlopení tím, že má *nízkou klopnou stabilitu*. Vozidla s *vyšším umístěním těžiště* jsou také více náchylná k překlopení. Důležitý je také *technický stav vozidla*, zvláště stav pneumatik a brzdové soustavy.

To, že se všechny tři faktory mohou vzájemně *ovlivňovat*, je zřejmé (jízda zasněženým směrovým obloukem vozidlem s opotřebovanými pneumatikami, kdy řidič prudce sešlápne pedál brzdy).

Nyní se trochu podrobněji zaměříme na opatření proti ztrátě stability u třetího faktoru – vozidla:

#### **A) Snížení těžiště nákladu**

To, že se konstruktéři snaží umístit těžiště vozidla co nejnižší, již bylo uvedeno. Je také snahou vyrábět podvěsy, které nebudou příliš snižovat klopnou stabilitu.

## **B) Tvar cisterny**

Dále je důležité najít *správný tvar cisternové nádoby*. Obecně platí, že čím složitější tvar cisterny, tím těžší je analýza jejího chování. U válcové cisterny se těžiště kapaliny pohybuje jako na nehmotném závěsu okolo geometrického středu. Při nájezdu do směrového oblouku se těžiště kapaliny pohybuje po *kružnici*. To se nedá říci o jiných nekruhových tvarech, jako je například elipsovité tvar. Zde se střed otáčení těžiště mění s přelévající se kapalinou a těžiště kapaliny se pohybuje po nějaké *obecné trajektorii*. Popsat chování takovéto cisterny je tak o mnoho složitější než u válcové. Jiné tvary cisteren nežli válcové (nižší, plošší) se uplatňují kvůli snížení polohy těžiště kapalného nákladu. Ale touto snahou snižovat výšku nákladu rozšířením a zploštěním cisterny se může *zvýšit citlivost prahu převrácení vozidla*.

## **C) Mechanická opatření k eliminaci přelévání kapaliny**

Jednou z možností je *rozdělení cisterny na komory*. V podstatě se v cisternové nádobě vytvoří další samostatné oddíly, v nichž nemá přelévající se kapalina takovou energii, jakou by měla v cisterně bez rozdělení. Jediným problémem je, aby se naplánovala trasa jízdy tak, aby se cisterna *vyprázdnila nejdříve v zadních částech*. Když nelze každý oddíl úplně vyprázdnit, existuje jen minimální citlivost na přelévání, protože se přelévá jen zlomek nákladu.

Dalším opatřením k zmírnění přelévání kapaliny jsou *přepážky* (deflektory). Ty se používají velice často, kromě několika případů, kdy se nesmějí používat z hygienických důvodů (cisterny na mléko). Bývají vyrobeny jako desky s otvory. Přepážky omezují, zpomalují a mění proudění kapaliny z laminárního na turbulentní. Díky tomu proudící kapalina v cisterně *rychle ztrácí svou kinetickou energii*. To je důležité především u cisteren pro přepravu velkých objemů kapaliny, kde by setrvačnost nekontrolovatelně proudící kapaliny mohla velmi nepříznivě ovlivnit jízdní vlastnosti vozidla. Kromě toho přepážky slouží jako *zpevnění tvaru nádoby*. Deflektory mohou být provedeny jako *příčná* nebo *podélná* zábrana. Příčné přepážky zabráňují pohybu kapaliny dopředu/ dozadu – přelévání při deceleraci/ akceleraci. Z hlediska příčné stability jsou důležité podélné deflektory.

## **D) Elektronické systémy vozidla**

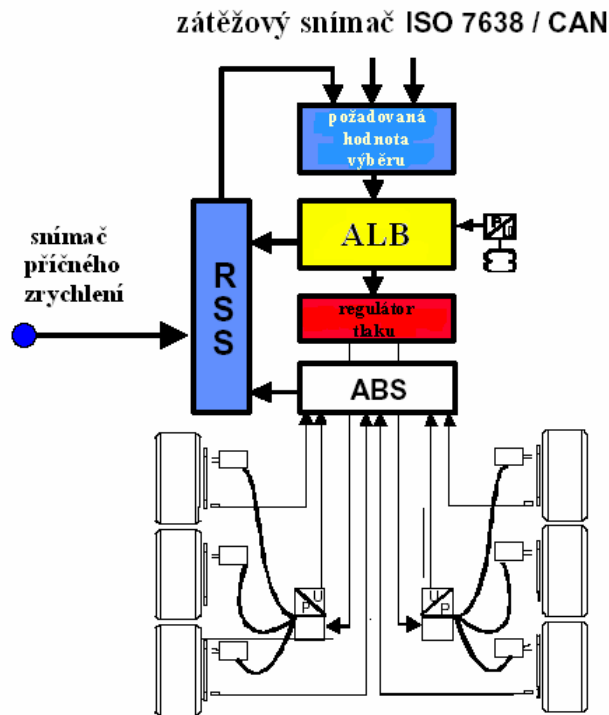
Současná moderní technika umožňuje aplikaci elektronických systémů i na ovládání stability vozidla. Existuje mnoho systémů, ale všechny mají buď *funkci varovnou*, kdy systém pouze upozorní řidiče na nebezpečnou situaci, anebo častěji využívané systémy, které *zasahují do ovládání vozidla* nezávisle na řidiči. V případě nebezpečí porušení stability vozidla se u

varovných elektronických systémů objeví na přístrojové desce *světelné varování* například pomocí LED – diod. V případě, že nebezpečná situace trvá a nebo se nebezpečí stupňuje, je řidič varován i *akustickým signálem*.

Na rozdíl od těchto druhů systémů se v současnosti používají elektronické systémy *zasahující do ovládání vozidla*. Děje se tak bez vědomí řidiče. Princip těchto systémů spočívá v snímání určitých veličin (např. příčné zrychlení) pomocí čidel. Takto získaný signál je odeslán řídicí jednotce, která vyhodnotí situaci a v případě nebezpečí ztráty stability dá impuls akčnímu členu, který provede opatření k vrácení do rovnovážného stavu vozidla (přibrzděním vozidlového kola, změnou charakteristiky pružiny).

Systém *Elektronicky řízené výšky vozidla ECAS* zabezpečuje konstantní výšku podvozku nezávisle na zatížení, hlídá stabilitu vozidla a naklápění. Jednotka ECAS *nastavuje* pomocí elektro-pneumatického systému *vhodné odpružení*. V případě rychlého úhybného manévru, kdy hrozí převrácení vozidla, změní jednotka ECAS charakteristiku na tvrdší. Po dokončení manévru a návratu do stabilní polohy se systém opět přepne na polohu měkkého odpružení. Systém též umožňuje, aby si řidič v případě nakládky či vykládky sám zvolil vhodnou výšku podvozku. Druhým principem elektronických systémů stability nákladních vozidel je *přibrzdování jednotlivých kol*. Systémy stability spolupracují s elektronickými brzdovými systémy (ABS, ASR). Například *Elektronický stabilizační program ESP* pomáhá stabilizovat vozidlo při rychlém průjezdu zatáčkou *pomocí přibrzdění některého z kol a omezením výkonu motoru*. Vstupními informacemi jsou údaje o rychlosti jednotlivých kol, kroutícím momentu motoru, otáčkách motoru, úhlu natočení volantu a o příčném zrychlení vozidla. Nákladní automobily jsou často vybaveny *Elektronickou kontrolou stability (ESC)* firmy Wabco. Systém rozšiřuje funkce elektronicky řízeného brzdového systému EBS, který se často využívá u návěsů.

Cisternový návěs CN 33N využívá spolupráci elektronického brzdového systému EBS a *systému příčné stability RSS* (Roll Stability Support). RSS je funkce integrovaná se softwarem v modulátoru EBS. Systém snímá pomocí čidel veličiny jako jsou obvodové rychlosti kol, aktuální zatížení a příčné zrychlení návěsu. Tyto údaje putují do řídicí jednotky, která vyhodnotí situaci a rozhodne o tom, které kolo bude s jakou intenzitou přibrzděno. Vlastní přibrzdění se už děje *pomocí klasické vzduchové brzdové soustavy*, kdy intenzita brzdění záleží na množství dodaného vzduchu regulátorem tlaku do kolových válců. *Systém RSS výrazně snižuje riziko ztráty stability*.



Obr. 27: Princip činnosti elektronického systému příčné stability RSS (upraveno z [40])

#### 4.1.4 Jízdní zkoušky stability

Jak již bylo řečeno, dynamické překlopení vozidla je závažným problémem, který je nutno řešit. Je snahou studovat tuto problematiku teoreticky, ale nejvíce přínosné jsou zkoušky na reálném vozidle. Proto se provádějí jízdní zkoušky stability.

##### Druhy zkoušek stability:

1. **zkoušky dané koridorem** - vozidlo projíždí předem stanoveným koridorem
  - zkouška může probíhat:- za *ustálených* podmínek
  - za *neustálených* podmínek
2. **zkoušky dané povely řízením** - jedná se o zkoušky dynamické říditelnosti vozidla, kdy úhel natočení volantu je měnná vstupní veličina
  - zkoušky skokovým, impulsním, harmonickým natočením volantu,
  - J-zatáčka, NHTSA Fishook Maneuver
3. **zkoušky změnou hnací/ brzdící síly** - a) *změna hnací síly při zatáčení* (ISO 9816)



b) brzdění v zatáčce

c) brzdění v přímé jízdě

4. zkoušky vlivu prostředí - a) zkoušky vlivů nerovností vozovky

b) zkouška citlivosti na boční vítr (ISO 12021)

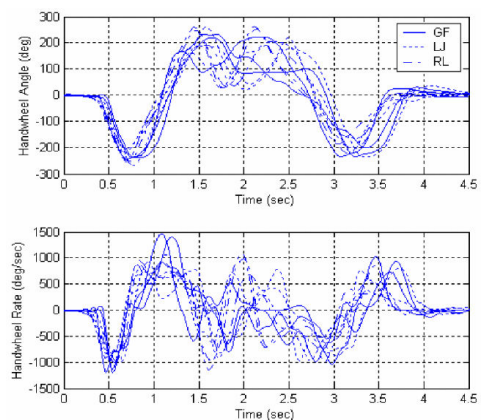
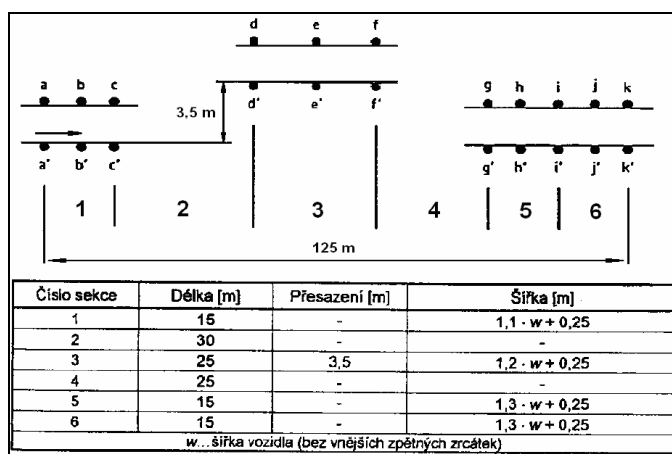
5. simulační zkoušky - zkoušení skutečného vozidla za podmínek, které simulují účinky reálných situací (např. EHK/ OSN č. 111).

### Zkoušky dané koridorem

Nyní bychom se trochu podrobněji zaměřili na první skupinu těchto zkoušek – zkoušky dané koridorem. Zkoušky spočívají v průjezdu vozidla *daným koridorem*, přičemž nesmí dojít ke ztrátě stability vozidla nebo vychýlení některé části vozidla mimo předem určený zkušební koridor. Zkouška může probíhat za ustálených podmínek, kdy se zjišťují statické charakteristiky vozidla (statická říditelnost – přetáčivost/ nedotáčivost; hranice mezního stavu – smyk, překlopení). Sem patří jízda po kruhové dráze konstantní rychlostí (ISO 4138). Když se alespoň některá z relevantních veličin dynamicky mění, pak mluvíme o zkoušce probíhající za neustálených podmínek. Zde se jedná o slalomové zkoušky (AVTP 03 – 30), ale především o jízdni manévry:

- **Dvojitá změna jízdniho pruhu** (dle ISO 3888 – 1)
- **Předjížděcí manévr** (metodika ZM – A/ 07.40)
- **Vyhýbací manévr** (dle ISO 3888 – 2).

### A) Dvojitá změna jízdniho pruhu



Obr. 28: Zkušební koridor Dvojité změny jízdniho pruhu a grafický záznam zkoušky [54]

Tato subjektivní jízdní zkouška probíhající dle normy ISO 3888 – 1 se používá pro vozidla kategorií  $M_1$  a  $N_1$ . Může probíhat dle dvou testovacích metod. První metodou je průjezd vozidla koridorem s konstantní polohou pedálu akcelérátoru při počáteční rychlosti vozidla  $80 \pm 3$  km/ h. Druhá metodika uvádí maximálně možnou počáteční rychlost, při které je vozidlo udržitelné v koridoru. Při zkoušce se měří čas, rychlost jízdy a celkové chování vozidla během zkoušky.

### **B) Předjížděcí manévr**

Metodika ZM – A/ 07.40 vychází z normy ISO 3888 – 1, se kterou má i shodný zkušební koridor. Předjížděcí manévr ale rozšiřuje použitelnost této zkoušky na vozidla kategorií  $M_2$ ,  $M_3$ ,  $N_2$ ,  $N_3$ ,  $O_3$ ,  $O_4$ . Koridor se projíždí v co nejkratším čase a na mezi ovladatelnosti.

Tuto metodiku jízdních zkoušek využívá i TÜV SÜD (dřívější ÚVMV) pro zkoušení stability cisternových vozidel. Na základě ISO 3888 – 1 si vypracovali vlastní metodiku ZM – A07.40v.2 TÜV SÜD Auto CZ s.r.o. Tuto metodiku akceptuje například i MD při navyšování provozní rychlosti přívěsových vozidel. Dříve se provádělo zkoušení návěsových souprav, dnes však tyto požadavky nejsou. TÜV SÜD už ani dnes neprovádí jízdu po kruhové dráze cisternovými vozidly, jelikož především u cisteren je podstatnější neustálený stav v předjížděcím manévru, kdy se kapalina v cisterně rychle přelévá a tím se snižuje stabilita vozidla.. Výsledky ustáleného stavu až tak moc neřeknou.



Obr. 29: Průjezd cisternové jízdní soupravy zkušebním koridorem dle metodiky ZM – A/ 07.40 [35]

Při zkoušce se měří úhel klopení vozidla a čas průjezdu vozidla sekcemi 1 až 5 koridoru (z toho průměrná rychlost průjezdu). Zkouška se vyhodnotí podle dosažených hodnot *úhlu klopení nástavby*, podle *maximální průměrné dosažené rychlosti* a podle *chování vozidla* při zkoušce zjištěného řidičem a statickým pozorovatelem. Zejména skutečnost, že cisternová jízdní souprava při daném manévru nesmí ztratit kontakt žádného kola s vozovkou. Z maximální průměrné rychlosti se zjistí *maximální provozní rychlost vozidla*  $v_{max}$ :

$$v_{max} = v_p + v_k \text{ [km/ h]}, \quad (4.14)$$

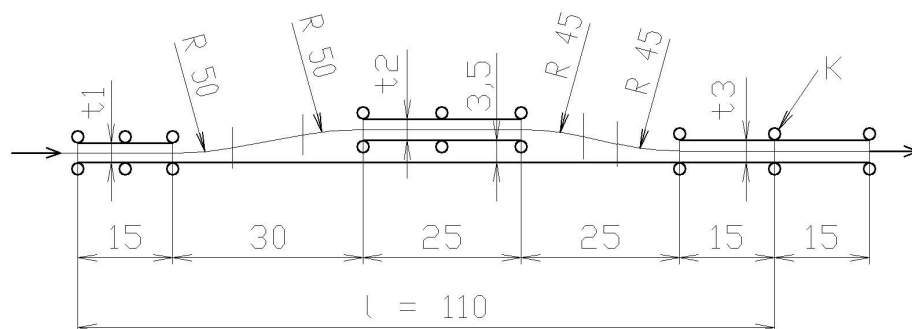
kde  $v_p$  je průměrná dosažená rychlost při zkoušce (na dráze 110 m)

$v_k$  je korekce rychlosti.

Korekce rychlosti se pohybuje v rozmezí 5 – 20 km/ h. Korekce se stanovuje podle dosažených hodnot klopení a podle chování vozidla zjištěného řidičem a pozorovatelem takto:

- ❖  $v_k$  je **15 až 20 km/ h** v případě, že rychlost průjezdu vozidla je dána dosažením meze adheze kol s vozovkou. Přechod vozidla k tomuto meznímu stavu je plynulý bez náhlých změn v chování vozidla. Klopení vozidla se udržuje v přijatelných mezích (tzn. není využit celkový zdvih pérování – zřejmě z úhlu klopení).
- ❖  $v_k$  je **5 až 10 km/ h** v případě, že rychlost průjezdu vozidla je dána dosažením meze adheze kol s vozovkou. Vozidlo se při zkoušce značně klopí (tj. využívá celkový zdvih pérování) ale nedochází ke ztrátě kontaktu kol s vozovkou. Tato korekce se použije i v případě, že vozidlo je neklidné a jeho ovládání klade vyšší nároky na řidiče.
- ❖  $v_k$  je **+ 5 km/ h** v případě, že rychlost průjezdu vozidla je dána ztrátou kontaktu kol s vozovkou, ale nehrozí bezprostřední převrácení vozidla.

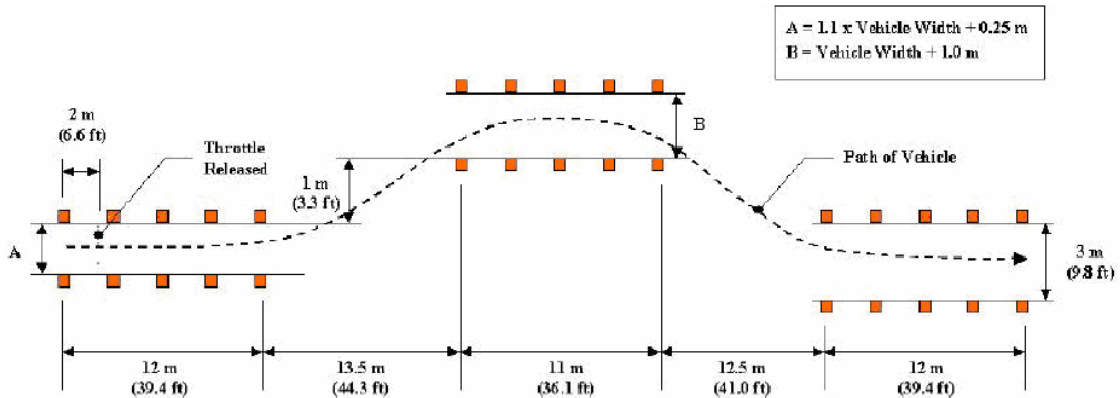
Dochází-li ke ztrátě kontaktu kol s vozovkou před dosažením meze adheze a při dalším zvyšování rychlosti průjezdu hrozí převrácení vozidla, *nelze pak toto vozidlo doporučit do provozu.*



Obr. 30: Jízdní koridor Předjížděcího manévru [53]

### C) Vyhýbací manévr

Vyhýbací manévr dle ISO 3888 – 2 se používání u vozidel kategorií  $M_1$  a  $N_1$ . Norma pouze doporučuje, aby zkouška probíhala se zařazeným nejvyšším rychlostním stupněm a aby otáčky motoru byly minimálně  $2000 \text{ min}^{-1}$ . Koridor by se měl projíždět s uvolněným pedálem akceleratoru. Měří se okamžitá rychlost v místě vzdáleném 2 m od začátku koridoru. Vyhodnocení zkoušky se doporučuje pouze subjektivně.

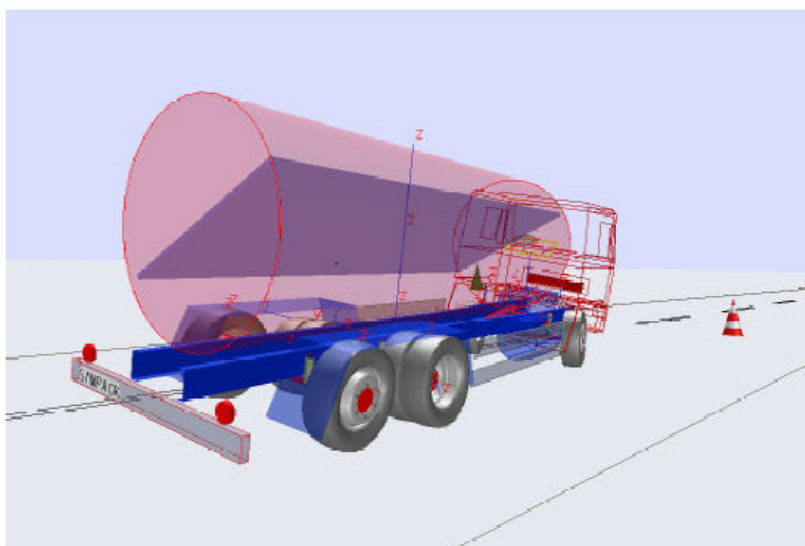


Obr. 31: Jízdní koridor Vyhýbacího manévru [54]

Normy ISO 3888 – 1 a ISO 3888 – 2 se z důvodů: značné složitosti problematiky jízdní dynamiky a ovladatelnosti silničních vozidel, špatné reprodukovatelnosti, značného rozptylu hodnot a nízké objektivitvy **nedají použít pro legislativní účely**.

Jízdní zkoušku ovlivňuje mnoho faktorů, které se dají shrnout do tří skupin: *řidič*, *vozidlo* a *prostředí* (viz. kap. 4.1.3). Z toho plyne, že se **nedají zajistit stejné podmínky při opakování zkoušek**. Navíc až na určité výjimky (NHTSA-NCAP) není jednoznačně prokázána souvislost mezi příčinami dopravních nehod a výsledky jednotlivých zkoušek. Otevírá se tak prostor pro rozsáhlý výzkum.

Současné moderní počítačové technologie umožňují rozvoj počítačové simulace stability vozidla. Do elektronické podoby se převede matematický model vozidla, který je charakterizován fyzikálními veličinami. Jedním ze simulačních programů je například **SIMPACK** (Simulation of Multibody systems PACKage). Ten umožňuje vyšetřovat *dynamické chování komplexních systémů*, jako jsou např. části vozidel nebo celá vozidla. Systémy mohou obsahovat elektrické, hydraulické i pneumatické elementy.



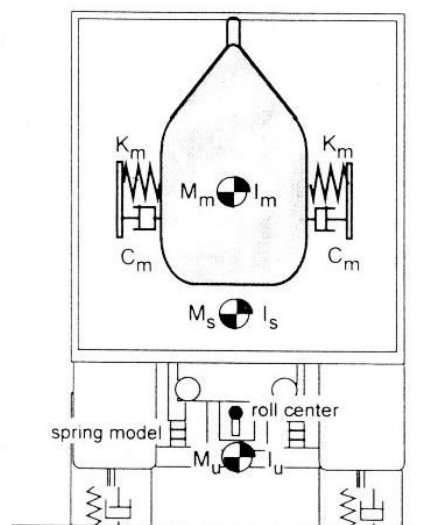
Obr. 32: Počítačový model cisternové jízdní soupravy vytvořený pomocí programu SIMPACK [21]

## 4.2 Vliv druhu nákladu na stabilitu

Při přepravě nákladu užitkovými nákladními vozidly je většinou náklad pevně fixován. Jedná se o náklad pevného skupenství. V určitých případech se však může náklad ve vozidle pohybovat. Jedná se především o kapaliny, ale i o pevné náklady, jako je například přeprava živých zvířat. Pohyb takovýchto nákladů pak může značně ovlivnit chování vozidla při průjezdu směrovým obloukem. Dynamické pohyby nákladu snižují práh převrácení.

### *A) Pohyblivý náklad pevného skupenství*

Co se týče nákladů pevného skupenství, tak je snahou o jeho fixování docíleno vyšší stability vozidla a klidnější a bezpečnější jízdy. Z hlediska stability by měl být pevný náklad rovnoměrně rozložen. Je ale nutné převážet i pevné náklady, u kterých nelze zcela zamezit pohybu. Jedná se například o již zmíněná živá zvířata či zavěšená těla jatečných zvířat, převážená chladírenskými vozy. Tento druh nákladu umožňuje příčný pohyb. Maso, které se přepravuje chladírenskými vozy, se chová jako kyvadlo. Je volně připevněno ke stropu skříňové nástavby pomocí drážek. Takto upevněnému



Obr. 33: Analytický model vozidla převážejícího zavěšené maso [2]

nákladu je umožněn příčný pohyb v kvazi-statické nebo dynamické formě. Krom toho může maso vyvolat dynamický účinek při jeho nárazu do stěny a tím podstatně narušit příčnou stabilitu vozidla.

### ***B) Sypký náklad***

U sypkých materiálů dochází k přesunutí části nákladu ve směru působících sil, čímž se mění poloha těžiště. Při různých řídicích manévrech se materiál přesouvá vlivem setrvačných sil, působících na náklad zejména v podélném, příčném směru tak i ve směrech kombinací uvedených sil. Proti působení podélných a příčných setrvačných sil působí jednak síly reakční, tak síly třecí (stabilizační). U vozidel přepravujících sypké materiály je *nejvíce ohrožena podélná stabilita*, kdy při deceleraci se přesune náklad do přední části návěsu. To má za následek odlehčení náprav návěsu a zvýšení zatížení na točnici tahače a na nápravy tahače. K přesunům snadněji dochází u materiálu s nižším koeficientem tření. Tento materiál se však i snadněji vrací do původní polohy. Jedná se především o sypké substráty prachových substancí (cement, sádra, saze). Přeprava tohoto druhu materiálu je možná pouze v hermeticky uzavřeném ložném prostoru. Nakládka se provádí nafoukáním do ložného prostoru vozidla pomocí vzduchotechniky.

### ***C) Kapalný náklad***

Z hlediska stability jsou při přepravě *nejnebezpečnější* kapalné náklady. Setrvačnost přelévající se kapaliny nepříznivě ovlivňuje jízdní vlastnosti vozidla. Analýza vlivu pohybu kapalného nákladu na příčnou stabilitu bude podrobněji rozebrána v kapitole 4.3. Nyní bych se zmínil o vlivu druhu kapalného nákladu na stabilitu.

Každý cisternový vůz (či přípojné vozidlo) musí být uzpůsobeno k přepravě dané skupiny kapalin, pro jejichž přepravu je určen. Ať už vlastní konstrukcí, tak i výbavou (čerpadla, izolace atd.).

Na stabilitu cisternového vozidla má vliv druh převážené kapaliny. Každá kapalina se dá charakterizovat *stavovými veličinami*. Těmi jsou *tlak, teplota a hustota*.

#### 1. Hustota kapaliny

Hustota kapaliny  $\rho$ , nebo-li měrná hmotnost, je vyjádřena poměrem hmotností elementární částice tekutiny  $dm$  ku jejímu elementárnímu objemu  $dV$  obklopujícímu bod, v němž hustotu určujeme:

$$\rho = \frac{dm}{dV} \left[ \frac{kg}{m^3} \right] \quad (4.15)$$

Kromě toho, že hustota ovlivňuje hydrostatický tlak ( $p_h = \rho \cdot g \cdot h$ ), tak má přímý vliv na hmotnost kapalného nákladu ( $m = \rho \cdot V$ ). Čím vyšší bude hmotnost převážená kapalinou, tím vyšší odstředivá síla na ní bude působit ( $F_o = m \cdot \frac{v^2}{R}$ ). A velikost odstředivé síly přímo určuje velikost klopného momentu ( $M_{kl} = F_o \cdot h_T$ ), který je určující z hlediska příčné stability vozidla. Čili **kapaliny s vyšší hustotou způsobují snížení příčné stability** vozidla. Navíc vyšší hmotnost nákladu má i **vyšší setrvačnost**.

Dle jednoduchého výrazu pro stanovení hustoty kapaliny vyjádříme maximální hustotu tekutiny, kterou může převážet cisternový návěs CN 33N při plném naplnění, aniž by bylo překročeno maximální zatížení:

Geometrický objem válcové nádoby je  $30 \text{ m}^3$ . Naplněná může být maximálně z 96 % geometrického objemu, což odpovídá objemu  $28,8 \text{ m}^3$ . Maximální hmotnost náplně je  $26\,000 \text{ kg}$  (viz. kap. 2.2.1.1). Z těchto údajů už lze vyjádřit maximální hustotu, kterou musí mít náplň, aby se mohla přepravovat při plném naplnění cisterny:

$$\rho_{\max} = \frac{m}{V} = \frac{26000}{28,8} = 902,7 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} \quad (4.16)$$

V případě, že je nutné přepravit kapaliny s vyšší hustotou, se cisterna naplní jen z části. Možnost, že přepravci i přesto naplní cisternu na maximum geometrického objemu a tím jí z hlediska legislativního omezení přetěžují, neuvažují.

Při matematických výpočtech se uplatňují *ideální kapaliny*, jejichž vlastnosti jsou idealizovány. Ideální kapalina se vyznačuje tím, že je dokonale nestlačitelná a bez vnitřního tření. Ve skutečnosti je ale kapalina mírně stlačitelná a má **vnitřní tření**, které výrazně ovlivňuje přelévání kapaliny v cisterně. Vnitřní tření charakterizuje fyzikální vlastnost kapaliny – viskozitu.

## 2. Viskozita kapaliny

Viskozita je *schopnost kapaliny přenášet tečná napětí*. Tato veličina charakterizuje vnitřní tření při vzájemném posouvání vnitřních vrstev kapaliny. Tření vzniká vlivem vzájemného silového působení mezi částicemi při proudění. Tekutina s větším vnitřním třením teče pomaleji, jelikož má větší přitažlivé síly (větší viskozitu). Viskozita, jakožto fyzikální

vlastnost tekutiny, se nejvíce projeví při transportu a přelévání kapalin. Větší viskozita znamená větší brzdění pohybu kapaliny při přelévání. Viskozita je závislá na teplotě. U kapalin platí, že při zvyšování teploty kapaliny, viskozita klesá. Zahříváním viskózní kapaliny se totiž snižuje její molekulární přitažlivost. Kapalina pak řídne a lze ji snadněji přelévat.

Při laminárním proudění newtonských tekutin platí Newtonův zákon viskozity:

$$\tau = \eta \cdot \frac{dv}{dy} \quad (4.17)$$

kde,  $\tau$  je tečné napětí,  $\eta$  je **dynamická viskozita [Pa · s]**,  $dv/dy$  je rychlost smykové deformace, při rovinném proudění nazývaná rychlostní gradient.

Převrácená hodnota dynamické viskozity se nazývá *tekutost*:

$$\varphi = \frac{1}{\eta} \quad (4.18)$$

V rovnicích mechaniky tekutin se často vyskytuje **kinematická viskozita [m<sup>2</sup>/ s]**, vyjádřená vztahem:

$$\vartheta = \frac{\eta}{\rho} \quad (4.19)$$

## ASFALTY

Cisternový návěs CN 33N je určen pro přepravu asfaltu a dalších horkých materiálů, které jsou zařazeny dle ADR do třídy 3 a 9. Obecně je nejčastěji využíván k převozu bitumenu. **Bitumen**, nebo-li živice je označení pro organické kapaliny, které jsou vysoce viskózní, mají černou barvu a jsou zcela rozpustné v sirouhlíku. Asfalt a dehet jsou nejčastější formy živic. Asfalty mají koloidní charakter a jsou kromě malého množství nežádoucích příměsí (minerální nečistoty, koks, rez) pestrou mnoholátkovou směsí organických uhlovodíkových a heterocyklických sloučenin s průměrnou molekulovou hmotností okolo 1000.

*Hustoty asfaltů* se pohybují v rozmezí 980 – 1300 kg/ m<sup>3</sup>. To je ovšem v pevném stavu (20° C). Při přepravě se teplota asfaltu pohybuje nad 120° C, pak je totiž kapalného skupenství. Pevný asfalt totiž taje při teplotách 70 - 100° C. Návěs CN 33N přepravuje asfalt o teplotě 250° C. Při vyšší teplotě klesá hustota kapaliny. A tak hustoty přepravovaných asfaltů se pohybují okolo 1000 kg/ m<sup>3</sup> a méně. Například při teplotě 25° C má silniční asfalt (chemický název: asfalt oxidovaný) hustotu 1020 kg/ m<sup>3</sup> (stanoveno dle ČSN EN 15326) a při zahřátí na



teplotu 135° C se jeho hustota sníží na 950° C (výpočtem). Jak již bylo popsáno výše, tak i viskozita kapaliny klesá při její vzrůstající teplotě. Proto se *dynamická viskozita asfaltů* pohybuje při teplotě 60° C v rozmezí 23 – 200 Pa · s a při teplotě 150° C 70 – 200 mPa · s. Asfalt zahřátý na vyšší teplotu je tak více řidší a snadněji se přelévá.

**ADR:** Látka zahřátá, kapalná, j.n. (asfalt)

**UN číslo:** 3257

**Třída:** 9

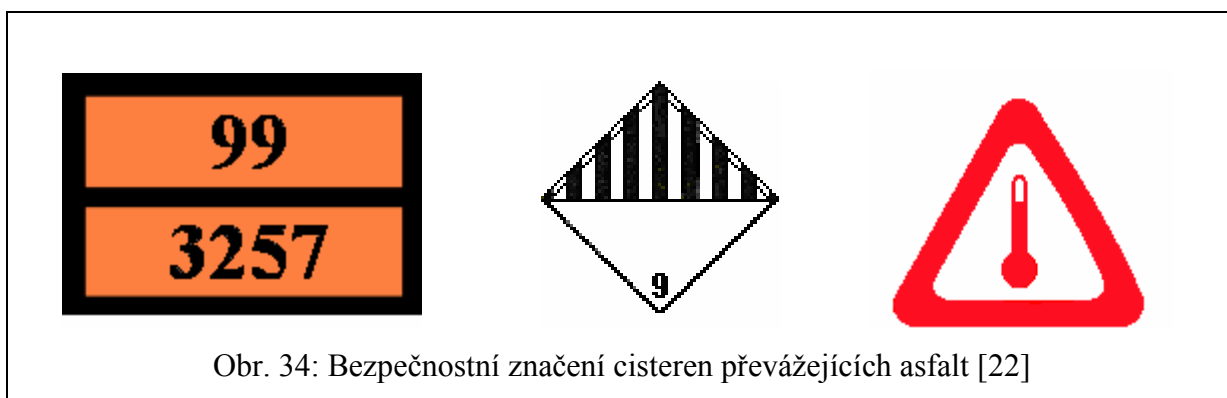
**Obalová skupina:** III

**Bezp. značka:** 9 a značka pro zahřáté látky

**Identifikační číslo nebezpečnosti:** 99

**Typ vozidla dle ADR:** AT

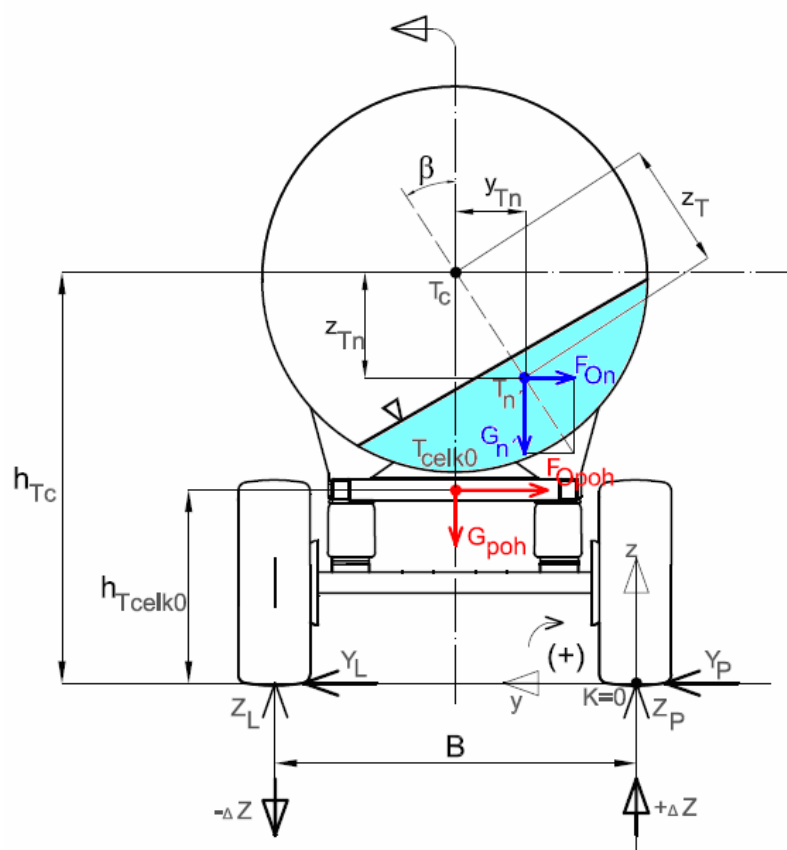
Tab. 4: Informace pro přepravu asfaltu [49]



#### 4.3 Početní řešení stability cisternového vozidla při průjezdu zatáčkou

Při řešení příčné stability cisternového návěsu přepravujícího kapalný náklad budeme opět vycházet z *ustáleného stavu*, kdy vozidlo jede konstantní rychlostí zatáčkou s konstantním poloměrem. Pro názornost budu obecně řešit poslední nápravu trojnápravy cisternového návěsu CN 33N. K tomu je zapotřebí upřesnit si *rozložení celkové hmotnosti* mezi nápravy. Ve skutečnosti je poloha těžiště pohotovostní tíhy vozidla v podélném směru jiná, než je poloha těžiště kapalné náplně v podélném směru. V tomto případě by se ale rozložení celkové hmotnosti mezi nápravy měnilo s velikostí náplně kapaliny v cisterně. Proto zavedeme zjednodušující předpoklad, že poloha obou těžišť v podélném směru vozidla je stálá. Potom tedy lze provést následující úvahu. Celková tíhová síla plného návěsu je  $G_{celk}$

= 350 000 N. Z kapitoly 2.2.1.1 je známo, že část celkové tíhy návěsu připadá na zatížení točnice tahače a to hodnotou  $Q_t = 112\,268,62\text{ N}$  (32 % z celkové tíhy návěsu). Zbytek připadá na zatížení trojnáprav návěsu hodnotou  $Q_p = 237\,731,38\text{ N}$  (68 % z celkové tíhy návěsu). Protože není přesně určeno jaká část z celkové tíhy připadá na zatížení jednotlivých náprav, tak provedeme zjednodušující úvahu a to, že každá náprava trojnápravy bude zatížena zhruba hmotností 8 t (čili každá náprava bude zatížena asi 23 % celkové hmotnosti). Ve skutečnosti je zatížení jednotlivých náprav jiné a nejvíce zatížena je poslední náprava. Nyní lze přistoupit k vlastnímu řešení.



Obr. 35: Grafický rozbor sil působících na cisternu při průjezdu zatáčkou

Budeme považovat, že  $Z_{3L} = Z_L$  a  $Z_{3P} = Z_P$ . Při jízdě zatáčkou s konstantním poloměrem konstantní rychlostí se těžiště náplně  $T_n'$  přesune o příčnou vzdálenost  $y_{Tn}$  a posune se nahoru do polohy určené souřadnicí  $z_{Tn}$ .

- vyjádření proměnných hodnot určujících polohu těžiště kapaliny:

$$y_{Tn} = z_T \cdot \sin \beta \quad (4.20)$$

$$z_{Tn} = z_T \cdot \cos \beta \quad (4.21)$$

kde se hodnota  $z_T$  u válcové cisterny při jízdě zatáčkou nemění (za předpokladu, že se nemění tvar hladiny kapaliny)

- **Těžiště kapaliny  $T_n'$ :**

- působí zde odstředivá síla  $F_{On} = m_n' \cdot a_N = G_n' \cdot \frac{a_N}{g}$  (4.22)

- úhel sklonu hladiny  $\beta$ :  $tg \beta = \frac{y_{Tn}}{z_{Tn}} = \frac{F_{On}}{G_n'} = \frac{m_n' \cdot a_N}{m_n' \cdot g} = \frac{a_N}{g}$  (4.23)

- **Těžiště pohotovostní tíže vozidla  $T_{celk0}$ :**

- působí zde odstředivá síla  $F_{Opoh} = m_{poh} \cdot a_N = G_{poh} \cdot \frac{a_N}{g}$  (4.24)

- úhel sklonu hladiny  $\beta$ :  $tg \beta = \frac{F_{Opoh}}{G_{poh}} = \frac{m_{poh} \cdot a_N}{m_{poh} \cdot g} = \frac{a_N}{g}$  (4.25)

Rovnovážná soustava sil:

$$\sum_i F_{iz} = 0; Z_L + Z_P - 0,23 \cdot (G_{poh} + G_n') = 0 \quad (4.26)$$

$$Z_L + Z_P = 0,23 \cdot (G_{poh} + G_n')$$

$$\sum_i F_{iy} = 0; Y_L + Y_P - 0,23 \cdot (F_{Opoh} + F_{On}) = 0 \quad (4.27)$$

$$Y_L + Y_P = 0,23 \cdot (F_{Opoh} + F_{On})$$

Hodnotu 0,23 (zadní náprava zatížená 23 % celkové hmotnosti) dále nebudeme uvažovat. Kdybychom převedli proměnné síly do bezrozměrného tvaru podělením jejich maximální hodnotou, tak se hodnota 0,23 vykrátí. Takže momentovou rovnováhu budeme počítat tak, jakoby nad zadní nápravou působily celé síly  $G_{poh}$  a  $G_n'$ :

Rovnováha momentů:

$$\sum_i M_{iK} = 0; Z_L \cdot B - G_{poh} \cdot \frac{B}{2} - G_n' \cdot \left( \frac{B}{2} - y_{Tn} \right) + F_{On} \cdot (h_{Tc} - z_{Tn}) + F_{Opoh} \cdot h_{Tcelk0} = 0 \quad (4.28)$$

úpravy:

$$\begin{aligned}
 Z_L \cdot B &= G_{poh} \cdot \frac{B}{2} + G_n' \cdot \left( \frac{B}{2} - y_{Tn} \right) - F_{On} \cdot (h_{Tc} - z_{Tn}) - F_{Opoh} \cdot h_{Tcelk0} \\
 Z_L \cdot B &= \frac{1}{2} \cdot G_{poh} \cdot B + G_n' \cdot B \cdot \left( \frac{1}{2} - \frac{y_{Tn}}{B} \right) - F_{On} \cdot B \cdot \left( \frac{h_{Tc}}{B} - \frac{z_{Tn}}{B} \right) - F_{Opoh} \cdot B \cdot \frac{h_{Tcelk0}}{B} \\
 Z_L &= \frac{1}{2} \cdot \left[ G_{poh} + G_n' \cdot \left( 1 - \frac{2 \cdot y_{Tn}}{B} \right) - 2 \cdot G_n' \cdot \frac{a_N}{g} \cdot \left( \frac{h_{Tc}}{B} - \frac{z_{Tn}}{B} \right) - 2 \cdot G_{poh} \cdot \frac{a_N}{g} \cdot \frac{h_{Tcelk0}}{B} \right] \\
 Z_L &= \frac{1}{2} \cdot \left[ G_{poh} \cdot \left( 1 - 2 \cdot \frac{a_N}{g} \cdot \frac{h_{Tcelk0}}{B} \right) + G_n' \cdot \left( 1 - \frac{2 \cdot y_{Tn}}{B} - 2 \cdot \frac{a_N}{g} \cdot \frac{h_{Tc}}{B} + 2 \cdot \frac{a_N}{g} \cdot \frac{z_{Tn}}{B} \right) \right] \quad (4.29)
 \end{aligned}$$

Dle vztahu (4.23)  $\frac{y_{Tn}}{z_{Tn}} = \frac{a_N}{g}$  bude platit  $y_{Tn} = \frac{a_N}{g} \cdot z_{Tn}$ , kde po dosazení bude:

$$\begin{aligned}
 Z_L &= \frac{1}{2} \cdot \left[ G_{poh} \cdot \left( 1 - 2 \cdot \frac{a_N}{g} \cdot \frac{h_{Tcelk0}}{B} \right) + G_n' \cdot \left( 1 - \frac{2 \cdot \frac{a_N}{g} \cdot z_{Tn}}{B} - 2 \cdot \frac{a_N}{g} \cdot \frac{h_{Tc}}{B} + 2 \cdot \frac{a_N}{g} \cdot \frac{z_{Tn}}{B} \right) \right] \\
 Z_L &= \frac{1}{2} \cdot \left[ G_{poh} \cdot \left( 1 - 2 \cdot \frac{a_N}{g} \cdot \frac{h_{Tcelk0}}{B} \right) + G_n' \cdot \left( 1 - 2 \cdot \frac{a_N}{g} \cdot \left( \frac{z_{Tn}}{B} + \frac{h_{Tc}}{B} - \frac{z_{Tn}}{B} \right) \right) \right]
 \end{aligned}$$

kde po odečtení hodnoty  $\frac{z_{Tn}}{B}$  získáme výsledný vztah:

$$\boxed{Z_L = \frac{1}{2} \cdot \left[ G_{poh} \cdot \left( 1 - 2 \cdot \frac{a_N}{g} \cdot \frac{h_{Tcelk0}}{B} \right) + G_n' \cdot \left( 1 - 2 \cdot \frac{a_N}{g} \cdot \frac{h_{Tc}}{B} \right) \right]} \quad (4.30)$$

#### Rozbor výsledného vztahu:

Konečný výraz (4.30) už neobsahuje proměnné hodnoty určující polohu těžiště kapaliny  $y_{Tn}$  a  $z_{Tn}$ , které se vynuřily. Z toho plyne, že **stabilita jízdy vozidla v zatáčce NENÍ ZÁVISLÁ NA POSUNUTÍ TĚŽIŠTĚ KAPALINY  $T_n'$** . Je závislá jen na proměnných veličinách tíže kapaliny  $G_n' = m_n' \cdot g = \rho \cdot V \cdot g$ , a na proměnném dostředivém zrychlení  $a_N$ . Pak je závislá na konstantních parametrech vozidla  $G_{poh}$ ,  $h_{Tcelk0}$ ,  $B$ ,  $h_{Tc}$ . Při analýze vlivu naplnění cisterny na stabilitu jízdy vozidla v zatáčce není nutné určovat souřadnici  $z_T$  těžiště kapaliny  $T_n'$  v klidu, ani souřadnice  $z_{Tn}$  a  $y_{Tn}$  těžiště  $T_n'$  při jízdě zatáčkou, ani složitý prostorový tvar hladiny kapaliny v zatáčce. Stačí vyjádřit dostředivé zrychlení  $a_N = r_Z \cdot \omega^2$ , tíži kapaliny  $G_n'$  a znát konstantní parametry vozidla  $B$ ,  $h_{Tcelk0}$ ,  $h_{Tc}$ ,  $G_{poh}$ . Tím je potvrzeno i to, že výslednici, kterou svírají  $F_{On}$  a  $G_n'$ , lze libovolně posouvat po její nositelce bez vlivu na výsledek rovnováhy sil

a momentů systému (platí z hlediska statiky). Nejvýhodnější je tedy zvolit působíště výslednice sil v geometrickém středu válcové cisterny, tedy v jejím těžišti  $T_c$ . Provedeme-li momentovou rovnováhu i na základě této úvahy, tak poté dospějeme k stejnému vyjádření pro  $Z_L$  jako je výraz (4.30). Po dosazení všech parametrů do vztahu (4.30) získáme hodnotu velikosti radiální reakce levého kola. Protože jsme počítali momentovou rovnici k otočnému bodu v místě styku pravého (více zatíženého) kola s vozovkou, získali jsme vztah pro radiální reakci levého kola. Toto kolo, které se nachází na vnitřní straně při projíždění zatáčky, je odlehčováno a je tedy z hlediska stability více sledované. Vyjde-li ve výsledném vztahu (4.30) *kladná nenulová hodnota radiální reakce levého kola*, pak *zůstane stabilita vozidla při průjezdu zatáčkou zachována*. V opačném případě, kdy kolo ztratí styk s vozovkou a vyjde radiální reakce nulová, se stabilita jízdy zatáčkou poruší.

Na hranici stability platí, že  $Z_L = 0$ . Po dosazení tohoto výrazu do vztahu (4.30) získáme nulové vyjádření levé strany rovnice:

$$0 = \frac{1}{2} \cdot \left[ G_{poh} \cdot \left( 1 - 2 \cdot \frac{a_N}{g} \cdot \frac{h_{Tcelk0}}{B} \right) + G_n' \cdot \left( 1 - 2 \cdot \frac{a_N}{g} \cdot \frac{h_{Tc}}{B} \right) \right] \quad (4.31)$$

Vztah řešíme pomocí následujících úprav:

$$\begin{aligned} 0 &= \frac{1}{2} \cdot \left[ \left( G_{poh} - G_{poh} \cdot 2 \cdot \frac{a_N}{g} \cdot \frac{h_{Tcelk0}}{B} \right) + \left( G_n' - G_n' \cdot 2 \cdot \frac{a_N}{g} \cdot \frac{h_{Tc}}{B} \right) \right] \\ 0 &= \frac{1}{2} \cdot \left[ \left( G_n' + G_{poh} \right) - G_{poh} \cdot 2 \cdot \frac{a_N}{g} \cdot \frac{h_{Tcelk0}}{B} - G_n' \cdot 2 \cdot \frac{a_N}{g} \cdot \frac{h_{Tc}}{B} \right] \\ 0 &= \frac{1}{2} \cdot \left[ \left( G_n' + G_{poh} \right) - 2 \cdot \frac{a_N}{g} \cdot \left( G_n' \cdot \frac{h_{Tc}}{B} + G_{poh} \cdot \frac{h_{Tcelk0}}{B} \right) \right] \\ 0 &= \frac{1}{2} \cdot \left( G_n' + G_{poh} \right) - \frac{1}{2} \cdot 2 \cdot \frac{a_N}{g} \cdot \left( \frac{G_n' \cdot h_{Tc} + G_{poh} \cdot h_{Tcelk0}}{B} \right) \\ \frac{1}{2} \cdot 2 \cdot \frac{a_N}{g} \cdot \left( \frac{G_n' \cdot h_{Tc} + G_{poh} \cdot h_{Tcelk0}}{B} \right) &= \frac{1}{2} \cdot \left( G_n' + G_{poh} \right) \quad \bigg/ \cdot \left( \frac{2}{G_n' \cdot h_{Tc} + G_{poh} \cdot h_{Tcelk0}} \right) \\ 2 \cdot \frac{a_N}{g} \cdot \frac{1}{B} &= \frac{G_n' + G_{poh}}{G_n' \cdot h_{Tc} + G_{poh} \cdot h_{Tcelk0}} \\ 2 \cdot \frac{a_N}{g} &= B \cdot \frac{G_n' + G_{poh}}{G_n' \cdot h_{Tc} + G_{poh} \cdot h_{Tcelk0}} \end{aligned} \quad (4.32)$$

- platí, že:  $a_N = \frac{v^2}{r_Z} = r_Z \cdot \omega^2$  kde  $r_Z$  je poloměr zatáčky a  $v$  je rychlost jízdy (4.33)

- po dosazení výrazu pro normálové zrychlení (4.33) do vztahu (4.32) obdržíme vyjádření:

$$2 \cdot \frac{a_N}{g} = 2 \cdot \frac{r_Z \cdot \omega^2}{g} = 2 \cdot \frac{v^2}{r_Z \cdot g} = B \cdot \frac{G_n' + G_{poh}}{G_n' \cdot h_{Tc} + G_{poh} \cdot h_{Tcelk0}} \quad (4.34)$$

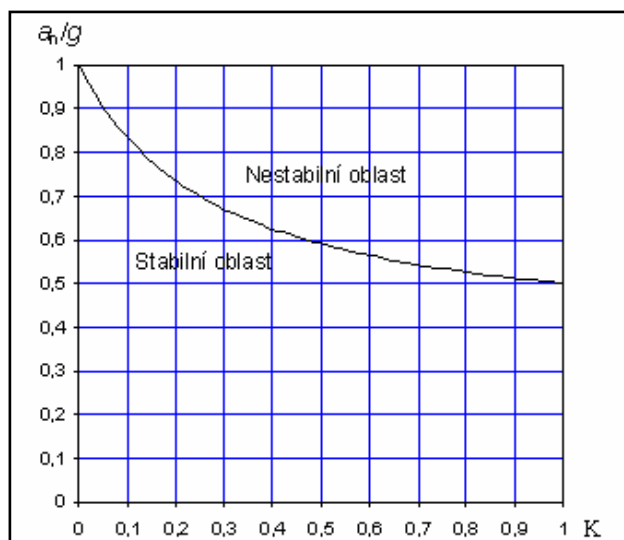
Z výrazu (4.34) lze už pak vyjádřit kritické normálové zrychlení  $a_N$  a kritickou rychlost jízdy  $v$ , při které cisterna ztratí stabilitu:

➤ **Kritická hodnota normálového zrychlení**  $a_N = \frac{B \cdot g}{2} \cdot \frac{G_n' + G_{poh}}{G_n' \cdot h_{Tc} + G_{poh} \cdot h_{Tcelk0}}$  (4.35)

➤ **Kritická hodnota rychlosti jízdy vozidla**  $v = \sqrt{\frac{B \cdot g \cdot r_Z}{2} \cdot \frac{G_n' + G_{poh}}{G_n' \cdot h_{Tc} + G_{poh} \cdot h_{Tcelk0}}$  (4.36)

Poslední vyjádřený vztah (4.36) udává kritickou rychlost jízdy, při které ztratí vozidlo stabilitu tím, že nabude hodnota radiální reakce jednoho kola nuly. Vztah lze vyjádřit i graficky, kdy při různých poloměrech zatáčky  $r_Z$  (bez sklonu vozovky) a při různém naplnění cisterny získáme grafickou závislost kritické rychlosti jízdy. Tento graf aplikovaný na cisternový návěs CN 33N je uveden v kapitole 5.2.

Mez stability lze vyjádřit i grafickou závislostí poměru  $a_N/g$  na koeficientu naplnění cisterny  $K$ . Přibližný průběh meze stability pro obecné vozidlo je znázorněn na grafu v obr. 36.



Obr. 36: Grafické vyjádření meze stability [52]

## 5. VYHODNOCENÍ

V této práci bylo pro výpočtovou část zvoleno konkrétní vozidlo, a to cisternový návěs pro přepravu nebezpečných látek třídy 3 a 9 s označením CN 33N obchodní společnosti Kobit s.r.o. Na toto přípojné vozidlo byla aplikována teorie, jež se týkala příčné stability vozidla při průjezdu směrovým obloukem. Kromě toho práce obsahuje informace, které souvisí s problematikou ztráty stability a překlápění cisternových vozidel.

### 5.1 Zjednodušující předpoklady

Při výpočtech byly použity určité zjednodušující předpoklady, které více či méně ovlivňují objektivitu výsledků. Problematika příčné stability při průjezdu zatáčkou je sama o sobě vcelku složitá, jelikož zde přistupuje mnoho faktorů, které v dané situaci působí. U cisternových a na navíc přípojných vozidel to platí dvojnásobně. Proto si v praxi vypomáháme určitými zjednodušujícími předpoklady, které příliš neovlivní správnost výsledků. U cisteren se to řeší tím, že se počítá průjezd zatáčkou *při ustálené jízdě* po kruhové dráze s konstantní rychlostí vozidla. Ve skutečnosti je největším problémem u cisteren ztráta dynamické stability. Ta se zjišťuje pomocí jízdních zkoušek, které ale mají tu nevýhodu, že nikdy nezajistíme stejné podmínky při následujících jízdách. Co se týče jízdni soupravy, tak ta se řeší jako mechanismus spojený prostřednictvím kulového spojení. Tahač a přípojné vozidlo se tak vzájemně ovlivňují. Tento fakt jsem zanedbal a návěs jsem řešil buď jako *samostatné cisternové vozidlo*, nebo jsem jízdni soupravu uvažoval *jako jeden celek*. Ve skutečnosti existují systémy, které se snaží zvyšovat stabilitu vozidla (např. elektronický systém RSS). Při výpočtech se *vliv těchto systémů neuvažuje*. V této práci jsou však pro komplexnost uvedeny. Při řešení průjezdu cisternového vozidla zatáčkou bylo použito vozidlo *jako tuhý celek* bez vlivu pérování a pneumatik. Záměrem početního řešení bylo popsání vlivu kapaliny na stabilitu. Vliv druhu podvozku je teoreticky rozebrán v samostatné kapitole. Další nepřesností může být zjednodušující úvaha *rovnosti čel* cisternové nádoby. Ve skutečnosti jsou čela cisterny vypouklá. Tento fakt by ale neúměrně komplikoval výpočty, což by přesahovalo rámec této práce. Ostatní zjednodušení, použitá v této práci, lze považovat za nepodstatná na celkový výsledek (např. zaokrouhlování tíhového zrychlení).

## 5.2 Vyhodnocení výsledků

### **Statická stabilita**

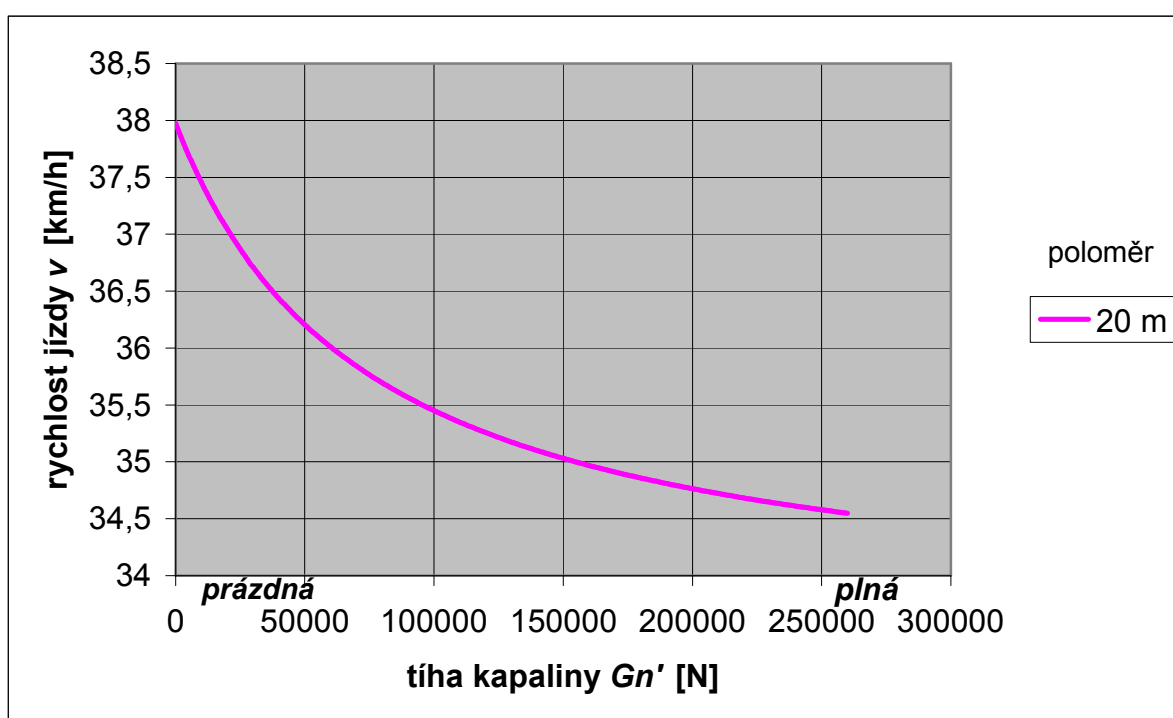
Po grafickém rozboru byla početně posouzena stabilita cisternového návěsu CN 33N. Nejprve muselo být zjištěno těžiště. Kapitola 2.2.1.1 popisuje jakým způsobem se to provádí. Ze zadaných hodnot musely být nejprve určeny pomocné parametry ( $\varphi$ ,  $G_n$ ,  $h_{Tc}$ ,  $h_{Tn}$ ). Poté se pomocí statických momentů vypočítala poloha celkového těžiště  $T_{celk}$  [( $x_T$ ;  $y_T$ ;  $z_T$ ) m] = (4,177; 0; 2,128). Následně bylo z rovnováhy sil na nosníku určeno maximální zatížení na točnici tahače ( $Q_t = 112\,268,62\text{ N}$ ) a na trojnápravu návěsu ( $Q_p = 237\,731,38\text{ N}$ ). Maximální zatížení **vyhovuje** i dle platné legislativy. CN 33N se vyrábí od roku 1998 a tak se z hlediska statické stability na něj vztahuje legislativa daná Dohodou ADR. Podle ní by mělo platit, že  $T_S \geq h_{Tcelk} \cdot 0,9$ . Zjištěná výška celkového těžiště  $h_{Tcelk}$  se dosadí do předchozího vztahu:  $2,4\text{ m} \geq 1,9153\text{ m}$ . Z uvedeného výrazu vyplývá, že cisternový návěs z hlediska statické stability zjištěné dle ADR, zcela **vyhovuje a je staticky stabilní**. Pro další úvahy bylo nutno zjistit i polohu těžiště prázdného návěsu. To se nachází v souřadnicích:  $T_{celk0}$  [( $x_T$ ;  $y_T$ ;  $z_T$ ) m] = (4,714; 0; 1,818).

### **Stabilita při ustálené jízdě po kruhové dráze**

Cílem kapitoly 4.3 bylo najít vztah pro vyjádření kritické rychlosti jízdy, při níž cisternové vozidlo s různým množstvím kapaliny jede na hranici stability. Tento stav nastane při porušení stability, kdy radiální reakce vnitřního (méně zatíženého) kola je rovna nule. Po základním grafickém rozboru byly odvozeny vztahy pro odstředivé síly, působící v těžišti cisternového automobilu a kapalného nákladu. Z momentové rovnováhy počítané k bodu styku pravého kola s vozovkou byl vyjádřen vztah pro radiální reakci levého kola. Tento vztah už neobsahuje výrazy pro polohu těžiště kapaliny. Je tedy zřejmé, že *při kvazi-statickém ději není stabilita vozidla v zatáčce závislá na posunutí těžiště kapaliny*. Lze proto výslednici odstředivé a tíhové síly kapaliny libovolně posouvat po její nositelce. Vyjde-li ve zjištěném vztahu hodnota radiální reakce levého kola kladná, zůstane stabilita vozidla při průjezdu zatáčkou zachována. K porušení stability dojde, když kolo ztratí styk s vozovkou, čímž vyjde hodnota radiální reakce nulová. Vozidlo se teoreticky může překlomit i při kvazi-statickém ději. K tomu dojde, když výslednice celkové odstředivé a celkové tíhové síly bude směřovat za bod dotyku kola s vozovkou. Do vztahu byla dosazena nulová hodnota radiální reakce levého kola, což odpovídá jízdě na hranici stability. Po úpravách byly vyjádřeny

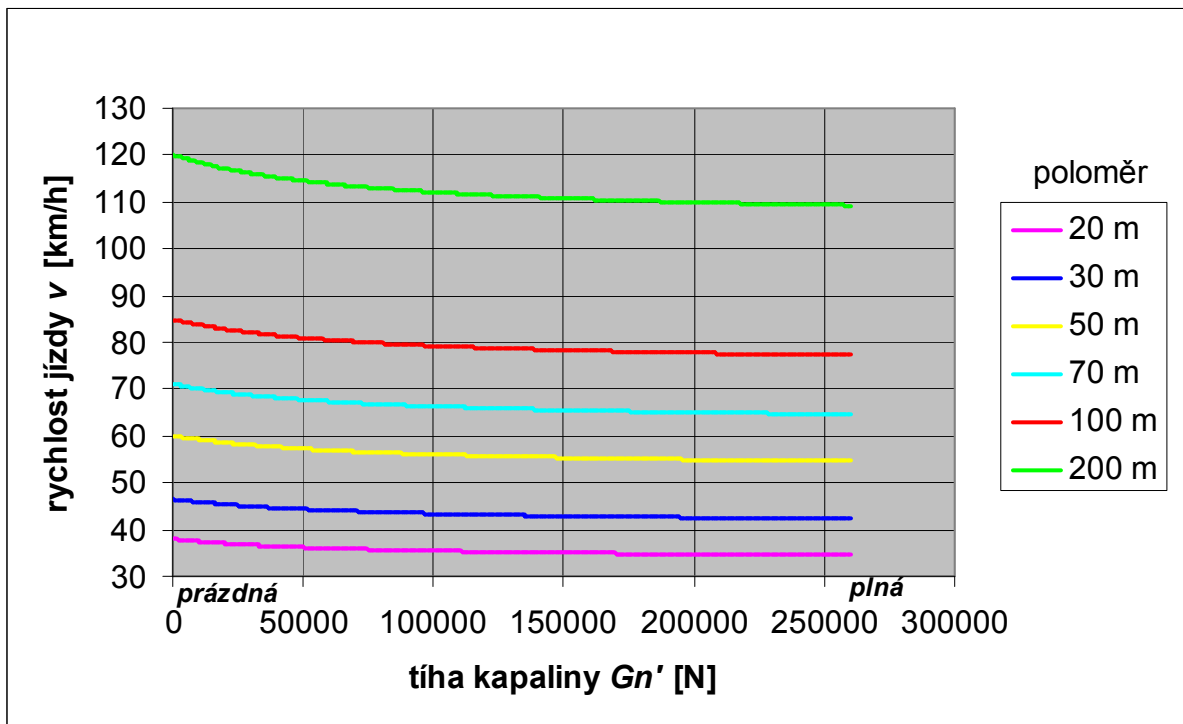


výrazy pro kritické normálové zrychlení a pro kritickou rychlost jízdy na hranici stability. Dosadíme-li do druhého vztahu hodnoty cisternového návěsu CN 33N, získáme grafickou závislost rychlosti jízdy na tíze kapaliny. Tuto závislost při průjezdu směrovým obloukem o poloměru 20 m popisuje graf na obr. č. 37. Z něj lze vyčíst, že při rostoucím množství kapaliny se snižuje rychlost jízdy na hranici stability, s kterou lze zatáčku projet. Jinak řečeno s větším naplněním cisterny se snižuje její stabilita. Při poloměru směrového oblouku 20 m, dělá rozdíl v kritické rychlosti jízdy plné a prázdné cisterny zhruba 4 km/ h.



Obr. 37: Grafické znázornění závislosti rychlosti jízdy na množství kapaliny při poloměru oblouku 20 m

Lze grafickou závislost vyjádřit i pro různé poloměry směrových oblouků (obr. 38). Zde je vidět, že při vyšších poloměrech je rozdíl kritických rychlostí u plné a prázdné cisterny vyšší. Při poloměru 200 m je to zhruba 12 km/ h. Zatímco plná cisterna může projet tento oblouk maximální rychlostí 109 km/ h, s prázdnou to lze teoreticky zvládnout rychlostí 121 km/ h. Z toho lze usuzovat, že vliv přítomnosti kapaliny v nádrži na stabilitu je podstatnější až při vyšších rychlostech jízdy a větších poloměrech oblouků.



Obr. 38: Grafické znázornění závislosti rychlosti jízdy na množství kapaliny při různých poloměrech oblouků

## 6. ZÁVĚR

Práce pojednává o příčné stabilitě cisternových vozidel. Problematika ztráty stability a překlápění reálných vozidel je vcelku složitá. Proto byly použity zjednodušující předpoklady. Na jejich základě byl proveden početní rozbor ustálené jízdy cisternového vozidla po kruhové dráze. Výsledkem bylo získání vztahu pro kritickou rychlost jízdy, při níž se cisterna pohybuje na hranici stability. Po dosažení hodnot byla vyjádřena grafická závislost rychlosti jízdy a množství kapaliny při různých poloměrech oblouků. Příklad byl řešen pro reálné přípojné vozidlo a to pro cisternový návěs s celkovou hmotností 35 tun obchodní společnosti Kobit s.r.o. Na tomto vozidle byl proveden i výpočet těžiště dle platné legislativy. Právě její poloha je rozhodující z hlediska statické stability vozidla. Návěs z tohoto pohledu podléhá legislativě dané evropskou Dohodou ADR. Početně bylo ověřeno, že cisternový návěs splňuje požadavky dané Dohodou a je staticky stabilní proti překlopení. Práce též popisuje metodiku zkoušení cisternových vozidel proti překlopení dle předpisu EHK č. 111. Ten vychází ze simulace kvazi-statického děje, který vzniká při průjezdu vozidla směrovým obloukem o konstantním poloměru při konstantní rychlosti jízdy. Simulace se provádí postupným naklápěním na sklopné plošině. Alternativně lze provést zkoušku i počtetně.

Práce také obsahuje informace týkající se činitelů, které ovlivňují stabilitu cisternového vozidla proti překlopení. Také popisuje způsoby řešení, které se snaží zabraňovat nehodám cisteren. Určitá část je věnována i kapalným nákladům cisteren, jejich druhům a vlivu na stabilitu vozidla. U reálných vozidel je největším problémem dynamické překlopení. To se kontroluje pomocí jízdních zkoušek. Jejich nevýhoda však spočívá v neopakovatelnosti podmínek. Základní informace o jízdních zkouškách jsou tu též uvedeny.

Závěrem tedy lze říci, že práce splňuje požadavky, které na ní byly zadáním kladeny. Podařilo se také splnit cíle, jež jsem si pro vypracování stanovil.

## Seznam použitých zkratk a symbolů

$\dot{\beta}; \ddot{\beta}$	časové derivace výchylky $\beta$ (úhlová rychlost; úhlové zrychlení)
A	vzdálenost král. čepu od přední části nádrže
A	parametr klotoidy
ABS	Anti Block System – protiblokovací systém brzd
ADR	Evropská dohoda o mezinárodní silniční přepravě nebezpečných věcí
$A_i$	zatížení nápravy/ skupiny náprav
ALB	automatický regulátor brzdné síly závislý na zatížení
AlSi	hliníková slitina legovaná křemíkem
$a_N$	normálové (dostředivé) zrychlení
ASR	Anti Slip Regulation – protiprokluzové zařízení
$A_T$	celková hmotnost vozidla
AT	typ vozidla dle ADR
B	rozchod kol
b	příčná délka hladiny kapaliny ve válcové cisterně
BPW	firma Bergische Patentachsenfabrik v městečku Wiehl
C	klopná (vratná) tuhost nápravy
c	vzdálenost těžiště kapaliny od geometrického středu válcové cisterny
CAN	Controller Area Network – počítačově podporovaná datová síť
$C_{DGi}$	naklápěcí tuhost zavěšení kol v ose otáčení nápravy
$C_{DGMi}$	ekvivalentní naklápěcí tuhost zavěšení kol v rovině vozovky
$C_{DRESi}$	kombinovaná naklápěcí tuhost zavěšení kol v rovině vozovky
$C_{DRESK}$	naklápěcí tuhost
$C_{DREST}$	celková naklápěcí tuhost
$C_{DRi}$	naklápěcí tuhost nápravy/ skupiny náprav
$c_K$	tuhost odpružení kola
CN 33N	označení cisternového návěsu obchodní společnosti Kobit s.r.o.
$c_p$	tuhost pružin
$c_{red}$	redukováná tuhost pružiny v místě kola
č.	číslo
ČSN EN	Česká státní norma sladěná s Evropskou unií
ČSN	Česká státní norma

D	vnitřní průměr nádrže
D	deviační moment
D	vnější průměr okružní křižovatky
d	vzdálenost těžiště kapaliny od svislé osy vozidla
DPP	dynamický práh překlopení
e	vzdálenost mezi osami
EBS	Electronic Braking System - elektronický brzdový systém
ECAS	Electronically Controlled Air Suspension – elektronicky řízená výška
EHK	Evropská hospodářská komise OSN (EHK OSN), anglicky: United Nations Economic Commission for Europe (UNECE či ECE)
$E_K$	kinetická energie
ELM	Electronic Leveling Module
$E_p$	potenciální energie
ESC	Electronic Stability Control – elektronická kontrola stability
ESP	Electronic Stability Program – elektronický stabilizační program
Euro NCAP	European New Car Assessment Programme – provádí nárazové zkoušky vozidel
F	výška královského čepu od podložky
$F_d$	dostředivá síla
$F_E$	efektivní hmotnostní faktor nejtuzší nápravy/ skupiny náprav
$F_O$	odstředivá síla
$F_{On}$	odstředivá síla působící v těžišti kapaliny
$F_{Opoh}$	odstředivá síla působící v těžišti pohotovostní tíhy vozidla
$F_p$	zatížení pružiny
$F_{Rvi}$	svislá tuhost pneumatiky pro každou nápravu/ skupinu náprav
g	tíhové zrychlení
G	tíhová síla (tíha tělesa)
$G_c$	tíhová síla cisterny
$G_{celk}$	celková tíhová síla
$G_n$	tíhová síla náplně cisterny při plném naplnění
$G_n'$	tíhová síla náplně cisterny (obecné množství)
$G_p$	tíhová síla podvozku
$G_{poh}$	tíhová síla pohotovostní hmotnosti prázdné cisterny
h	obecně výška

$h_0$	vzdálenost celkového těžiště prázdné cisterny od středu klopení
$H_G$	výška těžiště úplného vozidla
$h_K$	svislá výchylka kola
$H_N$	výška těžiště odpružené hmoty
$h_T$	obecná výška těžiště
$h_{Tc}$	výška těžiště cisterny od podložky
$h_{Tcelk}$	výška celkového těžiště od podložky
$h_{Tcelk0}$	výška celkového těžiště prázdného návěsu od podložky
$h_{Tn}$	výška těžiště náplně cisterny od podložky
$h_{Tp}$	výška těžiště podvozku od podložky
$h_{Tp}$	výška těžiště podvozku od podložky
$I$	moment setrvačnosti
$i$	převod
$i_o$	poloměr setrvačnosti
$I_S$	osový moment setrvačnosti
ISO	International Organization for Standardization
$K$	koeficient naplnění cisterny
$K$	konstanta
$L$	vnitřní délka nádrže včetně čel
$l$	délka přechodnice
$l$	obecně délka
$L_1 = L_2$	rozvor náprav
$L1,5BN$	kód normy ADR
LED	Light Emitting Diode – svítivá dioda
$L, M, N, T, O, R$	označení kategorie vozidel dle vyhlášky č. 102/ 1995 Sb. (motocykly, osobní vozidla, nákladní vozidla, traktory, přípojná vozidla, ostatní vozidla)
$l_{Tcelk}$	vzdálenost celkového těžiště od královského čepu
$l_{Tcelk0}$	vzdálenost celkového těžiště prázdného návěsu od královského čepu
$l_{Tp}$	vzdálenost těžiště podvozku od královského čepu
$l_{Tp}$	vzdálenost těžiště podvozku od král. čepu
$m$	hmotnost tělesa
$m$	nominální výška osy otáčení zavěšení kol
$M$	vzdálenost král. čepu od středu první nápravy návěsu

$m_c$	hmotnost cisterny (komplet ustrojená)
$m_{celk}$	celková hmotnost
MD	Ministerstvo dopravy
$M_{klopny} = M_{kl}$	klopný moment vozidla
$m_n$	hmotnost náplně plné cisterny
$m_n'$	hmotnost náplně (obecné množství)
$m_p$	hmotnost podvozku (včetně rámu, atd.)
$m_{poh}$	pohotovostní hmotnost
$M_r$	reakční moment
$M_{stabilizační}$	stabilizační moment vozidla
$M_v$	vratný moment nápravy
$n$	polytropický exponent změny stavu
NHTSA	National Highway Traffic Safety Administration – Národní úřad bezpečnosti dálničního provozu
$O_1, O_2, O_3, O_4$	označení kategorií přípojných vozidel dle vyhlášky č. 102/ 1995 Sb.
$O, N, A, T, S$	označení podskupin vozidel dle ČSN 73 6056 (osobní automobily, nákladní automobily, autobusy, traktory, samojízdné pracovní stroje)
$p$	absolutní tlak
$p$	příčný sklon směrového oblouku
$p_0$	absolutní tlak při statické výšce pružiny
$p_a$	atmosférický tlak
$p_h$	hydrostatický tlak
$p_p$	přetlak v pružině
$p_s$	přetlak v pružině při statické výšce
$q_c$	korigované příčné zrychlení při překlopení
$q_j$	zobecněné souřadnice
$q_M$	příčné zrychlení při prvním zdvižení kola
$Q_p$	zatížení na trojnápravu návěsu
$Q_t$	zatížení na točnici tahače
$q_T$	maximální teoretické příčné zrychlení při překlopení
$r$	poloměr
$R$	poloměr
$r$	vzdálenost bodu
$R_{min}$	minimální poloměr směrového oblouku

RSS	Roll Stability Support – systém vyrovnávání příčné stability
$r_z$	poloměr zatačky
S	geometrický střed válcové cisterny
S	plocha
Sb.	Sbírky zákona
Sb.m.s.	Sbírky mezinárodních smluv
SIMPACK	Simulation of Multibody systems PACKage
SK	střed klopení
SPP	statický práh překlopení
$S_w$	efektivní plocha pružiny
T	těžiště tělesa
T 148	Tatra 148
$T_c$	těžiště cisterny (válcové nádoby)
$T_{celk}$	celkové těžiště plné cisterny
$T_{celk0}$	celkové těžiště prázdné cisterny
$T_i$	teoretický rozchod nápravy/ skupiny náprav s dvojmontáží pneumatik
$T_K$	rozchod kol
$T_n'$	těžiště náplně (při obecném množství)
$T_n$	těžiště náplně plné cisterny
$T_{Ni}$	nominální rozchod
TP	technické podmínky
$T_p$	těžiště podvozku
$T_S$	vzdálenost mezi krajními body dotyku pravé pneumatiky a levé pneumatiky téže nápravy s vozovkou
$T_T$	efektivní rozchod
TÜV SÜD	schvalovací a zkušební společnost pro automobilový průmysl
UN kód	identifikační číslo látky
$U_T$	celková neodpružená hmotnost
ÚVMV	Ústav pro výzkum motorových vozidel
V	objem
v	rychlost jízdy
$V_0$	objem při statické výšce pružiny
$V_1$	výška podélné osy symetrie nádrže od podložky v přední části návěsu
$V_2$	výška podélné osy symetrie nádrže od podložky v zadní části návěsu



$V_d$	přídavný objem vzduchu pružiny
$v_k$	korekce rychlosti
$v_{max}$	maximální provozní rychlost vozidla
$v_n$	návrhová rychlost
$v_p$	průměrná rychlost vozidla při zkoušce
$x$	pomocný délkový parametr
$x$	deformace pružiny
$x_T; y_T; z_T$	souřadnice označující polohu těžiště
$Y$	boční reakce kola vozidla
$y_{Tn}$	souřadnice určující polohu $T_n'$
$Z$	radiální reakce kola
$z_T$	vzdálenost $T_n'$ od středu válcové cisterny
$z_{Tn}$	souřadnice určující polohu $T_n'$
$\alpha$	obecně úhel
$\alpha$	úhel, jež svírá sklopná plošina
$\beta$	velikost úhlu
$\eta$	dynamická viskozita
$\Theta_i$	pseudo úhel klopení vozidla při zdvižení kola
$\rho$	hustota kapaliny
$\tau$	tečné napětí
$\nu$	kinematická viskozita
$\varphi$	úhel podélného naklonění cisterny
$\varphi$	obecně úhel
$\varphi$	tekutost
$\psi$	úhel klopení nástavby vozidla
$\omega$	úhlová rychlost

## Seznam tabulek

Tab. 1: Základní technické údaje cisternového návěsu CN 33N.....	19
Tab. 2: Vstupní údaje potřebné k výpočtu těžiště návěsu.....	24
Tab. 3: Poloměry kružnicových oblouků v závislosti na návrhové rychlosti.....	41
Tab. 4: Informace pro přepravu asfaltu.....	81

## Seznam obrázků

Obr. 1: Jízdní souprava s cisternovým návěsem CN 33N .....	14
Obr. 2: Technický výkres cisternového návěsu CN 33N.....	19
Obr. 3: Náskres cisternového návěsu CN 33N.....	19
Obr. 4: Podélný schématický náskres cisternového návěsu CN 33N.....	23
Obr. 5: Představa rovnováhy sil na nosníku o dvou podporách .....	27
Obr. 6: Zkoušení jízdní soupravy na sklopné plošině dle předpisu EHK č. 111 .....	29
Obr. 7: Grafický rozbor sil působících na cisternu při sklápění .....	31
Obr. 8: Zakótované parametry potřebné k výpočetní metodě stability dle EHK č. 111 .....	35
Obr. 9: Souřadnicový systém jízdní soupravy jako tuhého celku.....	36
Obr. 10: Klotoida, Graf křivosti.....	42
Obr. 11: Dopravní nehoda cisternového návěsu .....	43
Obr. 12: Miniokružní křižovatka v Pardubicích, okružní křižovatka v Jičíně.....	44
Obr. 13: Schématický náskres okružní křižovatky.....	45
Obr. 14: Průjezd prázdné cisterny levotočivou zatáčkou.....	47
Obr. 15: Změny radiálních reakcí kol jízdní soupravy jako tuhého celku.....	48
Obr. 16: Klopení prázdné a částečně naplněné cisternové nástavby .....	49
Obr. 17: Pružinové charakteristiky bez zatížení a při zatížení.....	52
Obr. 18: Převod mezi středem kola a pneumatickou pružinou .....	53
Obr. 19: Parabolické zakřivení hladiny v cisterně .....	56
Obr. 20: Obsah plochy kruhové úseče .....	57
Obr. 21: Těžiště kruhové úseče.....	59
Obr. 22: Přelévání kapaliny při ustálené jízdě a při rychlém manévru.....	61
Obr. 23: Představa matematického kyvadla při pohybu kapaliny .....	62
Obr. 24: Zjišťování výškové polohy těžiště vozu jeho podélným nakláněním .....	64
Obr. 25: Dutý rotační válec.....	67
Obr. 26: Měření momentu setrvačnosti vozu T 148 principem odvalovacího kyvadla .....	68
Obr. 27: Princip činnosti elektronického systému příčné stability RSS .....	72
Obr. 28: Zkušební koridor Dvojitě změny jízdního pruhu a grafický záznam zkoušky.....	73
Obr. 29: Průjezd cisternové jízdní soupravy zkušebním koridorem dle ZM – A/ 07.40.....	74
Obr. 30: Jízdní koridor Předjížděcího manévru.....	75
Obr. 31: Jízdní koridor Vyhýbacího manévru .....	76
Obr. 32: Počítačový model cisternové jízdní soupravy .....	77
Obr. 33: Analytický model vozidla převážejícího zavěšené maso .....	77
Obr. 34: Bezpečnostní značení cisteren převážejících asfalt .....	81
Obr. 35: Grafický rozbor sil působících na cisternu při průjezdu zatáčkou .....	82
Obr. 36: Grafické vyjádření meze stability.....	86
Obr. 37: Grafické znázornění závislosti rychlosti jízdy na množství kapaliny při $r = 20 \text{ m}$ ..	89
Obr. 38: Grafické znázornění závislosti rychlosti jízdy na množství kapaliny při $r = \text{různé}$ ..	90

## Seznam příloh

- Příloha č. 1 - Bezpečnostní značky označující nebezpečné látky dle Dohody ADR
- Příloha č. 2 - Význam kódů značení cisteren přepravujících nebezpečné látky
- Příloha č. 3 - Význam kódů cisteren pro přepravu nebezpečných věcí třídy 3 až 9 dle Dohody ADR 2009
- Příloha č. 4 - Dynamický model návěsové jízdní soupravy pro simulování ovladatelnosti
- Příloha č. 5 - Cisternový návěs CN 33N
- Příloha č. 6 - Počítačový model cisternového návěsu CN 33N
- Příloha č. 7 - Zkouška stability hasičského vozu na sklopné plošině
- Příloha č. 8 - Zjišťování výškové polohy těžiště vozu jeho příčným naklápěním
- Příloha č. 9 - Jízdní zkouška stability cisternového vozidla T 148
- Příloha č. 10 - Následky dopravní nehody cisternového návěsu převážejícího 25 tun asfaltu u obce Oudoleň na Havlíčkovobrodsku ze dne 28.4.2008

## Seznam použitých informačních zdrojů

- [1] ADAMEC, J., JEŽEK, J., VÁRADIOVÁ, B.: *Mechanika tekutin*, Praha, vyd. ČVUT, 2000, 150 s., elektronická podoba
- [2] BLOWER, D. F., ERVIN, R. D., CHALASANI, R. M., WINKLER, CH. B.: *Rollover of Heavy Commercial Vehicles*, Society of Automotive Engineers, Inc., Warrendale, Pa., 40 s., ISBN 0-7680-0626-0
- [3] BRAUN, P., VALA, M.: *Vojenská kolová vozidla, díl III.*, Brno, Vojenská akademie Brno, 2002, 436 s., elektronická podoba
- [4] ČERNOCH, S.: *Strojně technická příručka, díl I.*, Praha, nakl. SNTL, 1977, 1296 s., typ. číslo L13-E1-IV-51/22355
- [5] GSCHEIDLE, R. a kol.: *Příručka pro automechanika*, Praha, nakl. Sobotáles, 2001, 632 s., ISBN 80-85920-76-X
- [6] KAUN, M., LEHOVEC, F.: *Pozemní komunikace 20*, Praha, vyd. ČVUT, 2000, 232 s., ISBN 80-01-02105-X
- [7] KLIMEŠ, B., MIKULČÁK, J., ŠIROKÝ, J., ŠŮLA, V., ZEMÁNEK, F.: *Matematické, fyzikální a chemické tabulky pro střední školy*, Praha, vyd. nakl. Prometheus, 1997, 206 s., ISBN 80-85849-84-4
- [8] KOREIS, J., KOREISOVÁ, G., BAYER, Z.: *Termomechanika a tepelné stroje*, Pardubice, vyd. Univerzita Pardubice, 2005, 131 s., elektronická podoba
- [9] KOREIS, J., KOREISOVÁ, G.: *Hydro I – Hydromechanika Newtonských kapalin*, Pardubice, vyd. Univerzita Pardubice, 2004, 151 s., elektronická podoba
- [10] KOVANDA, J., RESL, I., SOCHA, J.: *Konstrukce automobilů – Pérování vozidel*, Praha, vyd. ČVUT, 1997, 120 s., ISBN 80-01-01624-2
- [11] KRATOCHVÍL, C., SLAVÍK, J.: *Mechanika těles – Dynamika*, Brno, akad. nakl. Cerm, s.r.o. Brno, vyd. VUT Brno, 2002, 227 s., ISBN 80-214-2260-2
- [12] KUBEŠ, P., KYNCL, Z.: *Fyzika I*, Praha, vyd. ČVUT, 1996, 190 s., ISBN 80-01-01487-8
- [13] LEINVEBER, J., ŘASA, J., VÁVRA, P.: *Strojnické tabulky*, Praha, ped. nakl. Scientia, spol. s.r.o., 2000, 985 s., ISBN 80-7183-164-6
- [14] REKTORYS, K. a spol.: *Přehled užití matematiky*, Praha, nakl. SNTL, 1968, 1140 s., typ. číslo L11-E1-II-84/1566/III
- [15] TESAŘ, M., VALA, M.: *Teorie a konstrukce silničních vozidel I*, Pardubice, vyd.












- Univerzita Pardubice, 2002, 229 s., ISBN 80-7194-503-X
- [16] VALENDIN, M.: *Mechanika I – Dynamika*, Zlín, vyd. Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně, 2003, 153 s., ISBN 80-7318-154-1
- [17] VALENDIN, M.: *Mechanika I – Statika*, Zlín, vyd. Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně, 2004, 145 s., ISBN 80-7318-188-6
- [18] VLK, F.: *Dynamika motorových vozidel*, Brno, nakl. a vyd. Prof. Ing. František Vlk, DrSc., 2003, 434 s., ISBN 80-239-0024-2
- [19] *BOZP info* [online]. C 2009, poslední revize 20.4.2009 [cit. 2009-04-20]. Dostupné z: <<http://www.bozpinfo.cz/>>.
- [20] *BPW* [online]. C 2009, poslední revize 8.4.2009 [cit. 2009-04-08]. Dostupné z: <<http://www.bpw.cz/>>.
- [21] *ČVUT Fakulta strojní* [online]. C 2009, poslední revize 23.4.2009 [cit. 2009-04-24]. Dostupné z: <[http://www3.fs.cvut.cz/web/fileadmin/documents/12241-BOZEK/publikace/2005/2005\\_150.pdf](http://www3.fs.cvut.cz/web/fileadmin/documents/12241-BOZEK/publikace/2005/2005_150.pdf)>.
- [22] *Dopravní informační systém DOK* [online]. C 2009, poslední revize 17.4.2009 [cit. 2009-04-17]. Dostupné z: <<http://cep.mdcz.cz/dok2/DokPub/dok.asp>>.
- [23] *Envirex Holding.cz* [online]. C 2009, poslední revize 2.4.2009 [cit. 2009-04-03]. Dostupné z: <<http://www.envirexholding.cz/fotogalerie/15-fotografie/53-havarie-oudolen.html>>.
- [24] *EUR-Lex* [online]. C 2009, poslední revize 6.4.2009 [cit. 2009-04-06]. Dostupné z: <<http://eur-lex.europa.eu/cs/index.htm>>.
- [25] *FMCSA* [online]. C 2009, poslední revize 20.4.2009 [cit. 2009-04-20]. Dostupné z: <<http://www.fmcsa.dot.gov/documents/umtrioreport.pdf>>.
- [26] *H-diag* [online]. C 2009, poslední revize 5.5.2009 [cit. 2009-05-05]. Dostupné z: <<http://www.h-diag.cz/news/ecas/>>.
- [27] *Jost* [online]. C 2009, poslední revize 19.4.2009 [cit. 2009-04-19]. Dostupné z: <<http://www.jost.co.za/specs/flangetypekingpin.html>>.
- [28] *Kobit s.r.o.* [online]. C 2009, poslední revize 8.4.2009 [cit. 2009-04-08]. Dostupné z: <<http://www.kobit.cz/>>.
- [29] *Ministerstvo dopravy* [online]. C 2009, poslední revize 17.4.2009 [cit. 2009-04-17]. Dostupné z: <<http://www.mdcz.cz/>>.
- [30] *Ministerstvo vnitra ČR* [online]. C 2009, poslední revize 10.4.2009 [cit. 2009-04-10]. Dostupné z: <<http://aplikace.mvcr.cz/>>.
- [31] *Policie-cr.cz* [online]. C 2009, poslední revize 16.4.2009 [cit. 2009-04-17]. Dostupné z:



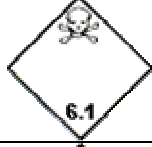
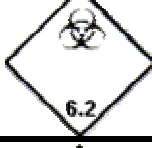



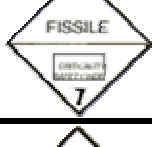

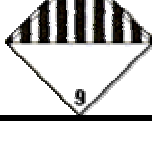
- <<http://www.policie-cr.cz/>>.
- [32] *Přírodovědecká fakulta MU* [online]. C 2009, poslední revize 23.4.2009 [cit. 2009-04-23]. Dostupné z: <http://www.math.muni.cz/~pospisl/PlaneCurves/prechodnice1.html>>.
- [33] *Silnice Jičín a.s.* [online]. C 2009, poslední revize 7.4.2009 [cit. 2009-04-08]. Dostupné z: <[http://www.silnicejc.cz/fotogalerie/okruzni\\_krizovatka\\_\\_husova\\_v\\_jicine/](http://www.silnicejc.cz/fotogalerie/okruzni_krizovatka__husova_v_jicine/)>.
- [34] *Turbosol servis* [online]. C 2009, poslední revize 2.4.2009 [cit. 2009-04-02]. Dostupné z: <[http://www.wabco.cz/cz\\_produkty\\_wabco.php](http://www.wabco.cz/cz_produkty_wabco.php)>.
- [35] *TÜV SÜD* [online]. C 2009, poslední revize 5.5.2009 [cit. 2009-05-05]. Dostupné z: <<http://www.tuev-sued.de/cz>>.
- [36] *ÚMTMB* [online]. C 2009, poslední revize 22.4.2009 [cit. 2009-04-22]. Dostupné z: <<http://www.umt.fme.vutbr.cz/osem/pdf/ean2005/prispevky/Kindelmann.pdf>>.
- [37] *UMTRI* [online]. C 2009, poslední revize 2.4.2009 [cit. 2009-04-02]. Dostupné z: <[http://www.umtri.umich.edu/content/rr31\\_4.pdf](http://www.umtri.umich.edu/content/rr31_4.pdf)>.
- [38] *UNECE* [online]. C 2009, poslední revize 8.4.2009 [cit. 2009-04-08]. Dostupné z: <<http://www.unece.org>>.
- [39] *VUT Brno Fakulta stavební* [online]. C 2009, poslední revize 20.4.2009 [cit. 2009-04-20]. Dostupné z: <http://www.fce.vutbr.cz>>.
- [40] *Wabco* [online]. C 2009, poslední revize 1.4.2009 [cit. 2009-04-01]. Dostupné z: <<http://www.wabco-auto.com>>.
- [41] Evropská dohoda o mezinárodní silniční přepravě nebezpečných věcí (*ADR*) 2009
- [42] fotoarchiv autora
- [43] informace od Bc. Radima Švadláka
- [44] informace o jízdách zkouškách cisternových vozidel získané od Ing. Jaroslava Úlehly z TÜV SÜD
- [45] informace získané od Ing. Pavla Sytného z obchodní společnosti Kobit s.r.o.
- [46] informace z oblasti legislativy pozemních komunikací získané od Ing. Zory Šachlové z Ředitelství silnic a dálnic
- [47] informace z oblasti legislativy získané od Ing. Lubomíra Tichého, CSc. z Ministerstva dopravy ČR
- [48] informace z oblasti mechaniky poskytnuté doc. Ing. Janem Koutem, CSc.
- [49] materiály a informace o asfaltech získané od Ing. Daniela Švadláka, Ph.D. z Parama, a.s.
- [50] materiály a informace poskytnuté vedoucím této práce doc. Ing. Miroslavem Tesařem, CSc.

- [51] materiály a informace získané od Ing. Martina Kinčla z obchodní společnosti Kobit s.r.o.
- [52] materiály a informace z oblasti hydromechaniky poskytnuté prof. Ing. Josefem Koreisem, CSc.
- [53] materiály získané od Ing. Pavla Svobody
- [54] materiály z přednášek doc. Ing. Milana Graji, CSc.
- [55] prezentace zabývající se stabilitou vozidla při průjezdu zatáčkou, vytvořená Bc. J. Coufalem a Bc. L. Holým v roce 2007
- [56] Předpis *EHK č. 111*, jež vstoupil v platnost dne 28.12.2000
- [57] soubor přednášek a cvičení z předmětu *Mechanika II* akad. roku 2005/ 2006
- [58] soubor přednášek a cvičení z předmětu *Vybrané statě z dynamiky* akad. roku 2007/ 2008
- [59] soubor přednášek z předmětu *Mechanika dopravy* akad. roku 2006/ 2007
- [60] soubor přednášek z předmětu *Teorie silničních vozidel* akad. roku 2007/ 2008
- [61] technické podmínky (TP 135) Projektování okružních křižovatek na silnicích a místních komunikacích, V-projekt s.r.o. Ostrava, 2005
- [62] Vyhláška č. 102/ 1995 Sb.
- [63] Vyhláška č. 341/ 2002 Sb.



## **Přílohy**

základní třídy	třídy, podtřídy	bezpečnostní značky
<p style="text-align: center;"><b>1</b> Výbušné látky a předměty</p>	podtřídy 1.1, 1.2, 1.3	
	podtřída 1.4	
	podtřída 1.5	
	podtřída 1.6	
<p style="text-align: center;"><b>2</b> Plyny</p>	podtřída 2.1 Hořlavé plyny	
	podtřída 2.2 Nehořlavé, nejedovaté plyny	
	podtřída 2.3 Jedovaté plyny	
<p style="text-align: center;"><b>3</b> Hořlavé kapalně látky</p>	třída 3	
<p style="text-align: center;"><b>4</b> Hořlavé tuhé látky</p>	třída 4.1 Hořlavé tuhé látky, samovolně se rozkládající látky a znečitlivělé výbušné látky	
	třída 4.2 Samozápalné látky	
	třída 4.3 Látky, které s vodou vyvíjejí hořlavé plyny	

5 Látky podporující hoření	třída 5.1 Hořlavě (oxidačně) působící látky	
	třída 5.2 Organické peroxidy	
6 Jedovaté látky	třída 6.1 Jedovaté látky	
	třída 6.2 Infekční látky	
7 Radioaktivní látky	kategorie I	
	kategorie II	
	kategorie III	
	Štěpné látky	
8 Žíravé látky	třída 8	
9 Jiné nebezpečné látky a předměty	třída 9	

Příloha č. 1: Bezpečnostní značky označující nebezpečné látky dle Dohody ADR

<div style="border: 2px solid black; padding: 5px; margin-bottom: 5px; background-color: orange; color: black; font-weight: bold; font-size: 24px;">33</div> <div style="border: 2px solid black; padding: 5px; background-color: orange; color: black; font-weight: bold; font-size: 24px;">1203</div>	<p>→ <b>identifikační číslo nebezpečnosti</b> (Kemlerův kód)</p> <p>→ <b>identifikační číslo látky</b> (UN kód)</p>
---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------	---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------

**Kemlerův kód** – nachází se v horní části tabulky a je tvořen 2 nebo 3 číslicemi, nebo popř. ještě předřazeným písmenem X

- význam identifikačního čísla nebezpečnosti:

<b>2</b>	únik plynu tlakem nebo chemickou reakcí
<b>3</b>	vznětlivost par kapalin a plynů
<b>4</b>	hořlavost tuhých látek
<b>5</b>	podpora hoření
<b>6</b>	toxicita nebo nebezpečí infekce
<b>7</b>	radioaktivita
<b>8</b>	žiravost
<b>9</b>	nebezpečí prudké samovolné reakce

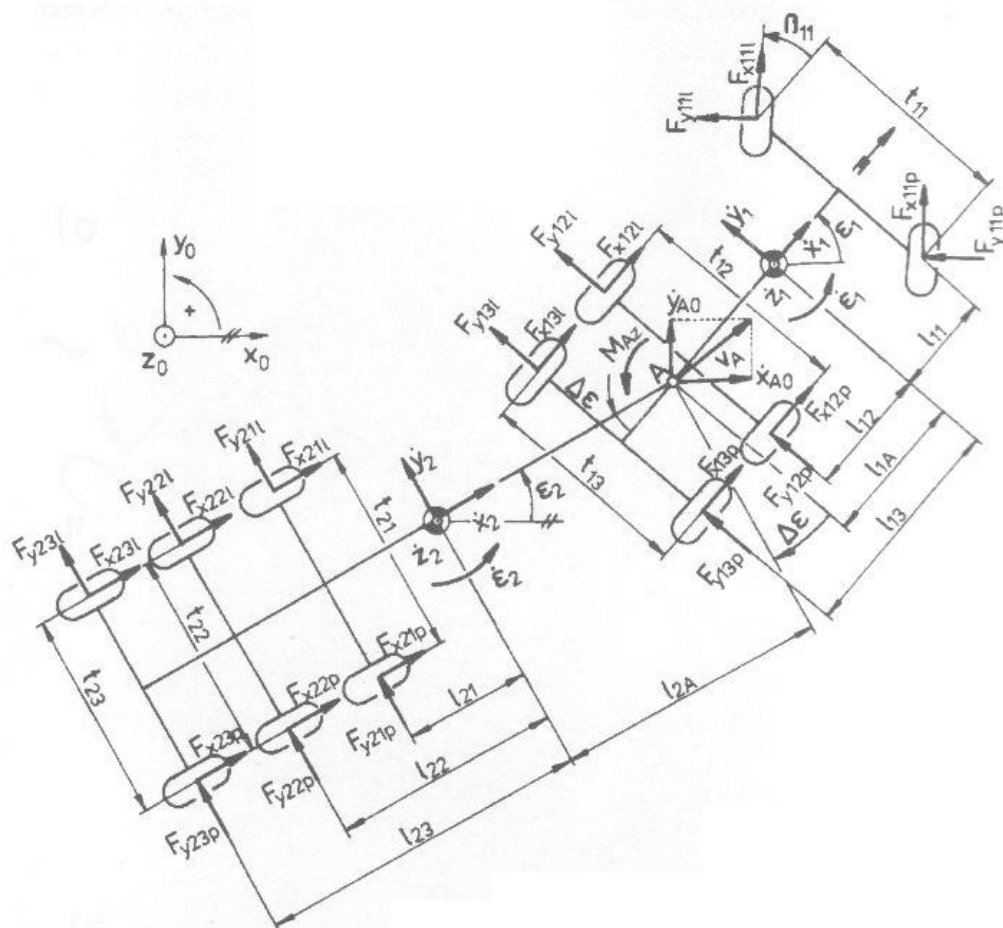
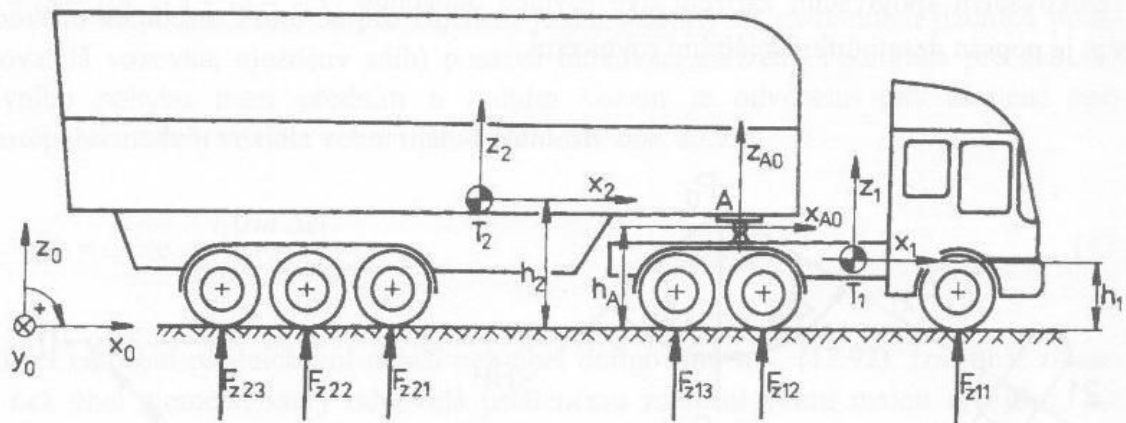
- **X** před identifikačním číslem znamená, že látka nebezpečně reaguje s vodou
- **zdvojení** nebo **ztrojení** číslice označuje stupňování nebezpečí
- **0** používá na doplnění do dvouciferného čísla

**UN kód** – nachází se v dolní části tabulky a je tvořen 4 číslicemi

- označuje konkrétní látku

Část	Popis	Kód cisterny
1	Druhy cisterny	L = cisterna pro látky v kapalném stavu (kapaliny nebo tuhé látky podávané k přepravě v roztaveném stavu); S = cisterna pro látky v tuhém stavu (práškovém nebo zrnitém);
2	Výpočtový tlak	G = nejnižší výpočtový tlak podle všeobecných požadavků v 6.8.2.1.14; nebo 1,5; 2,65; 4; 10; 15 nebo 21= nejnižší výpočtový tlak v barech (viz 6.8.2.1.14);
3	Otvory (viz. 6.8.2.2.2)	A = cisterna se spodními plnicími a spodními vyprazdňovacími otvory se 2 uzávěry; B = cisterna se spodními plnicími a spodními vyprazdňovacími otvory se 3 uzávěry; C = cisterna s horními plnicími a vyprazdňovacími otvory, jen s čistícími otvory pod hladinou kapaliny; D = cisterna s horními plnicími a vyprazdňovacími otvory, bez jakýchkoliv otvorů pod hladinou kapaliny;
4	Pojistné ventily/ zařízení	V = cisterna s odvětrávacím systémem podle 6.8.2.2.6, ale bez pojistky proti prošlehnutí plamene; nebo cisterna, která není odolná proti tlaku při výbuchu; F = cisterna s odvětrávacím systémem podle 6.8.2.2.6 s pojistkou proti prošlehnutí plamene; nebo cisterna odolná proti tlaku při výbuchu; N = cisterna bez odvětrávacího systému podle 6.8.2.2.6 a která není hermeticky uzavřena; H = hermeticky uzavřená cisterna (viz 1.2.1).

Příloha č. 3: Význam kódů cisteren pro přepravu nebezpečných věcí třídy 3 až 9 dle Dohody ADR 2009 [22]



Příloha č. 4: Dynamický model návěsové jízdní soupravy pro simulování ovladatelnosti [18]



Příloha č. 5: Cisternový návěs CN 33N [51]





Příloha č. 6: Počítačový model cisternového návěsu CN 33N [51]



Příloha č. 7: Zkouška stability hasičského vozu na sklopné plošině [50]





Příloha č. 8: Zjišťování výškové polohy těžiště vozu jeho příčným naklápěním [50]



Příloha č. 9: Jízdní zkouška stability cisternového vozidla T 148 [50]





Příloha č. 10: Následky dopravní nehody cisternového návěsu převážejícího 25 tun asfaltu u obce Oudoleň na Havlíčkobrodsku ze dne 28.4.2008 [23]