

Univerzita Pardubice
Dopravní fakulta Jana Pernera

Návrh nosné konzoly sedadel
Adam Bílek

Bakalářská práce 2019

Prohlášení autora

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

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

Beru na vědomí, že v souladu s § 47 b zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, a směrnicí Univerzity Pardubice č. 9/2012, bude práce zveřejněna v Univerzitní knihovně a prostřednictvím Digitální knihovny Univerzity Pardubice.

V Pardubicích dne 11.11.2018

Adam Bílek

Univerzita Pardubice
Dopravní fakulta Jana Pernera
Akademický rok: 2018/2019

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Adam Bílek**
Osobní číslo: **D15172**
Studijní program: **B3709 Dopravní technologie a spoje**
Studijní obor: **Dopravní prostředky: Kolejová vozidla**
Název tématu: **Návrh nosné konzoly sedadel**
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 :

Navrhnout řešení konzoly nesoucí dvojici sedadel. Tato konzola je upevněna pouze do boční stěny vozidla bez opory v podlaze (tzv. cantilever). Návrh musí s minimálními úpravami umožnit montáž více typů sedadel různých dodavatelů. Konstrukce musí být navržena s důrazem na nízkou hmotnost a nesmí příliš omezovat prostor pro nohy cestujících. Součástí práce bude základní pevnostní posouzení navrženého řešení.

Zadáno je:

- poloha upevňovacích C-drážek na hrubé stavbě vozidla;
- rozteče šroubů pro připevnění sedadla různých výrobců;
- uvažované silové zatížení sedadel od cestujících.

Bakalářská práce bude obsahovat:

1. Stručný popis možných přístupů k upevnění sedadel pro cestující v interiéru železničních vozidel.
2. Popis současných řešení upevnění sedadel do bočnice u vozidel různých výrobců.
3. Návrh několika variant provedení konzoly pro sedadla (náčrt + popis). Výběr nejvhodnější varianty, která bude rozpracována v další části práce.
4. Konstrukční návrh nosné konzoly sedadel ve formě 2D výkresové dokumentace (sestavného výkresu a výrobních výkresů vybraných dílů).
5. Základní pevnostní posouzení zjednodušeným analytickým výpočtem.

Rozsah grafických prací: **podle pokynů vedoucího BP**

Rozsah pracovní zprávy: **40 stran**

Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná**

Seznam odborné literatury:

[1] HÖSCHL C.: Pružnost a pevnost ve strojnictví. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1971. 376 s.

[2] KŘÍŽ R., VÁVRA P.: Strojírenská příručka (5. svazek). SCIENTIA, spol. s. r. o., 1994, 241 s. ISBN 80-85827-59-X.

[3] Dokumentace společnosti ŠKODA Vagonka a.s.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Aleš Hába, Ph.D.**

Katedra mechaniky, materiálů a částí strojů

Datum zadání bakalářské práce: **15. února 2019**

Termín odevzdání bakalářské práce: **20. května 2019**

L.S.

doc. Ing. Libor Svadlenka, Ph.D.
děkan

Ing. Jakub Vágner, Ph.D.
vedoucí katedry

V Pardubicích dne 15. února 2019

Poděkování

Velmi rád bych tímto poděkoval za cenné rady a inspiraci při postupu mému vedoucímu práce Ing. Aleši Hábovi, Ph.D. Dále také panu Ing. Jakubu Tížkovi za ochotu a čas při konzultacích a poskytování potřebných materiálů.

Anotace

Práce pojednává o návrhu nosné konzoly dvojice sedadel osobních železničních vozidel. Účelem je především zhodnotit dosavadní používané způsoby a porovnat je s novější možností uložení konzoly v boční stěně, bez opory v podlaze. Část práce se také věnuje možnému nahrazení uložení konzole sedadel pomocí tzv. kantileveru, nosným prvkem, uloženým v bočnici skříně, který je vhodný pro konzole jako nosný prvek kvůli své prostorové jednoduchosti.

Klíčová slova

Kantilever, bočnice skříně, sedadlo

Title

Design of seat console

Anotation

The thesis is dealing with a proposal of support console of double seat of passenger railway carriage. The purpose is to evaluate present used methods in the first place and compare them to a newer possibility of the console placing in the side wall without a pillar in the floor. Part of the thesis is paid attention centre possible to a possible replacing of seat console placing with the aid of a cantilever. Supporting member that is placed in the sidewall of the coach body is suitable for consoles as a support due to its spatial simplicity.

Keywords

Cantilever, sidewall, seat

Obsah

1	ÚVOD	8
2	Sedadla osobních železničních vozů	8
3	POŽADAVKY NA DOSUD POUŽÍVANÁ UPEVNĚNÍ.....	9
3.1	Obecné požadavky v konstruování	9
3.1.1	Pevnostní požadavky na konzoly.....	9
3.1.2	Způsob namáhání nosníku.....	11
3.2	Popis dosud používaných řešení.....	18
3.2.1	Konzole umístěná v bočnici a stropě vozu	18
3.2.2	Konzole umístěná v bočnici a podlaze vozu	18
3.2.3	Konzole umístěná v podlaze vozu.....	20
3.2.4	Konzole umístěná v C-drážce bočnice vozu podepřená šikmou podpěrrou.....	20
4	USPOŘÁDÁNÍ SEDADEL V INTERIÉRU VOZŮ	21
4.1	Sedadla ve velkoprostorových vozech	21
5	NÁVRH VARIANTY PROVEDENÍ KONZOLE KANTILEVERU	23
5.1	Svařovaná konstrukce s nosníkem trubkového průřezu.....	25
5.2	Svařovaná konstrukce se dvěma nosníky průřezu U	25
5.3	Svařovaná konstrukce s nosníky uzavřeného čtvercového tvaru.....	26
6	KONSTRUKČNÍ NÁVRH NOSNÉ KONZOLY VYBRANÉHO PROVEDENÍ DLE ZADANÝCH PARAMETRŮ.....	26
6.1	Návrh tvaru konzole.....	26
6.2	Ověření analytickým pevnostním výpočtem	27
6.3	Způsob namáhání nosníku	29
6.3.1	Výpočet namáhání ve svislém směru	29
6.3.2	Výpočet namáhání ve směru vodorovném	32
6.4	Způsob uchycení konstrukce sedadel ke konzole.....	35
6.5	Popis výroby konzole	36
6.6	Ověření navrhovaného svarového spoje	36
6.7	Způsob uložení do drážek v bočnici skříně	37
7	ZÁVĚR.....	38

Seznam symbolů

Symbol	Jednotka	Název veličiny
k	[-]	koeficient bezpečnosti
g	[ms ⁻²]	tíhové zrychlení
σ_t	[MPa]	napětí v tahu
σ_k	[MPa]	napětí v krutu
σ_{red}	[MPa]	reduované napětí
ε	[-]	poměrné prodloužení
E	[MPa]	Youngův modul pružnosti
τ_{max}	[MPa]	maximální smykové napětí
τ_{dov}	[MPa]	maximální dovolené napětí
M_k	[Nm]	kroutící moment
J_k	[mm ⁴]	moment tuhosti průřezu v krutu
G	[MPa]	modul pružnosti ve smyku
W_k	[mm ³]	modul průřezu v krutu
J_o	[mm ⁴]	kvadratický moment průřezu
W_o	[mm ³]	moment setrvačnosti k ose
f_z	[-]	součinitel smykového tření
D_k	[mm]	šířka otvoru pro šroub
D_o	[mm]	průměr otvoru pro šroub
D_p	[mm]	střední průměr stykové plochy
γ	[°]	úhel stoupání
φ	[°]	třecí úhel
M_u	[Nm]	utahovací moment
γ_{zk}	[-]	zkrut
θ	[-]	zkos
ρ	[kg/m ³]	hustota materiálu
β	[-]	součinitel velikosti koutového svaru
α_τ	[-]	převodní součinitel koutového svaru
k_p	[-]	bezpečnost tupého svaru

1 ÚVOD

Práce pojednává o možnostech umístění konzol, jakožto prvku nesoucího samotné sedadlo.

První část práce je věnována především teoretickému základu, ve smyslu průřezu teorie pro konstrukci konzol potřebné. Především pak oblasti pružnosti a pevnosti, jež se bezprostředně dotýká právě pevnostního namáhání konzol.

Druhá část se zabývá obecným popisem dosud používaných řešení, včetně i jiných možných uložení konzol. Zde je především kladen důraz na jejich posouzení z hlediska praktičnosti, náročnosti při montáži a zástavbového prostoru.

Práce pojednává o základních možnostech uchycení konzol, jejich pevnostnímu posouzení. Úkolem je navrhnout použitelný a prakticky vhodný nosník, uložený v C drážkách bočnice skříně, který bude schopen kvalitně obstát při obvyklém zatížení od sedících cestujících a také splnit další kvalitativní parametry.

Tato práce se předně zabývá návrhem jednoho z nejvíce používaných typů rozmístění sedadel, tedy dvě sedadla na jednom nosníku. Avšak pro návrh podobných konstrukcí, pouze jinak rozměrově náročných, lze následující postup výpočtu s drobnými úpravami použít také.

2 Sedadla osobních železničních vozů

Nejenom v železničních vozidlech, ale obecně při přepravě cestujících, působí na lidské tělo setrvačné síly, vzniklé pohybem po nerovnostech, změnou směru jízdy v oblouku, zrychlováním či zpomalováním. Je proto důležité, aby jízda byla pro sedící cestující i při případném působení okrajových podmínek bezpečná. Toho lze docílit za pomoci návrhu a následného početního zpracování, které vede k ověření účinků na sedadlo působících, a možnosti dle těchto účinků sedadlo dostatečně dimenzovat.

Pohodlné sezení cestujících není však jediným parametrem. Dalším praktickým důvodem, který je při dosazení sedadel, je možnost rozmístění doplňkových prostředků, jakými jsou například zásuvky napájení, stolky či odpadkové koše, jako je tomu na příkladech v obrázku Obr. 1.



Obr. 1: Možné provedení doplňkových prvků sedadel [1], [2]

V uspořádání vozů je několik možností. Mezi některé z nich patří i nahrazení sedadel lůžky, nejvíce používané v dopravě na delší vzdálenosti. Výjimkou není ani rozmístění sklopných, mnohdy ne zcela plnohodnotných sedadel ve vozidlech příměstské dopravy. Kde je naopak průměrná cestovní doba nižší a frekvence výměny cestujících vyšší. Těmito sklopnými sedadly se dosáhne úspory místa ve voze pro stojící cestující a zároveň obvyklá sedadla nebrání rychlejšímu pohybu při nástupu nebo výstupu cestujících.

3 POŽADAVKY NA DOSUD POUŽÍVANÁ UPEVNĚNÍ

3.1 Obecné požadavky v konstruování

Obecnými podmínkami pro konstruování se rozumí především vytvoření organizace k cílevědomému a systematickému konstruování. Jejich dělení můžeme např. rozdělit na fázi *zadávací, principiální a konstrukční*. Z předešlého lze u *zadávací* fáze říci, že se jedná o posouzení kvalitativních a kvantitativních potřeb na daný výrobek. Sleduje se jeho využití, univerzálnost, mezní podmínky, požadavky zákazníka a také výrobní potřeby. Principiální fáze zahrnuje především posouzení jednotlivých technických řešení a jejich funkci. Fáze konstrukční je ta nejrozsáhlejší. V této fázi se uplatňuje tvar jednotlivých součástí, jejich materiálové vlastnosti, pevnostní posouzení, kvalita provedení a v neposlední řadě například počet vyráběných kusů. Tyto a další parametry jsou zohledněny ve výpočtu rozměrů neboli dimenzování. Po provedení této analytické metody lze postoupit k technickému projektu, což je zjednodušený výkres v měřítku, jenž obsahuje funkčně a tvarově rozhodující součásti. [3, s. 16]

3.1.1 Pevnostní požadavky na konzoly

Hlavní složkou při namáhání samotné konstrukce sedadel je namáhání ve svislém a podélném směru. Zatížení ve směru příčném se z pevnostního hlediska u konzol nesoucích sedadla uvažuje

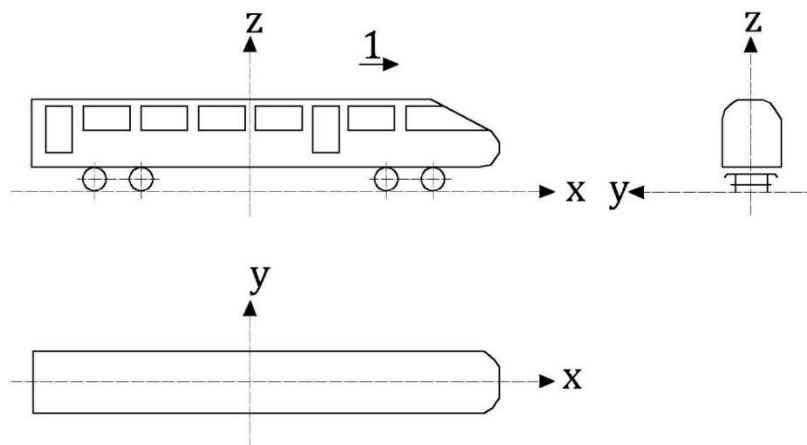
nižší. Konstrukce konzole musí být dimenzována i na možný náraz, a musí tedy pevnostně obstát. Síly v takovém případě vychází ze zadaných parametrů přetížení, které jsou součástí zadání.

Při návrhu nosníku jsou konzoly navrženy na maximální ohybové napětí, které nezpůsobí v daném materiálu nevratné přetvoření, tedy plastickou deformaci.

Dle normy ČSN EN 12663-1, jsou uvedené pevnostní požadavky na přetížení v podélném, příčném a svislém směru. V další normě ČSN EN 15663 jsou uvedeny údaje, jež stanovují výpočtovou hmotnost cestujících pro návrh konzole.

V jednotlivých typech konzol se jedná také o prostor pro nohy cestujících. Nad rámec zadání výšky uložení konzole do C-drážek v bočnici skříňe se také zohledňuje zástavbový prostor a samotná hmotnost komponenty.

Norma ČSN EN 12663-1 definuje kategorii osobních vozů jako P-II. [4]



Obr. 2: Zobecnění používaného souřadného systém dle normy ČSN EN 12663-1 [4]

Dle předcházejícího je v této normě definováno i zmíněné zrychlení v jednotlivých směrech x , y a z . Znázornění uvažovaného souřadného systému je na Obr. 2. Pro tuto kategorii je ve směru osy x předepsána hodnota zrychlení $\pm 3g$, ve směru osy y : $\pm 1g$ a pro směr z : $(1 \pm c) * g$, kde konstanta c určuje vzdálenost od středu vozidla. Pro nejvzdálenější místo je hodnota $c = 2$, naopak čím se blíží středu, klesá lineárně až na hodnotu $c = 0,5$. U konstrukce konzol je brána nejvyšší hodnota, tedy ta nejvzdálenější od středu. Je tomu pro snazší návrh i snížení výrobních nákladů a unifikaci, kde by se pro sedadla blíže středu mohlo uvažovat konstrukční zeslabení, oproti těm, která jsou na koncích vozu. Výsledné svislé zrychlení ve směru osy z tedy nabývá hodnoty $\pm 3g$.

Z hlediska bezpečnosti se v návrhu konstrukcí železničních vozidel s ohledem na ČSN EN 126663-1+A1 zavádí bezpečnostní koeficient k . Velikost bezpečnostního koeficientu se liší podle důležitosti daného prvku konstrukce, tedy podle toho, zdali je jeho případné porušení velkým rizikem pro bezpečnost cestujících. Jednotlivé prvky jsou takto blíže specifikovány konkrétně. V této práci je uvažováno s nejvyšší hodnotou bezpečnostního koeficientu, tedy $k=1,5$. [4] Nejvyšší hodnota je volena také pro kompenzaci zjednodušeních, ke kterým bylo ve výpočtech přistoupeno.

3.1.2 Způsob namáhání nosníku

Nosník lze z hlediska pružnosti a pevnosti nazvat prutem. Obecně se jedná o jeden ze základních druhů konstrukčních celků mechanismů i staveb. Charakteristickým znakem prutu je, že jeho rozměry jsou v jednom směru zřetelně větší než u dalších dvou směrů. Mezi možná řešení patří analytické řešení pro zjednodušené tvary těles a zjednodušená zatížení. Jedná se v tomto případě o řešení přibližné. [5]

Lze jej rozdělit do dvou základních variant, a to buď řešení analytické, nebo numerické. U numerických metod zjišťování se nejčastěji používá metoda konečných prvků. Tato metoda spočívá v postupné linearizaci, tedy zobecnění malých posuvů a malých přetvoření, za současné platnosti Hookova zákona. Malými posuvy je myšleno takové přetvoření těles, u něhož těleso znatelně nemění své rozměry. Výpočet tedy může být vztažen právě k původnímu rozměru tělesa při minimální chybě. Základním předpokladem pro výpočet pomocí metody konečných prvků je rozložení tělesa na menší části (tzv. elementy). Jednotlivé posuvy jsou nahrazovány funkcemi, které je charakterizují, definují se také počáteční a okrajové podmínky. Z výsledného modelu je tak možné zjistit celkové přetvoření prvku po opětovném složení jednotlivých elementů. [6]

Další možná metoda řešení je metoda analytická. Tuto metodu lze s přehledem využít u jednodušších těles i způsobů zatížení. Je z pohledu řešení méně náročná, avšak omezena rozsahem možných variant. Zanedbáváme například nepodstatné deformace a napětí a využíváme určitých zjednodušujících předpokladů, například průběhů napětí v již známých průřezích nosníků. Následující řešení tak vychází z poznatků vědního oboru mechaniky a pružnosti-pevnosti. [5]

Základními způsoby namáhání prutů jsou:

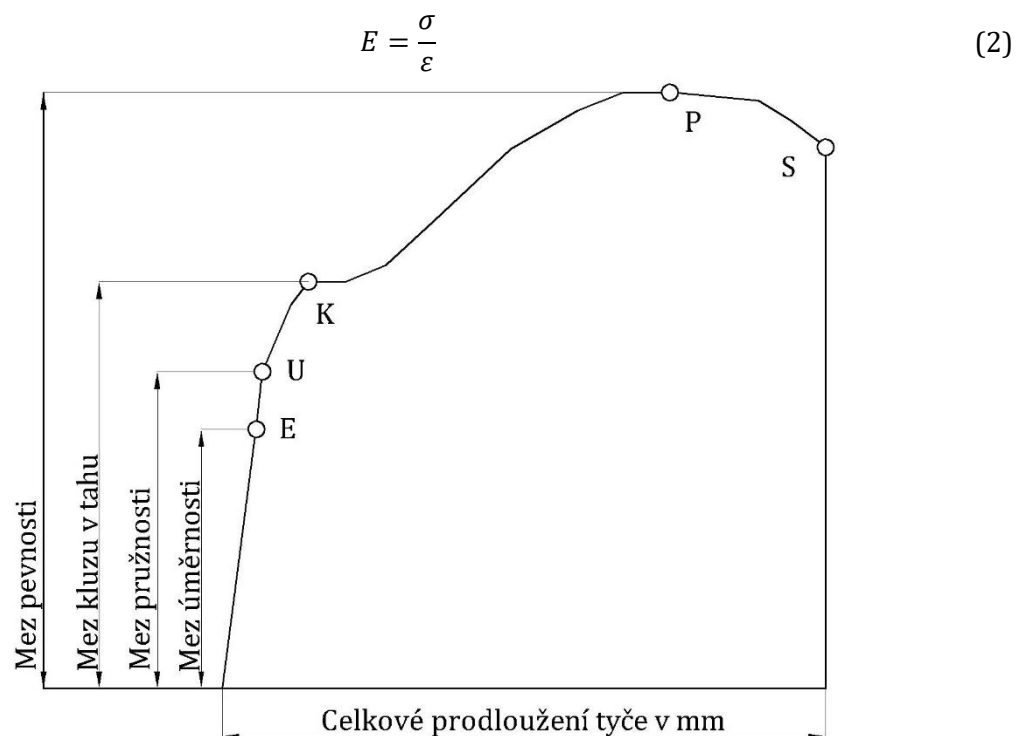
a) Tah

Tah je vyhodnocován tahovou zkouškou materiálu. U různých materiálů dochází k různým deformacím (ocel × pryž). Tyto deformace jsou vyhodnocovány v grafu tahové zkoušky, jenž je zároveň i pracovním diagramem daného materiálu. Hlavní cílem je zjištění sil v prodloužení, ale obecně lze říci, že se sleduje normálové napětí ze vztahu (1) a poměrného prodloužení ze vztahu (3).

$$\sigma = \frac{F}{S} \quad (1)$$

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l} \quad (3)$$

Působením normálového zatížení, tedy síly kolmé na daný řez tělesa, dochází jednak ke změně jeho délky a zároveň také ke změně průřezu, což je v literaturách uváděno jako kontrakce neboli zúžení a udává se v procentech. Pokud je při zatěžování závislost normálového napětí σ a poměrného prodloužení ε v oblasti pod mezí kluzu udávané u konkrétního materiálu lineární (viz Obr. 3), lze s výhodou uplatnit Hookův zákon ze vztahu (3). Kde $E [MPa]$ se nazývá modul pružnosti v tahu či tlaku nebo také Youngův modul pružnosti.



Obr. 3: Pracovní diagram oceli [7]

Pracovní diagram je především hodnotící prostředek tahové zkoušky. Znázorňuje průběh odporu daného materiálu proti jeho deformaci a následnému přetvoření. Jeho tvar je proto u každého materiálu odlišný.

Pevnostní charakteristiky v grafu uvedené jsou tak hodnotami, ve kterých odlišné konstrukční materiály lze porovnávat.

Mez pevnosti P je smluvní hodnota napětí, je zde definována jako podíl maximální zatěžující síly a průřezu dané tyče.

Mez kluzu v tahu K je místem, kde dochází k přechodu do oblasti výrazných plastických deformací. Dochází také k rychlejšímu nárůstu prodloužení materiálu při přibližně stejné hodnotě, případně poklesu napětí.

Mez pružnosti U je velikost limitního zatížení na tyč působícího, u kterého je zachována výdrž materiálu proti plastickým deformacím. Po ukončení působení síly tyč nabývá opět stejných rozměrů jako v předchozím nezatíženém stavu.

Mez úměrnosti E je lineární oblast, kde lze s výhodou aplikovat Hookův zákon. V této oblasti diagramu je relativní prodloužení přímo úměrné napětí.

b) Krut

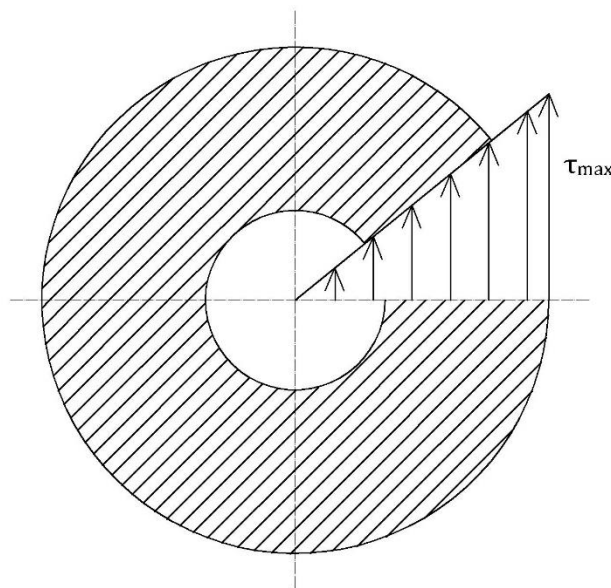
Krut je další druh namáhání. Za předpokladu, že hřídel namáhá dvojice stejných sil působících na rozdílných nositelkách v opačných směrech lze říci, že účinkem kroutícího momentu, jenž tyto dvě síly tvoří, dojde k deformaci prutu, tedy ke zkrucování neboli otáčení jednotlivých infinitezimálních průřezů vůči sobě. Důležitými předpoklady (hypotézami) pro řešení úloh s tímto druhem namáhání jsou:

- průřezy jsou i po deformaci stále rovinné a kolmé k ose,
- radiální průvodiče zůstávají přímé (průřezy se otáčejí pouze kolem osy prutu),
- jednotlivé průřezy nemění svou vzdálenost.

Při řešení tohoto namáhání se zavádí veličina zkos $[\gamma_{zk}]$ a zkrut $[\theta]$. Zkos vyjadřuje natočení kolmého průřezu vůči ose x, respektive jejímu průvodiči, a zkrut (poměrné zkrucení) vyjadřuje míru pootočení jednotlivých řezů.

Maximální hodnota smykového napětí je vypočtena ze vztahu (4). Její velikost je na Obr. 4 znázorněna za pomoci grafického vyjádření velikosti napětí v závislosti na velikosti poloměru, kde v mezikruhovém průřezu působí kroutící moment.

$$\tau_{MAX} = G * \gamma = G * r * \theta \quad (4)$$



Obr. 4: Znázornění průběhu napětí

Pro výpočet kroutícího momentu se integruje kroutící moment přes celou plochu daného prutu v rovnici (5).

$$\begin{aligned}
 M_K &= \int_{(S)} dM_K = \int_{(S)} r * dT = \iint_{(S)} r * \tau * r * d\psi * dr \\
 &= G * \theta * \int_0^{2\pi} \int_0^{d/2} r^3 * dr * d\psi = G * \theta * J_K
 \end{aligned}
 \tag{5}$$

Z upraveného vztahu (5) lze již vyjádřit maximální smykové napětí τ_{MAX} za pomoci kroutícího momentu M_K a modulu průřezu v krutu W_K , jehož hodnotu pro jednotlivé průřezy lze nalézt v tabulkách. Toto vyjádření je v rovnici (6).

$$\tau_{MAX} = G * \theta * \frac{d}{2} = G * \frac{M_K}{G * J_K} * \frac{d}{2} = \frac{M_K}{J_K / (d/2)} = \frac{M_K}{W_K}
 \tag{6}$$

Pro posouzení dodržené pevnosti tímto způsobem namáhaného průřezu se zohledňuje dané dovolené napětí v krutu vždy pro daný materiál dle vztahu (7).

$$\tau_K = \frac{M_K}{W_K} \leq \tau_{DOV}
 \tag{7}$$

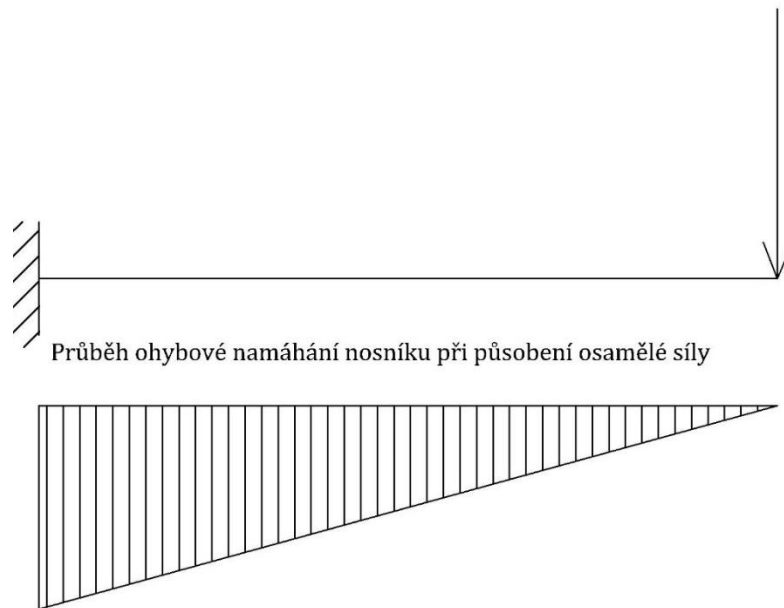
Jedná-li se o průřez kruhový, lze také vyjádřit vztah pro zjištění minimálního dovoleného průměru onoho hřídele. Jedná se však o pouhou algebraickou úpravu a vyjádření průměru z pro daný tvar průřezu známého vztahu modulu průřezu v krutu W_K .

c) Ohyb

Tato práce se však z podstaty zadání nejvíce zaměřuje na namáhání ohybové. Ohybové namáhání nosníku se vyznačuje působením příčně k nosníku samotnému. Působící síly zároveň způsobují i zatížení na smyk. Toto zatížení je však natolik malé, že se s ním v těchto případech nepočítá.

Účinkem ohybového momentu se daný nosník prohne. Smysl průhybu je vždy závislý na velikosti sil na prut působících. Při průhybu dochází k pohybu vláken v materiálu. Jedná se především o jejich prodloužení a zároveň zkrácení. Vlákná procházející neutrální osou, jež je osou procházející těžištěm nosníku, pod zatížením svou délku nemění. Jedním z mnoha možných způsobů zatížení, které vyvolá ohyb prutu, je znázorněn na Obr. 5. [5]

Ohybové napětí, jež působí na nosník, způsobí průhyb.



Obr. 5 : Příklad zatížení prutu, v jehož důsledku dochází k ohybu

Stejně jako u namáhání kroutícím momentem se i v ohybovém namáhání využívá průřezových charakteristik materiálu. Jednou z hlavních veličin je kvadratický moment průřezu J .

Pokud osa, ke které daný kvadratický moment hledáme, neprochází těžištěm daného tělesa a je posunuta o libovolnou hodnotu, s výhodou zde lze využít 1. Steinerovy věty, která praví, že kvadratický moment průřezu k ose rovnoběžné s centrální osou se rovná kvadratickému momentu k centrální ose sečtenému se součinem kvadrátu vzdálenosti těchto os a jeho plochou. Matematickým zápisem vyjádřeno ve vztahu (8).

$$J'_x = J_x + a^2 * S \quad (8)$$

Zápisem pro vyjádření kvadratického momentu průřezu je vztah (9).

$$J_x = \int_{(S)} z^2 dS \quad (9)$$

Velikost kvadratického momentu průřezu je nejvíce důležitá při výpočtu ohybového napětí (10). Toto napětí je vyjádřeno pro místo nosníku, kde hodnota ohybového momentu dosahuje nejvyšší hodnoty.

$$\sigma = \frac{M_0}{W_x} \quad (10)$$

Modul průřezu v ohybu W_x je z J_x vyjádřen ve vztahu (11).

$$W_x = \frac{J_x}{(h/2)} \quad (11)$$

Vztah (11) platí v tomto zápisu pouze pro tělesa čtvercového či obdélníkového tvaru, kde výška h je výška k nejbližší straně daného geometrického útvaru od osy, ke které se daný kvadratický moment vztahuje. Například pro tělesa kruhového tvaru by místo výšky byl průměr daného kruhu.

d) Kombinované namáhání

Při kombinaci předešlých druhů materiálového namáhání dochází i ke zvětšení výsledného napětí, které v materiálu působí. Toto tzv. ekvivalentní napětí σ_{ekv} je, pokud jsou obě složky tohoto napětí v jedné rovině pouhým součtem těchto napětí. Je-li však směr napětí, která působí na materiál, současně vzájemně kolmý, je nutné použít některou z používaných hypotéz.

Pro ekvivalentní napětí je nejvhodnější použití hypotézy HMM. Tato hypotéza je vhodná pro houževnaté materiály a zároveň lze s její pomocí také snadno vyjádřit σ_{ekv} vztahem (12).

$$\sigma_{\text{ekv}} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 + \sigma_z^2 - \sigma_x\sigma_y - \sigma_y\sigma_z - \sigma_z\sigma_x + 3(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)} \quad (12)$$

3.2 Popis dosud používaných řešení

V této kapitole je shrnuto dosavadních nejpoužívanějších způsobů uložení sedadel v železničních vozech.

3.2.1 Konzole umístěná v bočnici a stropě vozu

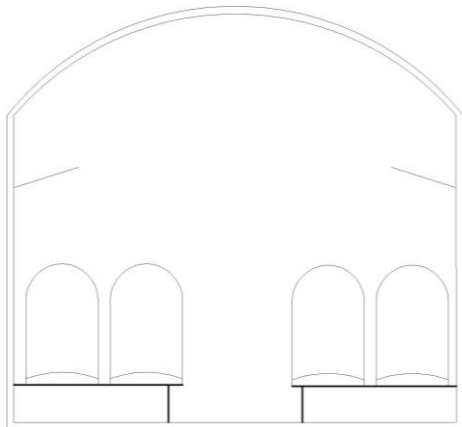
Jedním z používaných způsobů uchycení sedadel je uchycení v bočnici vozu a zároveň ve stropě. Jednou z variant, kde se toto uložení používá, je například vůz Btn⁷⁵³, vyrobený společností Moravskoslezská vagonka ve Studénce. V tomto konstrukčním provedení je lepší přístup k čištění podlahy, zároveň je nosný prvek (tyč) vedený ze stropu vozu vhodný k přidržování cestujících za jízdy a zároveň i k možnému přichycení polic pro uložení spoluzavazadel cestujících. Možné schéma tohoto provedení a ilustrace skutečného provedení je vyznačeno na Obr. 6.



Obr. 6: Znázornění konzole uložené v bočnici a stropě vozu s konkrétním příkladem [8]

3.2.2 Konzole umístěná v bočnici a podlaze vozu

Umístění v bočnici patří spolu se třetím uvedeným způsobem provedení uchycení konzol k nejčastějším variantám. Tímto způsobem je dosaženo vhodné pevnosti sedadel, avšak dochází k omezení například v prostoru pro nohy cestujících. Dále je tato varianta přítěží například na otvory v podlahové krytině, díky nimž při nevhodné úpravě dochází k povrchové korozi materiálu upevnění, narušení izolace a v neposlední řadě také ke komplikaci v provozní údržbě interiéru daného vozu. Znázornění možného provedení upevnění konzole je schematicky vyobrazeno na Obr. 7.



Obr. 7: Znázornění konzole uložené v bočnici skříňě a podlaze vozu s praktickým použitím [9]

U tohoto druhu uchycení také dochází s požadavkem na zabudování do podlahy vozu ke snížení schopnosti měnit uspořádání interiéru dle požadavků provozovatele.

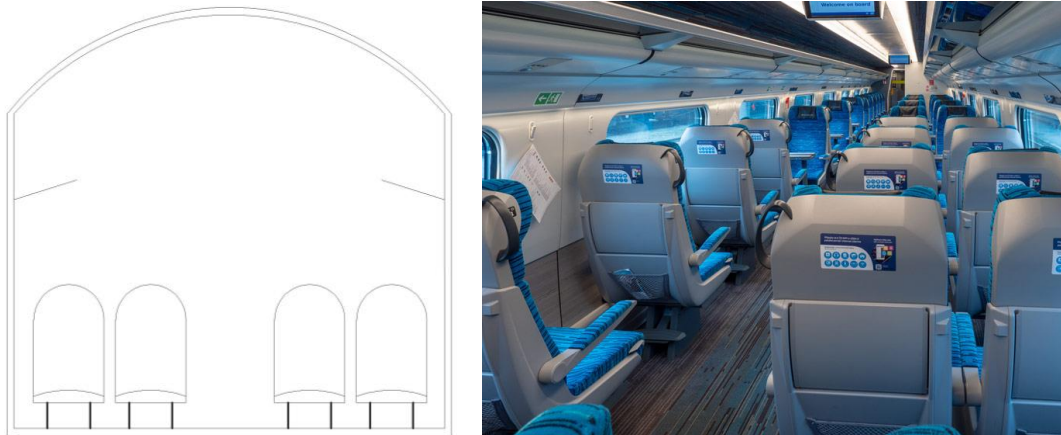
Tento typ uložení může být proveden i za pomoci složitější vynucené konzoly krabicového tvaru, například pro uložení pneumatické výzbroje brzdy vozu, ventilů a dalších menších prvků. Tento druh řešení je však z hlediska namáhání spíše předimenzován a jeho dosazení je dáno požadavkem na omezený prostor v jeho samostatném umístění. Typickým příkladem je jednotka 440 RegioPanter a uložení sedadel v oddíle první vozové třídy na Obr. 8.



Obr. 8: Uložení sedadel v jednotce 440 [10]

3.2.3 Konzole umístěná v podlaze vozu

Tento způsob provedení uložení konzol nesoucích sedadla trpí nevýhodami zmíněnými v kapitole 3.2.2 *Konzole umístěná v bočnici a podlaze vozu*. S další svislou patkou určenou k fixaci sedadla navíc klesá prostor pro nohy cestujících a také roste náročnost údržby interiéru vozu. Tento způsob se dá s adekvátním počtem patek rozšířit i na vyšší počet sedadel, než je tomu v uvedeném schématu provedení, nebo snížit například dle fotografie uspořádání interiéru elektrické jednotky Pendolino (viz Obr. 9).



Obr. 9 : Schéma konzole uložené v podlaze vozu [11]

3.2.4 Konzole umístěná v C-drážce bočnice vozu podepřená šikmou podpěrou

Konstrukční řešení tohoto typu vychází z požadavku na dosažení co nejvíce prostorově výhodného provedení prvků sedadel, co největší variability provedení a zároveň také prostoru, který nosný prvek zabírá.

Provedení uložení do bočnice skříňe se také nazývá kantilever a spočívá v montáži nosné konstrukce do bočnice skříňe ve dvou místech – v samotném nosníku a také v podpěře, která bývá tohoto řešení součástí. Díky vhodnému provedení přichycení, například formou C-drážek, se dosáhne přijatelné modularity, vhodné například pro rekonstrukce uspořádání interiéru. Na základě řešení je také vhodné navrhnout co možná nejpříjemnější tvar této konzole s ohledem na co možná největší prostor pro nohy cestujících. Jednou z možností, jak provedení realizovat, je i schéma na Obr. 10 se znázorněním reálného provedení v motorovém voze 844 od společnosti Pesa.



Obr. 10: Schéma konzole typu kantilever [12]

4 USPOŘÁDÁNÍ SEDADEL V INTERIÉRU VOZŮ

4.1 Sedadla ve velkoprostorových vozech

Uspořádání sedadel se liší dle typizace vozu. Jednotlivé typy vozů jsou určeny dle požadavku na jejich užívání. Jedná se jak o určení, zda jde o používání na přepravu v kratších vzdálenostech, či meziměstský, nebo příměstský provoz. Z podstaty této práce je předmětem zkoumání rozvržení vozu velkoprostorové. Jedná se tedy o kombinaci všech možných druhů určení vozů, neboť velkoprostorové rozmístění sedadel se může lišit například jenom v provedení sedáku či přípojovacích rozměrech v jejich rozmístění.

Uložení konzole v těchto vozech je prováděno zároveň výše zmíněnými způsoby. Naproti tomu u vozů oddílových je uložení povětšinou na nohách, umístěných v podlaze vozu.

Ve velkoprostorových vozech je konzole mnohdy doplněna dalšími komponenty. Těmito přídatnými komponenty mohou být odpadkové koše, opěrky na nohy (obzvláště u vozů na delší cestovní dobu), případně zásuvky na dobíjení elektrických zařízení. U některých vozů, ať už s určením pro dálkovou nebo i pro příměstskou dopravu, se uplatňují prostory v uvedeném typu uložení, tzv. kantileveru, pro dosazení komponent topení.

Nejrozšířenějším uspořádáním ve vozech v rámci standardně rozchodných tratí je 2+2, tedy rozmístění sedadel po dvojicích na obou bocích skříně. Příkladem takového uložení je vůz pro rychlíkovou dopravu Bdpce²³¹, ilustrovaný na Obr. 11. Dalšími používanými druhy uspořádání interiéru jsou například uspořádání pro vozy 1. vozové třídy, kdy je zpravidla na jedné straně vozu pouze jedna sedačka. Je tak docíleno normou požadovaného rozšíření šířky sedadel i prostoru kolem nich.



Obr. 11: Uspořádání interiéru dálkového vozu [8]

Variantou uspořádání, která je doplněna zmíněnými opěrkami nohou, je uspořádání interiéru se sedadly za sebou. Při tomto řešení je zpravidla jedna polovina vozu v jednom směru a druhá ve směru opačném. Tento způsob je ilustrován na Obr. 12. Ne úplně zřídka lze dnes již také nalézt řešení, kde lze sedadla po přijetí soupravy do úvratové stanice otáčet, neboť pro řadu cestujících je pohodlnější cestovat po směru jízdy, obzvláště při vyšších rychlostech.



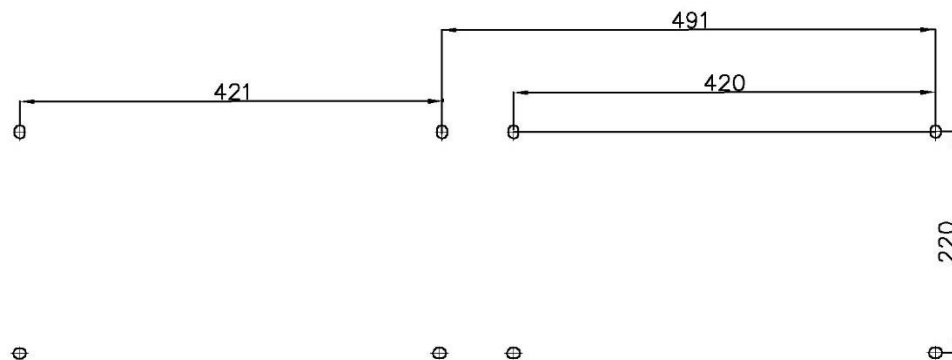
Obr. 12: Rozmístění sedadel ve voze Ampz [13]

5 NÁVRH VARIANTY PROVEDENÍ KONZOLE KANTILEVERU

Důležitým požadavkem při návrhu je samotné rozmístění a rozměry potřebné pro přichycení sedadel.

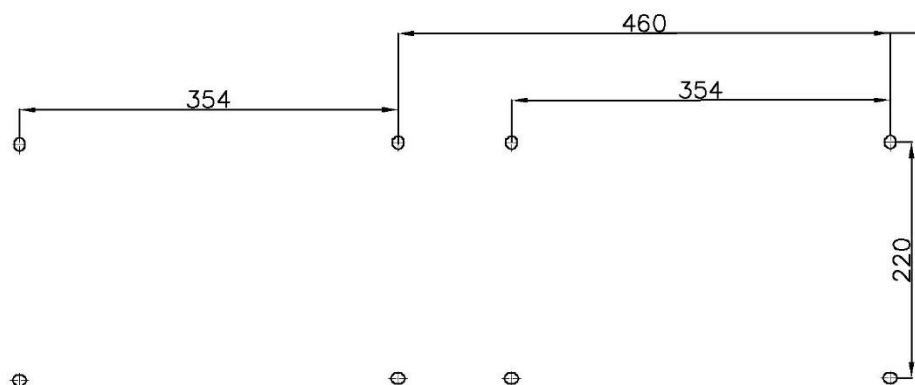
První v řadě postupů je volba základního rozměru materiálu, který bude tyto výše zmíněné rozměry splňovat. Až poté je možné přistoupit k redukci velikosti, rozměrů, případně tvaru samotného.

Volba je v tomto případě na sedadle typu 3 dle Tab 1. Jeho rozměry jsou ze všech požadovaných typů sedadel vzhledem k namáhání největší.



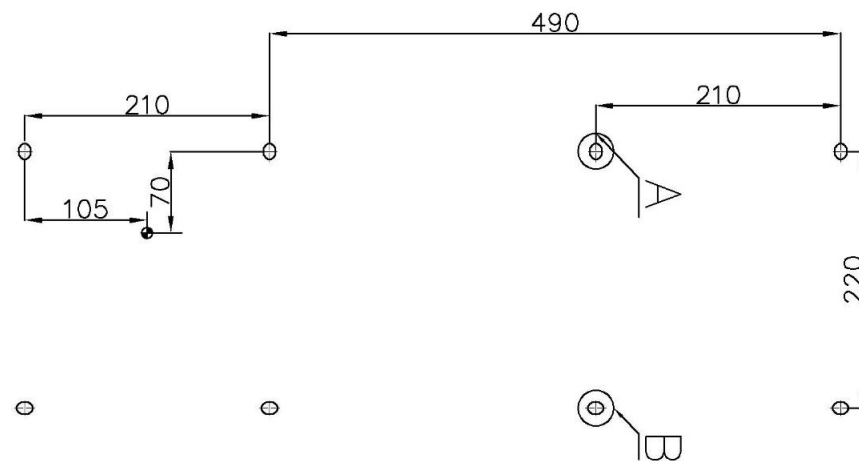
PŘEDNÍ HRANA SEDADLA 1

Obr. 13a: Obrázek výkresu připojovacích rozměrů konzole k sedadlu 3



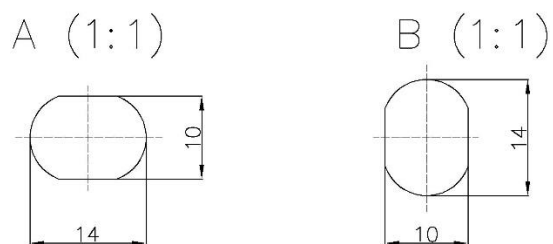
PŘEDNÍ HRANA SEDADLA 2

Obr. 13b: Obrázek výkresu připojovacích rozměrů sedadla 2



PŘEDNÍ HRANA SEDADLA 3

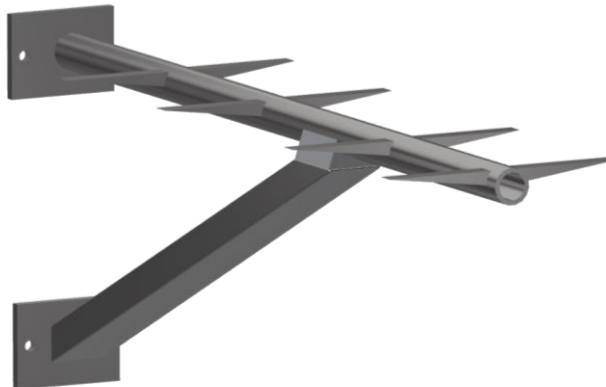
Obr. 13c: Obrázek výkresu připojovacích rozměrů sedadla 3



Obr. 13d: Rozměry otvorů pro šrouby

Na Obr: 13a, 13b a 13c jsou znázorněny připojovací rozměry sedadel, které jsou součástí zadání. Jako nejvíce namáhaná varianta, vzhledem k poloze těžiště je znázorněna na Obr: 13c.

5.1 Svařovaná konstrukce s nosníkem trubkového průřezu

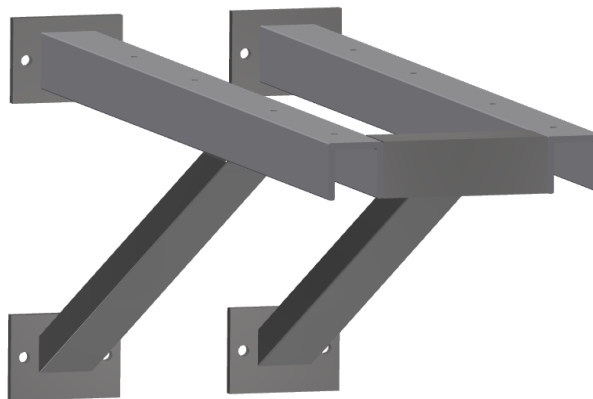


Obr. 14: 3D Model nosníku kruhového průřezu

Nosník vyobrazený na Obr. 14 je jednou z možných variant provedení uložení konzole. Z hlediska vlastností je výhodná jeho hmotnost, která je nižší. Naopak problém tohoto tvaru může být v obtížnějším způsobu provedení děr pro šrouby na uchycení konstrukce sedadel. I z hlediska pevnosti je obzvláště ve směru vodorovném tato varianta ne příliš vhodná.

Obdobou tohoto řešení by mohla být také konzole sestavená ze dvou nosníků kruhového průřezu spojená pevnými příčkami k uložení konstrukce nesoucí sedadla.

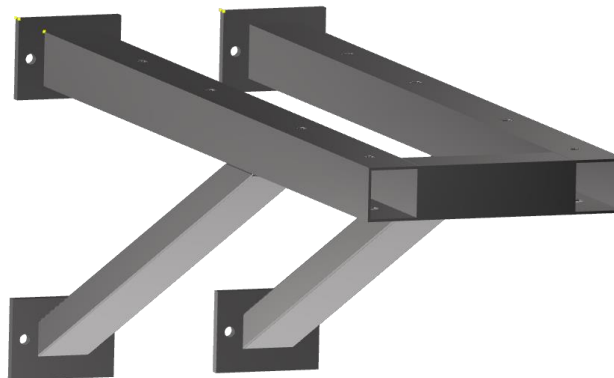
5.2 Svařovaná konstrukce se dvěma nosíky průřezu U



Obr. 15: 3D Model nosníku průřezu U

Nosník převráceného tvaru U na Obr. 15 je v podstatě obdobou následujícího tvaru v kapitole 6. Je však s výhodou použito tvaru, který není plně uzavřen, a tedy je dosaženo i nižší hmotnosti. Pro ukotvení šikmé podpěry je zde však potřeba upravit spodní část profilu tak, aby bylo možné tyto podpěry dostatečně přivařit.

5.3 Svařovaná konstrukce s nosníky uzavřeného čtvercového tvaru



Obr. 16: 3D Model nosníku čtvercového průřezu

Další variantou v řešení návrhu nosné části sedadel je svařenec s nosníky čtvercového průřezu. Jde v podstatě o obdobu řešení s průřezem U, avšak pevnější vzhledem k uchycení šikmé podpěry. Zachovává si také výhody v podobě dutého profilu, tedy úspory hmotnosti a možnosti snadně doplnit o otvory potřebné k instalaci doplňkových prvků.

6 KONSTRUKČNÍ NÁVRH NOSNÉ KONZOLY VYBRANÉHO PROVEDENÍ DLE ZADANÝCH PARAMETRŮ

6.1 Návrh tvaru konzole

Návrh tvaru konzole musí korespondovat s přípojovacími rozměry Obr. 13c, které jsou součástí zadání práce. Tyto přípojovací rozměry jsou i podkladem pro pevnostní posouzení namáhání nosníku.

Součástí zadání je i zohlednění požadavku na možnost připojení více druhů sedadel od různých výrobců. Ve výpočtu, potažmo samotném návrhu tedy musí být již umožněno tyto rozměry používat libovolně. Postup návrhu vychází z prvotních požadavků na uvažované zatížení, hmotnost konstrukce a náklady na její výrobu, případně montáž.

Hlavním konstrukčním parametrem je samotná nosnost a výdrž konstrukce. Nejdůležitějším parametrem je dodržet stanovené normy a pevnostní požadavky a zároveň se co nejvíce přiblížit kompromisu v hmotnosti a použitého materiálu.

Dalším důležitým požadavkem je také prostor, který konstrukce konzoly zabírá. Vzhledem k rostoucím požadavkům na co nejkapacitněji řešený interiér vozu je potřebné snažit se rozměrově samotnou konzolu přizpůsobit tomuto trendu. V tomto případě nezáleží ani tolik na šířce samotného nosníku, ale na výšce nad podlahou vozu, a to jednak kvůli prostoru pro nohy cestujících a druhotně také kvůli dosazení dalších komponent, jako jsou například odpadkové koše, topná tělesa nebo zásuvky pro nabíjení drobné elektroniky.

Zvolený tvar konzoly na Obr. 16 je z hlediska početního nejlépe řešitelný. Konstrukčně je opatřen uzavřeným čtvercovým profilem, jehož výhodou je nižší hmotnost a zároveň díky rovným plochám i lepší možnost fixace konstrukce nesoucí samotná sedadla.

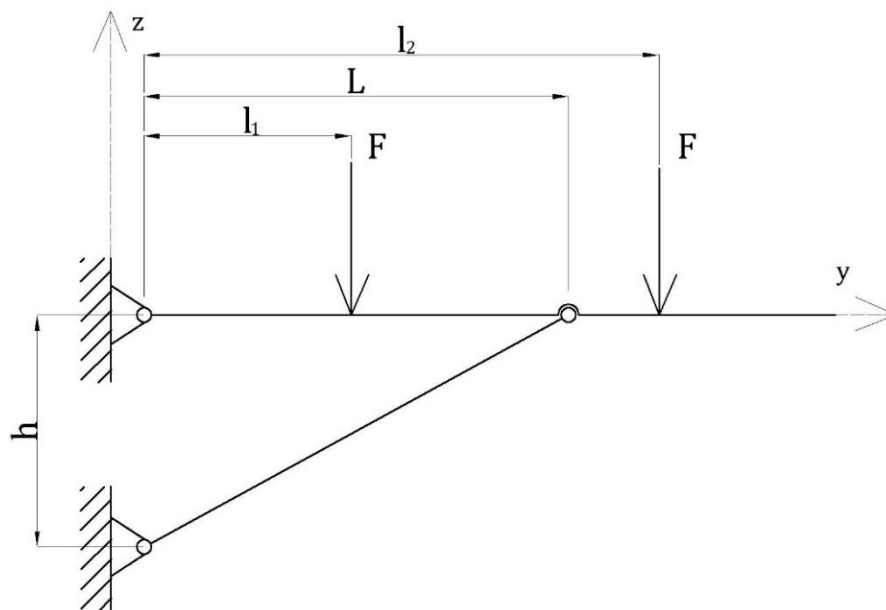
6.2 Ověření analytickým pevnostním výpočtem

Pro zjednodušení analytického výpočtu a také z důvodu přehlednosti je v této práci zvoleno zjednodušení v podobě záměny v místech vetknutí rotačními vazbami, které odebírají o 1° volnosti méně. Avšak v zjednodušeném výpočtu toto nahrazení nebude výsledně řešení příliš zkreslovat.

Výpočet svislého zatížení je proveden s ohledem na rozměry, jež jsou součástí zadání práce. Rozměry vychází jednak z přípojovacích míst mezi konzolou a sedadlem, zároveň také z výšky mezi dolní a horní C-drážkou. Tyto rozměry jsou blíže specifikovány v této kapitole.

Vzdálenost šikmé podpěry, jež snižuje ohybové namáhání především pro zatížení ve směru svislém, je stanovena experimentálně na základě výpočtu, kde bylo zvoleno vhodné umístění, s ohledem na co možná nejrovnoměrnější rozdělení zatížení do obou částí konstrukce. To zejména kvůli tomu, aby nebyla zbytečně zatěžována jedna část konstrukce oproti druhé.

Pro samotný výpočet je na obrázku Obr. 17 zakresleno silové působení na konzolu, které respektuje rozměrové požadavky k připojení sedadel.



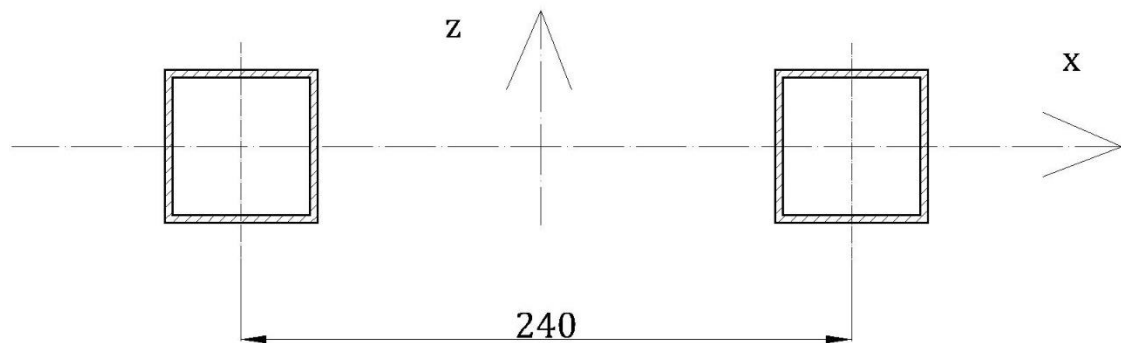
Obr. 17: Zatížení silami působícími na konzolu

Rozměry l_1 a l_2 jsou dány z výkresu na Obr. 13 a liší se podle typu sedadel. Jednotlivé hodnoty pro výpočet konzoly jsou uvedeny v Tab 1.

Tab 1: Rozměry konzole dle výrobců sedadel

Výrobce	Sedadlo 1	Sedadlo 2	Sedadlo 3
l1 [mm]	223	287	329
l2 [mm]	714	747	819
t [mm]	1000	1000	1000
s [mm]	300	300	300

Charakteristické vlastnosti daného průřezu navrženého tvaru konzole vyobrazeného na Obr. 18, jako moment setrvačnosti k ose, plocha, nebo moment průřezu v krutu, jsou uvedeny v Tab 2.



Obr. 18: Řez navrženým tvarem konzole

Tab 2: Číselné vyjádření průřezových charakteristik konzoly [14]

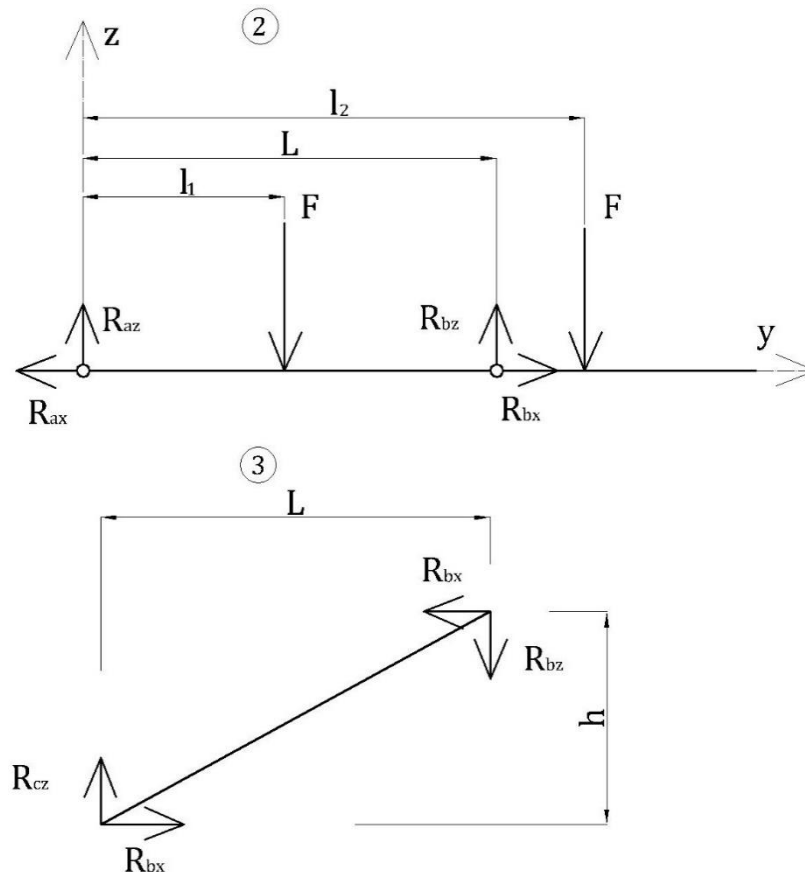
Moment setrvačnosti k ose x [mm ⁴]	J_x	200 333
Moment setrvačnosti k ose z [mm ⁴]	J_z	16 195 667
Modul průřezu v ohybu k ose x [mm ³]	W_x	6 678
Modul průřezu v ohybu k ose z [mm ³]	W_z	539 856
Plocha průřezu A-A [mm ²]	S	702

Jedná se o profil čtvercového průřezu. Hodnoty, které tento průřez charakterizují, jsou použity jako tabulkové. Při výpočtu celkových hodnot momentu setrvačnosti a modulu průřezu je použito 1. Steinerovy věty (viz kapitola 3.1.2).

6.3 Způsob namáhání nosníku

6.3.1 Výpočet namáhání ve svislém směru

Prvním v postupu řešení je uvolnění soustavy jako celku od základního rámu v rámci zjednodušení zmíněného v kapitole 0. Lze tedy pro uvolnění zavést reakce od základního rámu a mezi jednotlivými členy soustavy viz. Obr. 19.



Obr. 19: Zakreslení uvolnění členů 2 a 3 od základního rámu

Předpoklad pro řešení metodou uvolňování je především statická určitost úlohy. Tuto lze ověřit pomocí strukturálního vzorce (13).

$$i = 3(n - 1) - 2(r + p + v) - o \quad (13)$$

$$i = 3(2) - 2(3) = 0$$

Zde n znamená počet členů konstrukce, r , p a v představuje rotační, posuvnou a valivou vazbu a o vazbu obecnou. Výpočtem bylo zjištěno, že tato konstrukce splňuje podmínky pro řešení metodou uvolňování, neboť její počet stupňů volnosti je roven 0.

Po zavedení příslušného souřadného systému na Obr. 19 lze početně zapsat rovnice rovnováhy pro jednotlivé členy. Rovnicemi rovnováhy (14) pro člen 2 a (15) pro člen 3.

$$\begin{aligned} \sum F_{IY} &= 0; R_{BY} - R_{AY} = 0 \\ \sum F_{IZ} &= 0; R_{AZ} - F - R_{BZ} - F = 0 \\ \sum M_{IA} &= 0; F * l_1 - R_{BZ} * L + F * l_2 = 0 \end{aligned} \quad (14)$$

$$\begin{aligned} \sum F_{IY} &= 0; R_{CY} - R_{BY} = 0 \\ \sum F_{IZ} &= 0; R_{CZ} - R_{BZ} = 0 \\ \sum M_{IC} &= 0; R_{BZ} * L - R_{BY} * h = 0 \end{aligned} \quad (15)$$

Vyčíslení pro jednotlivé reakce je shrnuto ve vztazích (17) až (21).

$$R_{BY} = R_{AY} = 8\,068\,N \quad (16)$$

$$R_{AZ} = 2 * F - R_{BZ} = 661\,N \quad (17)$$

$$R_{BZ} = \frac{F * (l_1 + l_2)}{L} = 4\,990\,N \quad (18)$$

$$R_{CY} = R_{BY} = 8\,068\,N \quad (19)$$

$$R_{CZ} = R_{BZ} = 4\,990\,N \quad (20)$$

$$R_{BY} = R_{BZ} * \frac{L}{h} = 8\,068\,N \quad (21)$$

Po vyjádření velikosti reakcí se lze dostat k znázornění průběhu normálové složky zatížení $N_{(x)}$ posouvající složky síly $T_{(x)}$ a ohybového momentu $M_{(x)}$, jenž na takto uvolněný nosník působí.

Po zvolení délky, kterou bude jasně definováno rozložení sil do šikmé podpěry a do místa uložení samotného kantileveru, jejíž hodnota je $L=0,65$ m, lze jednoznačně vyjádřit níže zmíněné průběhy graficky na Obr. 20.

Maximální ohybový moment od svislého zatížení je $M_0 = 477$ Nm. Veličina je také ovlivněna průřezem, respektive tvarem daného nosníku, jenž je za pomoci potřebných veličin charakterizován v Tab 2. Pro výpočet maximálního ohybového napětí z maximální hodnoty ohybového momentu je použito vztahu (22).

$$\sigma_{MAX} = \frac{M_o}{W_x} = \frac{477}{6678 * 10^{-9}} = 72\,MPa \quad (22)$$

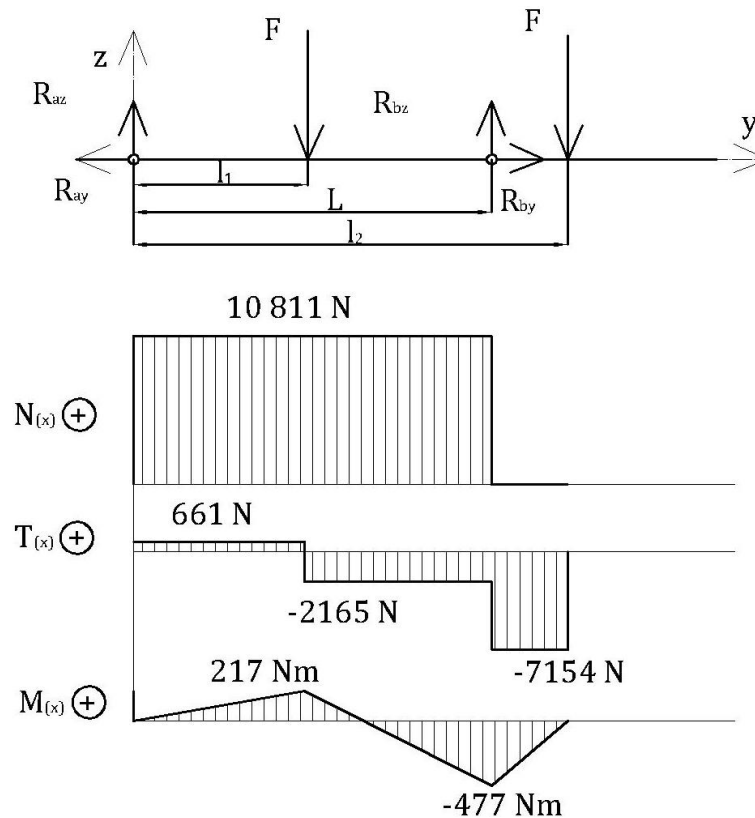
Vzhledem k působení sil i v normálové složce zatížení, tedy namáhání materiálu na tah, je nutné ověřit, zdali bude vybraný druh materiálu odpovídat z hlediska pevnosti i pro tento druh zatížení. Tahové namáhání materiálu v podobě napětí tímto vyvolaného je vypočteno ze vztahu (23).

$$\tau = \frac{F_N}{S} = \frac{10\,811}{702} = 15\,MPa \quad (23)$$

Výsledné redukované napětí σ_{red} je vyjádřeno součtem předešlých napětí vyvolaných ohybem a tahem, viz. vztah (24). Tato napětí lze sčítat, neboť leží ve stejné rovině a mají totožný směr.

$$\sigma_{red} = \sigma_o + \sigma_t = 87 \text{ MPa} \quad (24)$$

Redukované napětí σ_{red} lze považovat za výsledek silového působení ve směru svíslém.



Obr. 20 : Průběh zatížení počítaného nosníku

Tab 3: Vztahy pro grafické znázornění průběhu momentu

$x \in \langle 0; l_1 \rangle$	$x \in \langle l_1; L \rangle$	$x \in \langle L; l_2 \rangle$
$M_{(x)} = R_{AZ} * x$	$M_{(x)} = R_{AZ} * x - F(x - l_1)$	$M_{(x)} = R_{AZ} * x - F(x - l_1) + R_{BZ}(x - L)$

Průběh ohybového momentu je zásadní pro samotné navržení pevnosti konstrukce konzoly. Lze podle něj vhodně dimenzovat umístění šikmé podpěry, zároveň si lze také snáz představit skutečné zatížení v konzole.

Průběh ohybového momentu takto zatíženého nosníku je vykreslen pomocí vztahů podle jednotlivých intervalů v Tab 3.

Vzhledem k požadavkům na bezpečnost nosníku je zapotřebí dodržet předepsanou hodnotu koeficientu bezpečnosti k . Stejně jako v celém návrhu i zde je tento požadavek stanoven normou. [4] Pro ověření platí vztah (25),

$$k = \frac{\sigma_{DOV}}{\sigma_{red}} = 2,25 \quad (25)$$

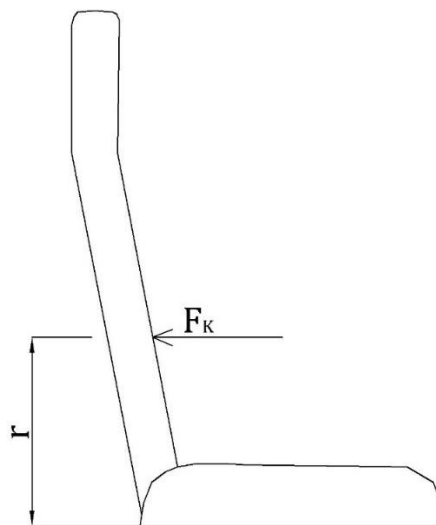
kde velikost dovoleného napětí je dána výběrem materiálu. V tomto případě byl zvolen materiál dle ČSN 11 320. Jedná se o dobře svařitelnou ocel k nevýrazně namáhaným konstrukcím. Její pevnostní vlastnosti jsou pro účel výroby nosné konzoly dostatečně bezpečné. Minimální udávaná hodnota meze kluzu je 196 MPa. [15]

6.3.2 Výpočet namáhání ve směru vodorovném

Konzole je namáhána taktéž ve směru vodorovném. Toto namáhání je způsobeno například prudkým brzděním vlaku, v krajním případě nárazu do překážky. Dostatečná pevnost musí být splněna pro normou stanovené zrychlení v tomto směru [4]. Touto normou je stanovená složka zrychlení $3g$.

Na konzoly tedy působí nejenom ohybový moment, ale také moment kroučící, který je vyvozen od síly působící v celkovém těžišti sedadla a cestujícího, které leží nad neutrální osou konzole samotné. Poloha těžiště osoby, je dána mimo jiné její tělesnou stavbou. U sedící osoby je její těžiště položeno přibližně 20 cm nad pasem [16]. Tato hodnota tedy poslouží ke stanovení výsledné výšky těžiště nad neutrální osou konzole, tedy výšky, která bude v početním řešení znamenat rameno, přes které bude silou působit kroučící moment.

Na Obr. 21 je znázorněna geometrická poloha uvažovaných těžišť sedadla a sedící osoby.



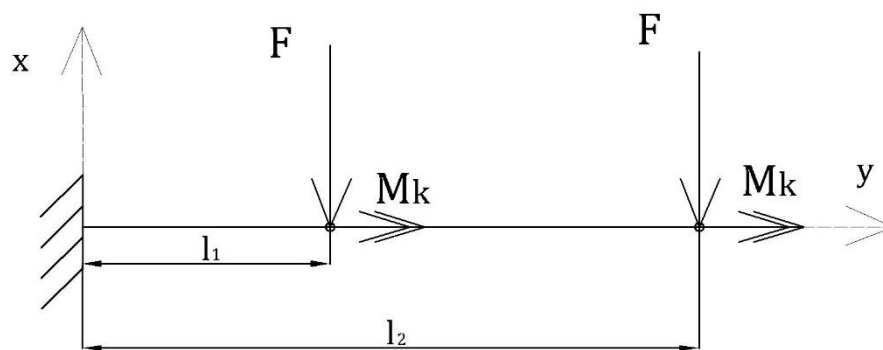
Obr. 21 : Schéma působení vodorovné síly na sedadlo

Poloha výšky výsledného těžiště je stanovena experimentálně, měřícím zařízením na velikost $r = 500$ mm.

Pro výpočet kroučícího momentu je nutné vyjádřit parametry daného průřezu konzole, potřebné pro vyjádření W_k . Obdobně jako u namáhání ve směru svislém v kapitole 6.3.1, i zde je ve kombinace dvou namáhání při současném působení vodorovným směrem. Namáhání ohybové vzniká vlivem síly, která bude působit přes spojení konzole a sedadel. Druhý typ namáhání je krut, jež vznikne působením silového účinku v místě těžiště společného pro sedící cestující a sedadla ve vzdálenosti od neutrální osy konzole, která bude zároveň i ramenem působící síly.

Výsledný kroutící moment, tímto zatížením vzniklý bude tedy konzoly zkrucovat. U silového působení v ose x se však jedná o napětí, jež neleží v jednom směru. Jejich současné působení je tedy řešeno za pomoci hypotézy HMM.

Pro vodorovné zatížení je uvažované uložení konzole formou vetknutého nosníku vyobrazené na Obr. 22.



Obr. 22: Zatížení sil působící na konzoly od posouvající síly

Silové zatížení je opět situováno prostřednictvím uložení sedadel a jako sekundární namáhání je v tomto případě uvažován krut, který bude na danou konzoly díky předešlému působit.

Při konkrétním výpočtu budou rovnice statické rovnováhy sestaveny obdobně jako v předchozí kapitole.

$$\begin{aligned} \sum F_{iY} &= 0; -R_{AY} = 0 \\ \sum F_{iX} &= 0; R_{AX} - F - F = 0 \\ \sum M_{iA} &= 0; -M_A F * l_1 + F * l_2 = 0 \end{aligned} \quad (26)$$

Po sepsání rovnic (26) je číselné vyjádření jednotlivých reakcí v rovnicích (27). Na rozdíl od zatížení svislým směrem zde nepůsobí žádná síla v ose samotné konzoly.

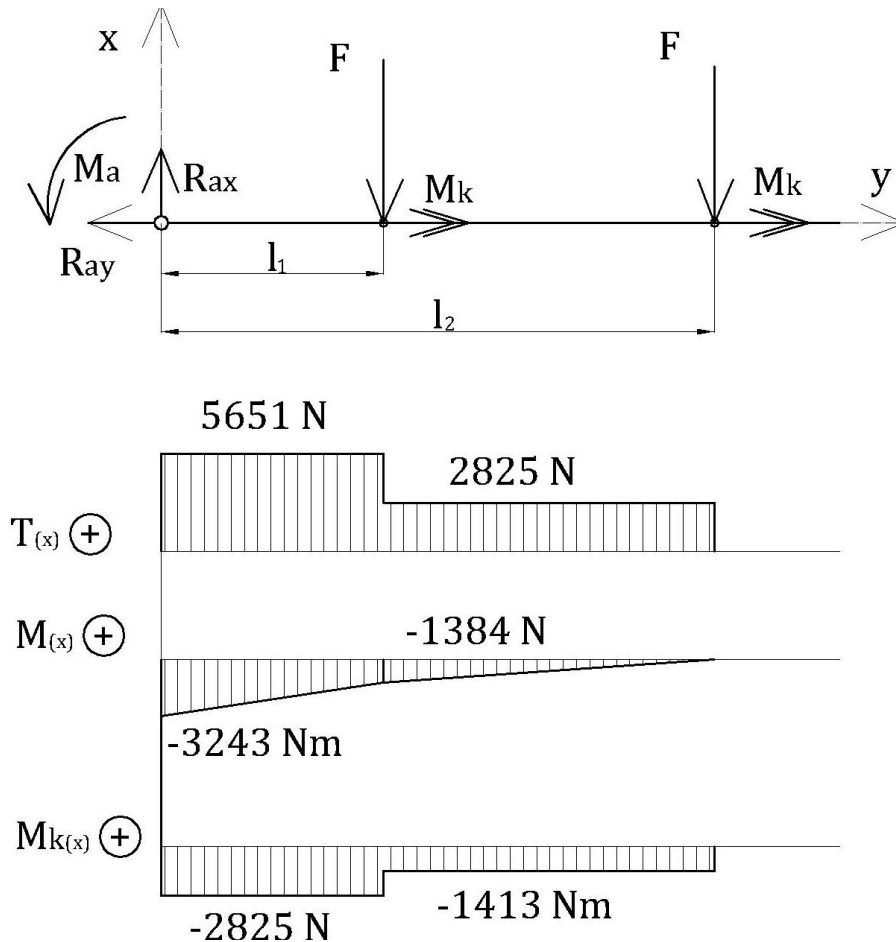
$$\begin{aligned} R_{AY} &= 0 \text{ N} \\ R_{AX} &= 2 * F = 5651 \text{ N} \\ M_A &= F(l_1 + l_2) = -3243 \text{ Nm} \end{aligned} \quad (27)$$

Pro vyšetření velikosti kroutícího momentu a jeho účinku na samotnou konzoly je uvolnění od základního rámu stejné, avšak kromě momentů vyvolávajících kroucení konstrukce zde žádné jiné silové účinky nejsou. Kroutící moment tedy působí na rameni r a jeho vyjádření je ve vztahu (28).

$$M_K = F * r = 1412,64 \text{ N} \quad (28)$$

Lze tak jednoduše zjistit, že výsledný reakční moment bude mít velikost $M_a = -2825,28$ viz vztah (29).

$$M_A = -2 * M_K = -2825,28 \text{ Nm} \quad (29)$$



Obr. 23 : Průběh zatížení ve vodorovném směru

Pro největší ohybový a kroutcí moment se určuje maximální vyvozené napětí. Velikosti těchto napětí jsou uvedeny ve vztahu (30) a (31).

$$\sigma_{OH} = \frac{M_O}{W_Y} = 9 \text{ MPa} \quad (30)$$

$$\sigma_{KRUT} = \frac{M_K}{W_K} = 8 \text{ MPa} \quad (31)$$

U takového kombinovaného namáhání je za potřeby použití hypotézy. Vzhledem k působení pouze ohybu a krutu bude hypotéza HMM upravena do podoby vztahu (32).

$$\sigma_{EKV} = \sqrt{\sigma_{OH}^2 + \sigma_{KRUT}^2} = 12 \text{ MPa} \quad (32)$$

6.4 Způsob uchycení konstrukce sedadel ke konzole

Konzole díky svému tvaru umožňuje poměrně snadné uchycení pomocí šroubového spoje. Samotný spoj je navržen jako třecí, tedy plochy dosednutí horní části samotné konzoly jsou k sobě přitlačovány spolu s konstrukcí nesoucí samotná sedadla.

Rozměry šroubu pro uchycení konzoly jsou zvoleny s ohledem na požadovanou velikost děr sloužících pro ukotvení nosného rámu sedadel na Obr. 13d. Parametry zvoleného šroubu jsou uvedeny v Tab 4.

Tab 4: Rozměry zvoleného šroubu

	d_2 [mm]	d_3 [mm]	P_h [mm]	D_k [mm]	D_o [mm]	f_p
Šroub M8 x 10	7,188	6,466	1,25	16,2	8	0,12

Tyto dvě části jsou spojeny šrouby s maticemi, které se instalují z horní části konstrukce a skrz uzavřený čtvercový profil konzoly se dotahují. Pro vyjádření potřebného utahovacího momentu jsou níže sepsány rovnice (33).

$$\begin{aligned}
 M_U &= M_{ZU} + M_{PU} \\
 M_{ZU} &= F_{ZU} \frac{d_2}{2} = 2,53 \text{ Nm} \\
 M_{PU} &= f_p * \frac{F_{ZU}}{\tan(\gamma + \varphi)} \frac{D_p}{2} = 5,81 \text{ Nm}
 \end{aligned} \tag{33}$$

Zde D_p je střední průměr stykové plochy, jenž je vyjádřen za pomoci šířky otvoru stranového klíče D_k a průměru otvoru pro šroub D_o v rovnici (34).

$$D_p = \frac{D_k + D_o}{2} \tag{34}$$

Úhel stoupání γ a třecí úhel φ vyjadřuje vztah (35) a (36).

$$\gamma = \arct\left(\frac{P_h}{\pi * d_2}\right) = 3,16^\circ \tag{35}$$

$$\varphi = \arctan(f_z) = 6,84^\circ \tag{36}$$

Výsledný vzorec pro výpočet utahovacího momentu i s uvažovaným součinitelem bezpečnosti k viz kapitola 3.1.1 je uveden v rovnici (37).

$$M_U = \left(F_{ZU} \frac{d_2}{2} + f_p * \frac{F_{ZU}}{\tan(\gamma + \varphi)} \frac{D_p}{2} \right) * k = 12,52 \text{ Nm} \tag{37}$$

$$F_{ZU} = F_Q * \tan(\gamma + \varphi) \tag{38}$$

Pro utahovací moment M_U je v materiálu šroubu vyvolána odpovídající normálová síla. Tato síla, označena F_Q je vyjádřena vytknutím F_{ZU} a následnou úpravou vztahu (37) a (38) do podoby rovnice (39).

$$F_Q = \frac{2 * M_U}{[(\tan(\gamma + \varphi) * d_2) + (f_p * D_p)]} = 9207,8 \text{ N} \tag{39}$$

Materiál šroubu je volen na základě ověření pevnosti materiálu v tahu, který je vyvolán právě silou F_Q . Na základě vztahu (40) je vyjádřeno skutečné tahové napětí vyvolané působením síly F_Q ve šroubu. Materiál šroubu, přesněji pevnostní třída bude zvolena tak, aby dovolené napětí bylo menší.

$$\sigma = \frac{F_Q}{S} \leq \tau_{DOV} \quad (40)$$

Po dosažení hodnoty normálové síly F_Q ze vztahu (39) do rovnice (40) vychází hodnota tahového napětí v materiálu šroubu $\sigma=251$ MPa. Pro tuto hodnotu napětí vychází nejlépe pevnostní třída šroubů 4.6. [17]

6.5 Popis výroby konzole

Konzole sestává z dílů v Příloze 1 až Příloze 5. Nejdříve při samotné kompletaci dochází k provedení koutového svaru levé konzole, Příloha č. 4 a příčky, Příloha č. 2. Následně je přivařena i konzole pravá, Příloha č. 5. Takto pevně spojený horní díl konzole je dále spojen s přírubami, které zajišťují uložení v C-drážkách bočnice skříně v Příloze č. 3. U tohoto spojení je nutné řídit se rozměry v sestavném výkrese Přílohy č. 6. Především pak kvůli dodržení geometrické tolerance, která je předepsána vzhledem k dolnímu umístění příruby do C-drážek.

Na příruby z Přílohy č. 3 jsou vyvrtány otvory pro šrouby zajišťující spojení konzole jako svařence s C-drážkami v bočnici skříně vozu.

Dalším krokem ve výrobě konzole je spojení šikmé podpěry v Příloze č. 1 s přírubou. Toto spojení je taktéž provedeno koutovým svarem. Finálním krokem je spojení šikmé podpěry s nosnou částí konstrukce. Spojení je provedené svarem koutového typu, pouze však po bocích podpěry, především kvůli jejímu zúženému tvaru na konci.

Do nosných částí z Příloh č. 5 a č. 6 jsou vyvrtány otvory pro usazení a ukotvení konstrukce nesoucí sedadla. Zespodu těchto částí budou pro účely snadného dotahování šroubových spojení také zhotoveny otvory, avšak o větším průměru a se sraženými hranami.

Na příruby z Přílohy č. 3 jsou vyvrtány otvory pro šrouby zajišťující spojení konzole jako svařence s C-drážkami v bočnici skříně vozu.

6.6 Ověření navrhovaného svarového spoje

Vzhledem ke tvaru spojovaných součástí je ve všech svarech uvažováno koutového svaru. Tento svar je složitější z hlediska výpočtu. Z hlediska namáhání svaru nelze uvažovat základní vztahy v pružnosti a pevnosti. To zejména kvůli obecné poloze nosného průřezu.

Ve vztazích je uvedena délka l délkou výpočtovou, a to zejména proto, že konce svaru jsou kvůli své nedokonalosti odečteny z celkové hodnoty. Pro délku tedy platí rovnice (41).

$$l = l_{sv} - 2a \quad (41)$$

V následujících výpočtech jsou vztahy pro výpočet jednotlivých směrů namáhání svaru použity z literatury [14]. Vzhledem k zatížení konzole se uvažují dva směry namáhání svarového spoje.

Prvním z nich je namáhání tahovou silou vyvozenou působením normálového zatížení nosníku. Tato velikost namáhání je vyjádřena vztahem (42)

$$\tau_{t\perp} = \frac{F_t}{2al} = 54,53 \text{ MPa} \quad (42)$$

Další namáhání, které na svary bude působit, je ohyb. Ohybový moment, v jeho nejvzdálenějším působišti bude použit, pro ověření pevnosti svaru ve vztahu (43).

$$\tau_{t\parallel} = \frac{M_o}{al^2} = 33,37 \text{ MPa} \quad (43)$$

Z těchto dvou složek napětí se vypočte tzv. srovnávací napětí pomocí vztahu (44). To je následně porovnáno s pevnostní podmínkou ze vztahu (46).

$$\sigma_s = \sqrt{\left(\frac{\tau_{t\perp}}{\alpha_{\perp}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{t\parallel}}{\alpha_{\parallel}}\right)^2} = 54,53 \text{ MPa} \quad (44)$$

Hodnoty převodních součinitelů α pro jednotlivé směry jsou uvedeny v Tab 5.

Tab 5: Velikosti součinitelů při výpočtu koutového svaru

Součinitel	α_{\perp}	α_{\parallel}	β	k_p	R_e [MPa]
Hodnota	0,75	0,65	1,165	1,25	196

Kde součinitel velikosti koutového svaru β je vypočten ze vztahu (45).

$$\beta = 1,3 - 0,045 * a = 1,165 \quad (45)$$

$$\sigma_s \leq \beta \frac{R_e}{k_p} \quad (46)$$

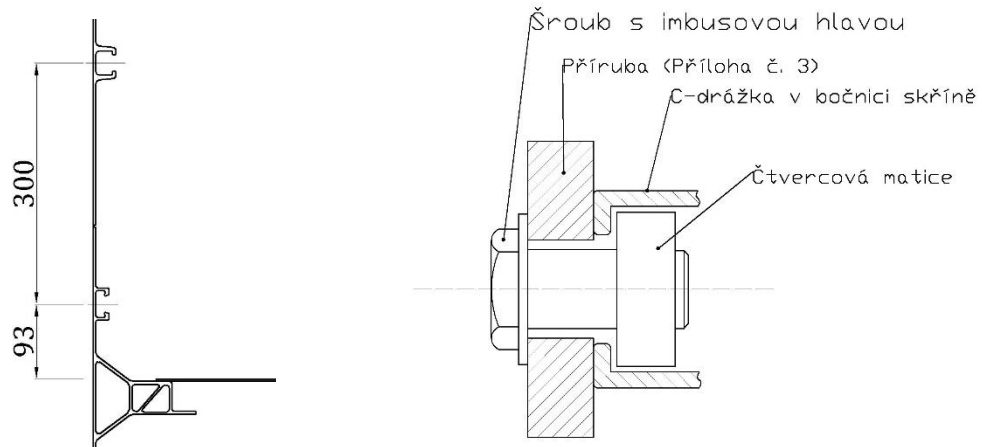
$$89 \leq 182,67$$

Z porovnání srovnávacího napětí a pevnostní podmínky lze soudit, že svar je dostatečně pevný pro uvažovaná zatížení. [14]

6.7 Způsob uložení do drážek v bočnici skříně

Uložení samotné konzoly sedadel je provedeno upevněním do C-drážek v bočnici skříně. Toto upevnění umožňuje jednak značnou variabilitu v uspořádání interiéru, zároveň také snadnou manipulaci v případě montáže.

Tyto C-drážky jsou umístěny nad sebou a jsou znázorněny na obrázku Obr. 24. Samotná C-drážka je v bočnici vozu provedena protlačovací metodou. Upevnění konzoly je provedeno pomocí čtvercové matice, která se opírá o vnitřní stranu C-drážky. Ta je stažena šroubem, nejčastěji s imbusovou hlavou, a tím tvoří pevné spojení.



Obr. 24: Rozmístění C-drážek v bočnici vozu

V horní C-drážce je z poskytnutých údajů použit šroub ISO 4762-M12X25-8,8. Ve spodní C-drážce je použit šroub menšího průměru, a to sice ISO 4762-M10x25-8,8. Oba tyto šrouby jsou součástí zadání a je s nimi tedy počítáno bez úprav.

7 ZÁVĚR

Výsledkem návrhu nosné konzoly sedadel je nejenom konkrétní řešení, ale také možný přístup k výpočtu a návržení.

I přes použitá zjednodušení je patrné, že dané provedení bude vyhovovat uvažovaným zatížením. Důkazem tohoto tvrzení je dosažení vysoké hodnoty koeficientu bezpečnosti na Obr. 25. V daném návrhu je také možné upravovat či nahrazovat rozměry, tvar, případně vzdálenost umístění šikmé podpěry, a tím měnit silové působení například v místech připevnění k C - drážkám.

Jedním dosud nezmíněným parametrem tohoto návrhu je samotná hmotnost konstrukce.

Tato se vyjádří za pomoci vztahu (47).

$$m = V * \rho \quad (47)$$

Hustota použité oceli je $7\,850 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$. Vypočtená plocha celé konstrukce činí $2\,713\,376 \text{ mm}^3$

a hmotnost jedné konzole bude 21,3 kg.

Výsledné rozměry konzole		
Tvar profilů	[-]	čtvercový
Délka profilů	[mm]	1000
Výška stěny	[mm]	60
Šířka stěny	[mm]	60
Tloušťka stěny	[mm]	3
Vzdálenost C-drážek	[mm]	300
Vzdálenost umístění šikmé podpěry	[mm]	650
Materiál nosníku		
Ocel	ČSN 11 320	
Mez kluzu	[Mpa]	196
Výsledné namáhání materiálu		
Svislý směr		
Redukované napětí	[MPa]	86,9
Bezpečnostní koeficient	[-]	2,3
Podélný směr		
Redukované napětí	[MPa]	12,4
Bezpečnostní koeficient	[-]	15,9

Obr. 25: Stručný přehled výsledků

Na Obr. 25 jsou zobrazeny výstupní hodnoty, jakými jsou výsledná namáhání v obou uvažovaných směrech a také výběr materiálu a splnění pevnosti pro jeho hodnoty meze kluzu. V tabulce na obrázku je také uveden koeficient bezpečnosti, který daný návrh pod jednotlivými zatíženími představuje. Je tedy patrné, že jeho hodnota je mnohokrát vyšší nežli požadovaná normou ČSN EN 12663-1+A1. Toto předimenzování je nicméně potřebné z důvodu podstatných zjednodušení, která se ve výpočtu objevují.

Tvarem se konstrukce příliš neliší od běžně dostupných, avšak díky tvaru nosných příček je docíleno snazšího umístění kabelových rozvodů, například pro napájení drobné elektroniky nebo po dosazení topných těles.

Z pohledu výroby je daný návrh zpracovatelný velmi snadno. Jeho hlavní součásti jsou z polotovarů, u kterých není potřeba zásadní opracování. Jednoduchost také spočívá v sestavení díky snadno přístupným místům, která jsou určena ke svařování.

Celkovou prostorovou zástavbu uvažovaného tvaru konzole je možné změnit umístěním šikmé podpěry. Další variantou je nahrazení jednoduchého nosníku čtvercového průřezu, kterým v tomto případě šikmá podpěra je, nosníkem s lomeným tvarem, kdy se vzdálenější část více přibližuje samotné nosné konzoly. Tato varianta by umožnila větší prostor pro nohy cestujících.

Literatura

- [1] Pendolino - opěradlo nohou. In: *Technet* [online]. Praha: MAFRA, 1999-2019 [cit. 2019-05-15]. Dostupné z: https://www.idnes.cz/technet/reportaze/jak-se-ridi-pendolino-vyzkouseli-jsme-nejrychlejsi-vlak-v-cesku.A061116_170617_tec_reportaze_NYV
- [2] Borcad - detail sedadel. In: *Borcad* [online]. Praha: Borcad, 2018 [cit. 2019-05-15]. Dostupné z: <https://www.borcad.cz/portfolio/comfort/>
- [3] KRÍŽ, Rudolf a Pavel VÁVRA. *Strojírenská příručka: 24 oddílů v osmi svazcích*. 1. Praha: Scientia, 1994. ISBN 80-858-2759-X.
- [4] ČESKÁ TECHNICKÁ NORMA: *Železniční aplikace - Pevnostní požadavky na konstrukce skříňů kolejových vozidel - Část 1: Lokomotivy a vozidla osobní dopravy (a alternativní metoda pro nákladní vozy)*. Červen 2015. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2015.
- [5] MENČÍK, Jaroslav. *Pružnost a pevnost I*. Univerzita Pardubice, 1996. Syllabus. Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera, Katedra mechaniky, materiálů a částí strojů.
- [6] FUSEK, Martin a Radim HALAMA. *MKP a MHP*. Plzeň, Ostrava, 2012. Projekt. Vysoká škola Báňská - Technická univerzita v Ostravě a Západočeská univerzita v Plzni.
- [7] SMOLEK, Jan. *Kontrola a měření strojních součástí a jejich polotovarů* [online]. Brno, 2007 [cit.2019-05-01]. Dostupné z: http://domes.spssbrno.cz/web/DUMy/STT,%20KOM/VY_32_INOVACE_23%E2%80%9307.pdf. Prezentace. Střední průmyslová škola a Vyšší odborná škola technická Brno, Sokolská 1.
- [8] Fotografie interiéru vozu Btn753. In: *Parostroj - moravskoslezský železniční občasník* [online]. Praha: Neuvedeno, 2004 [cit. 2019-05-01]. Dostupné z: https://www.parostroj.net/katalog/ov/images/fotografie/043_interier.jpg
- [9] Interiér motorového vozu 854. In: *Fotodoprava* [online]. -: Bedřich Zenáhlík, 2005 [cit. 2019-05-01]. Dostupné z: <http://www.fotodoprava.com/854.htm>
- [10] Regiopanter 1. vozová třída. In: *České dráhy a.s.* [online]. Praha: České dráhy, 2016 [cit. 2019-05-11]. Dostupné z: <https://www.cd.cz/assets/nase-vlaky/regionalni-vlak-cd/regiopanter/1-trida-regiopanter.jpg>
- [11] Interiér jednotky 680. In: *České dráhy a.s.* [online]. ČR: České dráhy, 2006 [cit. 2019-05-01]. Dostupné z: <https://www.cd.cz/assets/pendolino06.jpg>

- [12] Interiér vozu 844. In: *Wikiwand* [online]. PL: wikiwand, 2001 [cit. 2019-05-01]. Dostupné z:
http://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/thumb/6/68/Czech_Raildays_2013%2C_%C4%8CD_RegioShark%2C_844.017_%2817%29.jpg/500px-Czech_Raildays_2013%2C_%C4%8CD_RegioShark%2C_844.017_%2817%29.jpg
- [13] Interiér vozu Ampz. In: *Parostroj* [online]. Praha: parostroj, 2007 [cit. 2019-05-15]. Dostupné z: https://www.parostroj.net/katalog/ov/images/fotografie/Ampz_int.jpg
- [14] PEŠÍK, Lubomír. *Části strojů: stručný přehled*. Vyd. 3., dopl. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2008. ISBN 978-80-7372-319-4.
- [15] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: učebnice pro školy technického zaměření*. Šesté vydání. Úvaly: Albra, 2017. ISBN 978-80-7361-111-8.
- [16] *FYZMATIK.píše* [online]. -: FYZMATIK, 2010 [cit. 2019-04-21]. Dostupné z: <http://fyzmatik.pise.cz/371-teziste-lidskeho-tela.html>
- [17] Mechanické vlastnosti šroubů. *Šroub a matka* [online]. b.r. [cit. 2019-05-07]. Dostupné z: <https://www.sroubamatka.cz/cs/technicke-informace/mechanicke-vlastnosti-ocelovych-sroubu.html#5>

Seznam příloh

Příloha č.1 – Výrobní výkres šikmé podpěry

Příloha č. 2 – Výrobní výkres příčky spojující nosné části konzole

Příloha č. 3 – Výrobní výkres příruby pro spojení s C-drážkou

Příloha č. 4 - Výrobní výkres levé nosné konzole

Příloha č. 5 - Výrobní výkres pravé nosné konzole

Příloha č. 6 – Sestavný výkres kantileveru