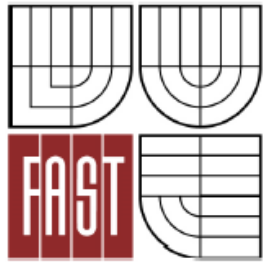




VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STAVEBNÍ
ÚSTAV STAVEBNÍ MECHANIKY

FACULTY OF CIVIL ENGINEERING
INSTITUTE OF STRUCTURAL MECHANICS

ROZVOJ METODIKY POSUZOVÁNÍ SVODIDEL Z HLEDISKA DYNAMICKÝCH ÚČINKŮ

DEVELOPMENT OF METHODS FOR ANALYSIS ROAD SAFETY BARRIERS IN TERMS OF
DYNAMIC EFFECTS

DISERTAČNÍ PRÁCE
DOCTORAL THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Ing. IVAN KOUDELKA

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

doc. Ing. VLASTISLAV SALAJKA, CSc.

BRNO 2014

© 2014 Ivan Koudelka

Ústav stavební mechaniky
Fakulta stavební
Vysoké učení technické v Brně
Česká republika

Abstrakt

Svodidla jsou důležitou součástí pozemních komunikací s podstatným vlivem na bezpečnost provozu, tedy na zdraví a život posádky vozidel. Mají rovněž chránit majetek, zdraví a životy osob pohybujících se v okolí komunikace. Ve stávajícím legislativním procesu schvalování svodidel jsou pro schválení a uvedení svodidla do provozu rozhodující výsledky nárazové zkoušky. Metodika posuzování nabízená v TP 101 popisuje základní principy návrhu, ale v praxi je nepoužitelná.

Předložená práce analyzuje metodiku a přístupy dané legislativou. Předkládá v tisku prezentované výsledky numerického modelování nárazu vozidel do bariéry řešených ve světě i v ČR. Přináší návrh metodiky posuzování svodidel.

Metodika navazuje na základní principy užití v TP 101 a ČSN EN 1991-1-1. Kinetická energie vozidla v okamžiku nárazu je nahrazena statickou silou, jejíž účinky jsou srovnatelné s účinky nárazu vozidla. Nosná konstrukce svodidla je řešena za pomoci prostředků statiky. Ve výpočtu je uplatněna i deformace vozidla, což představuje reálné rozdělení energie pohlcené deformací vozidla a energie, kterou musí absorbovat svodidlo. Navrhované postupy umožňují zohlednit nelineární chování konstrukce jak z hlediska geometrické, tak z hlediska materiálové nelinearity. Práce se rovněž zabývá interpretací různých druhů podepření konstrukcí do výpočtového modelu. Na konkrétním případě je demonstrován způsob modelování pružného podepření sloupku svodidla v zemině, či model tření volně uloženého betonového bloku po podložce. K zajištění reality odpovídající polohy vzájemně spojených volně uložených bloků je navržen způsob modelování kontaktu v místě jejich možného průniku. K výraznému zpřesnění výpočtu přispívá postupné zatěžování konstrukce pomocí přírůstku zatížení a vyčíslování přírůstků energie absorbované deformací po jednotlivých krocích. Předkládaná metodika představuje účinný nástroj k posuzování svodidel, pro jehož aplikaci je dostatečné užití běžných prostředků a vybavení, kterými disponuje téměř každý projektant zabývající se statikou stavebních konstrukcí. V závěru práce jsou zobecněny poznatky získané z řešených příkladů a doplněny o grafická vyjádření. V přílohách jsou uvedeny tabulky a konkrétní řešené příklady. K sestavení modelu konstrukcí a výpočtu příkladů bylo využito programu RFEM 5.

Abstract

Crash barriers are an important part of the infrastructure with significant influence on traffic safety, especially on the life and health of the crew of vehicles. They also protect the property, health and lives of people present in the area of road infrastructure. In the current legislative

concerning crash barriers' approval process, crash tests results are decisive for approval and putting the crash barriers into operation. Assessment methodology offered in TP 101 describes the basic design principles but is useless in practice.

The presented work analyses the methodology and approach of the legislation. It presents in the press presented results of numerical modelling of the impact of vehicles crashed into barriers that are being solved in the Czech Republic and worldwide. It presents a recommendation of a methodology for assessing crash barriers.

The methodology follows the basic principles used in the TP 101 and EN 1991-1-1. The kinetic energy of the vehicle at the moment of impact is replaced with substitute static force, whose effects are comparable with those of a vehicle collision. The supporting structure of crash barriers is implemented in compliance with means of statics. The calculation includes the vehicle deformation, which represents the real distribution of the energy absorbed by the deformation of the vehicle and the energy that crash barriers need to absorb. The proposed methods allow to take into account non-linear behaviour of the structure both in terms of geometry and in terms of material nonlinearity. The work also deals with the interpretation of various types of support structures in the computational model. A specific case is used for a demonstration of a way of modelling the elastic supporting column of crash barriers in the soil, or modelling the friction of a loose concrete block over the surface. To ensure the proper position of interconnected loose blocks corresponding to the reality, a method of modelling the place of a possible contact of the breakthrough is drafted. A significant contribution to the more accurate calculation is achieved by sequential increase of the load on the construction by using load increment and measurement of energy increases absorbed by the deformation in each step. The presented methodology is an effective tool to assess crash barriers. For the application of this tool, using common resources and facilities available to almost every designer dealing with statics of structures is sufficient. In conclusion, the knowledge obtained from solved examples is generalized and complemented by a graphical representation. The appendix includes tables and specific solved examples. RFEM 5 program was used to build models of constructions and examples calculation.

Klíčová slova

Svodidlo, vozidlo, náraz, deformace, energie, náhradní síla, deformační zóna

Keywords

Barrier, vehicle, crash, deformation, energy, representative force, deformation zone

Bibliografická VŠKP podle ČSN ISO 690

KOUDELKA, Ivan. *Rozvoj metodiky posuzování svodidel z hlediska dynamických účinků*. Brno, 2014. Disertační práce. Vysoké učení technické v Brně. Fakulta stavební. Ústav stavební mechaniky.

Prohlášení:

Prohlašuji, že jsem disertační práci zpracoval samostatně a že jsem uvedl všechny použité informační zdroje.

V Brně dne 30.7.2014

.....

podpis autora
Ivan Koudelka

Poděkování:

Děkuji mému školiteli doc. Ing. Vlastislavu Salajkovi, CSc. i dalším členům Ústavu stavební mechaniky za cenné rady a inspirativní připomínky.

Děkuji rovněž mým nejbližším za trpělivost a pochopení, což vytvořilo nezbytné podmínky pro moji práci i doktorské studium.

OBSAH

1. ÚVOD	10
2. CÍLE PRÁCE	11
3. VYMEZENÍ ZÁKLADNÍCH POJMŮ	12
3.1 DEFINICE	12
3.1.1 TYPY SVODIDEL	12
3.2 ÚČEL INSTALACE SVODIDEL	13
3.3 ÚROVNĚ ZADRŽENÍ.....	13
4. SOUČASNÝ STAV SYSTÉMU POSUZOVÁNÍ	15
4.1 KRITÉRIA ÚSPĚŠNÉHO PŮSOBENÍ SVODIDLA	15
4.1.1 CHOVÁNÍ SVODIDLA	15
4.1.2 CHOVÁNÍ VOZIDLA.....	15
4.1.3 INDEX PRUDKOSTI NÁRAZU	15
4.2 NÁVRH	16
4.3 VÝPOČET A POSOUZENÍ	16
4.4 NÁRAZOVÉ ZKOUŠKY.....	21
5. ROZBOR METODIKY NÁVRHU SVODIDLA DLE TP 101	22
5.1 FORMULACE ÚLOHY – PRINCIP ŘEŠENÍ.....	22
5.2 ENERGETICKÁ BILANCE NÁRAZU – ODVOZENÍ VELIKOSTI SÍLY NAHRAZUJÍCÍ NÁRAZ ..	23
5.3 PRACOVNÍ DIAGRAM SVODIDLA	26
5.3.1 SESTAVENÍ PRACOVNÍHO DIAGRAMU SVODIDLA	26
5.4 POROVNÁNÍ ENERGETICKÉ BILANCE NÁRAZU S PRACOVNÍM DIAGRAMEM SVODIDLA A POSOUZENÍ VÝSLEDKŮ	27
6. ROZBOR METODIKY PRO NAVRHOVÁNÍ SVODIDEL A ZÁBRADLÍ V GARÁŽÍCH DLE ČSN EN 1991-1-1	28
6.1 USTANOVENÍ NORMY	28
6.2 ANALÝZA VZTAHU PRO STANOVENÍ NÁHRADNÍ SÍLY A KINETICKÉ ENERGIE UVEDENÉHO V ČSN EN 1991-1-1	28
6.3 ANALÝZA VSTUPŮ.....	30
6.3.1 RYCHLOST VOZIDLA.....	31
6.3.2 DEFORMACE VOZIDLA	32
7. BEZPEČNOST V SILNIČNÍ DOPRAVĚ A SIMULOVÁNÍ NÁRAZU VOZIDLA DO ZÁDRŽNÝCH SYSTÉMŮ V ZAHRANIČNÍCH PUBLIKACÍCH	34
7.1 EVROPSKÁ NORMA A OBECNÉ POŽADAVKY NA ZÁDRŽNÉ SYSTÉMY.....	34
7.2 CRASH TESTY A SIMULACE POMOCÍ PROGRAMŮ PRO ŘEŠENÍ RYCHLÝCH DYNAMICKÝCH DĚJŮ	35
8. UŽITÍ SOFTWARE PRO RYCHLÉ DYNAMICKÉ DĚJE V ČR	55
9. TEORETICKÁ DEFINICE PROBLÉMU	57
9.1 RYCHLÉ DYNAMICKÉ DĚJE.....	57
9.2 NELINEARITA	59
9.2.1 GEOMETRICKÁ NELINEARITA [20]	59
9.2.2 MATERIÁLOVÁ NELINEARITA [20]	61
10. NÁVRH METODIKY POSUZOVÁNÍ SVODIDEL	65
10.1 NORMY K POSUZOVÁNÍ SVODIDEL.....	65
10.2 NÁVRH ZÁKLADNÍCH VZTAHŮ A ALGORITMŮ PRO POSUZOVÁNÍ SVODIDEL POMOCÍ NÁHRADNÍ SÍLY	66
10.2.1 ZÁKLADNÍ ENERGETICKÝ PRINCIP	66
10.2.2 KINETICKÁ ENERGIE VOZIDLA	66
10.2.3 ENERGIE DEFORMACE.....	66
10.2.4 ZPŘESNĚNÍ VÝPOČTU NÁHRADNÍ SÍLY.....	67

10.2.5 TUHOST VOZIDLA	67
10.2.6 VÝPOČET ENERGIE ABSORBOVANÉ SYSTÉMEM VOZIDLO SVODIDLO	69
10.2.7 OBECNÝ ALGORITMUS POSOUZENÍ SVODIDLA	70
10.2.8 ŘEŠENÉ PŘÍKLADY.....	72
11. POZNÁMKY K TVORBĚ MODELU SVODIDLA	85
11.1 GEOMETRIE KONSTRUKCE.....	85
11.2 MATERIÁLOVÉ CHARAKTERISTIKY	85
11.3 PODEPŘENÍ.....	87
11.3.1 MODEL SVODNICOVÉHO SVODIDLA ULOŽENÉHO V ZEMINĚ	87
11.3.2 ŘEŠENÉ PŘÍKLADY.....	92
11.3.3 MODEL KONSTRUKCE VOLNĚ ULOŽENÉ NA PODLOŽCE.....	102
11.3.4 ZABEZPEČENÍ VZÁJEMNÉHO POSTAVENÍ DÍLCŮ (KONTAKT).....	108
11.3.5 ŘEŠENÉ PŘÍKLADY.....	111
12. ZHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ ŘEŠENÝCH PŘÍKLADŮ, ZOBECNĚNÍ, ZÁVĚRY	118
12.1 DEFORMAČNÍ ZÓNA VOZIDLA A JEJÍ TUHOST	118
12.1.1 VLIV TUHOSTI DEFORMAČNÍ ZÓNY VOZIDLA NA VELIKOST NÁHRADNÍ SÍLY U TUHÝCH SVODIDEL	122
12.2 ZPŮSOB VÝPOČTU ABSORBOVANÉ ENERGIE.....	123
13. ZÁVĚR	126
SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	128
SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ.....	130
PŘEHLED PUBLIKOVANÝCH PRACÍ.....	132
SEZNAM PŘÍLOH.....	138
PŘÍLOHA A (ŘEŠENÉ PŘÍKLADY DLE TP 101)	139
A.1 MODEL SVODIDEL PŘI PŘEVÁŽNĚ OHYBOVÉM CHOVÁNÍ – MALÉ DEFORMACE	139
A.2 VÝPOČTOVÉ MODEL SVODIDEL S PŘEVÁŽNĚ LANOVÝM CHOVÁNÍM	143
A.3 PŘÍKLAD VÝPOČTU PODLE TP 101 – NALEZENÍ BODU PRACOVNÍHO DIAGRAMU	145
PŘÍLOHA B (ANALÝZA VZTAHŮ ČSN EN 1991-1-1).....	149
B.1 POSTUP PRO STANOVENÍ MNOŽSTVÍ ENERGIE ABSORBOVANÉ DEFORMACÍ SVODIDLA... ..	149
B.2 VELIKOST NÁHRADNÍ SÍLY PŘI ZAVEDENÍ SKUTEČNÝCH PARAMETRŮ ZATÍŽENÍ V POROVNÁNÍ S UŽITÍM PARAMETRŮ PODLE ČSN EN 1991-1-1	152
PŘÍLOHA C (NÁVRH METODIKY – ŘEŠENÝ PŘÍKLAD)	154
C.1 KOLMÝ NÁRAZ VOZIDLA DO BETONOVÉ STĚNY V GARÁŽÍCH.....	154
C.2 PŘÍKLAD KONTAKTNÍ ÚLOHY MODELOVANÉ POMOCÍ „PRUŽINY S NELINEÁRNÍ CHARAKTERISTIKOU“	156
PŘÍLOHA D (TABULKY HODNOT PRO TVORBU PUBLIKOVANÝCH GRAFŮ)	158

1. ÚVOD

Dvacáté století přineslo bouřlivý rozvoj silniční dopravy se stále se zvyšujícím objemem přepravených osob a zboží. Tento trend pokračuje i v současné době, moderní technologie nám umožňují produkci stále výkonnějších a rychlejších dopravních prostředků. Zajištění bezpečnosti na pozemních komunikacích je prioritou každé vyspělé společnosti. Jedním z důležitých bezpečnostních prvků na pozemních komunikacích jsou i silniční svodidla. Úkolem systémů je zadržet na komunikaci a přeměrovat neovládané vozidlo při zajištění přiměřené bezpečnosti cestujících a dalších uživatelů komunikace.

Svodidlo musí zajistit, aby se vozidlo při nárazu nedoslalo za svodidlo a aby deformace svodidla nepřekročila hodnoty, při kterých by mohlo dojít k ohrožení osob za svodidlem. K tomu, aby bylo možné považovat zadržení vozidla za úspěšné musí být náraz dostatečně „měkký“, tak aby nedošlo k nadměrnému poškození vozidla a „nadměrnému“ zranění členů posádky. Posouzení „přijatelnosti nárazu“ je poměrně komplikovaná záležitost, při které je zvažována řada faktorů. Jedním z těchto faktorů je mechanická únosnost, kde svodidlo vyšetřujeme jako nosnou konstrukci. Současně však musí být splněny i požadavky „přiměřené“ tuhosti, nutné k zajištění bezpečnosti posádky. Navrhování záchytných systémů je v České republice podřízeno technickým předpisům, vydává je Ministerstvo dopravy a jsou součástí harmonizovaných evropských norem.

2. CÍLE PRÁCE

Cíle práce jsou definovány v následujících bodech:

1. Rozbor a posouzení systému navrhování svodidel v návaznosti na platnou legislativu, analýza způsobu navrhování svodidel v souladu s doporučením uvedeným ČSN EN a TP 101.
2. Rešerše prací, které se zabývají problematikou nárazu vozidel do bariéry a jejich simulacemi pomocí matematických modelů.
3. Návrh modifikace postupů dle ČSN EN a TP 101 vedoucí k zpřesnění výsledků s možností širšího uplatnění v praxi s větším důrazem na interpretaci dynamických účinků a nelinearitu problému.
4. Hlavním cílem rozvoje a modifikace metodiky posuzování je vytvoření jednoduchého a srozumitelného nástroje posuzování svodidel, algoritmu s jednoduchým zadáváním parametrů, který s dostatečnou přesností respektuje dynamický charakter úlohy, je v souladu s platnou ČSN EN a s využitím běžně dostupných softwarových produktů je schopen poskytnout použitelné výsledky.

3. VYMEZENÍ ZÁKLADNÍCH POJMŮ

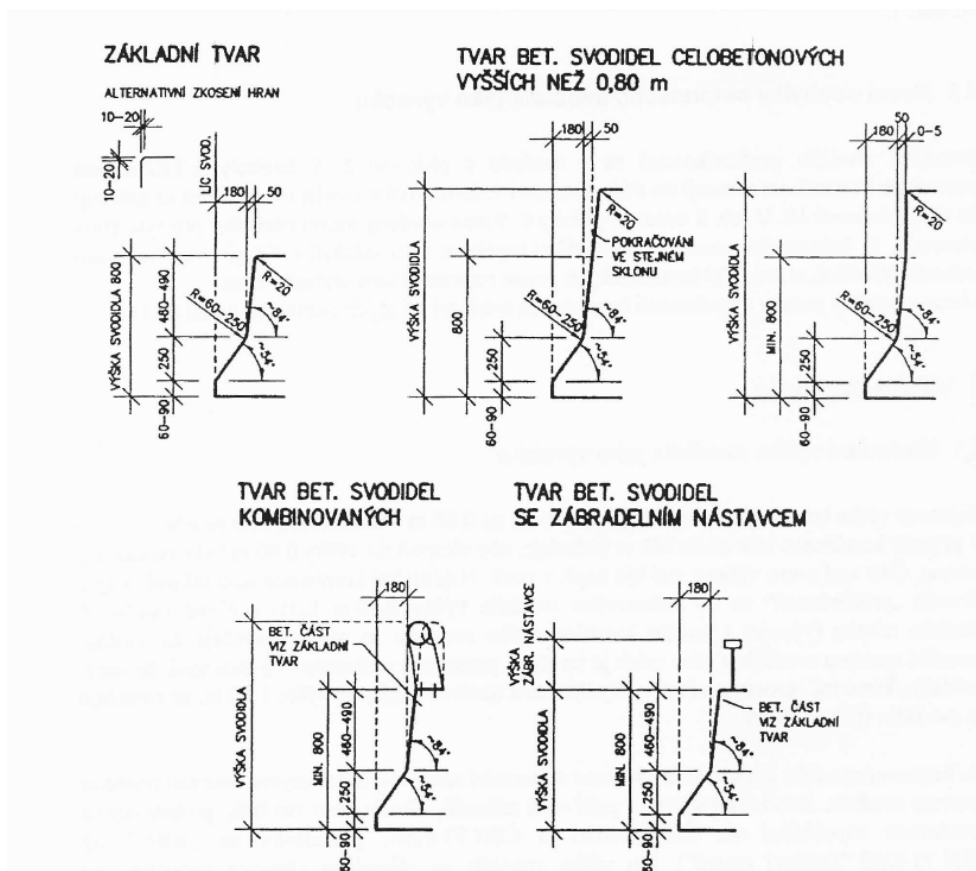
3.1 DEFINICE

Svodidlo je silniční záchytný systém pro vozidla instalovaný podél vnějších okrajů nebo ve středním dělicím pásu silnice [1].

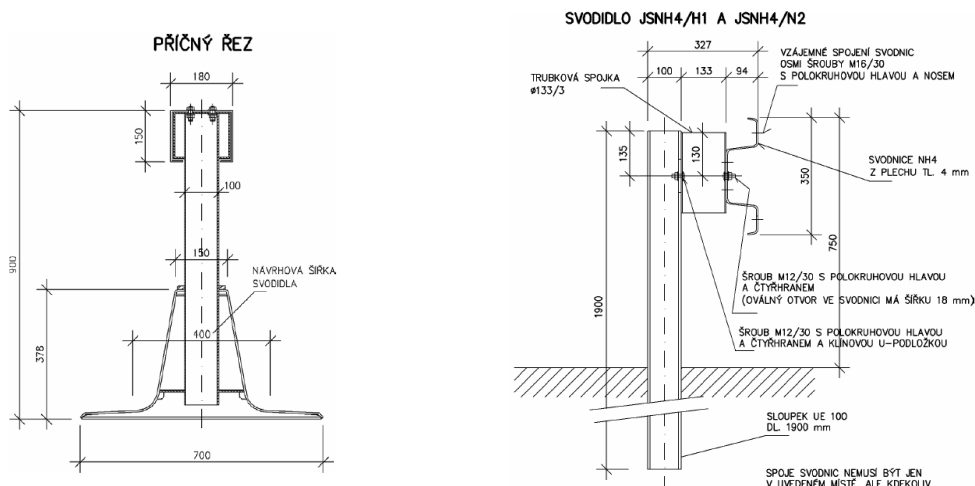
Z hlediska Zákona č. 22/1997 Sb. a Nařízení vlády č. 163/2002 Sb. se svodidla dělí na svodidla jako výrobky, která se označují jako „schválená“ (vyrábí se pro opakované používání na pozemních komunikacích a platí pro ně normy ČSN EN 1317-2 a ČSN EN 1317-5) a svodidla jako kusová výroba, která jsou označována jako „jiná“ [2] [3].

3.1.1 TYPY SVODIDEL

Svodidla jsou vyrobena z různých materiálů (ocel, beton, dřevobeton,...) a jejich kombinací. Tvary svodidel se v závislosti na technických požadavcích, materiálu a výrobci liší. Na českých komunikacích se používají desítky typů různých svodidel, viz obrázek 3.1 a 3.2.



Obr. 3.1 Základní typy betonových svodidel používaných na komunikacích v ČR [5]



Obr. 3.2 Základní typy ocelových svodidel používaných na komunikacích v ČR [4]

3.2 ÚČEL INSTALACE SVODIDEL

Svodidlo instalované na pozemních komunikacích slouží k usměrnění neovládaného vozidla a jeho udržení ve směru jízdy. Navrženo by mělo být tak, aby splnilo výše uvedený účel a současně zajistilo přiměřenou bezpečnost všech uživatelů pozemních komunikací jak v okolí neovládaného vozidla, tak i jeho posádky.

3.3 ÚROVNĚ ZADRŽENÍ

Současná legislativa definuje několik úrovní zadržení v závislosti na nárazové rychlosti, úhlu nárazu, celkové hmotnosti a typu vozidla. V závislosti na potřebném stupni ochrany provozu na pozemní komunikaci a jejího okolí se volí třída úrovně zadržení svodidel. V tabulce 3.1 je uvedena úroveň zadržení pro posuzování svodidel schválených, v souladu s požadavky z tabulky 3.2 se posuzují svodidla „jiná“ [1] [2] [6].

Tabulka 3.1 – Úroveň zadržení svodidel „schválených“

Úroveň zadržení	Požadované testy	
Nízko úhlové zadržení	T1	TB 21
	T2	TB 22
	T3	TB 41 a TB 21
Běžné zadržení	N1	TB 31
	N2	TB 32 a TB 11
Vyšší zadržení	H1	TB 42 a TB 11
	H2	TB 51 a TB 11
	H3	TB 61 a TB 11
Velmi vysoké zadržení	H4a	TB 71 a TB 11
	H4b	TB 81 a TB 11

Tabulka 3.2 – Úroveň zadržení svodidel „jiných“

Úroveň zadržení	Síla F_s [kN]	výška působíště síly nad přilehlou vozovkou [m]
A	100	0,65
B	200	0,10 m pod horní hranou svodidla avšak nejvýše 1,10 m
C	400	0,10 m pod horní hranou svodidla avšak nejvýše 1,10 m
D	600	1,25

4. SOUČASNÝ STAV SYSTÉMU POSUZOVÁNÍ

Vzhledem k významu záchytných systémů pro bezpečnost silničního provozu je uvedení nového typu svodidla poměrně zdlouhavý a složitý proces, ve kterém je nutné splnit řadu požadavků.

4.1 KRITÉRIA ÚSPĚŠNÉHO PŮSOBENÍ SVODIDLA

Působení svodidla při nárazu vozidla lze považovat za úspěšné v případě, kdy střet nebyl příliš „tvrdý“ vzhledem k vozidlu ani vzhledem k posádce. V ČSN jsou stanovena kritéria přijatelnosti nárazových zkoušek [2]. Předepsané požadavky jsou ověřovány při nárazových zkouškách.

4.1.1 CHOVÁNÍ SVODIDLA

Svodidlo musí zadržet přeměřované vozidlo, aniž by došlo k úplnému zničení základních podélných prvků svodidla. Žádná větší část svodidla se nesmí zcela oddělit. Prvky svodidla nesmí proniknout do kabiny cestujícího ve vozidle. Dynamická deformace svodidla musí splňovat podmínky normy. Velikost výchylky musí být taková, aby byly přiměřeně chráněny osoby za svodidlem.

4.1.2 CHOVÁNÍ VOZIDLA

Vozidlo musí zůstat v průběhu nárazu a po nárazu ve vzpřímené poloze. Během kontaktu se svodidlem musí dojít k zastavení vozidla, vozidlo musí zůstat v původním směru jízdy, nesmí být vymrštěno zpět do vedlejších jízdních pruhů a nesmí ohrozit ostatní účastníky provozu na pozemní komunikaci ani v její blízkosti.

4.1.3 INDEX PRUDKOSTI NÁRAZU

Náraz musí být dostatečně „měkký“, tak aby nedošlo k poranění posádky a k nadměrnému poškození vozidla.

4.2 NÁVRH

Základní metodickou pomůckou určenou pro navrhování svodidel jsou Technické podmínky schválené Ministerstvem dopravy ČR - TP 101 Výpočet svodidel [6]. V podmínkách jsou komentáře a doporučení pro zjednodušené výpočty svodidel. Pro vlastní schvalování svodidel však upřednostňují nárazové zkoušky.

Volba typu svodidla pro konkrétní úsek komunikace je ovlivněna aspekty, jako je třída komunikace a požadavek úrovně zadržení (dálnice, běžná komunikace, mosty, křížení se železnicí, komunikace ve městech, ...), pořizovací cena, životnost, cena údržby, rychlost výměny zničených částí atd. Tato hlediska návrhu nebudou v dalším sledována a hodnocena. Pozornost bude směřovat k teoretickému a technickému prokazování úrovně zadržení navrhovaných svodidel.

4.3 VÝPOČET A POSOUZENÍ

Technické podmínky – Výpočet svodidel (TP 101) jsou určeny jako metodická pomůcka pro navrhování svodidel. V jednotlivých částech se zaměřují především na stanovení velikosti síly nahrazující náraz, stanovení silových a deformačních účinků náhradní síly působící na svodidlo a dále pak na definování mezních stavů svodidel jako nosných konstrukcí a na ověřování spolehlivosti svodidel proti překročení těchto mezních stavů. TP 101 neuvádějí pokyny, doporučení ani kritéria vhodnosti související s jinými požadavky než požadavky na jejich globální únosnost a tuhost. Neuvádějí pokyny týkající se zajištění „přijatelnosti nárazů“ či komplexní „úspěšnosti zadržení“.

Pomůcka vznikala v polovině devadesátých let minulého století. Pokud vezmeme v úvahu tehdejší možné a pro technickou veřejnost přístupné prostředky pro řešení a modelování silně nelineárních úloh (ke kterým interakce vozidla se zádržným systémem jistě patří), ať už se jedná o software či hardware v kontextu s výkonem a cenou, představují TP kvalitativní změnu ve srovnání s pomůckami předchozími. Autoři se snaží předložit uspořádaný náhled na celkovou problematiku návrhu a posuzování svodidel. Řešení se snaží najít v energetické bilanci nárazu a plně si uvědomují důležitost přesného popsání vztahů jednotlivých složek energie pro kvalitu a použitelnost výsledků výpočtu, což dokazuje i základní rovnice, o kterou se celý výpočet „opírá“

$$E = \frac{1}{2} m(v \cdot \sin \varphi)^2 = \int F(w) dw [+Ed], \quad (4.1)$$

kde m je hmotnost vozidla,
 v je nárazová rychlost,
 φ úhel nárazu,
 $F(w)$ odpor svodidla (v závislosti na deformaci svodidla),
 Ed další energie (blíže nespecifikovaného odporu).

Podrobnější popis metodiky návrhu je uveden v dalším textu včetně řešených příkladů.

Další pomůcka schválená Ministerstvem dopravy (TP 114) [7] z roku 2005 k problematice zatížení svodidel mimo jiné uvádí:

Zatížení svodidel je možno vyjádřit třemi způsoby:

- konkrétním nárazem,
- statickou silou,
- kinetickou energií E_k dle vztahu (4.1)

Dále pak předkládá tabulku 4.1 konkrétních údajů pro nárazové zkoušky.

Tabulka 4.1 – Zadržení svodidel „schválených“

Označení nárazu (test č.)	Nárazová rychlost [km/h]	Úhel nárazu [stupně]	Celková hmotnost vozidla [kg]	Kinetická energie E_k [kJ]
TB 11	100	20	900	40,6
TB 21	80	8	1300	6,2
TB 22	80	15	1300	21,5
TB 31	80	20	1500	43,3
TB 32	110	20	1500	81,9
TB 41	70	8	10000	36,6
TB 42	70	15	10000	126,6
TB 51	70	20	13000	287,5
TB 61	80	20	16000	462,1
TB 71	65	20	30000	572,0
TB 81	65	20	38000	724,6

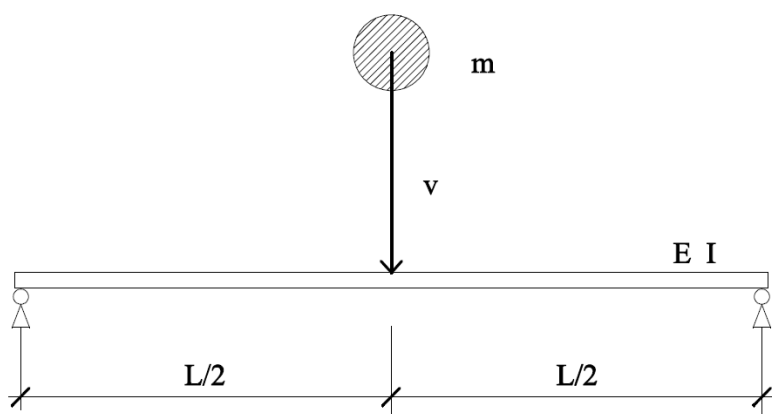
K zatížení svodidel „jiných“ poskytuje předpis pouze výše uvedenou tabulku 3.2, s doplněním informace o dosedací ploše síly, úhlu jejího působení a úhlu roznášení tloušťkou zatíženého prvku.

Ve stávajícím systému posuzování jsou v teoretické části (ve výpočtu) používány velmi „hrubé“, nevýstižné aproximace kontaktu vozidla se svodidlem, které se omezují pouze na náhradní statickou sílu, případně na kinetickou energii.

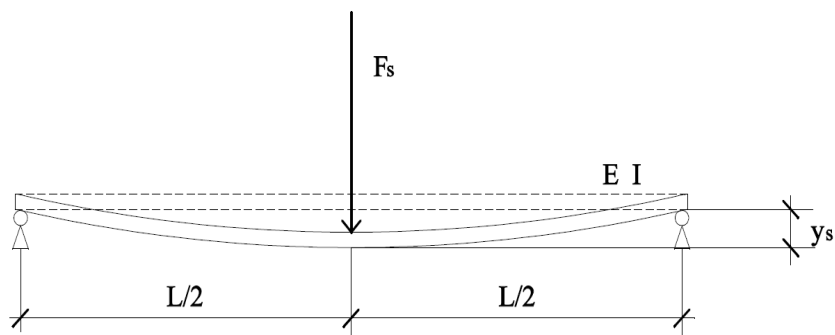
Při výpočtu s využitím kinetické energie je náraz vozidla na svodidlo aproximován do úlohy nárazu hmotného tělesa (automobilu) na tenký nosník (svodidlo) viz obrázek 4.1. Předpokládá se, že kinetická energie dopadajícího tělesa v okamžiku nárazu je rovna energii přetvoření nosníku způsobené nárazem. S využitím znalosti o velikosti deformační energie lze vypočítat odpovídající průhyb nosníku a na základě zjištěných deformací vnitřní síly v deformovaném nosníku, jak je znázorněno na obrázku 4.2 a 4.3 a jak plyne z uvedených vztahů 4.2, 4.3 a 4.4. Tento přibližný výpočet může poskytnou použitelné výsledky za splnění následujících podmínek:

1. Dopadající těleso je tuhé ve srovnání s ohybovou tuhostí nosníku.
2. Rázem vyvolaný průhyb je jen malým násobkem statického průhybu vyvolaným tělesem (tj. rychlost rázu musí být malá).
3. Hmotnost dopadajícího tělesa je podstatně větší než hmotnost nosníku [8].

Splnění podmínky č. 1 je velmi problematické, neboť kontakt vozidla se svodidlem je zpravidla na straně vozidla realizován v oblasti deformačních zón („netuhých“ částí karoserie). Zveřejněné výsledky crash testů některých typů vozidel testovaných při rychlosti 80 km/h pro čelní náraz prokázaly, že deformační zóna karoserie byla schopna pohltit cca 50 % kinetické energie vozidla. Navíc ohybová tuhost svodidel, která je dána geometrií a použitým materiálem, se může v jednotlivých typech významně lišit. Splnění podmínky č. 2 není rovněž prokazatelně zaručeno, podmínku č. 3 lze považovat za přijatelně splněnou pro těžká nákladní vozidla.



Obr. 4.1 Příčný ráz tuhého tělesa na tenký nosník



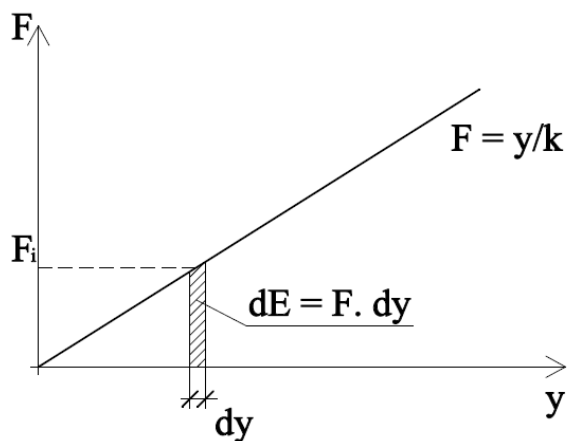
Obr. 4.2 Deformace nosníku způsobená náhradní statickou silou

Kinetická energie tělesa:

$$E_k = \frac{1}{2} m v^2 \quad (4.2)$$

kde v = složka rychlosti působící kolmo k ose nosníku,

m = hmotnost tělesa.



Obr. 4.3 Energie přetvoření nosníku

Energie přetvoření nosníku:

$$E_p = \int F_s \cdot dy_s \quad (4.3)$$

kde F_s = složka „náhradní“ síly působící kolmo k ose nosníku,

y_s = velikost průhybu v místě působící síly;

velikost průhybu

$$y_s = F_s \cdot k \quad (4.4)$$

kde k = ohybová poddajnost nosníku.

I v případě předpokladu splnění výše uvedených podmínek a považování získaných výsledků na základě uvedeného výpočtu za hodnověrné, je výstupem pouze informace o chování svodidla. Informace o chování vozidla a o účincích střetu na jeho posádku chybí. Není tudíž touto cestou možné získat kvalifikovanou předpověď o chování vozidla a tím předpovědět úspěšnost či neúspěšnost zkoumaného svodidla.

V případě posuzování svodidla zatíženého náhradní statickou silou, jak norma uvádí ve třídách zadržení A, B, C, D pro svodidla „jiná“, není možné získat hodnověrné výsledky vůbec. Při pokusu odvodit vztah pro velikost statické síly, jejíž účinky odpovídají účinkům rázu hmotného bodu, opět za předpokladu rovnosti kinetické energie dopadajícího hmotného tělesa a energie přetvoření nosníku, způsobenou rázem tělesa, vede jednoduchá úvaha k následujícím závěrům:

Velikost „náhradní síly“ závisí na poddajnosti (resp. tuhosti) nosníku (viz rovnice 4.4). Účinky nárazu pohybujícího se hmotného tělesa na nosník nelze simulovat náhradní statickou silou, bez znalosti ohybové tuhosti nosníku.

Posuzovat zádržné vlastnosti svodidla výpočtem s použitím dané náhradní síly (100 kN, 200 kN, ...) nejen, že nevede k výsledkům umožňujícím popis chování vozidla při nárazu, ale neposkytne ani odpovídající výsledky o chování svodidla. Statické zatížení nemůže obecně interpretovat dynamické účinky hmotného tělesa.

Tuto skutečnost si pravděpodobně uvědomuje i autor TP 114 [7], který v poznámce vložené do tohoto předpisu uvádí:

Poznámka 9: Vzhledem k tomu, že bezpečnost svodidla nelze posoudit žádným výpočtem ani ověřit dílčími zkouškami, doporučuje se a je to v zájmu projektanta „jiného“ svodidla i jeho výrobce, aby posouzení shody takového svodidla provedla autorizovaná osoba.

Na výše uvedenou poznámku je možné reagovat následovně:

Kontakt vozidla se svodidlem je jednoznačně úloha dynamiky a pokud chceme z teoretických řešení získat použitelné výsledky, je nutné ji vyšetřovat za pomoci prostředků a metod dynamiky. Bezpečnost svodidla nelze posoudit žádným neúměrně zjednodušeným výpočtem.

4.4 NÁRAZOVÉ ZKOUŠKY

Ve stávajícím legislativním procesu schvalování svodidel jsou nejvýznamnějším článkem nárazové zkoušky. Provádění zkoušky, referenční vozidlo, měření, snímání a vyhodnocování dat jsou přesně stanoveny v platném předpisu. Výsledky měření při nárazové zkoušce poskytují informace o prudkosti nárazu, nárazové rychlosti teoretické hlavy, ponárazovém zpomalení hlavy, atd., které jsou pak podkladem pro vyhodnocení „kvality“ zkoušeného svodidla [1].

Zkouška má své významné a nezastupitelné místo, ale vzhledem k náročnosti její přípravy a poměrně vysokým nákladům je prováděna pouze pro základní konfiguraci a není obvyklé ji opakovat pro různé variantní poměry mezi vozidly, posádkou a zádržnými systémy.

5. ROZBOR METODIKY NÁVRHU SVODIDLA DLE TP 101

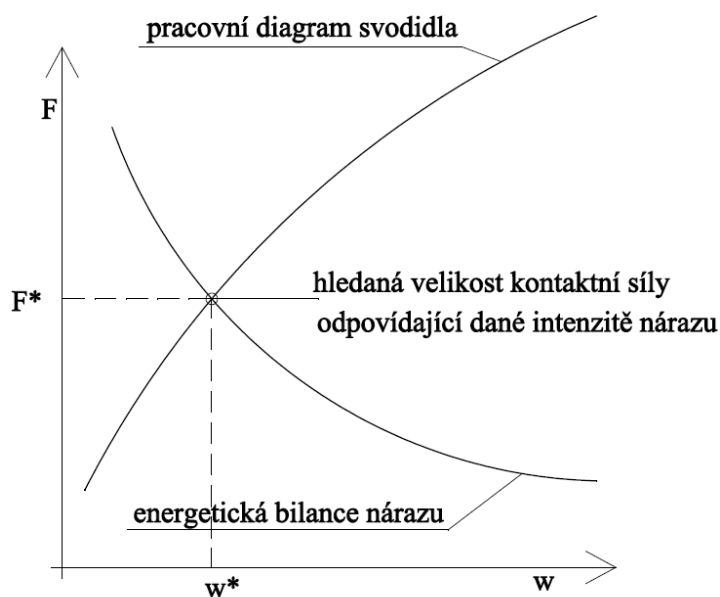
Základní normou upravující metodiku výpočtu svodidel jsou v současné době technické podmínky schválené Ministerstvem dopravy a spojů (odbor pozemních komunikací) účinné od 1. ledna 1998 vydané pod názvem TP 101 Výpočet svodidel [6].

5.1 FORMULACE ÚLOHY – PRINCIP ŘEŠENÍ

Řešení problému je rozděleno do tří základních úloh. První se zabývá energií nárazu a její interpretací do náhradní statické síly, jejíž účinky na svodidlo budou srovnatelné s účinky skutečného nárazu. Řešení spočívá v hledání vhodného poměru síly F a délky dráhy w , na které síla působí. Vzhledem k tomu, že cílem této části textu je popsat základní principy řešení, nebude zde rozlišeno, zda síla F reprezentuje zatížení charakteristické, návrhové, či mimořádné, což je sice z hlediska posuzování stavební konstrukce důležité, ale z hlediska objasnění principu výpočtu zcela nepodstatné.

Ve druhé úloze sestavujeme „pracovní diagram“ svodidla. Hledáme závislost mezi velikostí síly působící na určené místo svodidla a deformací, kterou daná síla způsobuje.

Třetí úlohou je porovnání „energetické bilance nárazu“ s „pracovním diagramem“ svodidla. Nalezení průsečíku obou uvedených závislostí (viz obr. 5.1) odpovídá hledanému řešení.



Obr. 5.1 Pracovní diagram svodidla a energetická bilance nárazu [6]

5.2 ENERGETICKÁ BILANCE NÁRAZU – ODVOZENÍ VELIKOSTI SÍLY NAHRAZUJÍCÍ NÁRAZ

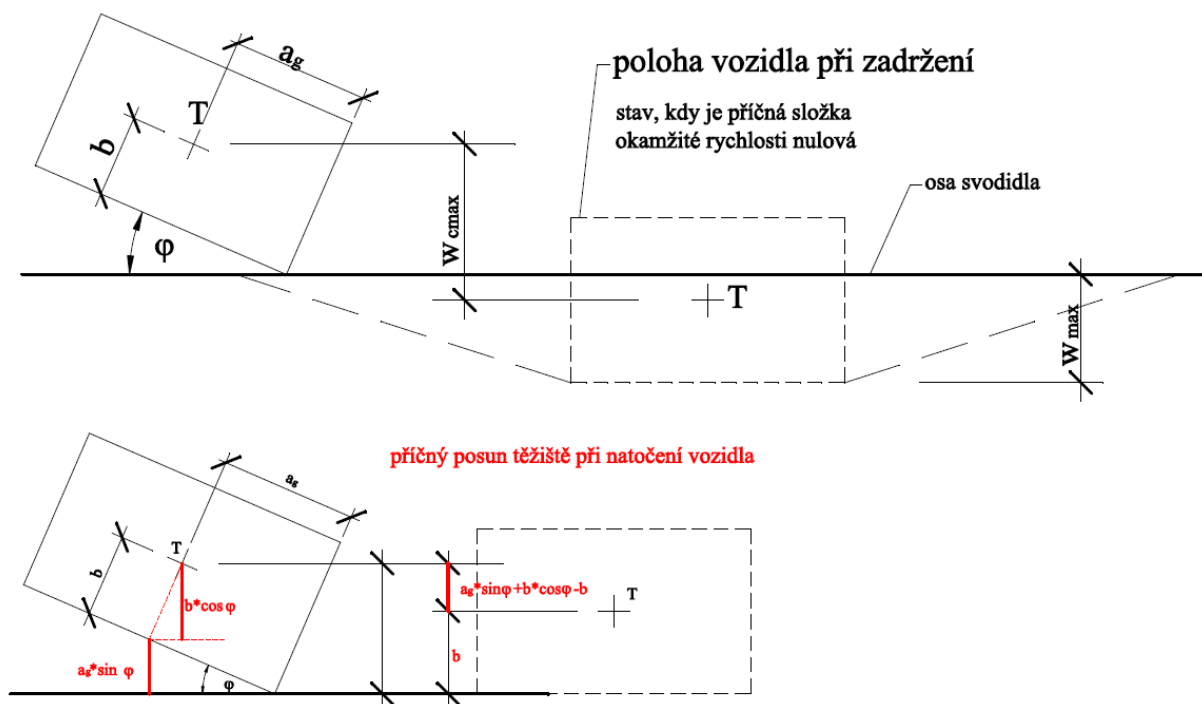
Při plnění své funkce má svodidlo vzdorovat ataku vozidla. V závislosti na hmotnosti vozidla, jeho rychlosti a směru stanovuje norma velikost kinetické energie, kterou musí svodidlo při zadržení zachytit. V době vzniku TP 101 nebylo softwarové vybavení s možností řešení rychlých dynamických dějů dostupné. Nejdůležitějším cílem bylo formulovat úlohu tak, aby bylo možné ji řešit pomocí dostupných prostředků, to je pomocí statického výpočtu. Daná energie nárazu E_k (viz rovnice 4.1) je proto nahrazena silou F působící na dráze w v takových hodnotách, aby byla splněna podmínka:

$$E = F \cdot w \quad (5.1)$$

Je zcela zřejmé, že při skutečném nárazu se intenzita zatížení mění v závislosti s velikostí odporu konstrukce v jednotlivých fázích nárazu. V daném případě představuje síla F idealizovanou průměrnou hodnotu, která pro určenou dráhu (deformaci svodidla) splňuje požadovanou energetickou podmínku.

V TP 101 je velikost síly F odvozena z vyobrazeného schématu a definována následujícím vztahem (s veličinami dle obr. 5.2)

$$F = (m/2) \cdot ((v \cdot \sin \varphi)^2 / (w_{max} + a_g \cdot \sin \varphi - b \cdot (1 - \cos \varphi))) \quad (5.2)$$



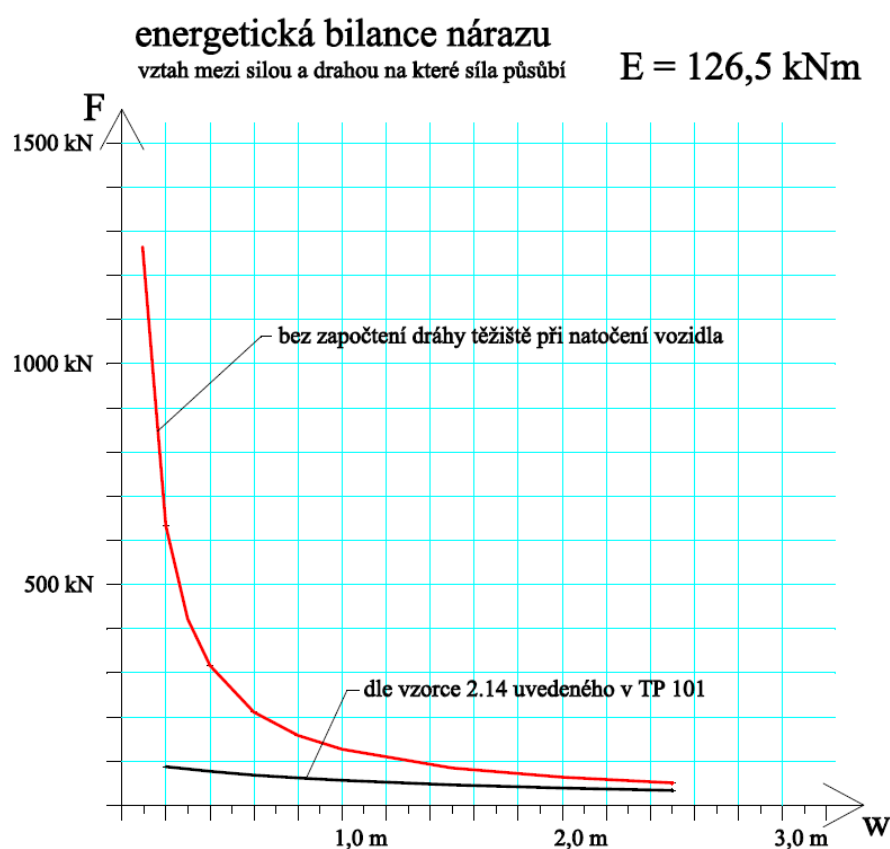
Obr. 5.2 Poloha vozidla v průběhu nárazu a zadržení [6]

Tabulka 5.1 Porovnání výsledků výpočtu náhradní síly

Energetická bilance nárazů podle TP 101																																																																																																																											
Označení zkoušky vozidla		TB 42																																																																																																																									
Závazné parametry nárazových zkoušek a zkušebních vozidel podle prEN 1317																																																																																																																											
m =	10 tun	m =	10000 kg																																																																																																																								
v =	70 km/h	v =	19,444 m/s																																																																																																																								
φ =	15 stupňů	φ =	0,262 rad																																																																																																																								
a _{g1} =	2,3 m	a _g =	5 m																																																																																																																								
a _{g2} =	2,7 m	a _g = a _{g1} + a _{g2}																																																																																																																									
2*b =	2,44 m	b =	1,22 m																																																																																																																								
Energie nárazu		E =	126,5 kNm																																																																																																																								
E = (m/2) * (v * sin φ) ²																																																																																																																											
Výpočet náhradní síly																																																																																																																											
F _{max} = 1,6 F _{prům}																																																																																																																											
vzorec 2.14 uvedený v TP 101																																																																																																																											
F _{prům} = (m/2) * (v * sin φ) ² / (w _{max} + a _g sin φ - b (1-cos φ))		vztahy bez započtení posunu těžiště při natočení																																																																																																																									
		F _{prům} = (m/2) * (v * sin φ) ² / (w _{max})																																																																																																																									
<table border="1" style="display: inline-table; margin-right: 20px;"> <thead> <tr> <th colspan="4">kontrola</th> </tr> <tr> <th>w_{max}</th> <th>F_{prům}</th> <th>F_{max}</th> <th>F_{prům}*w_{max}</th> </tr> <tr> <th>(m)</th> <th>(kN)</th> <th>(kN)</th> <th>(kNm)</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>0,10</td><td>93,6</td><td>149,72</td><td>9,4</td></tr> <tr><td>0,20</td><td>87,1</td><td>139,41</td><td>17,4</td></tr> <tr><td>0,30</td><td>81,5</td><td>130,43</td><td>24,5</td></tr> <tr><td>0,40</td><td>76,6</td><td>122,53</td><td>30,6</td></tr> <tr><td>0,50</td><td>72,2</td><td>115,54</td><td>36,1</td></tr> <tr><td>0,60</td><td>68,3</td><td>109,30</td><td>41,0</td></tr> <tr><td>0,80</td><td>61,7</td><td>98,65</td><td>49,3</td></tr> <tr><td>1,00</td><td>56,2</td><td>89,89</td><td>56,2</td></tr> <tr><td>1,25</td><td>50,6</td><td>80,90</td><td>63,2</td></tr> <tr><td>1,50</td><td>46,0</td><td>73,55</td><td>69,0</td></tr> <tr><td>2,00</td><td>38,9</td><td>62,24</td><td>77,8</td></tr> <tr><td>2,50</td><td>33,7</td><td>53,95</td><td>84,3</td></tr> </tbody> </table> <table border="1" style="display: inline-table;"> <thead> <tr> <th colspan="4">kontrola</th> </tr> <tr> <th>w_{max}</th> <th>F_{prům}</th> <th>F_{max}</th> <th>F_{prům}*w_{max}</th> </tr> <tr> <th>(m)</th> <th>(kN)</th> <th>(kN)</th> <th>(kNm)</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>0,10</td><td>1265,1</td><td>2024,15</td><td>126,5</td></tr> <tr><td>0,20</td><td>632,5</td><td>1012,08</td><td>126,5</td></tr> <tr><td>0,30</td><td>421,7</td><td>674,72</td><td>126,5</td></tr> <tr><td>0,40</td><td>316,3</td><td>506,04</td><td>126,5</td></tr> <tr><td>0,50</td><td>253,0</td><td>404,83</td><td>126,5</td></tr> <tr><td>0,60</td><td>210,8</td><td>337,36</td><td>126,5</td></tr> <tr><td>0,80</td><td>158,1</td><td>253,02</td><td>126,5</td></tr> <tr><td>1,00</td><td>126,5</td><td>202,42</td><td>126,5</td></tr> <tr><td>1,25</td><td>101,2</td><td>161,93</td><td>126,5</td></tr> <tr><td>1,50</td><td>84,3</td><td>134,94</td><td>126,5</td></tr> <tr><td>2,00</td><td>63,3</td><td>101,21</td><td>126,5</td></tr> <tr><td>2,50</td><td>50,6</td><td>80,97</td><td>126,5</td></tr> </tbody> </table>				kontrola				w _{max}	F _{prům}	F _{max}	F _{prům} *w _{max}	(m)	(kN)	(kN)	(kNm)	0,10	93,6	149,72	9,4	0,20	87,1	139,41	17,4	0,30	81,5	130,43	24,5	0,40	76,6	122,53	30,6	0,50	72,2	115,54	36,1	0,60	68,3	109,30	41,0	0,80	61,7	98,65	49,3	1,00	56,2	89,89	56,2	1,25	50,6	80,90	63,2	1,50	46,0	73,55	69,0	2,00	38,9	62,24	77,8	2,50	33,7	53,95	84,3	kontrola				w _{max}	F _{prům}	F _{max}	F _{prům} *w _{max}	(m)	(kN)	(kN)	(kNm)	0,10	1265,1	2024,15	126,5	0,20	632,5	1012,08	126,5	0,30	421,7	674,72	126,5	0,40	316,3	506,04	126,5	0,50	253,0	404,83	126,5	0,60	210,8	337,36	126,5	0,80	158,1	253,02	126,5	1,00	126,5	202,42	126,5	1,25	101,2	161,93	126,5	1,50	84,3	134,94	126,5	2,00	63,3	101,21	126,5	2,50	50,6	80,97	126,5
kontrola																																																																																																																											
w _{max}	F _{prům}	F _{max}	F _{prům} *w _{max}																																																																																																																								
(m)	(kN)	(kN)	(kNm)																																																																																																																								
0,10	93,6	149,72	9,4																																																																																																																								
0,20	87,1	139,41	17,4																																																																																																																								
0,30	81,5	130,43	24,5																																																																																																																								
0,40	76,6	122,53	30,6																																																																																																																								
0,50	72,2	115,54	36,1																																																																																																																								
0,60	68,3	109,30	41,0																																																																																																																								
0,80	61,7	98,65	49,3																																																																																																																								
1,00	56,2	89,89	56,2																																																																																																																								
1,25	50,6	80,90	63,2																																																																																																																								
1,50	46,0	73,55	69,0																																																																																																																								
2,00	38,9	62,24	77,8																																																																																																																								
2,50	33,7	53,95	84,3																																																																																																																								
kontrola																																																																																																																											
w _{max}	F _{prům}	F _{max}	F _{prům} *w _{max}																																																																																																																								
(m)	(kN)	(kN)	(kNm)																																																																																																																								
0,10	1265,1	2024,15	126,5																																																																																																																								
0,20	632,5	1012,08	126,5																																																																																																																								
0,30	421,7	674,72	126,5																																																																																																																								
0,40	316,3	506,04	126,5																																																																																																																								
0,50	253,0	404,83	126,5																																																																																																																								
0,60	210,8	337,36	126,5																																																																																																																								
0,80	158,1	253,02	126,5																																																																																																																								
1,00	126,5	202,42	126,5																																																																																																																								
1,25	101,2	161,93	126,5																																																																																																																								
1,50	84,3	134,94	126,5																																																																																																																								
2,00	63,3	101,21	126,5																																																																																																																								
2,50	50,6	80,97	126,5																																																																																																																								

Vztah pro výpočet síly je odvozen k těžišti vozidla a zahrnuje i část dráhy, při které se vozidlo natáčí kolem bodu kontaktu do polohy rovnoběžné s osou svodidla. Natočení vozidla kromě případného tření pneumatik o povrch vozovky nic nebrání. Energie potřebná k natočení

vozidla do paralelního postavení s osou svodidla musí být řádově nižší, než energie odebraná svodidlem při jeho deformaci. Uplatnění části dráhy, při které se realizuje natočení vozidla ve výpočtu považují za kontraproduktivní a demonstrují to i příložené příklady v tabulce 5.1 a obr. 5.3. Náhradní síla F má „simulovat“ účinky nárazu vozidla na svodidlo. Pro posouzení je důležitá její práce na dráze spojené s deformací svodidla. Prodloužením dráhy o „srovnání“ vozidla s linií svodidel (při zachování požadavku $E=F*w$) je výsledkem síla menší intenzity, která nemůže účinky nárazu nahradit ani v míře, kterou předpis předpokládá. Pro stanovení náhradní síly, která má být použita pro zatěžování svodidla, je rozhodující hodnota „průhybu“ svodidla w_{max} .



Obr. 5.3 Energetická bilance nárazu – velikost náhradní síly v závislosti na průhybu

Pro energii nárazu předepsanou pro dané nárazové zkoušky a příslušné úrovně zadržení je možné výše uvedeným postupem získat vzájemné závislosti mezi velikostí náhradní F síly a „průhybem“ svodidla w (obr. 5.3). „Průhybem“ je v širším významu i odsunutí betonového prvku svodidla s uplatněním tření, či naklonění kotevního sloupku v zemině.

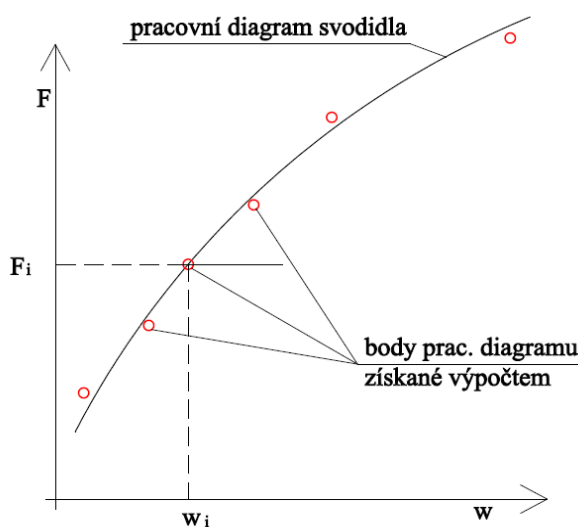
5.3 PRACOVNÍ DIAGRAM SVODIDLA

Statický model daného svodidla budeme v místě simulovaného nárazu opakovaně zatěžovat příčnou silou F . V každém kroku budeme analyzovat její účinky na danou konstrukci svodidla (napětí a deformace jednotlivých částí). Vytvoříme graf (či tabulku) závislosti mezi zatížením F a „průhybem“ w , v TP 101 [6] nazvaný jako „pracovní diagram“ svodidla.

Nahrazením nárazu vozidla respektive nahrazením energie nárazu náhradní silou sice došlo ke značnému zjednodušení úlohy, ale i nadále musíme řešit silně nelineární úlohu, a to jak z hlediska nelinearity geometrické, tak z hlediska nelinearity materiálové. To je pravděpodobně důvod, který vedl autory předpisu k následujícím úvahám. Na svodidlo je pohlíženo jako na nosnou konstrukci a z hlediska stavební mechaniky jsou rozlišovány dva základní případy chování – ohybové a lanové. Dále předpis uvádí, že převážně ohybové chování svodidla bývá provázeno průhyby obvykle nepřesahujícími 0,1 až 0,2 m, které lze z hlediska prostorového uspořádání konstrukce svodidla označit za „malé“ [6]. S postupem času a rozvojem software pro řešení konstrukcí jsou na trhu běžně dostupné programy, ve kterých je možné vytvořit věrohodný model konstrukce s respektováním všech významných parametrů, aniž by bylo nutné předem určit zda se bude chovat „ohybově“ či „lanově“.

5.3.1 SESTAVENÍ PRACOVNÍHO DIAGRAMU SVODIDLA

Opakovaně provádíme výpočet svodidla pro různé hodnoty síly F . Výsledkem každého z výše uvedených výpočtů je hodnota „průhybu“ w , která odpovídá konkrétní hodnotě zatížení F .



Obr. 5.4 Sestavení pracovního diagramu svodidla

Tedy jeden bod požadovaného „pracovního diagramu“ svodidla. Pro získání každého dalšího bodu „pracovního diagramu“ je nutné výpočet opakovat s modifikovanými vstupy. Izolované body diagramu získané výpočtem jsou základem pro vytvoření „pracovního diagramu“ svodidla, viz obr. 5.4.

5.4 POROVNÁNÍ ENERGETICKÉ BILANCE NÁRAZU S PRACOVNÍM DIAGRAMEM SVODIDLA A POSOUZENÍ VÝSLEDKŮ

Ve třetí fázi výpočtu je porovnáván graf závislosti energetické bilance nárazu s „pracovním diagramem“ svodidla. Nalezený průsečík obou grafů, tj. místo, ve kterém jsou hodnoty dvojice hodnot F a w pro oba grafy shodné, určuje velikost náhradní síly, viz obr 5.1. Svodidlo dále můžeme posoudit jako nosnou konstrukci zatíženou danou silou F .

Kvalita takto získaných výsledků je velmi diskutabilní. Autor TP 101 se přímo v textu vyjadřuje následovně: *Jelikož nejistoty v určení obou křivek jsou značné, není na místě považovat výsledky výpočtů za něco obecně platného či dokonce nezpochybnitelného... ... je evidentní, že vypočtené hodnoty F_{max} a w_{max} nejsou vlastně ničím jiným než „odborným odhadem“ [6].*

6. ROZBOR METODIKY PRO NAVRHOVÁNÍ SVODIDEL A ZÁBRADLÍ V GARÁŽÍCH DLE ČSN EN 1991-1-1

6.1 USTANOVENÍ NORMY

Zatížení svodidel a zábradlí v garážích je stanoveno v ČSN EN 1991-1-1 [9]. Konstrukce se mají navrhovat na vodorovná zatížení uvedená v textu přílohy B.

Vodorovná charakteristická síla F (v kN), působící kolmo na svodidlo a rovnoměrně rozdělená po délce 1,5 m na libovolné části svodidla v garáži, které má odolat nárazu vozidla, je dána vztahem:

$$F = 0,5 mv^2 / (\delta_c + \delta_b), \quad (6.1)$$

kde m je celková hmotnost vozidla, v kg;

v rychlost vozidla kolmo na svodidlo, v m/s;

δ_c deformace vozidla, v mm;

δ_b deformace svodidla v mm.

Dále norma uvádí, že pro stanovení síly F se použijí následující hodnoty

$$v = 4,5 \text{ m/s},$$

$$\delta_c = 100 \text{ mm}, \text{ pokud nejsou k dispozici přesnější údaje.}$$

Výška nárazníku se předpokládá 375 mm nad úrovní podlahy a 610 mm nad rampou.

6.2 ANALÝZA VZTAHU PRO STANOVENÍ NÁHRADNÍ SÍLY A KINETICKÉ ENERGIE UVEDENÉHO V ČSN EN 1991-1-1

Výchozí hodnotou pro stanovení síly F je kinetická energie vozidla E_k (vztah 4.3). Práce síly F na dráze w v době zastavení vozidla musí být stejná jako energie vozidla před nárazem:

$$F * w = 0,5 mv^2. \quad (6.2)$$

Dráha w , na které síla F působí, je rovna součtu deformace svodidla a deformace vozidla:

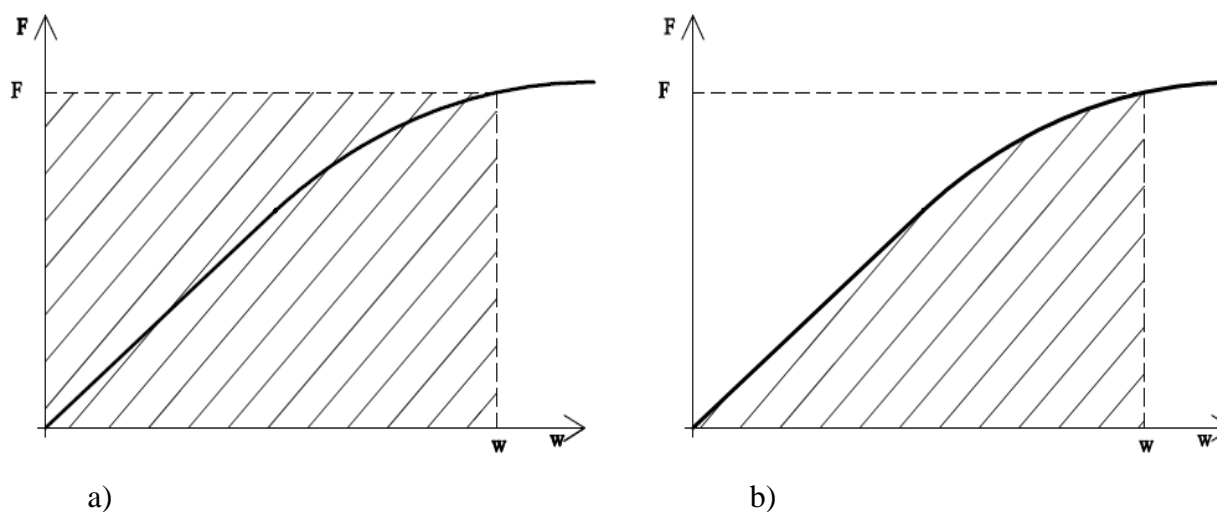
$$w = \delta_c + \delta_b. \quad (6.3)$$

Po dosazení

$$F^*(\delta_c + \delta_b) = 0,5 mv^2. \quad (6.4)$$

Daný vztah popisuje skutečnost, že energie pohybujícího se vozidla bude pohlcena deformací vozidla a deformací svodidla. Na základě daných deformací je odvozena síla, kterou zatěžíme konstrukci svodidla pro ověření jeho způsobilosti nárazu odolávat.

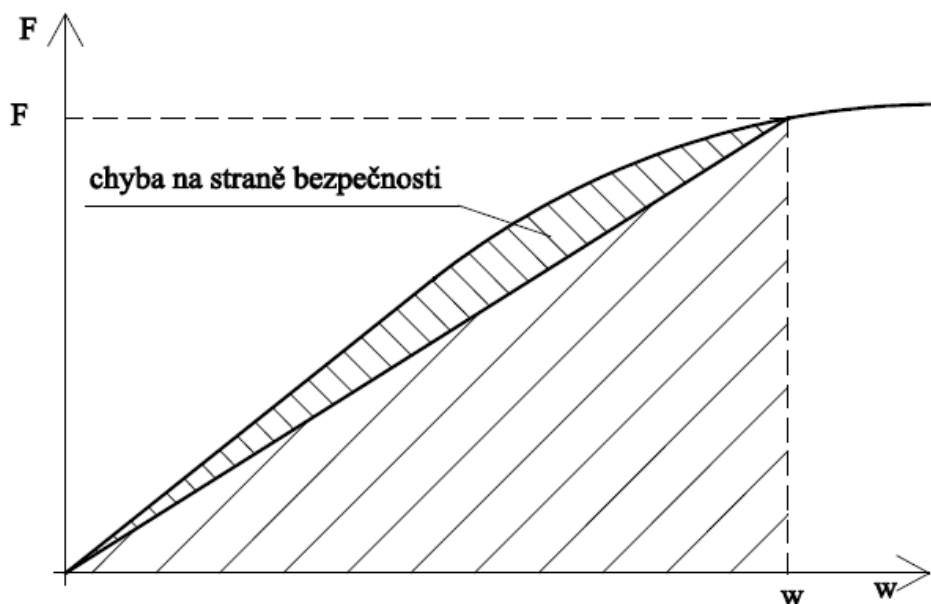
Z formálního hlediska je vztah pro výpočet síly F přesný a není na místě o něm pochybovat. To ovšem platí pouze v případě, kdy je odpor konstrukce konstantní a po celé délce (průhybu) pracuje stejná síla F (obr. 6.1 a). Pravděpodobnější je však situace, kdy síla narůstá z nulové hodnoty až do konečné velikosti při dosažení maximální výchylky (obr. 6.1 b).



Obr. 6.1 Energie absorbovaná deformací svodidla a) dle ČSN EN 1991-1-1, b) skutečná

V případě předpokladu lineárního chování konstrukce se bude hodnota síly F zvětšovat lineárně. Energie absorbovaná deformací konstrukce bude

$$E_b = F^* w/2. \quad (6.5)$$



Obr. 6.2 Energie absorbovaná deformací svodidla vypočtená pomocí vztahu $E_b = F^* w/2$

Po dosažení do vztahu pro rovnost energie

$$F^* w/2 = 0,5 mv^2, \quad F^* w = mv^2, \quad F = mv^2/(\delta_c + \delta_b).$$

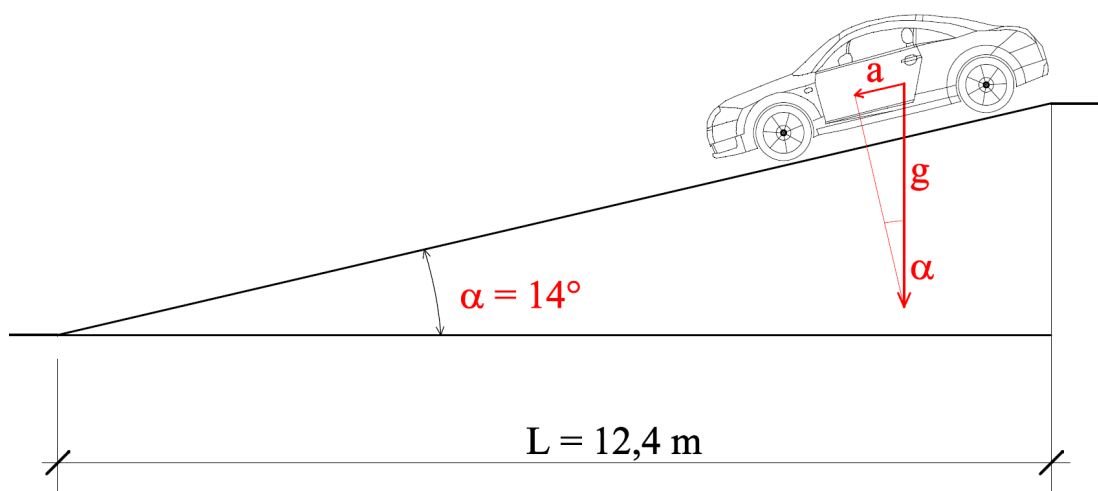
I když připustíme možné nelineární chování konstrukce po dosažení mezních hodnot napětí v extrémně exponovaných místech, je uvedená interpretace výstižnější a v každém případě na straně bezpečnosti. Rozbor a vyčíslení velikosti chyby při výpočtu podle uvedených vztahů je uveden na konkrétním případě v příloze B.1. Zpřesnění vztahu pro energii absorbovanou svodidlem je uvedeno v dalším textu.

6.3 ANALÝZA VSTUPŮ

Před použitím vztahu v konkrétním výpočtu je vhodné si ověřit jakým způsobem mohou návrh ovlivnit normou doporučené hodnoty rychlosti vozidla ($v = 4,5$ m/s) a jeho deformace ($\delta_c = 100$ mm) [9].

6.3.1 RYCHLOST VOZIDLA

Předpokládejme přímou rampu, která překonává výšku jednoho podlaží (3,0 m). Délka rampy při sklonu 10° bude 17 m, při sklonu 14° bude její délka 12,4 m. Dále předpokládejme vozidlo, na které působí pouze místní tíhové zrychlení ($g=9,81 \text{ m/s}^2$). Na počátku rampy má vozidlo nulovou rychlost, gravitace jej na skloněné rampě uvádí do rovnoměrně zrychleného pohybu. Jak je zřejmé z obrázku 6.3 a níže uvedených vztahů, rychlost vozidla na konci rampy bude 7,66 m/s.



Obr. 6.3 Nájezdová rampa, odvození rychlosti vozidla

Složka zrychlení ve směru sklonu rampy je:

$$a = g \sin \alpha, \quad a = 9,81 \cdot \sin 14^\circ, \quad a = 2,373 \text{ m/s}^2.$$

Vztahy pro dráhu čas a rychlost:

$$s = \frac{1}{2} a t^2, \quad t^2 = 2s/a, \quad t = 3,23 \text{ s.} \quad (6.3)$$

Rychlost vozidla na konci rampy:

$$v = a \cdot t, \quad v = 7,66 \text{ m/s.}$$

Zjištěná rychlost je asi o 3 m/s vyšší. Do vztahu kinetické energie vstupuje rychlost ve druhé mocnině:

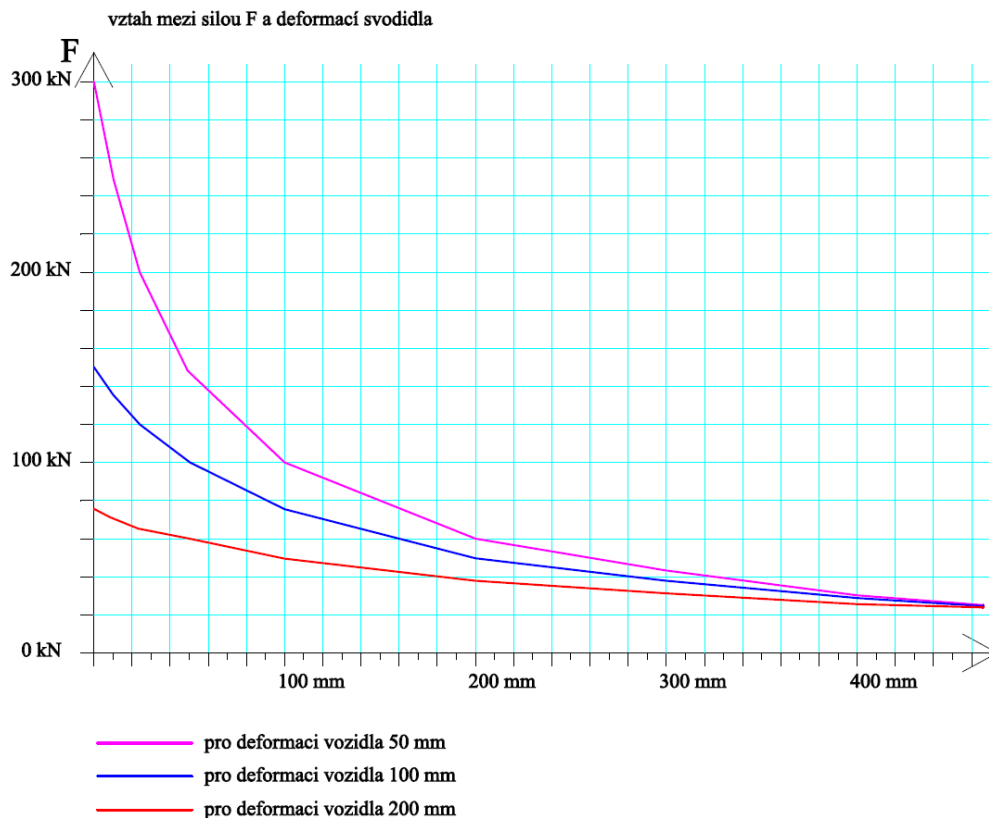
$$v_1^2 = 4,50^2 = 20,25 \text{ m}^2/\text{s}^2,$$

$$v_2^2 = 7,66^2 = 58,68 \text{ m}^2/\text{s}^2.$$

Kinetická energie vozidla jedoucího rychlostí 7,66 m/s je téměř **tříkrát větší**, než energie téhož vozidla při rychlosti 4,5 m/s.

6.3.2 DEFORMACE VOZIDLA

Část energie nárazu je pohlcena „deformací vozidla“. Velikost deformační zóny, její tuhost, tedy schopnost „absorbovat“ energii, závisí na konstrukci vozidla a je evidentní, že se bude pro různé typy vozidel lišit. V textu normy je doporučení uvažovat deformaci vozidla hodnotou 100 mm, pokud nejsou k dispozici přesnější údaje [9]. V praxi je téměř nemožné „přesnější údaje“ získat. Předpokládejme, že posuzujeme svodidlo na veřejném parkovišti pro osobní automobily s hmotností do 2,5 tun. Rozptyl charakteristik vozidel jednotlivých výrobců a jednotlivých tříd neumožňuje zobecnit hodnotu deformace vozidla, i kdyby je poskytovali přímo výrobci. Budeme tedy ve většině případů aplikovat doporučení normy (100 mm). Je však nutné si uvědomit rizika s tím spojená, zvláště v případě tuhých (nepoddajných) konstrukcí svodidel. Na obrázku 6.4 je graf závislosti náhradní síly na velikosti deformace svodidla pro tři hodnoty deformace vozidla. Vyobrazené hodnoty jsou pro vozidlo o hmotnosti 1500 kg, které se pohybovalo rychlostí 4,5 m/s. Pro malé deformace svodidla jsou rozdíly vypočtené zatěžovací síly poměrně velké. Pokud bude předmětem posouzení „svodidlo tuhé“, je zvýšená pozornost při aplikaci vztahu uvedeného v normě zcela na místě. Především při zadávání předpokládané deformace vozidla.



Obr. 6.4 Závislost náhradní síly na deformaci svodidla

Při posuzování svodidel a zábradlí v garážích je vhodné vzít v úvahu konkrétní parametry daného objektu a uvažovat s reálnou rychlostí, které by neovládané vozidlo mohlo dosáhnout. Současně je nutné zodpovědně zhodnotit deformační parametry vozidla, které do výpočtu zavedeme.

Porovnání velikosti náhradní síly při zavedení skutečných parametrů zatížení je uvedeno v příloze B.2.

7. BEZPEČNOST V SILNIČNÍ DOPRAVĚ A SIMULOVÁNÍ NÁRAZU VOZIDLA DO ZÁDRŽNÝCH SYSTÉMŮ V ZAHRANIČNÍCH PUBLIKACÍCH

7.1 EVROPSKÁ NORMA A OBECNÉ POŽADAVKY NA ZÁDRŽNÉ SYSTÉMY

Jedním z hlavních požadavků v silniční dopravě je zajistit bezpečnost jejich účastníků. K udržování a rozvíjení bezpečnosti na silnicích je často nezbytné použít takové prostředky, které zabraňují vozidlům i chodcům dostat se do nebezpečných míst. K tomuto účelu slouží silniční bezpečnostní svodidla, tvořená v souladu s požadavky Evropské normy EN 1317 [10]. Ta předepisuje kritéria, která má bezpečnostní bariéra plnit za specifických podmínek dopadu. Musí vyhovovat z hlediska kontroly úrovně dopadu vozidla, úrovně očekávaného zpomalení cestujících ve vozidle při nárazu a úrovně následné deformace bariéry. Svodidla jsou prostředkem k omezení pohybu vozidel při nenadálých událostech. V případě vyjetí ze silnice jsou totiž vozidla s jejich pomocí správně přesměrována zpět na vozovku. [10]

Při nárazu vozidla do svodidla je nutné počítat s mnoha různými parametry jako je rychlost vozidla, hmotnost vozidla, úhel nárazu, typ a chování vozidla a vlastnosti vozovky. V případě nárazu lehčího vozidla nabízí zádržný systém schopnost deformace a to znamená, že kinetická energie je při nárazu absorbována převážně svodidlem a deformací vozidla. Tato skutečnost výrazně snižuje stupeň zpomalení posádky a zvyšuje její bezpečnost. V případě nárazu vozidel těžších, např. autobus, nákladní vozidlo aj., by mělo svodidlo vozidlo zadržet a přesměrovat jej zpět na silnici, aniž by kompletně selhaly hlavní podélné prvky tohoto zádržného systému. Z tohoto důvodu je konstrukce svodidel vždy jakýmsi kompromisem mezi pružností a pevností [10].

Krajní a středová svodidla lze rozdělit do tří obecných kategorií: slabé rozmístitelné systémy, silné rozmístitelné systémy a pevné betonové bariéry. Slabé rozmístitelné systémy jsou nejflexibilnější a mají největší dynamický průhyb. Silné rozmístitelné systémy mají na druhou stranu sníženou dynamickou deformaci v důsledku přítomnosti větších a silnějších stojanů [11].

7.2 CRASH TESTY A SIMULACE POMOCÍ PROGRAMŮ PRO ŘEŠENÍ RYCHLÝCH DYNAMICKÝCH DĚJŮ

Studium komplexních dynamických událostí jako jsou nárazy nemá většinou v konvenčních teoretických modelech celistvé a uspokojivé řešení. Je to kvůli geometrické a strukturální komplexnosti jednotlivých částí celého dynamického systému, kvůli odlišným a spleťtým interakcím. Z těchto důvodů vyžaduje získání obstojného povědomí o mechanismu nárazů realizaci velmi drahých testů. V současné době, a také v předvídané budoucnosti, bude nezbytné mít plně funkční laboratorní testy. Je nutností provádět předběžné selekce nalezených nápadů a na základě těchto selekcí pak případně provádět plné, finančně velmi nákladné, crash testy. Existují různé způsoby provádění takovýchto předběžných analýz, více či méně přesných, jednou z nich je i možné použití numerických metod a počítačových aplikací [12]. Kvůli snížení nákladů se tedy na výzkum týkající se konstrukce svodidel dnes kromě reálných crash testů používají matematické programy, které dokáží více či méně přesně popsat situaci při nárazu vozidla do svodidla, stupeň deformace vozidla a jeho součástí, svodidel atd. Mezi nejpoužívanější patří systém LS-DYNA. Ten zahrnuje mnoho metod a algoritmů umožňujících získat řešení rozličných typů komplikovaných mechanických problémů. Algoritmus pro kontaktní náraz například umožňuje simulovat interakci dynamického kontaktu strukturálních částí [13]. Počítačové modely pro testy bezpečnostních svodidel zahrnují modely vozidel i bariér [10]. V následujícím textu je prezentován souhrn výsledků několika studií, zabývajících se simulacemi nárazů, crash testy a obecně přesností počítačových výpočtů ve srovnání s výsledky skutečných testů.

Pro nárazové testy jsou stanovené tři kategorie kritérií pro hodnocení bezpečnosti: (1) strukturální přiměřenost, (2) rizikový faktor pro uživatele a (3) trajektorie vozidla po nárazu [11]. Svodidla jsou obecně navrhována a testována pro umístění na rovném terénu. Nicméně, jsou také často umístěna do různých skloněných terénů.

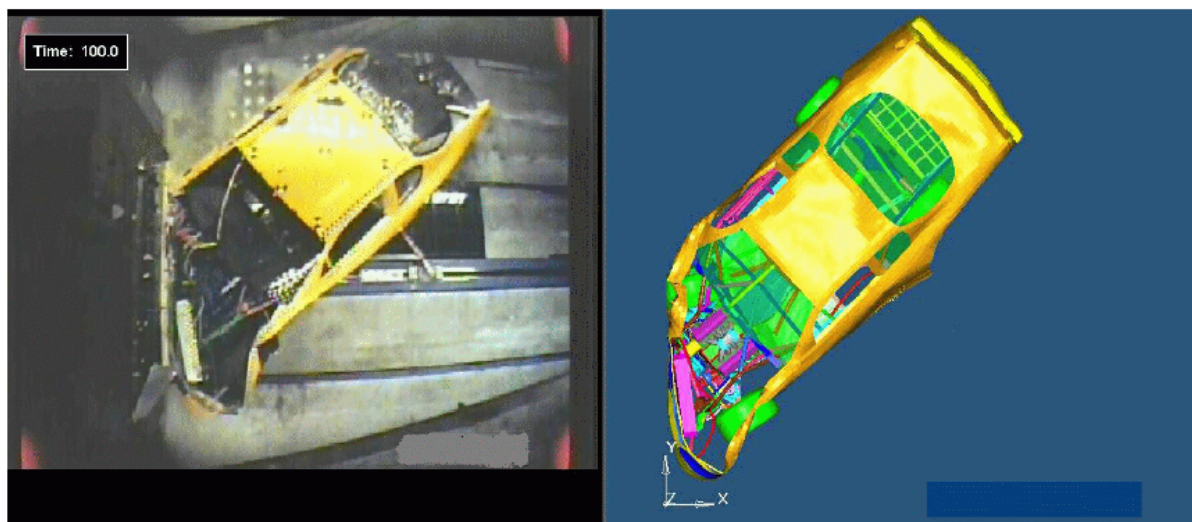
Výkon bariéry mohou ovlivnit také terénní podmínky mezi vozovkou a jejím okrajem. Jakmile vozidlo opustí vozovku a dostane se do náspevého svahu, odchyluje se z normální výšky nad terénem. V závislosti na vlastnostech náspu a příkrostiti postranního svahu se pak mohou odlehčit tlumiče a vozidlo může částečně nebo celé letět [11].

Kvůli poskytnutí odpovídající úrovně bezpečnosti pro pasažéry vozidla by měla být bezpečnostní svodidla navržena tak, aby prostřednictvím deformace zadržela tolik kinetické energie vozidla, kolik je jen možné a zároveň si udržela celistvost. Dle studie Vesenjak et al.

(2007) [10] pozorování svodidel v praxi napovídá, že současně využívaná bezpečnostní svodidla používaná na běžných komunikacích jsou nevhodná, protože často dochází k přeletu vozidla přes tyto zábrany nebo je vozidlo těmito zábranami nedostatečně zpomaleno. Proto je nutné, a to také s příchodem evropských zákonů, přehodnotit bezpečnost stávajících bariér a naplánovat jisté návrhové změny.

Silniční bezpečnost se zabývá také oblastí mimo vozovku a je důležitou součástí celkového návrhu vozovky. Z hlediska bezpečnosti má ideální vozovka postranní a středové části, které jsou ploché a bez nebezpečných překážek. Prvky jako jsou boční zešikmení, pevné objekty a voda jsou potenciálním nebezpečím, se kterým se vozidlo, které opustí vozovku, může setkat. Tato rizika představují různou míru ohrožení vozidla a jeho osazenstva. Bohužel, geografie a ekonomika často neumožňují zajistit v tomto směru ideální podmínky. [10]

Autory zabývajícími se problematikou bezpečnostních svodidel jsou také Nelson a Hong. Ve studii publikované roku 2004 se zabývají nárazem vozidla do zahnutého svodidla. K provádění nárazových simulací využívají zmiňovaný systém LS-DYNA. V této studii se kromě nárazu do zakřivené bariéry objevují i výsledky testu s rovnou bariérou (tato data jsou čerpána z dřívějšího projektu, kdy se jedná o stejný model). [14]



Obr. 7.1 Srovnání testu s počítačovou simulací [14]

Prostřednictvím spojení s Altair Engineering financovala společnost NASCAR vypracování podrobných modelů vozidel NASCAR pro simulace nárazů metodou konečných prvků. Modely mohou být použity k simulaci různých nárazových podmínek, umí předvídat síly vozidla a

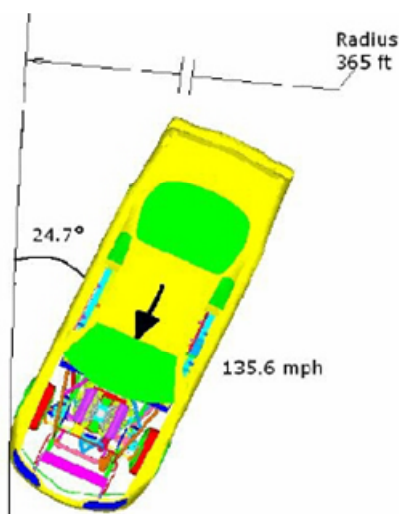
vizualizovat deformace struktur v průběhu nárazu vozidla. Tyto modely byly použity ke studiu různých konstrukčních modifikací vozidel, kvůli srovnání řady jedinečných nárazových podmínek a hodnocení různých typů zádržných systémů. V případě NASCAR, kde je každé vozidlo unikátní, je využití simulační technologie zvláště výhodné proto, že rozdíly vznikající v důsledku odlišnosti vozidel jsou eliminovány [14].

Díky zapojení do Midwest Roadside Safety Facility (MwRSF) na Universitě v Nebrasce, byl NASCAR schopen provádět ke studiu vozidla a designu bariéry plné i redukované crash testy. Crash testy pomáhají při vývoji vozidla a ověřování a potvrzování výkonnosti systémů bariér. Navíc, schopnost použít další nástroje pro sběr dat a videozáznamy pořízené z mnoha úhlů během těchto zkoušek, mají velký význam pro hlubší pochopení pozorovaných nárazů.

Po vážné nehodě, která se udála roku 2001, vyvinul Altair první NASCAR model, který souvisí s vysokoúhlým nárazem na bariéru. Do této doby nebyla k dispozici žádná data, která by prošetřila korelaci modelu u jiných nárazových podmínek. Nicméně, v listopadu 2002, byl proveden s vozidlem NASCAR plně rozsáhlý nárazový test se zakřiveným svodidlem. Nárazové podmínky byly 25° a 136 mph [14].

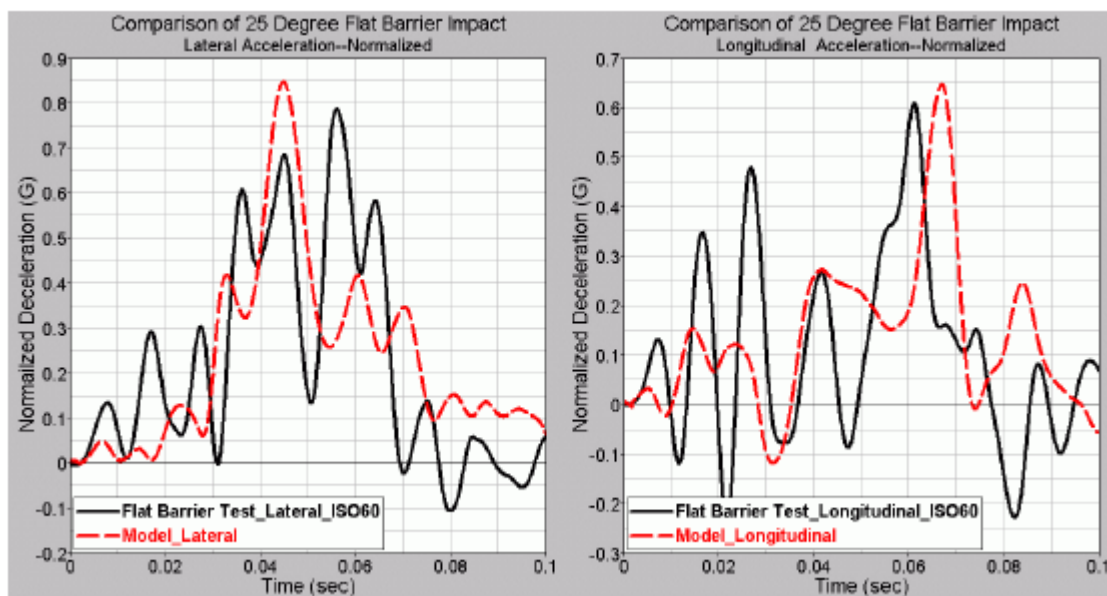
K téměř totožnému nárazu do zakřivené bariéry došlo během sezony 2002 u NASCAR. Údaje z této nehody byly zachyceny a uchovány v databázi NASCAR.

Na začátku studie byl simulován náraz vozidla pod úhlem 25° při rychlosti 140 mph. Na konstrukci vozidla bylo provedeno mnoho modifikací, tak aby odpovídala obsahu zkušebního vozidla při testu nárazu na zakřivenou bariéru a také byla do modelu vložena zahnutá bariéra vhodného zakřivení. Nárazové podmínky a simulace vytvořená pro tento projekt jsou vyobrazeny na obr. 7.2



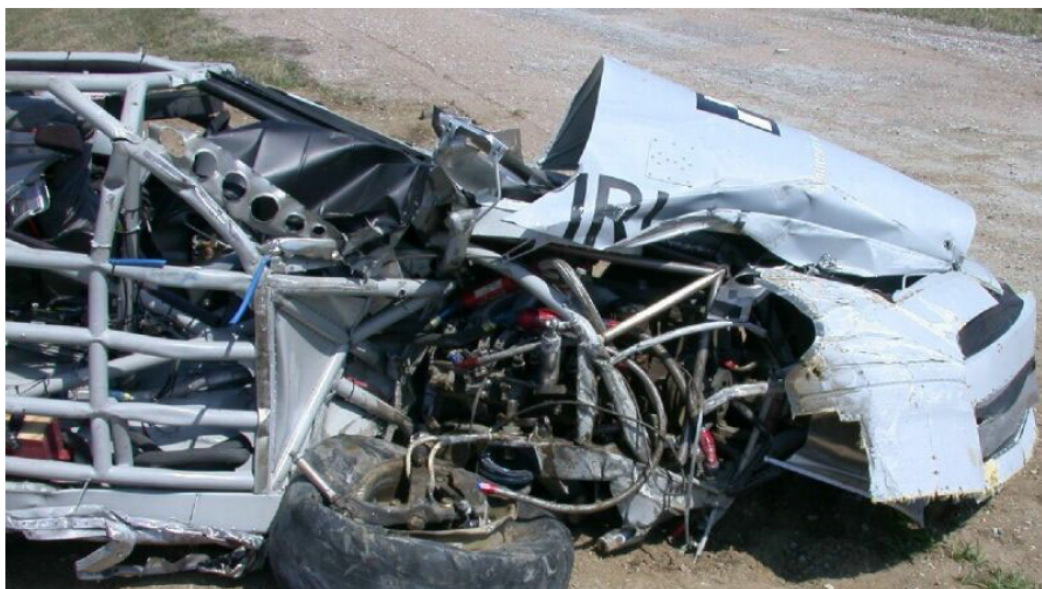
Obr. 7.2 Nárazové podmínky [14]

Jak již bylo zmíněno, proběhlo ve studii Nelson a Hong (2004) kromě studia nárazu do zahnuté bariéry i analyzování nárazu do rovné bariéry. Výsledky srovnání crash testu s počítačovou simulací vyjadřují následující grafy (obr. 7.3).

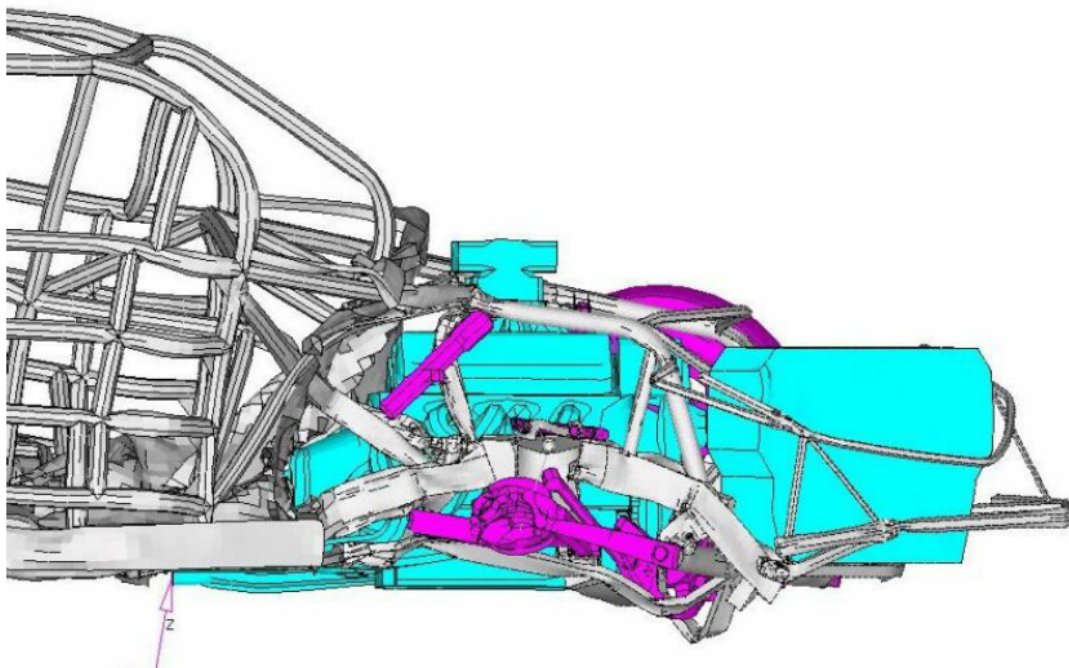


Obr. 7.3. Srovnání testu s počítačovou simulací [14]

Grafy vyjadřují postranní a podélné pulzní křivky v nárazovém testu na rovnou bariéru proložené výsledky simulace. Ačkoli se předpokládalo, že se v průběhu testu nárazu na plochou bariéru ukáží vzhledem k obsahu vozidla některé drobné rozdíly, výsledky testu a výsledky simulace prokázaly dobrou shodu.



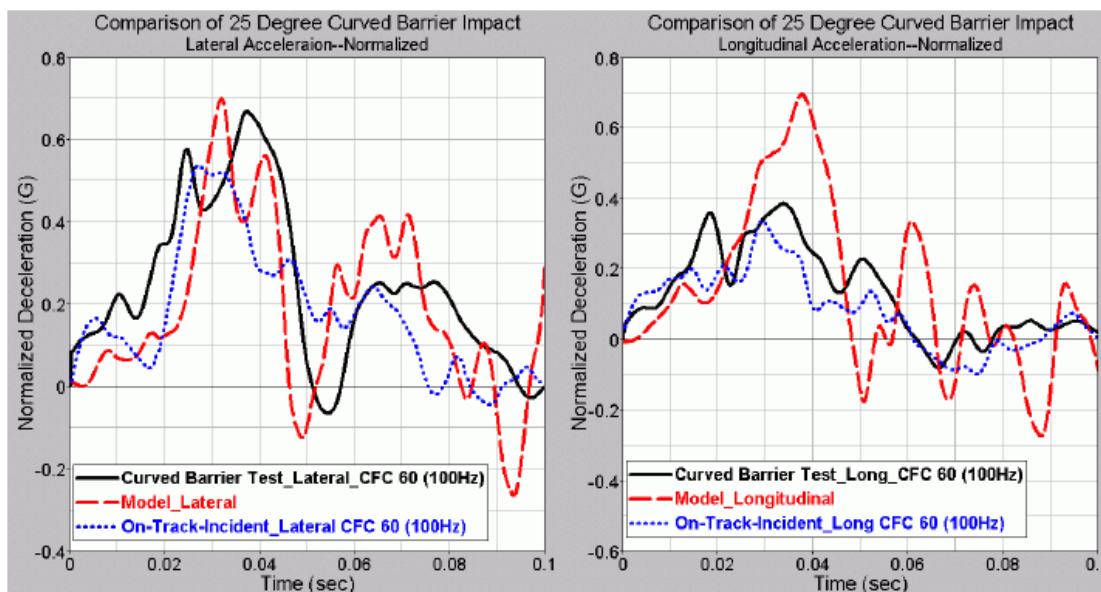
Obr. 7.4 Vozidlo po testu nárazu do rovné bariéry [14]



Obr. 7.5 Obrázek simulace nárazu do rovné bariéry [14]

Co se týká simulací nárazu na zakřivenou bariéru, neprokázal se takový stupeň korelace, jaký byl pozorován v případě bariéry ploché. Bylo proto za účelem zvýšení získané korelace provedeno několik iterací stavu zakřivené bariéry po nárazu.

Výsledky jsou prezentovány v následujících grafech (obr. 7.6), které popisují postranní a podélné pulzní křivky v případě modelové simulace nárazu na zahnutou bariéru, a incidentu na vozovce.



Obr. 7.6. Srovnání odezvy při styku vozidla se zahnutou bariérou [14]

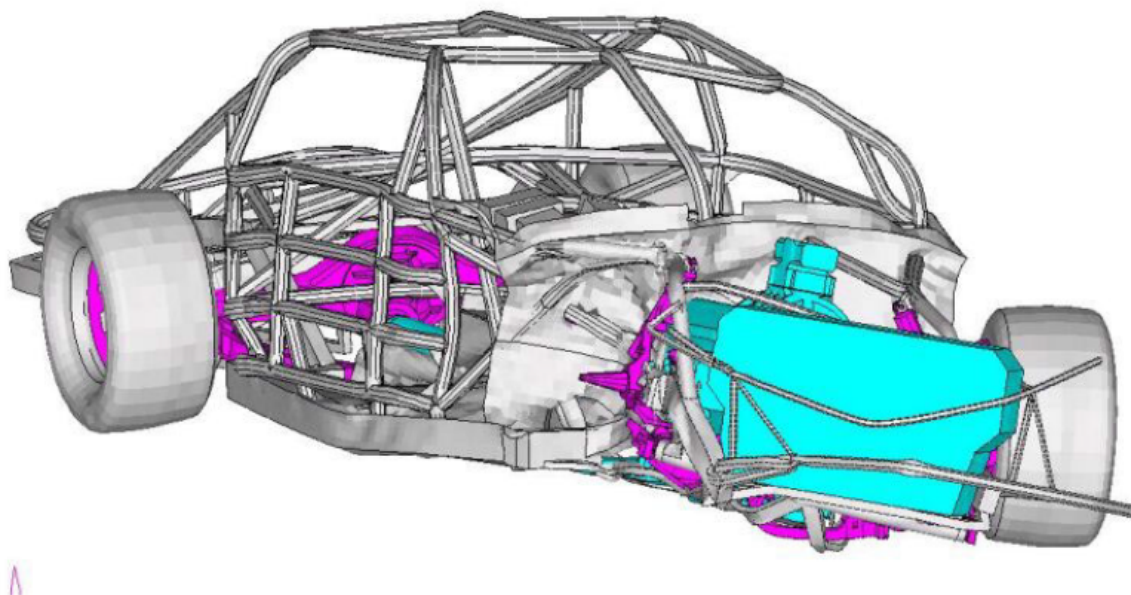
Z výše znázorněných grafů lze vyčíst několik skutečností [14]:

- I když je pravděpodobné, že co se týká obsahu vozidel v daných dvou scénářích existují jisté rozdíly, odezvy při testu nárazu vozidla do zahnuté bariéry a incidentu na vozovce ukazují dobrou shodu. To znamená, že vytvořené testy bariér jsou vhodné pro modelování nehod s podobnými nárazovými podmínkami.
- Boční zpomalení v simulaci ukazuje dobrou shodu s nárazovým testem se zahnutou bariérou.
- Simulace přibližně předpovídá hodnotu faktoru podélného zpomalení.

Stejně jako u nárazového testu na plochou bariéru byla vytvořena i při testech se zahnutým svodidlem rozsáhlá sbírka fotografií před a po testu. Část těchto fotografií „po“ je pro srovnání umístěna vedle obrázků z počítačových analýz níže v tomto textu.



Obr. 7.7 Fotografie z testu nárazu vozidla na zahnutou bariéru [14]



Obr. 7.8 Obrázek simulace nárazu vozidla na zahnutou bariéru [14]

Závěr studie Nelson and Hong 2004 je shrnutý v následujících třech bodech [14]:

- V případě nárazu na rovnou bariéru se prokázala velmi dobrá shoda mezi numerickou analýzou a skutečným testem.
- Moment setrvačnosti modelu vozidla nemusí přesně znázorňovat případ skutečného vozidla (NASCAR), což může přispět k rozdílům v podélném pohybu vozidla v případě nárazu na zahnutou bariéru.
- Hlavním důvodem vzniku pozorovaných rozdílů může být v testu podélného pohybu vozidla při nárazu na zakřivenou bariéru rozsáhlé selhání svarů.

Jinými autory, kteří se zabývají modelováním situací nárazu vozidla do překážky jsou Borovkov et al. Ti se v článku z 9. mezinárodní LS-DYNA konference zabývají crash testy popisující náraz osobního vozidla do sloupů pouličního osvětlení [13]. Tyto testy proběhly na technické univerzitě v Helsinkách v laboratoři silničního inženýrství na letišti v Pori, ve Finsku. Vozidlem používaným v testech byl Peugeot 205 s identickou hmotností podvozku, 950 kg. Autoři používají k provádění kontaktní nárazové nelineární dynamické analýzy opět (jak je patrné z předchozích slov) systém LS-DYNA. Plně vyvinuté 3D systémy CAD a FEM modelů různých typů sloupů umožňují simulace následujících nelinearit: dopad různých rychlostí nárazu vozidla, plasticita výztužných ocelových částí sloupu a částí auta, kontaktní interakce mezi

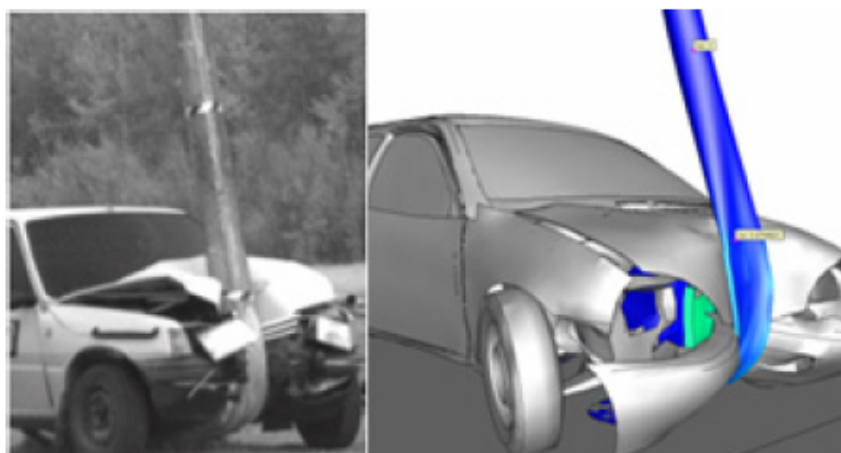
simulovanými objekty s velkými posuny a rotacemi, progresivní poškození ve sloupových laminátech.



Obr. 7.9 Zdeformovaný sloup a vozidlo po nárazu ve 100 km/h [13]

3D model reálného vozidla (metoda konečných prvků) vycházející z prototypu National Crash Analysis Center zahrnuje chladič, spalovací motor, tlumiče, brzdový systém a mnoho dalších částí se schopností kontaktní interakce a nelinearitami v chování materiálu. Konstrukce prototypu je laděna tak, aby měl přibližnou podobnost s automobilem v experimentu.

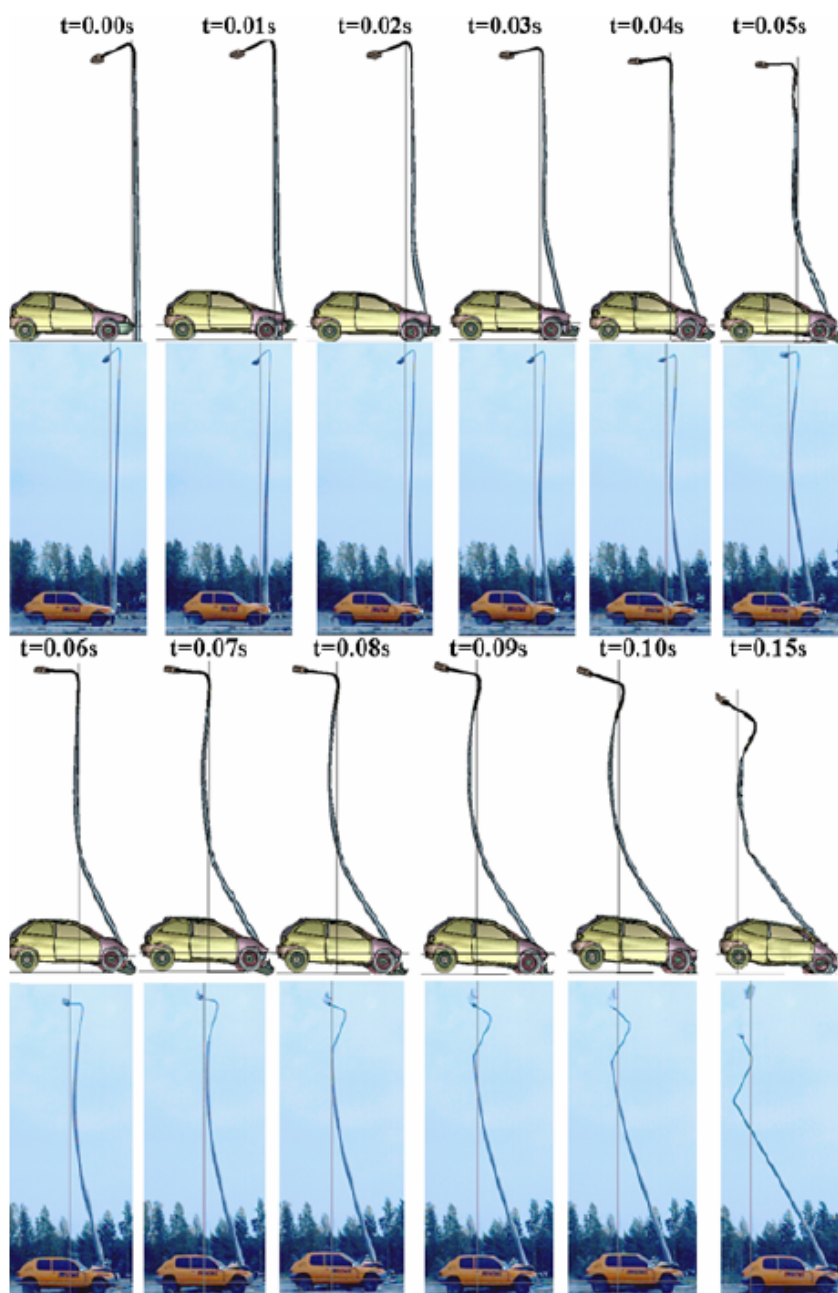
3D model sloupu má stojan, tři různé vyztužené kompozitní lamináty a držák s lucernou. Celkem bylo použito 216 různých materiálů (na automobil i sloup). Experimentální výpočet systémem LS-DYNA ve srovnání se skutečným deformovaným sloupem je na obr. 7.10.



Obr. 7.10 Experiment vs. LS-DYNA simulace [13]

Proces zpomalení vozidla ze 100 km/h na 0 km/h lze rozdělit do dvou částí – náraz a dále zasunutí části sloupu pod vozidlo. První fázi lze charakterizovat maximálním zpomalením. Trvání této fáze se pro libovolný sloup pohybuje mezi 0,06 až 0,1 s. Hlavní parametry, které ovlivňují maximální zpomalení jsou průřez sloupu, vnější průměr, počet výstužných prutů a průměr tyče. Druhou fází je procházení zpomalováním až do zastavení. [13].

Následující obrázek 7.11 ilustruje srovnání mezi skutečným experimentem prováděným na technické univerzitě v Helsinkách a výsledky LS-DYNA simulací v prvních 0,15 s nárazu.



Obr. 7.11 Simulace a fotografie nárazu do 12 m sloupu [13]



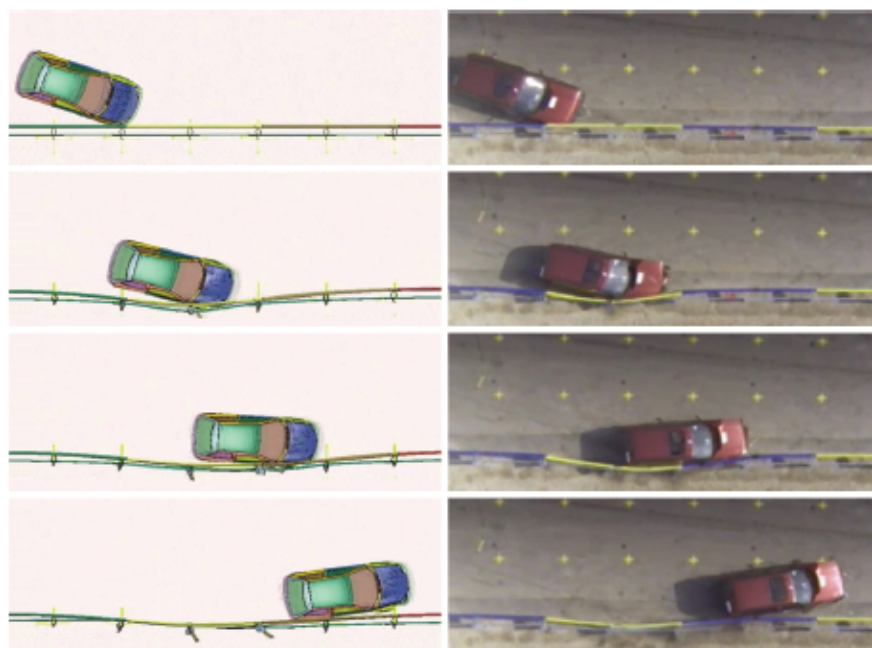
Obr. 7.12 Vozidlo po zastavení [13]

Jisté rozdíly mezi výsledky crash testu a simulací vznikají vlivem rozdílných kapot vozidel Peugeot 205 (simulace) a Chevrolet Geo Metro (crash test). Srovnání ohnutí sloupu při nárazu nám ukazuje rozdíly počínaje 0,07 s. Vznikají jako zlom v místě spojení sloupu a lucerny. Analýzy sloupu bez lucerny ovšem ukázaly, že vliv lucerny na maximální hodnoty zpomalení je bezvýznamný, tzn. že výpočty deformace vozidla odpovídají skutečným hodnotám [13].

V rámci studie Vesenjāk et al. (2007) proběhlo vyhodnocování bariérového zabezpečení silničního provozu opět výpočetní nelineární explicitní dynamickou analýzou (LS-DYNA) za zkušebních podmínek nárazu H1 [10].

Parametry prudkosti nárazu, které představují dopad nárazu na cestující ve vozidle, byly ve studii Vesenjāk et al. (2007) vyhodnoceny TB11 testem, zatímco síla a maximální deformace bezpečnostní bariéry pro úroveň zadržetí H1 byly stanoveny testem TB42. Jak simulace, tak experiment ukazují, že všechny parametry tvrdosti z testu TB11 jsou pod předpisovými limitními hodnotami a to znamená, že svodidlo je dostatečně silné, aby udrželo a přesmérovalo vozidlo zpět na vozovku. [10]

Na obrázku 7.13 můžeme vidět deformaci bezpečnostní bariéry H1 během testu TB11 a experimentu. Srovnání počítačových a skutečných výsledků na 4 obrázcích ukazuje velmi dobrou shodu jak v deformaci bariéry tak v chování vozidla [10].



Obr. 7.13 Deformace svodidla - srovnání simulace a skutečného experimentu [10]



Obr. 7.14 Deformace svodidla během testu TB42 – experiment a simulace [10]

Závěrem studie Vesenjak et al. (2007) pro hodnocení chování bezpečnostních svodidel za podmínek H1 byla použita počítačová nelineární explicitní dynamická analýza. Design této bariéry zajišťuje kontrolovanou deformaci a vysokou schopnost absorpce nárazové energie, která snižuje zpomalení vozidla při nárazu a zároveň zvyšuje bezpečnost pasažérů. Počítačové

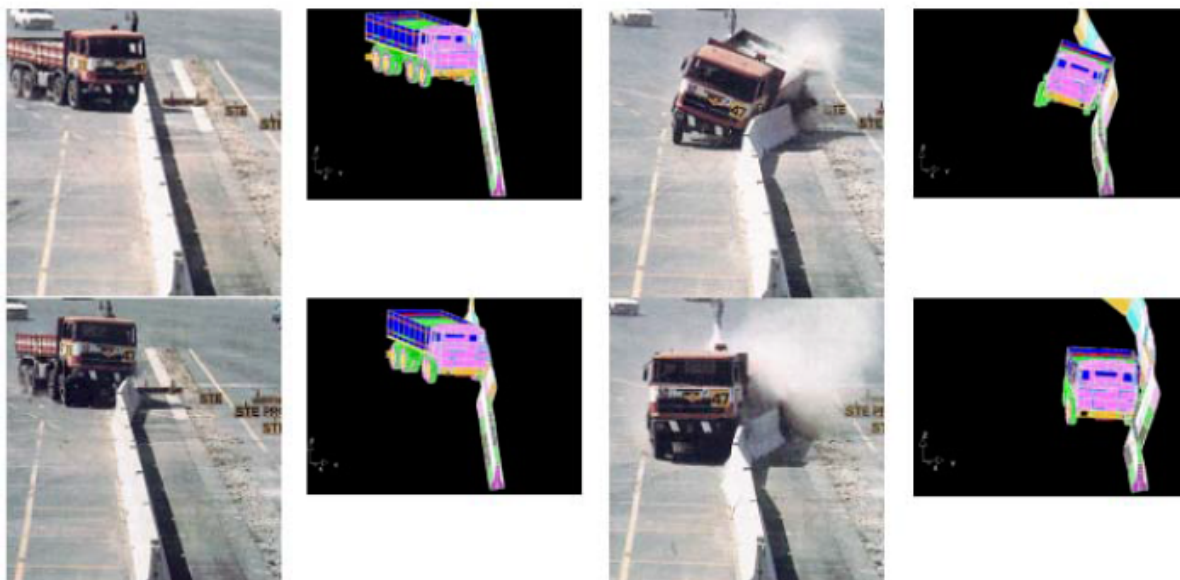
predikce byly srovnány s výsledky skutečných crash testů. Srovnání prokázalo správnost počítačových modelů, které tak mohou být jednoduše používány pro tvoření a hodnocení dalších typů svodidel, přičemž se redukuje potřeba provádět drahé crash testy [10].

Počítačové mechanismy, jak již bylo několikrát zmíněno, jsou založeny na využití komplexních kódů konečných prvků, které umožňují virtuální reprodukci reálných problémů. Pro ověření správnosti těchto modelů se pak výstupy srovnávají s výsledky skutečných crash testů [12].

Takové srovnání proběhlo v roce 2000 v Evropské laboratoři, kde byla provedena zkouška ocelové mostní bariéry při nárazu vozidla o hmotnosti cca 30 000 kg. S využitím programu LS-DYNA byl vytvořen adekvátní model. Ten byl považován za ověřený v okamžiku, kdy byly získány následující výsledky [12]:

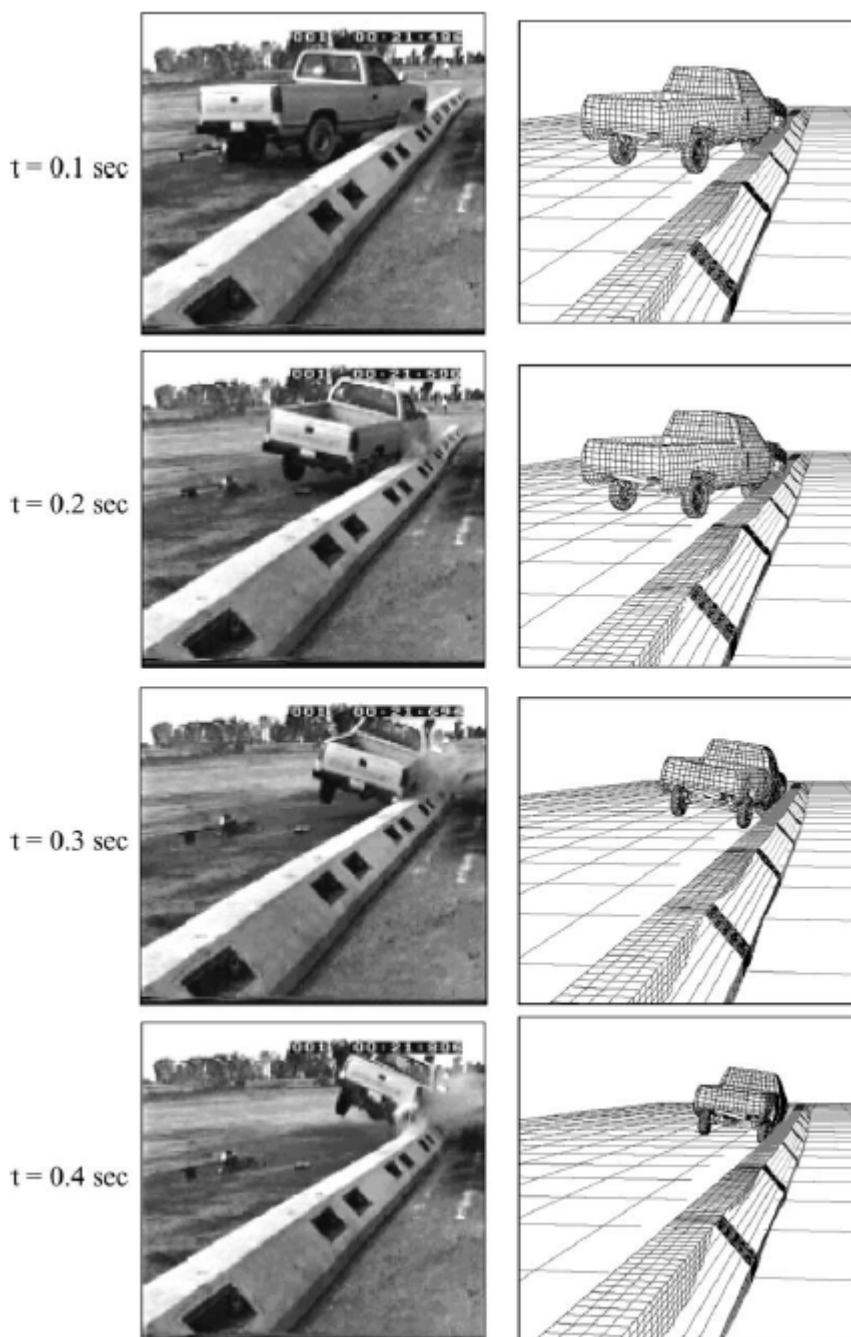
- byla potvrzena správná reprodukce kinematiky a dynamiky testu, zejména rychlosti po nárazu a trajektorie, délka bariéry deformované nárazem a dále
- dobrá korelace mezi reálnou a virtuální zbytkovou deformací vozidla a bariéry.

Pokud jde o druhý bod, jsou některé rozdíly mezi skutečným a virtuálním testem částečně připisovány přesnosti modelu, ale hlavně uvolňování zátěže při reálném testu (viz obr. 7.15). Deformace vozidla v testu má z globálního hlediska velmi dobrou shodu s deformací při skutečné události.



Obr. 7.15 Porovnání výsledku nárazového testu a počítačové simulace [12]

V článku, který se zabývá prováděním koncepčního vývoje nové betonové bariéry, byla za účelem ověření použitelnosti návrhů v praxi využívána také LS-DYNA. Návrh, který prošel úspěšně simulačním testem, byl pak proveden v reálném crash testu. V rámci této studie byly provedeny crash testy dva [15].

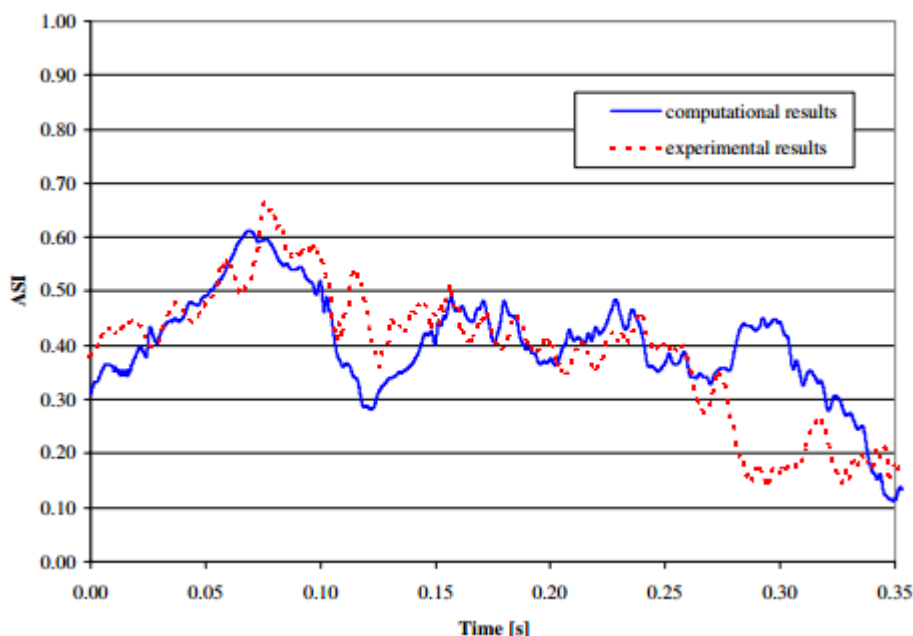


Obr 7.16. Porovnání průběhu nárazu a numerické simulace [15]

Obě sady výsledků jsou většinou v dobré shodě s celkovým pohybem vozidla, velmi podobné jsou i výstupní úhly (obr. 7.16). Nejvýznamnější rozdíly lze při nárazu pozorovat v chování

přední pneumatiky a v trvalém maximálním úhlu náklonu. Přední pneumatika se v simulaci chovala mírně jinak, než tomu bylo ve skutečném testu, kdy byla v delším kontaktu se svodidlem. Výsledkem bylo, že se během tření (v simulaci) ztratilo více kinetické energie a to způsobilo předpověď menšího maximálního úhlu náklonu [15].

Ren a Vesenjāk (2005) v rámci studie zaměřené na vývoj a hodnocení počítačových modelů chování bezpečnostních svodidel v případě autohavárie využívali dynamickou nelineární pružno-plastickou analýzu třírozměrné silniční bezpečnostní bariéry v programu LS-DYNA. Srovnání počítačových výsledků s výsledky reálného testu prokázaly správnost počítačového modelu (lze vidět v následujícím grafu – obr. 7.17) [16].



Obr. 7.17 Porovnání experimentu a výpočtu [16]

Přítomné rozdíly lze přičíst parametrům použitým pro popis dynamického chování ve výpočtech, které zjevně podceňují nárůst tuhosti materiálu při dynamickém zatížení způsobeném nárazem. [16]

Za použití nelineární metodologie konečných prvků byla identifikována také omezení výkonu běžně používaných svodidel z hlediska vhodných výšek nárazu vozidla. Modely konečných prvků byly vyvinuty pro čtyři široce používané systémy svodidel. LS-DYNA simulace používá modely těchto zábradlí, které byly ověřeny na základě výsledků získaných ze stávajících nárazových testů provedených v rovinném terénu. Výška nárazu vozidla byla parametricky

obměňována tak, aby určovala limity jednotlivých bariér na základě definovaných vstupů k zajištění dodávky proti převrácení i zachycení malého osobního automobilu [11].

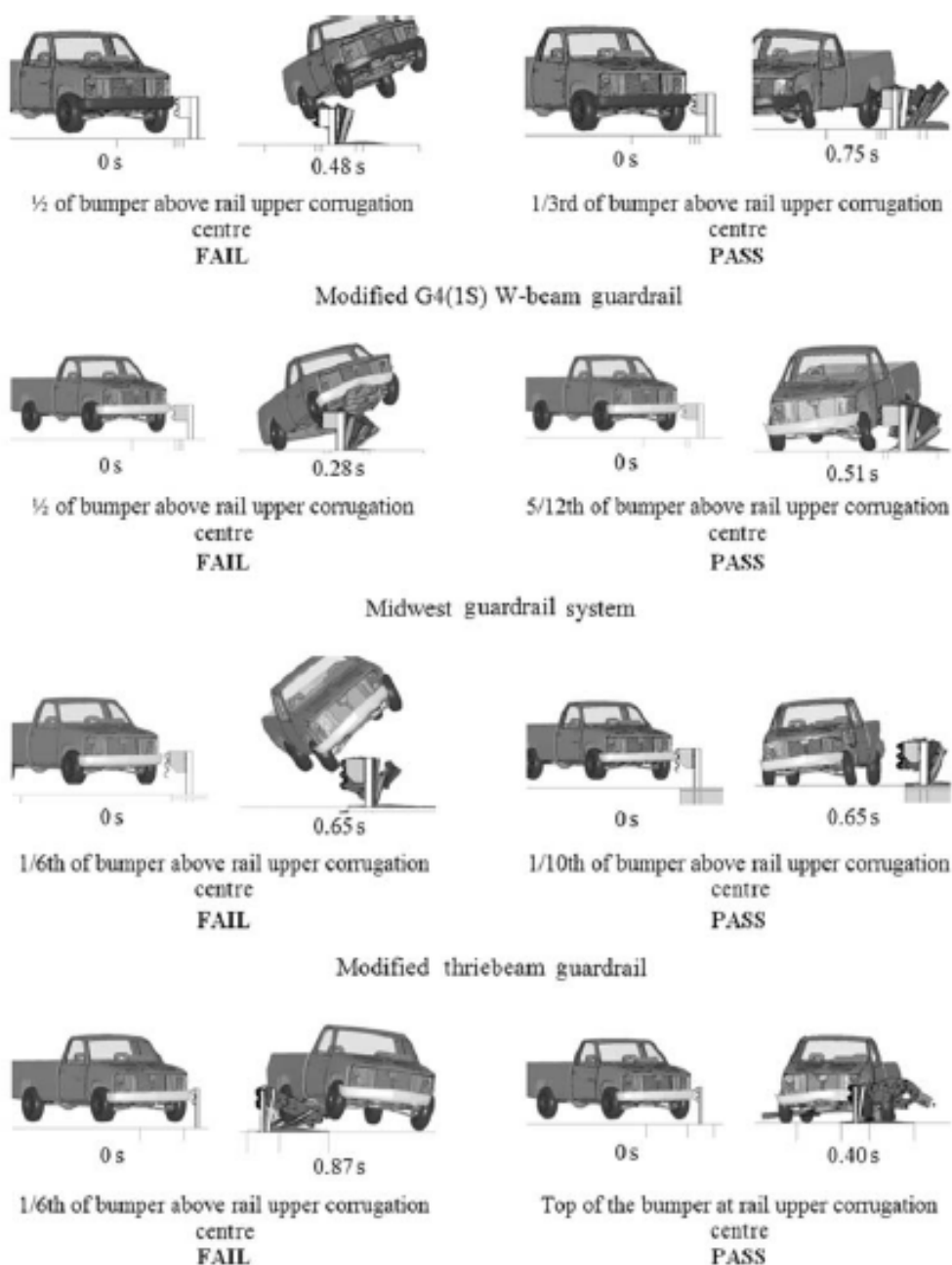
Výška nárazu vozidla je jedním z nejdůležitějších faktorů při hodnocení výkonnosti překážek. U bariéry umístěné na silnicích a ve svazích se mění výška nárazu vozidla v závislosti na trajektorii vozidla podél příkopu a na bočním posunu bariéry. Aby bylo možné určit bezpečné boční umístění, je třeba navrhnout geometrii bariéry z hlediska přijatelných výšek nárazu vozidla [11].

Článek Ferdous et al. (2011) popisuje techniky, které se používají pro vývoj a ověřování metody konečných prvků pro čtyři široce používané systémy bariér umístěných v rovinném terénu. K ověření těchto detailních dynamických modelových systémů byly použity výsledky čtyř různých crash testů provedených v minulosti. Dokument také pojednává o postupech používaných k identifikaci limitů vozidla pro každý systém využívající LS-DYNA simulace [11].

Za účelem zjištění zádržných limitů byly v programu LS-DYNA provedeny simulace pro všechny typy zádržných systémů. Tyto analýzy byly provedeny na jednostranných zádržných systémech umístěných na rovinném terénu. Výška nárazu vozidla byl parametricky měněna tak, aby mohly být stanoveny limity definované vstupními hodnotami použitých automobilů (pickup, malý osobní automobil). Jednostranná svodidla jsou obvykle umístěna na krajnici nebo po obou stranách středového příkopu [11].

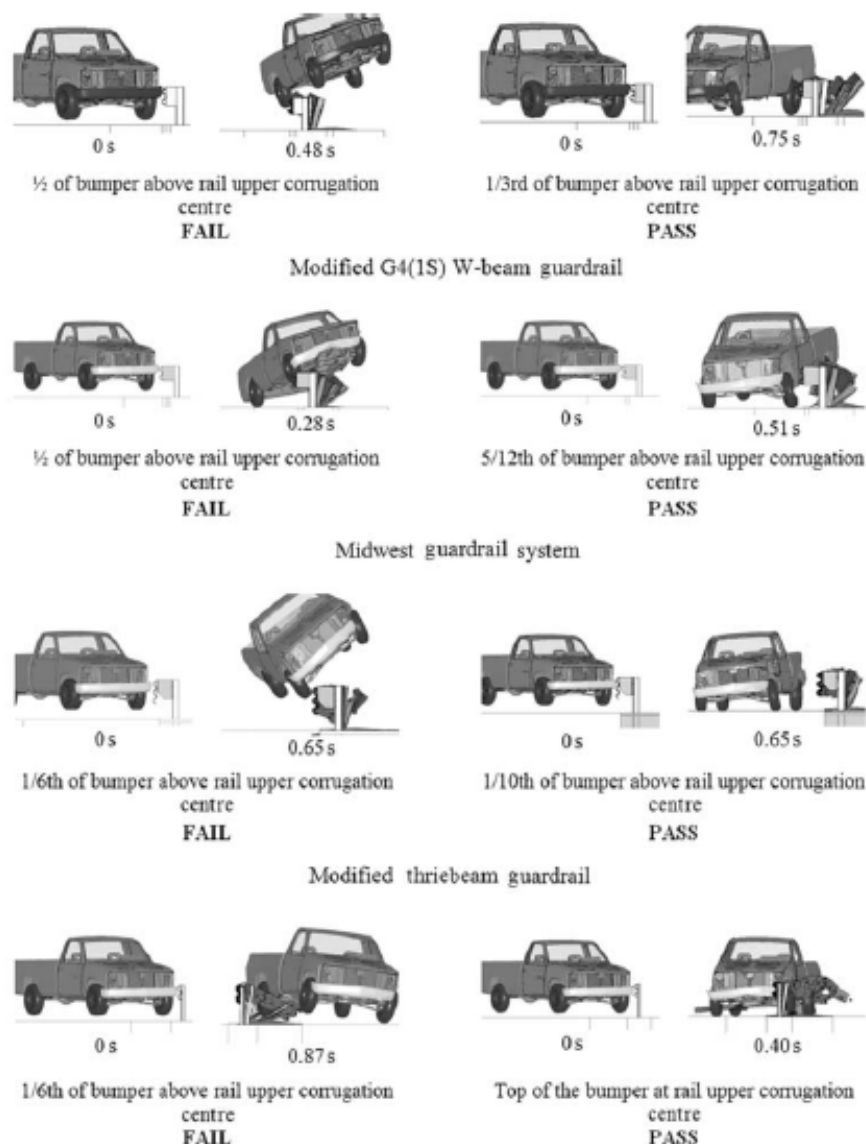
LS-DYNA simulace byly použity k definování omezení vozidel pro výběr zádržných systémů. Tyto analýzy byly provedeny se svodidly umístěnými v rovném terénu. Výsledné podmínky byly využity pro stanovení mezí bariér odpovídajících obecným zásadám zkoušení [11].

Ve studii Ferdous et al. byly provedeny 3 plnohodnotné simulace v systému LS-DYNA s modelem auta Chevrolet C2500 pickup, který byl podroben nárazu do modelu svodidel za účelem získání informací o limitech podjetí či přelétnutí modelovaných svodidel. Podvozek letícího pickupu narážel do zábrany v různých výškách. Obrázek 7.18 ukazuje relativní výšku nárazníku vzhledem k zábradlí v okamžiku nárazu a odpovídající sekvenční fotografie získané ze simulací. Maximální výška nárazu, která se ukázala jako úspěšná byla zvolena jako limitní (pro horní zadržetí) pro daný systém svodidel [11].



Obr. 7.18 Sekvenční obrázky testů pro horní zadržení vozidla [11]

Limitní hodnoty týkající se podjetí bariéry vozidlem lze získat také prostřednictvím simulací systémem LS-DYNA s použitím modelu malého osobního automobilu narážejícího do bariéry ve snížených nárazových výškách. Pro nalezení limitu pro podjezd u daných zádržných systémů byly provedeny 3 simulace v LS-DYNA. Obrázky ze simulací jsou umístěny níže v textu [11].



Obr. 7.19 Sekvenční obrázky testů pro dolní zadržení vozidla. [11]

Srovnání výsledků získaných ze simulací s údaji získanými v předchozích nárazových testech přineslo závěr, že simulace prováděné pomocí metody konečných prvků, vyvinuté pro čtyři zádržné systémy, předpověděly reálné výsledky výrazně dobře. Pro bariéry umístěné ve svažitém terénu se výšky nárazu vozidla lišily v závislosti na trajektorii vozidla podél svahu a místa ohybu bariéry. Hranice přelétnutí bariéry byly v případě reálných testů ve srovnání s numerickými modely o něco vyšší. Tyto rozdíly napovídají, že některá z výšek dopadu pickupu povolila v předchozích hypotézách nepřijatelné chování bariéry. Pro hodnocení hranice podjezdu svodidla byly použity předpoklady, které se však ve srovnání s numerickými modely ukázaly být velmi konzervativní. Pro zjištění přijatelného bočního ohybu zábran na cestách a

středních svazích, by měly být v budoucnu provedeny studie s limity získanými pomocí numerických simulací. [11]

Obvykle jsou bariéry tvořeny z oceli nebo betonu, aby odolaly zatížení z nárazu vozidla a to bez poruchy. Ale v některých zemích a regionech existují další požadavky kladené na svodidla a to požadavky týkající se jejich vzhledu. Například v národních parcích by měla svodidla vizuálně zapadat do prostředí a vypadat přirozeně, což znamená vytvořit svodidla například ze dřeva. Vzhledem k tomu, že takové dřevěné bezpečnostní bariéry ale nemusí být schopné úspěšně odolat silnějšímu nárazu vozidla, často bývají opatřeny ocelovou výztuhou, jež je z vnější strany pouze kryta dřevěnými prvky [17] (obrázek 7.20).



Obr. 7.20 Dřevěné svodidlo s ocelovou výztuhou[17]

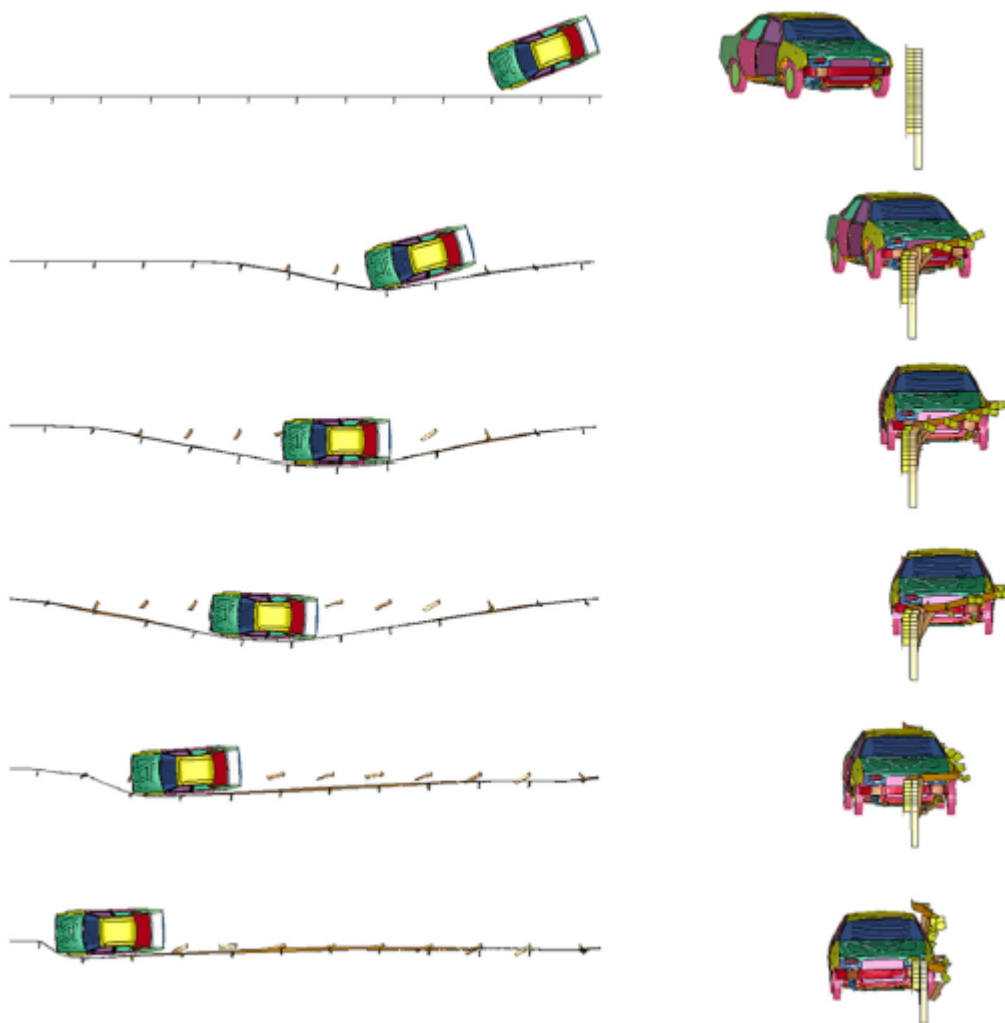
Pokud se jedná o náraz vozidla do ocelí vyztuženého dřevěného svodidla, vyžadují počítačové simulace modely svodidla i vozidla vytvořené metodou konečných prvků. Model vozidla v případě studie Borovinšek et al. (2013) pochází z veřejné knihovny National Crash Analysis Centre. Byl podroben určitým změnám v rámci přizpůsobení evropské normě 1317. Byla též změněna kola vozidla za účelem umožnění rotace v průběhu pohybu vozidla, což je velmi důležité při nárazu, kdy je kolo v přímém kontaktu se svodidlem. Kola byla modelována pomocí LS-DYNA. Celkově: automobil je délky 4,4 m, šířky 1,78 m a hmotnosti 1500 kg. Model byl vyrobený přibližně z 31 500 lineárních prvků a to metodou konečných prvků. Délka

modelované bariéry je 40 m. Úhel nárazu při experimentu je 20° a počáteční rychlost 110 km/h pro test TB32 [17].

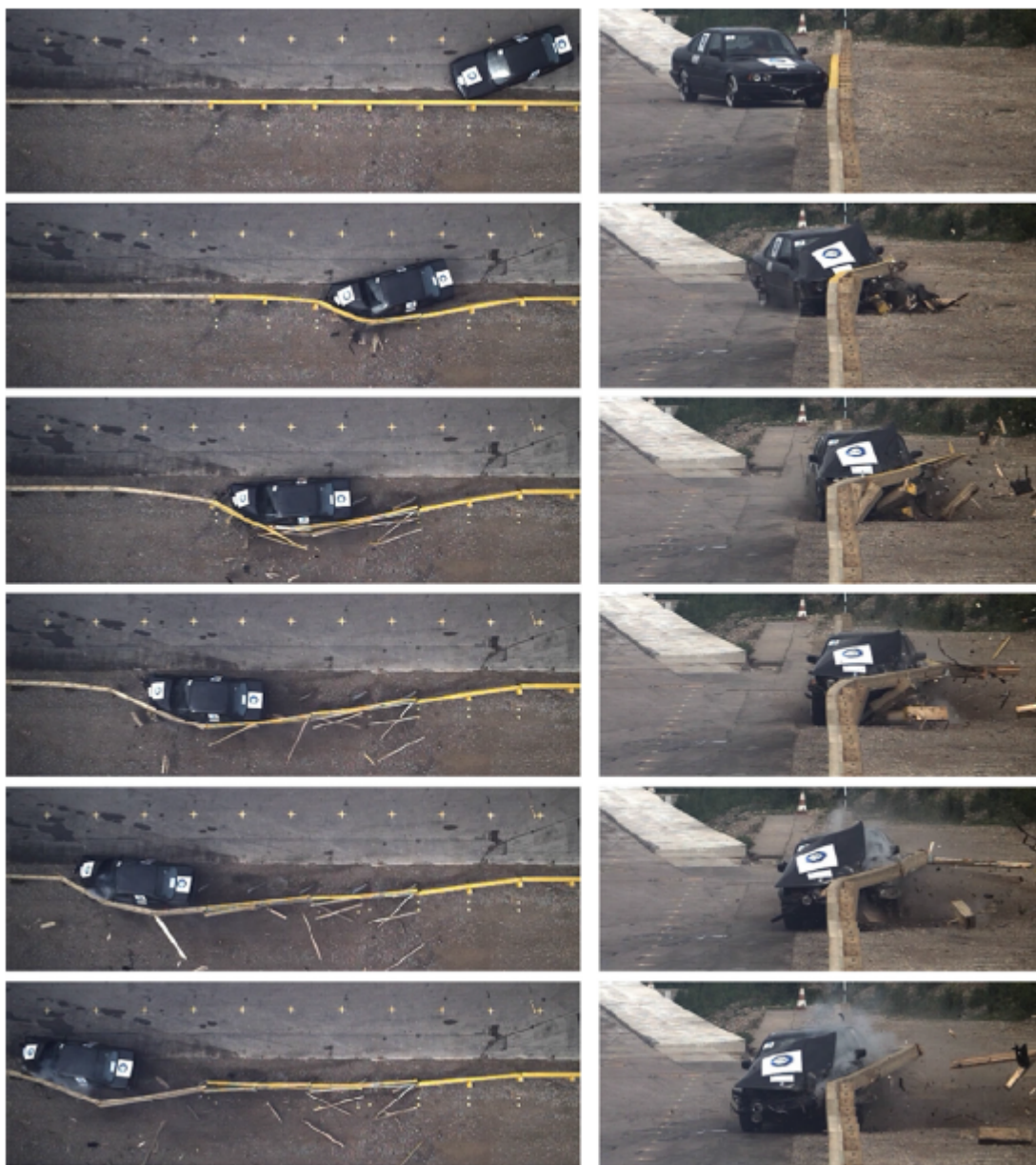
V modelu byly použity čtyři různé definice kontaktu: kontakt mezi částmi bezpečnostní bariéry, kontakt mezi díly, kontakt mezi vozidlem a bariérou a kontakt mezi koly vozidla a zemí [17].

Analýza nárazu vozidla do bezpečnostního svodidla byla provedena ve studii Borovinšek et al. (2013) s využitím multiprocessorového explicitního kódu LS-DYNA. Simulace byly provedeny pro první sekundu nárazu, kde se přírůstek času počítá s ohledem na první nejvyšší rezonanční frekvenci modelu (cca 0,8 μ s) [17].

Počítačové simulace ukázaly, že konstrukce zvolené bezpečnostní bariéry je dostatečně odolná, aby udržela a přesměrovala vozidlo zpět na silnici a zároveň nedošlo k uvolnění žádné velké části svodidla a ohrožení bezpečnosti silničního provozu [17].



Obr. 7.21 Simulace deformace svodidla během nárazu vozidla - test TB32 [17]

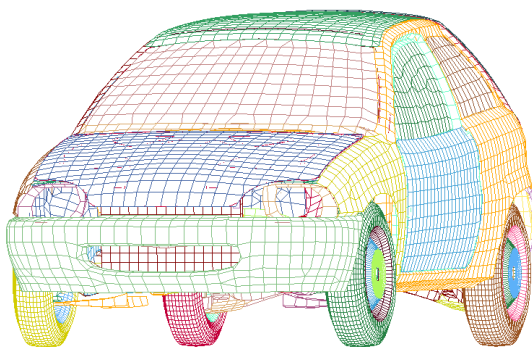


Obr. 7.22 Chování dřevem vyztužené bariéry v plném testu TB32 [17]

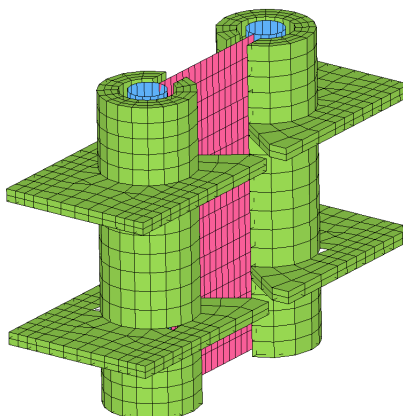
Experimentální výsledky z testu TB32 jsou porovnávány s výsledky počítačových simulací. Pro crash test byl použit střední osobní automobil BMW 5 s hmotností 1451 kg, který najel na bariéru rychlostí 112,9 km/h pod úhlem 20°. Chování vozidla a deformace svodidla je na obrázku 7.22. Svodidlo je dost odolné, aby udrželo a přeměrovalo vozidlo zpět na vozovku a neuvolnily se žádné části bariéry. Srovnání simulace a experimentu přineslo velmi uspokojivé výsledky jak v chování vozidla, tak v chování svodidla [17].

8. UŽITÍ SOFTWARE PRO RYCHLÉ DYNAMICKÉ DĚJE V ČR

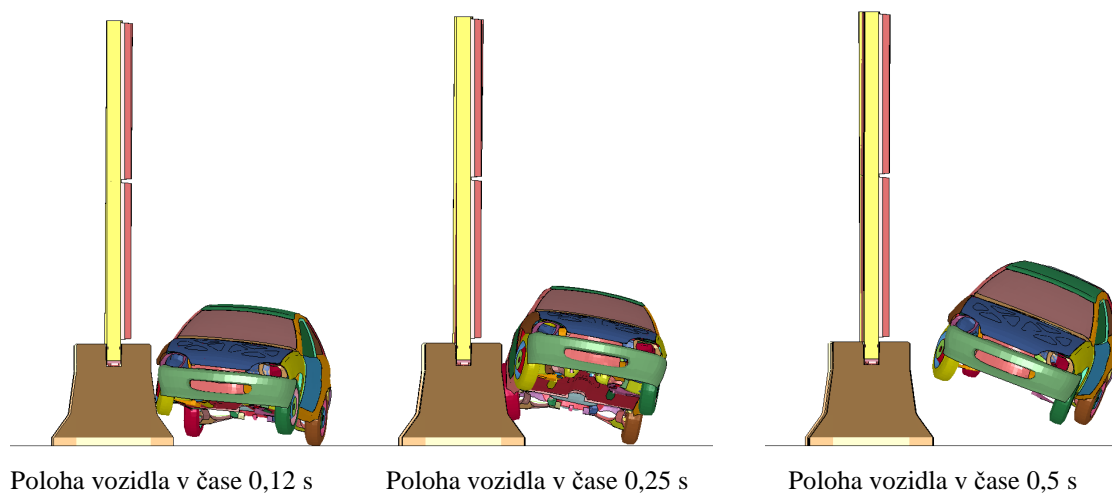
Poslední desetiletí zaznamenalo bouřlivý vývoj software pro řešení rychlých dynamických dějů. Aplikace metody konečných prvků pro silně nelineární úlohy v programu LS-DYNA se s úspěchem využívá i v rámci České republiky. Například Hradil, Salajka, Kala software využili při simulaci nárazu osobního vozidla do mobilní protihlukové stěny. [18] Simulace zahrnovala náraz vozidla do vodící stěny při rychlosti 80 km.h^{-1} pod úhlem 15° . Uvedený výpočet nahradil zkoušku nárazu skutečného vozidla do zádržného systému při splnění předepsaných kritérií. Výsledky výpočtů byly použity pro posouzení konstrukčních detailů konstrukce protihlukové stěny.



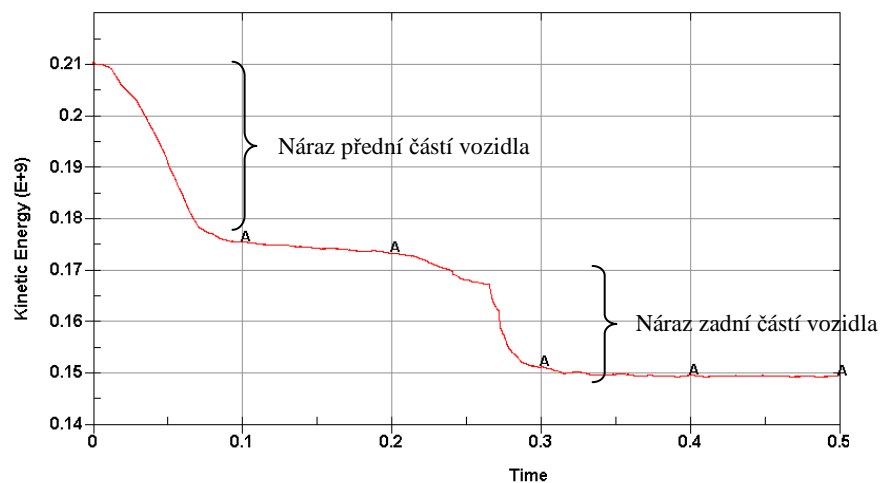
Obr. 8.1 Síť prvků – vozidlo [18]



Obr. 8.2 Detail - zámek spojující kotevní bloky [18]



Obr. 8.3 Poloha vozidla vůči konstrukci mobilní protihlukové stěny [18]



Obr. 8.4 Kinetická energie vozidla [18]

9. TEORETICKÁ DEFINICE PROBLÉMU

9.1 RYCHLÉ DYNAMICKÉ DĚJE

Zatížení rázem [19]

Důsledkem rázu je radikální změna pohybového stavu narážejících těles, která nastane během krátké doby, tedy velká zrychlení a tomu odpovídající velké síly. Proces rázu a jeho následky jsou ovlivněny velikostmi narážejících hmot, rychlostmi před nárazem a po něm a deformačními vlastnostmi srážejících se těles.

Naráží-li těleso o hmotě m při rychlosti v do nepohyblivé překážky, pak do jeho zastavení uplyne doba Δt , během které nárazová síla vzrůstá od nuly (v okamžiku prvního dotyku) do své konečné hodnoty N (při zastavení v okamžiku největší deformace). Během této doby se anulovala hybnost $m \cdot v$ a změnila se na impuls $F_s \cdot \Delta t$, kde F_s je střední hodnota nárazové síly během trvání rázu.

$$H = mv = \int F(t) dt = F_s \cdot \Delta t \quad (9.1)$$

Podle vztahu 9.1 lze určit střední hodnotu nárazové síly, podařilo-li se odhadnout dobu trvání nárazu Δt .

Podobný odhad je možný na základě kinetické energie tělesa před rázem $\frac{1}{2} m \cdot v^2$, která je v okamžiku maximální deformace zrušena prací nárazové síly na dráze potřebné k jeho zastavení.

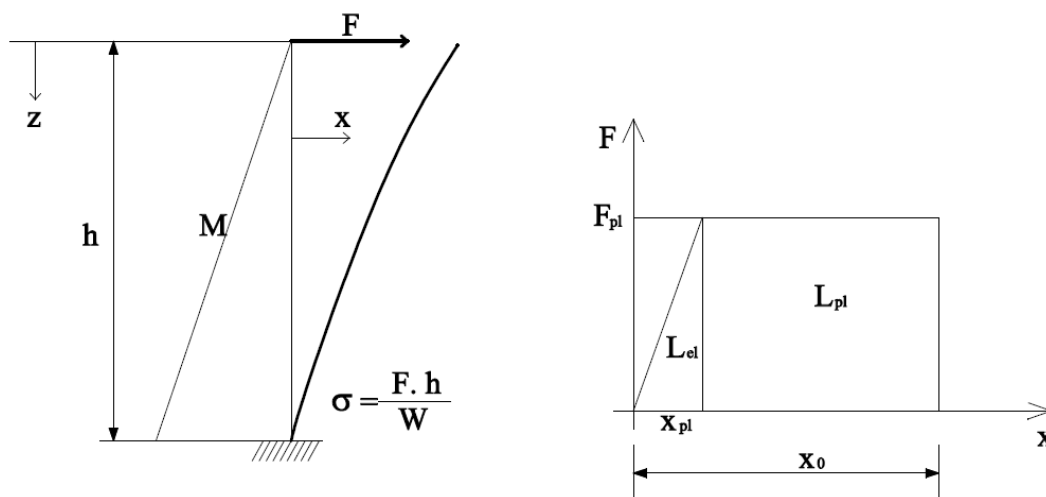
$$E_k = \frac{1}{2} (mv^2) = \int F(x) dx = F_s \cdot \Delta x \quad (9.2)$$

kde x je dráha těžiště narážejícího tělesa od okamžiku dotyku s překážkou,
 Δx celková dráha těžiště od místa dotyku až po zastavení,
 F_s střední hodnota nárazové síly.

Za předpokladu pružného nárazu (na pružinu nárazníku) je síla úměrná deformaci přes pérovou konstantu K , takže platí $F(x) = K \cdot x$, a přetvárná práce bude

$$L_{def}(x) = \int F(x) dx = \int -Kx(t) dx = K \cdot x^2 / 2 \quad (9.3)$$

Náraz tělesa do překážky z ideálně pružnoplastického materiálu lze názorně popsat na příkladu nehmotné prizmatické konzoly vetknuté v patě, která působí jako pružící element s konstantou $K=3EJ/h^3$. Konzola je atakována nedeformovatelným tělesem ve vrcholu.



Obr. 9.1 Pohlcení kinetické energie pružnoplastickou deformací [19]

V okamžiku dotyku nárazějící hmoty s konzolou, začne pohybová energie nárazějícího tělesa posouvat konzolu o délku $x(t)$ a tak konzolu ohýbat. Přetvárná práce potřebná pro průhyb je v pružném stavu dána vztahem:

$$L_{el}(x) = \int (M(x,z)^2 dz) / (2EJ) = \int (F(x)^2 z^2 dz) / (2EJ) = (F(x)^2 h^3) / (2 \cdot 3EJ) \quad (9.4)$$

Při dosažení meze kluzu v patě konzoly odpor konzoly přestane vzrůstat a zbytek pohybové energie nárazějící hmoty je pohlcován jen deformací v plastickém kloubu v patě konzoly. Má-li materiál dostatečnou tažnost (duktilitu), zastaví se nárazějící těleso, až tímto způsobem bude pohlcena všechna jeho pohybová energie, tedy při výchylce x_0 , pro kterou platí vztah

$$\frac{1}{2}mv^2 = L_{el} + L_{pl} = \frac{1}{2}x_{pl} \cdot F_{pl} + (x_0 - x_{pl}) \cdot F_{pl} \quad (9.5)$$

Uvedené vztahy představují pouze elementární popis problematiky zatížení rázem a osvětlují základní princip řešení elementárních (spíše teoretických) velmi idealizovaných příkladů. V praxi je velmi důležité brát v úvahu vliv rychlosti deformace. Základním vstupem v uvedených vztazích je hybnost nebo kinetická energie, tj. veličiny závislé na hmotnosti a rychlosti tělesa. Uvažujme tedy dva krajní případy: dvě kovová tělesa se stejnou kinetickou

energií. První o hmotnosti 1 kg a rychlosti 100 ms^{-1} (odpovídající $E_k = 5000 \text{ kg m}^2 \text{ s}^{-2}$) a druhé o hmotnosti 400 kg a rychlosti 5 ms^{-1} . Velikost předmětů odpovídá jejich hmotnosti. Použijeme-li pro zjištění jejich účinků na zádržné systémy výše uvedených vztahů a budeme ve výpočtu vycházet z jejich kinetické energie, nutně dospějeme k závěru, že oba případy vykazují naprosto stejné účinky. Logická úvaha založená na zkušenosti nám ale říká, že první, kilogramový předmět s vysokou rychlostí, se projeví spíše lokálně s devastujícími účinky v místě dopadu (průraz, přetržení překážky, drcení...). Kdežto druhý předmět způsobí deformace ve větším úseku, posunutí překážky atd. Jednoduše řečeno: Pokud chceme získat výsledky odpovídající realitě, je nutné brát v úvahu všechny významné parametry, které do problému vstupují. Při tvorbě modelu rychlých dynamických dějů, kde hraje důležitou roli setrvačnost, je nevyhnutelné vzít v úvahu nejen parametry pohybujícího se tělesa, ale také hmotnost překážky, způsob jejího podepření její geometrii, materiálové vlastnosti a další aspekty, které mohou ovlivnit výsledek.

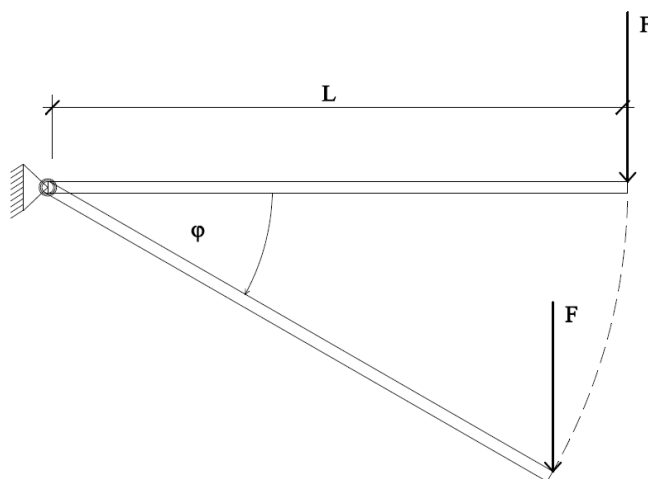
9.2 NELINEARITA

V následujícím textu je nelinearita popisována ve třech základních formách, které jsou pro její modelování významné. Nelinearita geometrická, materiálová a kontakt. Je samozřejmé, že ve skutečné úloze se vyskytují současně.

9.2.1 GEOMETRICKÁ NELINEARITA [20]

Velmi důležitým předpokladem lineární analýzy je infinitesimální velikost posunutí. Pro většinu analyzovaných konstrukcí je použitelný a nemá vliv na kvalitu výsledků. Ovšem existují situace, kdy není možné předpoklad aplikovat. Jedná se o případy, kdy deformace (resp. rotace) dosahují takových hodnot, že již nelze účinky zatížení vyšetřovat na původní konfiguraci (nedeformované). Pro rotace cca nad 5° (tj. 0,1 rad) již nelze užít principu superpozice a lineární analýza nevede k odpovídajícím výsledkům. Geometrická nelinearita je tedy případ, kdy zdrojem nelinearity jsou tzv. geometrické rovnice, tj. vztah mezi posunutím a přetvořením.

Jednoduchým příkladem zdroje geometrické nelinearity je pružně vetknutá konzola [20] [22] na obrázku 9.2.



Obr. 9.2 Pružně vetknutá konzola [20]

V případě lineárního řešení lze moment ve vetknutí vyjádřit vztahem:

$$M = Fl. \quad (9.6)$$

Za předpokladu rovnováhy na deformované konstrukci (při respektování geometrické nelinearity) následovně:

$$M = Fl \cos \varphi. \quad (9.7)$$

Jestliže tuhost podpory je lineární, je možné vztah mezi pootočením a momentem vyjádřit následovně:

$$M = K_{\varphi} \varphi \quad (9.8)$$

kde K_{φ} je tuhost podpory, nezávislá na pootočení φ .

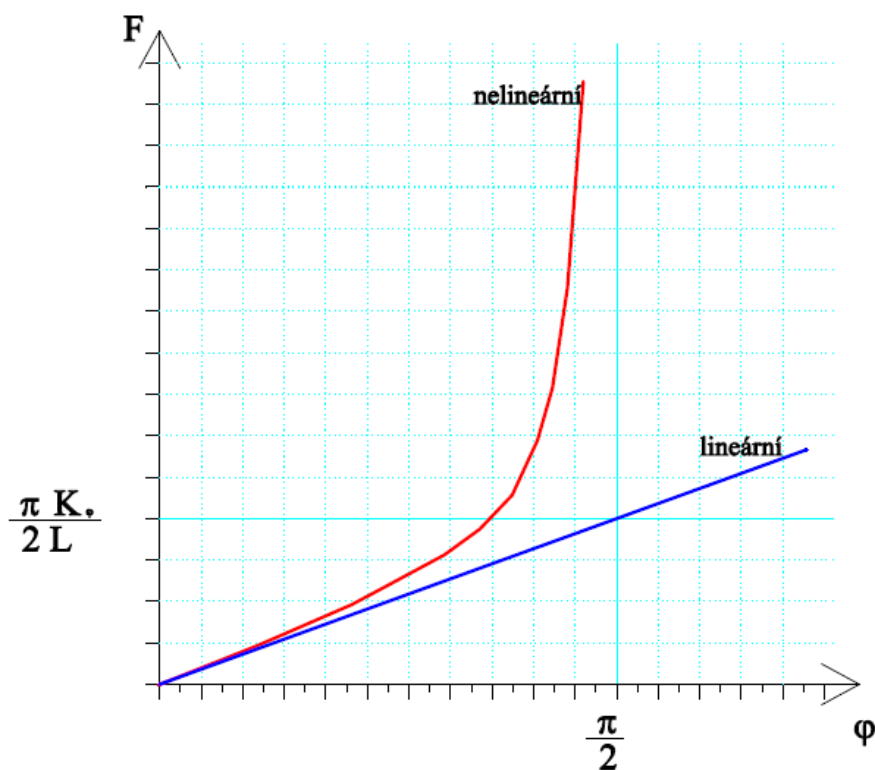
Při lineárním řešení pootočení φ je výsledek:

$$\varphi = M / K_{\varphi} = Fl / K_{\varphi}. \quad (9.9)$$

Pro geometricky nelineární řešení je vztah mezi silou F a pootočením φ následující:

$$F = K_{\varphi} \varphi / l \cos \varphi. \quad (9.10)$$

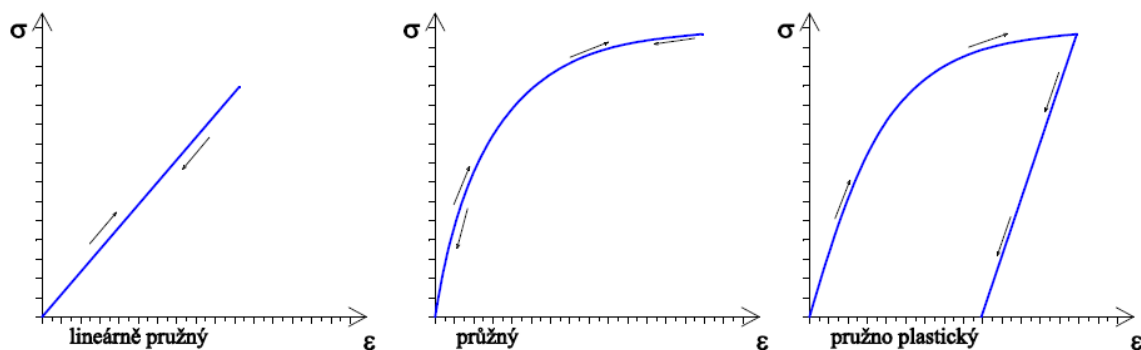
Oba případy řešení jsou znázorněny graficky. Z obrázku 9.3 je zřejmé, že lineární řešení pro větší pootočení nedává smysl.



Obr. 9.3 Vztah mezi silou a pootočením

9.2.2 MATERIÁLOVÁ NELINEARITA [20]

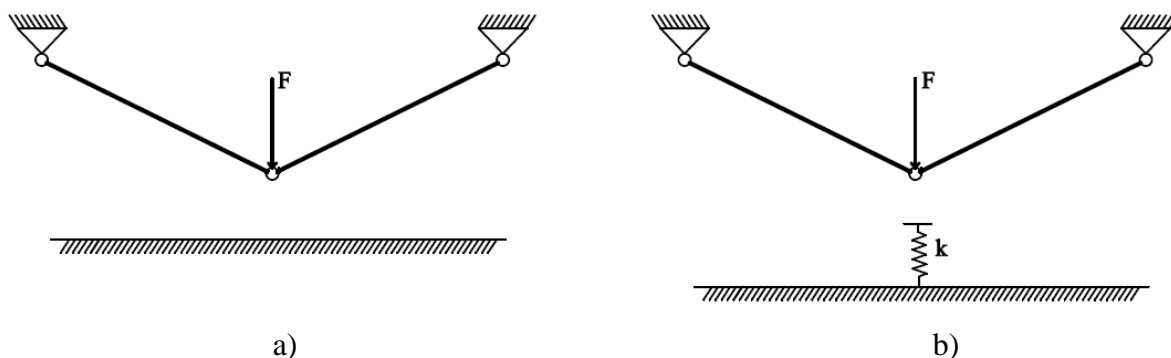
Zdrojem materiálové nelinearity jsou nelineární konstitutivní vztahy (fyzikální rovnice) tj. vztahy mezi napětím a přetvořením. To jsou tedy všechny případy, kdy už pro popsání vztahu mezi napětím a přetvořením nevystačíme s Hookovým zákonem. Takový vztah je graficky zaznamenán v pracovních diagramech různých materiálů při jejich zatěžování a odlehčování. Ať už se jedná o materiál dokonale pružný, kde je křivka zatěžování a odlehčování totožná, nebo o materiál pružnoplastický či obecný. Vztah mezi napětím a přetvořením může být závislý také na rychlosti deformace. Do tohoto druhu nelinearit je možno logicky začlenit i nelinearity způsobené nelineárním chováním podpor.



Obr. 9.4 Pracovní diagramy

9.2.3 KONTAKT [21] [22]

Nelinearita kontaktu spočívá v tom, že v průběhu deformace tělesa dojde ke kontaktu s jiným tělesem, což mění hraniční podmínky na částech tělesa, které do kontaktu přicházejí. Názorným, triviálním, příkladem je příhradovina vyobrazená níže.



Obr. 9.4 a) Kontakt představuje změnu podepření konstrukce, b) kontakt modelovaný pružinou [21]

V případě modelování simulace nárazu automobilů do zádržných systémů je nutné zohlednit nejen vzájemný kontakt vozidla a bariéry, ale také vlastní deformaci automobilu, kdy dochází ke kontaktu jednotlivých komponentů jako je karoserie, rám, motor,... V průběhu řešení problému nemusí styčné plochy jednotlivých těles zůstat v kontaktu, ale může docházet i k jejich opětovnému oddálení.

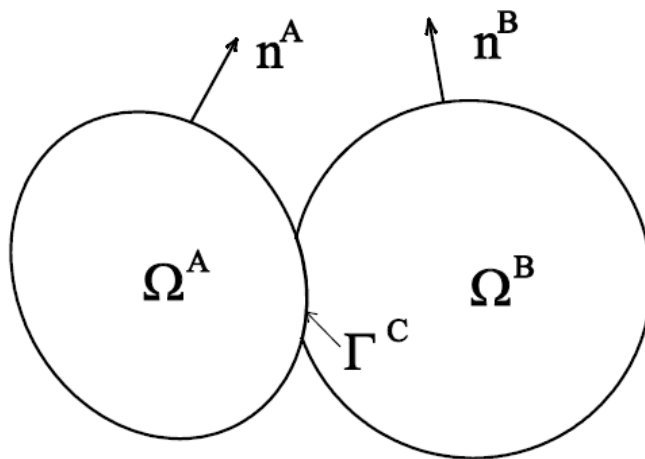
Klíčovou podmínkou pro formulaci úlohy a její řešení je podmínka nepronikání (*condition impenetrability*) – nemožnosti vzájemného průniku dvou těles. Kontakt-impakt problém se řadí mezi nejobtížnější nelineární úlohy, protože reakce (odezva) není hladká (plynulá) [22].

Základní principy formulace problému jsou v následujícím textu přiblíženy na kontaktu dvou těles:

Jsou dána dvě tělesa. Označme je jako Ω^A a Ω^B . Sjednocení obou těles označme jako Ω . Hranice těles jsou pak Γ^A a Γ^B . Pro sestavení rovnic je užitečné označit jedno z těles jako nadřazené (*master*) a druhé jako podřazené (*slave*). Nadřazeným tělesem bude v našem případě těleso A a podřazeným těleso B. Kontaktní rozhraní je definováno stykem ploch obou těles a je označeno Γ^C .

$$\Gamma^C = \Gamma^A \cap \Gamma^B \quad (9.11)$$

Rozhraní je tvořeno dvěma povrchy dvou těles v kontaktu. Povrchy jsou v těchto místech shodné, uvažujeme tedy o jednom rozhraní Γ^C . V numerickém řešení obvykle nebývají povrchy shodné. V tomto případě Γ^A představuje nadřazený povrch (*master surface*). Kontaktní rozhraní je funkcí času a jeho určení je důležitá část řešení kontaktního úlohy.



Obr. 9.5. Kontakt těles [22]

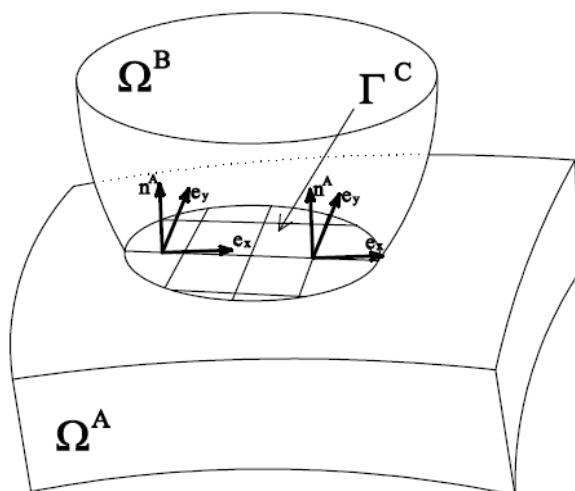
Pro konstruování rovnic je vhodné na kontaktní ploše vyjádřit vektory v lokálních souřadnicích. Každý bod nadřazené kontaktní plochy je vztažen k příslušnému lokálnímu souřadnému systému. Ke každému bodu pak můžeme konstruovat jednotkové tangenciální

vektory povrchu nadřazeného tělesa $\mathbf{e}_1^A \equiv \mathbf{e}_x^A$ a $\mathbf{e}_2^A \equiv \mathbf{e}_y^A$. Normála povrchu tělesa A je dána následovně $\mathbf{n}^A = \mathbf{e}_1^A \times \mathbf{e}_2^A$.

Na kontaktní ploše

$$\mathbf{n}^A = -\mathbf{n}^B \quad (9.15)$$

normály dvou těles mají opačnou orientaci.



Obr. 9.6 Jednotkové vektory v kontaktní ploše [22]

V lokálních souřadnicích bude pole rychlostí vyjádřeno následovně:

$$\mathbf{v}^A = v_N^A \mathbf{n}^A + v_\alpha^A \mathbf{n}_\alpha^A = v_N^A \mathbf{n}^A + \mathbf{v}_T^A, \quad (9.16)$$

$$\mathbf{v}^B = v_N^B \mathbf{n}^A + v_\alpha^B \mathbf{n}_\alpha^A = v_N^A \mathbf{n}^B + \mathbf{v}_T^A.$$

Kromě vztahů a podmínek užívaných v nekontaktních úlohách musí být kontaktní úloha doplněna ještě o následující podmínky:

1. nemůže dojít k vzájemnému průniku těles,
2. trakce (tažení, vlečení) musí na rozhraní splňovat zákon zachování hybnosti,
3. trakce napříč kontaktního rozhraní nezpůsobuje tahové napětí.

10. NÁVRH METODIKY POSUZOVÁNÍ SVODIDEL.

10.1 NORMY K POSUZOVÁNÍ SVODIDEL

Stávající norma k posuzování svodidel TP 101 obsahuje sice základní principy posuzování svodidel s náznaky možných přibližných řešení, ale z praktického hlediska jsou však uvedené postupy zcela nepoužitelné. Jsou značně pracné a dosažené výsledky jsou velmi nejisté.

Svodidla a zábradlí v garážích se mají posuzovat na základě ustanovení uvedených v ČSN EN 1991-1-1. Navržený postup je velmi zjednodušený a v některých případech není schopen s dostatečnou přesností vystihnout popisovanou návrhovou situaci.

Základní princip posuzování je v obou předpisech stejný. Posuzované svodidlo je zatíženo náhradní silou takové velikosti, aby její účinky na svodidlo byly srovnatelné s účinky způsobenými nárazem vozidla. Dynamické účinky nárazu idealizuje pomocí náhradní síly. K jejímu vyčíslení využívá požadavku rovnosti kinetické energie vozidla před nárazem a energii deformace pohlcené vozidlem a svodidlem.

Aby byla metoda využitelná v praxi, je zcela nezbytná její úprava a především zpřesnění interpretace energie nárazu. Mohla by pak být využita v souladu s ČSN EN 1991-1-1 při navrhování svodidel a zábradlí v garážích, při navrhování svodidel „jiných“ a jako nástroj prvního přiblížení při navrhování svodidel „schválených“.

Návrh a posuzování svodidel „schválených“

Svodidla „schválená“ jsou vyráběna ve velkých sériích a jsou instalována na významných komunikacích silniční sítě. Jejich návrh a posuzování je a nadále bude předmětem práce rozsáhlých týmů odborníků, kteří mají k dispozici nejmodernější vybavení, laboratoře, software i hardware. K simulaci kontaktu vozidel a svodidel využívají programů pro výpočet rychlých dynamických dějů s možností simulace různých typů nelinearit a jejich kombinací. Výsledky pak v konečném stádiu návrhu ověřují nárazovou zkouškou.

Návrh a posuzování svodidel „jiných“ a svodidel a zábradlí v garážích

Svodidla, která jsou vyráběna ve velmi malých sériích a častěji jen v několika kusech, musí rovněž splňovat požadavky bezpečného zadržení vozidla. Při jejich návrhu a posouzení není možné z hlediska ekonomického i časového postupovat stejně jako při návrhu svodidel

„schválených“. Mnohdy jsou navrhována pouze s využitím neúměrně zjednodušených postupů, které neumožňují získat použitelné výsledky nebo jen na základě empirie a v nejhorším případě bez jakéhokoliv posouzení.

10.2 NÁVRH ZÁKLADNÍCH VZTAHŮ A ALGORITMŮ PRO POSUZOVÁNÍ SVODIDEL POMOCÍ NÁHRADNÍ SÍLY

Cílem zde prezentované metodiky posuzování je vytvoření jednoduchého a srozumitelného nástroje posuzování svodidel. Algoritmu s jednoduchým zadáváním parametrů, který s dostatečnou přesností respektuje dynamický charakter úlohy, je v souladu s platnou ČSN EN a s využitím běžně dostupných softwarových produktů je schopen poskytnout použitelné výsledky.

10.2.1 ZÁKLADNÍ ENERGETICKÝ PRINCIP

Vycházíme z požadavku rovnosti kinetické energie vozidla před nárazem s velikostí součtu energií absorbovaných vozidlem a svodidlem v okamžiku zastavení vozidla. To je základní podmínka, kterou vyžaduje i TP 101 a ČSN EN 1991-1-1

$$E_k = E_d \quad (10.1)$$

10.2.2 KINETICKÁ ENERGIE VOZIDLA

Kinetická energie vozidla v okamžiku nárazu je dána vztahem 4.2 ($E_k = 1/2 mv^2$).

10.2.3 ENERGIE DEFORMACE

Množství energie absorbované deformací svodidla i vozidla stanovujeme na základě velikosti deformace odpovídající velikosti náhradní síly.

Stávající a běžně dostupný software pro výpočet stavebních konstrukcí umožňuje uživatelům výstižné modelování konstrukcí a jejich podpor včetně geometrických i materiálových nelinearit. Zatížení konstrukce je parametrem, který při navrhování svodidel a zadržitelů atakovaných nárazem vozidla vnáší do systému řešení největší nejistoty a významným

způsobem ovlivňuje použitelnost výsledků. Je zřejmé, že ani ustanovení normy ČSN EN 1991-1-1 s danou rychlostí vozidla, jeho hmotností a danou velikostí deformace nevyčerpává možnosti, které jsou k dispozici pro přesnější stanovení náhradní síly F .

Přesnost stanovení velikosti náhradní síly, kterou konstrukci svodidla zatěžujeme, výrazným způsobem ovlivňuje použitelnost získaných výsledků. Proto je důležité stanovit reálný poměr, kterým se rozděluje velikost absorbované energie mezi svodidlo a vozidlo a současně zpřesnit vztah pro stanovení množství svodidlem absorbované energie na základě velikosti náhradní síly F a jí způsobené deformace w .

10.2.4 ZPŘESNĚNÍ VÝPOČTU NÁHRADNÍ SÍLY

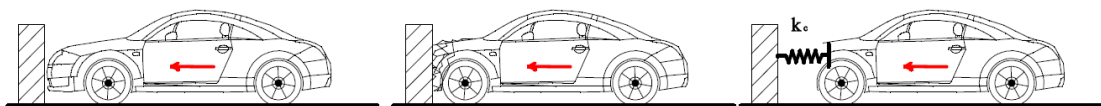
Odezva svodidla i vozidla závisí na množství energie, které musí být při nárazu absorbováno. Poměr deformací svodidla a vozidla závisí na poměru jejich tuhostí. Tomu pak také odpovídá i poměr množství absorbované energie a v případě statického přístupu k řešení i velikost náhradní síly F .

10.2.5 TUHOST VOZIDLA

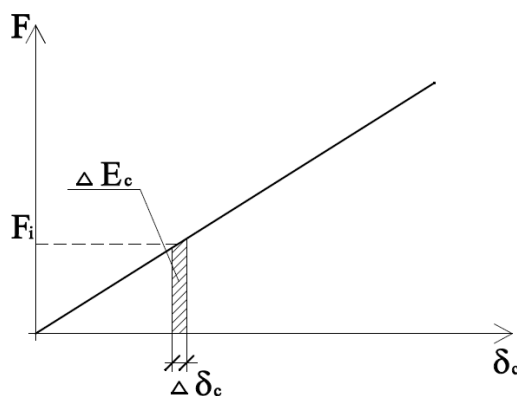
Jak už bylo poznamenáno výše, jsme schopni věrně modelovat konstrukci ve všech pro výpočet důležitých parametrech. Pokusme se alespoň přibližně najít „tuhost“ vozidla, což nám umožní zpřesnění vstupů pro výpočet (konkrétně náhradní sílu F). Úkolem je tedy zpřesnit odhad energie, kterou absorbuje vozidlo a kterou musí absorbovat svodidlo.

Deformační zónu vozidla tvoří jeho přední část. Prvky, které vstupují do kontaktu nejdříve (nárazník, kapota, ...) nevykazují takovou tuhost jako části, které je následují. Je samozřejmé, že se tyto charakteristiky pro různé typy a třídy vozidel velmi liší a je poměrně složité je zobecnit. S vědomím velmi hrubé idealizace předpokládejme jen konstantní tuhost deformační zóny vozidla tak, jak vyplývá z obr. 10.2. Deformace je lineárně závislá na velikosti síly, která ji způsobuje:

$$F = k_c \cdot \delta_c.$$



Obr. 10.1. Schéma nahrazení deformační zóny vozidla pružinou.



Obr. 10.2 Závislost mezi působící silou a deformací vozidla

Energie spotřebovaná při deformaci vozidla je dána vztahem:

$$E_c = \int F d\delta_c, \quad (10.2)$$

$$E_c = \int k_c \cdot \delta_c d\delta_c.$$

Pro uvedený případ lineární závislosti ($F = k_c \cdot \delta_c$) je energie absorbovaná deformací vozidla dána vztahem:

$$E_c = \frac{1}{2}(k_c \delta_c^2).$$

Po úpravě je vztah pro tuhost deformační zóny vozidla následující:

$$k_c = 2E_c / \delta_c^2.$$

Konkrétní hodnotu tuhosti vozidla k_c získáme z dostupných výsledků crash testů vozů různých tříd. Pro ilustraci výpočtu byl zvolen crash test vozidla o hmotnosti 2500 kg, který je prováděn nárazem do bariéry při rychlosti 64 km/h (17,78 m/s). Deformace přední části vozidla se pohybuje v hodnotách $w = 0,5$ m.

Nejdříve vypočteme kinetickou energii vozidla:

$$E_k = \frac{1}{2}(mv^2), \quad E_k = 395 \text{ kNm}.$$

Veškerá kinetická energie vozidla je pohlcena deformací přední části vozidla $E_k = E_c$.
Hodnotu tuhosti deformační zóny karoserie vyčíslíme dosazením do vztahu

$$k_c = 2E_c / \delta_c^2, \quad k_c = 3160 \text{ kN/m.}$$

Stejným způsobem je možné získat hodnoty „tuhosti“ deformační zóny pro různá vozidla a vytvořit databázi použitelnou ve výpočtech různých návrhových situací.

10.2.6 VÝPOČET ENERGIE ABSORBOVANÉ SYSTÉMEM VOZIDLO SVODIDLO

V předešlém kroku jsme deformační zónu vozidla „nahradili“ pružinou o konstantní tuhosti k_c . To nám umožňuje vytvořit jednotný systém, kde se vozidlo, přesněji jeho deformační zóna, stává „součástí“ konstrukce, což významným způsobem zohledňuje poměr tuhostí svodidla a vozidla v rozdělení absorbované energie mezi svodidlo a vozidlo právě v závislosti na jejich tuhostech. Přístup zachovává možnost uplatnění nelineárního chování konstrukce jak z hlediska geometrické tak z hlediska materiálové nelinearity a umožňuje přesnější stanovení množství energie absorbované svodidlem i vozidlem.

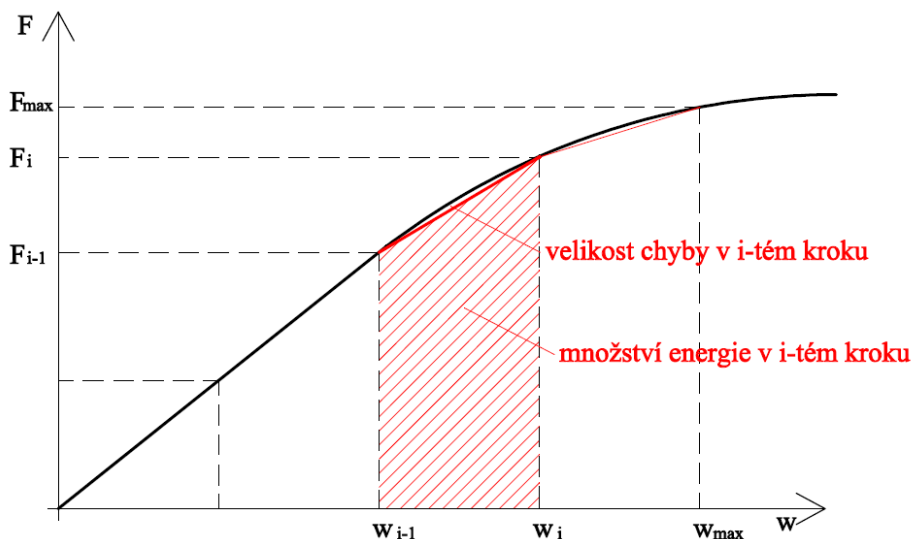
Nelineární chování zádržných systémů v důsledku nárazu vozidla je zcela obvyklé. Ve výpočtu je nutné nelinearitu akceptovat a zajistit, aby nebyla zdrojem chyb nad technicky přípustnou mez.

Vyčíslení množství energie absorbované konstrukcí provedeme pomocí přírůstků zatížení. Jak už bylo uvedeno, vztah mezi velikostí náhradní síly a deformací je nelineární. Je znázorněn na obrázku 10.3.

Množství energie absorbované deformací konstrukce i -tého přírůstku zatížení je dáno vztahem:

$$E_{di} = (F_i + F_{i-1}) * (w_i - w_{i-1}) / 2. \quad (10.3)$$

Při malých deformacích, kdy se konstrukce chová lineárně pružně je uvedený vztah přesný. V případě nelineárního chování konstrukce závisí velikost chyby na míře nelinearity a na zatěžovacím „kroku“. V grafickém vyjádření na obrázku 10.3 je velikost chyby dána plochou vymezenou mezi úsečkou a křivkou spojující dva následující body grafu.



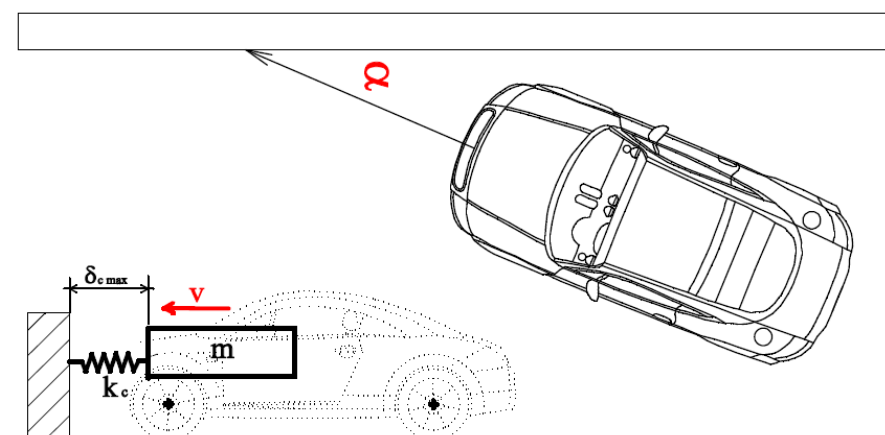
Obr. 10.3 Závislost mezi náhradní silou a deformací svodidla, vyčíslení absorbované energie

10.2.7 OBECNÝ ALGORITMUS POSOUZENÍ SVODIDLA

1. Na základě daných parametrů návrhové situace určíme referenční vozidlo jeho parametry. Vyčíslíme množství kinetické energie, které se uplatní při nárazu.

Parametry vozidla:

hmotnost	m	kg
rychlost	v	m/s
úhel nárazu	α	stupně
tuhost deformační zóny	k_c	kN/m



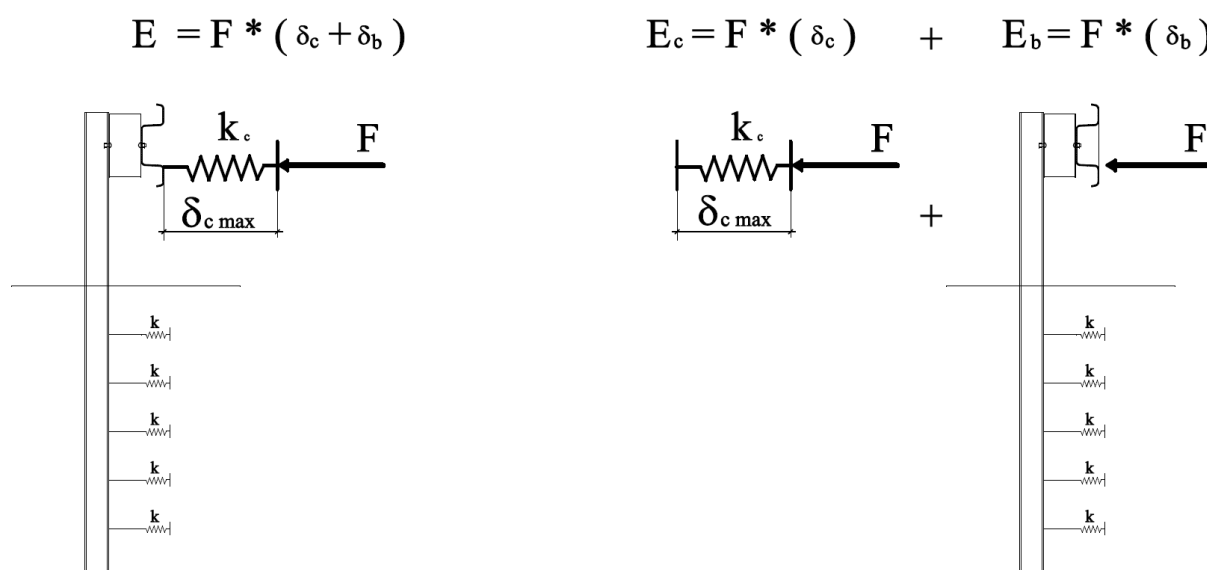
Obr. 10.4 Parametry vozidla

Vypočteme kinetickou energii v okamžiku nárazu (resp. její kolmou složku)

$$E_k \quad \text{kNm.}$$

2. Vytvoříme model svodidla včetně podepření, vzájemných vazeb a dalších parametrů. V obrázku 10.5 je sloupek uložen v zemině. Podepření je modelováno pomocí soustavy pružin. Odvození tuhosti pružiny k je uvedeno v části 11.3.1.

3. Model konstrukce doplníme o pružinu nahrazující deformační zónu vozidla o tuhosti k_c a délce deformační zóny vozidla $\delta_{c \max}$.



Obr. 10.5 Model svodidla včetně podepření a deformační zóny vozidla

V jednotlivých zatěžovacích krocích vyčíslujeme energii absorbovanou deformací soustavy svodidlo-vozdlo (obr. 10.5 vlevo) nebo energii absorbované deformací vozidla a deformací svodidla vyčíslíme odděleně (obr. 10.5 vpravo).

4. Konstrukci v postupných krocích zatěžujeme „náhradní silou“ F , v každém kroku zjišťujeme velikost deformace konstrukce i vozidla a přírůstek absorbované energie. Cyklus opakujeme vždy s vyšší hodnotou zatížení až do doby, kdy je množství energie absorbované deformací rovno kinetické energii vozidla v okamžiku nárazu $E_k = E_d$.

5. Na základě vypočtených výsledků vyhodnotíme způsobilost svodidla a případně doplníme orientační informace o chování vozidla při zastavení (vypočteme zpomalení a dobu nárazu).

Střední hodnota nárazové síly je dána vztahem:

$$F_s = E_d/w, \quad (10.4)$$

kde E_d je energie absorbovaná deformací;

w celková deformace ($\delta_c + \delta_b$);

δ_c deformace vozidla;

δ_b deformace svodidla.

Střední zpomalení vozidla:

$$a = F_s/m, \quad (10.5)$$

kde m je hmotnost vozidla.

Doba zastavení:

$$t = (2w/a)^{1/2}. \quad (10.6)$$

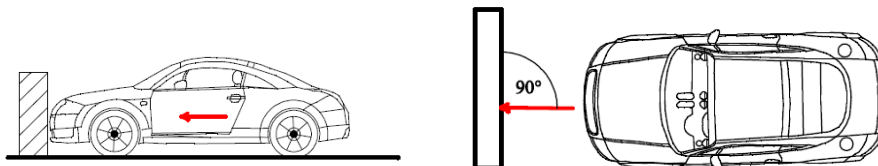
10.2.8 ŘEŠENÉ PŘÍKLADY

V prvním bloku příkladu je řešen kolmý náraz vozidel různých parametrů do tuhé betonové stěny. Pro porovnání jsou uvedeny výstupy výpočtů provedeného podle zde prezentované metodiky a výstupy výpočtů podle ustanovení ČSN EN 1991-1-1. V příkladech řešených podle ČSN EN 1991-1-1 je vyčíslena hodnota náhradní síly jak pro základní hodnotu deformace vozidla uvedenou v normě $\delta_c = 100$ mm, tak pro hodnoty deformace zjištěné z výpočtu při aplikaci „tuhosti“ deformační zóny.

PŘÍKLAD G 001

Kolmý náraz vozidla o hmotnosti 900 kg při rychlosti 4,5 m/s

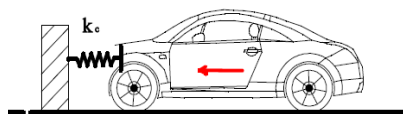
Parametry vozidla



převod	
km/h	m/s
	0,00
16	4,5

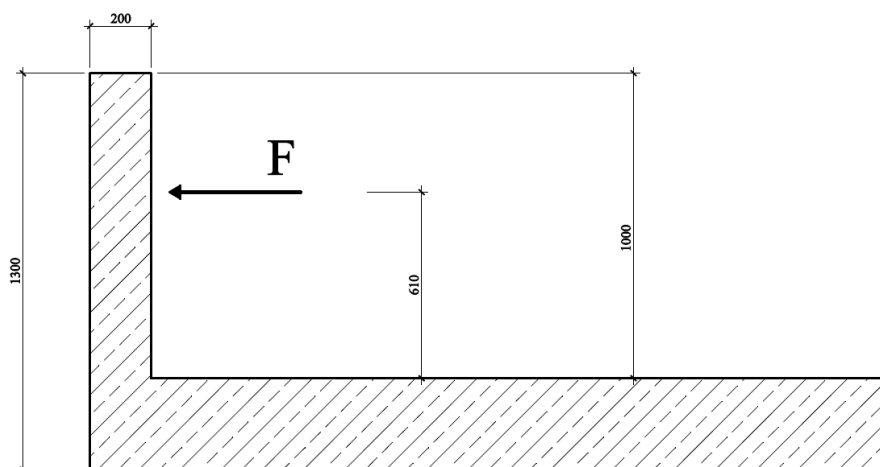
hmotnost vozidla **900** kg
 rychlost vozidla **4,5** m/s
 úhel nárazu $\alpha =$ **90** stupňů
 $\alpha =$ 1,570795 rad
 $\sin \alpha =$ 1

kinetická energie vozidla **$E_k =$ 9,1 kNm**



tuhost deformační zóny **$k_c =$ 1778** kN/m
 délka deformační zóny **400** mm

Parametry svodidla



Tuhá betonová stěna spojená s podložkou

Stanovení velikosti energie absorbované deformací

i	F _i na 1,5 m	F _i	δ _{ci}	δ _{bi}	w _i	E _{di}	ΣE _{di}
	kN/m	kN	mm	mm	mm	kNm	kNm
1	20	30	16,9	0,0	16,9	0,25	0,25
2	40	60	33,7	0,0	33,7	0,76	1,01
3	60	90	50,6	0,0	50,6	1,27	2,28
4	80	120	67,5	0,1	67,6	1,78	4,06
5	100	150	84,4	0,1	84,5	2,28	6,34
6	120	180	101,2	0,1	101,3	2,78	9,12

deformace vozidla

$$\delta_{ci} = F/k_c$$

deformace svodidla

$$\delta_{bi} = z \text{ výpočtu}$$

celková deformace

$$w_i = \delta_{ci} + \delta_{bi}$$

přírutek energie

$$E_{di} = (F_i + F_{i-1}) * (w_i - w_{i-1}) / 2$$

Vyhodnocení výsledků

energie absorbovaná deformací

$$E_{di} = 9,12 \text{ kNm}$$

deformace vozidla

$$\delta_c = 101,2 \text{ mm}$$

deformace svodidla

$$\delta_b = 0,1 \text{ mm}$$

celková deformace

$$w = 101,3 \text{ mm}$$

Střední hodnota nárazové síly $F_s = E_d/w$

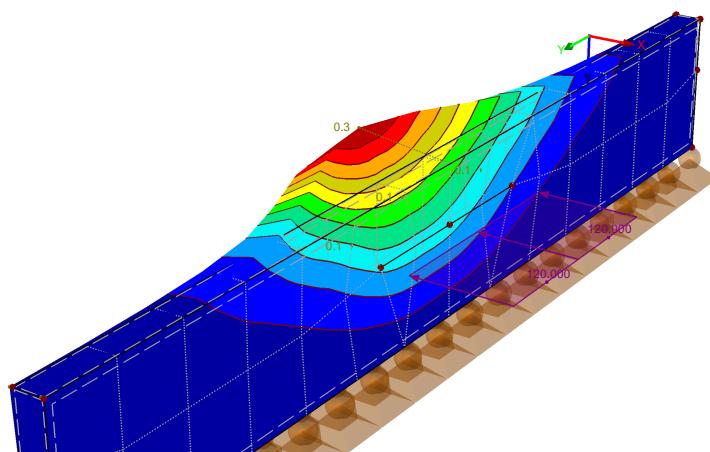
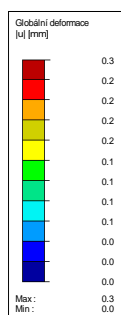
$$F_s = 90,03 \text{ kN}$$

zpomalení vozidla $a = F_g/m$

$$a = 100,0 \text{ m/s}^2$$

doba zastavení $t = v/a$

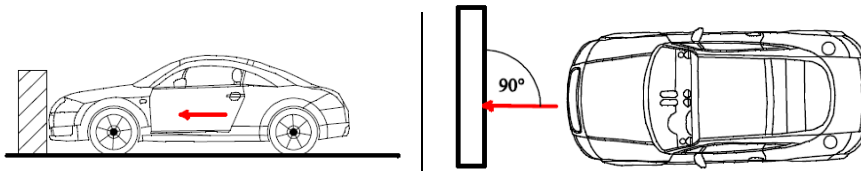
$$t = 0,045 \text{ s}$$



PŘÍKLAD G 002

Kolmý náraz vozidla o hmotnosti 1500 kg při rychlosti 4,5 m/s

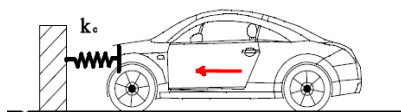
Parametry vozidla



převod	
km/h	m/s
	0,00
16	4,5

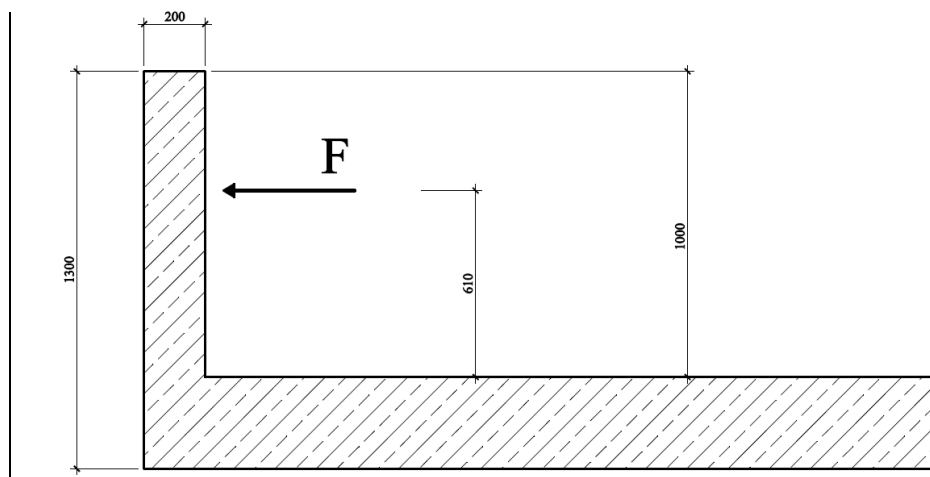
hmotnost vozidla **1500** kg
 rychlost vozidla **4,5** m/s
 úhel nárazu $\alpha =$ **90** stupňů
 $\alpha =$ 1,570795 rad
 $\sin \alpha =$ 1

kinetická energie vozidla **$E_k = 15,2$ kNm**



tuhost deformační zóny **$k_c = 2342$ kN/m**
 délka deformační zóny **450** mm

Parametry svodidla



Tuhá betonová stěna spojená s podložkou

Stanovení velikosti energie absorbované deformací

i	F_i na 1,5 m	F_i	δ_{ci}	δ_{bi}	w_i	E_{di}	ΣE_{di}
	kN/m	kN	mm	mm	mm	kNm	kNm
1	20	30	12,8	0,00	12,8	0,19	0,19
2	40	60	25,6	0,00	25,6	0,58	0,77
3	60	90	38,4	0,00	38,4	0,96	1,73
4	80	120	51,2	0,10	51,3	1,36	3,08
5	100	150	64,0	0,10	64,1	1,73	4,81
6	120	180	76,9	0,10	77,0	2,11	6,93
7	140	210	89,7	0,15	89,8	2,51	9,44
8	160	240	102,5	0,15	102,6	2,88	12,32
9	178	267	114,0	0,15	114,2	2,92	15,24

deformace vozidla

$$\delta_{ci} = F/k_c$$

deformace svodidla

δ_{bi} = z výpočtu

celková deformace

$$w_i = \delta_{ci} + \delta_{bi}$$

přírutek energie

$$E_{di} = (F_i + F_{i-1}) * (w_i - w_{i-1}) / 2$$

Vyhodnocení výsledků

energie absorbovaná deformací

$$E_{di} = 15,24 \text{ kNm}$$

deformace vozidla

$$\delta_c = 114 \text{ mm}$$

deformace svodidla

$$\delta_b = 0,15 \text{ mm}$$

celková deformace

$$w = 114,15 \text{ mm}$$

Střední hodnota nárazové síly $F_s = E_d/w$

$$F_s = 133,51 \text{ kN}$$

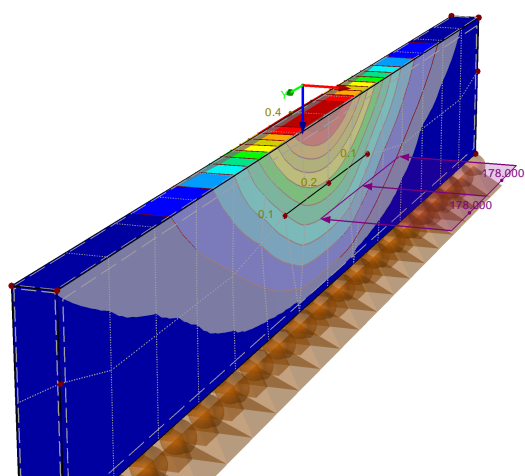
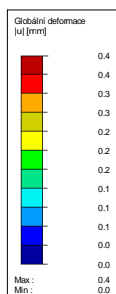
zpomalení vozidla $a = F_s/m$

$$a = 89,0 \text{ m/s}^2$$

doba zastavení $t = v/a$

$$t = 0,051 \text{ s}$$

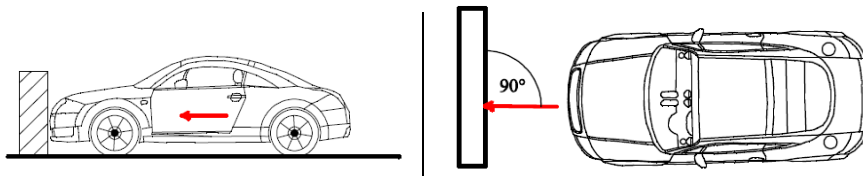
ZS2: akce vozidla
u



PŘÍKLAD G 003

Kolmý náraz vozidla o hmotnosti 2500 kg při rychlosti 4,5 m/s

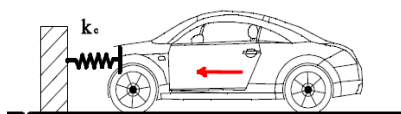
Parametry vozidla



převod	
km/h	m/s
	0,00
16	4,5

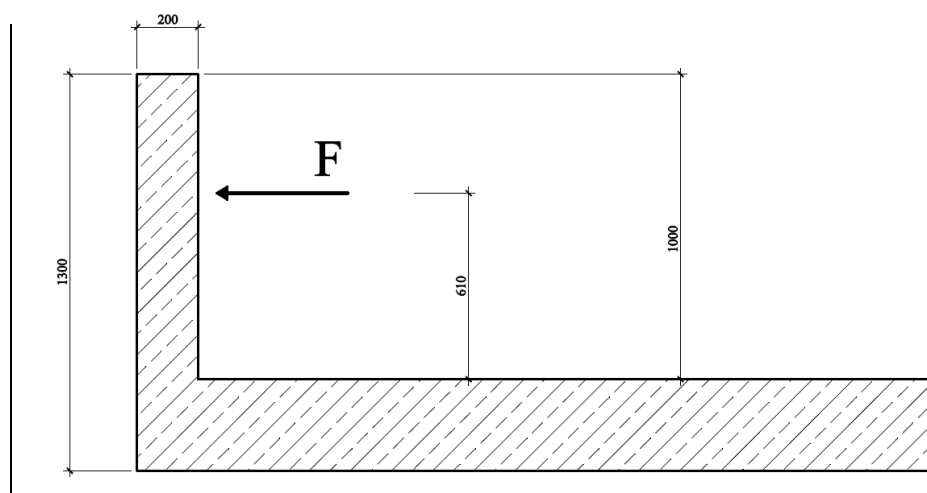
hmotnost vozidla **2500** kg
 rychlost vozidla **4,5** m/s
 úhel nárazu $\alpha =$ **90** stupňů
 $\alpha =$ 1,570795 rad
 $\sin \alpha =$ 1

kinetická energie vozidla **$E_k = 25,3$ kNm**



tuhost deformační zóny **$k_c = 3161$ kN/m**
 délka deformační zóny **500** mm

Parametry svodidla



Tuhá betonová stěna spojená s podložkou

Stanovení velikosti energie absorbované deformací

i	F_i na 1,5 m	F_i	δ_{ci}	δ_{bi}	w_i	E_{di}	ΣE_{di}
	kN/m	kN	mm	mm	mm	kNm	kNm
1	40	60	19,0	0,00	19,0	0,57	0,57
2	80	120	38,0	0,10	38,1	1,72	2,29
3	120	180	56,9	0,10	57,0	2,85	5,13
4	160	240	75,9	0,15	76,1	4,00	9,13
5	200	300	94,9	0,15	95,1	5,12	14,26
6	240	360	113,9	0,25	114,1	6,30	20,55
7	260	390	123,4	0,25	123,6	3,56	24,11
8	266	399	126,2	0,25	126,5	1,12	25,23

deformace vozidla

$$\delta_{ci} = F/k_c$$

deformace svodidla

$$\delta_{bi} = z \text{ výpočtu}$$

celková deformace

$$w_i = \delta_{ci} + \delta_{bi}$$

přírutek energie

$$E_{di} = (F_i + F_{i-1}) * (w_i - w_{i-1}) / 2$$

Vyhodnocení výsledků

energie absorbovaná deformací

$$E_{di} = 25,23 \text{ kNm}$$

deformace vozidla

$$\delta_c = 126,2 \text{ mm}$$

deformace svodidla

$$\delta_b = 0,25 \text{ mm}$$

celková deformace

$$w = 126,45 \text{ mm}$$

Střední hodnota nárazové síly $F_s = E_d/w$

$$F_s = 199,53 \text{ kN}$$

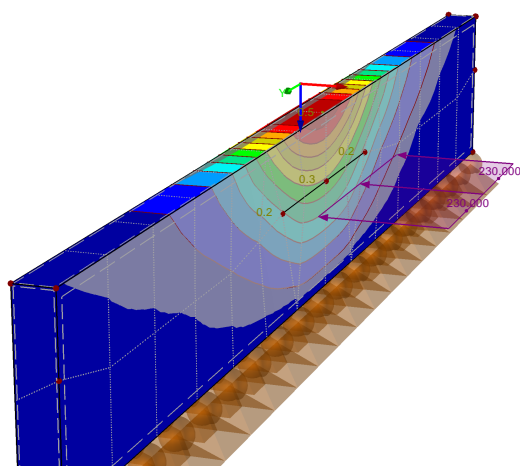
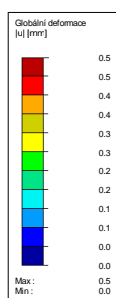
zpomalení vozidla $a = F_s/m$

$$a = 79,8 \text{ m/s}^2$$

doba zastavení $t = v/a$

$$t = 0,056 \text{ s}$$

ZS2: akce vozidla
u

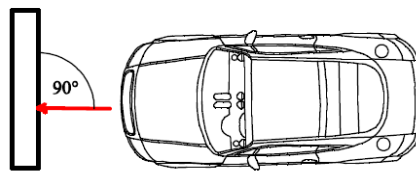
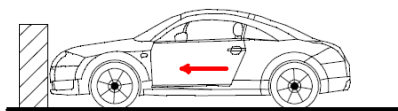


PŘÍKLAD ČSN 001

výpočet podle ČSN EN 1991-1-1

Kolmý náraz vozidla o hmotnosti 900 kg při rychlosti 4,5 m/s

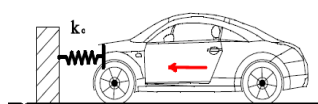
Parametry vozidla



převod	
km/h	m/s
	0,00
16	4,5

hmotnost vozidla **900** kg
 rychlost vozidla **4,5** m/s
 úhel nárazu $\alpha =$ **90** stupňů
 $\alpha =$ 1,570795 rad
 $\sin \alpha =$ 1

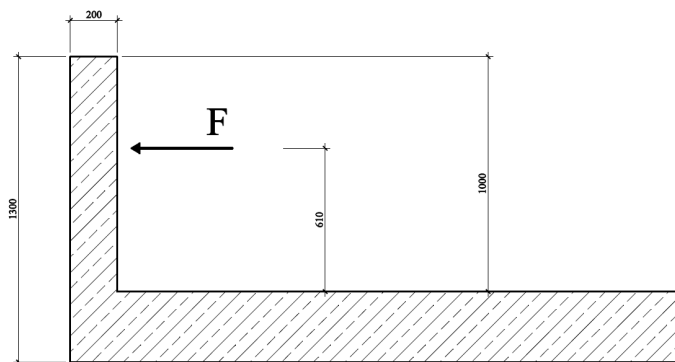
kinetická energie vozidla **$E_k = 9,1$ kNm**



tuhost deformační zóny **$k_c = 1778$ kN/m**
 délka deformační zóny **400** mm

Parametry svodidla

Tuhá betonová stěna spojená s podložkou



Náhradní síla dle ČSN EN 1991-1-1

$$F = 0,5 \text{ m}^2 / (\delta_c + \delta_b)$$

Deformace svodidla podle článku B(4)

pokud nejsou přesnější údaje
 svodidlo je tuhé

$\delta_c =$ 100 mm
 $\delta_b =$ 0 mm

pokud nejsou přesnější údaje

$F = 91,13$ kN

Výpočet náhradní síly

i	F_i na 1,5 m	F_i	δ_{ci}	δ_{bi}	w_i	E_{di}
	kN/m	kN	mm	mm	mm	kNm
1	20	30	16,9	0,00	16,9	0,51
2	40	60	33,7	0,00	33,7	2,02
3	60	90	50,6	0,00	50,6	4,56
4	80	120	67,5	0,10	67,6	8,11
5	85	127,5	71,7	0,10	71,8	9,16

deformace vozidla $\delta_{ci} = F/k_c$
 deformace svodidla $\delta_{bi} = z$ výpočtu
 celková deformace $w_i = \delta_{ci} + \delta_{bi}$

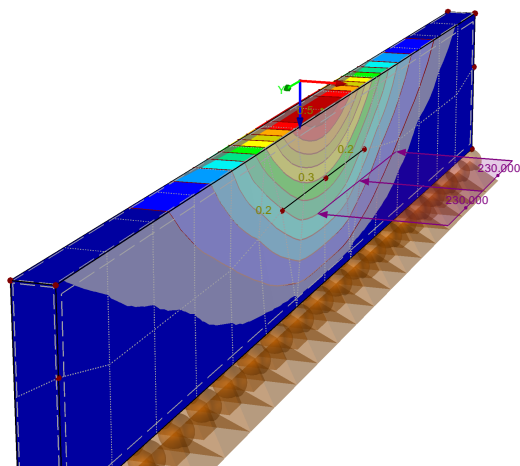
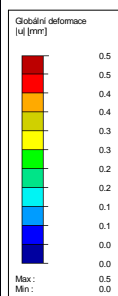
Vyhodnocení výsledků

energie absorbovaná deformací $E_{di} = 9,16$ kNm
 deformace vozidla $\delta_c = 71,7$ mm
 deformace svodidla $\delta_b = 0,1$ mm
 celková deformace $w = 71,8$ mm

Střední hodnota nárazové síly $F_s = E_d/w$ $F_s = 127,58$ kN

zpomalení vozidla $a = F_s/m$ $a = 141,8$ m/s²
 doba zastavení $t = v/a$ $t = 0,032$ s

ZS2: akce vozidla
u

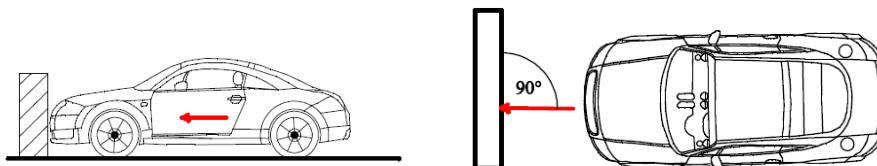


PŘÍKLAD ČSN 002

výpočet podle ČSN EN 1991-1-1

Kolmý náraz vozidla o hmotnosti 1500 kg při rychlosti 4,5 m/s

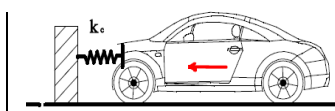
Parametry vozidla



převod	
km/h	m/s
16	4,5

hmotnost vozidla **1500 kg**
 rychlost vozidla **4,5 m/s**
 úhel nárazu $\alpha =$ **90** stupňů
 $\alpha =$ 1,570795 rad
 $\sin \alpha =$ 1

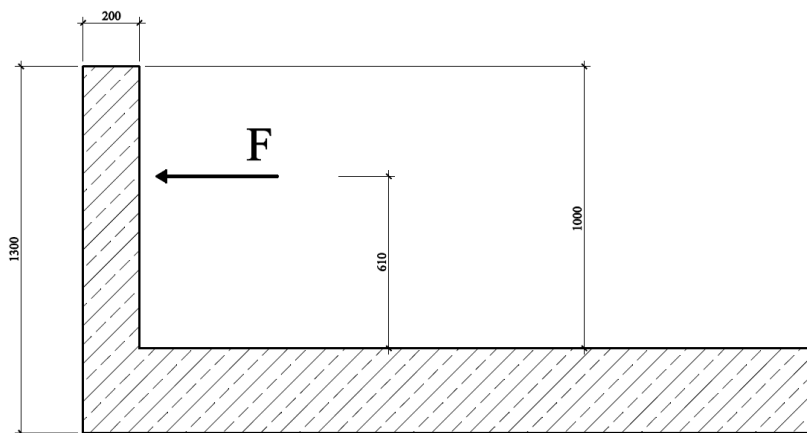
kinetická energie vozidla **$E_k = 15,2$ kNm**



tuhost deformační zóny **$k_c = 2342$ kN/m**
 délka deformační zóny **450 mm**

Parametry svodidla

Tuhá betonová stěna spojená s podložkou



Náhradní síla dle ČSN EN 1991-1-1

$$F = 0,5 \text{ m } v^2 / (\delta_c + \delta_b)$$

Deformace svodidla podle článku B(4)

pokud nejsou přesnější údaje
 svodidlo je tuhé

$\delta_c =$ 100 mm
 $\delta_b =$ 0 mm

pokud nejsou přesnější údaje

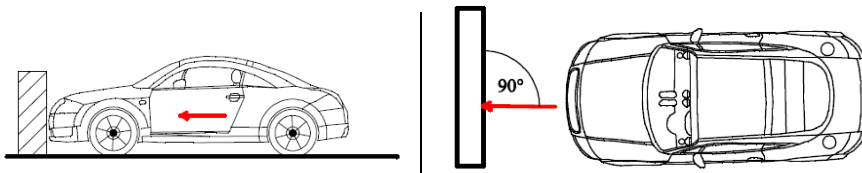
$F = 151,88$ kN

PŘÍKLAD ČSN 003

výpočet podle ČSN EN 1991-1-1

Kolmý náraz vozidla o hmotnosti 2500 kg při rychlosti 4,5 m/s

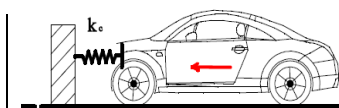
Parametry vozidla



převod	
km/h	m/s
	0,00
16	4,5

hmotnost vozidla **2500** kg
 rychlost vozidla **4,5** m/s
 úhel nárazu $\alpha =$ **90** stupňů
 $\alpha = 1,570795$ rad
 $\sin \alpha = 1$

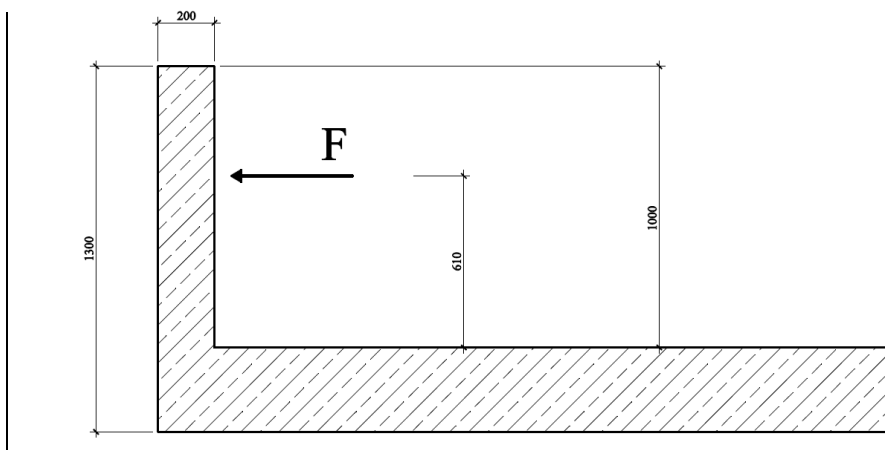
kinetická energie vozidla **$E_k = 25,3$ kNm**



tuhost deformační zóny **$k_c = 3161$ kN/m**
 délka deformační zóny **500** mm

Parametry svodidla

Tuhá betonová stěna spojená s podložkou



Náhradní síla dle ČSN EN 1991-1-1

$$F = 0,5 \text{ m } v^2 / (\delta_c + \delta_b)$$

Deformace svodidla podle článku B(4)

pokud nejsou přesnější údaje
 svodidlo je tuhé

$\delta_c = 100$ mm
 $\delta_b = 0$ mm

pokud nejsou přesnější údaje

$F = 253,13$ kN

Výpočet náhradní síly

i	F_i na 1,5 m	F_i	δ_{ci}	δ_{bi}	w_i	E_{di}
	kN/m	kN	mm	mm	mm	kNm
1	40	60	19,0	0,00	19,0	1,14
2	80	120	38,0	0,10	38,1	4,57
3	120	180	56,9	0,10	57,0	10,27
4	160	240	75,9	0,15	76,1	18,26
5	180	270	85,4	0,15	85,6	23,10
6	188	282	89,2	0,15	89,4	25,20

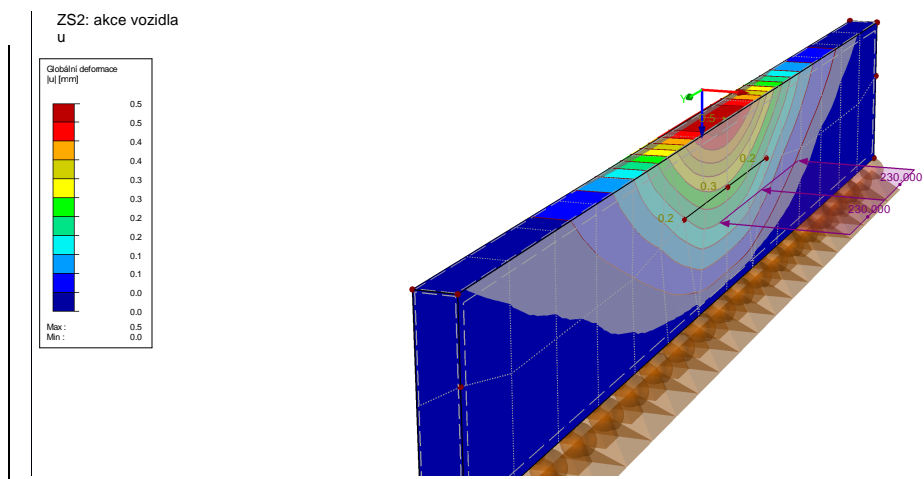
deformace vozidla $\delta_{ci} = F/k_c$
 deformace svodidla $\delta_{bi} = z$ výpočtu
 celková deformace $w_i = \delta_{ci} + \delta_{bi}$

Vyhodnocení výsledků

energie absorbovaná deformací $E_{di} = 25,2$ kNm
 deformace vozidla $\delta_c = 89,2$ mm
 deformace svodidla $\delta_b = 0,15$ mm
 celková deformace $w = 89,35$ mm

Střední hodnota nárazové síly $F_s = E_d/w$ $F_s = 282,04$ kN

zpomalení vozidla $a = F_s/m$ $a = 112,8$ m/s²
 doba zastavení $t = v/a$ $t = 0,040$ s

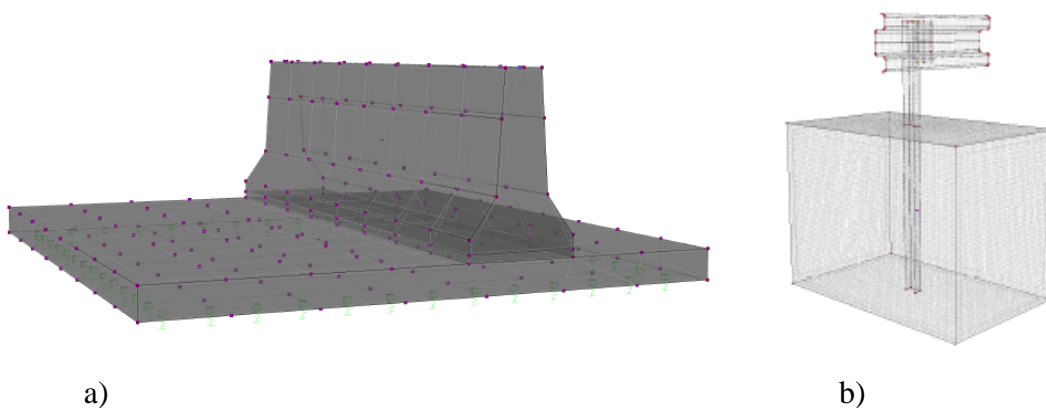


11. POZNÁMKY K TVORBĚ MODELU SVODIDLA

Základem vytvoření vhodného modelu je nalezení odpovídajícího stupně idealizace konstrukce. Model musí dostatečně přesně „popisovat“ tvar konstrukce, fyzikální charakteristiky materiálů, ze kterých je vytvořena, a odpovídající způsob podepření. Současně je vhodné využívat možností zjednodušení modelu jak z hlediska jeho geometrie, tak z hlediska popisu fyzikálních charakteristik. Samozřejmě jen v míře, která nepředstavuje nebezpečí zhoršení kvality a použitelnosti výstupů numerického řešení. Dále musíme vzít v úvahu možnosti programu, pro který model vytváříme jak z hlediska jeho kapacity, tak z hlediska způsobu a metody řešení. Program musí být schopen požadovaný případ vyřešit a ve výstupech poskytnout použitelné výsledky.

11.1 GEOMETRIE KONSTRUKCE

Konstrukci je možné ve většině případů modelovat v jejím reálném tvaru s využitím prutových, plošných i prostorových prvků.

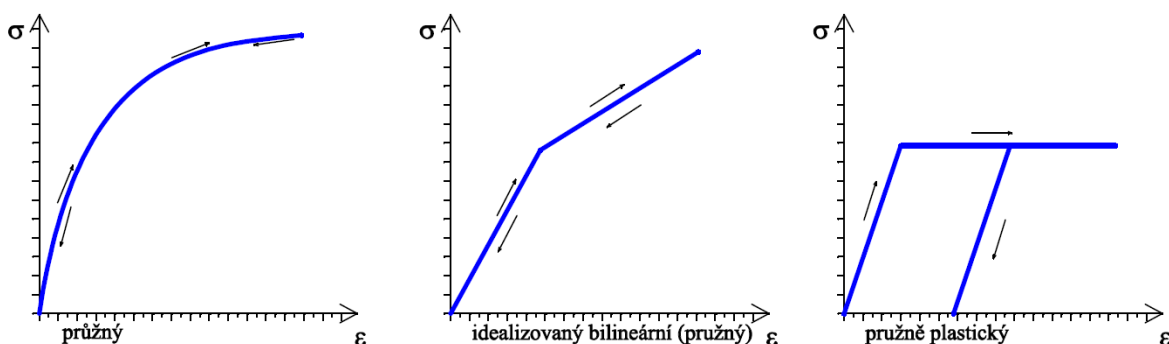


Obr. 11.1 Ilustrace numerických modelů: a) betonové svodidlo s podkladní plochou,
b) svodnicové svodidlo – sloupek v zemině

11.2 MATERIÁLOVÉ CHARAKTERISTIKY

Vlastnosti materiálů ovlivňují tuhost prvků konstrukce. V celé řadě případů stavebních konstrukcí zatížených staticky vystačíme pouze se základními charakteristikami, jako je modul pružnosti a smykový modul. Vztah mezi poměrným přetvořením a napětím vyjadřuje pracovní

diagram materiálů (obr. 11.2). Pro konstrukce s malými deformacemi je k popisu chování materiálu běžně užíván lineárně pružný vztah (platí Hookův zákon). V případě řešení svodidel již s takto jednoduchou závislostí nevystačíme. V modelu musíme užít minimálně materiálu pružně plastického. V konstrukci mohou vznikat plastické oblasti. V závislosti na „kvalitě“ použitého programu pro řešení je možné například definovat mezní hodnotu ohybového momentu (vznik plastického kloubu) pro prutové konstrukce, nebo obecně mez kluzu materiálu použitého pro prutové, plošné i prostorové prvky. Některé programy dovolují přímo zadat pracovní diagram materiálu pomocí funkčního vztahu mezi napětím a poměrným přetvořením. K materiálovým charakteristikám rovněž patří objemová tíha, součinitel teplotní roztažnosti a další veličiny, které se uplatňují v závislosti na charakteru výpočtu.

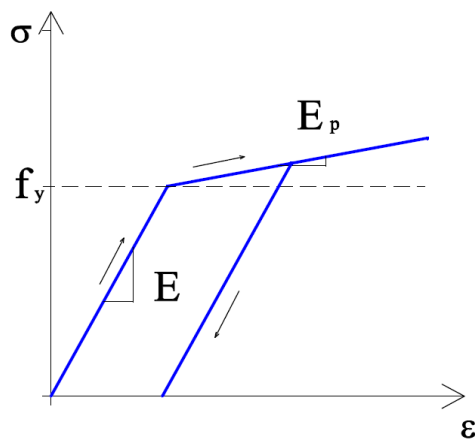


Obr. 11.2 Příklady pracovních diagramů materiálů

Materiálový model oceli použitý v řešených příkladech

Ocelové části konstrukcí jsou v řešených příkladech navrženy z oceli S 235, která je modelována materiálem s bilineárním pracovním diagramem znázorněným na 11.3.

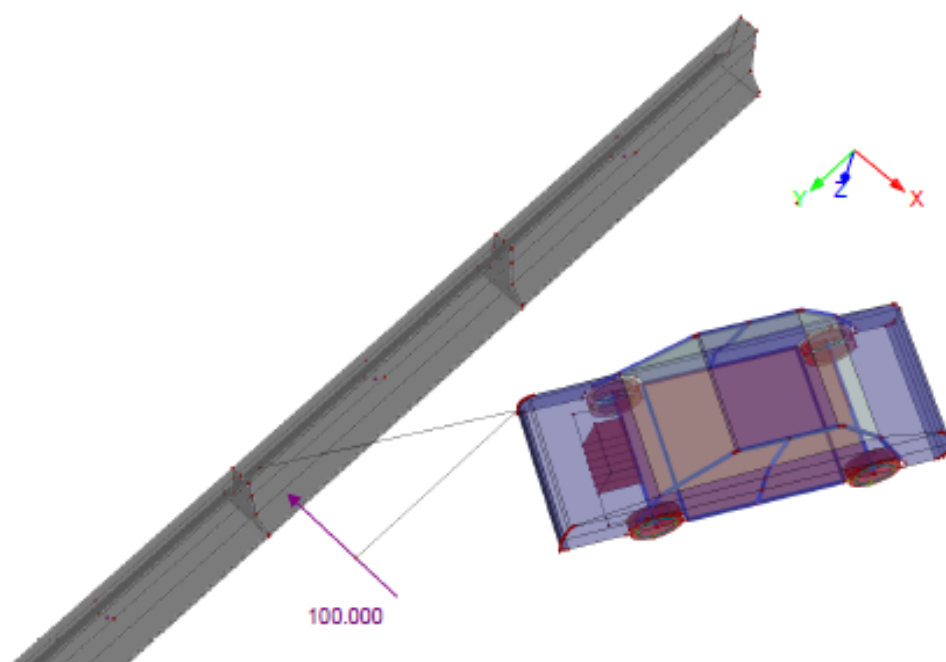
Předpokládaná mez kluzu $f_y = 240 \text{ MPa}$, modul zpevnění $E_p = 2,1 \text{ MPa}$, modul pružnosti $E = 210 \text{ GPa}$, smykový modul $G = 81 \text{ GPa}$.



Obr. 11.3 Pracovní diagram ocelových prvků použitých ve výpočtech

11.3 PODEPŘENÍ

Podepření svodidel svodnicových je modelováno vetknutím (kotvení sloupku svodidla k podložce) nebo pružnou vazbou (uložení sloupku v zemině krajnice). Betonová svodidla jsou volně uložena na vozovce. Proti sunutí po podložce působí tření. Jeho velikost je závislá na tíze svodidla a drsnosti styčných ploch, která bývá obvykle charakterizována součinitelem tření. Uložení svodidla a chování celé konstrukce při aplikaci zatížení je nutné analyzovat a navrhnout model podepření, který dostatečně reprezentuje vztahy dané typem zatížení, konstrukcí a jejím podepřením.

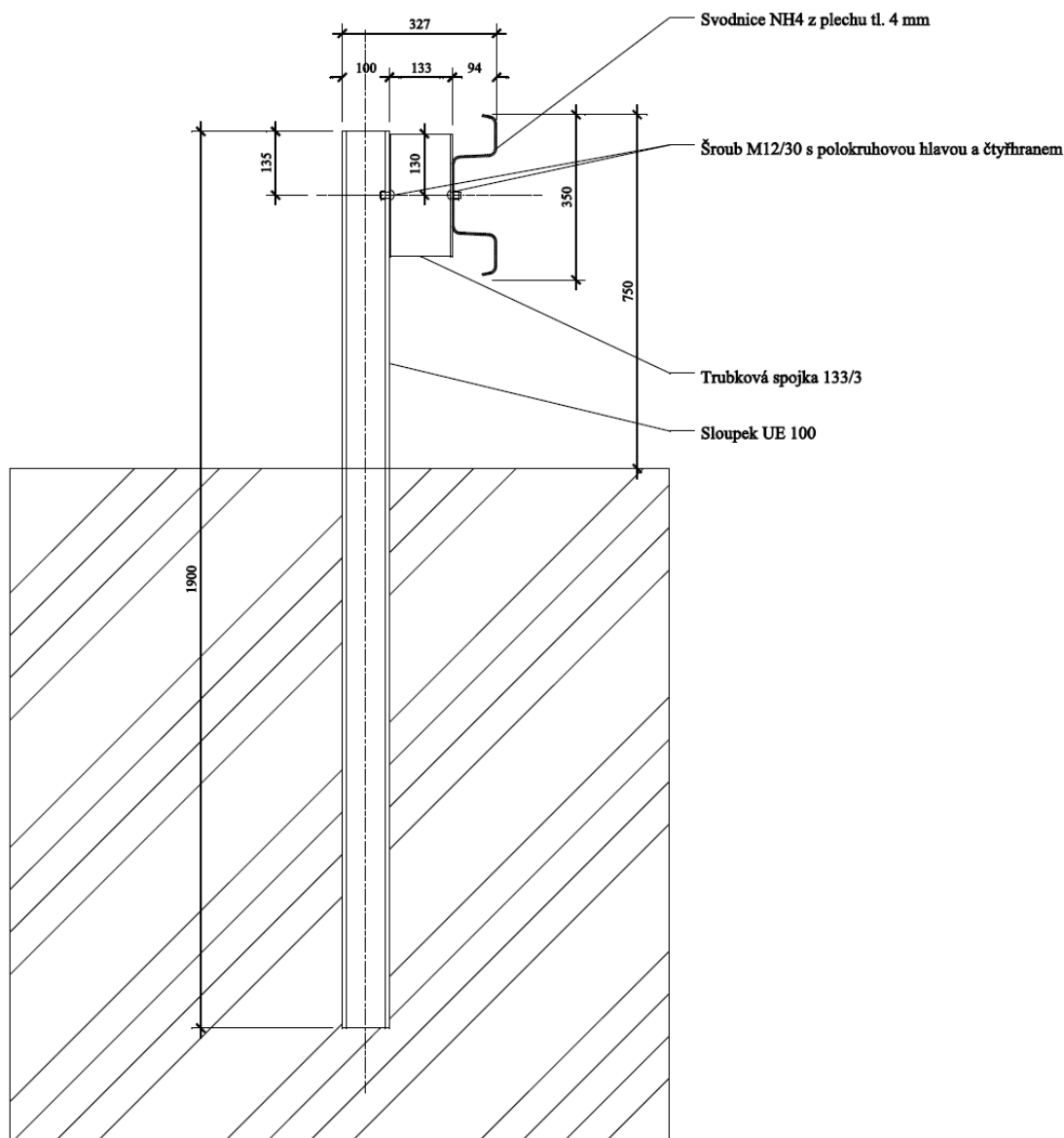


Obr: 11.4 Schéma interpretace ataku svodidla vozidlem

11.3.1 MODEL SVODNICOVÉHO SVODIDLA ULOŽENÉHO V ZEMINĚ

Chování svodidla je značně ovlivněno způsobem jeho podepření, poddajností kotevních prvků či vlastnostmi zemin, ve kterých jsou sloupky vetknuty.

Ocelové části svodidla můžeme modelovat v jejich reálné podobě jak co do geometrie, tak ve vztahu k použitým materiálům.

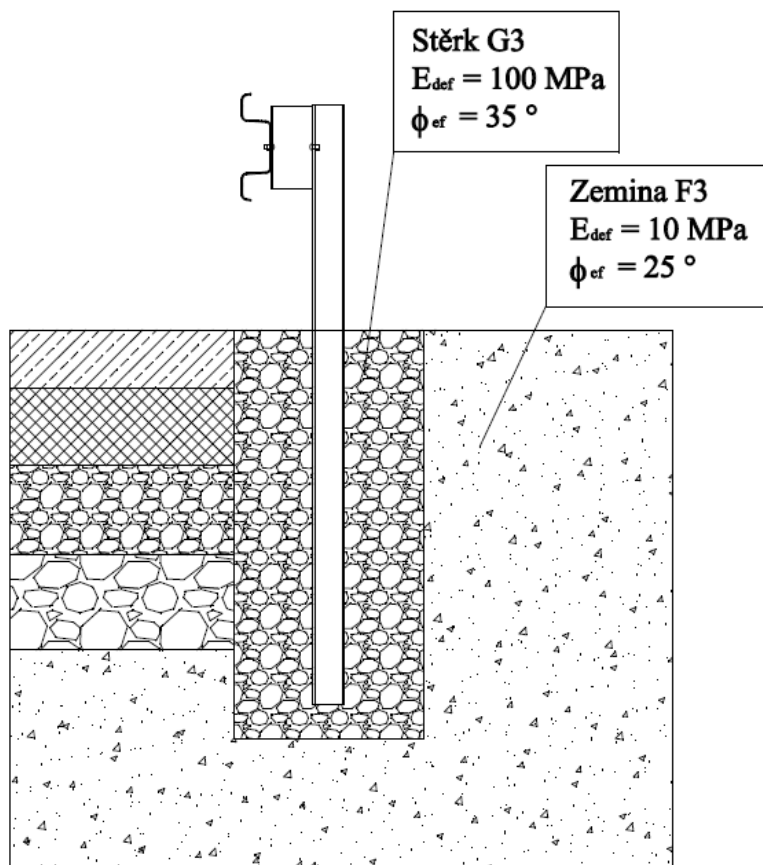


Materiál: Ocel S 235

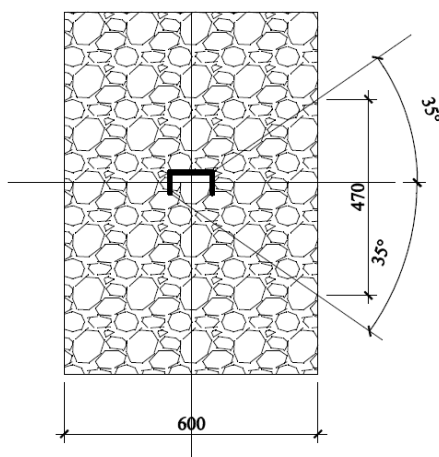
Obr. 11.5 Geometrické parametry svodidla

Pružné vetknutí sloupku v zemině je možné interpretovat pomocí soustavy pružných vazeb. Stanovení tuhosti pružin simulujících odpor zeminy proti naklonění sloupku provedeme následujícím způsobem:

Vyjdeme z charakteristik zemín obklopujících sloupek a jejich vzájemného uspořádání. Příklad je uveden na obrázcích 11.6 a 11.7.



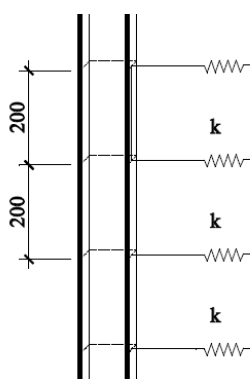
Obr. 11.6 Typický řez krajnicí vozovky – sloupek v zemině.



Obr. 11.7 Půdorysné schéma uložení sloupku

Modul deformace štěrku zpevněné krajnice je řádově vyšší než modul deformace okolní zeminy. Předpokládejme, že se zatížení přenášené sloupkem ve štěrku roznáší do styčné plochy mezi štěrkem a zeminou pod úhlem vnitřního tření štěrku (35 stupňů). V případě uplatnění geometrie uspořádání vyobrazené na předešlých obrázcích to bude do svislého pásu o šířce cca

0,5 m. Předpokládáme-li, že se v horizontálním směru rozdělí zatížení na styku šterku a zeminy rovnoměrně a že se zemina chová v souladu s Winklerovým modelem, můžeme odpor zeminy nahradit pružnými vazbami, jejichž tuhost odvodíme z modulu deformace zeminy a velikosti plochy, kterou vazba reprezentuje, tak jak je znázorněno na obrázku 11.8 a popsáno v dalším textu.



Obr. 11.8 Pružné podpory reprezentující odpor zeminy

Tuhost jedné pružiny je dána vztahem:

$$k = b \cdot h \cdot E_{def},$$

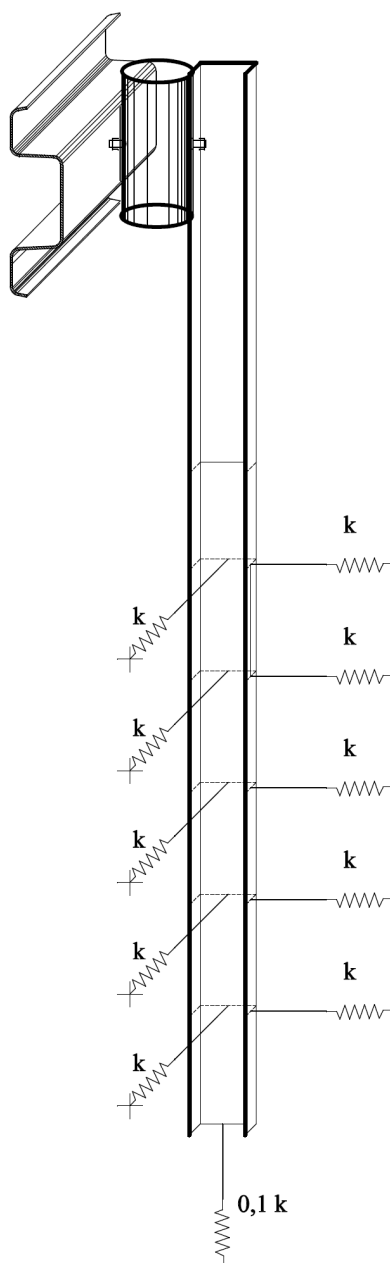
kde b je osová vzdálenost pružin ve vertikálním směru (v našem případě 0,2 m);

h šířka roznosu ve styku šterku zemina (v našem případě 0,5 m);

E_{def} modul deformace zeminy (v našem případě 10 MPa).

Svodnice je upevněná k nadzemní části sloupků. Při ataku vozidla vykazuje svodidlo velké deformace obecně ve všech směrech. Sloupky jsou namáhány ve směru kolmém na rovinu svodidel i ve směru rovnoběžném s rovinou svodidel. Pružiny aplikujeme ve dvou vzájemně kolmých směrech. Tření mezi zeminou a povrchem sloupku brání rovněž pohybu sloupku ve vertikálním směru. Určit hodnotu odporu bez znalosti konkrétních parametrů je velmi obtížné. Lze oprávněně předpokládat, že se bude případ od případu značně lišit. Je vhodné tedy umístit ještě jednu pružinu k patě sloupku ve směru vertikálním. Vyhneme se tak případné nestabilitě konstrukce ve svislém směru. Její tuhost volíme v hodnotě cca 10% tuhosti pružiny horizontální. Ve výpočtu většinou řešíme úsek alespoň několika desítek metrů. To je dlouhý úsek ocelové svodnice, množství sloupků a jim odpovídající množství vodorovných vazeb (pružin). Deformace konstrukce svodidla vedoucí k vytahování sloupku ve vertikálním směru se projevují pouze v oblasti blízké nárazu vozidla. V tomto kontextu a v kontextu řešení rychlého

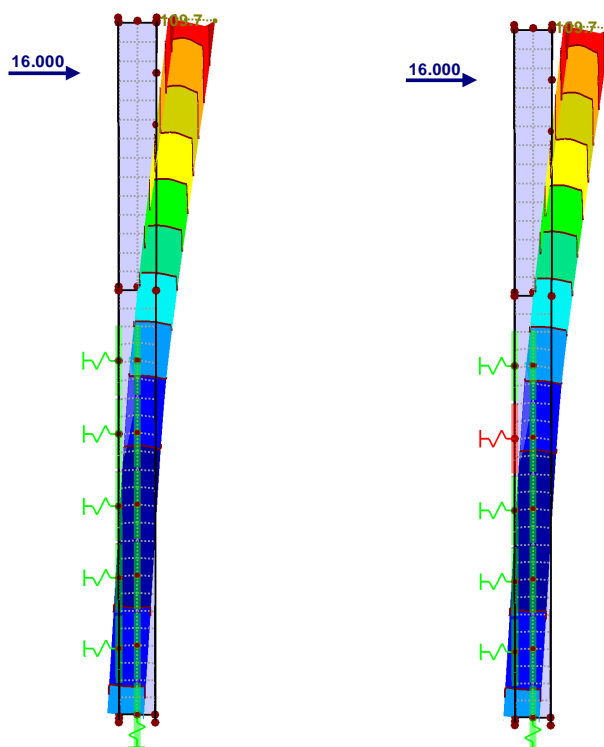
dynamického děje pomocí prostředků statiky nepřesnost vnesená aplikací vertikální pružiny nepředstavuje ovlivnění výsledků nad rámec technicky přijatelných mezí.



Obr. 11.9 Sloupek uložený v zemině – model podepření pomocí pružin

Kontrolní výpočet pro běžně užívaný sloupek (UE 100) s pružnými vazbami v souladu se schématem na obrázku 11.9 demonstruje minimální vliv tuhosti vertikální pružiny v patě sloupku na celkovou deformaci konstrukce. Tuhost horizontálních pružin byla $k = 1,0 \text{ MN/m}$.

Vertikální pružina byla v prvním případě o tuhosti $k = 0,1 \text{ MN/m}$ ve druhém případě $k = 0,01 \text{ MN/m}$. Výsledky jsou na obrázku 11.10.



Obr. 11.10 Vychýlení sloupku při horizontálním zatížení 16 kN, vertikální pružná vazba a) $k = 0,01 \text{ MN/m}$, b) $k = 0,1 \text{ MN/m}$

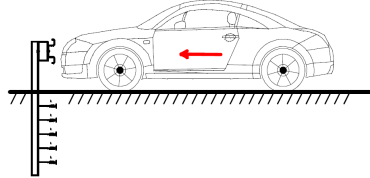
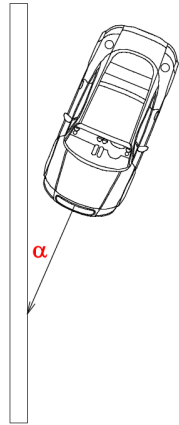
11.3.2 ŘEŠENÉ PŘÍKLADY

Uvedené příklady předkládají řešení nárazů vozidel do svodinového svodidla, které odpovídají parametrům nárazových zkoušek TB 11, TB 32 a TB 42.

PŘÍKLAD A.A.1-TB11

Posouzení účinků nárazu vozidla odpovídajícímu testu č. TB 11

Parametry vozidla



převod	
km/h	m/s
100	27,78

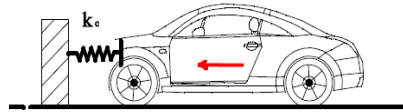
hmotnost vozidla
 rychlost vozidla
 úhel
 nárazu

	900	kg
	27,78	m/s
$\alpha =$	20	stupňů
$\alpha =$	0,3490656	rad
$v_{\perp} =$	9,501312	m/s
$v_{\parallel} =$	26,104664	m/s

$\sin \alpha = 0,3420199$
 $\cos \alpha = 0,9396927$

kinetická energie vozidla kolmo k překážce

$E_k = 40,6 \text{ kNm}$

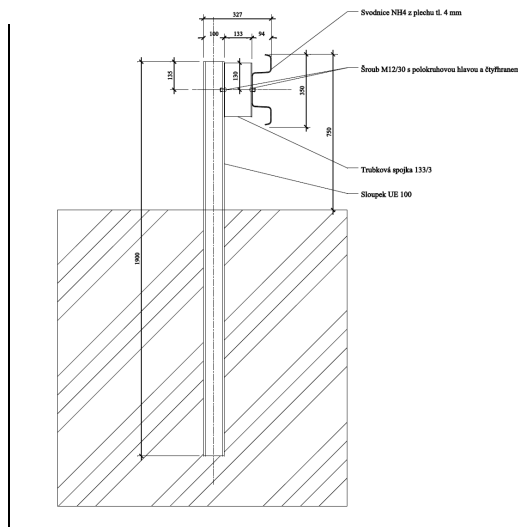


tuhost deformační zóny
 délka deformační zóny

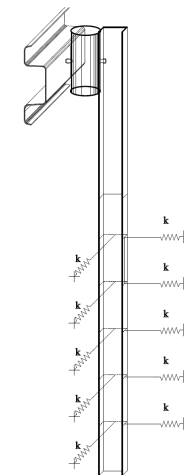
$k_c = 1778 \text{ kN/m}$
 400 mm

Parametry svodidla

geometrie

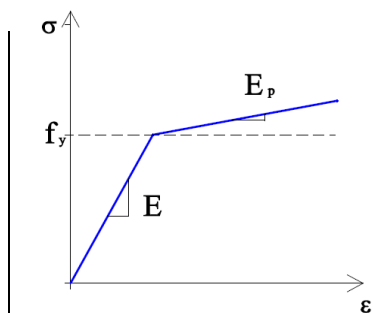


podepření



$k = 1 \text{ MN/m}$

Pracovní diagram a charakteristiky materiálu použitého ve výpočtu

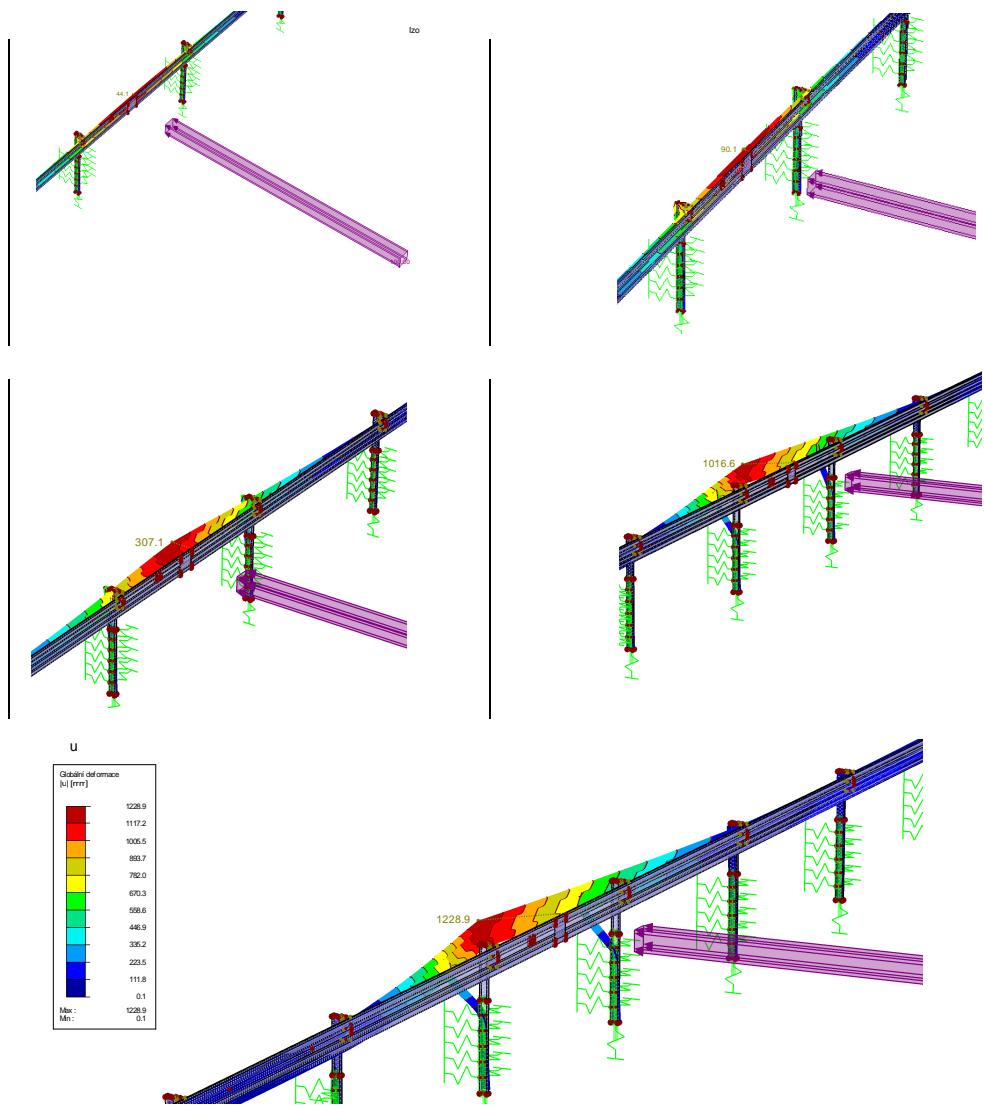


S 235

$f_y =$	240	MPa
$E =$	210	GPa
$E_p =$	2,1	MPa
$G =$	80	GPa

Řešení

Deformace svodidla odpovídající velikosti náhradní síly v jednotlivých krocích zatěžování



Stanovení velikosti energie absorbované deformací

i	F _i	δ _{ci}	δ _{bi}	w _i	E _{di}	ΣE _{di}
	kN	mm	mm	mm	kNm	kNm
1	10	5,6	44,1	49,7	0,25	0,25
2	20	11,2	90,1	101,3	0,77	1,02
3	30	16,9	307,1	324,0	5,57	6,59
4	40	22,5	1016,6	1039,1	25,03	31,62
5	43	24,2	1134,8	1159,0	4,98	36,59
6	46	25,9	1228,9	1254,8	4,26	40,86

deformace vozidla

$$\delta_{ci} = F/k_c$$

deformace svodidla

δ_{bi} = z výpočtu

celková deformace

$$w_i = \delta_{ci} + \delta_{bi}$$

přírutek energie

$$E_{di} = (F_i + F_{i-1}) * (w_i - w_{i-1}) / 2$$

Vyhodnocení výsledků

energie absorbovaná deformací

$$E_{di} = 40,86 \text{ kNm}$$

deformace vozidla

$$\delta_c = 25,9 \text{ mm}$$

deformace svodidla

$$\delta_b = 1228,9 \text{ mm}$$

celková deformace

$$w = 1254,8 \text{ mm}$$

Střední hodnota nárazové síly $F_s = E_d/w$

$$F_s = 32,56 \text{ kN}$$

střední zpomalení vozidla

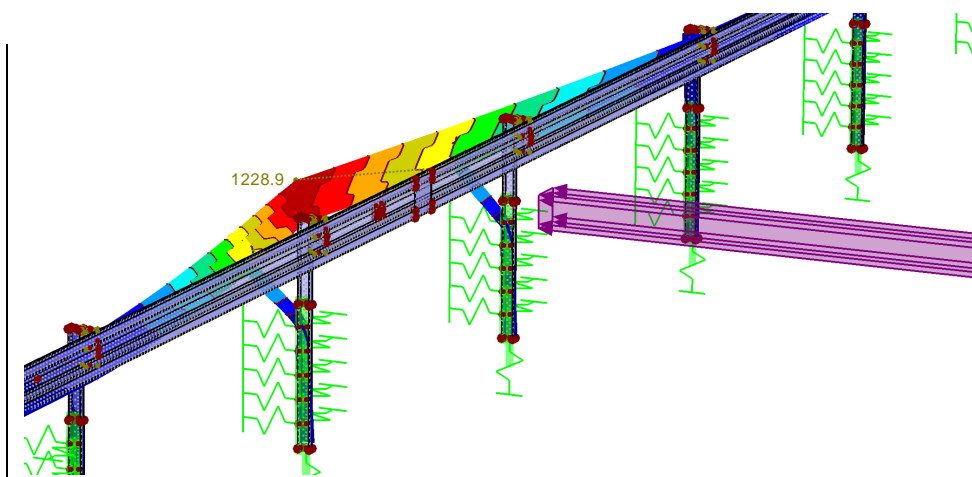
$$a = F_s/m$$

$$a = 36,2 \text{ m/s}^2$$

doba zastavení

$$t^2 = 2s/a$$

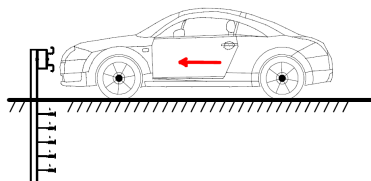
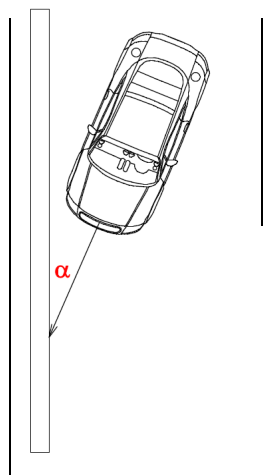
$$t = 0,263 \text{ s}$$



PŘÍKLAD A.A.2-TB 32

Posouzení účinků nárazu vozidla odpovídajícímu testu č. TB 32

Parametry vozidla



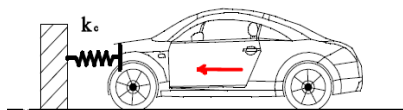
převod	
km/h	m/s
110	30,56

hmotnost vozidla **1500** kg
 rychlost vozidla **30,56** m/s
 úhel nárazu $\alpha =$ **20** stupňů
 $\alpha = 0,3490656$ rad
 $v_{\perp} = 10,45213$ m/s
 $v_{\parallel} = 28,71701$ m/s

$\sin \alpha = 0,3420199$
 $\cos \alpha = 0,9396927$

kinetická energie vozidla kolmo k překážce

$E_k = 81,9$ kNm

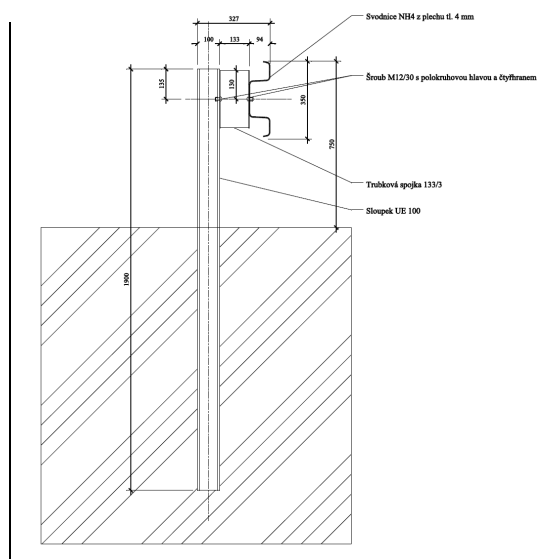


tuhost deformační zóny
 délka deformační zóny

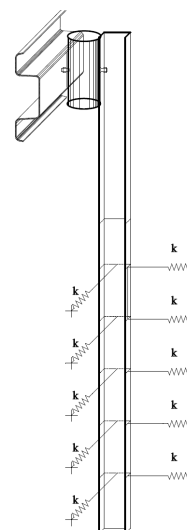
$k_c = 2342$ kN/m
450 mm

Parametry svodidla

geometrie

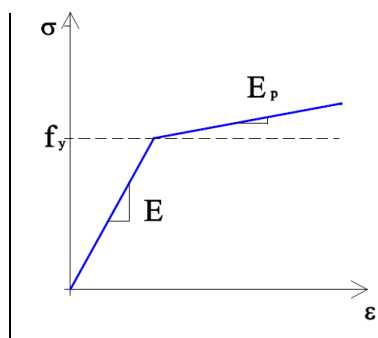


podepření



$k = 1$ MN/m

Pracovní diagram a charakteristiky materiálu použitého ve výpočtu

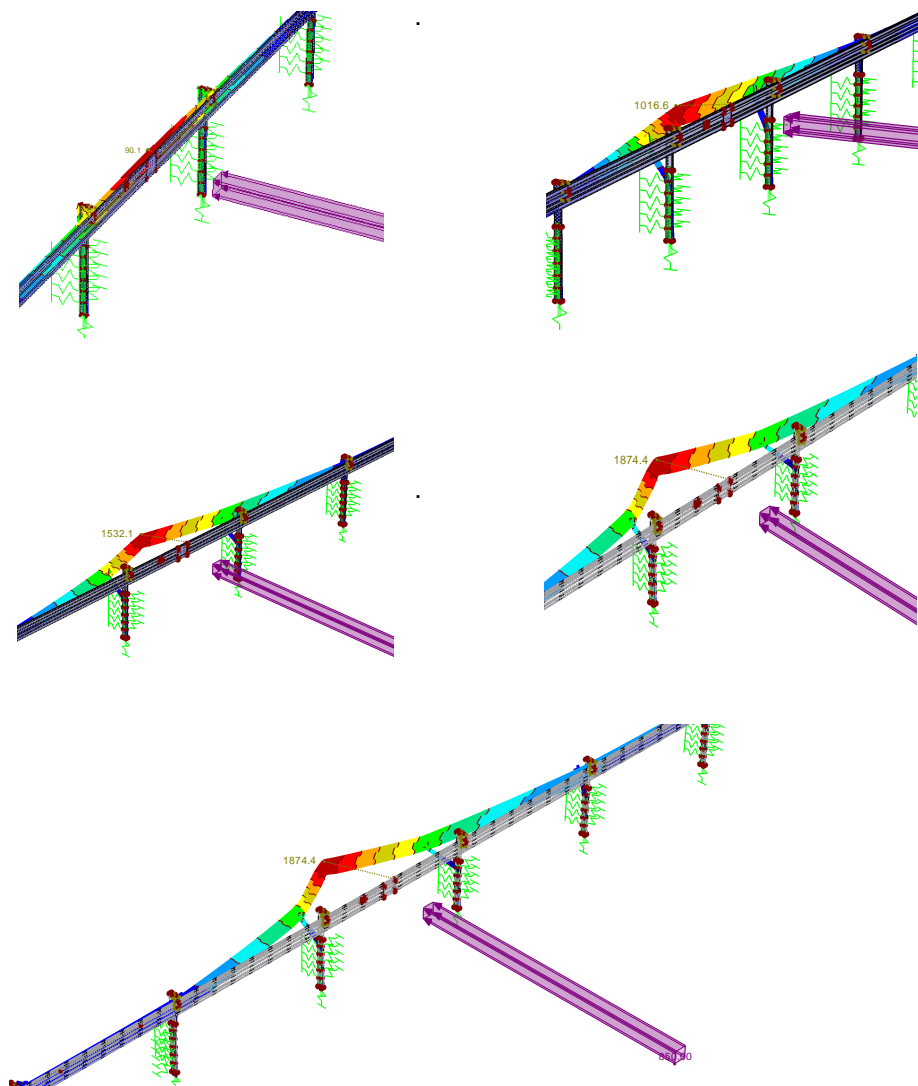


S 235

$f_y =$	240	MPa
$E =$	210	GPa
$E_p =$	2,1	MPa
$G =$	80	GPa

Řešení

Deformace svodidla odpovídající velikosti náhradní síly v jednotlivých krocích zatěžování



Stanovení velikosti energie absorbované deformací

i	F _i	δ _{ci}	δ _{bi}	w _i	E _{di}	ΣE _{di}
	kN	mm	mm	mm	kNm	kNm
1	20	8,5	90,1	98,6	0,99	0,99
2	40	17,1	1016,6	1033,7	28,05	29,04
3	60	25,6	1532,0	1557,6	26,20	55,23
4	80	34,2	1831,0	1865,2	21,53	76,76
5	85	36,3	1874,4	1910,7	3,76	80,52

deformace vozidla

$$\delta_{ci} = F/k_c$$

deformace svodidla

δ_{bi} = z výpočtu

celková deformace

$$w_i = \delta_{ci} + \delta_{bi}$$

přírutek energie

$$E_{di} = (F_i + F_{i-1}) * (w_i - w_{i-1}) / 2$$

Vyhodnocení výsledků

energie absorbovaná deformací

$$E_{di} = 80,52 \text{ kNm}$$

deformace vozidla

$$\delta_c = 36,3 \text{ mm}$$

deformace svodidla

$$\delta_b = 1874,4 \text{ mm}$$

celková deformace

$$w = 1910,7 \text{ mm}$$

Střední hodnota nárazové síly $F_s = E_d/w$

$$F_s = 42,14 \text{ kN}$$

střední zpomalení vozidla

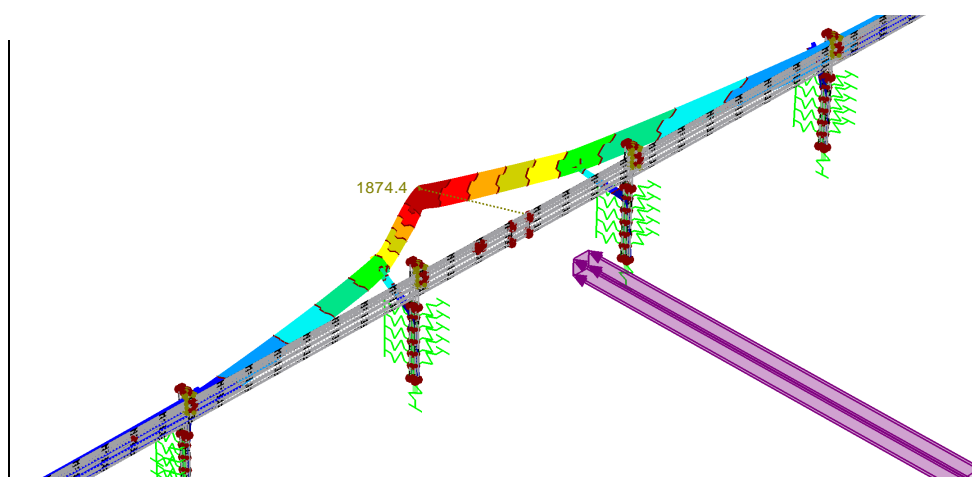
$$a = F_s/m$$

$$a = 28,1 \text{ m/s}^2$$

doba zastavení

$$t^2 = 2s/a$$

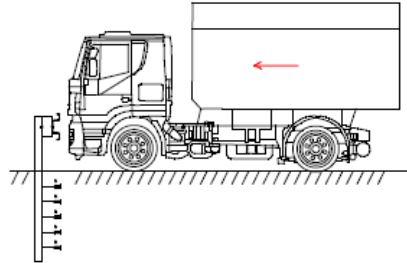
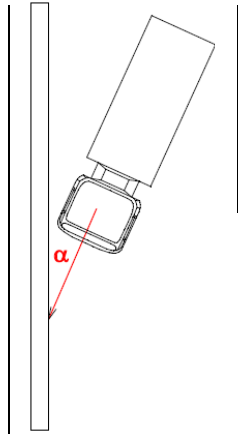
$$t = 0,369 \text{ s}$$



PŘÍKLAD A.A.2-TB 42

Posouzení účinků nárazu vozidla odpovídajícímu testu č. TB 42

Parametry vozidla



převod	
km/h	m/s
70	19,44

hmotnost vozidla
 rychlost vozidla
 úhel nárazu

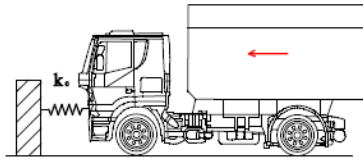
10000 kg
 19,44 m/s
 $\alpha = 15$ stupňů

$\sin \alpha = 0,2588188$
 $\cos \alpha = 0,9659259$

$\alpha = 0,2617992$ rad
 $v_{\perp} = 5,031438$ m/s
 $v_{\parallel} = 18,777599$ m/s

kinetická energie vozidla kolmo k překážce

$E_k = 126,6$ kNm

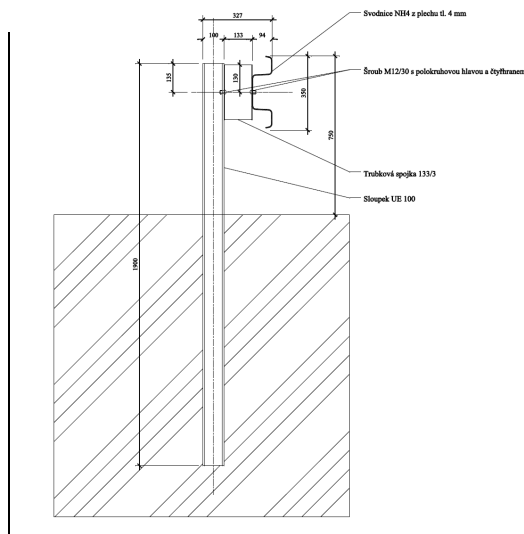


tuhost deformační zóny
 délka deformační zóny

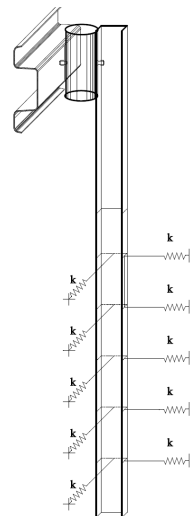
$k_c = 19800$ kN/m
 400 mm

Parametry svodidla

geometrie

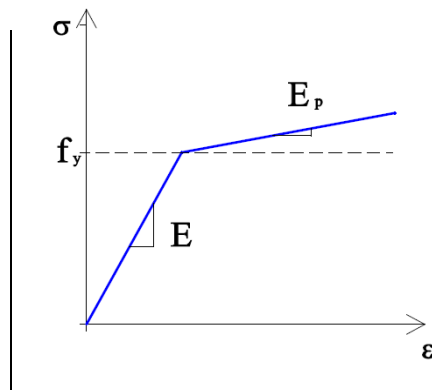


podepření



$k = 1$ MN/m

Pracovní diagram a charakteristiky materiálu použitého ve výpočtu

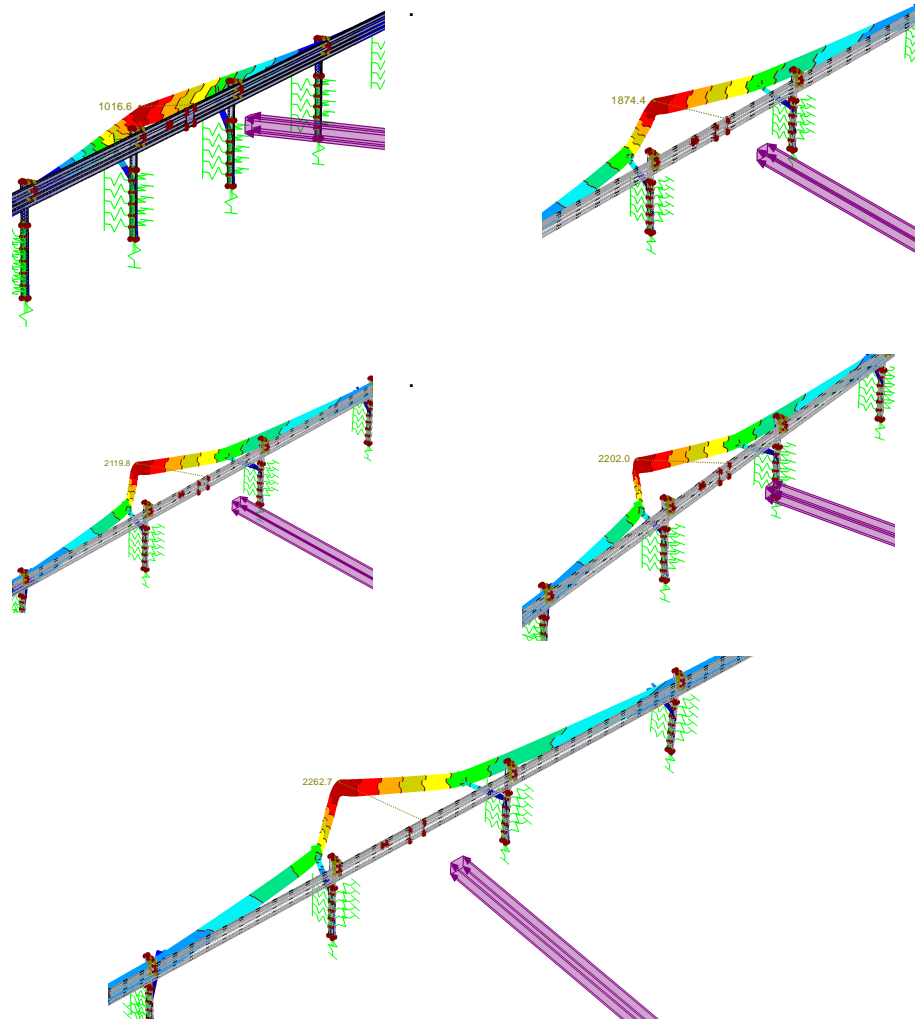


S 235

$f_y =$	240	MPa
$E =$	210	GPa
$E_p =$	2,1	MPa
$G =$	80	GPa

Řešení

Deformace svodidla odpovídající velikosti náhradní síly v jednotlivých krocích zatěžování



Stanovení velikosti energie absorbované deformací

i	F _i	δ _{ci}	δ _{bi}	w _i	E _{di}	ΣE _{di}
	kN	mm	mm	mm	kNm	kNm
1	20	1,0	90,1	91,1	0,91	0,91
2	40	2,0	1016,6	1018,6	27,83	28,74
3	60	3,0	1532,0	1535,0	25,82	54,56
4	80	4,0	1831,0	1835,0	21,00	75,56
5	100	5,1	2004,9	2010,0	15,74	91,30
6	120	6,1	2119,8	2125,9	12,75	104,05
7	140	7,1	2202,0	2209,1	10,82	114,87
8	160	8,1	2262,7	2270,8	9,26	124,12

deformace vozidla

$$\delta_{ci} = F/k_c$$

deformace svodidla

δ_{bi} = z výpočtu

celková deformace

$$w_i = \delta_{ci} + \delta_{bi}$$

přírůstek energie

$$E_{di} = (F_i + F_{i-1}) * (w_i - w_{i-1}) / 2$$

Vyhodnocení výsledků

energie absorbovaná deformací

$$E_{di} = 124,12 \text{ kNm}$$

deformace vozidla

$$\delta_c = 8,1 \text{ mm}$$

deformace svodidla

$$\delta_b = 2262,7 \text{ mm}$$

celková deformace

$$w = 2270,8 \text{ mm}$$

Střední hodnota nárazové síly F_s = E_d/w

$$F_s = 54,66 \text{ kN}$$

střední zpomalení vozidla

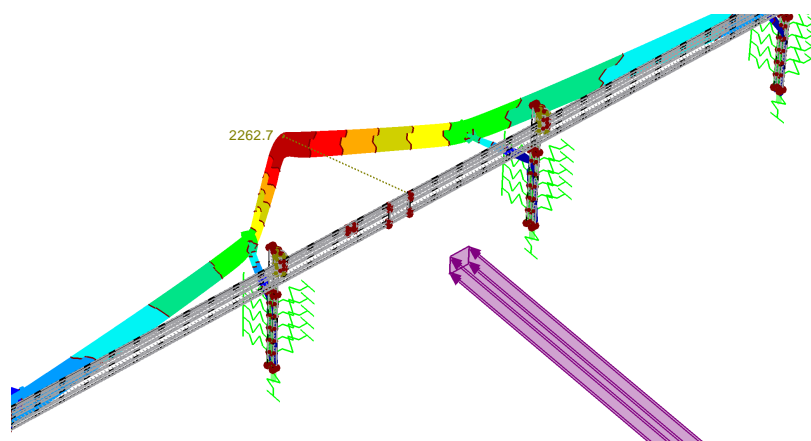
$$a = F_s/m$$

$$a = 5,5 \text{ m/s}^2$$

doba zastavení

$$t^2 = 2s/a$$

$$t = 0,912 \text{ s}$$



11.3.3 MODEL KONSTRUKCE VOLNĚ ULOŽENÉ NA PODLOŽCE

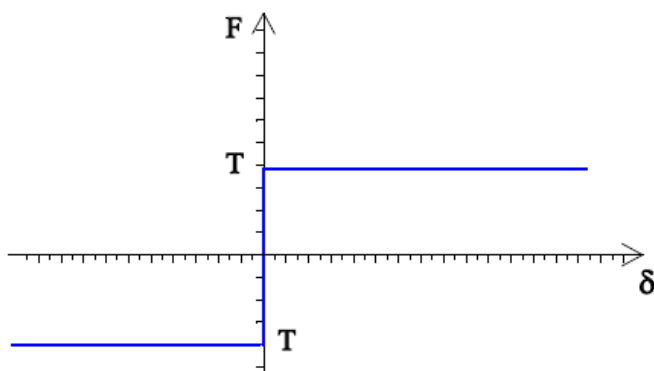
Konstrukce volně uložené na podložce – tření mezi prvkem a podložkou

Zádržný systém může tvořit například i betonový blok volně uložený na podkladu. Při sestavování modelu konstrukce a jejího podepření nesmíme zapomínat na charakter zatížení. Nejedná se o případ podobný zatížení statickou silou, která reprezentuje svislé zatížení tělesem dané hmotnosti v gravitačním poli. Ve skutečnosti jde o impuls síly. Těleso (vozidlo) o hmotnosti m se pohybovalo rychlostí v a narazilo do stojící překážky. Překážka se odsouvá. V okamžiku, kdy je energie pohlcená odsunutím překážky rovna kinetické energii vozidla před nárazem, dojde k zastavení vozidla. Součástí systému, který „pohlčuje“ energii vozidla je pohyb bariéry po podložce. Tomuto pohybu brání tření. Množství energie spotřebované třením je dáno velikostí síly bránící pohybu bariéry po podložce a posunu ve směru uvažované síly.

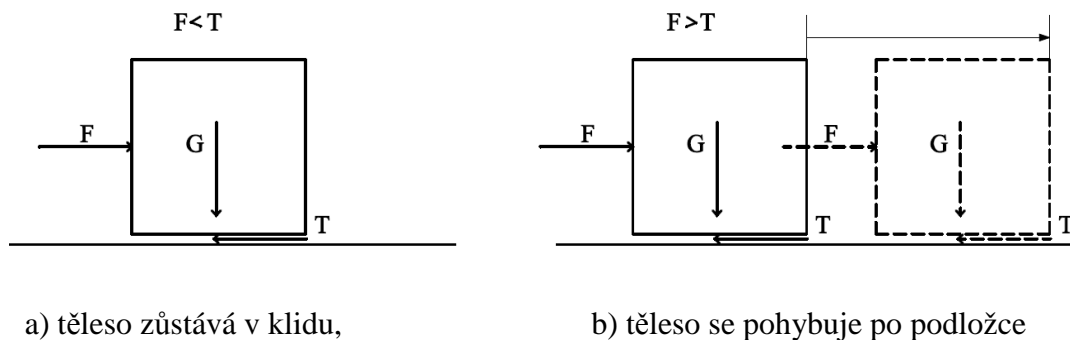
Na jednoduchém příkladě můžeme demonstrovat jak se způsob modelování tření může projevit na výsledcích.

Předpokládejme tuhý blok ve tvaru krychle o hraně velikosti 1 m. Dále je dána objemová tíha materiálu $\gamma = 25 \text{ kN/m}^3$. Tření mezi podložkou a tuhým blokem je charakterizováno koeficientem tření $f_c = 0,7$. Můžeme vyjádřit velikost tření $T = V \cdot \gamma \cdot f_c = 1,0 \cdot 25 \cdot 0,7 = 17,5 \text{ kN}$.

Nejdříve předpokládejme, že tření bude charakterizováno níže uvedeným diagramem „tuhého tření“, obrázek 11.11. Při jeho interpretaci jednoznačně vidíme, že pro všechny případy, pro které platí $F < T$, zůstává těleso v klidu. Pro případy $F > T$ se těleso pohybuje po podložce, obrázek 11.12.



Obr. 11.11 Tuhé tření



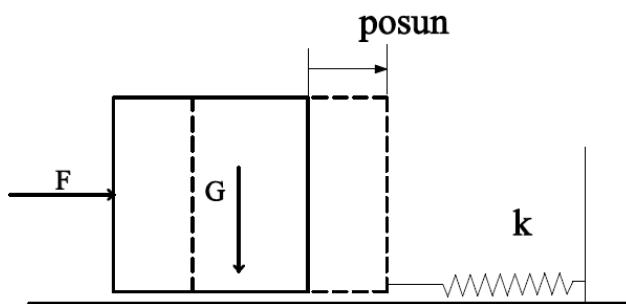
Obr. 11.12 Výsledek působení síly

Akci vozidla jsme nahradili statickou silou, která je v programech pro výpočet obvykle definována působišťem (svázaným s bodem zatěžované konstrukce), směrem a velikostí. V případě kdy $F > T$ se těleso pohybuje bez zastavení po podložce. Matice tuhosti vykazuje singularitu. Program není schopen poskytnout výsledky. Přestože model podepření (tření) je formálně správný, při zvoleném nahrazení energie nárazu náhradní silou nevede k očekávaným výsledkům.

Při tvorbě modelu je nutné vycházet z fyzikální podstaty děje, který chceme modelovat a řešit. V případě deformované konstrukce jsme hledali statickou sílu takové velikosti, jejíž deformační účinky byly srovnatelné s účinky energie nárazu vozidla. Kinetická energie vozidla v okamžiku nárazu byla stejná jako práce síly na průhybu konstrukce.

V úvaze o odsouvání překážky musíme postupovat odlišně. Jestliže pro jednoduchost uvažujeme, že těleso nemá žádné jiné vazby než tření o podložku, bude potom energie nutná k jeho posunutí o jednotku délky rovna velikosti odporu třecí síly T . Tření mezi tělesem a podložkou musíme modelovat tak, aby byla splněna energetická bilance. Nabízí se jednoduchý model, kdy zatížení tělesa na podložce je reprezentováno energií nárazu a odpor tření je modelován třením spotřebovanou energií. Jakmile se vyrovná velikost energie nárazu s množstvím energie spotřebované třením, pohyb tělesa se zastaví. Postupujeme analogicky jako při zatížení pružiny statickou silou. V závislosti na tuhosti pružiny můžeme zjistit její stlačení. Aplikujeme energii na tuhé těleso na podložce a zjistíme (stlačení „energetické pružiny“) velikost posunu, kterému brání tření.

To v našem případě představuje lineární závislost spotřeby energie na délce posunutí. Účinky tření nahradíme „pružinou“ (soustavou pružin) o „tuhosti“ odpovídající hodnotě energie spotřebované třením. Statické schéma je vyobrazeno na obrázku 11.13.

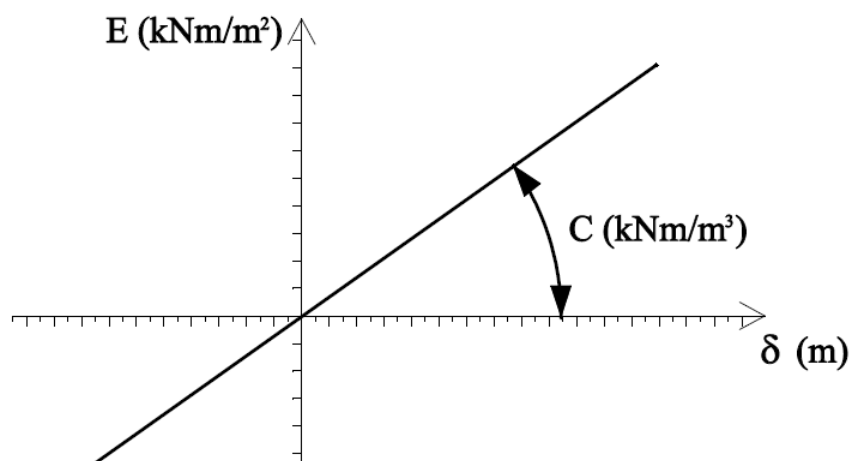


Obr. 11.13 Modelování tření pomocí „pružné vazby“

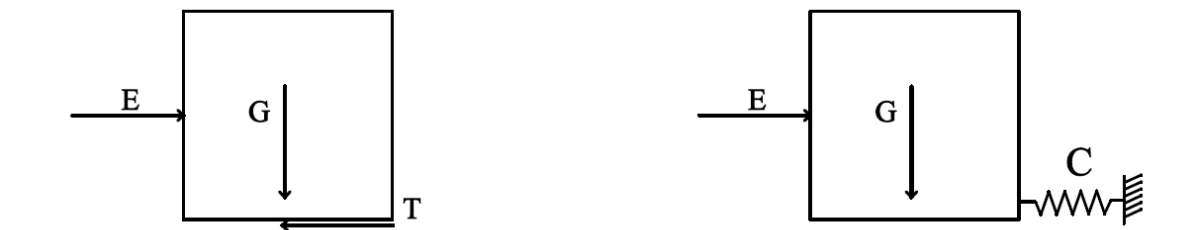
Elementární příklad:

Představme si tuhý objekt zatížený silou $F = 12,5$ kN, podepřený pružinou o tuhosti $k = 17,5$ kN/m. Kromě pružiny mu nic nebrání v pohybu. Aplikací zatížení došlo ke stlačení pružiny dokud její odpor nebyl v rovnováze s působící silou (12,5 kN). Stlačení pružiny je přímo úměrné její tuhosti. Objekt se posunul o 0,714 m.

Analogicky provedeme stejnou úlohu jen s tím rozdílem, že místo zatížení F budeme na objekt působit energií $E = 12,5$ kNm. Na místě podepření pružinou tuhosti k bude „energetická pružina“ se schopností vstřebávat energii 17,5 kNm/m. Jakmile se vnesená energie pohltí do „pružiny“ pohyb tělesa se zastaví. Těleso se opět posune o 0,714 m v souladu s parametrem vstřebávání energie. Závislost energie spotřebované sunutím svodidla na velikosti posunutí je vyobrazena na obrázku 11.14.



Obr. 11.14 Závislost mezi posunutím a spotřebou energie



Obr: 11.15 Nahrazení účinků tření „pružnou“ vazbou

„Tuhost pružného podepření“ stanovíme s využitím zcela jednoduché úvahy. K přemístění tělesa po podložce o vzdálenost jednoho metru musíme vynaložit práci, která je rovna síle potřebné k překonání tření násobené dráhou na které síla působí. To popisuje elementární vztah:

$$W = T \cdot x,$$

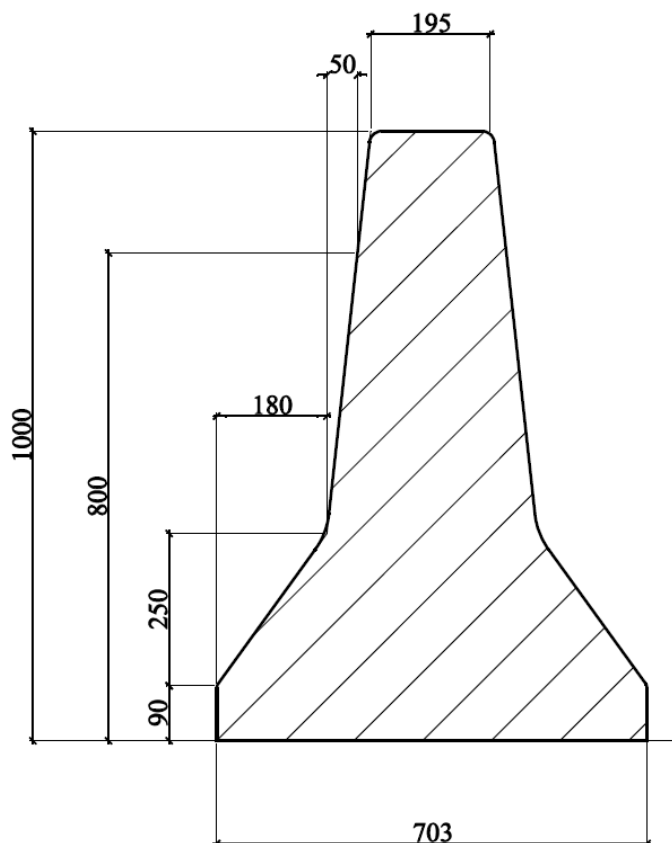
kde T je třecí síla;

x dráha na které síla působí (přemístění tělesa).

Požadujeme, aby bylo zapotřebí stejné práce i k odpovídající deformaci „pružiny“, obrázek 11.15. Je samozřejmé, že musíme brát v úvahu množství aplikovaných „pružin“ vzhledem k délce či ploše objektu a jejich „tuhost“ stanovit v souladu s konkrétním případem.

Příklad modelu tření se skutečným svodidlem – výpočet provedený programem RFEM

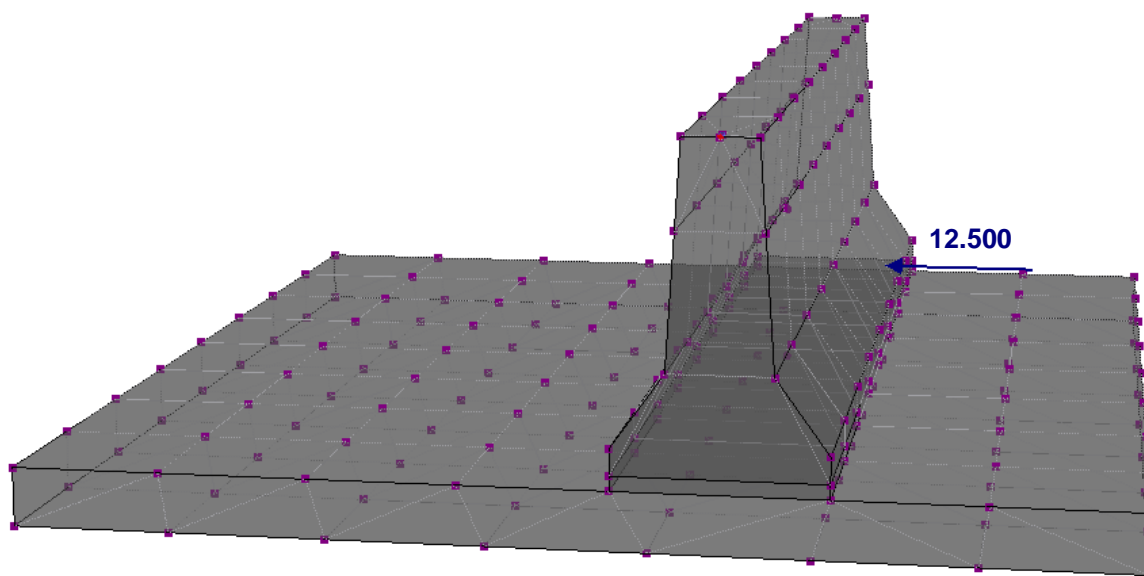
V příkladu jsou pro modelování tření využity prostředky, který RFEM přímo nabízí. Program umožňuje definovat různé typy kontaktů mezi dvěma plochami. Výhodou je, že se případ „pružného tření“ zadává pomocí jediného parametru - tuhosti C , která se vztahuje k jednotce styčné plochy. Parametr C představuje sílu, která je nutná k posunutí plochy 1m^2 o 1m .



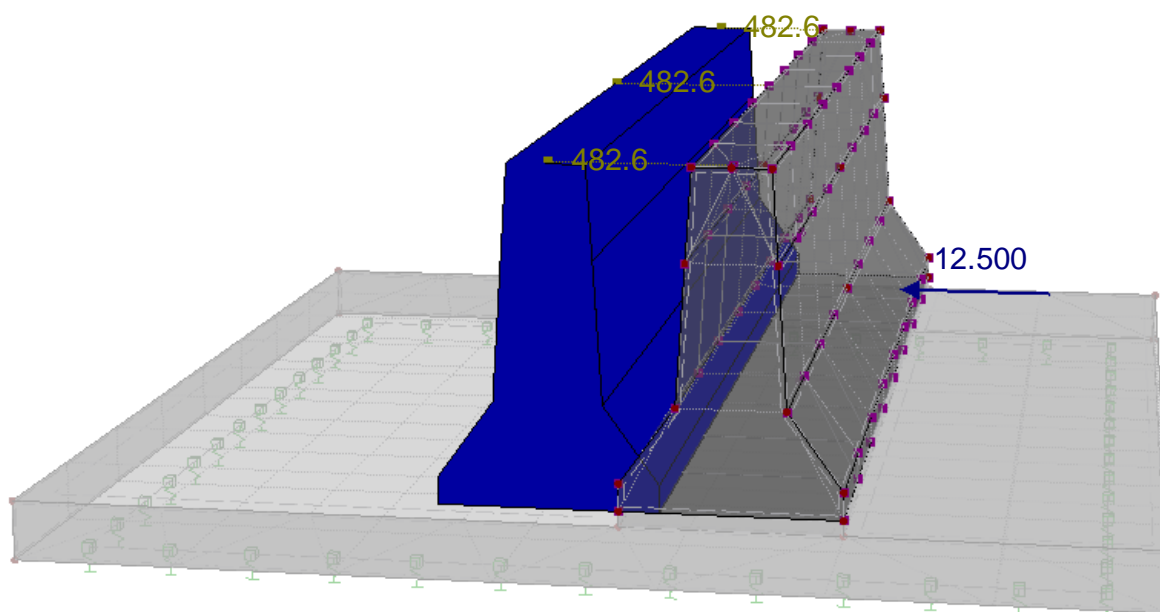
Obr. 11.16 Řez betonovým svodidlem

Průřezová plocha svodidlového dílce na obr. 11.16 je $A_s = 0,37 \text{ m}^2$, při objemové tíze betonu $\gamma = 25 \text{ kN/m}^3$ je tíha 1 m dílce $G = 9,25 \text{ kN}$. Předpokládá hodnotu součinitele tření je $f_c = 0,7$. Z toho vypočtená velikost posouvající síly připadající na jednotku délky dílce $T = 6,475 \text{ kN/m}$. Tuhost C je vztažená na jednotku plochy, hodnotu musíme podělit šířkou svodidla (0,703 m). Parametr tuhosti zadaný ve výpočtu $C = 9,12 \text{ kNm/m}^3$ (to znamená, že k posunutí 1 m^2 styčné plochy o 1 m je zapotřebí energie 9,12 kNm).

Výpočet řeší jeden dílec svodidla o délce 4 m a o výše uvedeném průřezu. Zatížení energií nárazu ve vodorovném směru o velikosti $E = 12,5 \text{ kNm}$ působí v těžišti dílce, kolmo na jeho podélnou osu. Dílec je uložen na vodorovné ploše, nemá žádné vazby kromě tření výše uvedených parametrů. Důsledek nárazu je zřejmý z obrázků 11.17 a 11.18.



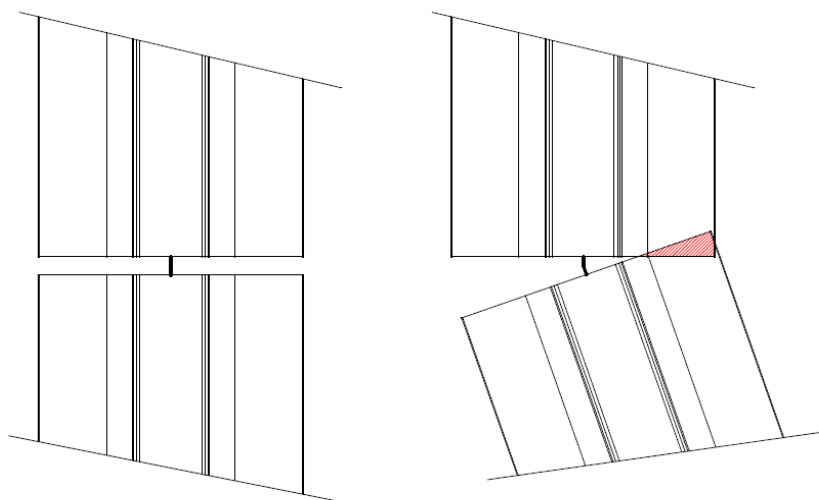
Obr. 11.17 Betonový dílec se zatížením energií nárazu v okamžiku nárazu



Obr. 11.18 Odsunutí dílce po nárazu, při energii nárazu 12,5 kNm je 482,6 mm.

11.3.4 ZABEZPEČENÍ VZÁJEMNÉHO POSTAVENÍ DÍLCŮ (KONTAKT)

Bariéru složenou z betonových dílců modelujeme pomocí 3D objektů, kde respektujeme jejich geometrii. Propojení mezi jednotlivými díly většinou zajišťuje kovový prvek. Ten lze modelovat vertikálním liniovým kloubem, který umožňuje vzájemné pootočení svodidel kolem vertikální osy v místě jejich styku. Úhel, který svírají osy svodidel po odsunutí způsobeném atakem vozidla může nabývat hodnot, kdy dojde ke kontaktu mezi čely sousedních prvků (obr. 11.19).

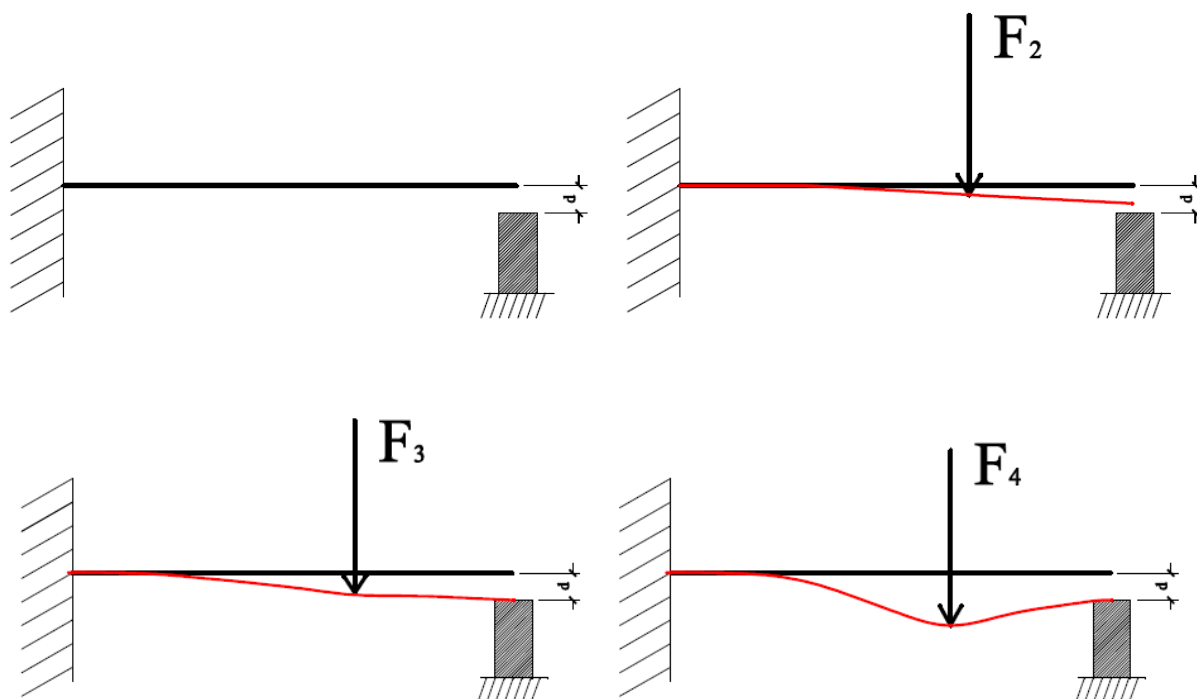


Obr. 11.19 a) postavení bloků před zatížením, b) průnik jejich částí po natočení

Pro tyto případy musíme zajistit, aby model konstrukce respektoval skutečnost, že mezi jednotlivými prvky nemůže dojít k průniku.

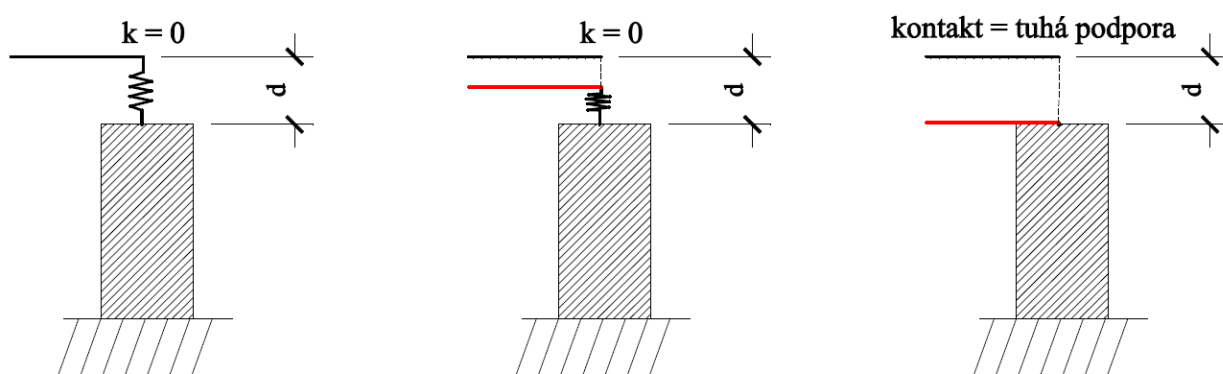
Kontaktní úloha – změna podmínek podepření nebo vzájemných vazeb mezi prvky

Význam kontaktní úlohy je zřejmý z elementárního příkladu, který je uveden na obrázku 11.20. Kontinuálně zvyšujeme zatížení na konzolovém nosníku, jehož volný konec je umístěn ve vzdálenosti d nad druhou podporou. S nárůstem zatížení bude narůstat i deformace nosníku a jeho volný konec se bude přibližovat ke druhé podpoře. V okamžiku, kdy se podpory dotkne, se mění schéma podepření nosníku. Volnému konci konzoly brání v dalším poklesu druhá podpora.

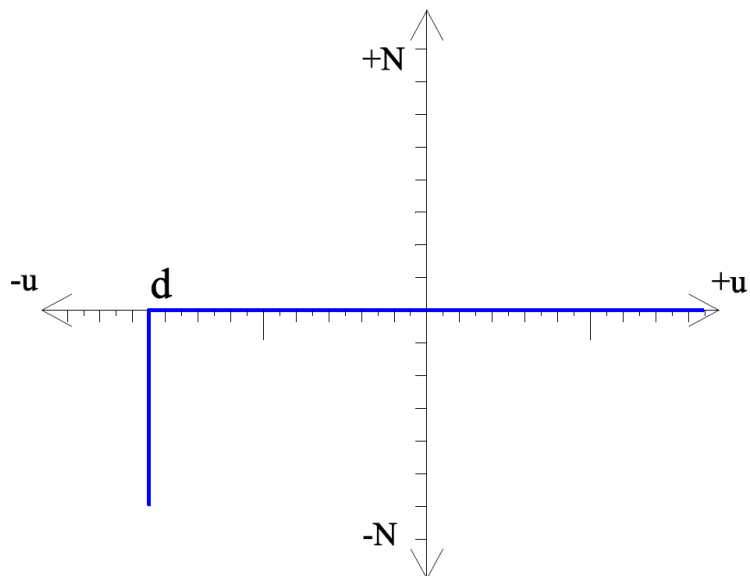


Obr. 11.20 Kontakt – změna podepření nosníku

Uvedený příklad můžeme modelovat například pomocí „pružiny“ s nelineárním chováním. Při stlačení do hodnoty odpovídající vzdálenosti d neklade žádný odpor, po dosažení uvedené hodnoty se již dále nedeformuje a chová se jako tuhá podpora. Situace je znázorněna na obrázku 11.21, pracovní diagram pružiny na obrázku 11.22.



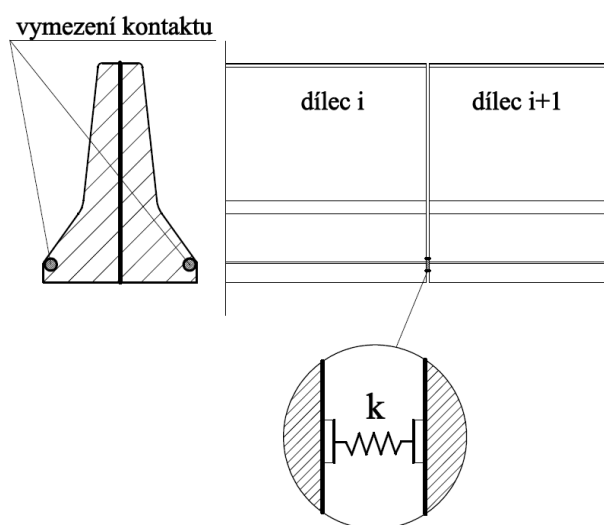
Obr. 11.21 Model kontaktu pomocí „nelineární pružiny“



Obr. 11.22 Pracovní diagram „nelineární pružiny“

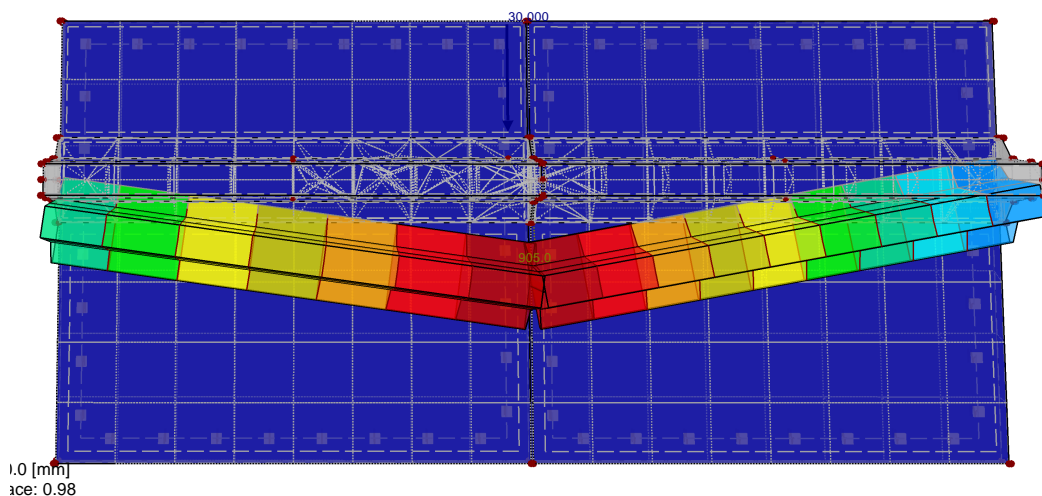
Příklad modelování kontaktu pružinou s nelineární charakteristikou s reálnými parametry je uveden v příloze C.2.

Nelineární pružinu výše popsaných charakteristik použijeme k zajištění vzájemného nepronikání jednotlivých dílců, které tvoří zádržný systém v celé jeho délce. Mezi krajní uzly sousedních dílců ohrožených kontaktem umístíme „pružinu“ s definovaným prokluzem a omezeným rozsahem deformace, obrázek 11.23.

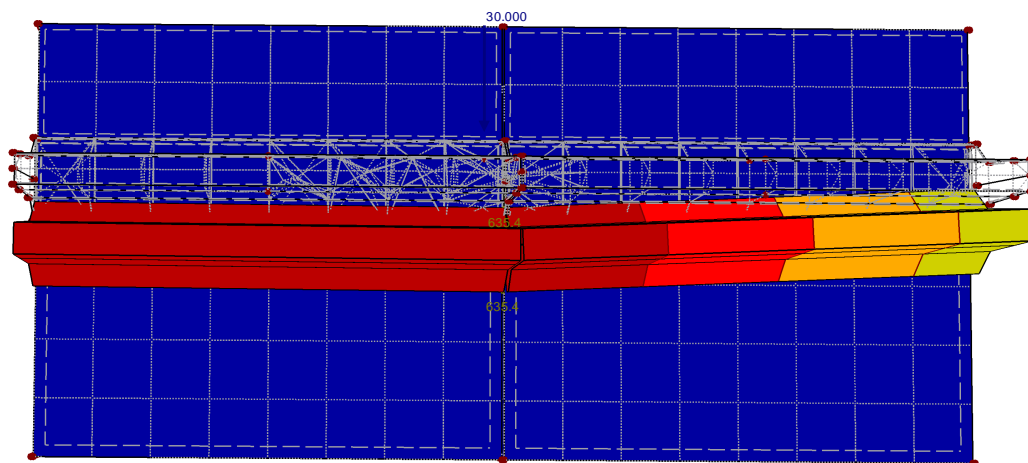


Obr. 11.23 Vymezení kontaktu mezi dílci svodidla

Jak se změna modelu projeví ve vzájemném postavení prvků při odsouvání bariéry je zřejmé ze srovnání na obrázku 11.24. Zatížení je v obou případech totožné ve všech parametrech.



a) vzájemná poloha prvků bez zajištění proti vzájemnému průniku



b) vzájemná poloha prvků se zajištěním proti průniku „pružinou“ s nelineární charakteristikou

Obr. 11.24 Srovnání polohy prvků při modelování kontaktu

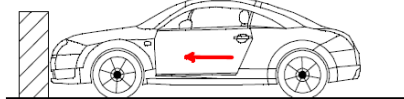
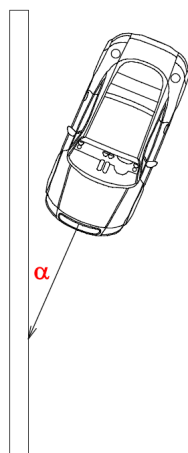
11.3.5 ŘEŠENÉ PŘÍKLADY

Uvedené příklady řeší nárazy vozidel do betonového svodidla volně uloženého na podkladu. Parametry nárazu odpovídají požadavkům nárazových zkoušek TB 11, TB 32 a TB 42.

PŘÍKLAD A.B.1 - TB11

Posouzení účinků nárazu vozidla odpovídajícímu testu č. TB 11

Parametry vozidla



převod	
km/h	m/s
100	27,78

hmotnost vozidla
rychlost vozidla
úhel
nárazu

$\sin \alpha = 0,3420199$
 $\cos \alpha = 0,9396927$

900 kg
27,78 m/s
20 stupňů

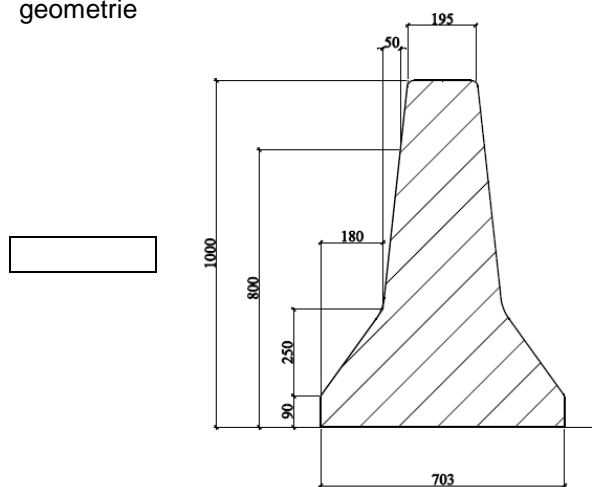
$\alpha = 0,3490656$ rad
 $v_{\perp} = 9,501312$ m/s
 $v_{\parallel} = 26,104664$ m/s

kinetická energie vozidla kolmo k překážce

$E_k = 40,6$ kNm

Parametry svodidla

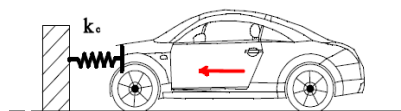
geometrie



podepření

betonové bloky jsou volně uloženy
koeficient tření $f_c = 0,7$

vzájemné spojení bloků je realizováno ocelovým páskem tl 15 mm umístěným v ose souměrnosti čel.
mezera mezi čely svodidel je 20 mm



tuhost deformační zóny vozidla

$k_c = 1778$ kN/m

délka deformační zóny vozidla

400 mm

Odsunutí svodidla pro danou E_k

$\delta_{b^*} = 487,60$ mm

síla odpovídající energii $F = E_k/w$

$F = 83,31$ kN

deformace vozidla $\delta_c = F/k_c$

$\delta_c = 46,86$ mm

Energie absorbovaná vozidlem $E_c = F \cdot \delta_c / 2$

$E_c = 1,95$ kNm

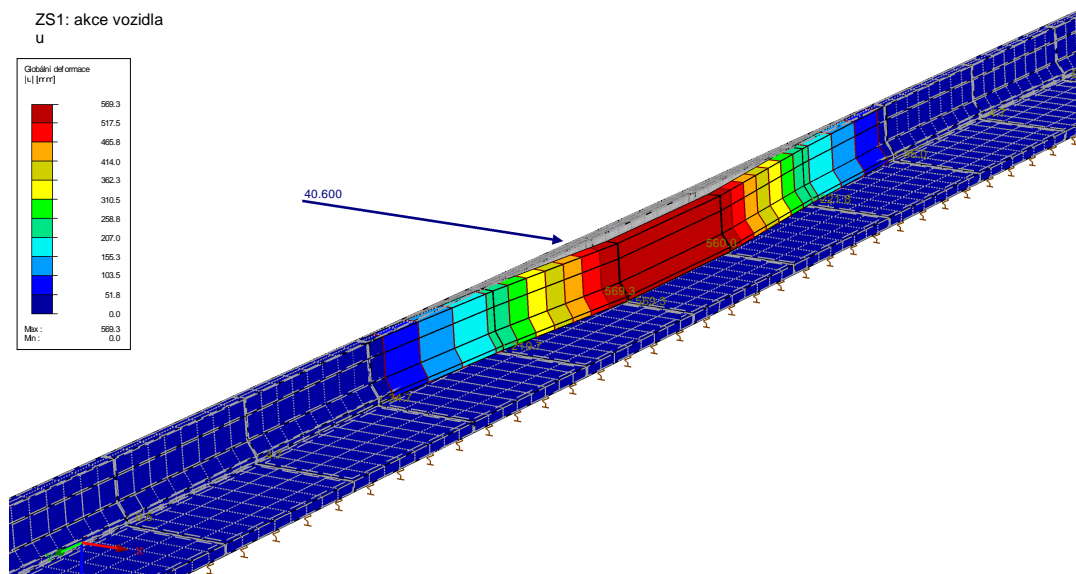
Energie absorbovaná svodidlem $E_b = F \cdot \delta_b$

$E_b = 38,67$ kNm

Odsunutí svodidla po korekci $\delta_b = F/k_c$

$\delta_b = 464,17$ mm

max



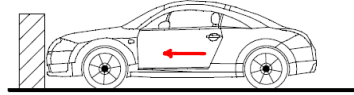
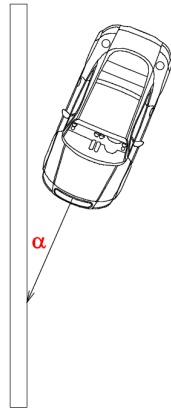
Vyhodnocení výsledků

deformace vozidla	$\delta_c =$	46,86 mm
deformace svodidla	$\delta_b =$	464,17 mm
celková deformace	$w_i =$	511,03 mm
Střední hodnota nárazové síly $F_s = E_d/w$		$F_s =$ 79,49 kN
zpomalení vozidla	$a = F_s/m$	$a =$ 88,3 m/s ²
doba zastavení	$t = (2s/a)^{1/2}$	$t =$ 0,108 s

PŘÍKLAD A.B.1 - TB32

Posouzení účinků nárazu vozidla odpovídajícímu testu č. TB 32

Parametry vozidla



převod	
km/h	m/s
110	30,56

hmotnost vozidla
rychlost vozidla
úhel
nárazu

1500 kg
30,56 m/s
20 stupňů

$\sin \alpha = 0,3420199$
 $\cos \alpha = 0,9396927$

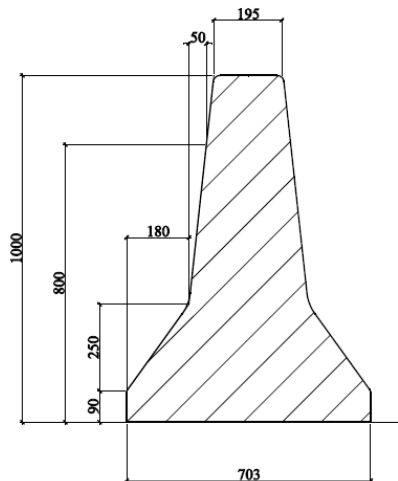
$\alpha = 0,3490656$ rad
 $v_{\perp} = 10,45213$ m/s
 $v_{\parallel} = 28,71701$ m/s

kinetická energie vozidla kolmo k překážce

$E_k = 81,9$ kNm

Parametry svodidla

geometrie



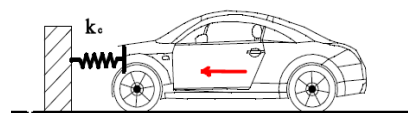
podpěření

betonové bloky jsou volně uloženy

koeficient tření $f_c = 0,7$

vzájemné spojení bloků je realizováno ocelovým páskem tl 15 mm umístěným v ose souměrnosti čel.

mezera mezi čely svodidel je 20 mm



tuhost deformační zóny vozidla

$k_c = 2342$ kN/m

délka deformační zóny vozidla

450 mm

Odsunutí svodidla pro danou E_k

$\delta_{b^*} = 838,70$ mm

síla odpovídající energii

$F = E_k/w$

$F = 97,69$ kN

deformace vozidla

$\delta_c = F/k_c$

$\delta_c = 41,71$ mm

Energie absorbovaná vozidlem

$E_c = F \cdot \delta_c / 2$

$E_c = 2,04$ kNm

Energie absorbovaná svodidlem

$E_b = F \cdot \delta_b$

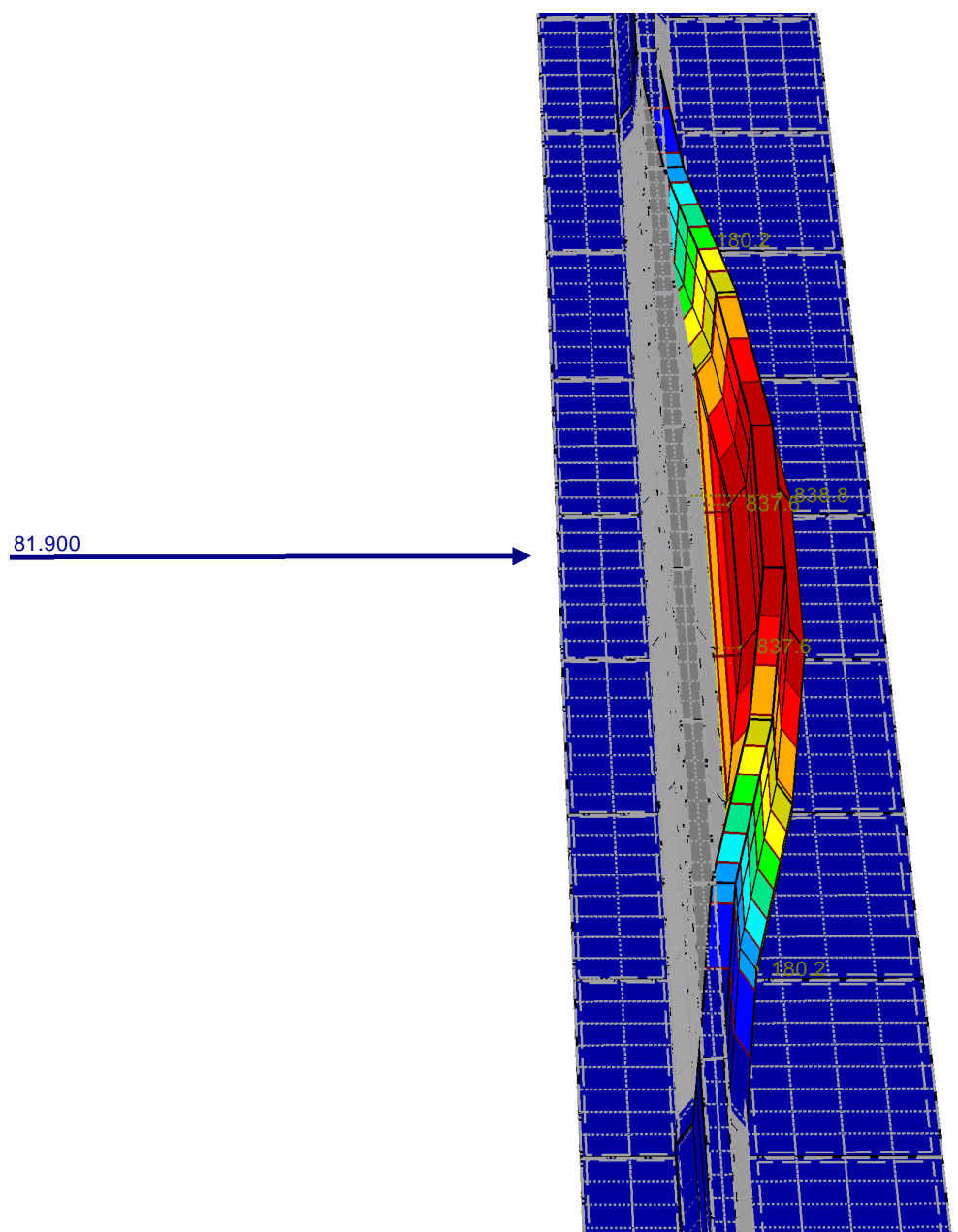
$E_b = 79,90$ kNm

Odsunutí svodidla po korekci

$\delta_b = F/k_c$

$\delta_b = 817,84$ mm

max



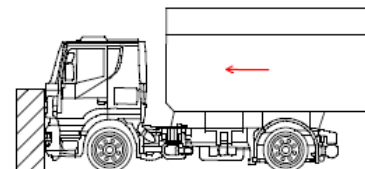
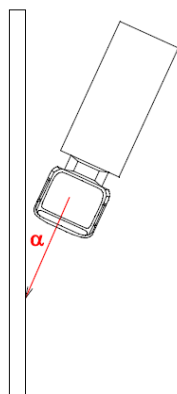
Vyhodnocení výsledků

deformace vozidla		$\delta_c =$	41,71 mm
deformace svodidla		$\delta_b =$	817,84 mm
celková deformace		$w_i =$	859,56 mm
Střední hodnota nárazové síly $F_s = E_d/w$		$F_s =$	95,32 kN
zpomalení vozidla	$a = F_d/m$	$a =$	63,5 m/s ²
doba zastavení	$t = (2s/a)^{1/2}$	$t =$	0,164 s

PŘÍKLAD A.B.1 - TB42

Posouzení účinků nárazu vozidla odpovídajícímu testu č. TB 42

Parametry vozidla



převod	
km/h	m/s
70	19,44

hmotnost vozidla **10000** kg
 rychlost vozidla **19,44** m/s
 úhel nárazu **15** stupňů

$\sin \alpha = 0,2588188$
 $\cos \alpha = 0,9659259$

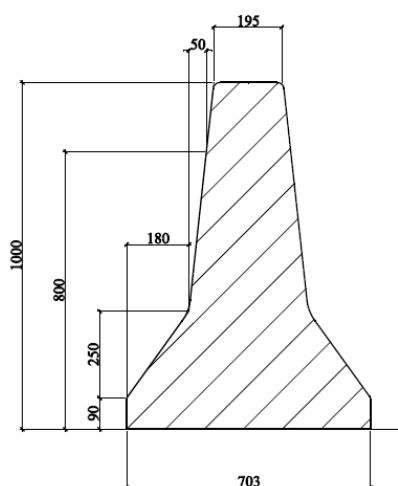
$\alpha = 0,2617992$ rad
 $v_{\perp} = 5,031438$ m/s
 $v_{\parallel} = 18,777599$ m/s

kinetická energie vozidla kolmo k překážce

$E_k = 126,6$ kNm

Parametry svodidla

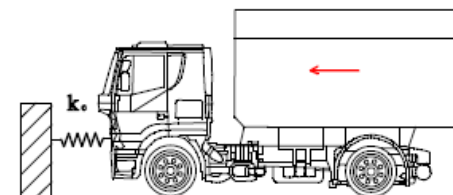
geometrie



podepření

betonové bloky jsou volně uloženy
 koeficient tření $f_c = 0,7$

vzájemné spojení bloků je realizováno ocelovým páskem tl 15 mm umístěným v ose souměrnosti čel.
 mezera mezi čelvy svodidel je 20 mm



tuhost deformační zóny vozidla

$k_c = 19800$ kN/m

délka deformační zóny vozidla

400 mm

Odsunutí svodidla pro danou E_k

$\delta_{b^*} = 1114,50$ mm

síla odpovídající energii

$F = E_k/w$

$F = 113,57$ kN

deformace vozidla

$\delta_c = F/k_c$

$\delta_c = 5,74$ mm

max

Energie absorbovaná vozidlem

$E_c = F \cdot \delta_c / 2$

$E_c = 0,33$ kNm

Energie absorbovaná svodidlem

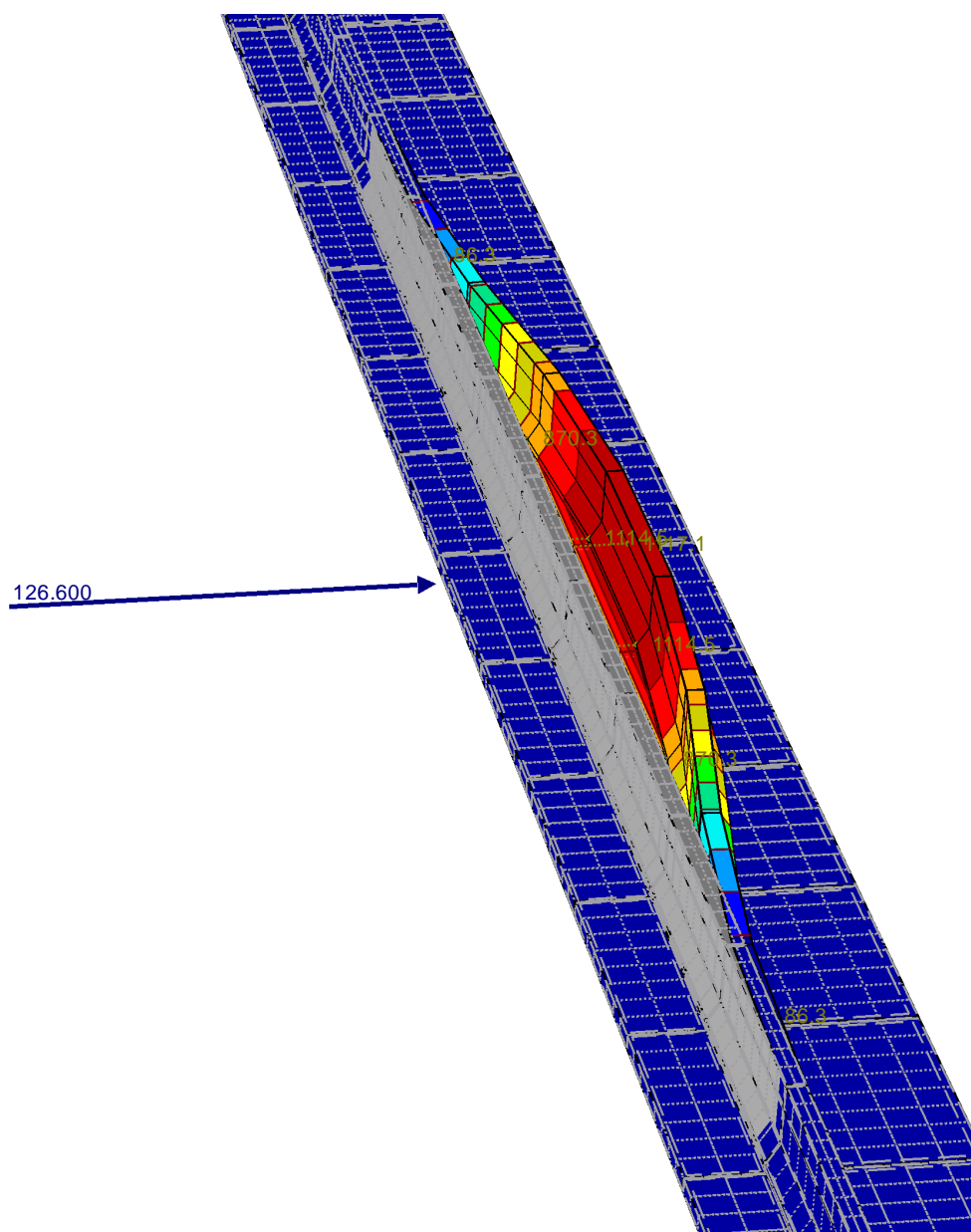
$E_b = F \cdot \delta_{b^*}$

$E_b = 126,25$ kNm

Odsunutí svodidla po korekci

$\delta_b = F/k_c$

$\delta_b = 1111,63$ mm



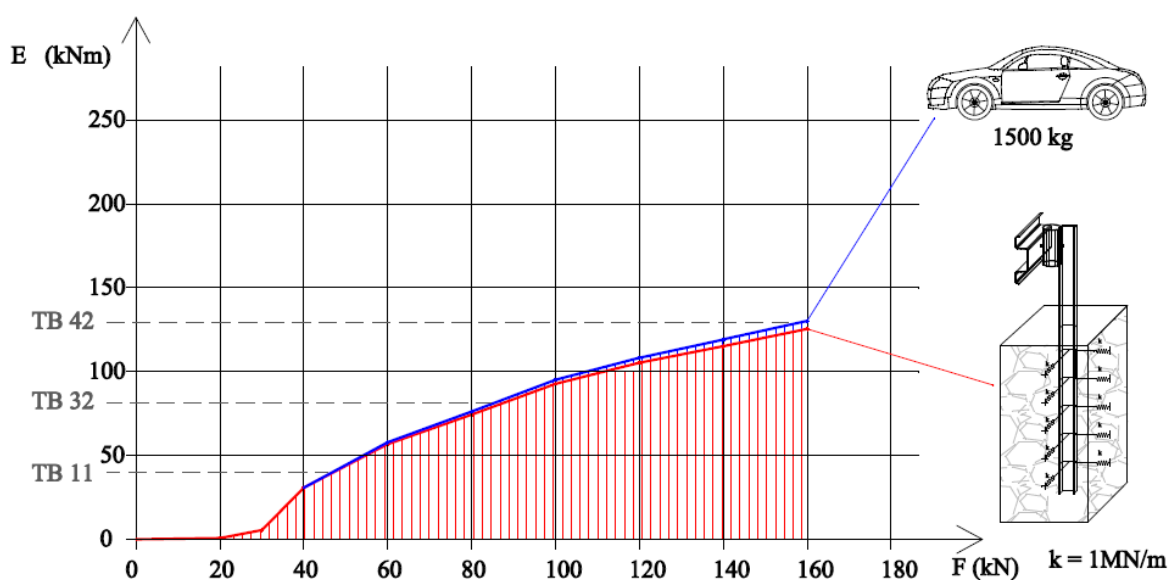
Vyhodnocení výsledků

deformace vozidla		$\delta_c =$	5,74 mm
deformace svodidla		$\delta_b =$	1111,63 mm
celková deformace		$w_i =$	1117,37 mm
Střední hodnota nárazové síly $F_s = E_d/w$		$F_s =$	113,28 kN
zpomalení vozidla $a = F_s/m$		$a =$	11,3 m/s ²
doba zastavení $t = (2s/a)^{1/2}$		$t =$	0,444 s

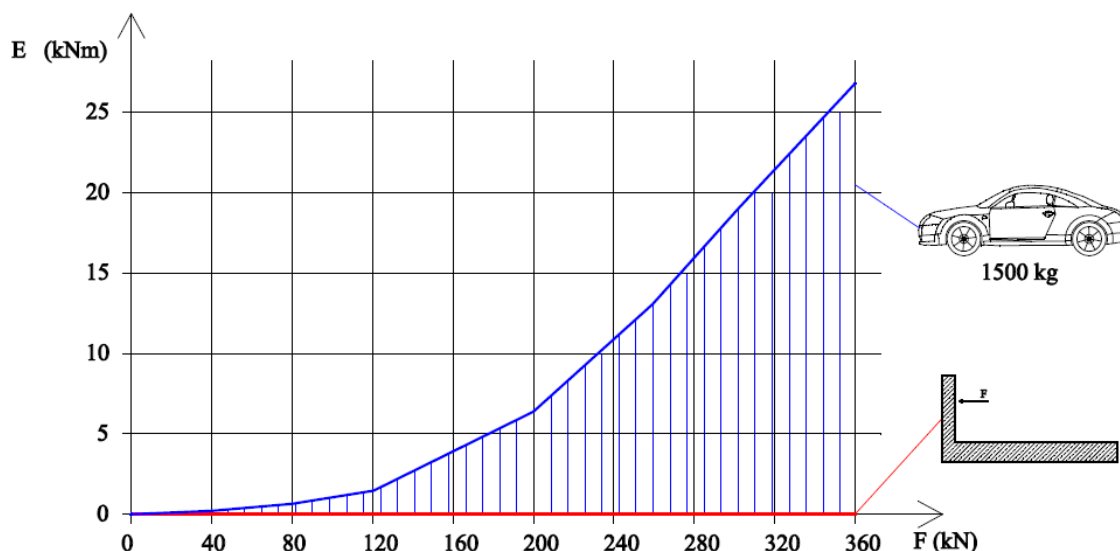
12. ZHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ ŘEŠENÝCH PŘÍKLADŮ, ZOBECNĚNÍ, ZÁVĚRY

12.1 DEFORMAČNÍ ZÓNA VOZIDLA A JEJÍ TUHOST

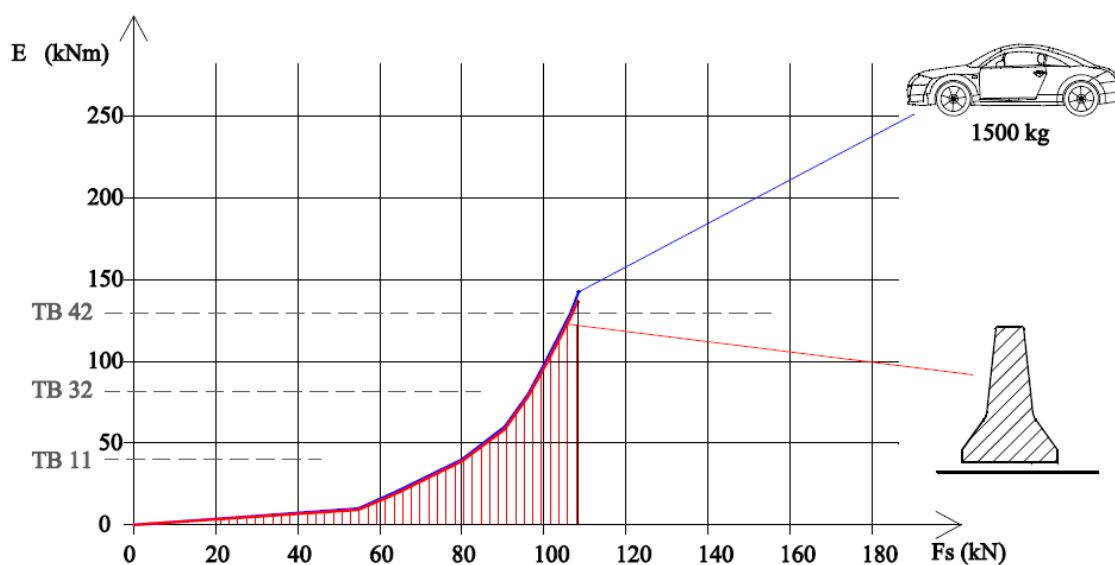
Význam přesného zjištění parametrů deformační zóny vozidla narůstá s tuhostí bariéry, do které vozidlo naráží. Při řešení poddajných bariér je podíl energie absorbované deformací vozidla tak malý, že jeho případné zanedbání kvalitu výsledků téměř neovlivní. U tuhých konstrukcí představuje významný parametr, který může být zdrojem chyb v řádu stovek procent. To demonstrují grafy na obrázcích 12.1, 12.2 a 12.3. Pořadnice absorbované energie náležející svodidlu jsou červené, náležející vozidlu modré.



Obr. 12.1 Závislost mezi náhradní silou a absorbovanou energií – svodnicové svodidlo

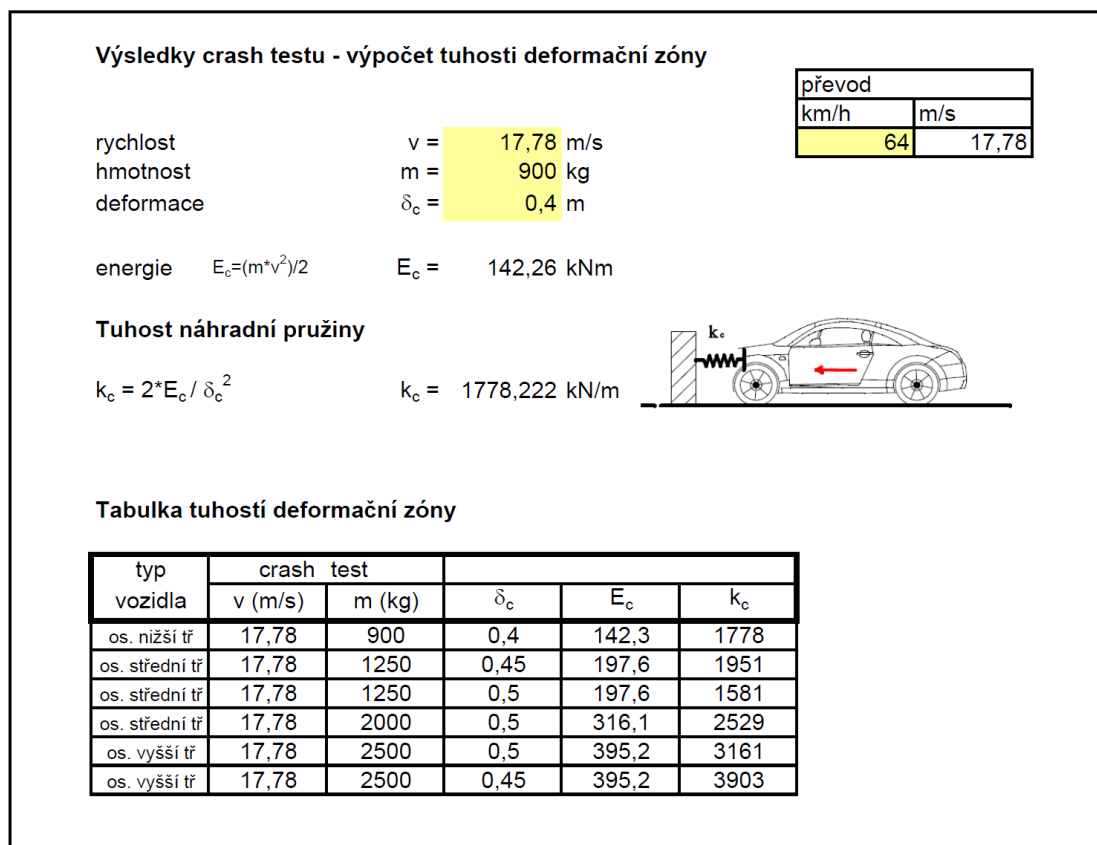


Obr. 12.2 Závislost mezi náhradní silou a absorbovanou energií – betonová stěna



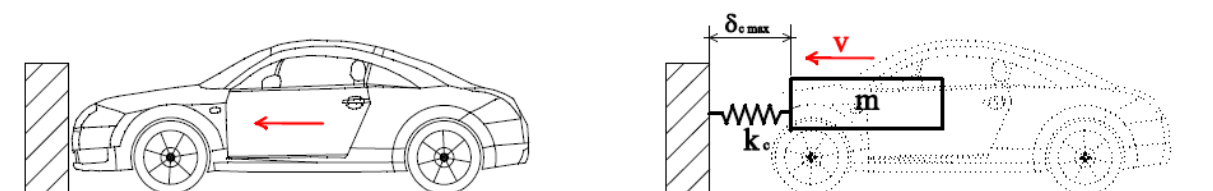
Obr. 12.3 Závislost mezi střední hodnotou náhradní síly a absorbovanou energií – betonové svodidlo volně uložené na podložce

Je tedy vhodné, v případě tuhých bariér dokonce nutné, do výpočtu zavádět reálné hodnoty tuhosti deformační zóny vozidel. Nejsou-li k dispozici přesnější údaje, provedeme alespoň odborný odhad na základě dostupných výsledků crash testu. Můžeme vytvořit otevřenou databázi tuhostí deformační zóny vozidel, kterou je možné na základě nových informací zpřesňovat a doplňovat. Příklad tvorby je uveden na obrázku 12.4.

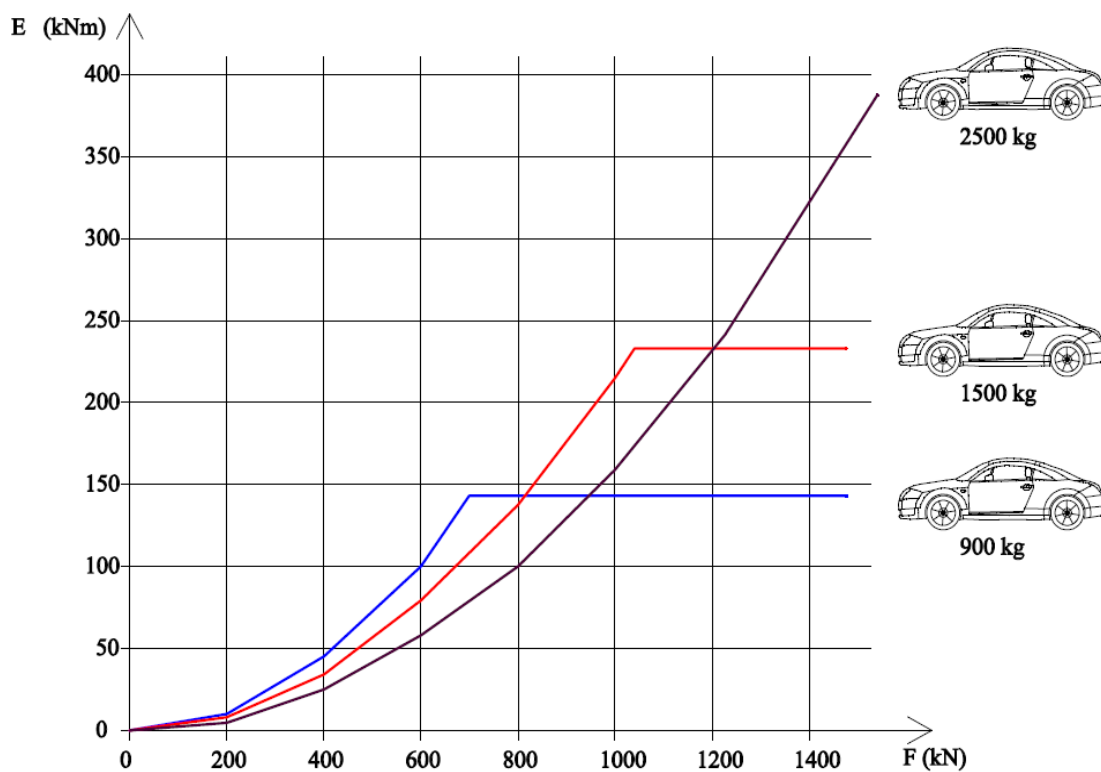


Obr. 12.4 Stanovení parametrů deformační zóny vozidel

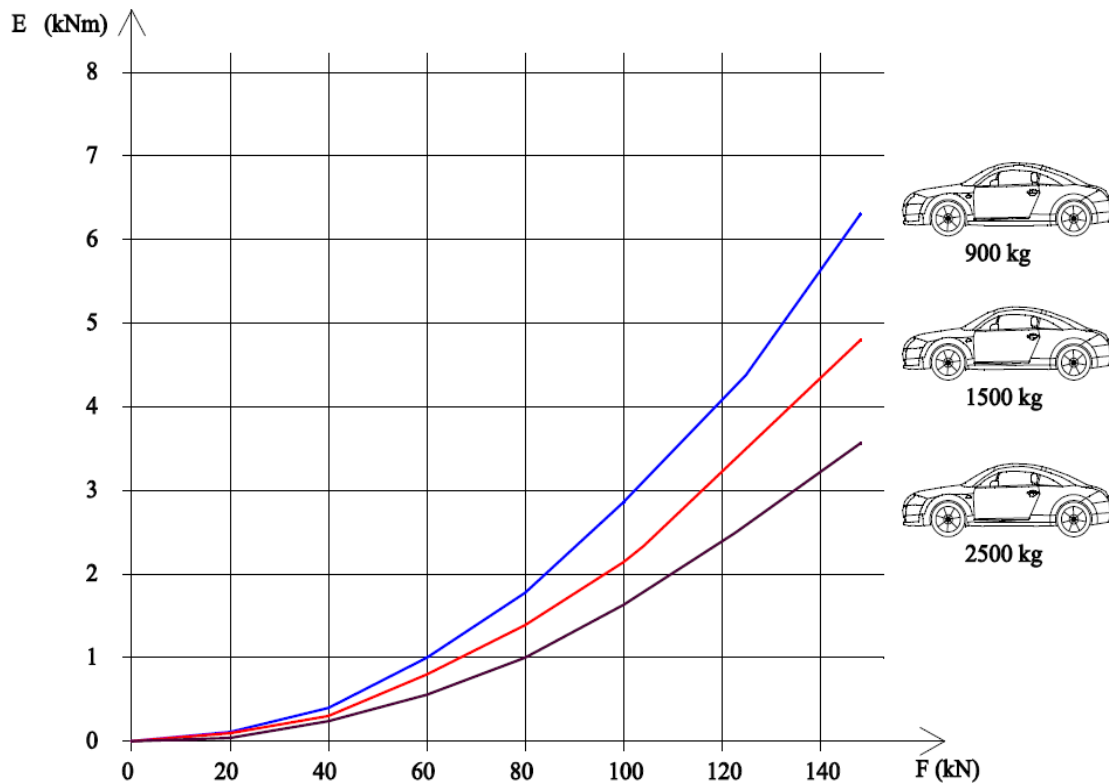
Deformační zóna vozidla, tj. přední část vozu, je jediná část, u které ve výpočtu předpokládáme podíl na absorbování energie nárazu. Konstrukce vozu je navržena tak, aby byla chráněna posádka v kabině. Pohybující se hmota vozu tlačí deformační zónu na překážku. Po dosažení mezní deformace přední části vozidla $\delta_{c \max}$ vozidlo již další energii neabsorbuje. Schéma modelu deformační zóny vozidla je na obrázku 12.5. Závislost energie absorbované vozidlem na velikosti náhradní síly je pro vozidla o hmotnosti 900 kg, 1500kg a 2500 kg uvedena na obrázcích 12.6 a 12.7



Obr. 12.5 Model deformační zóny vozidla



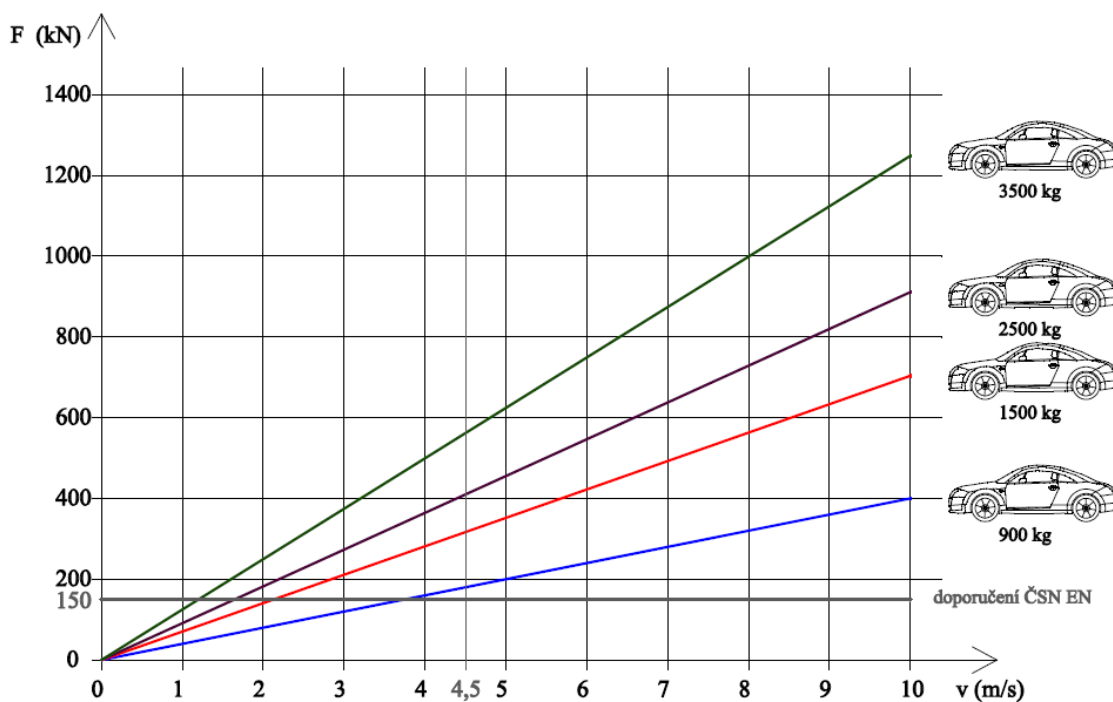
Obr. 12.6 Energie absorbovaná vozidlem v závislosti na náhradní síle



Obr. 12.7 Energie absorbovaná vozidlem v závislosti na náhradní síle

12.1.1 VLIV TUHOS TI DEFORMAČNÍ ZÓNY VOZIDLA NA VELIKOST NÁHRADNÍ SÍLY U TUHÝCH SVODIDEL

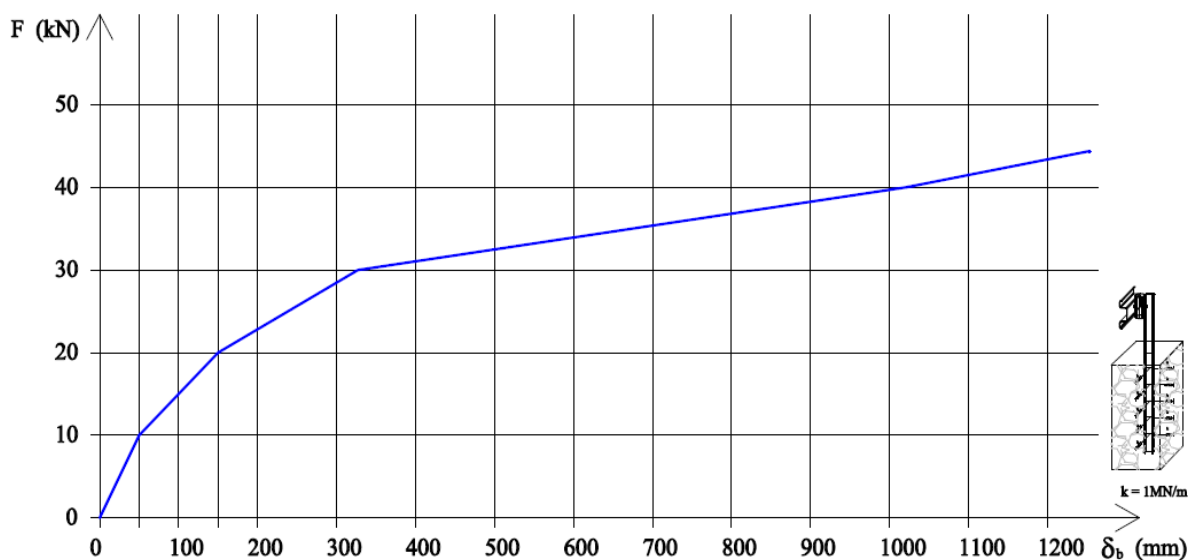
Velikost náhradní síly F závisí na energii nárazu a velikosti deformace svodidla a vozidla. S narůstající tuhostí vozidla nebo svodidla nutně narůstá i velikost náhradní síly. ČSN EN 1991-1-1 v případě tuhých svodidel doporučuje charakteristickou hodnotu síly F odpovídajícím vozidlům do hmotnosti 2500 kg uvažovat hodnotou 150 kN [9]. Jak je zřejmé z grafu na obrázku 12.8, je doporučení normy ve značném rozporu s možnou realitou. Velikost náhradní síly je podhodnocena i pro normou doporučenou hodnotu rychlosti ($v = 4,5$ m/s). Navíc na některých parkovištích je dovolená rychlost 20 km/hod (5,55 m/s). Jestliže uvážíme zrychlení neovládaného vozidla na nájezdové rampě, může být rychlost vozidla na patě rampy vyšší než 10 m/s. Odpovídající hodnota náhradní síly může nabývat podstatně vyšších hodnot. Viz příklad řešený v příloze C1.



Obr. 12.8 Závislost náhradní síly na rychlosti a typu vozidla

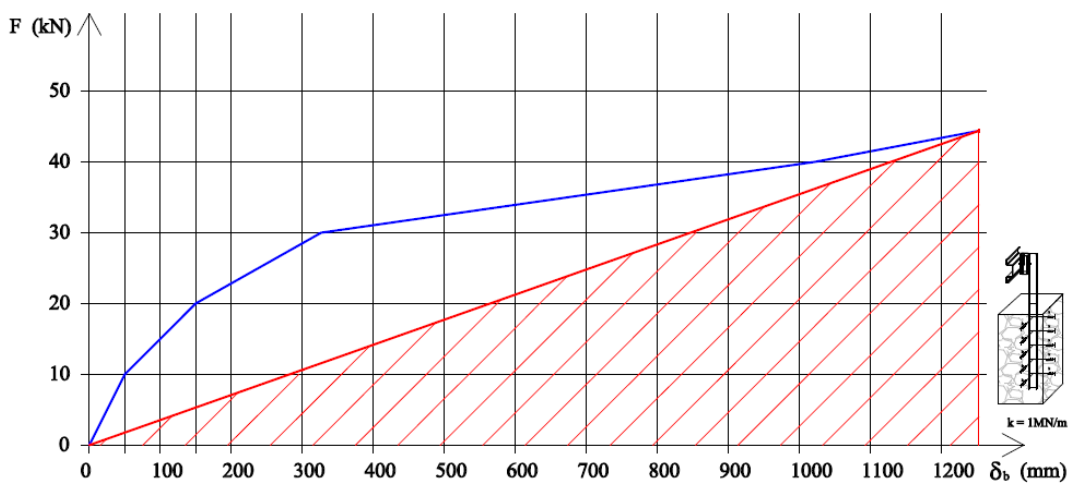
12.2 ZPŮSOB VÝPOČTU ABSORBOVANÉ ENERGIE

Čím větší je nelinearita vztahu mezi zatížením a deformací svodidla, tím vyšší je nutnost řešit úlohu postupně po zatěžovacích krocích. Následující obrázky 12.9 až 12.12 ukazují srovnání „kvality“ výpočtu energie absorbované v deformaci soustavy v závislosti na počtu zatěžovacích kroků. Už rozložení výpočtu do dvou zatěžovacích kroků (obr.12.11) poskytuje mnohem výstižnější a použitelnější výsledky, než výpočet v jednom kroku. Výpočet pomocí čtyř a více zatěžovacích kroků poskytuje výsledky se zanedbatelnou chybou. Pro srovnání je ještě uveden obrázek 12.13 se stanovením množství absorbované energie s využitím vztahu uvedeného v ČSN EN 1991-1-1, příloha B (svodidla a zábradlí v garážích) [9]. Červeně vyšrafovaná plocha v grafu představuje množství absorbované energie zjištěné v jednotlivých výpočtech.

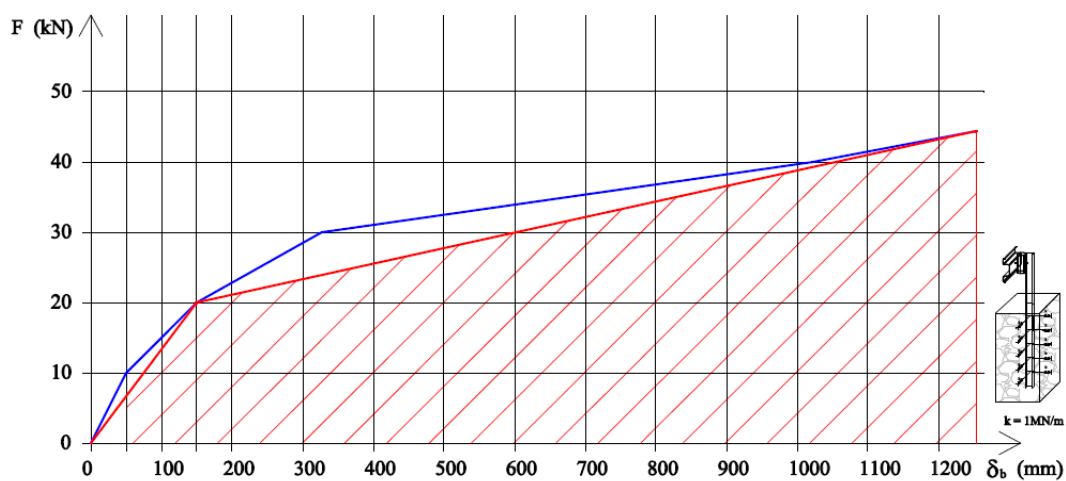


Obr. 12.9 Graf závislosti deformace svodidla na velikosti náhradní síly

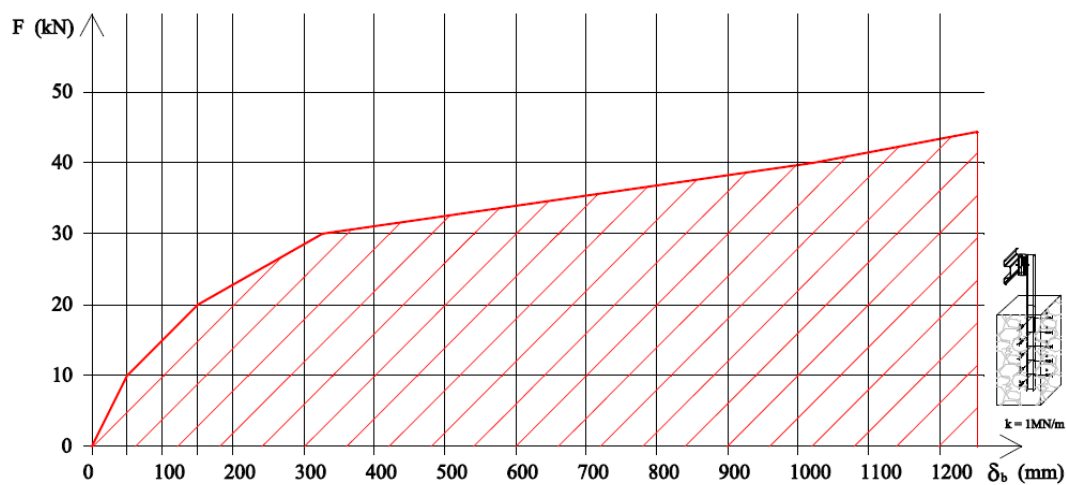
V algoritmu posuzování svodidla zatěžujeme konstrukci svodidla náhradní silou F a zjišťujeme odezvu svodidla (průhyb). Z velikosti náhradní síly a průhybu určíme velikost energie absorbované svodidlem. Na obrázku 12.14 je vztah mezi náhradní silou F a energií absorbovanou deformací svodidla E . Jestliže k výpočtu svodidlem absorbované energie přistoupíme podle vztahu z ČSN EN 1991-1-1 zjistíme například, že při zatížení svodidla silou $F = 100$ kN absorbuje svodidlo energii $E = 200$ kNm. Ve skutečnosti množství absorbované energie nedosáhne ani hodnoty $E = 100$ kNm. S narůstající hodnotou náhradní síly F se velikost chyby zvětšuje.



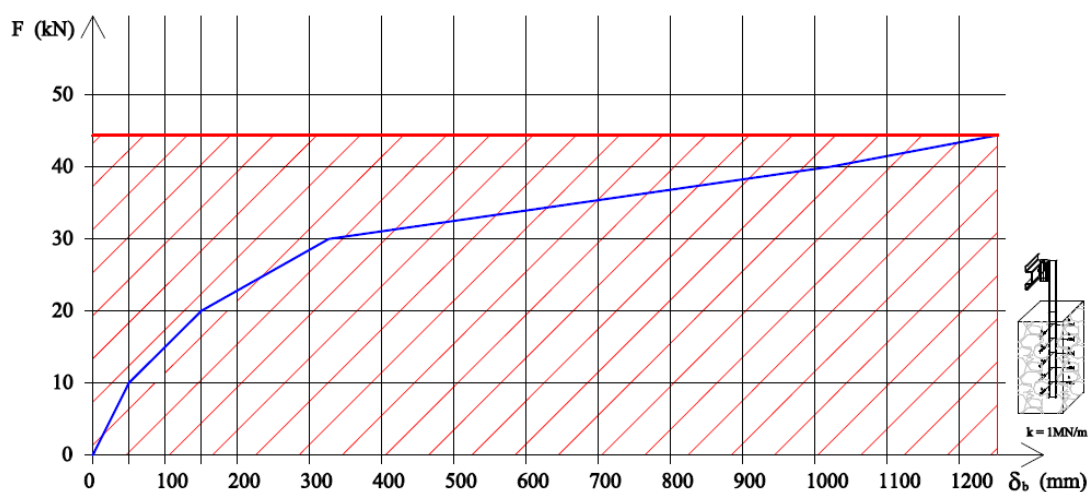
Obr. 12.10 Absorbované energie $E = 28,86 \text{ kNm}$ (výpočet v jednom kroku)



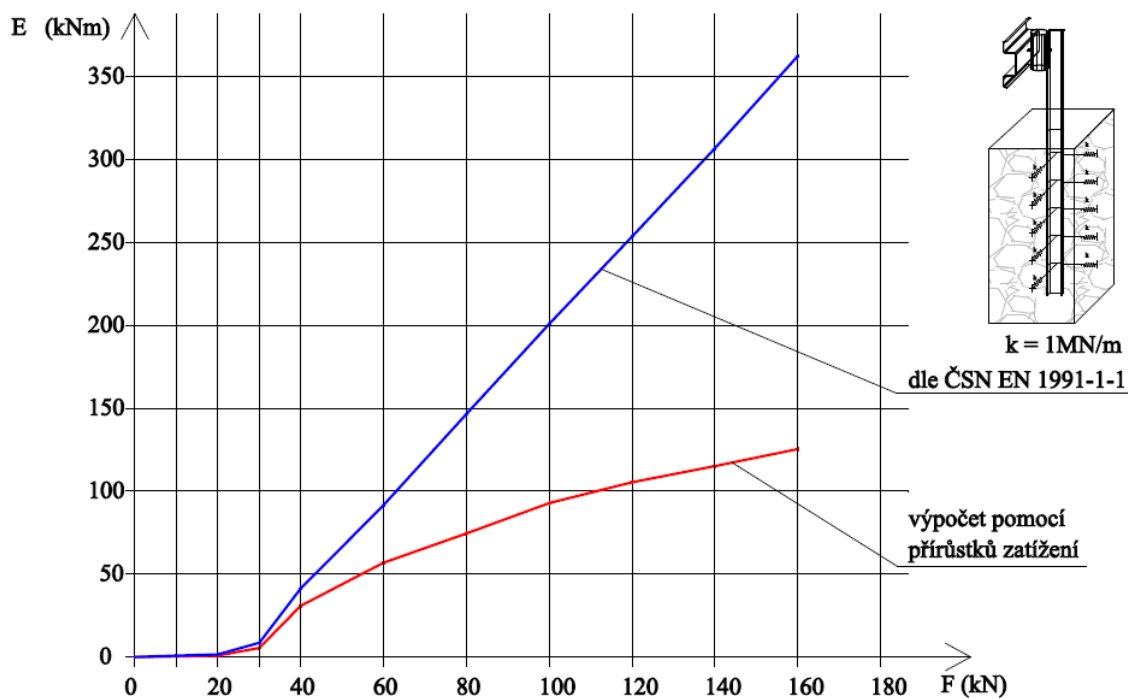
Obr. 12.11 Absorbovaná energie $E = 39,08 \text{ kNm}$ (výpočet ve dvou krocích)



Obr. 12.12. Absorbovaná energie $E = 40,89 \text{ kNm}$ (výpočet ve čtyřech krocích)



Obr. 12.13 Absorbovaná energie $E = 57,72 \text{ kNm}$ (dle vztahu uvedeného v ČSN EN 1991-1-1)



Obr. 12.14 Vztah mezi náhradní silou a energií absorbovanou deformací svodidla

13. ZÁVĚR

Z výsledku provedených analýz norem jednoznačně vyplývá, že postupy pro navrhování svodidel v TP 101 a ČSN EN 1991-1-1 neumožňují získat přijatelné výstupy, kterých by bylo možné využít pro navrhování jakýchkoliv svodidel.

V TP 101 je chybně odvozen vztah pro určení velikosti dráhy, na které pracuje náhradní síla (průhybu svodidla), což se projevuje v chybné interpretaci závislosti mezi náhradní silou a deformací svodidla a tomu odpovídající velikosti absorbované energie. Navržené postupy výpočtu jsou odrazem doby, kdy metodická pomůcka vznikala. Z velké části řešení vychází z odborného odhadu možného kinematického tvaru zatížené konstrukce. Následně se pokouší numerickým výpočtem o vyčíslení konkrétních hodnot. Přínosem TP 101 je snaha o řešení úlohy pomocí energetické bilance, vnesením požadavku rovnosti mezi kinetickou energií vozidla v okamžiku nárazu a energií absorbovanou v deformaci svodidla.

Příloha B normy ČSN EN 1991-1-1 pojednává o zatížení svodidel v garážích a zábradlích. Stejně jako TP 101 převádí dynamickou úlohu na úlohu statickou prostřednictvím náhradní síly. Interpretace je však příliš hrubá a jak ukazují řešené příklady je zdrojem nezanedbatelných chyb. Další odstavce uvedené v normě, které pro vymezené případy odvození velikosti náhradní síly ještě zjednodušují, neúměrným způsobem zvyšují riziko získání výsledků, které neodpovídají skutečnosti a jsou nepoužitelné.

Špičková pracoviště (výzkum, vysoké školy, specializované projekční ústavy) disponují software pro řešení kontaktních úloh a rychlých dynamických dějů. Programy umožňují vytvoření realistického prostorového modelu svodidla se všemi parametry, včetně geometrické a materiálové nelinearity. Stejně reálně je možné vytvořit i model automobilu, který svodidlo atakuje. Mezi nejpoužívanější systém patří v současné době LS-DYNA. Publikované výsledky numericky řešených modelových případů prokazují vysokou shodu s výsledky skutečných nárazových zkoušek.

Uvedení nového „schváleného“ svodidla do provozu je zdlouhavý, finančně náročný proces ukončený nárazovou zkouškou. Doba potřebná k přípravě podrobného numerického modelu a cena s tím spojených prací v kontextu s celkovou hodnotou sériově vyrobených svodidel není rozhodující.

Budoucnost navrhování a posuzování svodidel je jednoznačně v numerickém modelování daných návrhových situací s použitím software pro řešení rychlých dynamických dějů.

Ostatní typy svodidel („jiná“, svodidla a zábradlí v garážích) se vyrábějí jen ve velmi malých sériích. Jejich návrhem se zabývají malé projekční kanceláře či jednotlivci v rámci

dodávek projektové dokumentace průmyslových, obytných a občanských budov. Zde prezentovaná metodika posuzování svodidel poslouží právě těmto uživatelům. Četnost jednotlivých návrhů nebude zanedbatelná. Je nutné zabezpečit všechny plochy s pohybem dopravních prostředků jako jsou parkovací domy, komunikace ve výrobních areálech, sjezdy atd. Metodiku je rovněž možné použít všude tam, kde řešíme ráz na konstrukci jako je náraz vozidla do konstrukce budovy, pád předmětu z výšky atd. Samozřejmě je použitelná i pro posuzování svodidel „schválených“ a ve srovnání s výpočty na základě doporučení TP 101 poskytne použitelné a podstatně přesnější výsledky. Kvalita výstupů však nikdy nemůže konkurovat výstupům systémů typu LS-DYNA. To je dáno už vlastním přístupem k řešení; úlohu rychlého dynamického děje řešíme za pomoci prostředků statiky.

Ve srovnání s TP 101 i ČSN EN 1991-1-1, kde se také k řešení užívá prostředků statiky, nabízí předkládaná metodika kompaktní systém s mnohem jednodušším zadáváním vstupů. Výpočtu předchází analýza návrhové situace, ve které je nutné zohlednit všechny aspekty, které mohou ovlivnit řešení. Stanoví se typ vozidla, jeho hmotnost, rychlost, tuhost a délka jeho deformační zóny, výška nárazníku, postavení vozidla vzhledem ke svodidlu, úhel nárazu. Typ svodidla, způsob jeho podepření, použitý materiál, vzájemné vazby (kontakt). Stanoví se složka kinetické energie vozidla působící kolmo k překážce. Metodika zohledňuje deformaci vozidel, což se projevuje přesnějším „převodem“ energie nárazu do náhradní síly. V případě tuhých překážek má zavedení deformace vozidla do výpočtu nezanedbatelný význam.

Výpočet je realizován po zatěžovacích krocích, což výrazně omezilo vznik chyb, jejichž zdrojem bylo nelineární chování konstrukce. V každém kroku se zjistí přírůstek energie absorbovaný deformací svodidla a vozidla. Výpočet je ukončen v okamžiku, kdy je energie absorbovaná deformací soustavy rovna kinetické energii vozidla v okamžiku nárazu.

Předložený algoritmus je nadále otevřený dalším modifikacím, umožňuje další zpřesňování, z hlediska přesnějších interpretací konstrukcí, materiálu, nelinearit i podepření. Není vázána na konkrétní typ software. K řešení je možné použít běžně dostupnou výpočetní techniku a programové vybavení, kterým disponuje každý statik.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] ČSN EN 1317-1 Silniční záchytné systémy - Část 1: Terminologie a obecná kritéria pro zkušební metody. Praha: ČNI, 1999.
- [2] ČSN EN 1317-2 Silniční záchytné systémy - Část 2: Svodidla - Funkční třídy, kritéria přijatelnosti nárazových zkoušek a zkušební metody. Praha: ČNI, 2010.
- [3] ČSN EN 1317-5 Silniční záchytné systémy - Část 5: Požadavky na výrobky a posuzování shody záchytných systémů pro vozidla. Praha: ČNI, 2008.
- [4] TP 167/2008 Ocelové svodidlo NH4. Ministerstvo dopravy ČR, 2008.
- [5] TP 139 Betonové svodidlo. Ministerstvo dopravy a spojů ČR, 2000.
- [6] TP 101 Výpočet svodidel. Ministerstvo dopravy a spojů České republiky, 1997.
- [7] TP 114 Svodidla na pozemních komunikacích. Ministerstvo dopravy České republiky, 2005.
- [8] BREPTA R, PUST, L., TUREK, F. Mechanické kmitání. Praha: SOBOTÁLES, 1994.
- [9] ČSN EN 1991-1-1 Zatížení konstrukcí. Praha: ČNI, 2004.
- [10] VESENJAK M, BOROVIŠEK M, REN Z. Computational simulations of road safety barriers using LS-DYNA. LS-DYNA Anwenderforum. Frankenthal: University of Maribor, 2007.
- [11] FERDOUS MR, ABU-ODEH A, BLIGH RP, JONES HL, SHEIKH NM. Performance limit analysis for common roadside and median barriers using LS-DYNA. International Journal of Crashworthiness 2011;16:691.
- [12] BONING G, CANTISANI G, LOPRENCIPE G. Development of a HGV FEM for Road Safety Analysis. 8th International Symposium on Heavy Vehicle Weights and Dimensions. Johannesburg, South Africa, 2004.
- [13] BOROVKOV A, KLYAVIN O, MICHAILOV A. Finite Element Modeling and Analysis of Crash Safe Composite Lighting Columns, Contact-Impact Problem. 9th International LS-DYNA Users Conference. Dearborn, Michigan USA, 2006.
- [14] NELSON EA, HONG L. Curved Barrier Impact of a NASCAR Series Stock Car. In: Engineering A, editor. 8th International LS-DYNA Users Conference. Hyatt Regency Dearborn, 2004.
- [15] CONSOLAZIO GR, CHUNG JH, GURLEY KR. Impact simulation and full scale crash testing of a low profile concrete work zone barrier. Computers and Structures 2003;81:1359.

- [16] REN Z, VESENJAK M. Computational and experimental crash analysis of the road safety barrier. *Engineering Failure Analysis* 2005;12:963.
- [17] BOROVIŇSEK M, VESENJAK M, REN Z. Improving the crashworthiness of reinforced wooden road safety barrier using simulations of pre-stressed bolt connections with failure. *Engineering Failure Analysis* 2013;in press.
- [18] HRADIL P, SALAJKA, V., KALA, J. Odezva konstrukce mobilní protihlukové stěny na náraz vozidla. 7th International Conference on New Trends in Statics and Dynamics of Buildings. Bratislava VUT FAST, 2009.
- [19] PIRNER M, FISCHER, O. , editor *Dynamika ve stavební praxi*. Praha: Informační centrum ČKAIT, 2010.
- [20] NĚMEC I, et al. *Finite element analysis of structures*. Aachen: Shaker Verlag, 2010.
- [21] BUCALEM ML, BATHE, K. J. *The Mechanics of Solid and Structures - Hierarchical Modeling and the Finite Element Solution*. Heidelberg: Springer, 2011.
- [22] BELYTSCHKO T, LIU, W. K., MORAN, B. *Nonlinear Finite Elements for Continua and Structures*. West Sussex: John Wiley and Sons Ltd., 2001.

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

Symbols – velká písmena latinské abecedy

E	energie, modul pružnosti;
E_b	energie absorbovaná deformací svodidla;
E_c	energie absorbovaná deformací vozidla;
E_d	energie deformace soustavy;
E_{def}	modul deformace zeminy;
E_k	kinetická energie;
E_p	energie přetvoření nosníku;
Ed	další blíže nespecifikovaná energie;
Ep	modul zpevnění;
F	síla;
F_{max}	mezní hodnota náhradní síly;
F_s	střední hodnota nárazové síly;
$F(w)$	odpor svodidla (v závislosti na deformaci svodidla),
G	tíha;
H	hybnost;
K	pérová konstanta;
K_φ	tuhost pružného vetknutí;
L_{def}	přetvárná práce;
L_{el}	přetvárná práce elastická;
L_{pl}	přetvárná práce plastická;
M	moment síly;
T	smykový odpor tření;
V	objem;
W	práce;

Symbols – malá písmena latinské abecedy

a	zrychlení, střední zpomalení vozidla;
b	osová vzdálenost pružin v horizontálním směru;
e_1	jednotkový tangenciální vektor povrchu tělesa;

f_c	koeficient tření ;
f_y	mez kluzu;
h	šířka roznosu ve styku štěrk - zemina;
k	tuhost pružiny;
k_c	tuhost vozidla;
m	hmotnost;
\mathbf{n}	normála povrchu tělesa;
t	čas;
v	nárazová rychlost;
\mathbf{v}	pole rychlostí tělesa;
w	průhyb (dráha);
w_{max}	mezní hodnota průhybu;
x	dráha těžiště narážejícího tělesa od okamžiku dotyku s překážkou;
Δx	celková dráha těžiště od místa dotyku až po zastavení;
y_s	velikost průhybu v místě působící síly;

Symboly – velká písmena řecké abecedy

Γ	hranice tělesa;
Ω	těleso

Symboly – malá písmena řecké abecedy

α	úhel nárazu vozidla;
γ	objemová tíha materiálu;
δ	deformace;
δ_c	deformace vozidla;
δ_b	deformace svodidla;
φ	úhel nárazu, lineární pootočení;

PŘEHLED PUBLIKOVANÝCH PRACÍ

Článek v recenzovaném časopise

1. KOUDELKA, I. Havárie střechy rodinného domu a její příčiny. Časopis stavebnictví 01/2011, EXPO DATA spol. s r.o., Výstaviště 1, 648 03 Brno, 2011, ISSN 1802-2030

Sborník konference/odborné akce

2. BRAŤKA, M., MRÓZEK, M., FRIEDL, M., KOUDELKA, I. Integrace praktických experimentů do výuky stavební dynamiky. Sborník/CD-ROM *JUNIORSTAV 2010*, 12. Odborná konference doktorského studia, Vysoké učení technické v Brně, Fakulta stavební. Brno, 2010, s. 231, ISBN 978-80-214-4042-5

Inženýrské práce

3. KOUDELKA, I. Založení konstrukce skladu Bučovice – statický výpočet, JKZ Bučovice, a.s., Bučovice (z.č. 14 0005), 2014
4. KOUDELKA, I. Penzion Laa Natura Rakousko – statické posouzení objektu, TRIGNIS, Brno (z.č. 14 014), 2014
5. KOUDELKA, I. Polyfunkční dům Podolská ulice, Brno-Líšeň – statický výpočet zastřešení, ing. arch. Pavel Strážnický, Letovice (z.č. 14 015), 2014
6. KOUDELKA, I. Rekonstrukce prodejny Tiger, Masarykova ul. Brno – statický výpočet, Tiger Stores, Brno (z.č. 14 025), 2014
7. KOUDELKA, I. Prodejna automobilů HYUNDAI – statický výpočet, Hodonín, VISTA car, spol s r.o., Hodonín (z.č. 14 026), 2014

8. KOUDELKA, I. Přístavba Expediční haly Sloup 74 – statický výpočet založení, Karnet a.s., Brno (z.č. 14 027), 2014
9. KOUDELKA, I. Nástavba Orlovny Ivančice – statický výpočet, ing. Roman Chvátal, Moravský Krumlov (z.č. 13 006), 2013
10. KOUDELKA, I. Olympia centrum Modřice, rekonstrukce Intacto and Bowling (KAJOT) – statický výpočet, Kampara s.r.o., Bučovice (z.č. 13 009), 2013
11. KOUDELKA, I. Nástroje CZ s.r.o., přístavba výrobní haly ve Ždánicích- statický výpočet, Kampara s.r.o., Bučovice (z.č. 13 022), 2013
12. KOUDELKA, I. Vinařství Plešinger, přístavba skladu vína – statický výpočet, ing. Miroslav Čech, Kyjov (z.č. 13 030), 2013
13. KOUDELKA, I. Dostavba autoservisu FORD RAŠINO Brno – statický výpočet, Gebas atelier architects, Hradec Králové (z.č. 13 037), 2013
14. KOUDELKA, I. Novostavba 7 b.j. Arkáda Bučovice- statický výpočet, Sarda MedTech. s.r.o., Slavkov u Brna (z.č. 13 050), 2013
15. KOUDELKA, I. Spodní stavba pod věžové zásobníky – statický výpočet, EDP a.s, Rousínov (z.č. 13 052), 2013
16. KOUDELKA, I. Stavební úpravy objektu smuteční síně v Kyjově – statický výpočet, ing. Miloslav Čech, Kyjov (z.č. 13 055), 2013
17. KOUDELKA, I. Kaple sv. Jana Nepomuckého Rešice, posouzení příčin poruch ve zdivu, Římskokatolická farnost Horní Dubňany, Tulešice (z.č. 13 061), 2013
18. KOUDELKA, I. Adaptace zemědělského objektu Vyškov – statický výpočet nosných konstrukcí objektu a posouzení vlivu přetížení na stávající konstrukce, Pavel Štěpán, Vyškov (z.č. 12 001), 2012

19. KOUDELKA, I. Přístavba průmyslových hal Rousínov, – statický výpočet nosných konstrukcí, EDP Komořany (z.č. 12 007), 2012.
20. KOUDELKA, I. Podnikatelský inkubátor v Brně Zábřdovicích, – statický výpočet nosných konstrukcí, TECH-ARCHITECTS s.r.o. (z.č. 12 008), 2012.
21. KOUDELKA, I. Parkovací dům Kyjov – statický výpočet, TOP CENTRUM car s.r.o. Kyjov (z.č. 12 026), 2012.
22. KOUDELKA, I. Ekofarma Kundratice u Křížanova – statický výpočet nosných konstrukcí, Naresh Kumar Raina (z.č. 12 027), 2012.
23. KOUDELKA, I. Novostavba bytového domu PILOT-3, Hradec Králové – statický výpočet, TECH - ARCHITECTS s.r.o. Hradec Králové (z.č. 12 044), 2012.
24. KOUDELKA, I. Opěrné zdi TOP CENTRUM CAR, Kyjov – statický výpočet , TOP CENTRUM car s.r.o., Kyjov (z.č. 12 047), 2012.
25. KOUDELKA, I. Základ pod stroj VU 3019 JKZ Bučovice – statický výpočet, JKZ Bučovice a.s. (z.č. 12 055), 2012.
26. KOUDELKA, I. Polyfunkční dům Kyjov – statický výpočet, ing. Miloslav Čech, Kyjov (z.č. 12 060), 2012.
27. KOUDELKA, I. Stavební úpravy domu Hlinky č.p. 51, Brno – statický výpočet nosných konstrukcí objektu a posouzení vlivu přetížení na stávající klenby sklepních prostor, KVŽ Brno (z.č. 11 001), 2011.
28. KOUDELKA, I. Stavební úpravy objektu SONEVEND Kyjov – posouzení založení, SONEVEND, v.o.s. Kyjov (z.č. 11 010), 2011.

29. KOUDELKA, I. Průmyslová hala Vážany nad Litavou – statický výpočet, JUKO Vážany nad Litavou (z.č. 11 025), 2011.
30. KOUDELKA, I. Příjezdový tunel EDP Komořany – statický výpočet, EDP Komořany (z.č. 11 029), 2011.
31. KOUDELKA, I. Koupaliště Moravský Krumlov – statický výpočet, img. Roman Chvátal, Jamolice (z.č. 11 076), 2011.
32. KOUDELKA, I. Posouzení chování základu pod strojem s pohyblivým zatížením JKZ Bučovice (z.č. 10 086), 2010
33. KOUDELKA, I. Analýza rozsáhlých poruch na rekreačních objektech v Nových Hvězdlicích a příčiny jejich vzniku (z.č.10 084), 2010
34. KOUDELKA, I. Statický výpočet administrativní budovy Brněnské Ivanovice, NERA spol. s r.o., Brno (z.č. 10 075), 2010
35. KOUDELKA, I. Návrh a posouzení úhlové zdi k zajištění stability místní komunikace ulice Studentská, Město Bučovice (z.č. 10 074), 2010
36. KOUDELKA, I. Statická analýza příčin poruch opěrné zdi a návrh jejího zajištění , Slavíček Vícemilice (z.č. 10 064), 2010
37. KOUDELKA, I. Technologický park Brno – úprava budovy B210 – konstrukční část, FEI Brno (z.č. 10 043), 2010
38. KOUDELKA, I. Revitalizace objektu Ochoz u Brna – konstrukční část, STICO Brno spol. s r.o. (z.č. 10 029), 2010
39. KOUDELKA, I. Založení průmyslové haly MOSY Vracov, Falcon spol. s r.o. Kyjov, (z.č. 10 015), 2010

40. KOUDELKA, I., MIKULKA, O., MIKULKOVÁ, I. Nový pavilon mateřské školy, Město Bučovice, (z.č. 09 039), 2009
41. KOUDELKA, I. Zpráva o předběžném stavebním průzkumu historického objektu Kaple Žarožských, analýza příčin poruch a návrh zabezpečení. Město Bučovice (z.č. 09 031), 2009
42. KOUDELKA, I. Statický výpočet víceúčelového objektu technického zázemí golfového hřiště Skalica, GOLF RESORT Skalica, a.s, Slovensko, (z.č. 08 062), 2008
43. KOUDELKA, I. Návrh a výpočet založení průmyslové haly Čelákovice (z.č. 08 061), 2008
44. KOUDELKA, I. Rekonstrukce střechy s půdní vestavbou Základní školy Bohdalice – konstrukční část, obec Bohdalice (z.č. 08 059), 2008
45. KOUDELKA, I. Statický výpočet založení průmyslové haly JAFholtz Vyškov, STAEG spol. s r.o. (z.č. 08 054), 2008
46. KOUDELKA, I. Statický výpočet zastřešení CASINO JR´s – Hatě, EDP Komořany (z.č. 08 047), 2008
47. KOUDELKA, I. Šestipodlažní bytový dům „Mezi mlaty“ Kyjov – konstrukční část, FALCON spol. s r.o., Kyjov (z.č. 08 035), 2008
48. KOUDELKA, I. Založení administrativního objektu EDP Komořany , Rousínov (z.č. 08 028), 2008
49. KOUDELKA, I. Konstrukce pro stabilizaci svahu pod komunikací v ulici Zahradní, Bučovice., Město Bučovice (z.č. 08 015), 2008
50. KOUDELKA, I. Statické posouzení konstrukcí střechy a stropu průmyslové budovy L.A. BERNKOP 1883 a.s. Frenštát pod Radhoštěm (z.č. 08 008), 2008

51. KOUDELKA, I. Návrh a posouzení nosných konstrukcí – rekonstrukce smuteční obřadní síně Kyjov. (z.č. 08 007), 2008
52. KOUDELKA, I. Konstrukční část rekonstrukce bytového domu Vracov, FALCON, spol. s r.o. (z.č. 07 064), 2007
53. KOUDELKA, I. Rekonstrukce školy Ratíškovice – posouzení stropů, FALCON, spol. s r.o. (z.č. 07 062), 2007
54. KOUDELKA, I. Hala pro skladování netkané textilie – konstrukční část, DINA-HITEX, spol. s r.o. Bučovice (z.č. 07 057), 2007
55. KOUDELKA, I. Nástavba 4 bytových jednotek bytového domu č.p. 918, 919 Bučovice – statické posouzení, FRONTON a.s. Bučovice (z.č. 07 048), 2007
56. KOUDELKA, I. Jednolodní průmyslová hala Vyškov – statický výpočet, Štěpán Dědice (z.č. 07 031), 2007
57. KOUDELKA, I. Novostavba obytného domu Praha-Horní Počernice – konstrukční část, V. FITSAY Praha (z.č. 07/028), 2007
58. KOUDELKA, I. Statický výpočet průmyslové haly Královopolské Vážany, Valíček Rousínov (z.č. 07 023), 2007

SEZNAM PŘÍLOH

Přílohy A (řešené příklady podle TP 101)

- A1 Modely svodidel při převážně ohybovém chování – malé deformace
- A2 Modely svodidel s převážně lanovým chováním
- A3 Příklad výpočtu podle TP 101 – nalezení bodu pracovního diagramu

Přílohy B (analýza vztahů ČSN EN 1991-1-1)

- B1 Postup stanovení množství energie absorbované deformací svodidla (zábradlí a svodidlo)
- B2 Velikost náhradní síly při zavedení skutečných parametrů zatížení v porovnání s parametry podle ČSN EN 1991-1-1

Přílohy C (návrh metodiky – řešené příklady)

- C1 Tuhá betonová stěna v garážích vetknutá do podkladu, kolmý náraz vozidla o hmotnosti 2500 kg a rychlosti 10 m/s
- C2 Příklad kontaktní úlohy modelované pomocí „pružiny s nelineární charakteristikou“

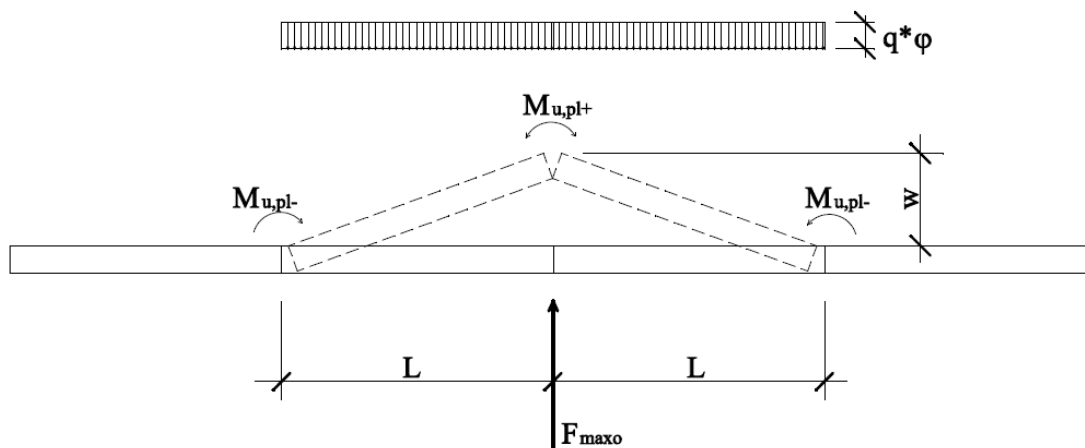
D Tabulky hodnot pro tvorbu grafů

- D1 Kolmý náraz vozidla do svodidla – náhradní síla v závislosti na deformaci svodidla
- D2 Kolmý náraz vozidla do tuhé překážky – náhradní síla v závislosti na rychlosti
- D3 Energie absorbovaná deformací vozidla
- D4 Svodnicové svodidlo s vetknutým sloupkem – energie absorbovaná deformací (ČSN)
- D5 Svodnicové svodidlo s vetknutým sloupkem – energie absorbovaná deformací
- D6 Svodnicové svodidlo sloupek v zemině – energie absorbovaná deformací (ČSN)
- D7 Svodnicové svodidlo sloupek v zemině – energie absorbovaná deformací
- D8 Závislost přesnosti výpočtu absorbované energie na počtu zatěžovacích kroků

PŘÍLOHA A (ŘEŠENÉ PŘÍKLADY DLE TP 101)

A.1 MODEL SVODIDEL PŘI PŘEVÁŽNĚ OHYBOVÉM CHOVÁNÍ – MALÉ DEFORMACE

Pro případ výpočtu modelu svodidla s převážně ohybovým chováním jsou v TP 101 odvozeny konkrétní matematické vzorce, podle kterých lze vyčíslit hodnotu F_{maxo} (limitní hodnotu zatěžovací síly, při které se bude konstrukce ještě chovat „ohybově“). Pro níže uvedený příklad je v předpisu následující předpoklad: Betonové svodidlo je sestavené z relativně tuhých a dostatečně únosných dílců délky L , které jsou posuvně uloženy na podkladu. Necht' u tohoto svodidla je velikost třecí síly potřebné k posouvání jedním dílcem svodidla P a necht' styk dílců je schopen odporovat „zlomení“ Návrhovým plastickým momentem $M_{u,pl}$ stejným pro kladný i záporný směr.



Obr. A.1 Statické schéma odpovídající působení síly F_{maxo} na vnitřní části betonového svodidla

Pro velikost síly F_{maxo} , při které se konstrukce bude chovat ještě „ohybově“ je odvozen vzorec, uvedený níže v tabulce, ve které je uveden příklad výpočtu.

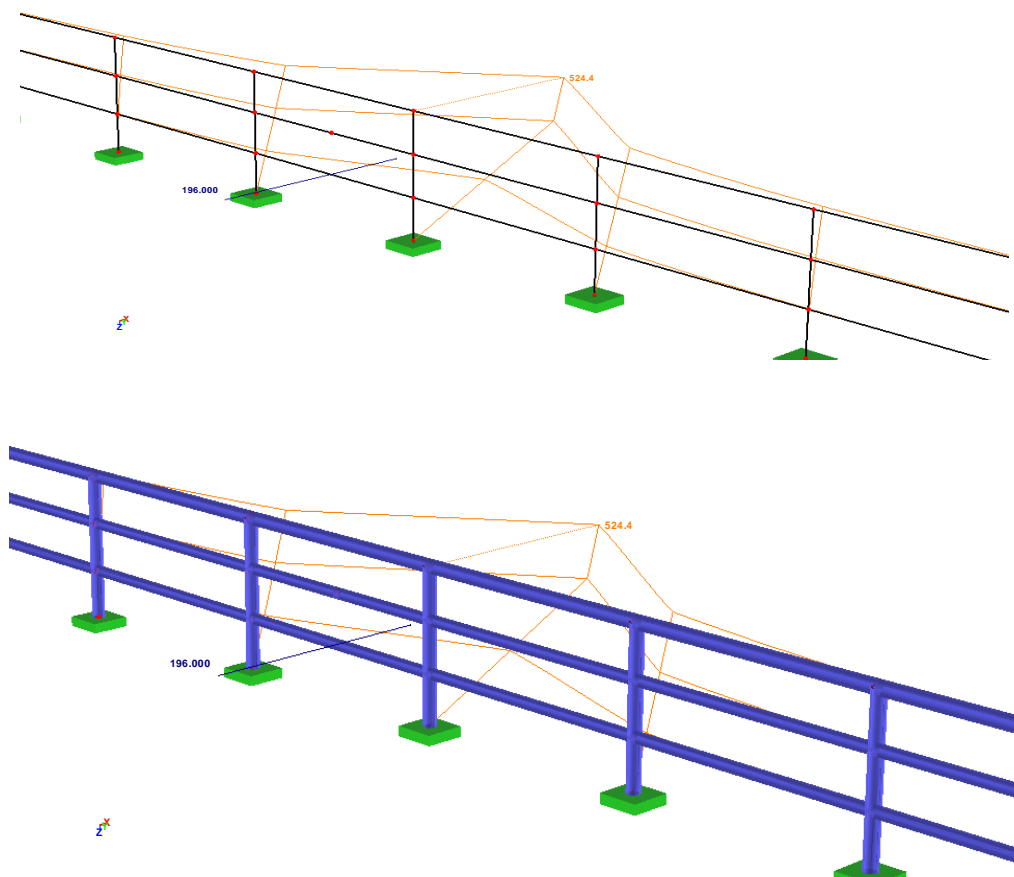
Je zapotřebí prověřit i mechanismus, kdy ke „zlomu“ svodidla dochází i ve vzdálenostech $2 \cdot L$, $3 \cdot L$... Tato situace může nastat. Ze všech kinematically přípustných tvarů se uplatní ten, který je energeticky nejméně náročný.

Betonové svodidlo volně uložené na podkladu male deformace	
Tíha svodidla	$q = 8,93 \text{ kN/m}$
Součinitel tření	$\varphi = 0,7$
Měrná třecí síla	$\varphi * q = 6,251 \text{ kN/m}$
Plastický moment průřezu	$M_{pl+} = 36 \text{ kNm}$ $M_{pl-} = 36 \text{ kNm}$
Délka dílce svodidla	$L = 4,00 \text{ m}$
	$P = \varphi * q * L$ $P = 25,004 \text{ kN}$
Velikost síly F_{maxo}	$L * F_{maxo} / 2 - (M_{upl+} + M_{upl-}) - L * P / 2 = 0$
	$F_{maxo} = 2(M_{upl+} + M_{upl-}) / L + (\varphi * q) * L$ $F_{maxo} = 61,00 \text{ kN}$

Podobným způsobem je řešeno i svodidlo volně uložené na ploše s danou hmotností a součinitelem tření. Jeho průřez je konstantní a je schopen „odporovat“ daným plastickým momentem. V technických podmínkách jsou pomocí minimalizace potenciální energie odvozeny vztahy pro výpočet F_{maxo} . Při zachování parametrů z předešlého příkladu jsou výsledky následující:

Betonové svodidlo volně uložené na podkladu	male deformace
Tíha svodidla	$q = 8,93 \text{ kN/m}$
Součinitel tření	$\varphi = 0,7$
Měrná třecí síla	$\varphi * q = 6,251 \text{ kN/m}$
Plastický moment průřezu	$M_{pl+} = 36 \text{ kNm}$ $M_{pl-} = 36 \text{ kNm}$
Vzdálenost vzniku plastického kloubu od působišťe síly	
F_{maxo}	
$L_b = ((2M_{upl+} + 2M_{upl-})/(\varphi*q))^{1/2}$	$L_b = 4,80 \text{ m}$
Velikost síly F_{maxo}	
$F_{maxo} = (2M_{upl+} + 2M_{upl-})/L_b + (\varphi*q)*L_b$	$F_{maxo} = 60,00 \text{ kN}$

Mezi konstrukce s převážně ohybovým chováním je zařazeno například i zábradelní svodidlo. V TP 101 je doporučeno pokusit se o odhad tvaru a mechanismu po vytvoření plastických kloubů a sestavit výraz potenciální energie systému a variování daného funkcionálu. V současné době již lze zcela jednoduše v běžně dostupných programech pro statické výpočty konstrukcí vytvořit odpovídající model. Pokud použitý program nedovoluje přímo zadávat mezní hodnoty vnitřních sil (plastických kloubů) po zplastizování průřezu, je možné postupovat po krocích vždy ke vzniku plastického kloubu. Ve výpočtovém modelu pro další krok bude takový kloub již zadán s příslušnou hodnotou.

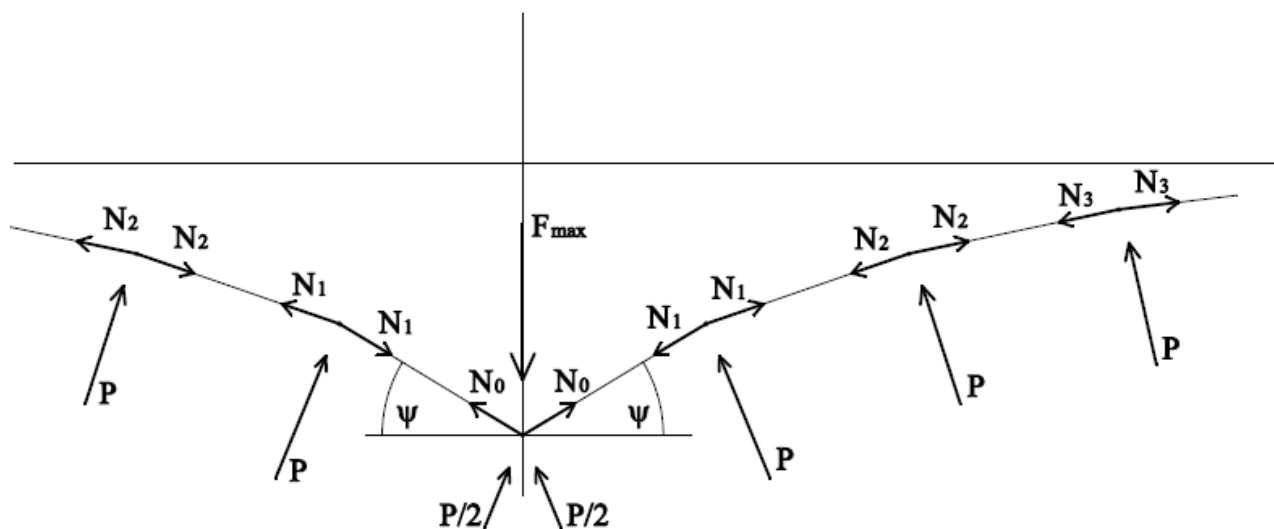


Obr. A.2 Deformace zábradelního svodidla

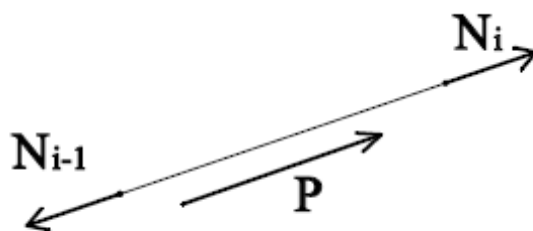
A.2 VÝPOČTOVÉ MODELY SVODIDEL S PŘEVÁŽNĚ LANOVÝM CHOVÁNÍM

V TP 101 jsou uvedeny základní teoretické předpoklady jejichž splnění opravňuje použití v normě naznačená řešení. Jsou zde uvedeny také obecné pokyny vedoucí k možnosti vytvoření vhodných výpočtových modelů k sestavení závislosti $w_{max}(F_{max})$.

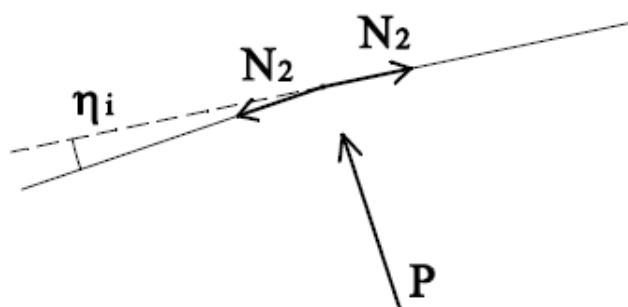
Je zde uveden příklad betonového svodidla sestaveného z dílců s „volnými zámky“ s předpokladem, že náhradní síla působí uprostřed nekonečně dlouhého úseku. Dílce jsou dostatečně únosné, mají délku L a jsou posuvně uloženy na podkladu, je zadána hmotnost dílce a velikost třecí síly mezi dílcem a jeho podkladem. Dále jsou zadány charakteristiky pomocí kterých lze vyjádřit obecně nelineární závislost mezi silou v dílci (N) a jí odpovídajícím prodloužením (Δl).



Obr. A.3 Schéma pro odvození vztahu příčné rovnováhy ve styku 0



Obr. A.4 Schéma pro odvození vztahu podmínky podélné rovnováhy i-tého dílce



Obr. A.5 Schéma pro odvození vztahu podmínky příčné rovnováhy v i-tém styku

A.3 PŘÍKLAD VÝPOČTU PODLE TP 101 – NALEZENÍ BODU PRACOVNÍHO DIAGRAMU

V uvedeném příkladu výpočtu svodidla, se při řešení striktně vychází ze vztahů uvedených v TP 101. K vyčíslení konkrétních hodnot bylo využito tabulkového procesoru (EXCEL).

Betonové svodidlo z tuhých dílců délky L, posuvně uložených na podkladu, spojeny volným zámkem (spojení funguje jako klouby - nebrání pootočení)

Styky jsou charakterizovány známým fyzikálním vztahem závislosti normálové síly (N) a prodloužením styku a jeho okolí zahrnujícím obě přilehlé poloviny dílců (nejlépe změřenou)

Při stanovení vnitřních sil a deformací ve svodidle má být uplatněn průměrný pracovní diagram styků

Podmínka příčné rovnováhy (ve "špici")

$$F_{\max} = 2N_0 * \sin \psi + P$$

podmínka podélné rovnováhy

$$N_{(i-1)} = N_{(i)} + P$$

Podmínka rovnováhy v uzlech v příčném směru

$$2 * N_{(i)} * \sin (\eta_i/2) = P \qquad \sin (\eta_i/2) = P/(2 * N_{(i)})$$

Geometrická podmínka (v ní se uplatňují fyzikální vztahy)

součet prodloužení všech

$$\text{styků} = \text{délka polygonu deformovaného svodidla} - \text{původní délka svodidla}$$

Vstupní údaje potřebné pro výpočet

Tíha svodidla	q =	13,5	kN/m
Součinitel tření	φ =	0,7	
Měrná třecí síla	φ * q =	9,45	kN/m
Poměr mezi součinitelem tření z klidu a φ	kt =	10	
Délka dílce	L =	4	m
Třecí síla jednoho dílce	P = φ*q*L	P =	37,8 kN

Síla potřebná k odtržení dílce

$$P_{kt} = P * kt$$

$$P_{kt} = 378 \text{ kN}$$

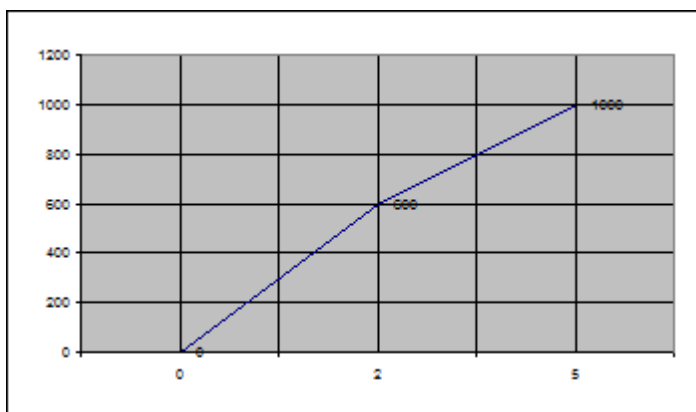
Pracovní diagram styku

bod	tah	prodloužení
	kN	mm
0	0	0
1	600	2
2	1000	5

a	c
b	d

$$\Delta l = (c/a) * N$$

$$\Delta l = c + ((d-c)/(b-a)) * (N-a)$$



Výpočet

$$P = 37,8 \text{ kN}$$

$$P_{kt} = 555,66 \text{ kN}$$

Prodloužení

ve "špici"

$\Delta l =$ dle pracovního diagramu styku

$$N_0 = \Delta l / (c/a) \quad \text{pro } \Delta l \leq c \quad 1050$$

$$N_0 = (\Delta l - c) / ((d-c)/(b-a)) + a \quad \text{pro } \Delta l > c \quad 800$$

$$\Delta l = 3,5 \text{ mm}$$

$$N_0 = 800 \text{ kN}$$

i	$N_{(i+1)}=N_{(i)}$ P	Δl (mm)	$L^* =$ $L+\Delta l$	η^0_i	$\eta^0_{i- \text{modif}}$	$w_i=L^*\sin\eta^*_i$	$P*\cos\eta^*_i$
0	800	3,50	4,0035	0,0418	0,1174	0,3751	37,7670
1	762	3,33	4,0033	0,0408	0,0273	0,0876	37,7685
2	724	3,17	4,0032	0,0398	0,0267	0,0854	37,7701
3	687	3,00	4,0030	0,0387	0,0260	0,0831	37,7716
4	649	2,84	4,0028	0,0377	0,0252	0,0808	37,7732
5	611	2,67	4,0027	0,0365	0,0245	0,0784	37,7748
6	573	2,51	4,0025	0,0354	0,0237	0,0759	37,7763
7	0	0,00	4,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
8	0	0,00	4,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
9	0	0,00	4,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
10	0	0,00	4,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000

$$w = \sum w_i$$

$$w = 0,8663 \text{ m}$$

$$\psi = 0,1174 \text{ rad}$$

$$\psi = 6,73 \text{ stupňů}$$

$$\sin \psi = 0,1171$$

$$\cos \psi = 0,9931$$

$$\text{tg } \psi = 0,117919$$

$$F_{\max} = 225,2 \text{ kN}$$

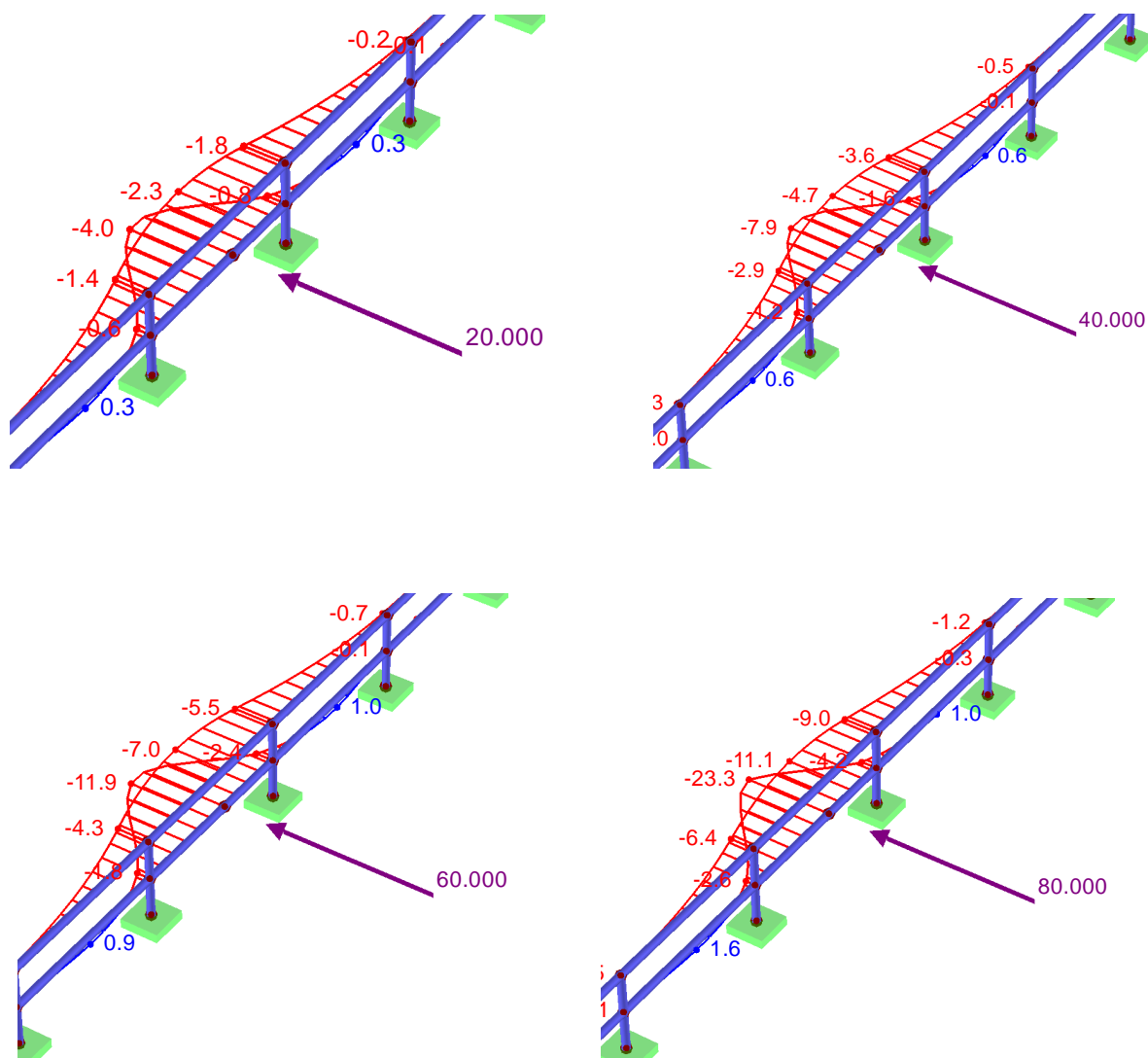
Výsledkem výpočtu je dvojice hodnot $w = 0,8663m$ a $F_{\max} = 225,2 \text{ kN}$. Průhyb (odsunutí) svodidla w , jehož hodnota odpovídá působení síly F_{\max} . To je cílem všech výpočtů v TP 101

nezávisle na jejich zařazení do skupin z hlediska způsobu řešení. TP 101 předkládá nástin možného řešení dalších typů svodidel (lanové, předpjaté, zábradelní,...). Princip hledání „pracovního diagramu“ je stejný.

PŘÍLOHA B (ANALÝZA VZTAHŮ ČSN EN 1991-1-1)

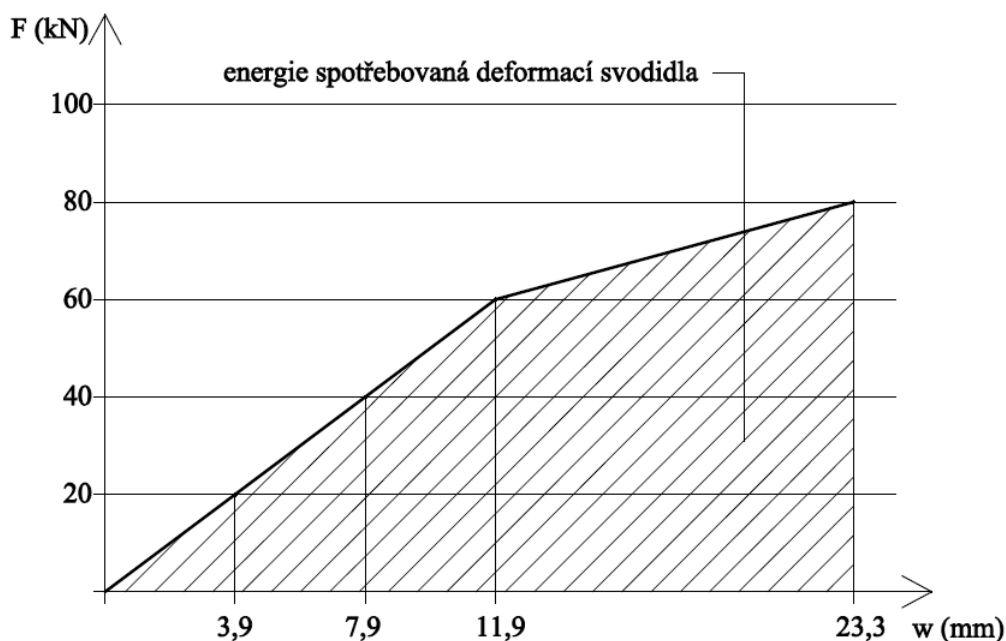
B.1 POSTUP PRO STANOVENÍ MNOŽSTVÍ ENERGIE ABSORBOVANÉ DEFORMACÍ SVODIDLA

Nyní se soustředíme pouze na problém způsobu vyčíslení energie nárazu absorbované deformací konstrukce bariéry. K porovnání hodnot poslouží jednoduchá konstrukce zábradlí zatěžovaného postupně osamělými břemeny velikosti 20kN, 40kN, 60kN a 80kN. Parametry konstrukce a působíště síly se nemění. Konstrukce je kompletně tvořena z trubek 102x12,5 mm. Materiál – ocel S 235 s bilineární charakteristikou s mezí kluzu $f_y = 240$ MPa a modulem zpevnění $E_p = 2,1$ MPa.



Obr. B.1 Zatížení a odpovídající deformace konstrukce

Deformace odpovídající jednotlivým zatížením jsou zřejmé z obrázku B.1. Ze získaných dat sestavíme graf závislosti deformace na velikosti působící síly (obr. B.2).



Obr. B.2 Závislost mezi působící silou a deformací konstrukce v místě působící síly.

Odpor konstrukce narůstá v souvislosti s velikostí její deformace. V první fázi je vztah mezi zatížením a deformací lineární (platí Hookův zákon) až při dosažení meze kluzu materiálu dochází ke vzniku plastických oblastí a konstrukce se začne chovat nelineárně.

Vyčíslíme-li hodnotu energie nárazu absorbované svodidlem pomocí postupného zatěžování zjistíme, že svodidlo absorbovalo energii:

$$E_b = 60 * 0,0119 / 2 + (80 + 60) * (0,0233 - 0,0119) / 2 = 0,357 + 0,798 = 1,155 \text{ kNm}.$$

Podle vztahu, který je uveden v příloze **B** normy **ČSN EN 1991-1-1** je velikost části energie nárazu absorbovaná deformací svodidla rovna hodnotě $E_b = F * \delta_c$. V našem případě by po dosažení:

$$E_b = 80 \text{ kN} * 0,0233 \text{ m} = 1,86 \text{ kNm}.$$

Konstrukce svodidla však při dané deformaci absorbovala pouze část energie nárazu a to jen 62% z hodnoty, která je vypočtena pomocí vztahu uvedeného v normě.

V našem konkrétním případě je při použití vztahu doporučeného normou **chyba cca 38 % na straně nebezpečné.**

Použijeme-li k výpočtu upravené vztahy vycházející z **předpokladu lineární závislosti mezi přetvořením a zatížením:**

$$F * w/2 = 0,5 mv^2, \quad F * w = mv^2, \quad F = mv^2/(\delta_c + \delta_b),$$

bude část energie nárazu absorbovaná deformací svodidla rovna hodnotě:

$$E_b = F * \delta_c/2, \quad E_b = (80kN * 0,0233m)/2 = \mathbf{0,93kNm}.$$

To představuje chybu necelých **20% na straně bezpečné.**

Zjištění množství absorbované energie v opakovaných krocích pomocí přírůstků zatížení vede k výraznému zpřesnění výsledků výpočtu a zároveň nepředstavuje výrazné zvýšení pracnosti a spotřeby času.

B.2 VELIKOST NÁHRADNÍ SÍLY PŘI ZAVEDENÍ SKUTEČNÝCH PARAMETRŮ ZATÍŽENÍ V POROVNÁNÍ S UŽITÍM PARAMETRŮ PODLE ČSN EN 1991-1-1

Plocha patrových garáží včetně nájezdových ramp je po obvodu zabezpečena betonovou zdí, kterou pro zjednodušení považujeme za tuhou. Sklon rampy je 14° , její délka 12,4 m. Garáž je pro osobní vozidla do hmotnosti 2500kg. Máme zjistit odezvu konstrukce, vyvolanou nárazem vozidla, které vjelo na rampu, dále pokračovalo neovládané až k patě rampy a pak narazilo kolmo na betonovou stěnu na okraji parkovací plochy. Hmotnost vozidla je 2500 kg, na rampu vjelo s počáteční rychlostí 1,4 m/s.

Posouzení dle přílohy B ČSN EN 1991-1-1

Stanovení náhradní síly s využitím hodnot doporučených v ČSN EN 1991-1-1
Vodorovná charakteristická síla F (v kN), působící kolmo na svodidlo a rovnoměrně rozdělená po délce 1,5 m na libovolné části svodidla v garáži, které má odolat nárazu vozidla, je dána vztahem

$$F = 0,5 mv^2 / (\delta_c + \delta_b).$$

Pokud se garáže navrhují pro vozidla, jejichž celková hmotnost nepřekročí 2500 kg, použijí se pro stanovení síly F následující hodnoty:

$$m = 1500 \text{ kg};$$

$$v = 4,5 \text{ m/s};$$

$$\delta_c = 100 \text{ mm}, \text{ pokud nejsou k dispozici přesnější údaje.}$$

Pro tuhá svodidla, pro která může být δ_b považováno rovno nule, se charakteristická hodnota síly F odpovídající vozidlům do hmotnosti 2500 kg uvažuje hodnotou 150kN.

V souladu s platnou normou můžeme stěnu zatížit silou $F=150 \text{ kN}$.

Posouzení s využitím skutečných parametrů

Použijeme-li stejného vztahu do kterého dosadíme přesnější údaje vycházející ze zadání, budou hodnoty vstupů následující:

$$m = 2500 \text{ kg};$$

$$v = 9,06 \text{ m/s} \quad (\text{rychlost} = 1,4 \text{ m/s} , \text{ plus přírůstek rychlosti na rampě} = 7,66 \text{ m/s}),$$

energie nárazu

$$E_k = 0,5 mv^2 = 102,6 \text{ kNm},$$

$$\delta_c = 100 \text{ mm}, \text{ pokud nejsou k dispozici přesnější údaje.}$$

Hodnotu deformace vozidla můžeme stanovit na základě tuhosti deformační zóny vozidla. Absorpce energie cca 100 kNm způsobuje deformaci cca 250 mm (viz tabulka v příloze D3 – absorpce energie 101,2 kNm způsobí vozidlu o hmotnosti 2500 kg deformaci o velikosti 253 mm). Budeme tedy předpokládat:

$$\delta_c = 250 \text{ mm.}$$

Pro vyčíslení velikosti náhradní síly použijeme vztah odvozený v kapitole 6.2:

$$F = mv^2/(\delta_c + \delta_b) = 2E_k/(\delta_c + \delta_b).$$

Po dosazení $F=820 \text{ kN}$ hodnota koresponduje s hodnotou uvedenou v tabulce v příloze D2. Náraz vozidla typu C (2500kg) do tuhé překážky interpretuje náhradní síla $F = 800 \text{ kN}$.

Při navrhování konstrukcí musíme být obezřetní a modelovat zatížení dle skutečných podmínek v parametrech, které mohou reálně nastat.

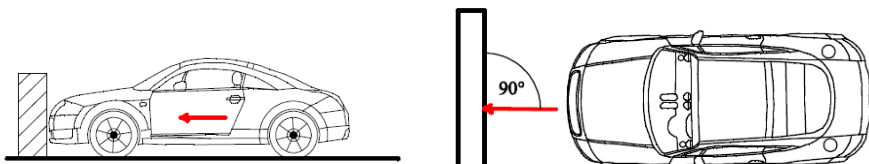
PŘÍLOHA C (NÁVRH METODIKY – ŘEŠENÝ PŘÍKLAD)

C.1 KOLMÝ NÁRAZ VOZIDLA DO BETONOVÉ STĚNY V GARÁŽÍCH

PŘÍKLAD G 011

Kolmý náraz vozidla o hmotnosti 2500 kg při rychlosti 10 m/s

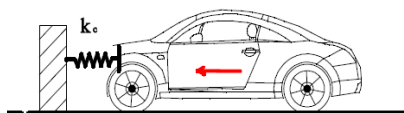
Parametry vozidla



převod	
km/h	m/s
	0,00
36	10

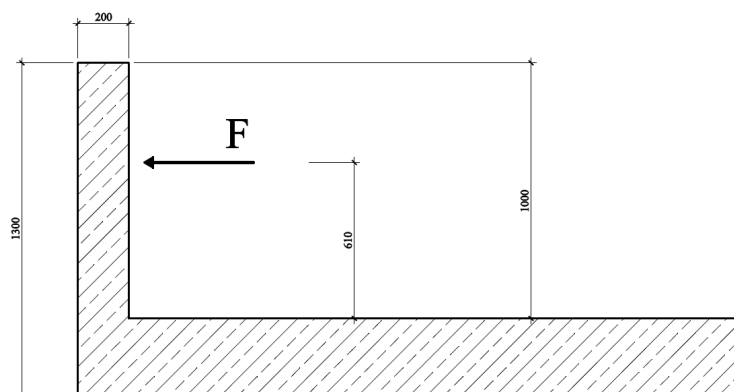
hmotnost vozidla **2500** kg
 rychlost vozidla **10** m/s
 úhel nárazu $\alpha =$ **90** stupňů
 $\alpha =$ 1,570795 rad
 $\sin \alpha =$ 1

kinetická energie vozidla **$E_k = 125,0$ kNm**



tuhost deformační zóny **$k_c = 3161$ kN/m**
 délka deformační zóny **500** mm

Parametry svodidla



Tuhá betonová stěna spojená s podložkou

Stanovení velikosti energie absorbované deformací

i	F _i na 1,5 m	F _i	δ _{ci}	δ _{bi}	w _i	E _{di}	ΣE _{di}
	kN/m	kN	mm	mm	mm	kNm	kNm
1	40	60	19,0	0,00	19,0	0,57	0,57
2	80	120	38,0	0,10	38,1	1,72	2,29
3	120	180	56,9	0,10	57,0	2,85	5,13
4	160	240	75,9	0,15	76,1	4,00	9,13
5	200	300	94,9	0,15	95,1	5,12	14,26
6	300	450	142,4	0,30	142,7	17,85	32,11
7	400	600	189,8	0,40	190,2	24,97	57,07
8	500	750	237,3	0,50	237,8	32,10	89,17
9	592	888	280,9	0,60	281,5	35,84	125,01

deformace vozidla

$$\delta_{ci} = F/k_c$$

deformace svodidla

δ_{bi} = z výpočtu

celková deformace

$$w_i = \delta_{ci} + \delta_{bi}$$

přírutek energie

$$E_{di} = (F_i + F_{i-1}) * (w_i - w_{i-1}) / 2$$

Vyhodnocení výsledků

energie absorbovaná deformací

$$E_{di} = 125,01 \text{ kNm}$$

deformace vozidla

$$\delta_c = 280,9 \text{ mm}$$

deformace svodidla

$$\delta_b = 0,6 \text{ mm}$$

celková deformace

$$w = 281,5 \text{ mm}$$

Střední hodnota nárazové síly $F_s = E_d/w$

$$F_s = 444,09 \text{ kN}$$

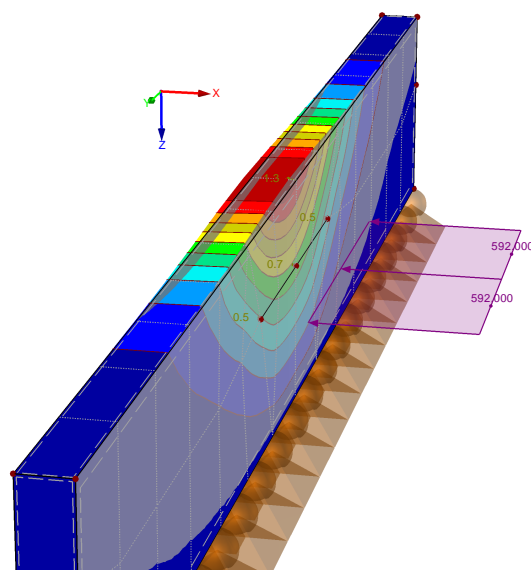
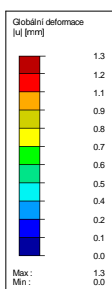
zpomalení vozidla $a = F_s/m$

$$a = 177,6 \text{ m/s}^2$$

doba zastavení $t = v/a$

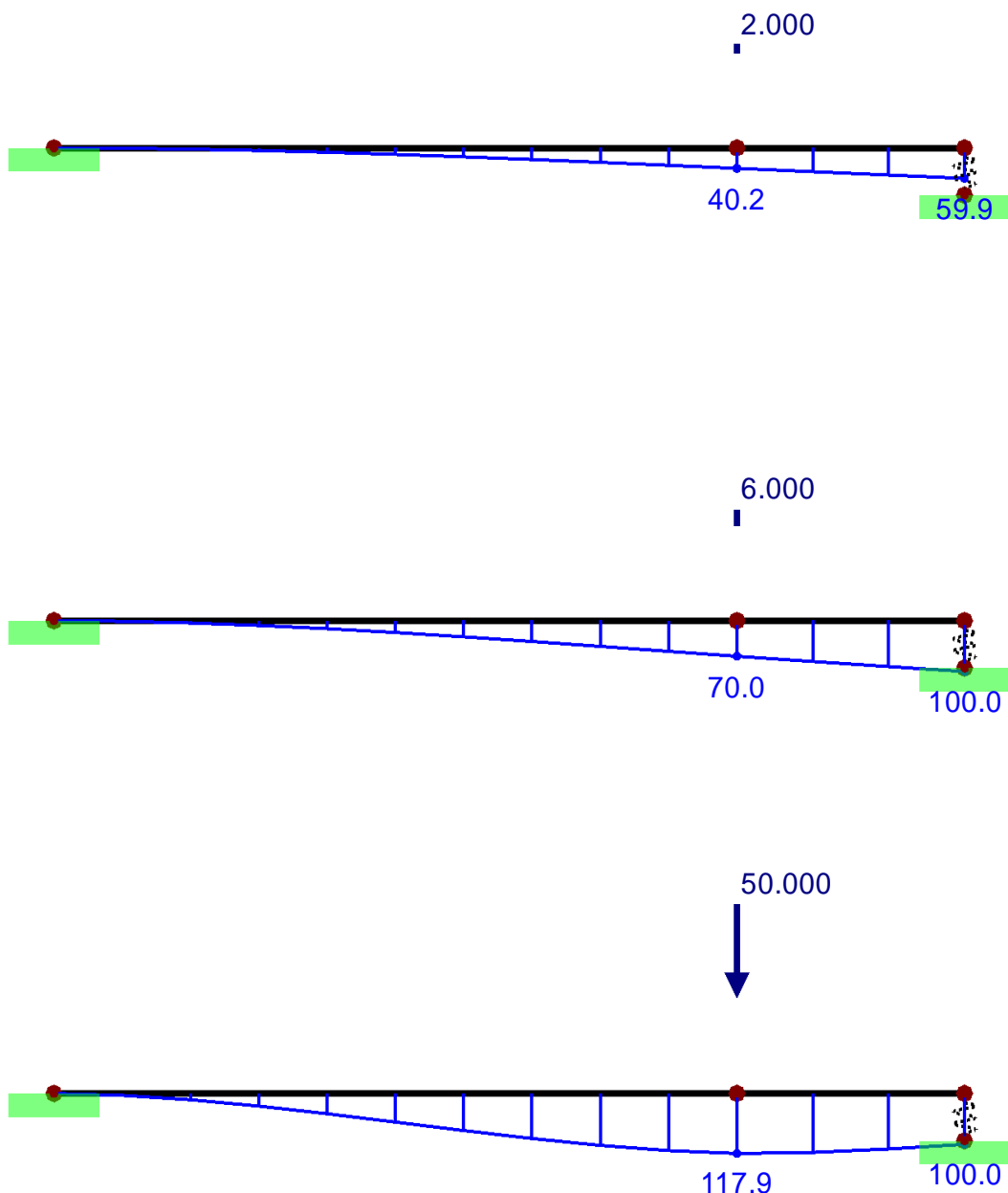
$$t = 0,056 \text{ s}$$

ZS2: akce vozidla
u



C.2 PŘÍKLAD KONTAKTNÍ ÚLOHY MODELOVANÉ POMOCÍ „PRUŽINY S NELINEÁRNÍ CHARAKTERISTIKOU“.

Řešíme dřevěný hranol průřezu 100mm/100mm, délky 2 m. Prvek je na levém konci dokonale vetknutý. Na pravé straně je uložen nad pevnou podporou. Mezera mezi prvkem a podporou je v nezátíženém stavu 100 mm. Kontakt je modelován „pružinou“ s nelineární charakteristikou, obr. C.1.



Obr. C.1 Kontakt – modelovaný pružinou s nelineární charakteristikou

Při stlačení pružiny je umožněn její prokluz v délce 100 mm. Maximální přípustná deformace pružiny je rovněž 100 mm. Pružina při stlačování v rozsahu do 100 mm neklade žádný odpor. Po dosažení uvedené hodnoty se dále nestlačuje a chová se jako tuhá. Na obrázku jsou znázorněny deformace (mm) nosníku při zatížení svislým osamělým břemenem o velikosti 2kN, 6kN a 50kN, které působí ve vzdálenosti 500 mm od volného konce konzoly.

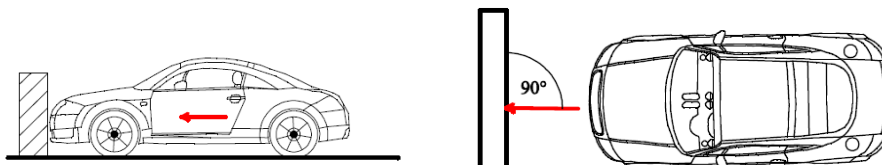
Pro pořádek je ještě vhodné poznamenat, že při daném zatížení by byl ohybový moment ve vetknutí za hranicí únosnosti daného dřevěného prvku. Na demonstraci modelování kontaktu to samozřejmě nemá žádný vliv. Nahradíme li dřevo jiným materiálem stejných charakteristik s vyšší pevností v ohybu bude vše v pořádku ve všech ohledech.

PŘÍLOHA D (TABULKY HODNOT PRO TVORBU PUBLIKOVANÝCH GRAFŮ)

D.1 Kolmý náraz vozidla do svodidla

Závislost náhradní síly na deformaci svodidla

Parametry vozidla



převod	
km/h	m/s
	0,00
16	4,5

Svodidlo
Svodidlo je
poddajné



		vozidlo A	vozidlo B	vozidlo C
hmotnost vozidla	kg	1500	1500	1500
deformace vozidla	mm	50	100	200

energie $E_c = (m \cdot v^2) / 2$ $E_c = 15,19$ kNm

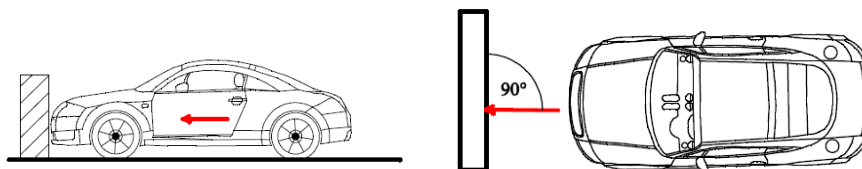
Velikost náhradní síly v závislosti na deformaci vozidla

def. svodidla	vozidlo A		vozidlo B		vozidlo C	
	celk. def.	F_i	celk. def.	F_i	celk. def.	F_i
mm	mm	kN	mm	kN	mm	kN
0	50	303,8	100	151,9	200	75,9
25	75	202,5	125	121,5	225	67,5
50	100	151,9	150	101,3	250	60,8
75	125	121,5	175	86,8	275	55,2
100	150	101,3	200	75,9	300	50,6
200	250	60,8	300	50,6	400	38,0
300	350	43,4	400	38,0	500	30,4
400	450	33,8	500	30,4	600	25,3
500	550	27,6	600	25,3	700	21,7

D.2 Kolmý náraz vozidla do tuhé překážky

Závislost náhradní síly na rychlosti vozidla

Parametry vozidla



převod	
km/h	m/s
	0,00
16	4,5

Svodidlo

Svodidlo je tuhé (betonová stěna)



hmotnost vozidla
tuhost deformační zóny
délka deformační zóny

kg
kN/m
mm

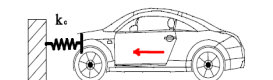
	vozidlo A	vozidlo B	vozidlo C	vozidlo D
hmotnost vozidla	900	1500	2500	3500
tuhost deformační zóny	1778	2342	3161	4426
délka deformační zóny	400	450	500	500

Velikost náhradní síly v závislosti na typu a rychlosti vozidla

v	vozidlo A		vozidlo B		vozidlo C		vozidlo D	
	E_k	F_i	E_k	F_i	E_k	F_i	E_k	F_i
m/s	kNm	kN	kNm	kN	kNm	kN	kNm	kN
1	0,5	40	0,8	69	1,3	89	1,8	124
2	1,8	80	3,0	138	5,0	178	7,0	249
3	4,1	120	6,8	207	11,3	267	15,8	373
4	7,2	160	12,0	275	20,0	356	28,0	498
4,5	9,1	180	15,2	310	25,3	400	35,4	560
5	11,3	200	18,8	344	31,3	444	43,8	622
6	16,2	240	27,0	413	45,0	533	63,0	747
7	22,1	280	36,8	482	61,3	622	85,8	871
8	28,8	320	48,0	551	80,0	711	112,0	996
9	36,5	360	60,8	620	101,3	800	141,8	1120
10	45,0	400	75,0	689	125,0	889	175,0	1245

D.3 Energie absorbovaná deformací vozidla

Vozidlo 900kg	tuhost deformační zóny délka deformační zóny	$k_c =$	1778 kN/m 400 mm
Vozidlo 1500kg	tuhost deformační zóny délka deformační zóny	$k_c =$	2342 kN/m 450 mm
Vozidlo 2500kg	tuhost deformační zóny délka deformační zóny	$k_c =$	3161 kN/m 500 mm



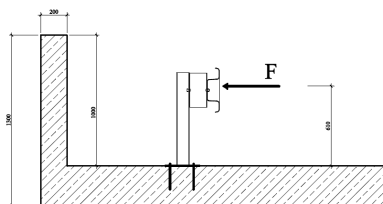
Stanovení velikosti energie absorbované deformací

i	F _i kN	900 kg		1500 kg		2500 kg	
		δ _{ci} mm	E _{ci} kJ	δ _{ci} mm	E _{ci} kJ	δ _{ci} mm	E _{ci} kJ
1	10	5,6	0,0	4,3	0,0	3,2	0,0
2	20	11,2	0,1	8,5	0,1	6,3	0,1
3	30	16,9	0,3	12,8	0,2	9,5	0,1
4	40	22,5	0,4	17,1	0,3	12,7	0,3
5	50	28,1	0,7	21,3	0,5	15,8	0,4
6	60	33,7	1,0	25,6	0,8	19,0	0,6
7	70	39,4	1,4	29,9	1,0	22,1	0,8
8	80	45,0	1,8	34,2	1,4	25,3	1,0
9	90	50,6	2,3	38,4	1,7	28,5	1,3
10	100	56,2	2,8	42,7	2,1	31,6	1,6
11	125	70,3	4,4	53,4	3,3	39,5	2,5
12	150	84,4	6,3	64,0	4,8	47,5	3,6
13	175	98,4	8,6	74,7	6,5	55,4	4,8
14	200	112,5	11,2	85,4	8,5	63,3	6,3
15	250	140,6	17,6	106,7	13,3	79,1	9,9
16	300	168,7	25,3	128,1	19,2	94,9	14,2
17	350	196,9	34,4	149,4	26,2	110,7	19,4
18	400	225,0	45,0	170,8	34,2	126,5	25,3
19	450	253,1	56,9	192,1	43,2	142,4	32,0
20	500	281,2	70,3	213,5	53,4	158,2	39,5
21	550	309,3	85,1	234,8	64,6	174,0	47,8
22	600	337,5	101,2	256,2	76,9	189,8	56,9
23	650	365,6	118,8	277,5	90,2	205,6	66,8
24	700	393,7	137,8	298,9	104,6	221,4	77,5
25	711,2	400,0	142,2	303,7	108,0	225,0	80,0
26	800	400,0	142,2	341,6	136,6	253,1	101,2
27	900	400,0	142,2	384,3	172,9	284,7	128,1
28	1000	400,0	142,2	427,0	213,5	316,4	158,2
29	1053,9	400,0	142,2	450,0	237,1	333,4	175,7
30	1100	400,0	142,2	450,0	237,1	348,0	191,4
31	1200	400,0	142,2	450,0	237,1	379,6	227,8
32	1400	400,0	142,2	450,0	237,1	442,9	310,0
33	1580,5	400,0	142,2	450,0	237,1	500,0	395,1

D.4 Svodnicové svodidlo, sloupky vetknuté - energie absorbovaná deformací

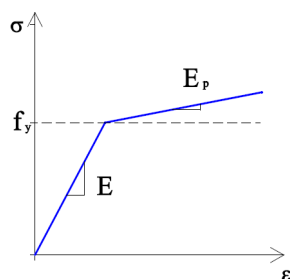
výpočet podle ČSN EN 1991-1-1

Parametry svodidla



Svodnicové svodidlo sloupky vetknuté do podložky
osová vzdálenost sloupků 4000 mm

Pracovní diagram a charakteristiky materiálu použitého ve výpočtu



S 235

$f_y =$	240	MPa
$E =$	210	GPa
$E_p =$	2,1	MPa
$G =$	80	GPa

Výpočet náhradní síly

Náhradní síla dle ČSN EN 1991-1-1 $F = 0,5 \text{ m} \sqrt{v^2 / (\delta_c + \delta_b)}$

Deformace svodidla podle článku B(4)

Výpočet energie absorbované deformací

i	F_i na 1,5 m	F_i	δ_{ci}	δ_{bi}	W_i	E_{di}
	kN/m	kN	mm	mm	mm	kNm
1	5	7,5		9,90	9,9	0,07
2	10	15		19,30	19,3	0,29
3	15	22,5		29,90	29,9	0,67
4	20	30		56,80	56,8	1,70
5	23	34,5		270,00	270,0	9,32
6	25	37,5		303,50	303,5	11,38
7	27	40,5		327,20	327,2	13,25
8	30	45		391,10	391,1	17,60

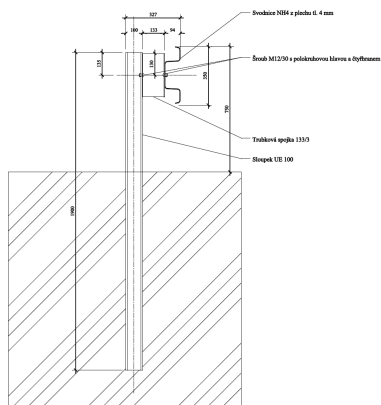
deformace vozidla	$\delta_{ci} = F/k_c$
deformace svodidla	$\delta_{bi} = z$ výpočtu
celková deformace	$W_i = \delta_{ci} + \delta_{bi}$
energie absorbovaná deformací	$E_{di} = F_i \cdot W_i$

D.6 Svodnicové svodidlo, sloupky v zemině - energie absorbovaná deformací

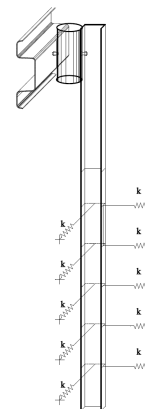
výpočet podle ČSN EN 1991-1-1

Parametry svodidla

geometrie

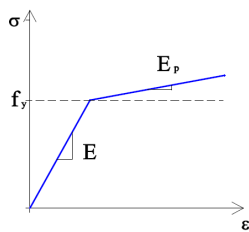


podepření



k = 1 MN/m

Pracovní diagram a charakteristiky materiálu použitého ve výpočtu



S 235

$f_y = 240$ MPa
 $E = 210$ GPa
 $E_p = 2,1$ MPa
 $G = 80$ GPa

Stanovení velikosti energie absorbované deformací

i	F_i	δ_{ci}	δ_{bi}	W_i	E_{di}
	kN	mm	mm	mm	kNm
1	10		44,1	44,1	0,44
2	20		90,1	90,1	1,80
3	30		307,1	307,1	9,21
4	40		1016,6	1016,6	40,66
5	60		1532,0	1532,0	91,92
6	80		1831,0	1831,0	146,48
7	100		2004,9	2004,9	200,49
8	120		2119,8	2119,8	254,38
9	140		2202,0	2202,0	308,28
10	160		2262,7	2262,7	362,03

deformace vozidla

$$\delta_{ci} = F/k_c$$

deformace svodidla

$$\delta_{bi} = z \text{ výpočtu}$$

celková deformace

$$W_i = \delta_{ci} + \delta_{bi}$$

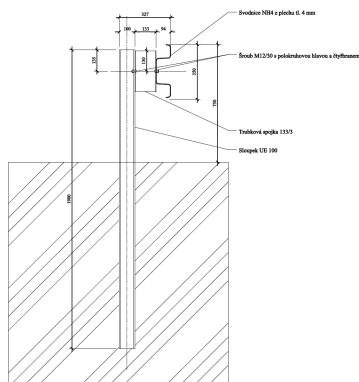
energie absorbovaná deformací

$$E_{di} = F_i \cdot W_i$$

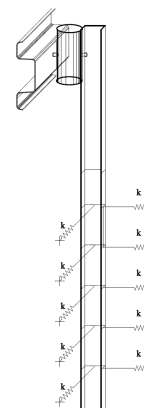
D.7 Svodnicové svodidlo, sloupky v zemině - energie absorbovaná deformací

Parametry svodidla

geometrie

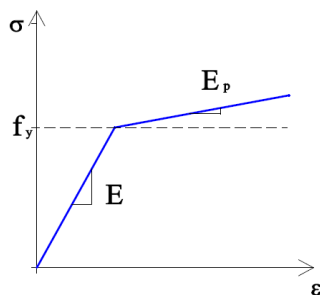


podepření



k = 1 MN/m

Pracovní diagram a charakteristiky materiálu použitého ve výpočtu



S 235

$f_y = 240$ MPa
 $E = 210$ GPa
 $E_p = 2,1$ MPa
 $G = 80$ GPa

Stanovení velikosti energie absorbované deformací

i	F_i kN	δ_{ci} mm	δ_{bi} mm	w_i mm	E_{di} kJ	ΣE_{di} kJ
1	10		44,1	44,1	0,22	0,22
2	20		90,1	90,1	0,69	0,91
3	30		307,1	307,1	5,43	6,34
4	40		1016,6	1016,6	24,83	31,17
5	60		1532,0	1532,0	25,77	56,94
6	80		1831,0	1831,0	20,93	77,87
7	100		2004,9	2004,9	15,65	93,52
8	120		2119,8	2119,8	12,64	106,16
9	140		2202,0	2202,0	10,69	116,84
10	160		2262,7	2262,7	9,10	125,95

deformace vozidla

$$\delta_{ci} = F/k_c$$

deformace svodidla

$$\delta_{bi} = z \text{ výpočtu}$$

celková deformace

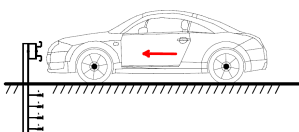
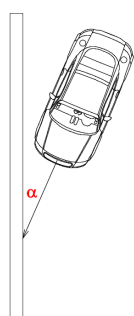
$$w_i = \delta_{ci} + \delta_{bi}$$

přírůstek energie

$$E_{di} = (F_i + F_{i-1}) * (w_i - w_{i-1}) / 2$$

D.8 Závislost přesnosti výpočtu absorbované energie na počtu zatěžovacích kroků

Parametry vozidla



převod	
km/h	m/s
100	27,78

hmotnost vozidla

900 kg

rychlost vozidla

27,78 m/s

úhel nárazu

$\alpha = 20$ stupňů

$\alpha = 0,3490656$ rad

$\sin \alpha = 0,3420199$

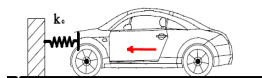
$v_{\perp} = 9,501312$ m/s

$\cos \alpha = 0,9396927$

$v_{\parallel} = 26,104664$ m/s

kinetická energie vozidla kolmo k překážce

$E_k = 40,6$ kNm



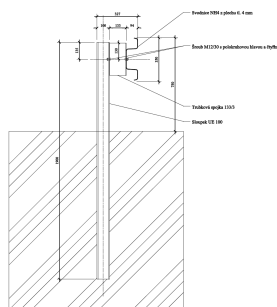
tuhost deformační zóny

$k_c = 1778$ kN/m

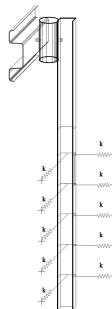
délka deformační zóny

400 mm

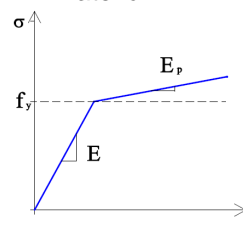
Parametry svodidla geometrie



podepření



materiál



$f_y = 240$ MPa

$E = 210$ GPa

$E_p = 2,1$ MPa

$k = 1$ MN/m

Stanovení velikosti energie absorbované deformací

i	F_i	δ_{ci}	δ_{bi}	w_i	E_{di}	ΣE_{di}
	kN	mm	mm	mm	kNm	kNm
1	46	25,9	1228,9	1254,8	28,86	28,86

i	F_i	δ_{ci}	δ_{bi}	w_i	E_{di}	ΣE_{di}
	kN	mm	mm	mm	kNm	kNm
1	20	11,2	90,1	101,3	1,01	1,01
2	46	25,9	1228,9	1254,8	38,06	39,08

i	F_i	δ_{ci}	δ_{bi}	w_i	E_{di}	ΣE_{di}
	kN	mm	mm	mm	kNm	kNm
1	10	5,6	44,1	49,7	0,25	0,25
2	20	11,2	90,1	101,3	0,77	1,02
3	30	16,9	307,1	324,0	5,57	6,59
4	40	22,5	1016,6	1039,1	25,03	31,62
5	46	25,9	1228,9	1254,8	9,27	40,89