

UNIVERZITA PARDUBICE

Dopravní fakulta Jana Pernera

Program pro výpočet vypružení kolejových vozidel

Petr Vnenk

Bakalářská práce

2011

Univerzita Pardubice
Dopravní fakulta Jana Pernera
Akademický rok: 2010/2011

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Petr VNENK**
Osobní číslo: **D08496**
Studijní program: **B3709 Dopravní technologie a spoje**
Studijní obor: **Dopravní prostředky-Kolejová vozidla**
Název tématu: **Program pro výpočet vypružení kolejových vozidel**
Zadávající katedra: **Katedra dopravních prostředků a diagnostiky**

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

Provést teoretický rozbor postupů používaných při výpočtu (návrhu) vypružení kolejových vozidel. Tento rozbor bude podkladem pro vytvoření programu, který bude umožňovat ověření správnosti návrhu vypružení ze zadaných vstupních parametrů. Funkčnost vytvořeného programu ověřit na několika konkrétních případech. Vypracovat:

1. Teoretický rozbor postupů pro návrh vypružení kolejových vozidel.
2. Program pro výpočet vypružení kolejových vozidel.
3. Kontrolu funkčnosti programu na několika konkrétních případech.

Rozsah grafických prací: **podle pokynů vedoucího BP**
Rozsah pracovní zprávy: **40 stran**
Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná**

Seznam odborné literatury:

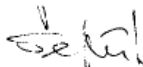
- [1] IZER, J., JANDA, J., MARUNA, Z., ZDRŮBEK S. Kolejové vozy, Bratislava: ALFA, 1 vydání, 1986, 380s., ISBN 63-870-84.
- [2] MARUNA, Z., HOFFMANN, V., KOULA, Jan: METODIKA KONSTRUOVÁNÍ KOLEJOVÝCH VOZIDEL, Praha: ČVUT, 1992, 178s., ISBN 80-01-00815-0.
- [3] LEINVEBER, J., VÁVRA, P.: Strojnické tabulky, Albra, Úvaly: 2003, 865 s., ISBN 80-86490-74-2.
- [4] KRÍŽ R., VÁVRA, P.: Strojírenská příručka - 5. svazek, SCIENTIA, Praha: 1994, 241 s., ISBN 80-85827-59-X.
- [5] UIC 567 General provisions for coaches, 2004.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Jakub Vágner**
Katedra dopravních prostředků a diagnostiky

Datum zadání bakalářské práce: **25. února 2011**
Termín odevzdání bakalářské práce: **31. května 2011**


prof. Ing. Bohumil Culek, CSc.
děkan

L.S.


Ing. Ivo Šeřík, Ph.D.
vedoucí katedry

V Pardubicích dne 25. února 2011

Prohlášení autora

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

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

Souhlasím s prezenčním zpřístupněním své práce v Univerzitní knihovně.

V Pardubicích dne 3. 11. 2011

Petr Vnenk

Poděkování

Děkuji vedoucímu mé bakalářské práce, panu Ing. Jakubu Vágnerovi za cenné připomínky a návrhy při tvorbě bakalářské práce a za vedení celé mé práce. Dále bych rád poděkoval přátelům a rodině za jejich podporu během celého studia a tvorby bakalářské práce.

Anotace

Tato práce se zabývá řešením návrhu vypružení osobních vozů. V teoretické části je rozebrán problém návrhu vypružení. V praktické části je pak nabídnuta softwarová optimalizace návrhu jednotlivých pružin. Výsledkem práce je počítačový program, ve kterém je tato optimalizace obsažena, a který by měl konstruktérovi sloužit k hledání optimálního řešení dimenzování pružin.

Klíčová slova

vypružení, kolejové vozy, program, pružina

Title

Rail vehicle suspension calculation program

Annotation

This work deals with the suspension solution of personal rail vehicles. The issue of a suspension design is analyzed in the theoretical part of the work, while in the practical part, a software optimization of this specific issue is presented. An actual computer implementation in the form of a calculation program, that can help the construction engineer find the optimal solution of the spring design, is a result of this work.

Keywords

suspension, rail vehicle, program, spring

Obsah

Seznam zkratk	8
Seznam obrázků	9
Seznam tabulek	9
Úvod	10
1 Teorie vypružení vozidel	11
1.1 Základy vypružení vozidel	11
1.2 Limitující prvky návrhu vypružení.....	11
1.2.1 Dovolená výška nárazníků.....	11
1.2.2 Fyziologické vlivy frekvence kmitání skříně	12
1.2.3 Poměry tuhostí jednotlivých stupňů vypružení	13
1.2.4 Efektivní využití materiálu pružin.....	13
1.3 Druhy vypružení vozidel	14
1.4 Šroubovité pružiny	14
2 Vstupní parametry výpočtu vypružení osobních vozů	15
2.1 Hmotnostní odhad	15
2.2 Maximální rozměry pružin	15
2.3 Výpočet dynamické přirážky.....	16
3 Postup výpočtu	17
3.1 Část první – Stanovení přepokládaných sil	17
3.2 Část druhá – návrh jednotlivých pružin.....	18
3.2.1 Optimalizace využití materiálu pružiny	19
3.2.2 Optimalizace počtu závitů pružin.....	21
3.2.3 Výpočet tuhostí a frekvencí.....	22
3.3 Metoda půlení intervalu.....	23
4 Uživatelská příručka	25
4.1 Uživatelské prostředí	25
4.2 Zadávání vstupních hodnot.....	25
4.3 Výsledek výpočtu	29
5 Porovnání výpočtu vypružení bez a s použitím programu	32
Závěr	34
Literatura	35

Příloha A – Převodní tabulka zkratk názvů použitých v programu.....	36
Příloha B – Vývojový diagram	40
Příloha C – Ruční návrh vypružení	44
Příloha D – Návrh vypružení programem	45

Seznam zkratk

TK	Temeno kolejnice
UIC	Mezinárodní železniční unie (Union Internationale des Chemins de fer)
Open Source	Software s otevřeným zdrojovým kódem

Seznam obrázků

Obr. 1 – Zatěžovací stavy pružin.....	18
Obr. 2 – Metoda půlení intervalu	24
Obr. 3 – Celkový pohled na formulář.....	25
Obr. 4 – Formulář po startu aplikace.....	26
Obr. 5 – Detail tabulky vstupních hodnot	26
Obr. 6 – Dialogové okno pro načtení vstupních dat	27
Obr. 7 – Příklad textového souboru se vstupními daty	28
Obr. 8 – Dialogové okno pro uložení vstupních dat.....	28
Obr. 9 – Tabulka se základními parametry návrhu pružin	29
Obr. 10 – Detail buněk s tuhostmi.....	30
Obr. 11 – Příklad nepříznivého návrhu vypružení	30
Obr. 12 – Příklad příznivého návrhu vypružení	31
Obr. 13 – Informační lišta s informací o změně průměru vinutí vnější pružiny	31

Seznam tabulek

Tab. 1 – Výška středů nárazníků nad TK.....	12
Tab. 2 – Zatěžovací stavy pružin.....	16
Tab. 3 – Vstupní hodnoty porovnání výpočtů	32

Úvod

Tato bakalářská práce je zaměřena na problém návrhu vypružení kolejových vozidel. Tento problém je teoreticky rozebrán a příslušně algoritmizován. V praktické části této bakalářské práce je pak provedena počítačová implementace vytvořeného algoritmu, což je rovněž cílem této bakalářské práce.

Výpočet vypružení kolejových vozidel se může udávat různými postupy, jsou-li tyto postupy správné, všechny mohou vést ke správnému návrhu vypružení. Výsledky návrhu vypružení pomocí programu pro výpočet vypružení kolejových vozidel se proto nesnaží být jediným správným návrhem, ale měly by být návrhem velice kvalitním a to díky optimalizaci, kterou program umožňuje.

V úvodní kapitole se nachází teoretický souhrn podmínek pro správný návrh vypružení, popis specifík vypružení kolejových vozidel a jeho limitů. Rovněž jsou v této kapitole stručně charakterizovány šroubovitě pružiny.

Ve druhé kapitole jsou přestaveny vstupní parametry výpočtu vypružení, možnosti jejich určení a výpočtů.

V kapitole třetí je pak detailní popis, jak postupuje program pro výpočet vypružení kolejových vozidel při svém výpočtu. Uživatel se v této kapitole může seznámit s tím, jak program pracuje a tyto informace mu můžou dále sloužit k případným úpravám a rozšíření programu.

Další kapitolou je uživatelská příručka. Tato část práce je věnována uživatelům programu, kteří zde naleznou představení všech možností, které program nabízí.

V závěrečné kapitole je porovnán návrh vypružení kolejových vozidel bez pomoci specializovaného programu a s pomocí tohoto programu.

Bakalářská práce si dává za cíl být přístupná všem čtenářům a potenciálním uživatelům programu pro výpočet vypružení, a to i laikům. Zároveň nabízí řešení návrhu vypružení kolejových vozidel, sice omezené na osobní kolejová vozidla s dvoustupňovým vypružením a duplexními pružinami v obou stupních, ale zato v této oblasti řešení ucelené.

Autor přeje všem čtenářům této bakalářské práce a uživatelům programu pro výpočet vypružení kolejových vozidel, ať jim tato bakalářská práce a k ní přiložený program dobře poslouží při jejich návrzích vypružení kolejových vozidel.

1 Teorie vypružení vozidel

1.1 Základy vypružení vozidel

Na železniční vozidlo jedoucí po koleji působí různé síly. Tyto síly ve spojení s dynamickými účinky pohybu vozidla způsobují jednak mechanické namáhání jednotlivých částí konstrukce vozidla, dále také mechanické namáhání železničního svršku a v neposlední řadě působí na náklad u vozů nákladních, resp. osoby u vozů osobních. Konstruktor železničního vozu je tedy nucen navrhnout taková opatření, aby negativní vlivy vyplývající z jízdy železničního vozidla po koleji co nejvíce eliminoval. K eliminaci těchto vlivů se používá vypružení vozidla. Úkoly vypružení vozidla jsou především následující [1]:

- snížení dynamických účinků mezi vozidlem a kolejí při jízdě,
- snížení rázů mezi vozidly při tvorbě vlaků a při změnách jejich rychlosti,
- udržení přijatelné úrovně kmitavých pohybů skříně, rámu podvozků a vozidel mezi sebou,
- zajištění rovnoměrného zatížení všech kol vozidla při staticky neurčitém uložení jeho rámu na dvojkolích a při postavení na koleji s vertikálními nerovnostmi.

U osobních vozů je navíc vždy nutno brát ohledy na komfort jízdy pro cestující¹, tedy:

- zajištění frekvence skříně pro pohodlnou a bezpečnou přepravu cestujících,
- zabezpečení správné výšky nárazníků nad temenem kolejnice z důvodu přechodu mezi vozy.

Z výše uvedených úkolů vyplývá nutnost použití svislého, podélného i příčného vypružení.

1.2 Limitující prvky návrhu vypružení

1.2.1 Dovolená výška nárazníků

Existují dva základní principy, díky kterým je železniční doprava jedinečnou a zároveň se odlišuje od ostatních druhů doprav. Prvním z nich je, že dráha vozidla vede, druhým je pak možnost řazení vozů do vlaku. Právě tento druhý princip má významný vliv na dimenzování vypružení kolejových vozů, neboť aby se mohly dva sousední vozy bezpečně stýkat po zařazení do vlaku, je třeba zajistit, aby se narážecí plochy jejich nárazníků

¹ Právě komfort cestování po železnici byl jeden z důvodů velké obliby železnice už od jejích prvopočátků v 19. století. Princip pohybu odvalováním tuhého kola po tuhé kolejnici znamenal mnohem pohodlnější dopravu vlaky po „dráze železné“, než dostavníky a kočáry po tehdejších nerovných cestách.

dostatečnou měrou překrývaly a mohlo tak dojít k přenosu sil působících v podélném směru mezi vozy.

Protože bývají nákladní vozy různě ložené a osobní vozy různě obsazené, deformují se pružiny podle okamžitého zatížení vozu a tak se výška nárazníků nad temenem kolejnice (dále jen TK) mění. Aby mohly být ve vlaku společně řazeny vozy prázdné i vozy plně naložené, jsou normativně určeny limitní hodnoty výšky nárazníků nad TK. Veškeré rozmezí těchto limitních hodnot však není vyhrazeno pouze pro deformaci vypružení vozu, nýbrž je třeba mít na paměti také opotřebením věnců kol, které se v průběhu jejich životnosti zvětšuje. Vyhláška UIC 530 pak definuje hodnoty zobrazené v následující tabulce [1]:

Tab. 1 – Výška středů nárazníků nad TK

	osobní	nákladní
maximální výška nárazníků	1065	1065
minimální výška nárazníků bez opotřebením kol	1050	1050
osoustružení a ojetí kol	-30 až -45	-30 až -45
opotřebením částí přenášejících svislé zatížení		-10
minimální výška nárazníků s opotřebením kol	980	970
užitečná deformace	25	25

Z této tabulky je patrné, že na užitečnou deformaci pružin mnoho prostoru nezbyvá. Aby bylo možno prostor pro užitečnou deformaci zvětšit je třeba částečně nebo úplně kompenzovat uvedená opotřebením. To se v praxi provádí výškovým stavěním nárazníků.

- U nákladních vozů s pružnicemi se výškové stavění nárazníků provádí vkládáním unifikovaných podložek mezi objímku pružnice a ložiskovou skříň. Tím se dá zajistit užitečná deformace vypružení až o 60 mm.
- U osobních vozů se výškové stavění nárazníků provádí zpravidla stavitelnou délkou závěsů, takže lze k deformaci využít celého rozmezí výšky nárazníků. Prostor pro užitečnou deformaci se tím může zvětšit až na 70 mm [2].

1.2.2 Fyziologické vlivy frekvence kmitání skříně

Optimální frekvence kmitání skříně osobních vozů pro sedící i stojící cestující by se měla pohybovat v rozsahu 1 až 1,2 Hz. Pro vozy určené k cestám na kratší vzdálenosti se připouští i frekvence vyšší, a to až do 1,8 Hz. Ovšem preferuje se zajistit frekvence nižší, nejlépe do 1,4 Hz, protože vysoká frekvence kmitů může u některých lidí vyvolat nevolnost z pohybu. Na druhou stranu by frekvence neměly klesat výrazněji pod 1 Hz, neboť by takovýto vůz mohl u cestujících vyvolávat mořskou nemoc.

U nákladních vozů se tento problém neřeší.

1.2.3 Poměry tuhostí jednotlivých stupňů vypružení

Má-li vůz, pro nějž je navrhováno vypružení dva stupně vypružení, pak je možno postupovat jedním z následujících koncepčních přístupů pro stanovení poměru těchto stupňů vypružení [2]:

- $\frac{k_1}{k_2} \rightarrow 0$ - V této variantě má sekundární vypružení teoreticky nekonečnou tuhost. Vůz se tak chová jako vůz s jedním stupněm vypružení. Tato varianta se příliš nepoužívá, protože není moc komfortní pro cestující, je ale nejpříznivější z hlediska dynamických účinků vozu na kolej.
- $\frac{k_1}{k_2} = 2$ až $2,5$ - V této koncepci jsou nejmenší amplitudy svislého zrychlení skříně vozu. Pro tento poměr tuhostí jednotlivých stupňů vypružení optimalizuje tuhosti jednotlivých pružin i program, který je součástí této práce.
- $\frac{k_1}{k_2} = 4$ až 5 - Tvrdý první stupeň vypružení v této koncepci zajišťuje, aby nedošlo k rezonanci s vlastní frekvencí skříně. Tento poměr je typický pro kolejové vozy vyráběné v Ruské federaci.
- $\frac{k_1}{k_2} \sim 10$ - Tato koncepce s velmi tvrdým prvním stupněm vypružení je vhodná pouze pro vozy provozované na velmi dobře výškově upravené koleji, anebo pro vozy s poddajným rámem podvozku.
- $\frac{k_1}{k_2} \rightarrow \infty$ - V této variantě má primární vypružení teoreticky nekonečnou tuhost. Při konstrukci je nutné použít poddajný rám podvozku. U osobních vozů se tato koncepce nepoužívá.

1.2.4 Efektivní využití materiálu pružin

Kolejové vozy se zpravidla vyznačují samy o sobě značnou hmotností. Protože jsou však železniční tratě dimenzovány na určité zatížení na nápravu a na metr délky vozu, je jedinou cestou k poskytnutí většího hmotnostního limitu pro náklad či přepravované osoby snaha o snížení hmotnosti vozu samotného. Proto je kladen důraz na efektivní využití jednotlivých součástí vozu, aby nebyla zbytečně přepravována tzv. mrtvá váha. V neposlední řadě je nízká hmotnost vozů i zájmem dopravců, neboť právě na základě hmotnosti se určují poplatky za využití dopravní cesty.

Program pro výpočet vypružení kolejových vozidel je založen na iteraci, která navrhuje průměr drátu válcových pružin s kruhovým průřezem drátu tak, aby byl tento materiál pokud možno maximálně využit, ovšem s ohledem na bezpečnostní koeficienty návrhu.

Pružiny musí akumulovat energii napjatosti, kterou lze u válcových vinutých pružin, které jsou namáhány převážně smykem a krutem, popsat vztahem [1]

$$L = \kappa \cdot V \cdot \frac{\tau^2}{G} \quad (1)$$

kde κ – je součinitel využití objemu pružiny,
 V – je objem materiálu pružiny,
 τ – je maximální hodnota smykového napětí,
 G – je modul pružnosti ve smyku.

1.3 Druhy vypružení vozidel

Vypružení vozidel je možno provést pomocí pružin různých materiálů. Nejčastěji se používá vypružení pružinami nebo pružnicemi z oceli. V dnešní době také nabývá na významu vypružení pryžové anebo vzduchovými měchy. Oba tyto typy vypružení mají své výhody i nevýhody. V programu bude však dále řešeno pouze nejčastěji používané vypružení válcovými pružinami kruhového průřezu drátu.

1.4 Šroubovitě pružiny

Šroubovitě válcové vinuté pružiny jsou nejčastějším typem pružin používaným v kolejových vozech. Mají relativně nízkou hmotnost a je možno je zabudovat do relativně malého prostoru. Mezi jejich nevýhody patří např. neschopnost pohlcovat energii kmitavých pohybů vypružených částí, protože zpravidla pracují v soustavách s tlumiči anebo skutečnost, že největšího smykového namáhání je dosaženo na vnitřní straně vinutí závitů [2], což poněkud stěžuje práci při detekci poškození trhlinami.

Šroubovitě válcové pružiny se vyrábí zpravidla vinutím za tepla na povrch válce. Závěrečné tři čtvrtiny závitů na obou koncích pružiny se zbrousí do roviny kolmé k ose pružiny a přihnou se ke krajním činným závitům. Tyto závity budou dále fungovat jako závěrné závity, které se při namáhání nebudou deformovat. K výrobě pružin se nejčastěji používá drát kruhového průřezu, existují však i pružiny s drátem průřezu čtvercového či obdélníkového [1].

Šroubovitě pružiny se často s výhodou kombinují do sestav dvou a více pružin. Právě případ dvou šroubovitých pružin řeší program pro výpočet vypružení kolejových vozidel. Taková sestava dvou pružin o stejné ose a různých poloměrech vinutí je zvána pružinou duplexní. V duplexní pružině musí být z důvodu eliminace možnosti vzájemného zaklesnutí závitů jednotlivých pružin použity pružiny o opačném smyslu vinutí.

2 Vstupní parametry výpočtu vypružení osobních vozů

Výpočet vypružení osobních vozů lze, jako ostatně většinu výpočtů, algoritmizovat do určitého postupu, který vede k dosažení optimálního návrhu řešení. Zároveň však tento výpočet oproti jiným ztrácí na trivialitě velkým množstvím omezení, plynoucích z jednotlivých požadavků na konstrukci vypružení.

2.1 Hmotnostní odhad

Klíčová data pro správný návrh vypružení osobního vozu plynou z hmotnostního odhadu. Šroubovitě válcové pružiny jsou typické svojí lineární charakteristikou, při zvyšující se hmotnosti vozu je tedy třeba dimenzovat pružiny o vyšší tuhosti.

Základem hmotnostního odhadu je počet cestujících, pro které je vůz dimenzován. Ten je dán součtem míst k sezení a míst ke stání. Zatímco počet míst k sezení plyne jednoznačně z návrhu vozu. Počet míst ke stání se je třeba spočítat z volné plochy ve voze určené ke stání. Celkový počet cestujících se potom násobí průměrnou hmotností jednoho cestujícího 80 kg.

Další položkou v hmotnostním odhadu je hmotnost skříně, ta se může výrazně lišit vzhledem k použitému typu vozu, jeho délce, případně počtu podlaží. Na hmotnost skříně má rovněž vliv vybavení interiéru vozu a případné agregáty ve voze či na skříně instalované.

Vzhledem k nezanedbatelné hmotnosti ocelových pružin je nutno tuto rovněž brát v úvahu. Zde ovšem nastává problém s přesným určením hmotnosti pružin, protože ta závisí na konkrétních parametrech jednotlivých pružin, které budou známy až po provedení výpočtu a návrhu vypružení. Odhaduje se tedy hmotnost jedné duplexní pružiny na 100 kg. Zároveň je nutno určit počet pružin v jednotlivých stupních vypružení.

Podvozek je hmota jedenkrát vypružená, jeho hmotnost tedy ovlivní pouze návrh pružin v primárním vypružení. Je třeba dát pozor, aby nebyla do hmotnosti podvozku započítána hmotnost dvojkolí. Dvojkolí jsou nevypružené hmoty.

Závěrem nelze opomenout hmotnost vody případně nafty v nádržích, která také ovlivní zatížení vozu.

2.2 Maximální rozměry pružin

V železničních podvozcích bývá na velmi stísněném prostoru umístěno mnoho strojních součástí. Nejinak je tomu u pružin. Při návrhu pružin je tedy třeba vycházet z prostoru, který je k zabudování pružin určen. Ten je dán vybraným typem podvozku. Pružina nemusí vyplňovat celý tento prostor, ale nesmí jej přesahovat.

Šířka šroubovitě válcové pružiny se prakticky nemění, zde je tedy rozměr jednoznačně dán. Volná délka válcové šroubovitě pružiny je vždy vyšší než výška prostoru vyhrazeného pro pružinu. Prostor pro pružinu se udává při statickém zatížení pod prázdným vozem.

Pružina by ale měla splňovat právě tuto výšku v tzv. zatěžovacím stavu 1, tedy v momentě, kdy je staticky zatížena prázdným vozem.

2.3 Výpočet dynamické přírážky

Dynamické síly při jízdě způsobují, že amplitudy zatížení vozu dosahují vyšších hodnot než při pouhém statickém zatížení. Dynamická přírážka je koeficient, který toto působení dynamických sil na jedoucí vozidlo zohledňuje.

Pro výpočet dynamické přírážky je třeba znát počet náprav jednotlivých podvozků a maximální rychlost vozu [2]. Dynamická přírážka je definována vztahem

$$P = a + b \cdot \frac{0,22 \cdot (V - 55)}{z_7} \quad (2)$$

kde a a b – je koeficient dynamické přírážky sekundárního vypružení,

V – je maximální rychlost vozu v $\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$,

z_7 – je součet deformací obou stupňů vypružení při zatěžovacím stavu 7.

Pro přehlednost jsou používané zatěžovací stavy pružin uvedeny v následující tabulce:

Tab. 2 – Zatěžovací stavy pružin

Zatěžovací stav pružin	Význam
0	Volná pružina
1	Pružina staticky zatížená prázdným vozem
7	Pružina staticky zatížená obsazeným vozem
8	Pružina dynamicky zatížená obsazeným vozem
9	Limitní teoretický stav pružiny při dosednutí závitů

3 Postup výpočtu

Algoritmus výpočtu vypružení je v programu rozdělen na dvě základní části. V první části jsou ze vstupních hodnot hmotností a dynamických přírážek stanoveny předpokládané síly působící na pružiny v jednotlivých stupních vypružení. Ve druhé části se pak nacházejí iterace ke stanovení optimálního návrhu pružin pro přenos těchto sil.

Popis neznámých použitých ve zdrojovém kódu je uveden v příloze A. Vývojový diagram je uveden v příloze B.

3.1 Část první – Stanovení předpokládaných sil

Návrh stanovení předpokládaných sil působících na pružiny v jednotlivých stupních vypružení je zvolen podle koncepce druhého typu [2], tedy s poměrem tuhostí pružin v jednotlivých stupních vypružení 2 až 2,5. Pro první část výpočtu je tedy jako počáteční hodnota stanoven poměr tuhosti 2,25.

Pro určení hraniční hodnoty tuhosti je dále nutno zvolit určitou frekvenci buď prázdného, nebo obsazeného vozu, která je pro řešení vůz přijatelná. V programu je implicitně určena frekvence prázdného vozu o hodnotě 1,4 Hz. Jak bylo popsáno v kapitole o fyziologických vlivech frekvencí skříně, tato frekvence je přijatelná pro všechny typy vozů a zároveň poskytuje dostatečný prostor pro výslednou hodnotu frekvence obsazeného vozu, která je vždy nižší.

Z této frekvence je pak vypočítána předpokládaná výsledná tuhost vypružení, a to podle vztahu

$$k = m \cdot (2 \cdot \pi \cdot f)^2 \quad (3)$$

kde m – je hmotnost dvakrát vypružených hmot.

Dále je z předpokládané výsledné tuhosti, frekvence prázdného vozu a apriorního poměru tuhostí v programu dopočítána frekvence obsazeného vozu a předpokládané hodnoty tuhostí jednotlivých stupňů vypružení.

Po stanovení jednotlivých předpokládaných tuhostí následují z nich vyplývající výpočty statických zatížení a těm odpovídajících deformací. Pro tyto výpočty zatěžovacích stavů 1 a 7, ve kterých se ještě neprojevuje dynamická přírážka, jsou použity základní vzorce pro výpočet statické tíhové síly a síly působící na pružinu s lineární charakteristikou. Pouze se pro příslušné stavy mění hodnoty hmotností v daných stavech působících.

$$F = m \cdot g \quad (4)$$

$$z = \frac{F}{k} \quad (5)$$

kde g – je tíhové zrychlení,
 k – je tuhost příslušného stupně vypružení.

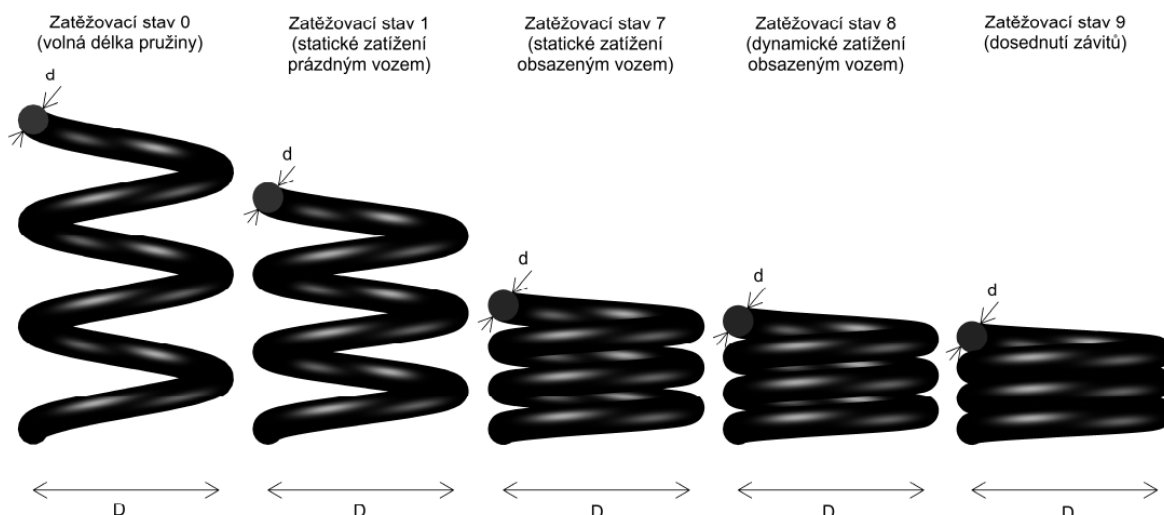
V neposlední řadě je v první části výpočtu stanovení hodnot předpokládaných sil působících na pružiny v zatěžovacím stavu 8 a deformací pružin z těchto sil plynoucích. K těmto výpočtům je třeba znát hodnoty dynamické přirážky stanovené vztahem (2). Pak pro výpočet předpokládaných sil v zatěžovacím stavu 8 se vychází ze sil působících ve stavu 7 a je aplikován vztah

$$F_8 = F_7 \cdot (1 + P) \quad (6)$$

opět s příslušnými hodnotami pro primární a sekundární stupeň vypružení. Pro stanovení deformace při zatěžovacím stavu 8 platí rovněž vztah (5).

Závěrem první části výpočtu je stanovena tuhost jednotlivých duplexních pružin v obou stupních vypružení a také síly působící na tyto jednotlivé duplexní pružiny.

V následujícím obrázku jsou schematicky znázorněny jednotlivé zatěžovací stavy pružiny.



Obr. 1 – Zatěžovací stavy pružin

3.2 Část druhá – návrh jednotlivých pružin

V návrhu vypružení osobního vozu se dvěma stupni vypružení duplexními pružinami se nachází 4 typy pružin, a sice vnější a vnitřní pružina duplexní pružiny primárního vypružení a vnější a vnitřní pružina duplexní pružiny sekundárního vypružení. Přičemž musí platit, že vnější průměr vinutí vnitřní pružiny musí být menší než vnitřní průměr vinutí vnější pružiny ponížený o určitou minimální hodnotu vůle mezi pružinami. Tato hodnota je implicitně nastavena na velikost 4 mm na poloměru pružiny s tím, že ji je program schopen sám zvětšit, a tedy zmenšit vnější průměr vinutí vnitřní pružiny, pakliže je k tomu důvod vzhledem k optimalizaci návrhu jednotlivých pružin i vypružení jako celku.

Hodnoty maximálního průměru vnějších pružin jsou zadávány uživatelem. Hodnoty průměru pružin vnitřních jsou pak dopočítávány programem, kde je zaveden cyklus, kontrolující základní podmínku popsanou v předcházejícím odstavci, tedy nutnost, aby se vnitřní pružina vešla do pružiny vnější i s určitou rezervou.

3.2.1 Optimalizace využití materiálu pružiny

Dalším parametrem, který je kalkulován programem, je průměr drátu vnější pružiny. Zde používá program k iteraci metodu půlení intervalu. Popis této metody je uveden v kapitole 3.3. Program přitom hledá vhodný průměr drátu v rozmezí 10 až 50 milimetrů, které je pro pružiny používané do vypružení kolejových vozů plně postačující. Navíc si může uživatel změnit rozmezí pro hledání průměru drátu v konstantách programu.

Cílem iterace je nalézt takový průměr drátu pružiny, při kterém bude materiál co nejlépe využit. Materiál, pro nějž je program implicitně nastaven, je ocel. Materiálovou konstantu však lze změnit v konstantách programu, takže výpočet programem při použití jiných materiálů není omezen. Ocel, z níž se pružiny pro vypružení kolejových vozů vyrábí má mezní hodnotu smykového napětí 800 MPa. Toto napětí má odpovídat zatěžovacímu stavu 9. Pro výpočet za stavu 8 je tedy použita bezpečnostní rezerva 10 %, takže hodnota mezního smykového napětí pro zatěžovací stav 8 vychází 720 MPa. Program se tedy pomocí iterace snaží navrhnout takový průměr drátu pružiny, aby se k této hodnotě co nejvíce zespoda přiblížil. Výsledný průměr drátu je třeba zaokrouhlit směrem nahoru na celé milimetry, a to z technologických důvodů výroby. Zaokrouhlením nahoru zůstane průměr drátu pružiny vzhledem k napětí na bezpečné straně.

Je nezbytné navrhnout vnitřní i vnější pružinu duplexní pružiny o stejném napětí, proto je součástí iterace i vztah, který počítá průměr drátu vnitřní pružiny v závislosti na iterovaném průměru drátu pružiny vnější. Tato závislost může být zapsána vztahem

$$d_{in} = d_{out} \cdot \frac{D_{in}}{D_{out}} \quad (7)$$

kde d – je průměr drátu,
 D – je průměr vinutí pružiny.

Indexy in a out značí vnitřní, resp. vnější pružinu.

V průběhu iterace zároveň program počítá veličiny, které jsou jednak důležitou součástí iterace samotné a pak jsou také použity do výpisu výsledků návrhu pružin.

První z těchto veličin je poměr vinutí pružiny C . Tento parametr udává poměr průměru vinutí pružiny k průměru drátu pružiny, je možno jej tedy zapsat jako

$$C = \frac{D}{d} \quad (8)$$

Hodnota tohoto parametru by se měla pohybovat mezi 5 a 12. Při analogii s torzní tyčí je možno si představit právě šroubovitou válcovou pružinu jako torzní tyč stočenou do

šroubovice. Tím se ale změní poloha neutrální osy průřezu, největšího napětí se dosáhne jen na vnitřním okraji průřezu a sníží se součinitel využití materiálu.

Další veličinou je síla v zatěžovacím stavu 8. Ta se rozdělí z předpokládané síly v zatěžovacím stavu 8 na jednotlivé pružiny duplexní pružiny podle vztahu

$$F = F_8 \cdot \frac{d^2}{d_{in}^2 + d_{out}^2} \quad (9)$$

kde F_8 – je předpokládaná síla v zatěžovacím stavu 8 ze vzorce (6),
 d – je průměr drátu pružiny.

U hodnoty d v čitateli se použije hodnota průměru drátu vnitřní nebo vnější pružiny podle toho, zda se hodnota síly působící na jednu pružinu v zatěžovacím stavu 8 počítá pro vnitřní, resp. vnější pružinu.

Třetí veličinou je součinitel koncentrace namáhání vyvolaného zakřivením drátu pružiny. Existují různé metody jak tento součinitel spočítat. Při zadávání vstupních parametrů výpočtu si může uživatel vybrat, jakým způsobem chce tento součinitel do výpočtu zahrnout. Ve vztazích (10) až (12) jsou postupně uvedeny vzorce pro výpočet tohoto součinitele podle Wahla, podle Sopwitha a podle UIC.

$$\xi = \frac{4 \cdot C - 1}{4 \cdot C - 4} + \frac{0,615}{C} \quad (10)$$

$$\xi = \frac{C + 0,2}{C - 1} \quad (11)$$

$$\xi = 1,1 \cdot \left(1 + \frac{5}{4 \cdot C}\right) \cdot \left(1 + \frac{1}{C}\right) \quad (12)$$

Součinitele koncentrace namáhání vyvolaného zakřivením drátu pružiny jsou ve všech těchto vztazích závislé pouze na parametru C určeného rovnicí (8). V případě použití vztahu (12) navíc platí, že hodnota ξ nabývá hodnot od 1,15 do 1,35. Pokud je výsledkem hodnota mimo tento interval, zaokrouhlí se na nejbližší hraniční hodnotu tohoto intervalu.

Poslední veličinou počítanou v průběhu iterace je smykové napětí v drátu pružiny při zatěžovacím stavu 8. Toto napětí je vyjádřeno vztahem

$$\tau = \frac{8 \cdot F \cdot D \cdot \xi}{\pi \cdot d^3} \quad (13)$$

kde F – je síla působící na pružinu v zatěžovacím stavu 8, která je dána rovnicí (9),
 D – je průměr vinutí pružiny,
 ξ – je součinitel koncentrace namáhání vyvolaného zakřivením drátu pružiny určený rovnicí (10), (11) nebo (12),
 d – je průměr drátu pružiny.

Napětí τ má být co největší, ale zároveň nižší než 720 MPa (pro ocel).

Přesnost, s jakou má program nalézt průměr drátu je implicitně zadaná na 1 MPa. Tedy požadovaný drát by měl mít takový průměr, aby napětí v něm vyvolané při zatěžovacím stavu 8 dosáhlo 720 MPa právě s přesností 1 MPa.

Poté, co je iterací nalezen vhodný přesný průměr drátu, při kterém je materiál pružiny využit nejefektivněji, zaokrouhlí se tento průměr na celé milimetry nahoru a veličiny počítané v průběhu iterace se znovu přepočítají pro tento průměr drátu. Po přepočítání těchto veličin pro drát vnější pružiny duplexní pružiny, přepočítají se tyto veličiny i pro drát pružiny vnitřní.

Celý tento cyklus k iterování takového průměru drátu, při kterém bude materiál pružiny co nejefektivněji využit, se zopakuje po aplikaci na pružiny v sekundárním vypružení i na pružiny ve vypružení primárním.

V poměru, v jakém byla v předchozí iteraci rozdělena na jednotlivé pružiny duplexní pružiny síla působící v zatěžovacím stavu 8, se dále rozdělí na jednotlivé pružiny duplexní pružiny síly působící v zatěžovacích stavech 1 a 7.

3.2.2 Optimalizace počtu závitů pružin

V programu dále následuje další iterace pomocí metody půlení intervalu. Tentokrát program hledá takový počet činných závitů pružin, aby při zatížení zatěžovacím stavem 8 závity nedosedly, ale zároveň, aby při dosednutí, tedy dosažení zatěžovacího stavu 9, kterážto situace by ale v praxi neměla nastat, nedošlo k poškození drátu působením většího napětí, než je maximální smykové napětí materiálu drátu. Tímto postupem jsou zaručeny dvě důležité skutečnosti. Jednak skutečnost, že při dosažení stavu 8 závity nedosednou, z čehož plyne, že by neměly dosednout v běžném provozu a druhá, ještě důležitější skutečnost, že pokud by z nějakého důvodu došlo k dosednutí závitů, napětí, které by v tomto stavu v drátu vzniklo, by nezpůsobilo poškození drátu. Výpočet se tedy nachází na bezpečné straně.

Při iteraci určuje program počet činných závitů v rozmezí 1 až 25 činných závitů. Tento interval bohatě pokrývá všechny možné konkrétní počty činných závitů v konstrukci kolejových vozidel používané. Uživatel si může nastavit rozmezí, v němž chce počet činných závitů počítat, opět v konstantách programu.

Program opět v průběhu iterace počítá veličiny, které jsou jednak potřebnou součástí iterace a jednak se promítnou do výsledného návrhu vypružení.

První takovou veličinou je tuhost pružiny, ta je na počtu činných závitů závislá a je definována vztahem

$$k = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot n} \quad (14)$$

kde G – je modul pružnosti materiálu pružiny ve smyku,
 d – je průměr drátu pružiny,

D – je průměr vinutí pružiny,
n – je počet činných závitů pružiny.

Třetí veličinou je hodnota deformace pružiny v zatěžovacích stavech 8 a 1. Tato deformace je dána vztahem (5), kde tuhost v jednotlivých stavech zůstává konstantní, ale různé jsou hodnoty působící síly, s nimiž se deformace přímo úměrně mění.

Další počítanou veličinou je délka volné pružiny. K výpočtu délky volné pružiny je použit jednoduchý vztah

$$l_0 = l_1 + z_1 \quad (15)$$

kde l_1 – je délka pružiny v zatěžovacím stavu 1, která je, jako jedna ze vstupních hodnot, zadávána uživatelem. Je to délka pružiny po statickém zatížení prázdnou vozovou skříní, takže prostor pro ni je výrobně omezen konstrukcí podvozku, z_1 – je pak deformace pružiny v zatěžovacím stavu 1 spočítaná v předchozím kroku.

Poslední veličinou počítanou v průběhu iterace je rozestup závitů v zatěžovacím stavu 8. Vyjádřen je vztahem

$$a_8 = \frac{l_0 - (n+1) \cdot d - z_8}{n} \quad (16)$$

kde l_0 – je délka volné pružiny plynoucí z rovnice (15),
n – je počet činných závitů pružiny,
d – je průměr drátu pružiny,
 z_8 – je deformace pružiny v zatěžovacím stavu 8.

Iterace k hledání optimálního počtu činných závitů probíhá pro všechny typy pružin v dvoustupňovém vypružení duplexními pružinami obsažené.

Po ukončení iterace a nalezení optimálního počtu činných závitů následuje zaokrouhlení počtu činných závitů na celé čtvrtiny závitů. Tento krok je opět nezbytný z důvodu technologie výroby pružiny. Je zřejmé, že po tomto zaokrouhlení program přepočítá výše uvedené veličiny, jejichž hodnota se může zaokrouhlením být minimálně změnit.

3.2.3 Výpočet tuhostí a frekvencí

V závěrečné části druhé části algoritmu je z již známé tuhosti jednotlivých pružin duplexní pružiny vyplývající ze vztahu (14) vypočítána tuhost celé duplexní pružiny, která je dána prostým součtem těchto tuhostí a také poměr tuhosti duplexních pružin v primárním a sekundárním stupni vypružení. Tyto vztahy jsou zapsány rovnicemi

$$k_{duplex} = k_{in} + k_{out} \quad (17)$$

$$poměr\ k = \frac{k_{prim}}{k_{sek}} \quad (18)$$

Dále se vyjádří, v jakém poměru jsou tuhosti jednotlivých pružin duplexní pružiny a to jak pro duplexní pružiny v primárním, tak v sekundárním vypružení.

Úplně na závěr tohoto algoritmu se dopočítají konečné veličiny, kterými jsou výsledná celková tuhost navrženého vypružení, maximální vertikální posun nárazníků a frekvence prázdné skříně vozu, obsazené skříně vozu a frekvence podvozku. Jsou užity následující vzorce pro výpočet těchto veličin

$$k_v = \frac{k_{sek} \cdot k_{prim}}{k_{sek} + k_{prim}} \quad (19)$$

$$h = \frac{m_u \cdot g}{k_v} \quad (20)$$

$$f_p = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{k_v}{m_p}} \quad (21)$$

$$f_o = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{k_v}{m_o}} \quad (22)$$

$$f_b = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{k_{sek} + k_{prim}}{m_b}} \quad (23)$$

kde k_{sek} a k_{prim} – jsou tuhosti celého stupně sekundárního, resp. primárního vypružení,
 m_u – je užitečná hmotnost vozu,
 g – je tíhové zrychlení,
 m_p – je hmotnost dvakrát vypružených hmot při prázdné skříně,
 m_o – je hmotnost dvakrát vypružených hmot při plně obsazené skříně,
 m_b – je hmotnost jedenkrát vypružených hmot.

V případě, že by poměr tuhostí jednotlivých stupňů vypružení nevyhovoval zvolené koncepci, tedy buď by byl vyšší než 2,5 anebo nižší než 2, provede program úpravu vstupní hodnoty průměru vnější pružiny buď primárního, nebo sekundárního stupně vypružení tak, aby byl dosažen požadovaný poměr tuhostí, a celý výpočet proběhne pro upravené hodnoty znovu.

Program algoritmus ukončí zveřejněním dosažených výsledků v k tomu určeném formuláři.

3.3 Metoda půlení intervalu

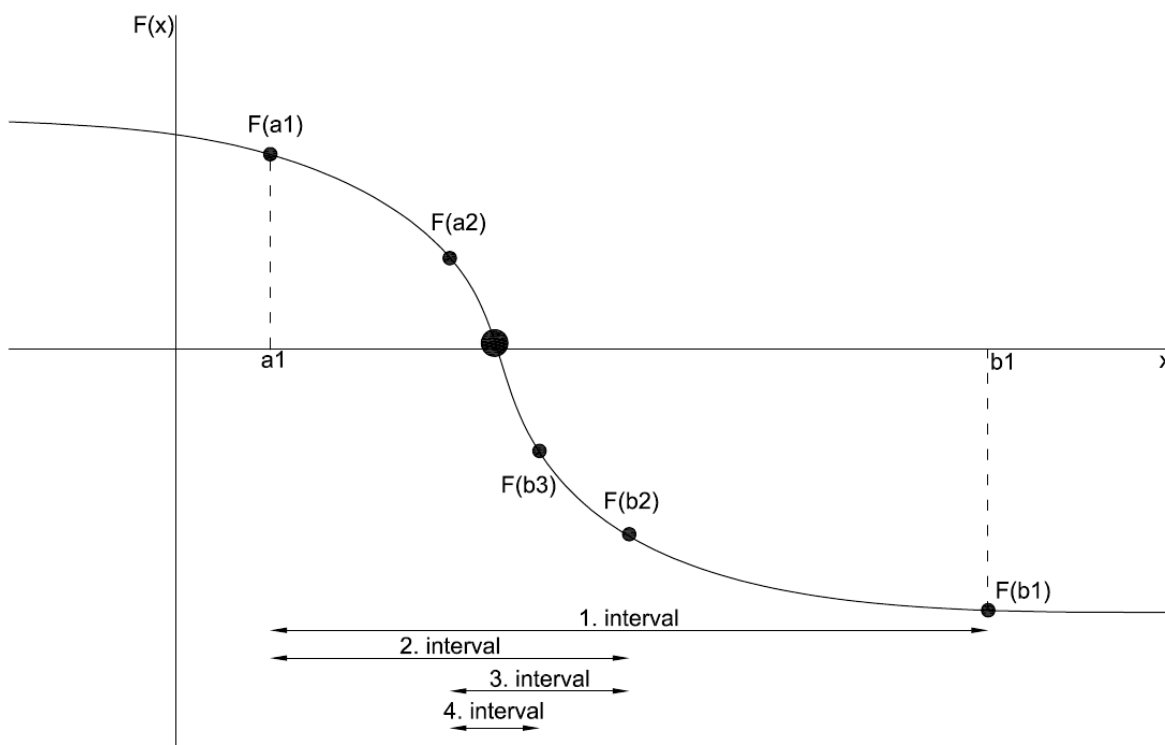
Metoda půlení intervalu je jednou ze základních numerických metod. Algoritmus této metody pro spojité funkce vždy konverguje. Budou-li počáteční hranice intervalu, ve kterém je řešení hledáno nastaveny správně, tedy tak, že se řešení v tomto intervalu nachází, bude řešení metodou půlení intervalu vždy nalezeno.

Princip této metody spočívá v určení intervalu, ve kterém bude hledáno řešení. Funkce musí zároveň v krajních bodech tohoto intervalu nabývat takových hodnot, aby v jednom

krajním bodě byla funkční hodnota vyšší než funkční hodnota hledaného řešení a aby v druhém krajním bodě byla funkční hodnota nižší než funkční hodnota hledaného řešení. Tím je zajištěno, že se hledané řešení nachází uvnitř zvoleného intervalu.

V dalším kroku se určí bod, který leží uprostřed intervalu, ve kterém je řešení hledáno. V tomto bodě se určí funkční hodnota a hranice intervalu, v níž byla funkční hodnota na stejné poloze jako v nově určeném bodu ležícím uprostřed stávajícího intervalu, se přesune do tohoto bodu ležícího uprostřed intervalu. Tím se tento bod stane novou hranicí intervalu. Velikost intervalu se sníží na polovinu a celý tento cyklus se opakuje, dokud není velikost intervalu menší než požadovaná přesnost.

V následujícím obrázku je znázorněn princip metody půlení intervalu, kde se délka původního intervalu $\langle a_1, b_1 \rangle$ dělí na polovinu a takto se postupuje, dokud není dosaženo funkční hodnoty s požadovanou přesností.



Obr. 2 – Metoda půlení intervalu

V obr. 2 jsou patrné jednotlivé kroky (zde 4) při iteraci metodou půlení intervalu. Počáteční interval, ve kterém je řešení hledáno je interval $\langle a_1, b_1 \rangle$ a je zván „1. interval“. Tento i další intervaly jsou v obrázku vyznačené.

4 Uživatelská příručka

4.1 Uživatelské prostředí

Okno programu je pro přehlednost sestaveno tak, aby na sebe jednotlivé uživatelské kroky logicky navazovaly a ovládání bylo intuitivní.

The screenshot shows the 'Vypocet vypruzeni' (Spring Calculation) window. It features a parameter table on the left, a calculation area with input fields and a 'Vypocet' button, and a large table of results on the right. A status bar at the bottom provides a warning about a change in the secondary spring diameter.

Parametr	Hodnota
sezeni	78
stani	62
m_prazdna_skrin_bez_sek	14000
m_cel_podvozek	6500
m_dvojkoli	1100
max_v	160
prim_n_pruzin	4
sek_n_pruzin	4
prim_l1	180
sek_l1	300
prim_d	229
sek_d	221
naprav	2
m_h2o	400

bezpečnostní koeficient: podle UIC

[kg; km/h; mm]

maximalní vertikální posun narazníku: 0.053 m

pomer tuhosti primarniho a sekundarniho vypruzeni: 2.472

vysledna tuhost vypruzeni: 1118893 N/m

frekvence prázdného vozu: 1.413 Hz

frekvence obsazeného vozu: 1.185 Hz

frekvence podvozku: 5.423 Hz

tuhost jedne duplexni pruziny: 392863 N/m 971305 N/m

tuhost jednoho stupne vypruzeni: 1571451 N/m 3885220 N/m

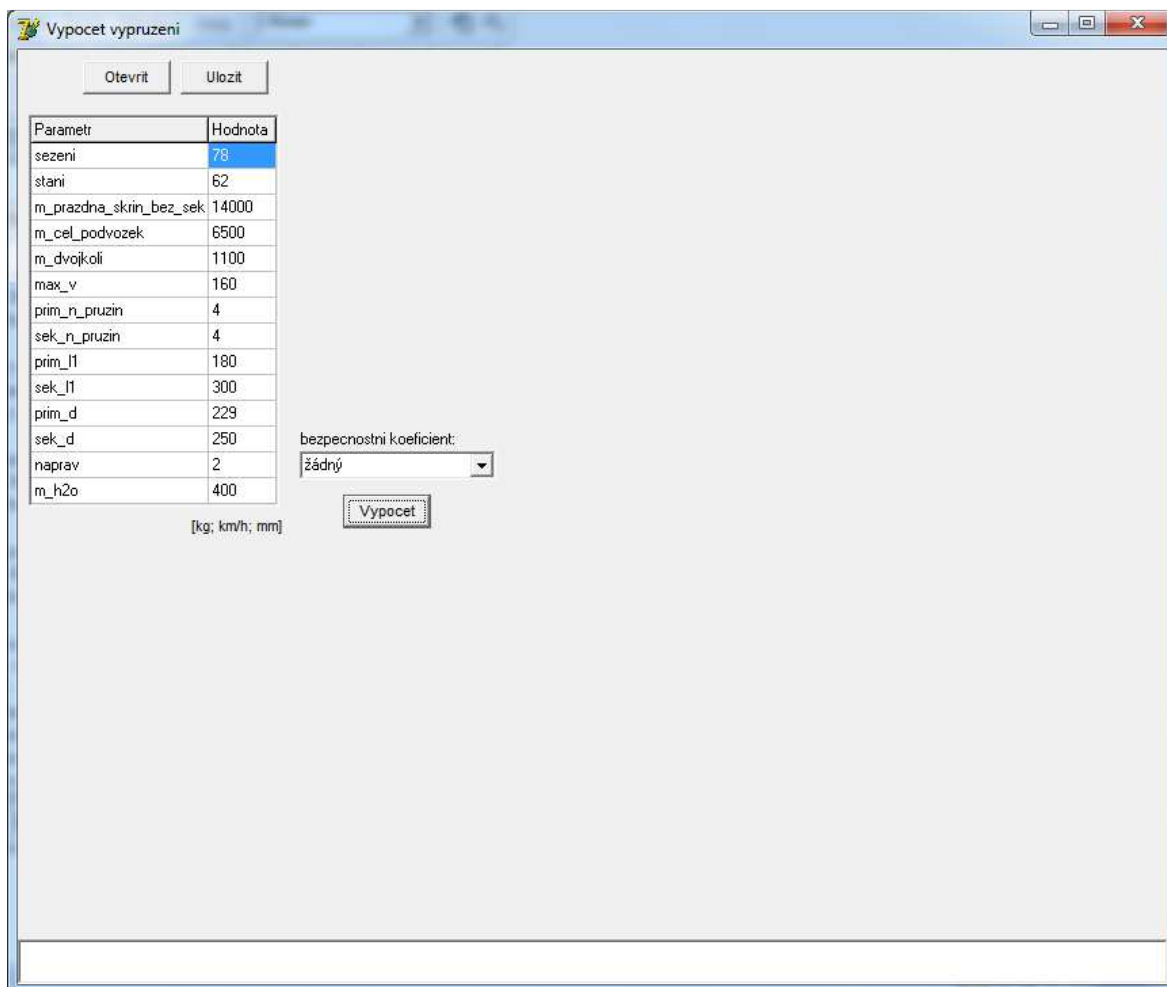
	Sekundár	Sekundár	Primár	Primár	
	Vnější	Vnitřní	Vnější	Vnitřní	jednotka
l1	0.3	0.3	0.18	0.18	m
D	0.221	0.141	0.229	0.147	m
vůle		0.011		0.009	m
průměr drátu	0.036	0.023	0.039	0.025	m
F8	41.13	16.79	52.77	21.68	kN
C	6.139	6.13	5.872	5.88	
koeficient	1.35	1.35	1.35	1.35	
tau8	669789434	668867041	700295068	701273647	Pa
F1	24.72	10.09	32.84	13.49	kN
F7	35.17	14.36	43.27	17.78	kN
nč	5.5	8.5	2.75	4.25	
nz	1.5	1.5	1.5	1.5	
ncelk	7	10	4.25	5.75	
k	277620	115243	687383	283922	N/m
z1	0.089	0.088	0.048	0.048	m
z7	0.127	0.125	0.063	0.063	m
z8	0.148	0.146	0.077	0.076	m
l9	0.234	0.218	0.146	0.131	m
l0	0.389	0.387	0.228	0.228	m
l7	0.262	0.262	0.165	0.165	m
l8	0.241	0.241	0.151	0.151	m
t8	0.026	0.026	0.041	0.03	m
a8	0.003	0.003	0.002	0.005	m
poměr k	0.707	0.293	0.708	0.292	

Byl změněn zadáný průměr vnější pružiny v sekundárním vypružení, aby vyhověl poměr tuhostí jednotlivých stupňů vypružení! Původní hodnota: 250 mm. Nová hodnota: 221 mm.

Obr. 3 – Celkový pohled na formulář

4.2 Zadávání vstupních hodnot

Uživatel se po spuštění aplikace otevře formulář v podobě zobrazené na následujícím obrázku.



Obr. 4 – Formulář po startu aplikace

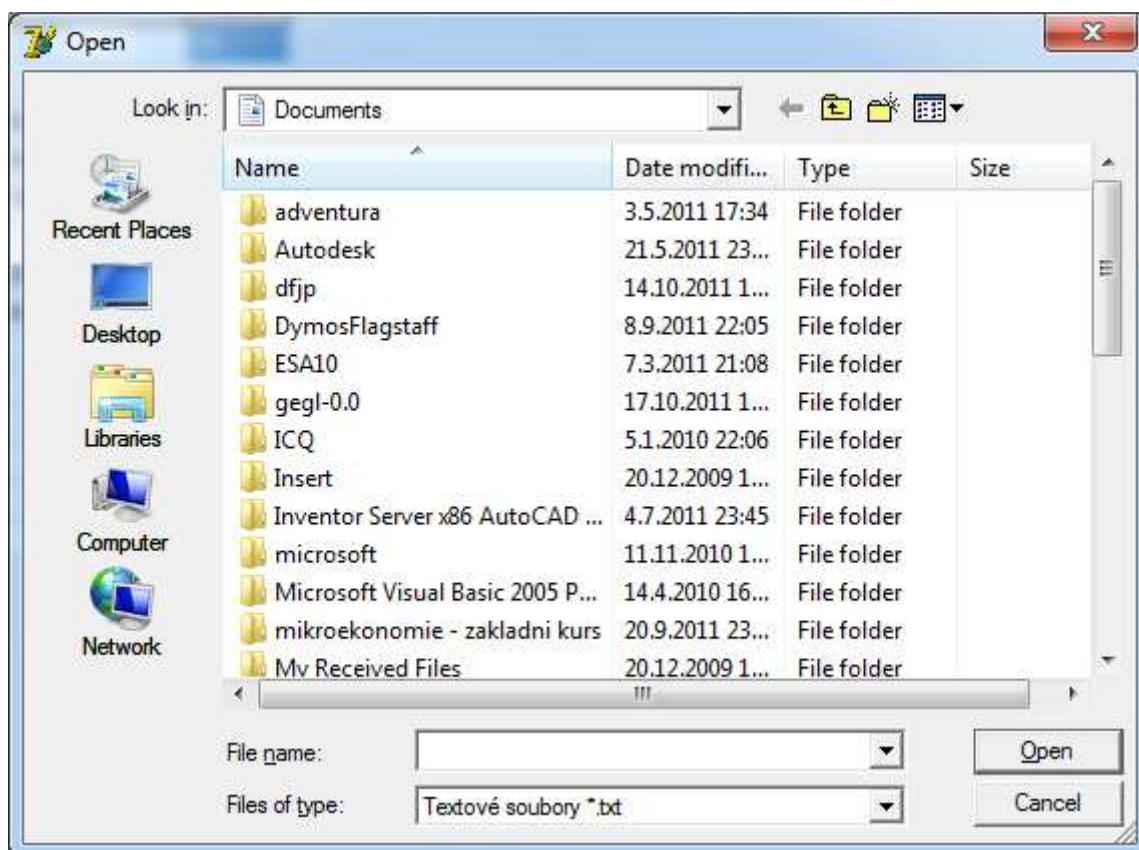
Vstupní data může uživatel zadat buď ručně do sloupce „Hodnota“,

Parametr	Hodnota
sezeni	78
stani	62
m_prazdna_skrin_bez_sek	14000
m_cel_podvozek	6500
m_dvojkoli	1100
max_v	160
prim_n_pruzin	4
sek_n_pruzin	4
prim_l1	180
sek_l1	300
prim_d	229
sek_d	250
naprav	2
m_h2o	400

Obr. 5 – Detail tabulky vstupních hodnot

anebo je může načíst textového souboru. Názvy vstupních veličin ve sloupci „Parametr“, stejně jako názvy dalších veličin, které jsou užity v programu, jsou vysvětleny v převodní tabulce, která je pro její rozsáhlost uvedena v příloze B. Jednotky, ve kterých má uživatel zadávat hodnoty jsou zobrazeny v hranaté závorce pod tabulkou.

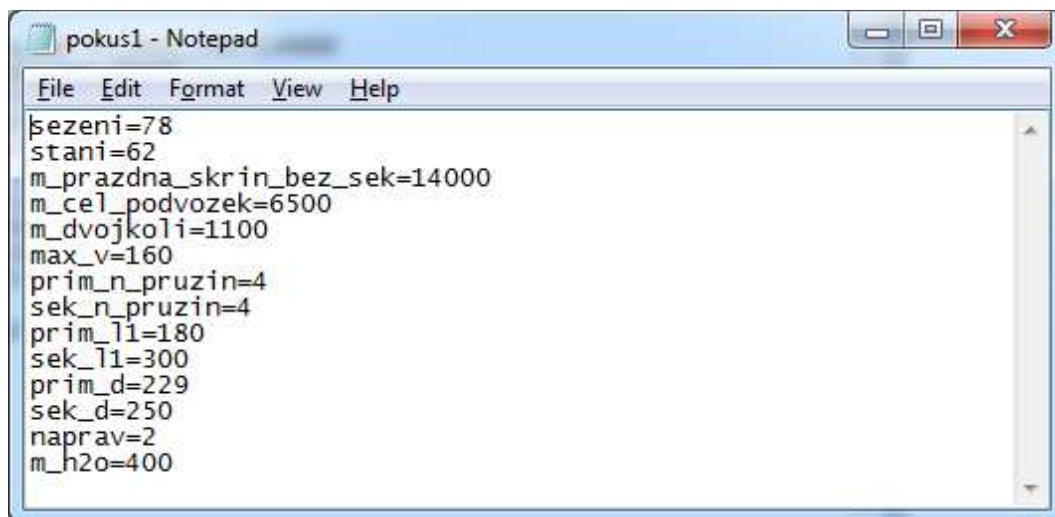
Načtení dat z textového souboru se provede po vyvolání dialogového okna s výběrem souboru. Toto okno vyvolá uživatel kliknutím na tlačítko „Otevrit“.



Obr. 6 – Dialogové okno pro načtení vstupních dat

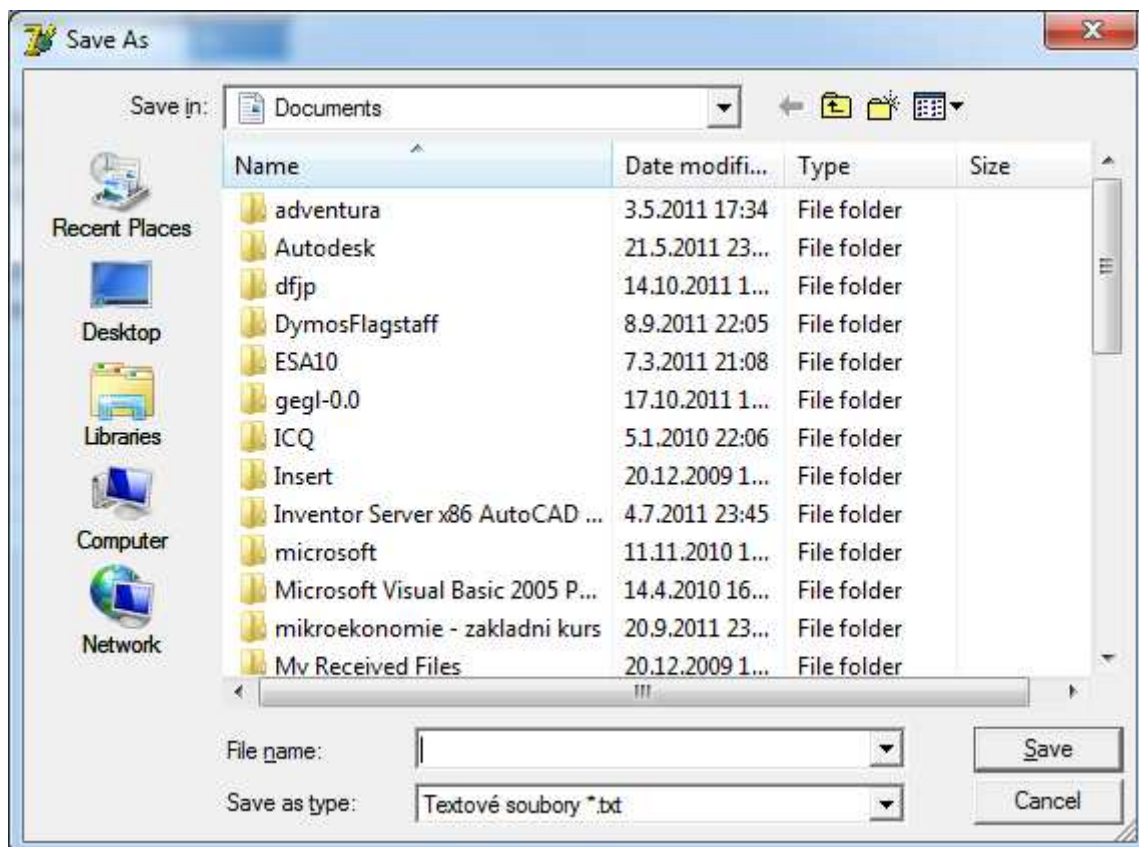
V tomto dialogovém okně jsou zobrazovány implicitně pouze složky a textové soubory s příponou .txt. Uživatel si může toto filtrování zrušit a nastavit zobrazení všech souborů v řádku zcela v dolní části okna. Poté, co si uživatel vybere soubor, který chce pro načtení dat použít, označí jej. V řádku „Název souboru“, resp. v anglických verzích operačních systémů v řádku „File name“ se zobrazí název uživatelem vybraného souboru. Kliknutím na tlačítko „Otevřít“, resp. „Open“ se textový soubor načte.

Aby byl textový soubor správně načten, musí být u něj dodržena forma. Správný zápis textového souboru se vstupními daty pro program je zobrazen na následujícím obrázku.



Obr. 7 – Příklad textového souboru se vstupními daty

Zadá-li uživatel data ručně, může si je uložit vygenerováním textového souboru. Tento soubor pak může být kdykoliv použit k načtení vstupních hodnot. Po kliknutí na tlačítko „Uložit“ se otevře dialogové okno pro uložení vstupních dat.



Obr. 8 – Dialogové okno pro uložení vstupních dat

V tomto dialogovém okně si uživatel vybere cílový adresář. Do řádku „Název souboru“, resp. „File name“ napíše název souboru a klikne na tlačítko „Uložit“, resp. „Save“. Pokud

je ve spodním řádku nastavena položka „Textové soubory *.txt“, uživatelem zvolenému názvu souboru se automaticky přidá přípona .txt.

Posledním uživatelským krokem před zahájením výpočtu je nastavení bezpečnostního koeficientu. Ten si uživatel vybírá z rozbalovacího menu umístěného nad tlačítkem „Vypocet“.

Kliknutím na tlačítko „Vypocet“ se spustí výpočet.

4.3 Výsledek výpočtu

Ve zbývající části programového okna se zobrazí výsledek výpočtu. Základní data o návrhu pružin jsou zobrazena v tabulce v pravé části okna.

	Sekundár	Sekundár	Primár	Primár	
	Vnější	Vnitřní	Vnější	Vnitřní	jednotka
l1	0.3	0.3	0.18	0.18	m
D	0.221	0.141	0.229	0.147	m
vůle		0.011		0.009	m
průměr drátu	0.036	0.023	0.039	0.025	m
F8	41.13	16.79	52.77	21.68	kN
C	6.139	6.13	5.872	5.88	
koeficient	1.35	1.35	1.35	1.35	
tau8	669789434	668867041	700295068	701273647	Pa
F1	24.72	10.09	32.84	13.49	kN
F7	35.17	14.36	43.27	17.78	kN
nč	5.5	8.5	2.75	4.25	
nz	1.5	1.5	1.5	1.5	
ncelk	7	10	4.25	5.75	
k	277620	115243	687383	283922	N/m
z1	0.089	0.088	0.048	0.048	m
z7	0.127	0.125	0.063	0.063	m
z8	0.148	0.146	0.077	0.076	m
l9	0.234	0.218	0.146	0.131	m
l0	0.389	0.387	0.228	0.228	m
l7	0.262	0.262	0.165	0.165	m
l8	0.241	0.241	0.151	0.151	m
l8	0.026	0.026	0.041	0.03	m
a8	0.003	0.003	0.002	0.005	m
poměr k	0.707	0.293	0.708	0.292	

Obr. 9 – Tabulka se základními parametry návrhu pružin

Pod touto tabulkou jsou v buňkách zobrazeny tuhosti jednotlivých duplexních pružin, resp. jednotlivých stupňů vypružení. Pozice těchto buněk pod jednotlivými sloupci odpovídají stupni vypružení, pro které jsou tyto hodnoty počítány, tj. pod sloupcem s pružinami

v sekundárním stupni vypružení se nachází buňky s tuhostmi odpovídající sekundárnímu vypružení, zatímco pod sloupcem s pružinami v primárním stupni vypružení se nachází buňky s tuhostmi odpovídající primárnímu vypružení.

tuhost jedne duplexni pruziny:	<input type="text" value="269863"/>	N/m	<input type="text" value="656187"/>	N/m
tuhost jednoho stupne vypruzeni:	<input type="text" value="1079453"/>	N/m	<input type="text" value="2624749"/>	N/m

Obr. 10 – Detail buněk s tuhostmi

V levé dolní části okna se zobrazí nejdůležitější informace, které se týkají posouzení celého navrhovaného vypružení, zdali vyhovělo, nebo ne. V jednotlivých buňkách se zobrazí maximální vertikální posun nárazníků, poměr tuhosti primárního a sekundárního vypružení, výsledná tuhost vypružení, frekvence prázdného vozu, frekvence obsazeného vozu a frekvence podvozku. Výsledná tuhost vypružení a frekvence podvozku nejsou obecně omezeny nějakými limity, takže se jejich hodnoty pouze zobrazí. Poměr tuhosti primárního a sekundárního vypružení je iterován, takže jeho hodnota vyjde vždy mezi 2 a 2,5, čímž je tato koncepce návrhu splněna. Uživatele budou zajímat hodnoty maximálního vertikálního posunu nárazníků, frekvence prázdného vozu a frekvence obsazeného vozu. Pokud hodnota maximálního vertikálního posunu nárazníků přesáhne 70 milimetrů, podbarví se buňka s touto hodnotou červeně. To samé se stane s buňkami frekvence prázdného vozu a frekvence obsazeného vozu, tady se však buňky podbarví, pokud hodnoty příslušných frekvencí klesnou pod 1 Hz anebo vzrostou nad 1,4 Hz. Samotné překročení těchto limitů a podbarvení buněk červeně nemusí znamenat, že navrhované vypružení není použitelné. Záleží na konkrétním vozu a uvážení konstruktéra, zdali je navrhované vypružení vhodné. Konstruktér může případně změnit určité vstupní parametry a výpočet opakovat dle svého uvážení.

maximalni vertikalni posun narazniku:	<input type="text" value="0.135"/>	m
pomer tuhosti primarniho a sekundarniho vypruzeni:	<input type="text" value="2.319"/>	
vysledna tuhost vypruzeni:	<input type="text" value="434274"/>	N/m
frekvence prazdneho vozu:	<input type="text" value="0.88"/>	Hz
frekvence obsazeneho vozu:	<input type="text" value="0.736"/>	Hz
frekvence podvozku:	<input type="text" value="3.334"/>	Hz

Obr. 11 – Příklad nepříznivého návrhu vypružení

maximalni vertikální posun narazniku:	<input type="text" value="0.065"/>	m
pomer tuhosti primarniho a sekundarniho vypruzeni:	<input type="text" value="2.424"/>	
vysledna tuhost vypruzeni:	<input type="text" value="908230"/>	N/m
frekvence prázdného vozu:	<input type="text" value="1.273"/>	Hz
frekvence obsazeného vozu:	<input type="text" value="1.067"/>	Hz
frekvence podvozku:	<input type="text" value="4.866"/>	Hz

Obr. 12 – Příklad příznivého návrhu vypružení

V případě, že program z důvodu dosažení správného poměru tuhosti primárního a sekundárního vypružení změní uživatelem zadaný průměr vinutí vnější pružiny duplexní pružiny, změní tuto hodnotu jak ve vstupní tabulce, tak o tomto kroku uživatele informuje v informační liště ve zcela dolní části okna, kde zobrazí jak nový, tak původní průměr vinutí vnější pružiny duplexní pružiny.

Byl změněn zadaný průměr vnější pružiny v sekundárním vypružení, aby vyhověl poměr tuhostí jednotlivých stupňů vypružení! Původní hodnota: 250 mm. Nová hodnota: 232 mm.

Obr. 13 – Informační lišta s informací o změně průměru vinutí vnější pružiny

Uživatel může výsledky výpočtu exportovat do textového souboru. Pro tento účel slouží tlačítko „Export“ v pravé dolní části okna programu. Klepnutím na toto tlačítko se otevře dialogové okno a postup uložení výsledků výpočtu je dále stejný jako při ukládání vstupních hodnot. Jednotlivé položky jsou při exportu odděleny tabulátorem, toto může někdy ústít v nepřehledné zobrazení v jednoduchých textových editorech jako např. Notepad, na druhou stranu je tento způsob exportu vhodný, pokud si bude chtít uživatel uložená data otevřít v tabulkových procesorech jako Microsoft Excel nebo OpenOffice Calc.

5 Porovnání výpočtu vypružení bez a s použitím programu

Při výpočtu vypružení bez použití programu se konstruktér snaží o optimalizaci návrhu vypružení variací hodnot dle svého uvážení a zkušeností. Výhodou tohoto postupu je možnost měnit jakýkoliv parametr návrhu. Nevýhodou je, že bez pomoci programu je konstruktér odkázán na postupné změny parametrů a řešení výpočtu vypružení pro tyto hodnoty. Výpočetní technika sice dokáže tyto výpočty značně urychlit, ale nutnost konstruktéra každý takto vypočítaný výsledek porovnat a zhodnotit zůstává. Stejně jako nutnost navrhnout změněné parametry vypružení v případě, že dosavadní výsledky nevyhovují.

Výpočet vypružení pomocí specializovaného programu konstruktérovi návrh znatelně usnadní, protože jsou v něm zahrnuty iterace pro optimalizaci jednotlivých částí návrhu. Zároveň však umožňuje konstruktérovi měnit vstupní parametry v k tomu určeném oddílu. Nevýhodou je, že jsou určité výpočetní parametry v programu předdefinované. Jsou však nastaveny podle obecně platných postupů výpočtu vypružení a tak pokud konstruktér nenavrhuje neobvyklé vypružení, ztrácí tato nevýhoda zcela na významu.

Vstupní hodnoty pro porovnávací výpočet jsou uvedeny v následující tabulce:

Tab. 3 – Vstupní hodnoty porovnání výpočtů

počet míst k sezení	78
počet míst ke stání	62
hmotnost prázdné skříně bez sekundárního vypružení	14000 kg
hmotnost celého podvozku	6500 kg
hmotnost dvojkolí	1100 kg
maximální rychlost vozu	160 km·h ⁻¹
počet pružin v primárním stupni vypružení	4
počet pružin v sekundárním stupni vypružení	4
zástavbová délka pro pružinu v primárním stupni vypružení	180 mm
zástavbová délka pro pružinu v sekundárním stupni vypružení	300 mm
maximální průměr vinutí pružiny v primárním stupni vypružení	229 mm
maximální průměr vinutí pružiny v sekundárním stupni vypružení	250 mm
počet náprav podvozku	2
hmotnost vody v nádrži	400 kg
bezpečnostní koeficient	podle UIC

Výsledné hodnoty výpočtu vypružení provedeného bez pomoci programu pro výpočet vypružení jsou zobrazeny v příloze C a výsledné hodnoty výpočtu vypružení provedeného programem pro výpočet vypružení jsou zobrazeny v příloze D.

Z porovnání těchto výsledků plyne jednoznačně možnost navrhnout lepší výsledky pomocí programu. Například při téměř stejné hodnotě frekvencí prázdného a obsazeného vozu

nabízí mnohem nižší napětí v drátu pružin primárního stupně vypružení. Zároveň je však tento návrh průměru drát iterován tak, aby byl materiál optimálně využit.

Program tedy konstruktéra nenahradí, značně mu však práci při návrhu usnadní, neboť část parametrů při požadavcích zadaných konstruktérem iteruje v optimální hodnoty. Konstruktér tak pouze mění vstupní parametry, přičemž sleduje výsledné hodnoty, zejména hodnoty vertikálního posunu nárazníků a frekvencí skříňe.

Závěr

Bakalářská práce se podle zadání zabývá programem pro výpočet vypružení kolejových vozů. Tento program je přiložen k práci. Program se zabývá výpočtem vypružení pro osobní vozy a to nejčastější kombinací dvoustupňového vypružení s duplexními pružinami. Použití tohoto programu by mělo konstruktérovi usnadnit návrh vypružení.

Textová část bakalářské práce slouží jak k představení teoretického problému vypružení kolejových vozidel, což ocení zejména čtenáři, kteří se o problematiku vypružení kolejových vozidel začínají zajímat, tak k detailnímu popisu programu a to jak z pohledu programátora, tedy iteračních a algoritmizací postupů, tak z pohledu uživatele, pro nějž je v textové části připravena uživatelská příručka s detailním popisem obsluhy programu a vysvětlením všech možností, které práce s tímto programem skýtá.

V elektronické formě je součástí práce jednak samotná aplikace ve formě .exe souboru, která umožňuje uživateli okamžitou práci s programem, tak zdrojový kód programu, který umožňuje programátorovi, ve spolupráci s detailním popisem v textové části, upravit program na požadované parametry, případně může programátor přistoupit k programu jako k tzv. „Open source“ a libovolně jej rozšířit.

Řada příloh doplňuje jak textovou, tak elektronickou část bakalářské práce a umožňuje detailnější pohled na popisovanou problematiku a zároveň rozšíření pro zájemce o hlubší pochopení jednotlivých částí řešení bakalářské práce.

Bakalářská práce otevřela další možnosti pro budoucí vývoj programu, který se tak může stát ještě užitečnější a to například jeho rozšířením pro různé možnosti v počtu stupňů vypružení anebo v počtu do sebe vložených pružin v jednotlivých stupních vypružení. Rovněž významným posunem ve vývoji programu by mohlo být jeho rozšíření na nákladní vozy, případně pracovní stroje a hnací vozidla.

Nechť se tato bakalářská práce stane námětem pro vývoj dalšího dokonalejšího softwaru pro výpočet vypružení vedoucího k ještě vhodnějším návrhům vypružení osobních vozů, ať už na bázi programu v této bakalářské práci prezentovaného anebo na zcela jiném základu, ale především, necht' tato bakalářská práce a program pro výpočet vypružení kolejových vozidel zdárně slouží všem čtenářům a uživatelům a umožní jim snadněji a s lepšími výsledky navrhovat vypružení osobních kolejových vozidel.

Literatura

1. **IZER, Jiří, a další.** *Kolejové vozy*. Bratislava : ALFA, vydavateľstvo technickej a ekonomickej literatúry, n.p., 1986.
2. **MARUNA, Zdeněk a HOFFMANN, Vilém, KOULA, Jiří.** *Metodika konstruování kolejových vozidel - osobní a nákladní podvozky*. Praha : České vysoké učení technické, 1992.
3. **TAUFER, Ivan, KOTYK, Josef a JAVŮREK, Milan.** *Jak psát a obhajovat závěrečnou práci bakalářskou, diplomovou, rigorózní, disertační, habilitační*. Pardubice : Univerzita Pardubice, 2009. ISBN 978-80-7395-157-3.
4. **BOLDYŠ, Petr.** Bibliografické citace dokumentů podle ISO 690 a ISO 690-2. [Online] 6. 31 2006. [Citace: 20. 3 2010.] <http://boldis.cz/>.
5. **BRATKOVÁ, Eva.** Metody citování literatury a strukturování bibliografických záznamů podle mezinárodních norem ISO 690 a ISO 690-2 : metodický materiál pro autory vysokoškolských kvalifikačních prací. [Online] 22. 12 2008. [Citace: 15. 3 2010.] <http://www.evskp.cz/SD/4c.pdf>.
6. **POHL, Rudolf a NOVOTNÝ, Ctirad.** *Železniční vozidla II*. Praha : České vysoké učení technické, 2003. 80-01-02690-6.
7. *UIC 567, General provisions for coaches*. 2004.
8. **BARROW, John.** *Introducing Delphi programming: theory through practice*. Cape Town : Oxford University Press, 2005. 0-19-578911-3.
9. **KŘÍŽ, Rudolf a VÁVRA, Pavel.** *Strojírenská příručka, svazek 5*. Praha : Scientia, 1994. 80-85827-59-X.
10. **LEINVEBER, Jan, ŘASA, Jaroslav a VÁVRA, Pavel.** *Strojnické tabulky*. Praha : Scientia, 1998. 80-7183-123-9.
11. **MOFFETT, Neil.** *Delphi Basics*. [Online] 2011. <http://www.delphibasics.co.uk>.

Příloha A – Převodní tabulka zkratk názvů použitých v programu

název zkratky v programu	správný název
c0	zatěžovací stav 0
c1	zatěžovací stav 1
c7	zatěžovací stav 7
c8	zatěžovací stav 8
c9	zatěžovací stav 9
m_pruziny	hmotnost pružiny
m_osoby	hmotnost osoby
g	tíhové zrychlení
sek_a	koeficient výpočtu dynamické přírážky v sekundárním stupni vypružení
prim_a	koeficient výpočtu dynamické přírážky v primárním stupni vypružení
gg	modul pružnosti materiálu ve smyku
n_zavernych_zavitu	počet závěrných závitů
max_d_dratu	maximální průměr drátu pružiny
min_d_dratu	minimální průměr drátu pružiny
presnost	přesnost výpočtu
max_odch_tau	maximální odchylka smykového napětí
l	délka pružiny
f	síla působící na pružinu
z	deformace pružiny
d	průměr vinutí pružiny
c	poměr průměru vinutí pružiny a průměru drátu pružiny
k	tuhost pružiny
d_navrhovany	průměr drátu pružiny
d_max	maximální průměr vinutí pružiny
n_celk	celkový počet závitů
ksi	bezpečnostní koeficient
k_wahl	bezpečnostní koeficient podle Wahla
k_sopwith	bezpečnostní koeficient podle Sopwitha
k_uic	bezpečnostní koeficient podle UIC
tau8	smykové napětí v zatěžovacím stavu 8
tau8_bez_k	smykové napětí v zatěžovacím stavu 8 bez bezpečnostního koeficientu
tau8_k_wahl	smykové napětí v zatěžovacím stavu 8 s bezpečnostním koeficientem podle Wahla
tau8_k_sopwith	smykové napětí v zatěžovacím stavu 8 s bezpečnostním koeficientem podle Sopwitha

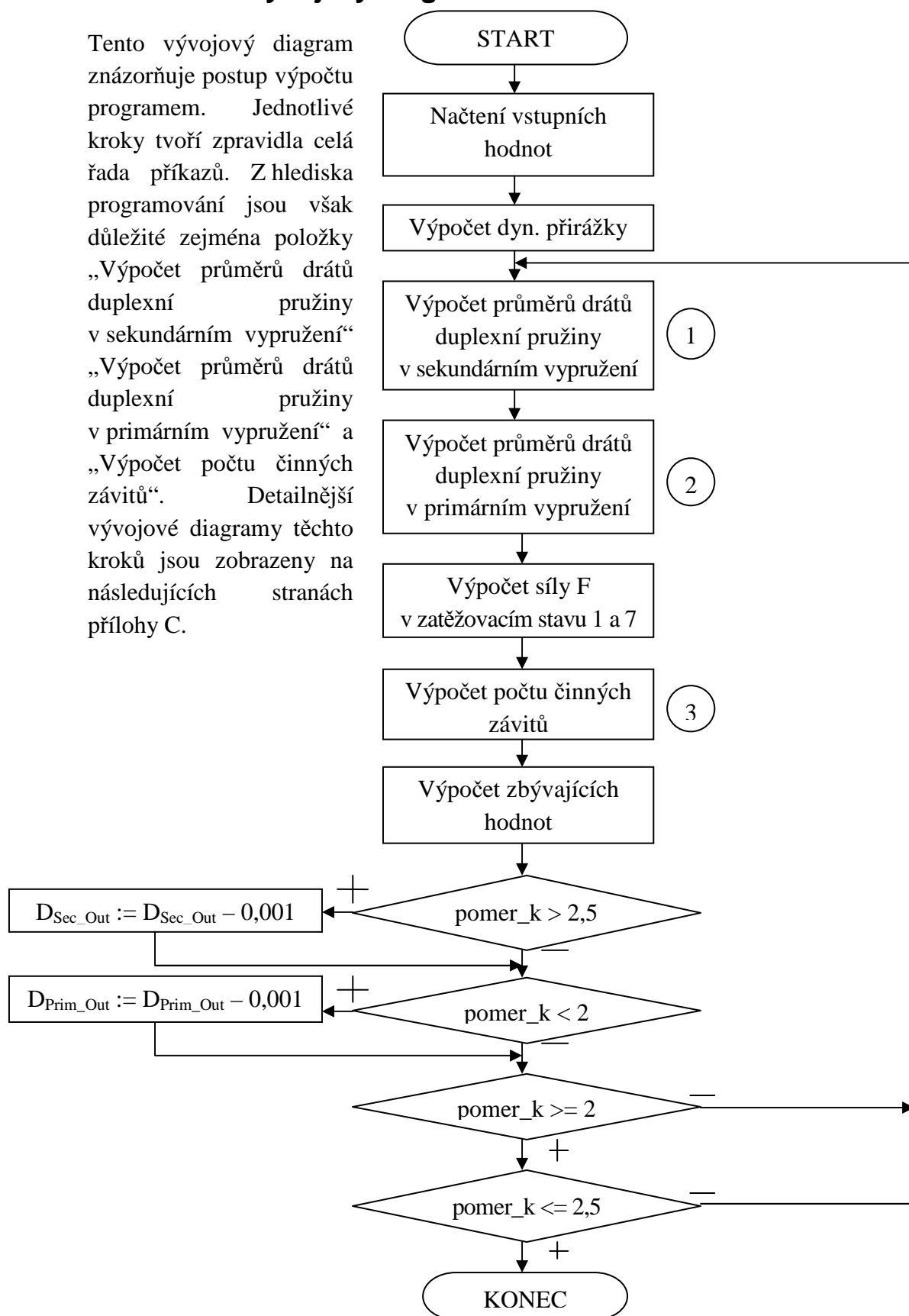
název zkratky v programu	správný název
tau8_k_uic	smykové napětí v zatěžovacím stavu 8 s bezpečnostním koeficientem podle UIC
n_cinnych_zavitu	počet činných závitů
t8	výška závitů v zatěžovacím stavu 8
a8	rozestup závitů v zatěžovacím stavu 8
pomer_k_c	poměr celkových tuhostí
koef	bezpečnostní koeficient
prim_l1	délka pružiny primárního vypružení v zatěžovacím stavu 1
sek_l1	délka pružiny sekundárního vypružení v zatěžovacím stavu 1
prim_d	průměr vinutí pružiny primárního vypružení
sek_d	průměr vinutí pružiny sekundárního vypružení
sezeni	počet míst k sezení
stani	počet míst ke stání
m_prazdna_skrin_bez_sek	hmotnost prázdné skříně vozu
m_cel_podvozek	celková hmotnost podvozku
m_dvojkoli	hmotnost dvojkolí
m_h2o	hmotnost vody v nádržích
max_v	maximální rychlost vozu
prim_n_pruzin	počet pružin v primárním stupni vypružení
sek_n_pruzin	počet pružin v sekundárním stupni vypružení
naprav	počet náprav vozu
ver_posun_narazniku	vertikální posun nárazníků
pocatecni_pomer_tuhosti	počáteční poměr tuhostí
f_prazdny_vuz	frekvence prázdného vozu
b	koeficient výpočtu dynamické přírážky
m_cestujicich	hmotnost cestujících
m_uzitecna	užitečná hmotnost
m_sek_vypruzeni	hmotnost sekundárního vypružení
m_prazdna_skrin_s_pul_sek	hmotnost dvakrát vypružených hmot při prázdné skříně
m_obsazena_skrin_s_pul_sek	hmotnost dvakrát vypružených hmot při obsazené skříně
m_prim_a_sek_vypruzeni	hmotnost primárního a sekundárního vypružení
m_podvozku	hmotnost podvozku
kv_min	minimální výsledná tuhost
kv	výsledná tuhost
z7	součet deformací jednotlivých stupňů vypružení v zatěžovacím stavu 7
f_obsazeny_vuz	frekvence obsazeného vozu
k1	tuhost primárního stupně vypružení

název zkratky v programu	správný název
k2	tuhost sekundárního stupně vypružení
prim_f1	síla působící na primární stupeň vypružení v zatěžovacím stavu 1
sek_f1	síla působící na sekundární stupeň vypružení v zatěžovacím stavu 1
prim_z1	deformace primárního stupně vypružení v zatěžovacím stavu 1
sek_z1	deformace sekundárního stupně vypružení v zatěžovacím stavu 1
prim_f7	síla působící na primární stupeň vypružení v zatěžovacím stavu 7
sek_f7	síla působící na sekundární stupeň vypružení v zatěžovacím stavu 7
prim_z7	deformace primárního stupně vypružení v zatěžovacím stavu 7
sek_z7	deformace sekundárního stupně vypružení v zatěžovacím stavu 7
p1	dynamická přírážka působící na primární stupeň vypružení
p2	dynamická přírážka působící na primární stupeň vypružení
prim_f8	síla působící na primární stupeň vypružení v zatěžovacím stavu 8
sek_f8	síla působící na sekundární stupeň vypružení v zatěžovacím stavu 8
prim_z8	deformace primárního stupně vypružení v zatěžovacím stavu 8
sek_z8	deformace sekundárního stupně vypružení v zatěžovacím stavu 8
prim_k	tuhost primárního stupně vypružení
sek_k	tuhost sekundárního stupně vypružení
prim_f8_celk	síla působící na jednotlivé pružiny primárního stupně vypružení v zatěžovacím stavu 8
sek_f8_celk	síla působící na jednotlivé pružiny sekundárního stupně vypružení v zatěžovacím stavu 8
sek_out_d_navrhovany	průměr drátu vnější pružiny sekundárního stupně vypružení
sek_in_d_navrhovany	průměr drátu vnitřní pružiny sekundárního stupně vypružení
prim_out_d_navrhovany	průměr drátu vnější pružiny primárního stupně vypružení

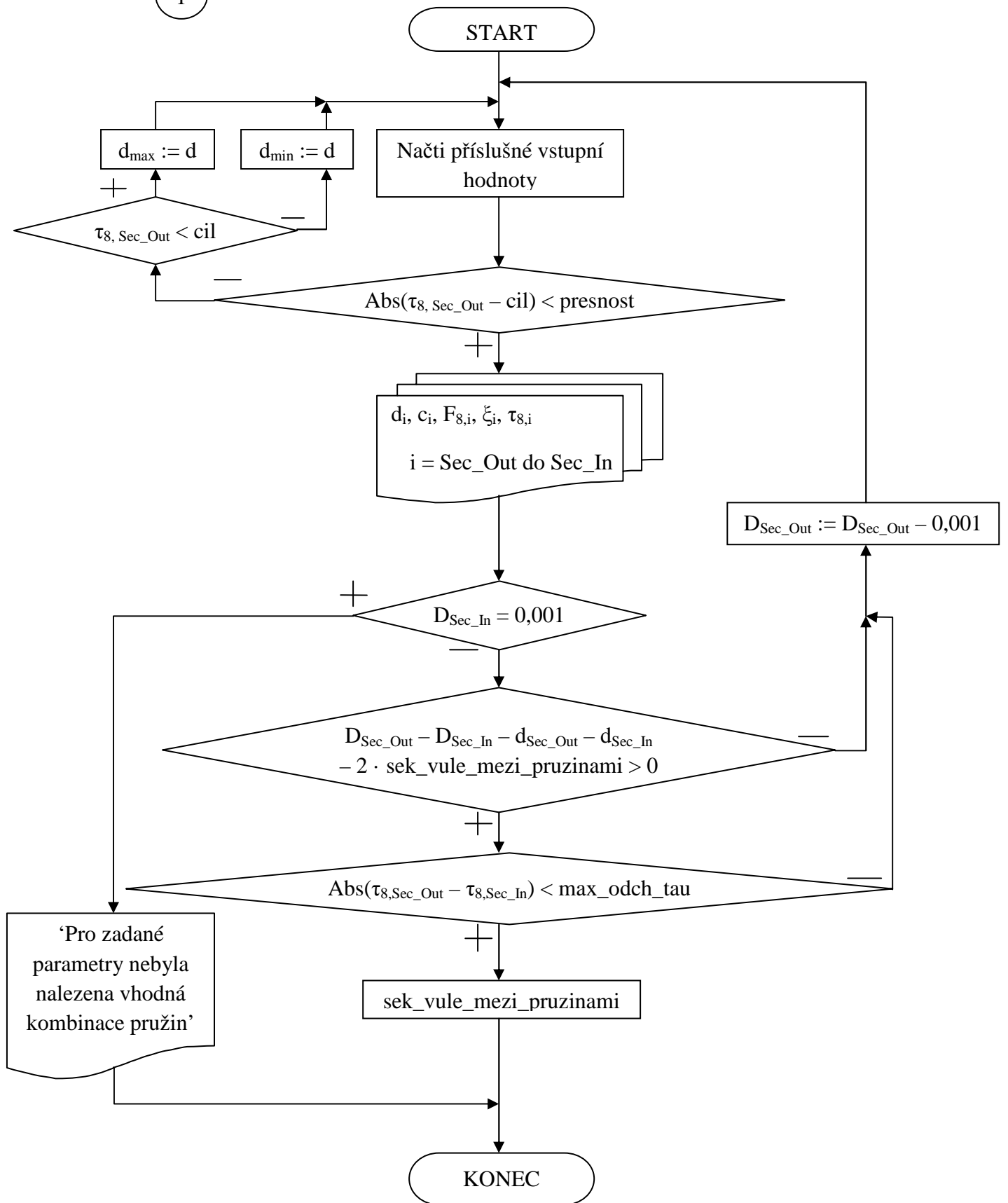
název zkratky v programu	správný název
prim_in_d_navrhovany	průměr drátu vnitřní pružiny primárního stupně vypružení
sek_vule_mezi_pruzinami	vůle mezi pružinami v duplexní pružině v sekundárním stupni vypružení
prim_vule_mezi_pruzinami	vůle mezi pružinami v duplexní pružině v primárním stupni vypružení
prim_in_n_cinnych_zavitu	počet činných závitů vnitřní pružiny v primárním stupni vypružení
sek_out_n_cinnych_zavitu	počet činných závitů vnější pružiny v sekundárním stupni vypružení
sek_in_n_cinnych_zavitu	počet činných závitů vnitřní pružiny v sekundárním stupni vypružení
prim_out_n_cinnych_zavitu	počet činných závitů vnější pružiny v primárním stupni vypružení
prim_k_c	celková tuhost primárního stupně vypružení
sek_k_c	celková tuhost sekundárního stupně vypružení
pomer_k	poměr tuhostí
sek_k4	celková tuhost sekundárního stupně vypružení
prim_k4	celková tuhost primárního stupně vypružení
k_vysledna	výsledná tuhost
f_obs	frekvence obsazeného vozu
f_praz	frekvence prázdného vozu
f_podvozku	frekvence podvozku
posun_narazniku	vertikální posun nárazníků

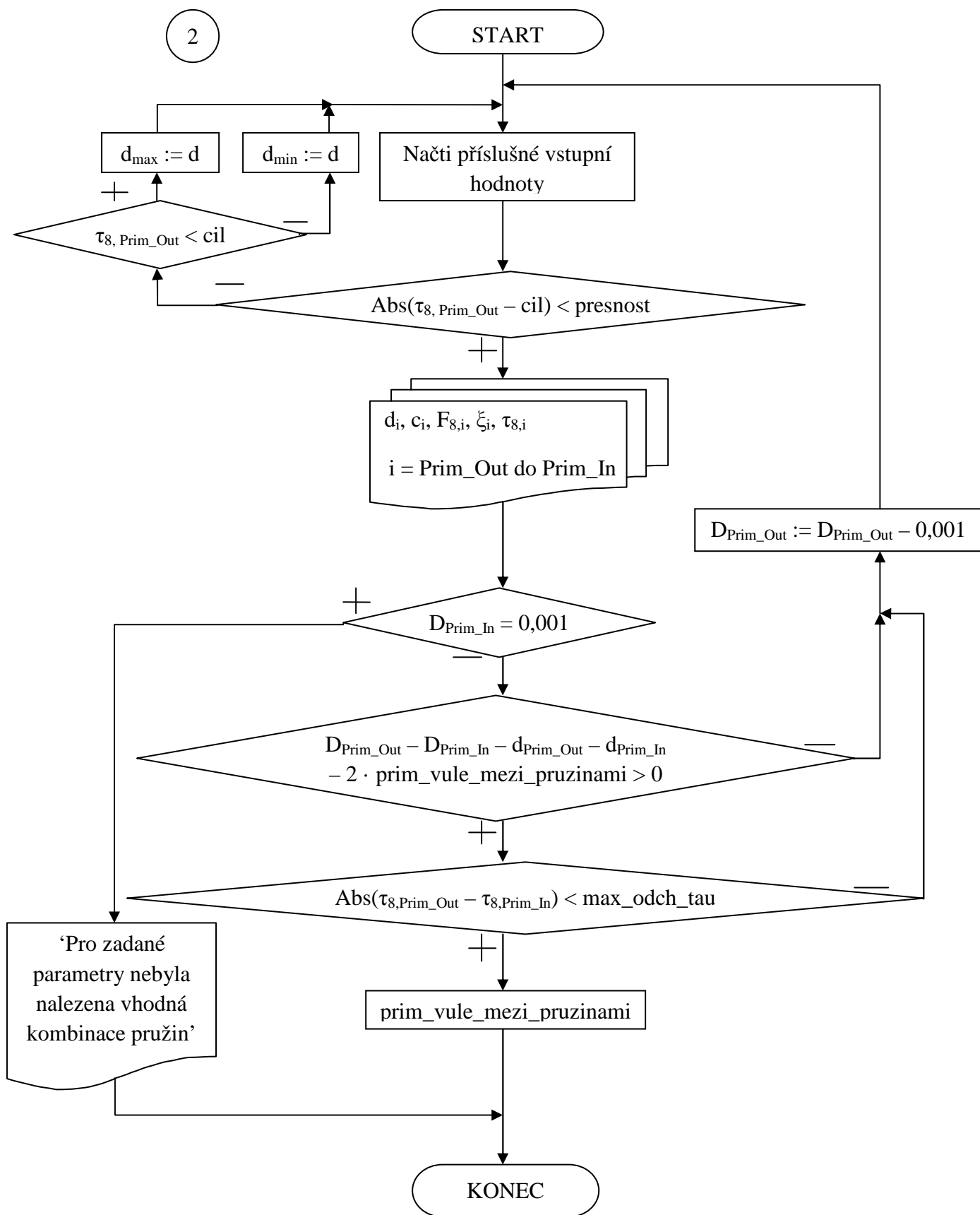
Příloha B – Vývojový diagram

Tento vývojový diagram znázorňuje postup výpočtu programem. Jednotlivé kroky tvoří zpravidla celá řada příkazů. Z hlediska programování jsou však důležité zejména položky „Výpočet průměrů drátů duplexní pružiny v sekundárním vypružení“ (1), „Výpočet průměrů drátů duplexní pružiny v primárním vypružení“ (2) a „Výpočet počtu činných závitů“ (3). Detailnější vývojové diagramy těchto kroků jsou zobrazeny na následujících stranách přílohy C.

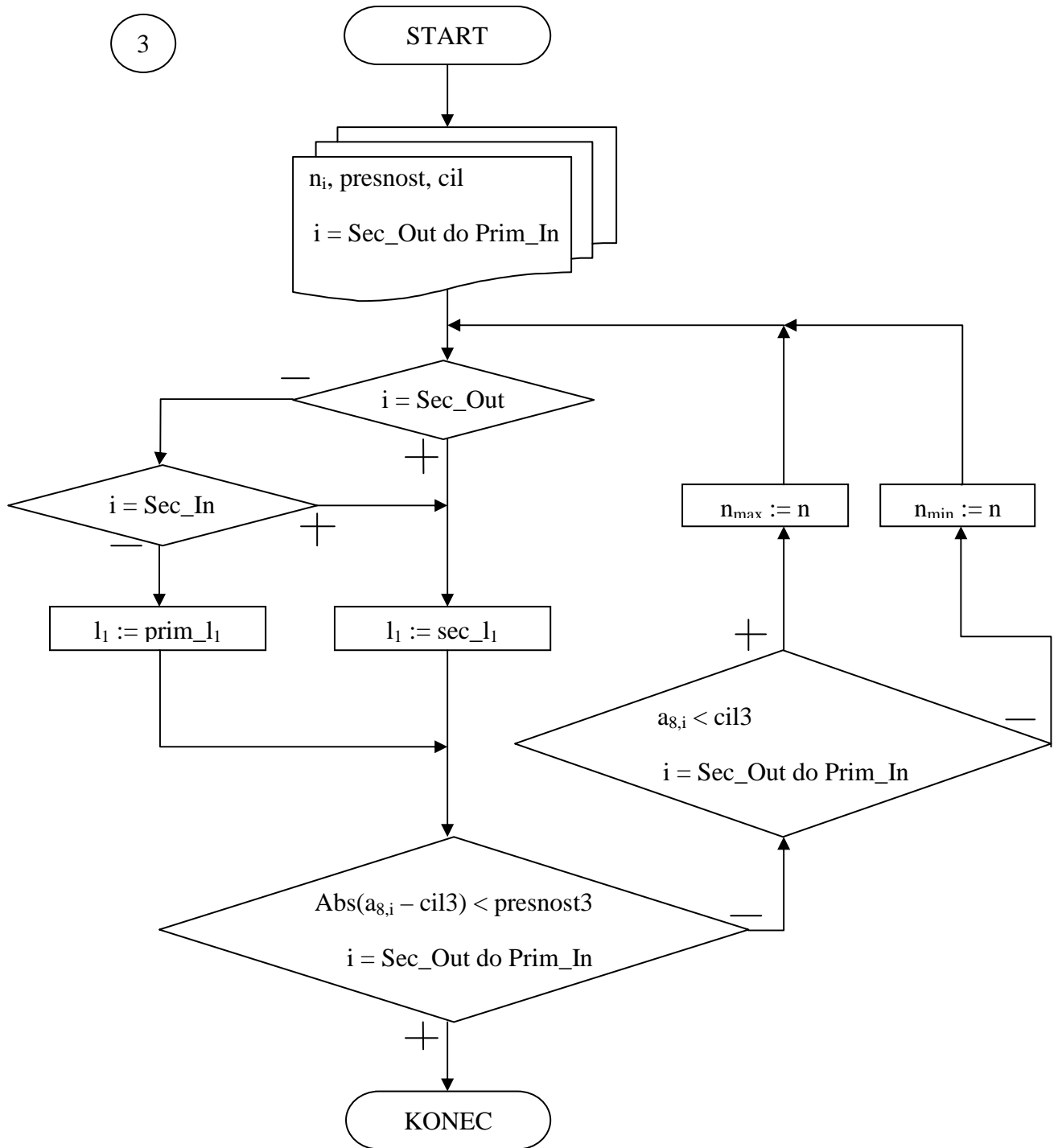


1





3



Příloha C – Ruční návrh vypružení

		SEKUNDÁRNÍ STUPEŇ VYPRUŽENÍ		PRIMÁRNÍ STUPEŇ VYPRUŽENÍ	
		vnější	vnitřní	vnější	vnitřní
l_1	[m]	0,300	0,300	0,180	0,180
D	[m]	0,250	0,159	0,229	0,159
vůle	[m]	0,015		0,004	
d	[m]	0,038	0,023	0,038	0,024
F_8	[kN]	43,0	14,9	54,5	20,0
C		6,579	6,913	6,026	6,625
ξ		1,341	1,328	1,366	1,339
τ_8	[MPa]	669	660	791	782
F_1	[kN]	25,8	9,00	33,9	12,4
F_7	[kN]	36,8	12,8	44,7	16,4
n_{ξ}		4,5	6,75	2,5	3,25
n_z		1,5	1,5	1,5	1,5
n_{celk}		6	8,25	4	4,75
k	[N/m]	$291 \cdot 10^3$	$101 \cdot 10^3$	$682 \cdot 10^3$	$249 \cdot 10^3$
z_1	[m]	0,089	0,089	0,05	0,05
z_7	[m]	0,126	0,126	0,066	0,066
z_8	[m]	0,148	0,148	0,08	0,08
l_9	[m]	0,209	0,178	0,133	0,102
l_0	[m]	0,389	0,389	0,23	0,23
l_7	[m]	0,262		0,164	
l_8	[m]	0,241		0,150	
t_8	[m]	0,045	0,032	0,045	0,039
a_8	[m]	0,007	0,009	0,007	0,015
poměr k		0,742	0,258	0,732	0,268

Tuhost jedné duplexní pružiny	[N/m]	$392 \cdot 10^3$	$931 \cdot 10^3$
Tuhost jednoho stupně vypružení	[N/m]	$157 \cdot 10^4$	$372 \cdot 10^4$

Maximální vertikální posun nárazníků	0,053 m
Poměr tuhosti primárního a sekundárního vypružení	2,373
Výsledná tuhost vypružení	$110 \cdot 10^4$ N/m
Frekvence obsazeného vozu	1,4 Hz
Frekvence prázdného vozu	1,2 Hz
Frekvence podvozku	5,3 Hz

Příloha D – Návrh vypružení programem

		SEKUNDÁRNÍ STUPEŇ VYPRUŽENÍ		PRIMÁRNÍ STUPEŇ VYPRUŽENÍ	
		vnější	vnitřní	vnější	vnitřní
l_1	[m]	0,300	0,300	0,180	0,180
D	[m]	0,221	0,141	0,229	0,147
vůle	[m]	0,011		0,009	
d	[m]	0,036	0,023	0,039	0,025
F_8	[kN]	41,1	16,8	52,8	21,7
C		6,139	6,13	5,872	5,88
ξ		1,35	1,35	1,35	1,35
τ_8	[MPa]	670	669	700	701
F_1	[kN]	24,7	10,1	32,8	13,5
F_7	[kN]	35,1	14,4	43,3	17,8
n_{ζ}		5,5	8,5	2,75	4,25
n_z		1,5	1,5	1,5	1,5
n_{celk}		7	10	4,25	5,75
k	[N/m]	$278 \cdot 10^3$	$115 \cdot 10^3$	$687 \cdot 10^3$	$284 \cdot 10^3$
z_1	[m]	0,089	0,088	0,048	0,048
z_7	[m]	0,127	0,125	0,063	0,063
z_8	[m]	0,148	0,146	0,077	0,076
l_9	[m]	0,234	0,218	0,146	0,131
l_0	[m]	0,389	0,387	0,228	0,228
l_7	[m]	0,262		0,165	
l_8	[m]	0,241		0,151	
t_8	[m]	0,026	0,026	0,041	0,03
a_8	[m]	0,003	0,003	0,002	0,005
poměr k		0,707	0,293	0,708	0,292

Tuhost jedné duplexní pružiny	[N/m]	$393 \cdot 10^3$	$971 \cdot 10^3$
Tuhost jednoho stupně vypružení	[N/m]	$157 \cdot 10^4$	$389 \cdot 10^4$

Maximální vertikální posun nárazníků	0,053 m
Poměr tuhosti primárního a sekundárního vypružení	2,472
Výsledná tuhost vypružení	$112 \cdot 10^4$ N/m
Frekvence obsazeného vozu	1,4 Hz
Frekvence prázdného vozu	1,2 Hz
Frekvence podvozku	5,4 Hz